



Diseño de Banco de Ensayo para Evaluación de Trenes de Siembra bajo Vibraciones

Pablo Costamagna

Fiorella Rocío Hazzi

Universidad Nacional de Rosario
Facultad de Ciencias Exactas, Ingeniería y Agrimensura
Escuela de Ingeniería Mecánica
Rosario, Argentina
Año 2025

Diseño de Banco de Ensayo para Evaluación de Trenes de Siembra bajo Vibraciones

Pablo Costamagna

Fiorella Rocío Hazzi

Proyecto Final de Ingeniería Mecánica presentado como requisito parcial para optar al
título de:

Ingeniero/a Mecánico/a

Director/a:

Ing. Pedro Sismondi – Ing. Guillermo Rodríguez – Ing. Juan Sismondi

Universidad Nacional de Rosario

Facultad de Ciencias Exactas, Ingeniería y Agrimensura

Escuela de Ingeniería Mecánica

Rosario, Argentina

Año 2025

*La ingeniería es el motor del progreso que
transforma el potencial en realidad.*

Theodore von Kármán

Resumen

El presente trabajo surge de la necesidad de poder evaluar en un ambiente controlado el efecto de la vibraciones, producidas por la desuniformidad y el desnivel del terreno, que se le transmiten al tren de siembra durante el proceso de siembra. Para esto, se analizaron distintas alternativas en el sistema de generación y transferencia de vibraciones, y de recopilación de datos, las cuales fueron validadas por modelos teóricos, cálculos y simulaciones. Como resultado, se diseña un banco de ensayo, basado en los efectos relevados por el Instituto Nacional de Tecnología Industrial (INTI), capaz de replicar condiciones reales de operación y generar correlaciones entre vibraciones y profundidad de siembra. Este banco también servirá como herramienta didáctica y permitirá ensayos para actores privados, promoviendo el conocimiento profundo, la innovación y la optimización en maquinaria agrícola.

Palabras clave: Sembradora, banco de ensayo, tren de siembra, vibraciones aleatorias, profundidad de siembra.

Abstract

This study arises from the need to evaluate, in a controlled environment, the effect of vibrations transmitted to the seed drill due to terrain irregularities and unevenness during the sowing process. To achieve this, various alternatives for vibration generation, transfer, and data collection were analyzed and validated through theoretical models, calculations, and simulations. As a result, a test bench was designed based on the effects identified by the National Institute of Industrial Technology (INTI), capable of replicating real operating conditions and establishing correlations between vibrations and seeding depth. This test bench will also serve as an educational tool and enable testing for private entities, fostering in-depth knowledge, innovation, and optimization in agricultural machinery.

Keywords: Seed drill, test bench, seeding unit, random vibrations, seeding depth.

Contenido

Resumen.....	4
Abstract.....	5
Contenido.....	6
Introducción.....	8
Capítulo 1: Identificación de variables y desarrollo de conceptos.....	11
Variables de la sembradora.....	13
Variables relativas a la operación de siembra.....	13
Mecanismo de 4 barras.....	14
Modelado.....	15
Elasticidad (k).....	16
Amortiguamiento (c).....	17
Masa (m).....	19
Primer momento de masa y centro de gravedad.....	19
Momento de inercia (segundo momento de masa).....	20
Sistemas equivalentes.....	21
Vibraciones aleatorias.....	21
¿Aleatorio o determinista?.....	22
Comportamiento de una variable aleatoria.....	23
Funciones que caracterizan a una variable aleatoria.....	24
Distribución de probabilidad.....	24
Promedio.....	26
Varianza.....	26
Desviación estándar.....	26
Media cuadrática.....	26
Interrelación de funciones.....	27
Función de autocorrelación.....	27
Transformada de Fourier.....	28
Densidad espectral.....	28
Comparativa entre densidad de probabilidad y densidad espectral de potencia.....	29
Raíz cuadrada de la media.....	29
Capítulo 2: Análisis de datos experimentales y propuestas de solución.....	31
Interpretación de datos experimentales.....	31
Propuestas de solución.....	33
Propuesta 1: Shaker hidráulico.....	33
Propuesta 2: Shaker electromecánico.....	34
Propuesta 3: Shaker mecánico.....	36
Elección de la propuesta.....	36

Capítulo 3: Transferencia de vibraciones.....	37
Cálculos previos.....	37
Chasis.....	40
Restricciones para el diseño del chasis.....	40
Restricciones en el método de fabricación.....	41
Prediseño del chasis.....	42
Diseño del chasis.....	50
Acople vibraciones.....	51
Peso disponible.....	52
Diseño conceptual del acople.....	54
Propuestas de solución y su validación.....	55
Propuesta 1.....	56
Propuesta 2.....	56
Validación y desarrollo de Propuesta 2.....	58
Verificación del paralelogramo deformable.....	61
Diseño del acople.....	62
Capítulo 4: Medición de carga.....	64
Acople Carga.....	64
Selección de elemento de medición.....	64
Celdas de carga.....	64
Dinamómetros.....	65
Celdas piezoeléctricas.....	65
Strain gauges o galgas extensiométricas.....	65
Diseño del acople carga.....	66
Relación fuerza-profundidad.....	67
Variables propias del suelo.....	68
Obtención de Hmax.....	69
Obtención de A.....	70
Conclusiones y recomendaciones.....	73
Conclusiones técnicas.....	73
Recomendaciones.....	73
Conclusiones académicas.....	74
Bibliografía.....	75
Anexo 1.....	78
Anexo 2.....	82
Anexo 3.....	96
Anexo 4.....	114
Anexo 5.....	124
Anexo 6.....	129
Anexo 7.....	139

Introducción

La agricultura argentina, fuertemente identificada con la soja, el trigo, el maíz y el girasol, es un pilar fundamental y estratégico para la economía ya que produce alimentos, genera empleos, impulsa exportaciones y contribuye al desarrollo del país. Además, es pionera en la aplicación de la tecnología de siembra directa, en incorporación de biotecnología y en la agricultura de precisión [1].

Las condiciones de la Argentina para los cultivos mencionados están entre las más productivas del mundo y la demanda global continuará creciendo. En el gráfico de la Figura i-1 se evidencia que la siembra de cereales y oleaginosas conforman el mayor porcentaje de superficie sembrada en el país y, a su vez, más del 84% de la superficie implantada con algún cultivo se realizó mediante siembra directa [2] por lo que resulta relevante estudiar éste proceso.

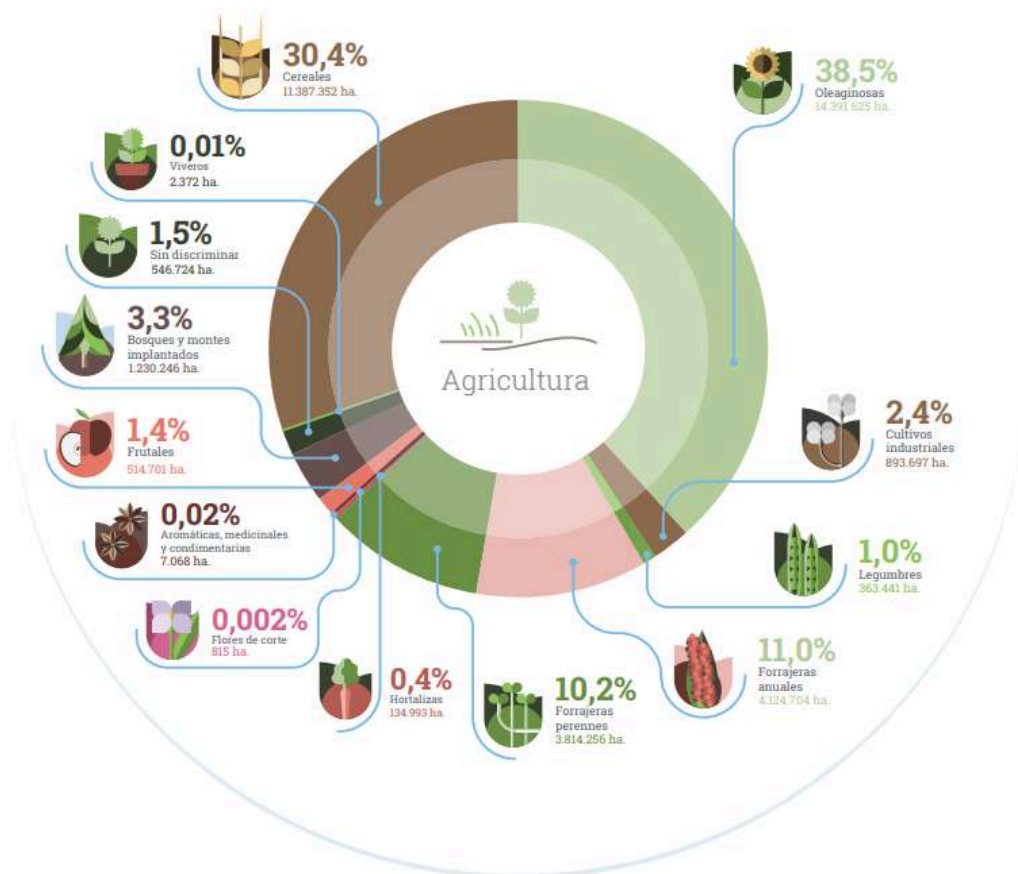


Figura i-1: Porcentaje de superficie implantada de cada cultivo.

La siembra consiste en la colocación en el terreno de cultivo de las semillas en las condiciones requeridas para su desarrollo [3] y son las máquinas sembradoras quienes se encargan de situar en el terreno, en diferentes condiciones, diversas clases de semillas sin dañarlas a una profundidad uniforme pero diferente para cada semilla y estado del suelo.

Las sembradoras están compuestas, principalmente, por una tolva que almacena las semillas y asegura su integridad; un mecanismo dosificador y otro distribuidor de las mismas; el tren de siembra cuyas funciones son abrir el surco, depositar la semilla y compactar el suelo alrededor de ella; y por último el bastidor que es la estructura portante de la máquina.

Por otro lado, en el último Censo Agropecuario, se evidencia que entre las máquinas utilizadas en las Explotaciones Agropecuarias tales como tractores, cosechadoras, acondicionadoras de forraje, entre otras, aproximadamente el 23% son sembradoras [2].

La variabilidad de profundidad y consistencia del terreno, la calibración y el desgaste de los órganos de las sembradoras y las condiciones climáticas, que le dan un carácter heterogéneo al suelo, son impedimentos a la hora de asegurar una profundidad de siembra constante y una distancia entre semillas adecuada, siendo variables importantes para lograr una emergencia uniforme de las plántulas.

De la necesidad de poder evaluar en un ambiente controlado el efecto de las vibraciones, producidas por la desuniformidad y el desnivel del terreno, que se le transmiten al tren de siembra durante el proceso de siembra es que surge este proyecto. Las mencionadas vibraciones pueden afectar negativamente en la precisión y consistencia en la siembra.

Se manifiesta a su vez el interés de analizar diferentes trenes de siembra con distintos sistemas de control de carga. Es aceptable tomar como regla general que el aumento de la carga sobre el tren de siembra conduce a un aumento de la profundidad de siembra. De esta forma, si la fuerza aplicada sobre el tren de siembra es constante se obtiene una profundidad de siembra uniforme, para condiciones de suelo homogéneas. Sistemas compuestos por resortes, cilindros hidráulicos e incluso neumáticos se han empleado para transferir la carga al tren de siembra obteniendo distintos porcentajes de variación de la carga, por lo que el propósito de este proyecto es facilitar la mencionada evaluación en un banco de pruebas.

El objetivo de este trabajo es replicar y estimar de la manera más exacta y precisa posible el comportamiento de un cuerpo de siembra para un rango de velocidades de uso, distintos niveles de carga y principios para aplicarla, diferentes condiciones del terreno -dureza, uniformidad, relieve, humedad- y tipos de suelo -arcilloso, arenoso, limoso-. Para esto, en primer lugar, se buscará una correlación entre vibraciones y profundidad de siembra. Luego, tomando como base mediciones experimentales, se pondrá a punto el banco de ensayo, obteniendo una determinada incertidumbre, que permitirá predecir el comportamiento de la sembradora en los distintos escenarios planteados consiguiendo repetitividad y confiabilidad en los resultados que se logren.

Por otro lado, esto proveería también a la Escuela de Ingeniería Mecánica y a sus alumnos una herramienta con un gran potencial para ser utilizada de forma didáctica tanto para la comprensión del tema como también de punto de partida para nuevos e innovadores proyectos. Asimismo este dispositivo permitiría que actores privados ensayen sus trenes de siembra sin necesidad de llevarlos a campo, lo que implica una mayor vinculación público-privada y menores costos económicos.

De manera tal de limitar el alcance del trabajo, se analizará el cuerpo de siembra que se encuentra disponible en la Escuela de Ingeniería Mecánica partiendo de datos experimentales obtenidos por entidades públicas tales como el INTI y el INTA [4].

Capítulo 1: Identificación de variables y desarrollo de conceptos

Existen distintos sistemas de siembra tales como el cultivo en toda la superficie o el cultivo en líneas; y a su vez diferentes formas de siembra como por ejemplo al voleo, a chorrillo, a golpes o monograno (también llamada siembra de precisión). El sistema de cultivo en toda la superficie supone la utilización de los métodos al voleo o a chorrillo mientras que en el cultivo en líneas puede ser a chorrillo (siembra de grano fino) o monograno (siembra de grano grueso). El propósito en todos los casos es establecer una densidad superficial de plantas óptima y el espaciamiento adecuado. Éstos quedan definidos principalmente por: la clase de cultivo, el tipo de suelo, la fertilidad del mismo y la humedad disponible.

Las sembradoras se encargan de colocar en el terreno, en diferentes condiciones, diversas clases de semillas sin dañarlas que, generalmente, se realiza en líneas, a una profundidad uniforme pero diferente para cada semilla y condiciones del suelo.

Se puede comenzar desde los antecedentes históricos de los trenes de siembra que consistían en dispositivos manuales que contaban con un repositorio de semillas y un sencillo mecanismo que las depositaba en el suelo cada una determinada cantidad de centímetros fijos. Adentrándose en las sembradoras actuales, se puede diferenciar entre siembra convencional y siembra directa. En la primera, antes de sembrar, se realiza el arado del suelo con el objetivo de prepararlo antes de la siembra mientras que en la segunda se coloca la semilla directamente en el suelo, sin previo arado. Ésta última tiene como beneficios: ahorro de tiempo, recursos, combustible y la conservación del suelo (retención de humedad, aprovechamiento de la materia orgánica que se encuentra en la superficie, disminución de erosión). A continuación se describen las distintas operaciones a realizar por el tren de siembra directa y los elementos que entran en juego en cada una de ellas que se detallan en la Figura 1-1.

- Labranza: aquí el disco de microlabranza (1) prepara el lecho de siembra y facilita la colocación precisa de las semillas en el suelo.
- Apertura del surco: se realiza mediante una única cuchilla circular cóncava o dos discos planos llamados abre surcos (2) que se encargan de abrir el suelo en dónde se va a depositar la semilla. Las ruedas limitadoras de profundidad, tal

como su nombre lo indica, se encargan de determinar la profundidad de siembra y se regula en función del suelo y el tipo de semilla en cuestión.

- Dosificación y depósito de la semilla en el suelo: esta operación se ejecuta mediante los órganos distribuidores y los tubos de caída. Desde la tolva, las semillas pasan a través del dosificador (3), compuesto por un disco y un sistema de vacío o de arrastre neumático, que en función de la velocidad de la sembradora y el diseño del disco define la densidad de siembra.
- Entierro de la semilla: el disco pisa grano (4) o, dependiendo del modelo, también puede ser la llamada cola de castor, ubicada detrás del dosificador, presiona la semilla sobre el suelo asegurando una mejor germinación dado que la fija al suelo.
- Compactación del suelo alrededor de la semilla: se lleva a cabo mediante las ruedas compactadoras (5) cuya presión ejercida sobre la tierra garantiza un buen contacto semilla-suelo. Esta presión se puede regular en función del estado del terreno.



Figura 1-1: Tren de siembra de Bertini. [5]

Al avanzar la tecnología, los trenes de siembra se han vuelto más precisos y con GPS incorporado gracias a la automatización y control electrónico. De esta manera es que se abre paso la **agricultura de precisión** en donde se ajusta la cantidad de semillas y las variables de siembra (profundidad, densidad, etc.) en función de las condiciones del suelo

(textura, humedad, entre otras) y las necesidades del cultivo. Con la aparición de la agricultura 4.0 se monitorea en tiempo real el rendimiento, velocidad de avance, cantidad de semillas depositadas, etc. y se pueden modificar parámetros de siembra, como por ejemplo la densidad, con el objetivo de optimizar el rendimiento del cultivo. A su vez se registran datos del proceso de siembra georreferenciados de manera de conocerlos, estudiarlos a lo largo del tiempo y ubicarlos en el campo. Como conclusión, los trenes de siembra han experimentado una evolución significativa en tecnología y este trabajo se enmarca en la búsqueda de optimizar aún más su rendimiento y eficiencia al conocer en profundidad su comportamiento.

Variables de la sembradora

- Carga en el tren de siembra: fuerza transmitida por el sistema de control de carga a cada uno de los elementos del tren de siembra. (siendo estos la rueda limitadora de profundidad, el disco abresurco, el disco de microlabranza, la rueda compactadora y la rueda pisa grano).
- Sistema de control de carga: dispositivo utilizado para aplicar una fuerza descendente sobre el cuerpo de siembra. El principio que emplea puede ser mecánico, hidráulico o neumático.

Variables relativas a la operación de siembra

Por otro lado se tienen variables relacionadas con la operación de la siembra tales como:

- Velocidad de siembra: es igual a la que se desplaza la sembradora.
- Profundidad de siembra objetivo: distancia óptima desde la superficie del suelo a la posición de germinación de la semilla.
- Profundidad de siembra media: promedio entre las profundidades de siembra logradas.
- Distancia entre semillas: el espacio entre semillas considerándolo colineal a la dirección de siembra.
- Desviación lateral de la semilla: la distancia, medida perpendicular a la dirección de siembra, entre la línea de surco y la ubicación final de la semilla.

Mecanismo de 4 barras

Para entender los fenómenos que suceden en un tren de siembra mientras está en uso para luego poder aislarlos y estudiarlos puntualmente haciendo foco en las vibraciones, como es el caso del presente estudio, y así finalmente entender cómo afectan al desempeño del cuerpo, en primer lugar se busca traspasar del sistema físico real a un Sistema Físico Idealizado (SFI) que permita su modelado matemático.

Para lograr esto se debe entender el o los mecanismos involucrados en el sistema. Este proyecto está enfocado a un tren de siembra en particular que se ubica en el taller de la facultad de Ingeniería Mecánica, que se expone en la Figura 1-2, pero dado que todos trabajan sobre el mismo principio, el análisis es válido para cualquiera de estos.



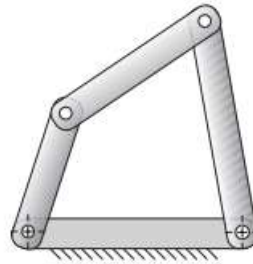
Figura 1-2: Tren de siembra bajo estudio.

Como ya ha sido mencionado, el principal objetivo de este proyecto es el análisis de la vibraciones generadas en el tren de siembra por lo que se debe obtener el SFI orientado al estudio de éstas. Al observar el cuerpo del tren de siembra se divisa que el mecanismo de aplicación de carga se da a través de un actuador, ya sea de resorte o hidráulico, en combinación con un paralelogramo deformable cuyo objetivo es, además de transmitir la carga del actuador, mantener la horizontalidad del cuerpo. Este paralelogramo, indicado en la Figura 3, puede ser modelizado como un mecanismo plano de 4 barras (N) con 0 juntas superiores (H_p) y 4 juntas inferiores (L_p) dado que posee cuatro juntas del tipo pasador. Esto puede representarse con el esquema de la Figura 1-3. Para conocer los

grados de libertad (D.o.F.) del mismo se utiliza la ecuación de Kutzbach o Grubber (ver Ecuación 1.1) en la que reemplazando los valores del presente caso confirma que el mecanismo en estudio posee un grado de libertad.

$$DoF = 3 * (N - 1) - 2 * Lp - Hp \quad (1.1)$$

$$DoF = 3 * (4 - 1) - 2 * 4 - 0 = 1 \quad (1.2)$$



α) Mecanismo: $GDL = +1$

Figura 1-3: Mecanismo de cuatro barras de un grado de libertad. [6]

Cabe aclarar en este punto que el cuerpo tiene otros mecanismos que le aportan desplazamientos al sistema, como la rueda limitadora de profundidad, el pisa grano, las ruedas compactadoras, pero dados los fines conceptuales de esta etapa no se los considera. Alcanzado este punto y ahora sabiendo que el sistema posee un único grado de libertad se procede con el traspaso del sistema real al sistema físico idealizado.

Modelado

El modelo adoptado para el traspaso del sistema real al SFI es el conocido a parámetros concentrados que descompone a los sistemas en una serie de masas, resortes y amortiguadores. A modo de ilustrar lo descrito se expone un esquema en la Figura 1-4.

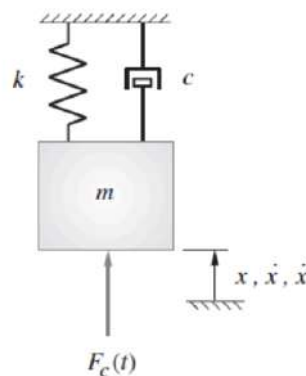


Figura 1-4: Modelado masa-resorte-amortiguador. [6]

En el modelado mencionado, la constante k agrupa toda la elasticidad del sistema, análogamente para la masa m y el coeficiente de amortiguamiento c . A su vez, si la complejidad del análisis lo amerita, se debe dividir el sistema real en varios subsistemas físicos para su análisis.

Elasticidad (k)

Como punto inicial para obtener estos parámetros se comienza con la elasticidad del sistema, resumida en la constante k , estudiando en primer lugar el resorte helicoidal y luego la elasticidad de los cuerpos que componen el sistema.

Los resortes helicoidales son el tipo más común de resorte, está formado por una barra de sección circular que recorre en forma de hélice un cierto diámetro. Si se toma como “ D ” al diámetro de la barra con la que el resorte está conformado, “ G ” como al módulo cortante de la misma, teniendo en cuenta que la hélice está formada por “ N ” vueltas de radio “ r ” y considerando que se comporta elásticamente, es decir despreciando las componentes no lineales, se puede demostrar que la constante elástica del mismo se aproxima a la dada por la Ecuación 1.3.

$$k = \frac{GD^4}{Nr^3} \quad (1.3)$$

Otro punto de utilidad es el modelado de elementos susceptibles a la vibración como barras o elementos similares como resortes. Para esto se debe considerar la dirección en la que ocurre la oscilación, las dimensiones de los elementos y las masas que lo componen. Un ejemplo de esto es una barra con una masa en el extremo como se observa en la Figura 1-5.

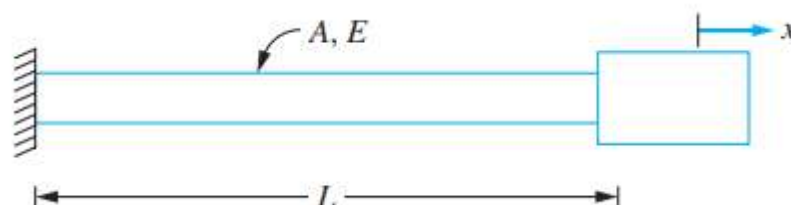


Figura 1-5: Modelado de elemento sometido a vibración como barra. [7]

Al tener una masa en el extremo conectada por una barra de sección uniforme y la dirección de oscilación compartida en el sentido longitudinal este puede modelarse como una masa-resorte lineal bajo la Ecuación 1.4 donde E es el módulo elástico del material.

$$k = \frac{A.E}{L} \quad (1.4)$$

Es normal que en ciertas aplicaciones se encuentren varios resortes o elementos elásticos de un sistema, para simplificar el mismo siempre es conveniente modelar estas combinaciones, ya sean en serie o en paralelo como un único resorte utilizando sumatorias.

Por último la constante elástica también se puede obtener de forma empírica midiendo la fuerza F y el desplazamiento del sistema x y despejando el valor de k de la ya conocida Ley de Hooke.

Amortiguamiento (c)

La fricción, generalmente denominada amortiguamiento, es el parámetro más difícil de modelar. Necesita ser una combinación de todos los efectos de amortiguación en el sistema, los que pueden tener muchas formas. La fuerza de fricción siempre se opone al movimiento.

La fricción estática también llamada fricción de Coulomb es una función no lineal que describe la interacción producida entre dos superficies que se frotan entre sí. En general se considera que es independiente de la magnitud de velocidad pero tiene un valor diferente y mayor cuando la velocidad es cero.

Otro tipo de fricción es el amortiguamiento viscoso y se produce por deslizamiento de un fluido en el espacio libre entre las partes móviles. Se considera como una función lineal de velocidad relativa.

El amortiguamiento cuadrático resulta del movimiento de un objeto a través de un medio fluido, como cuando circula un vehículo a través del aire. Este amortiguamiento es función del cuadrado de la velocidad relativa.

La relación de la fuerza dinámica de amortiguamiento (F_d) como una función de la velocidad relativa se expresa bajo la Ecuación 1.5.

$$F_d = cv|v|^{r-1} \quad (1.5)$$

Para el amortiguamiento de Coulomb, $r=0$ y $F_d=\pm c$; para el amortiguamiento viscoso $r=1$ y $F_d=cv$; y para el amortiguamiento cuadrático $r=2$ y $F_d=\pm cv^2$. Las respectivas gráficas se presentan en la Figura 1-6.

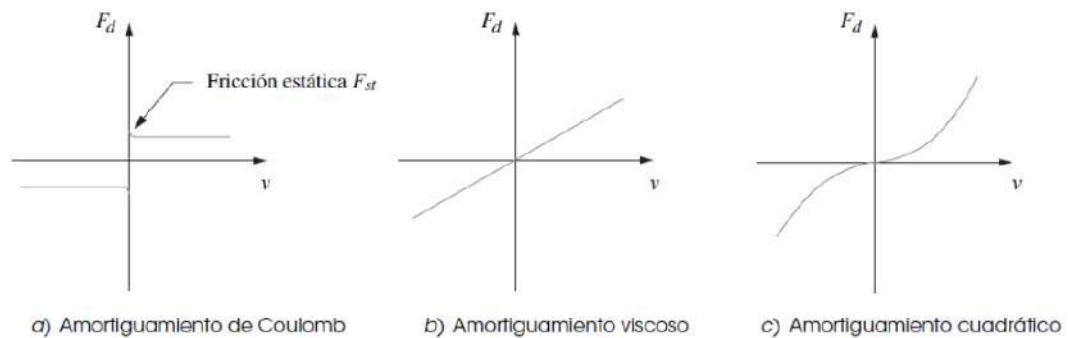


Figura 1-6: Fuerza dinámica del amortiguamiento en función de la velocidad relativa. [6]

El amortiguamiento viscoso a menudo se añade a los sistemas mecánicos como un medio para el control de vibraciones. Éste lleva a una decaída exponencial en la amplitud de las vibraciones libres y a una reducción en la amplitud de las vibraciones forzadas causadas por una excitación armónica. Además, la presencia de amortiguamiento viscoso da lugar a un término lineal en la ecuación diferencial gobernante, y por lo tanto, no complica significativamente el modelado matemático del sistema.

Una configuración simple de amortiguador se muestra en la Figura 1-7. La placa superior del amortiguador está conectada a un cuerpo rígido. A medida que el cuerpo se mueve, la placa se desliza sobre un reservorio de líquido viscoso con viscosidad dinámica. El área de la placa en contacto con el líquido es A . El esfuerzo cortante desarrollado entre el fluido y la placa crea una fuerza de fricción resultante que actúa sobre la placa.

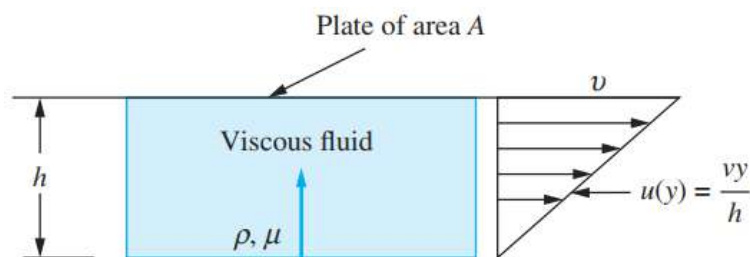


Figura 1-7: Configuración de amortiguador simplificada. [7]

Suponiendo que el reservorio está estacionario y la placa superior se desliza sobre el líquido con una velocidad v y que la profundidad del reservorio h es lo suficientemente pequeña como para que el perfil de velocidad en el líquido pueda aproximarse como lineal, como se ilustra en la Figura 1-7. Si y es una coordenada medida hacia arriba desde el fondo del reservorio, la velocidad en función de la mencionada coordenada también se expone en la Figura 1-7. Ahora, el esfuerzo cortante desarrollado en la placa se determina a partir de la ley de viscosidad de Newton (ver Ecuación 1.6) mientras que la fuerza viscosa que actúa sobre la placa queda dada por la Ecuación 1.7.

$$\tau = \mu \frac{du}{dy} = \mu \frac{v}{h} \quad (1.6)$$

$$F = \tau A = \frac{\mu A}{h} v \quad (1.7)$$

La comparación de las ecuaciones anteriores muestra que el coeficiente de amortiguamiento para este amortiguador está dado por la Ecuación 1.8.

$$c = \frac{\mu A}{h} \quad (1.8)$$

Masa (m)

La masa es una propiedad invariable de un cuerpo rígido. El peso del cuerpo varía según el sistema gravitatorio en el cual se encuentre. Debe suponerse que la masa de las partes es constante a través del tiempo.

Primer momento de masa y centro de gravedad

Cuando la masa de un objeto se distribuye a lo largo de ciertas dimensiones, generará un momento con respecto a cualquier eje que se seleccione. En la Figura 1-8 se observa un elemento diferencial de masa. El primer momento de masa de este elemento diferencial es igual al producto de su masa por la distancia al eje de interés.

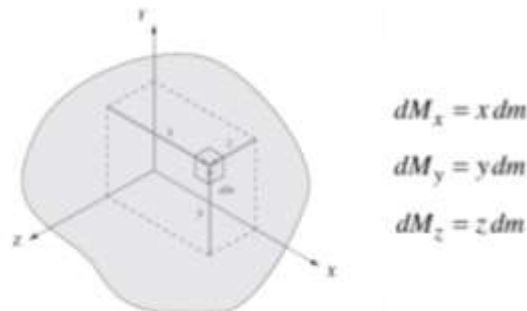


Figura 1-8: Elemento diferencial de masa y sus momentos. [6]

Para obtener los momentos de masa de un cuerpo deben integrarse las ecuaciones expuestas en la Figura 1-8, teniendo así las ecuaciones 1.9, 1.10 y 1.11.

$$M_x = \int x \, dm \quad (1.9)$$

$$M_y = \int y \, dm \quad (1.10)$$

$$M_z = \int z \, dm \quad (1.11)$$

Si el momento de masa con respecto a un eje particular es numéricamente cero, entonces dicho eje pasa por el centro de masa (CM) del cuerpo, el cual, en los casos que estamos estudiando, se puede asumir que coincide con el centro de gravedad (CG). Por definición, la suma de los primeros momentos con respecto a todos los ejes que atraviesan el centro de gravedad es cero. Es esencial localizar el CG de todos los cuerpos móviles dentro del diseño, ya que la componente de la aceleración lineal de cada cuerpo se calcula a partir de ese punto.

Momento de inercia (segundo momento de masa)

La forma rotatoria de la segunda ley de Newton está dada por la Ecuación 1.12 donde T es el par de torsión resultante con respecto al centro de masa, α es la aceleración angular e I es el momento de inercia con respecto a un eje que pasa por el centro de masa. El momento de inercia se define en relación con un eje de rotación, generalmente el que pasa por el centro de gravedad (CG). El momento de inercia de un elemento diferencial es igual al producto de su masa por el cuadrado de su distancia al eje de interés. Esto se aplica a los ejes X, Y y Z y se obtienen las Ecuaciones 1.13, 1.14 y 1.15.

$$T = I\alpha \quad (1.12)$$

$$dI_x = r_x^2 \, dm = (y^2 + z^2) \, dm \quad (1.13)$$

$$dI_y = r_y^2 \, dm = (x^2 + z^2) \, dm \quad (1.14)$$

$$dI_z = r_z^2 \, dm = (x^2 + y^2) \, dm \quad (1.15)$$

El exponente 2 en el término del radio en las anteriores ecuaciones proporciona a esta propiedad el nombre de segundo momento de masa. Para obtener los momentos de inercia se integra cada una de las expresiones.

Sistemas equivalentes

Los sistemas más complejos consisten en múltiples masas, resortes y fuentes de amortiguamiento interconectados. Estos modelos se obtienen a partir de las ecuaciones dinámicas que describen el comportamiento de cada subsistema. Al resolver el conjunto de ecuaciones diferenciales simultáneas, es posible analizar sistemas con múltiples grados de libertad, donde cada subsistema contribuye con un grado de libertad al análisis global.

En algunos casos, puede simplificarse el sistema mediante un modelo de un solo grado de libertad, que capture de manera razonable el comportamiento dinámico del conjunto. Este enfoque consiste en concentrar todos los subsistemas en un sistema equivalente que tenga un único grado de libertad, facilitando su estudio sin perder precisión en situaciones específicas.

La combinación de los diversos componentes, como resortes, amortiguadores y masas, debe realizarse con especial cuidado. Es fundamental aproximar correctamente las interacciones dinámicas entre ellos, ya que estas influyen directamente en la precisión del modelo y la validez de las soluciones obtenidas. Un análisis inadecuado de estas interacciones podría llevar a resultados poco representativos o incorrectos del comportamiento real del sistema.

Vibraciones aleatorias

La forma más sencilla en la que un cuerpo puede vibrar es en forma de oscilación, es decir, en un movimiento que se realiza de manera repetitiva alrededor de un punto de equilibrio o referencia en el cual las fuerzas actuantes sobre el cuerpo son nulas. Ahora cuando un sistema se encuentra vibrando, sus componentes describen movimientos fluctuantes en el tiempo como resultado de fuerzas dinámicas actuantes sobre el mismo. Estos movimientos implican una variación, que usualmente se describe con respecto al tiempo, de la magnitud de una cantidad con respecto a una referencia.

En definitiva puede decirse que las vibraciones son respuestas del sistema mecánico a una excitación. Según el tipo de excitación al que se someta se tienen distintas respuestas: si la fuerza que excita al sistema es armónica, tendremos una respuesta del mismo tipo; si la fuerza actuante es periódica, la respuesta del sistema también lo será;

en el caso de una fuerza aleatoria la respuesta que se obtenga también será aleatoria; tal como lo presenta en S. Graham Kelly [7].

¿Aleatorio o determinista?

Un fenómeno determinista es un suceso en el cual se conoce con certeza lo que va a suceder bajo unas condiciones iniciales dadas, es decir, sus propiedades en un momento dado pueden predecirse por adelantado. En este caso la función que describe la fuerza que excita al sistema depende de pocas variables, o una única, por lo que fácilmente puede obtenerse una expresión dependiente del tiempo. Un ejemplo de esto puede ser un circuito, un actuador, un balanceo (o desbalanceo) producto del giro de un eje, etc.

Por otro lado, un fenómeno aleatorio es aquel que, a pesar de realizarlo bajo las mismas condiciones iniciales, el resultado final no se puede predecir. A continuación se exponen algunos ejemplos de situaciones bajo las cuales se puede generar un suceso aleatorio:

- la circulación en una calle deteriorada debido a la presencia de una serie de baches y depresiones que no se pueden predecir;
- el efecto de condiciones climáticas tales como la temperatura, la lluvia y la nieve sobre un sistema mecánico;
- la situación en la que un sistema padece un terremoto también es aleatoria.

Tal como se mencionó con anterioridad, la respuesta de un sistema debido a una entrada aleatoria también es aleatoria. En estos casos las funciones que describen la fuerza que excita al sistema dependen de demasiadas variables, entonces no se puede obtener una descripción explícita de la fuerza en función del tiempo como en los fenómenos determinísticos. Es por esto que el estudio de los fenómenos aleatorios requiere de la aplicación de conceptos pertenecientes al ámbito de la probabilidad y estadística.

Para poder estudiar un proceso aleatorio se deben establecer hipótesis que permitan simplificar el análisis. Para esto se emplean funciones que describen a una variable aleatoria como lo son la media, la desviación estándar y la distribución de probabilidad.

Se toma como ejemplo un vehículo desplazándose en un terreno cuyas alturas no son uniformes y se supone que se coloca un acelerómetro en la rueda del mismo para medir el desplazamiento $x(t)$ de la rueda. Los resultados que se obtienen al repetir el

experimento n-veces varían a iguales condiciones por lo que se define a $x(t)$ como una variable aleatoria. A su vez a cada desplazamiento $x_i(t)$ (con $i=1;\dots;n$) medido en cada uno de los experimentos se los define como funciones de muestra y todas las curvas posibles componen el proceso aleatorio o rango $\{x_i(t)\}$ que es infinito.

Comportamiento de una variable aleatoria

Se define a la media estadística del conjunto $\{x_i(t)\}$ en un instante de tiempo t_0 con la Ecuación 1.16 y a medida de que n aumenta se tiene la Ecuación 1.17. De manera similar se define a la desviación estándar en la ecuación 1.18.

$$\bar{x}(t_0) = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n x_i(t_0) \quad (1.16)$$

$$\mu(t_0) = \lim_{n \rightarrow \infty} \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n x_i(t_0) \quad (1.17)$$

$$s = \frac{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2}{n-1} \quad (1.18)$$

Puede destacarse que estas funciones dependen del tiempo en el cual están siendo evaluadas. Sin embargo, si la variable $x(t_0)$ posee el mismo promedio y desviación estándar para los distintos t_0 en los que puede ser evaluada, se dice que el conjunto es estacionario, es decir que el valor de $\mu(t_0)$ es independiente del tiempo en el cual se evalúa. De aquí en adelante se asume que los procesos aleatorios en estudio son estacionarios.

Por otro lado, se define a la media temporal utilizando una función de muestra representativa y se integra en el tiempo como se tiene en la Ecuación 1.19 o utilizando integrales impropias en la Ecuación 1.20.

$$\mu_t(i) = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_{-T/2}^{T/2} x_i(t) dt \quad (1.19)$$

$$\mu_t(i) = \int_{-\infty}^{\infty} x_i(t) dt \quad (1.20)$$

Si la media temporal es la misma para todas las muestras del conjunto, es decir, $\mu_t(i)$ es la misma para cada i con $i=1;\dots;n$, se dice que el proceso es ergódico.

En otras palabras, se define que un proceso estacionario es ergódico si sus propiedades estadísticas pueden ser determinadas por una única muestra lo suficientemente larga del mismo o infinita. Es decir, que al repetir el experimento n veces y promediar sobre las n muestras se obtiene el mismo resultado que prolongando el experimento y promediarlo sobre el tiempo. Analíticamente $\mu_i(i)=\mu$.

Por lo hasta aquí expuesto es que se establece que para describir tanto los fenómenos aleatorios a los que un sistema es sometido como su respuesta, no se utilizan funciones dependientes del tiempo sino de valores promedios. De esta manera de aquí en adelante se utiliza la notación y en vez de $y(t)$.

Funciones que caracterizan a una variable aleatoria

En esta sección se exponen las funciones matemáticas que describen el análisis estadístico de una variable aleatoria tales como distribución de probabilidad, promedio, varianza, desviación estándar y media cuadrática. Además de las mencionadas, existen otras funciones que describen las variables aleatorias cuyas definiciones no se desarrollarán en este texto tales como el valor medio cuadrado, la distribución de Rayleigh, etc. Para tener un mayor detalle sobre las mismas recurrir al capítulo 13 del libro [7].

Distribución de probabilidad

Una distribución de probabilidad describe las probabilidades de los posibles valores de una variable aleatoria continua. Retomando lo expuesto con anterioridad en donde se afirma que la variable aleatoria representa mediciones experimentales, y siguiendo el caso en estudio en que se hace referencia al desplazamiento de la rueda del vehículo, se presenta la curva obtenida del experimento a la izquierda de la Figura 1-9 y su distribución de probabilidad a la derecha. Puede decirse que la probabilidad de que la variable “ y ” tome un valor menor o igual a “ a ” es $P(a)$.

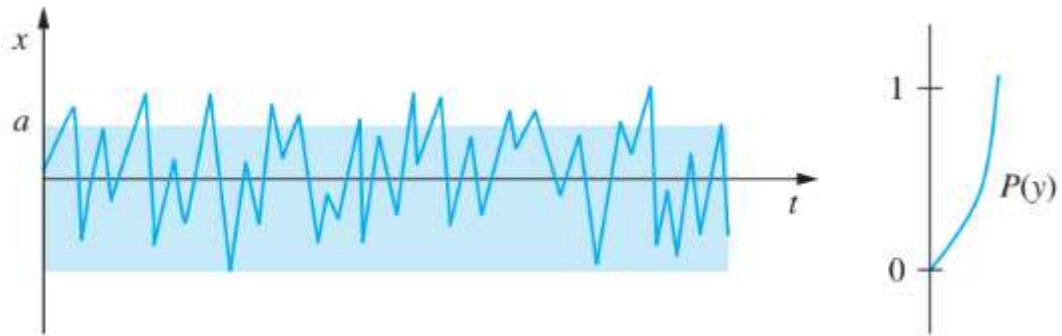


Figura 1-9: Curva ejemplo obtenida de una medición experimental de un elemento sometido a vibraciones aleatorias [7].

La distribución de probabilidad $P(y)$ de una variable aleatoria continua está representada por una curva de **densidad de probabilidad** $p(y)$. Esta función describe la probabilidad infinitesimal de cualquier valor dado. La probabilidad de que el resultado se encuentre en un intervalo determinado se puede calcular integrando la función de densidad de probabilidad en ese intervalo. Matemáticamente la densidad de probabilidad es la derivada de la distribución de probabilidad $P(y)$ con respecto a y como se expone en la Ecuación 1.21.

$$p(y) = \frac{dP}{dy} \quad (1.21)$$

Para comprenderlo de manera gráfica se puede decir que la probabilidad de que “Y” obtenga un valor en cualquier intervalo de interés es el área por encima de este intervalo y por debajo de la curva de densidad como se esquematiza en la Figura 1-10.

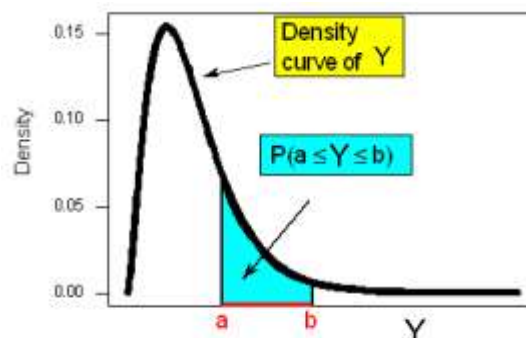


Figura 1-10: Probabilidad de Y [8].

Cuando una variable aleatoria toma valores de un continuo, como es el caso del desplazamiento de la rueda que se analiza en este texto, cualquier resultado individual

tiene probabilidad cero y sólo los eventos que incluyen una cantidad infinita de resultados, como los intervalos, pueden tener probabilidad positiva.

Promedio

El promedio μ de una variable aleatoria y cuya densidad de probabilidad es $p(y)$ se define en la Ecuación 1.22.

$$\mu = \int_{-\infty}^{\infty} yp(y) dy \quad (1.22)$$

Varianza

La varianza σ^2 de una variable aleatoria y cuya densidad de probabilidad es $p(y)$ y el promedio es μ se define en la Ecuación 1.23.

$$\sigma^2 = \int_{-\infty}^{\infty} (y - \mu)^2 p(y) dy \quad (1.23)$$

Desviación estándar

La desviación estándar σ se define en la ecuación 1.24.

$$\sigma = \sqrt{\sigma^2} \quad (1.24)$$

Media cuadrática

Como definición, se tiene que la media cuadrática se relaciona con la varianza de la manera que se expone en la Ecuación 1.25.

$$\sigma^2 = \int_{-\infty}^{\infty} (y - \mu)^2 p(y) dy = \overline{y^2} - 2\mu \int_{-\infty}^{\infty} yp(y) dy + \mu^2 \int_{-\infty}^{\infty} p(y) dy \quad (1.25)$$

A su vez, por definición de promedio, el segundo término después de la igualdad es igual a μ y por definición de densidad de probabilidad la integral del último término es igual a 1 por lo que finalmente se tiene la media cuadrática definida por la Ecuación 1.26.

$$\overline{y^2} = \sigma^2 + \mu^2 \quad (1.26)$$

Interrelación de funciones

A modo de ejemplo, para poder lograr la comprensión profunda de los conceptos presentados, se expone un proceso aleatorio y su función de densidad de probabilidad en la Figura 1-11.

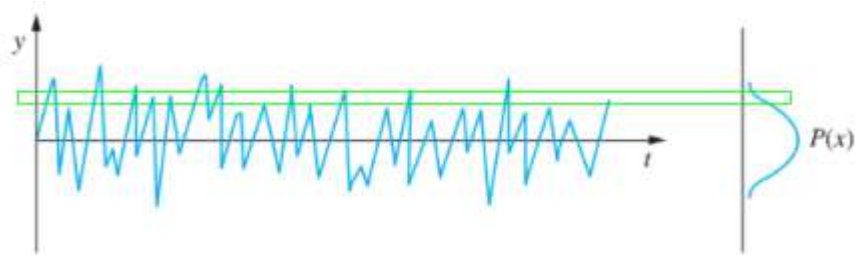


Figura 1-11: Proceso aleatorio y su distribución de probabilidad.[7]

Intuitivamente, la función densidad de probabilidad puede entenderse al tomar un rango de la amplitud de la variable aleatoria, en este caso de desplazamiento demarcado en color verde en la Figura 1-11, y medir la cantidad de “veces” en el tiempo que la señal posee la amplitud encerrada en el recuadro verde. Esa cantidad de veces se ve reflejada en la curva de la derecha llamada función de densidad de probabilidad que en este caso es una función normal, también llamada campana de gauss.

Al observar la curva de densidad de probabilidad se puede afirmar que los datos aleatorios se desarrollan alrededor de un promedio, que en este caso es cero. A su vez, puede verse que se agrupa alrededor del mismo de una manera predecible y esta manera de agruparse se cuantifica mediante la desviación estándar. Como en este caso el promedio es cero, el valor de la desviación estándar es igual a la media cuadrática tal como puede comprobarse en la ecuación detallada con anterioridad.

Función de autocorrelación

Siendo $y(t)$ una variable aleatoria dependiente del tiempo, evaluándose en el tiempo $t + \tau$ y aplicando la función de autocorrelación presentada por Graham [7] se tiene que la función autocorrelación es el valor esperado del producto de la función en los ambos tiempos, como se observa en la Ecuación 1.27.

$$R(t, \tau) = E[y(t)y(t + \tau)] \quad (1.27)$$

Donde E denota el valor esperado definido por Graham [7] y τ es el desfase temporal entre dos instantes de tiempo. Si $y(t)$ es una variable aleatoria de un proceso estacionario eso implica que no depende del tiempo por lo que la función autocorrelación, dada por la Ecuación 1.27, de la misma puede simplificarse como se ve en la Ecuación 1.28.

$$R(\tau) = E[y(t)y(t + \tau)] \quad (1.28)$$

En resumen la función de autocorrelación especifica cómo una variable aleatoria $y(t)$ está correlacionada consigo misma en distintos tiempos.

Transformada de Fourier

El objeto de la transformada de Fourier es convertir una función del tiempo en una función de la frecuencia. De esta manera se puede realizar un análisis de las componentes de frecuencia de la señal original.

Siendo $x(t)$ una función dependiente del tiempo, su transformada de Fourier se denota $X(f)$ y matemáticamente se define según la Ecuación 1.29 donde f es frecuencia [Hz] y j es $\sqrt{-1}$.

$$X(f) = \int_{-\infty}^{\infty} x(t)e^{-j2\pi ft} dt \quad (1.29)$$

La transformada de Fourier descompone la función en senos y cosenos de diferentes frecuencias donde cada una de las frecuencias contribuye de una manera específica para formar la función original. Por lo tanto, la Transformada de Fourier dice cuánto contribuye cada frecuencia a la señal.

Densidad espectral

Si se aplica la transformada de Fourier a la función de Autocorrelación de una variable aleatoria se tiene la densidad espectral de potencia como se presenta en la Ecuación 1.30 donde f es la frecuencia y $R_x(\tau)$ es la función de autocorrelación de la variable $x(t)$.

$$S_X(f) = \int_{-\infty}^{\infty} R_X(\tau) e^{-j2\pi f\tau} d\tau \quad (1.30)$$

La densidad espectral se utiliza para describir la respuesta aleatoria de un sistema de un grado de libertad (SDOF) ya que describe cómo la potencia de un proceso aleatorio se distribuye en función de la frecuencia.

Comparativa entre densidad de probabilidad y densidad espectral de potencia

A partir de una variable aleatoria $x(t)$ pueden obtenerse la densidad de probabilidad y la densidad espectral de potencia. Son conceptos diferentes ya que la densidad de probabilidad otorga información acerca de la distribución de valores de la variable aleatoria en su dominio original mientras que la densidad espectral de potencia brinda la distribución de potencia en función de la frecuencia.

Retomando el ejemplo del vehículo desplazándose, siendo $x(t)$ el desplazamiento, la densidad de probabilidad describe la distribución de los valores de desplazamiento en el tiempo mientras que la densidad espectral otorga la distribución de potencia en función de la frecuencia.

Raíz cuadrada de la media

La raíz cuadrada de la media o Root Mean Square (RMS) es una medida que proporciona la magnitud efectiva de una variable aleatoria y se define matemáticamente en la Ecuación 1.31 siendo T el período donde se observa.

$$RMS(x(t)) = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T x^2(t) dt} \quad (1.31)$$

De esta manera, puede calcularse la potencia total de una variable aleatoria integrando la densidad espectral de potencia en todo el espectro de frecuencias y tomando la raíz cuadrada de la integral. Matemáticamente se presenta en la Ecuación 1.32.

$$RMS(X(t)) = \sqrt{\int_{-\infty}^{\infty} S_X(f) df} \quad (1.32)$$

Como conclusión, el valor de la raíz cuadrática de la media cuantifica la magnitud efectiva de la variable aleatoria mientras que la densidad espectral de potencia describe detalladamente cómo se distribuye esa magnitud en el espectro de frecuencias.

Capítulo 2: Análisis de datos experimentales y propuestas de solución

En este capítulo se analizan las mediciones experimentales realizadas sobre cuerpos de siembra y con el objetivo de simular las condiciones medidas se busca se busca diseñar un banco de pruebas. Con base en los datos mencionados, se proponen y evalúan tres alternativas para el diseño del shaker: hidráulico, electromecánico y mecánico.

Interpretación de datos experimentales

En el presente proyecto se busca, en primer lugar, replicar en un banco de pruebas las mediciones de aceleraciones realizadas sobre cuerpos de siembra de una máquina sembradora AGROMETAL por el Instituto Nacional de Tecnología Industrial (INTI) en ensayos a campo en enero del año 2021 [9].

En la evaluación de desempeño de dosificador monograno [10] realizada por Rossi, Scola, Eliach y Bourges analizan el nombrado componente de la sembradora bajo vibraciones. Para esto lo montan en una mesa de vibraciones o shaker y mediante una cámara de alta velocidad capturan imágenes que luego procesan para determinar la incidencia de, entre otros factores, las vibraciones sobre la dosificación de semillas. El objeto del presente texto es el mencionado pero aplicado en el tren de siembra.

A diferencia del trabajo realizado por Rossi, et. al., en este proyecto se busca diseñar la mesa de vibraciones o el banco de ensayo mientras que en el trabajo mencionado se utilizó una perteneciente al centro de Envases y Embalajes del INTI. Es por esto que, partiendo de los datos experimentales utilizados por los autores es que se diseñará el banco de pruebas.

En la *Evaluación de desempeño del dosificador mediante filmación y procesamiento de imágenes* [10], como se hizo mención en el primer párrafo de esta sección, se registraron las aceleraciones tanto de los cuerpos de una sembradora hidroneumática como de una a resorte durante la siembra. Las mediciones se realizaron variando la velocidad de avance del tractor y la carga en el resorte o la presión hidráulica sobre el amortiguador hidroneumático. En cada punto de medición se pasó nueve veces por lo que los

resultados son el promedio de esas nueve muestras. Los sensores se ubicaron en la base del resorte o amortiguador y el adquisidor en el bastidor de la sembradora.

Como resultado se obtuvieron gráficas de densidad espectral para ambos sistemas de transferencia de carga en los tres sentidos de desplazamiento: vertical, transversal y longitudinal. A modo de ejemplo se muestra la gráfica del sistema resorte en sentido vertical en la Figura 2-1.

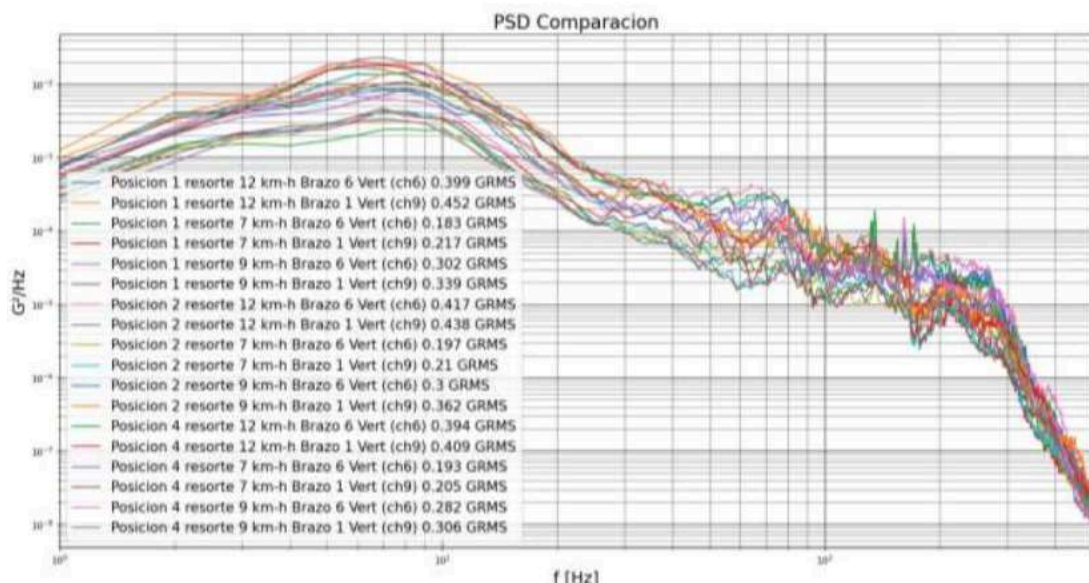


Figura 2-1: Densidad espectral del tren de siembra con resorte en sentido vertical [9].

Para llevar estos datos experimentales al banco de ensayo se trazó una envolvente superior y una inferior de manera que queden enmarcadas dentro de ellas las señales relevadas en el trayecto. Así se simplifica la geometría y se pueden simular, con los datos de las envolventes, las condiciones de vibración estudiadas experimentalmente. Para ilustrar el trabajo de los datos mediante las envolventes se expone la del sistema de resorte en sentido vertical en la Figura 2-2.

En el sentido vertical se tienen los mayores valores de la raíz cuadrada de la media o Root Mean Square (RMS), es decir, de los valores eficaces de la densidad espectral. Es por esto que resulta relevante estudiar el fenómeno sólo en esta dirección. Si bien para frecuencias entre 20 y 70 Hz en los resultados experimentales se observa que en sentido transversal se tienen mayores valores de RMS que en el vertical, para los mencionados

valores de frecuencia los desplazamientos son menores que a frecuencias más bajas por lo que sólo resulta significativo estudiar el fenómeno en dirección vertical.

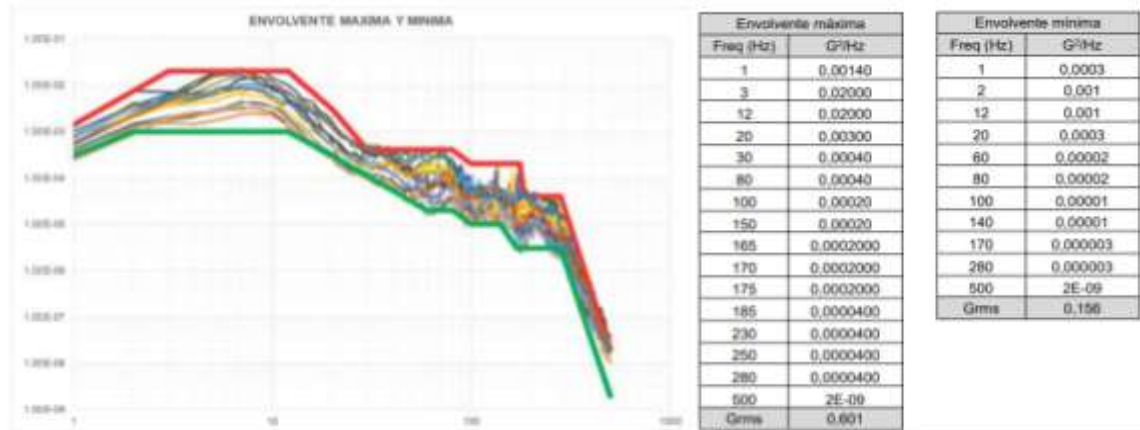


Figura 2-2: Envolvente de densidad espectral del tren de siembra con resorte en sentido vertical [9].

La variación de la curva de densidad espectral con la de la velocidad de siembra resultan ser proporcionales; a mayor velocidad aumenta el valor de las aceleraciones. A su vez, si se comparan las curvas otorgadas por el sistema hidráulico con el del resorte puede decirse que éste último siempre otorga mayores valores de RMS que el primero.

Considerando lo antes descrito es que se buscará diseñar una mesa de vibraciones aleatorias que replique y a su vez permita un mayor rango de análisis de distintos trenes de siembra bajo vibraciones

Propuestas de solución

En esta sección se analizan tres distintas propuestas de solución que se diferencian principalmente en el principio de actuación del shaker; que será el encargado de transmitir el movimiento al tren de siembra y así replicar el funcionamiento en campo de la sembradora.

Propuesta 1: Shaker hidráulico

Se propone construir un banco de ensayo formado por un shaker hidráulico sobre el cual se montará el tren de siembra mediante una estructura robusta que posea las características necesarias para no alterar en demasía los resultados de la prueba. Esta

opción consiste en un dispositivo que produce vibraciones mecánicas mediante un circuito hidráulico. Las vibraciones se generan con la utilización de un actuador solidario a un cigüeñal y éste último propulsado por un motor eléctrico cuya rotación causa el movimiento vaivén del vástago.

Como principales ventajas se destacan su alta velocidad de respuesta, rigidez, capacidad de alcanzar elevadas fuerzas y desplazamientos. A su vez, puede realizar test de vibraciones sinusoidales, aleatorias, modales y test de choque.

Por otro lado, el costo de adquisición y mantenimiento, la complejidad de operación, el peligro asociado a su uso inadecuado, la gran cantidad de partes móviles asociadas, su gran tamaño (que se ilustra observa en la Figura 2-3) su rumorosidad y rango de frecuencia acotado son las desventajas de utilizar un shaker con este principio de funcionamiento.



Figura 2-3: Tamaño de shaker hidráulico comparado con una persona[11].

Propuesta 2: Shaker electromecánico

Como propuesta secundaria se plantea la utilización de un shaker electromecánico que formará un banco de ensayo y sobre el cual se montará el tren de siembra mediante una

estructura robusta que posea las características necesarias para no alterar en demasía los resultados de la prueba. Estos excitadores se basan en el principio de la fuerza de Lorentz para impulsar una plataforma. Mediante la circulación de una corriente eléctrica alterna a través de una bobina se genera un campo magnético variable proporcional a la intensidad de corriente. A su vez, el sistema posee un imán permanente que rodea la bobina y la interacción del campo magnético fijo del mismo con el mencionado anteriormente proporciona el movimiento vibratorio deseado.

Como principales ventajas se destacan su menor costo de adquisición -comparado con otros principios de funcionamiento-, la simplicidad de construcción, bajo mantenimiento, escasa presencia de componentes móviles, control más preciso, gran rango de frecuencias y comportamiento prácticamente lineal (que permite regularlo con mayor facilidad). Son operativamente silenciosos, además el rango de fuerzas que pueden ejercer es razonable para la mayoría de aplicaciones. También puede realizar test de vibraciones sinusoidales, aleatorias, modales y test de choque.

Los shakers electromecánicos traen como desventaja la limitación de su fuerza para casos de aplicaciones más pesadas y a su vez poseen una menor robustez que los hidráulicos. A modo de ilustrar cómo está conformado un shaker electromecánico se expone la Figura 2-4.

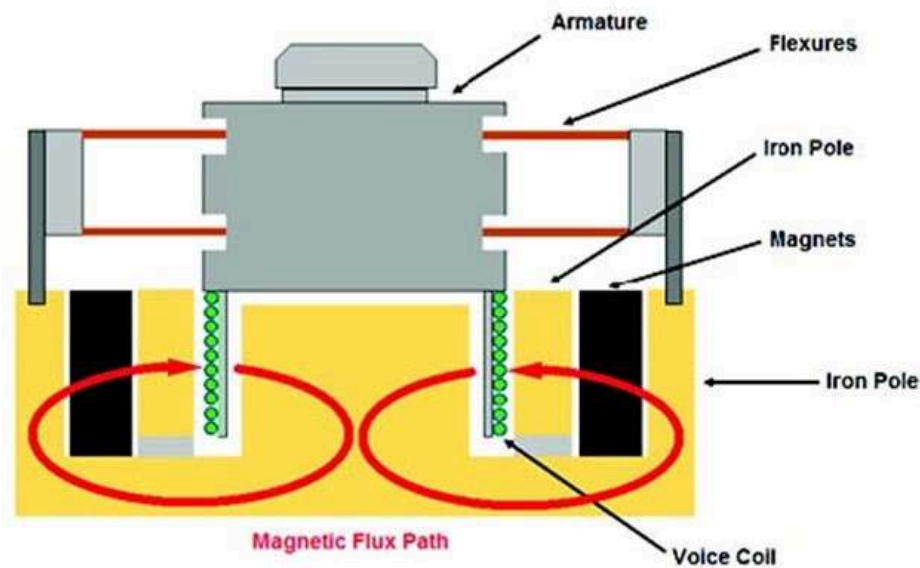


Figura 2-4: Partes de un shaker electromecánico[12].

Propuesta 3: Shaker mecánico

Se plantea una última opción de solución que implica el diseño de un shaker mecánico sobre el cual se montará el tren de siembra mediante una estructura que no altere los resultados del análisis. Este consta de componentes mecánicos solidarios, generalmente lo compone un excéntrico, cuya rotación genera vibraciones en el sistema. El diseño del mismo está determinado según la aplicación particular, no existe un shaker mecánico comercial que cumpla los requerimientos del presente proyecto.

Este tipo de shakers poseen como gran ventaja su bajo costo y sencillez constructiva. Sin embargo, dado su principio de funcionamiento, no permiten generar vibraciones aleatorias, que son las que se buscan replicar en el presente trabajo. Al mismo tiempo, al no poseer un controlador se dificulta la regulación del mismo.

Elección de la propuesta

Al analizar las ventajas y desventajas de cada principio de funcionamiento detallado anteriormente y sumado a que los shakers neumáticos sólo tienen aplicaciones en materia de mezcla de sustancias, en base a los requerimientos del presente proyecto, se opta por utilizar el shaker con principio electromagnético.

Capítulo 3: Transferencia de vibraciones

En el presente capítulo se desarrolla la propuesta de solución encargada de transmitir vibraciones fundamentada en los datos experimentales. Se lleva a cabo la selección de los elementos comerciales y, estableciendo las condiciones de borde, se diseñan y verifican mediante simulaciones los componentes restantes.

Cálculos previos

Para analizar las propuestas primero se debe determinar a qué esfuerzos se va a encontrar sometido el chasis. Para eso, en este trabajo se utilizan tanto estimaciones analíticas como mediciones empíricas.

Para el primer punto se comienza con un Diagrama de Cuerpo Libre y una sumatoria de momentos, considerando el tren como una masa alejada del punto de acción, similar a una viga con un apoyo y un empotramiento. Con el fin de evaluar la peor condición, se considera un ángulo recto, lo que es análogo al análisis del modelo de cálculo de doble brazos de vinculación paralelos propuesto por Gratton[13]. Resulta importante aclarar que a diferencia del método presentado por Gratton, en este trabajo se considera la masa de todo el tren de siembra aplicada en el punto inferior del pivote del paralelogramo deformable, como se destaca el centro de masa en la Figura 3-1, mientras que en el del autor mencionado se utiliza únicamente el peso del abresurco. Debido a la diferencia expuesta es que el método empleado en este cálculo es más conservador.

En el modelo de Gratton se definen distintas variables. La primera de éstas es la fuerza DF -por la traducción en inglés *DownForce*- que compone tanto a la fuerza peso del cuerpo como a la aportada por la transferencia de carga. El ángulo θ corresponde al de los brazos paralelos con respecto a la horizontal, “l” a la distancia entre los puntos de rotación de los vínculos y finalmente HF -por la traducción en inglés *Horizontal Force*-. En la Figura 3-1 se ve la representación de estas variables.

En este proyecto se trabajará sobre el tren de siembra que se posee en la Escuela de Ingeniería Mecánica que pertenece a una sembradora GHERARDI de doble disco mecánico por lo que las variables fueron tomadas del mencionado chasis. Al reemplazar los valores de cada una de las descriptas en el párrafo anterior por los del chasis en estudio se estimará el momento M_0 que el cuerpo y la carga le aplican al chasis. Sea PS

= 115 kg el peso del tren de siembra GHERARDI y CS = 208 kg la carga aplicada al tren obtenida de los datos experimentales [9], considerando la máxima posible entregada por el resorte, se tiene en la Ecuación 3.1 el cálculo de la *DownForce*.

$$DF = (PS + CS) \cdot g = (115 \text{ kg} + 208 \text{ kg}) \cdot 9,8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 3165,4 \text{ N} \quad (3.1)$$

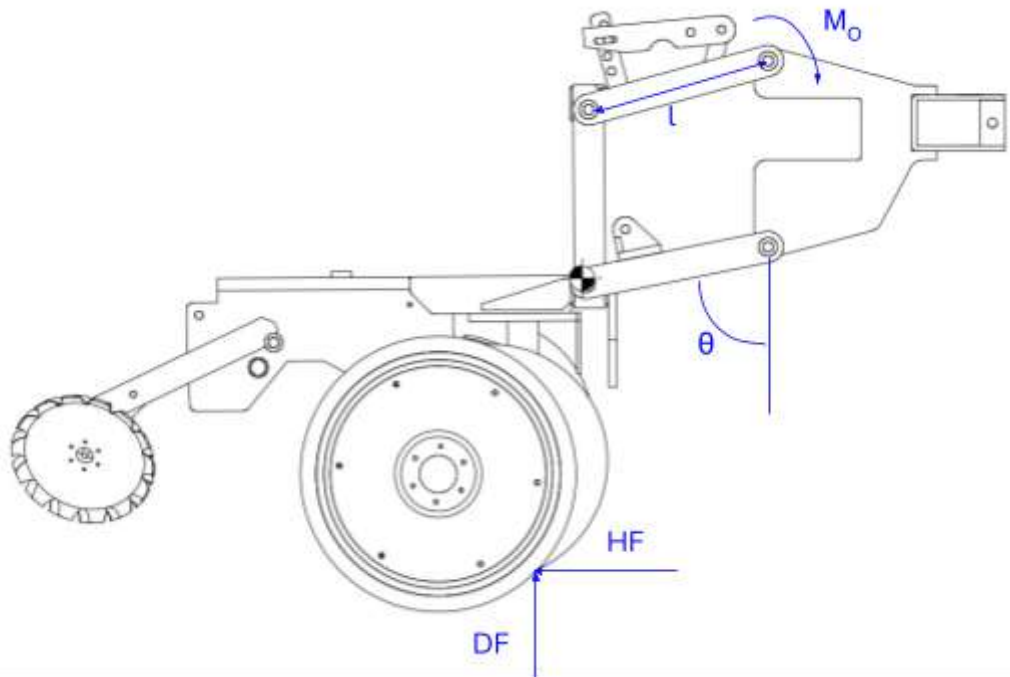


Figura 3-1: Identificación de centro de masa y variables.

Sabiendo que la distancia entre los puntos de rotación de los vínculos $l = 0.36 \text{ m}$ dado el modelo de la sembradora y considerando un ángulo de $\theta = 90^\circ$ para que la fuerza vertical sea máxima, se logra que la fuerza HF sea despreciable para el cálculo del momento $Mo = 1139.5 \text{ Nm}$ según la Ecuación 3.3.

$$Mo = DF \cdot l \cdot \cos(\theta) + HF \cdot l \cdot \sin(\theta) \quad (3.2)$$

$$Mo = 3165.4 \text{ N} \cdot 0.36 \text{ m} \cdot 1 + HF \cdot 0.36 \text{ m} \cdot 0 = 1139.5 \text{ Nm} \quad (3.3)$$

A su vez como es un sistema dinámico se deben considerar las variaciones de carga que se pueden ocasionar. Gratton señala que para los sistemas de resorte puede esperarse una variación de $\pm 12\%$ para un cambio de recorrido de 50 mm a $\pm 23\%$ para un salto vertical de 100 mm. Tomando esto y también aplicando las otras dos configuraciones de

carga bajo las que se ensayó la sembradora, se obtiene que el valor de la fuerza DF obtenido en la Ecuación 3.1 se encuentra dentro del rango presentado en la Tabla 3.1 donde se resume lo expuesto en este párrafo.

Carga aplicada [kg]	Peso del tren de siembra [kg]	DF [N]		
		Resultado	Mínimo (-23%)	Máximo (+23%)
167	115	2763.6	2128.0	3399.2
180	115	2891	2226.1	3555.9
208	115	3165.4	2437.4	3893.4

Tabla 3-1: Cálculo de valores de referencia de DownForce.

Una vez obtenidos estos valores se procede a compararlos con algunas mediciones empíricas para determinar si éstos se encuentran frente a un rango correcto para posteriormente poder validar las propuestas de chasis.

El artículo *Forces and Straw Cutting Performance of Double Disc Furrow Opener in No-Till Paddy Soil*[14] señala que en las mediciones de fuerza vertical para un doble disco de 600 mm trabajando a 90 mm de profundidad en suelo no labrado con 33.7% de humedad, las fuerzas máximas observadas fueron del orden de los 2456 N. En el estudio realizado por Morrison Jr.[15], para condiciones de suelo similares, se ha medido una fuerza máxima de 2.5 kN para un disco doble y de 4 kN totales para la combinación de doble disco con el disco de micro labranza y el tapa surco. Finalmente en el artículo de divulgación de la Cátedra de Maquinaria Agrícola, Facultad de Ciencias Agrarias de la UNR [16] se indica que el rango común de carga en siembra directa es de 120 kg a 160 kg pudiendo alcanzar máximos de 250 kg a 300 kg.

En base a los resultados calculados para el tren de siembra GHERARDI, los valores empíricos recabados y teniendo en consideración que en este trabajo se busca poder analizar los datos de Bourges[9] mencionados pero también prever el estudio de otras situaciones de carga, se opta por utilizar una fuerza DF del orden de los 3000N. Esto posiciona el presente análisis en el rango alto de las cargas posibles, de manera que se evita caer en una condición de avalúo por debajo de lo requerido para el chasis del banco de pruebas.

Chasis

Partiendo del shaker seleccionado según el Anexo 1 (GW-V26) y por ende conociendo sus respectivas dimensiones, se procede con las propuestas de solución para el banco de fijación que albergue al tren de siembra y al shaker, al cual se denomina chasis.

Restricciones para el diseño del chasis

Como comienzo de esta tarea se procedió a estudiar qué restricciones se encontraban para el diseño y la fabricación del mismo. La primera y más evidente que surge es el punto de anclaje del tren de siembra a la sembradora original y cómo replicar esta vinculación con el chasis. El objetivo principal es reproducir el comportamiento en condiciones de campo lo que conlleva la obligatoriedad de respetar el mismo anclaje del tren de siembra.

Como el modelo del tren de siembra de referencia es el que se encuentra en el laboratorio de la EIM, se tomaron las medidas del anclaje de éste. También se tuvieron en cuenta las características constructivas del chasis de la sembradora original, cuyos datos relevados fueron la marca AGROMETAL y que la sección donde se anclan los trenes está confeccionada con caño cuadrado de 100 milímetros de lado y 4 milímetros de espesor. El material con el que se fabrican estos caños es el denominado IRAM F-24 el cual se puede considerar equivalente a un ASTM A36. Se concluye entonces que la primera restricción para el diseño del chasis del banco de pruebas viene en el formato de los caños, su dimensión y el material utilizado para su construcción.

Por otro lado, al tener el shaker seleccionado se debe considerar que éste soporta un peso máximo. La capacidad de carga del shaker es de 500 kg, que es una magnitud más holgada a la necesaria ya que se estima el peso del tren de siembra en 115 kg y la carga del resorte sobre aquel son 208 kg, lo que deja un margen de maniobra. Sin embargo, la *performance* del shaker decrece a medida que aumenta la carga, es decir que la aceleración y la frecuencia que puede entregar no son iguales para todo el rango de carga tal como se observa en la Figura 3-2 extraída del catálogo del shaker.

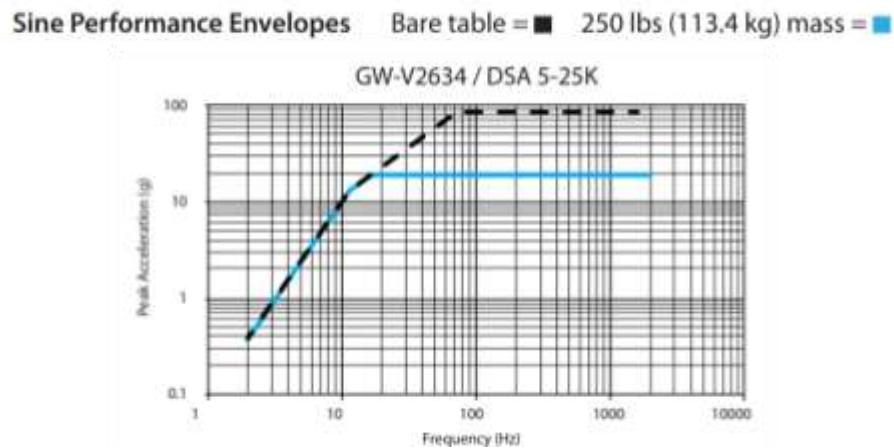


Figura 3-2: Performance del shaker seleccionado.

Teniendo en cuenta que el shaker debe soportar el peso del tren de siembra y, además los componentes que determinen la vinculación entre ambos, se busca minimizar el peso sobre el shaker. En el ensayo a campo realizado por el INTI se consideró al chasis de la máquina como el punto de referencia cero, colocando el acelerómetro sobre el cuerpo del tren por lo que el chasis durante el ensayo diseñado en este trabajo debería permanecer lo más estático posible. La manera que se considera más eficaz de realizar esto es aislándolo del shaker y anclándolo al suelo. De esta manera el chasis debe soportar el tren de siembra pero el primero no debe estar sobre el shaker si no solidario al suelo.

Las restricciones estudiadas y la manera de abordarlas decanta en el diseño de un chasis de buena rigidez que cumpla la función de bastidor de la máquina, soportando y actuando de punto de apoyo del tren de siembra cuando a éste se le aplica la carga y a su vez siendo el punto cero de referencia para el ensayo. De esta manera el shaker irá también anclado al suelo, independiente del chasis, y se diseñará un acople que cumpla con los requerimientos, como por ejemplo su peso, el cual será el encargado de transmitir la energía del shaker a los elementos correspondientes del cuerpo de siembra.

Restricciones en el método de fabricación

Una vez que se tomaron las decisiones en cuanto al material a utilizar para el chasis del banco, aparece la siguiente restricción que es el método de fabricación. En el banco de pruebas las uniones tienen una gran importancia a la hora de realizar estudios de vibraciones debido al posible efecto de amplificación o amortiguación que pueda

ocasionar. Si bien esto último tiene una mayor relevancia en el diseño del acople del shaker con el tren no es despreciable en el chasis.

Posteriormente se entrará en detalle en el efecto de amplificación o amortiguación en el diseño del acople, pero se puede decir que para este caso las dos características principales que influyen son el material del mismo y las uniones de las distintas partes. Con respecto a la primera, no se puede intervenir sobre el material ya que los caños son estándares. A su vez, en esta etapa del diseño no se justifica el uso de otro material, tal como el aluminio o el magnesio, que se desempeñe mejor que el acero ante la acción de vibraciones dado su mayor costo comparado con el acero. Además no hay una restricción por el peso del chasis debido a que el mismo no es soportado por el shaker. Restará verificar las hipótesis del material cuando se estudie la rigidez del diseño realizado.

La segunda característica influyente dentro de esta temática es la unión de los distintos componentes del chasis, es decir si se trata de una única pieza, un conjunto abulonado o soldado, etc. Se tiene en claro que de los métodos de fabricación tradicionales el que mejores prestaciones brinda es una única pieza. Esto resulta complejo ya que el material es una restricción llegado este punto por lo que se decanta en el siguiente método, que si se piensa en un orden decreciente de prestaciones, es la soldadura.

Otra restricción adicional que puede considerarse es el costo de dicho chasis pero dado a que hasta este momento no se ha incurrido en algún componente, diseño o método de fabricación que posea un costo elevado comparado con otras opciones de la misma categoría no resulta relevante hacerlo parte de una restricción para tomar una decisión.

La última restricción que se plantea para el diseño del chasis es que sea adaptable para el ensayo de diferentes trenes de siembra. De esta manera el mismo no puede ser un simple conjunto soldado en el cual se ubique el tren de siembra de la EIM sino que debe ser una estructura desarmable que permita el montaje de distintos trenes de siembra por lo que se plantean tanto uniones soldadas como telescópicas fijadas mediante pernos.

Prediseño del chasis

Tomando en consideración lo descrito en los anteriores puntos puede decirse que las características principales del chasis a diseñar son: un conjunto soldado desarmable en caño cuadrado de 100mmx100mmx4mm, de material IRAM F-24 y que debe contar con

anclajes al suelo y al cuerpo de sembradora, además de cumplir con las características de resistencia y rigidez que permitan un ensayo representativo.

Definido el método para la construcción del chasis el siguiente paso es diseñar una geometría acorde haciendo hincapié en la sencillez de fabricación y que cumpla con los criterios mencionados anteriormente en términos de rigidez.

Teniendo como dato la altura del shaker y del tren de siembra, dejando un margen para el recorrido de suspensión y un espacio estimado para el acople entre ellos, se comienza con algunos bocetos simples para la propuesta. En este punto se estudiará el formato del chasis como un todo y, una vez definido, se precisará de qué manera cumplir con la restricción de que sea desarmable en el diseño.

En primer lugar, si se hace hincapié en buscar la forma más simple, se plantea un chasis en “L” o en “T” como se observa en la Figura 3-3. Luego, para verificar que cumpla con lo establecido anteriormente, se estudian bajo una carga de torsión estática de valor 2 kNm aplicada sobre la zona central del caño en el cual el chasis se vincula al tren de siembra y sus apoyos fijos, tal como se observa en las siguientes imágenes. Tener en consideración que el momento calculado en la sección “Cálculos previos” de este capítulo es de 1.14 kNm por lo que se tiene un factor de seguridad de aproximadamente 2.

A su vez, la malla utilizada en todos los análisis que se exponen a continuación será una malla estándar cuyo tamaño global de elemento son 30 mm y la tolerancia es de 1.75 mm. La misma se expone en la Figura 3-4 junto con la carga de torsión en color magenta y las restricciones de fijación en color verde.

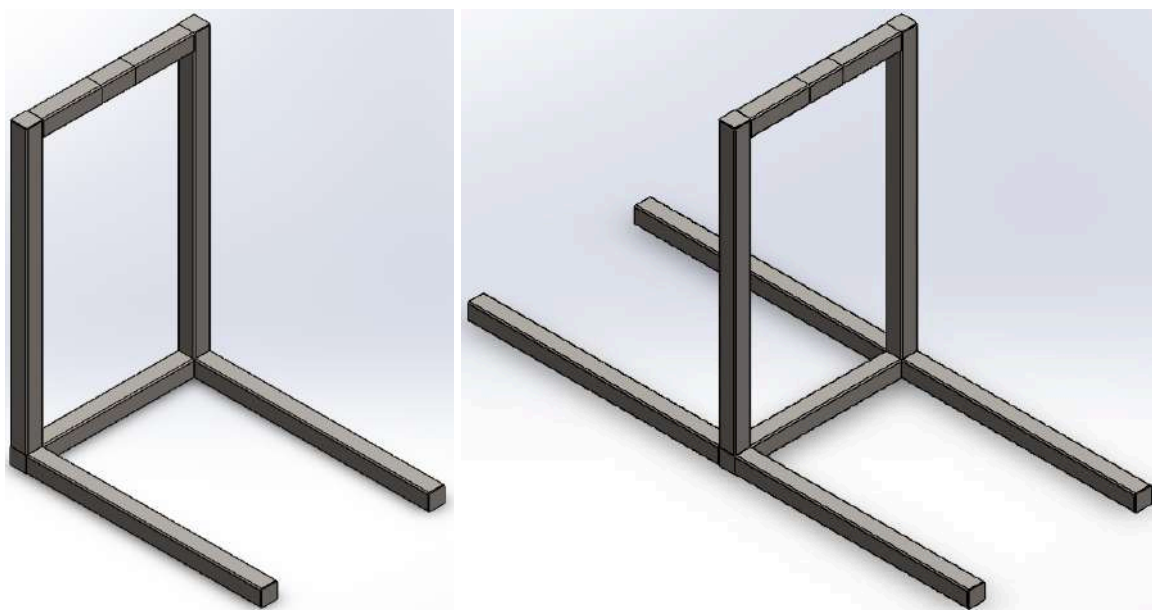


Figura 3-3: Chasis en "L" o en "T".

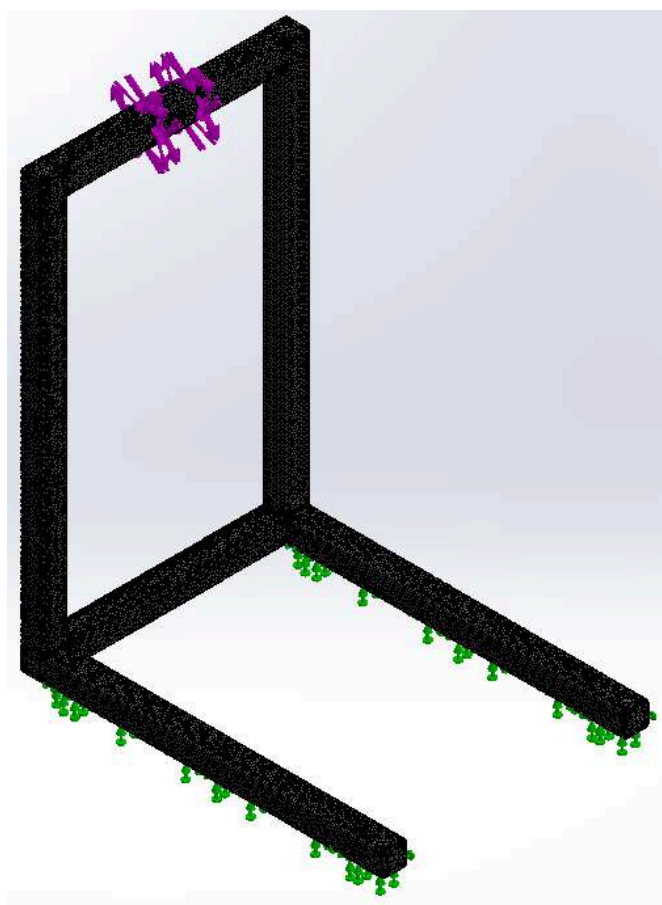


Figura 3-4: Malla, cargas y restricciones aplicadas al chasis en estudio.

A continuación, en la Figura 3-5, se observan los desplazamientos que sufren las estructuras, en una escala de deformación de 10, coloreado de manera que el rojo representa los mayores desplazamientos y el azul los mínimos -la referencia se encuentra a la derecha-, siendo su unidad el milímetro y, a su vez, se puede ver la estructura original en color negro y con transparencia para contrastar los desplazamientos que tuvo el chasis. De esta manera puede establecerse que la estructura en forma de T sufre desplazamientos apenas menores que la en formato L. Sin embargo, los desplazamientos son excesivos, del orden de los 26mm, y estos valores afectarían a las mediciones a realizar.

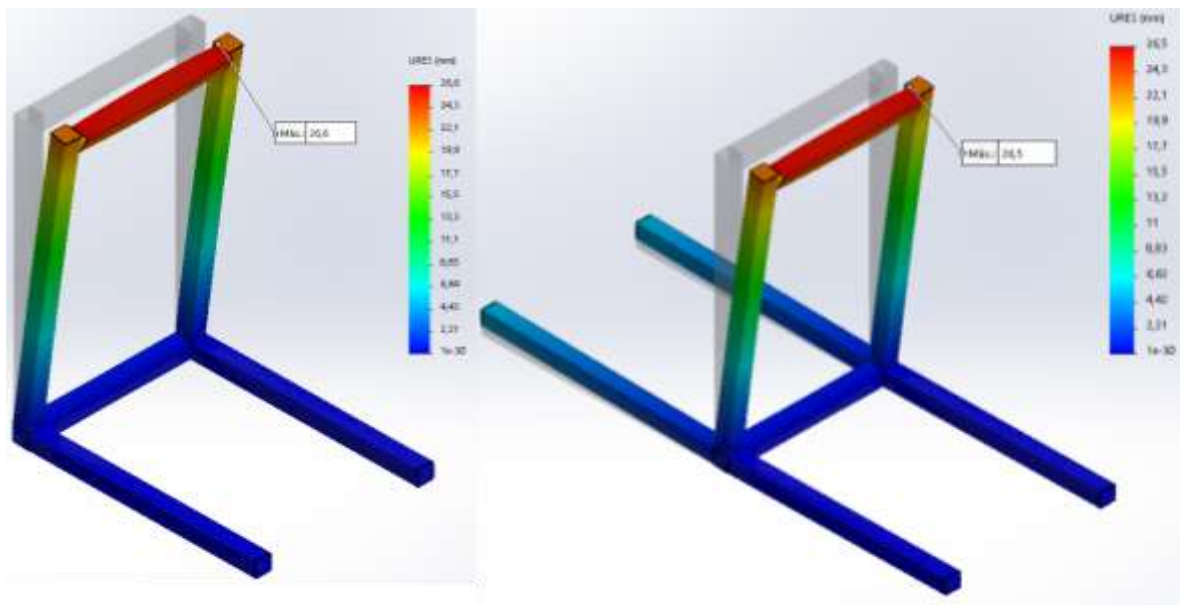


Figura 3-5: Desplazamientos del chasis en “L” y en “T”.

Posteriormente, luego de observar que el soporte lateral en las opciones planteadas es un punto de mejora, se considera utilizar secciones cuadradas cerradas para el banco. De esta manera se tiene una muy buena rigidez, tal como se observa en el boceto presentado en la Figura 3-6.

Al someterlo a las mismas condiciones mencionadas para el chasis en forma de “L” o “T”, se tiene el resultado presentado en la Figura 3-7. Manteniendo una escala de deformación de 10 se puede observar a simple vista que los desplazamientos máximos han disminuido aunque tal como sucedía anteriormente, los aproximadamente 22 mm de deformación que se tienen afectarían a la medición, teniendo en cuenta que una profundidad de siembra usual se encuentra en rango de los 20-100mm.

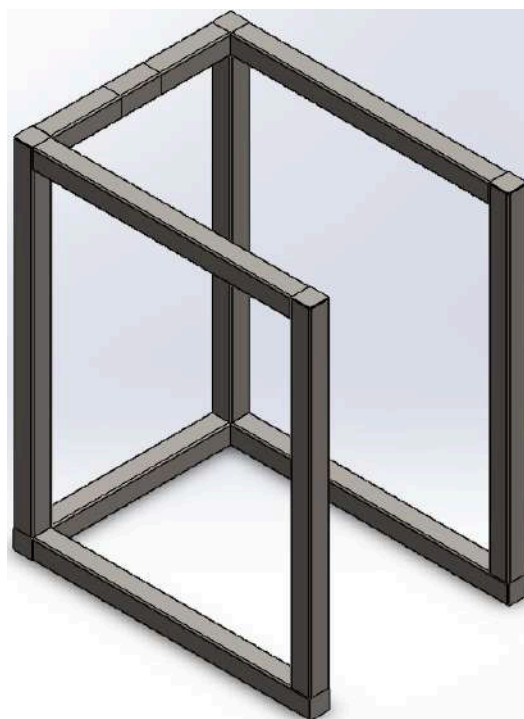


Figura 3-6: Chasis “cuadrado”.

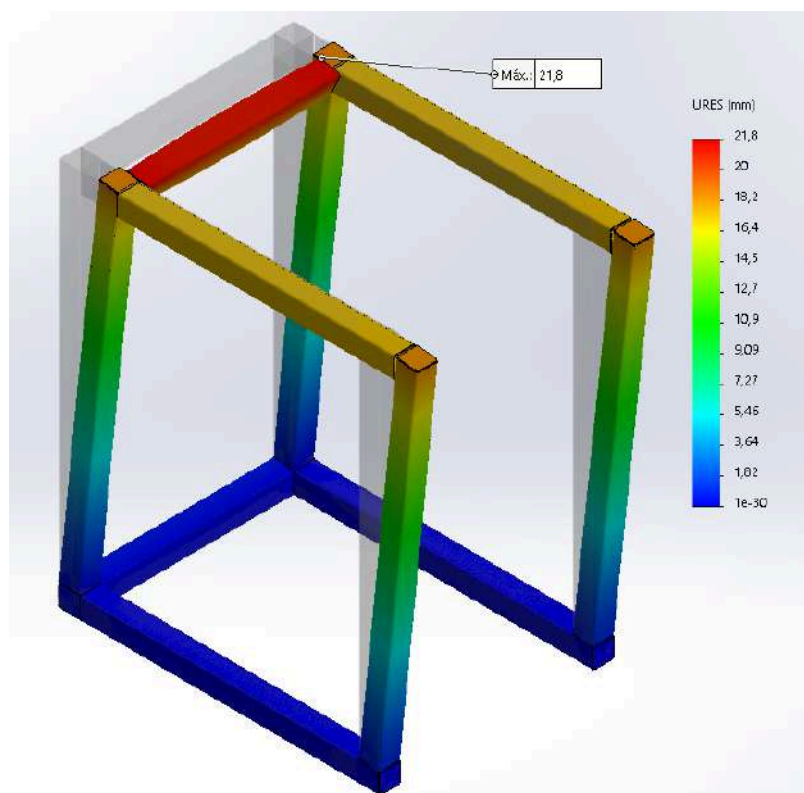


Figura 3-7: Desplazamientos del chasis “cuadrado”.

Los resultados anteriores reflejan que manteniendo ángulos a 90° las deformaciones son aún excesivas por lo que se plantea mejorar la situación con refuerzos diagonales simples y dobles sobre los laterales de la estructura, tal como se observa en la Figura 3-8 obteniendo así una estructura en X.

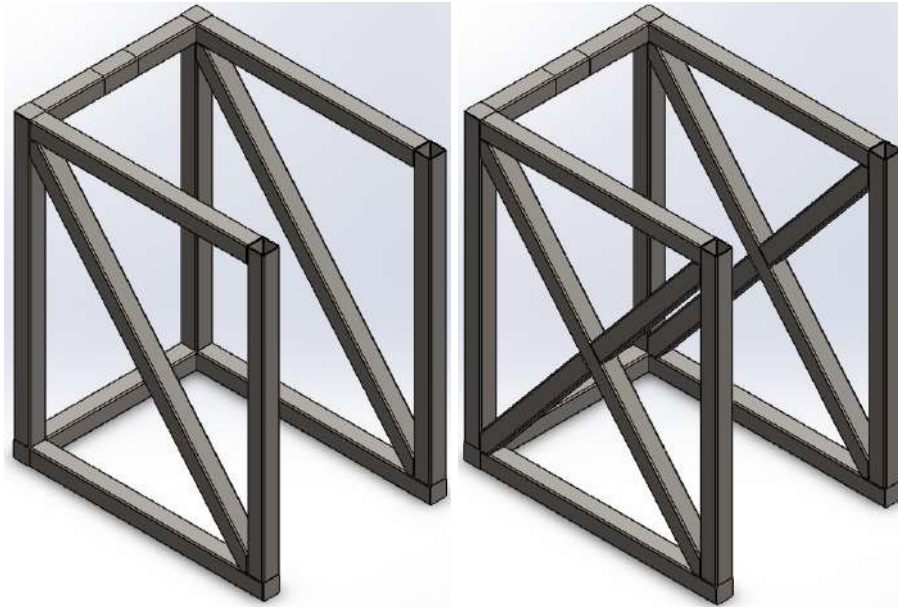


Figura 3-8: Chasis “cuadrado con refuerzo” y en “X”.

Al someter a estas dos nuevas estructuras bajo las mismas cargas que las anteriores pero presentando ahora los resultados en la Figura 3-9 con una escala de deformación de 60, pueden observarse desplazamientos del orden de los 2.3 mm, por lo que se han reducido en un 90%. A su vez, puede destacarse que la estructura de doble refuerzo, la que posee una forma en X, no otorga desplazamientos mucho menores a la estructura con refuerzo simple. Entendiendo que la estructura X involucra mayor cantidad de material y soldaduras y no implica una mejora distintiva si se la compara con la primera, se descarta esta opción.

Por otro lado, observando la ubicación de los mayores desplazamientos que tiene la estructura puede decirse que la parte superior de la misma, en donde no se aplica la torsión, no está aportando la rigidez buscada. Por esto se realizan pruebas con un chasis en forma de triángulo, es decir, al chasis en forma de L que se analizó primero, se le agrega un refuerzo diagonal que reduzca las deformaciones obtenidas en el primer estudio obteniendo así el modelo presentado en la Figura 3-10.

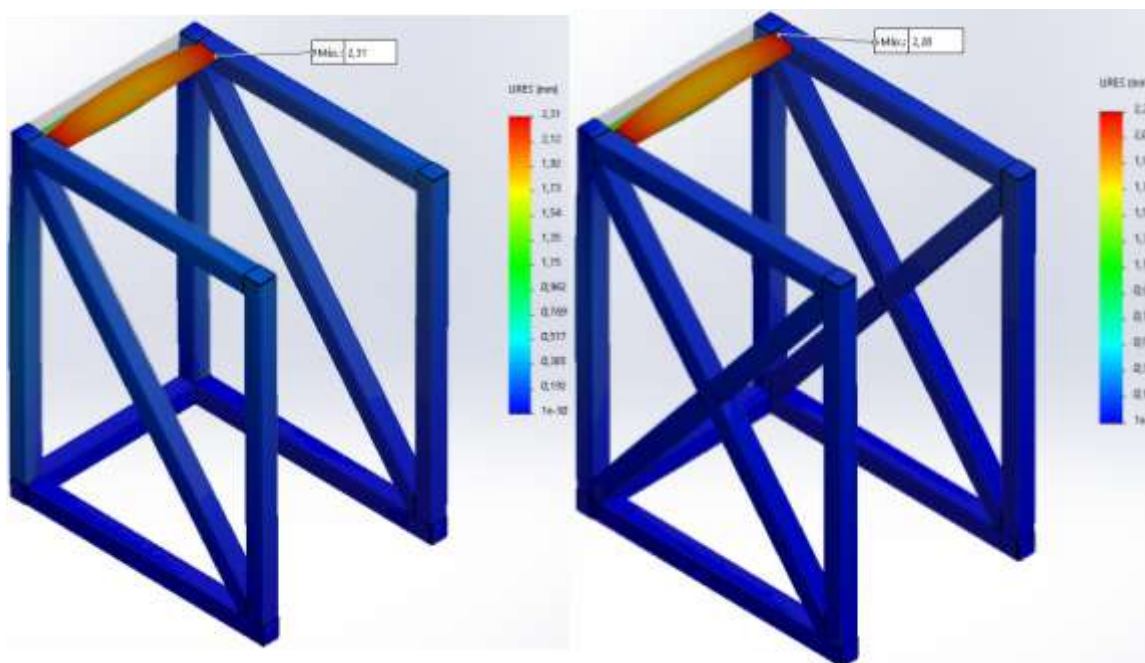


Figura 3-9: Desplazamientos del chasis “cuadrado con refuerzo” y en “X”.

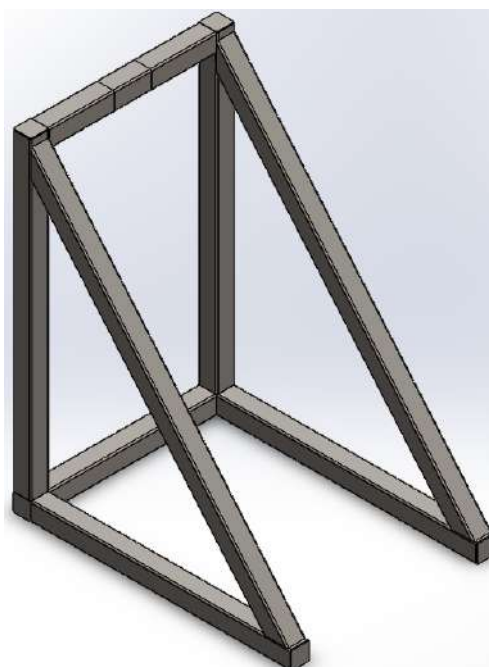


Figura 3-10: Chasis en “triángulo”.

De esta manera, al torsionar la estructura y volviendo a analizarla mediante una malla estándar con tamaño global de elemento de 30mm y tolerancia de 1.75mm, se tienen los resultados en la Figura 3-11. Allí pueden verse los desplazamientos con una escala de

deformación de 60 y se tiene que el máximo desplazamiento es de 3.1 mm, siendo éste similar al del análisis anterior e implicando una reducción de material y soldaduras en un 50% y 20% respectivamente.

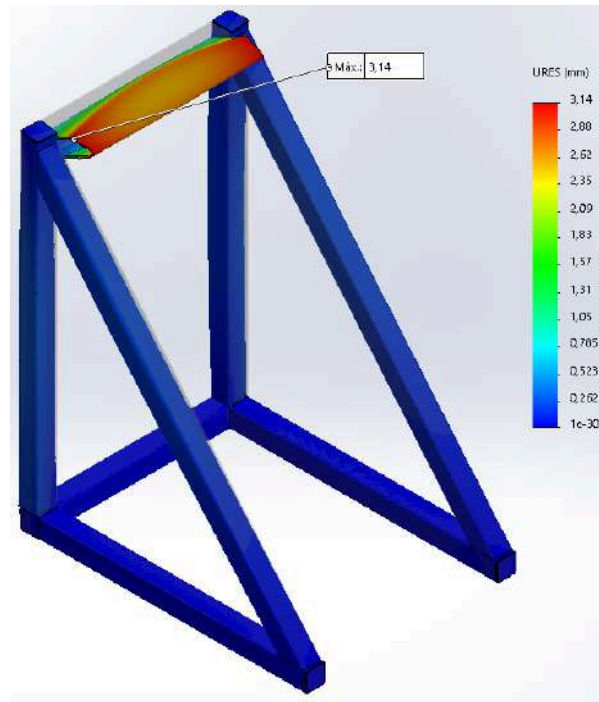


Figura 3-11: Desplazamiento del chasis en “triángulo”.

Con el afán de reducir aún más estas deformaciones, se prueba con refuerzos en escuadra y horizontales de las zonas sometidas a mayores desplazamientos obteniendo así los modelos de la Figura 3-12.

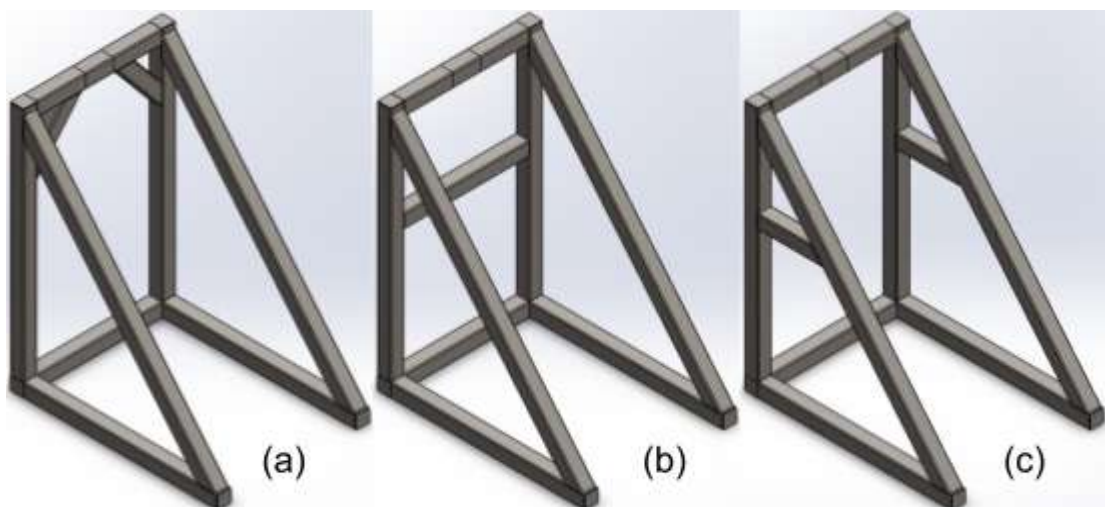


Figura 3-12: Chasis en “triángulo” con refuerzos.

Puede destacarse que al someter las estructuras bajo torsión, la mínima deformación se obtiene en la que posee los refuerzos en escuadra sobre el caño en donde se vincula con el tren de siembra como se ve en la Figura 3-13 (a). Ésta tiene un máximo desplazamiento de 1 mm aproximadamente. Pueden verse los desplazamientos con una escala de deformación de 60 en la Figura 3-13.

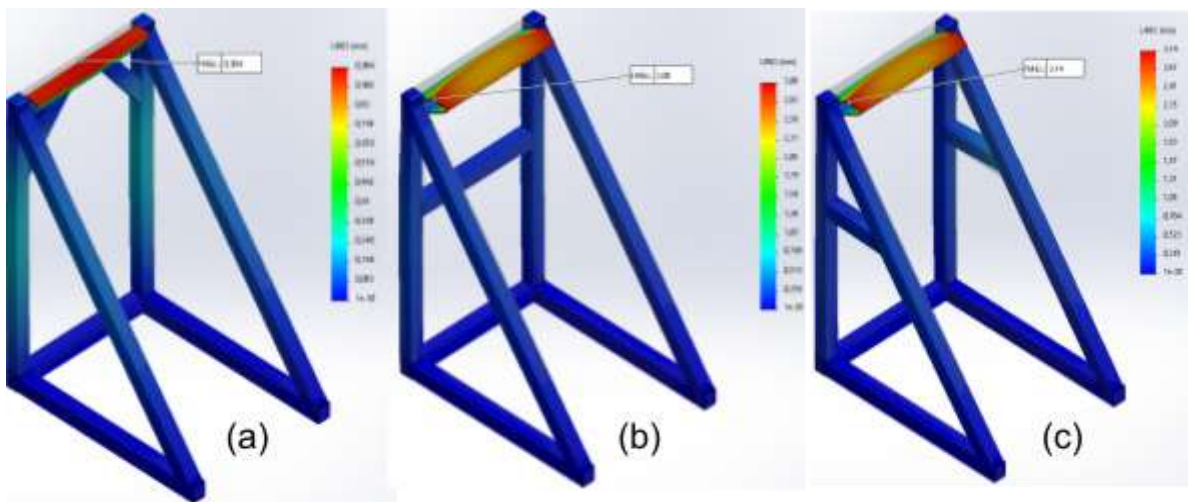


Figura 3-13: Desplazamientos de chasis en “triángulo” con refuerzos.

Finalmente se obtiene una estructura con refuerzos que otorga mínimos desplazamientos y en la cual se optimiza la cantidad de material y soldaduras a realizar, haciendo hincapié en la sencillez de fabricación y reducción de zonas sometidas a elevadas tensiones.

Como conclusión de este sencillo análisis realizado con el objetivo de comparar distintos formatos del chasis puede definirse que la estructura a realizar tendrá un formato triangular, con refuerzos en las zonas más comprometidas. Éste se estudiará posteriormente en detalle para verificar que se satisfacen las condiciones de rigidez, estabilidad, resistencia y adaptabilidad requeridas para soportar distintos trenes de siembra y no tener incidencia significativa sobre las mediciones que se realicen del sistema en estudio.

Diseño del chasis

Para cumplir con la restricción de adaptabilidad a distintos trenes de siembra, conservando un anclaje fijo al suelo, se propone una estructura telescópica. La misma consta de una parte que quedará anclada al suelo mediante placas abulonadas al mismo

a la que se le montará el tren de siembra que se desee analizar; y otro componente que se vinculará al primero mediante bridas y el caño telescópico. El resultado final puede observarse en la Figura 3-14. A su vez, en el Anexo 2 se encuentra detallada la verificación del mismo estática y dinámicamente junto con estudios de frecuencias resonantes y bajo fatiga.

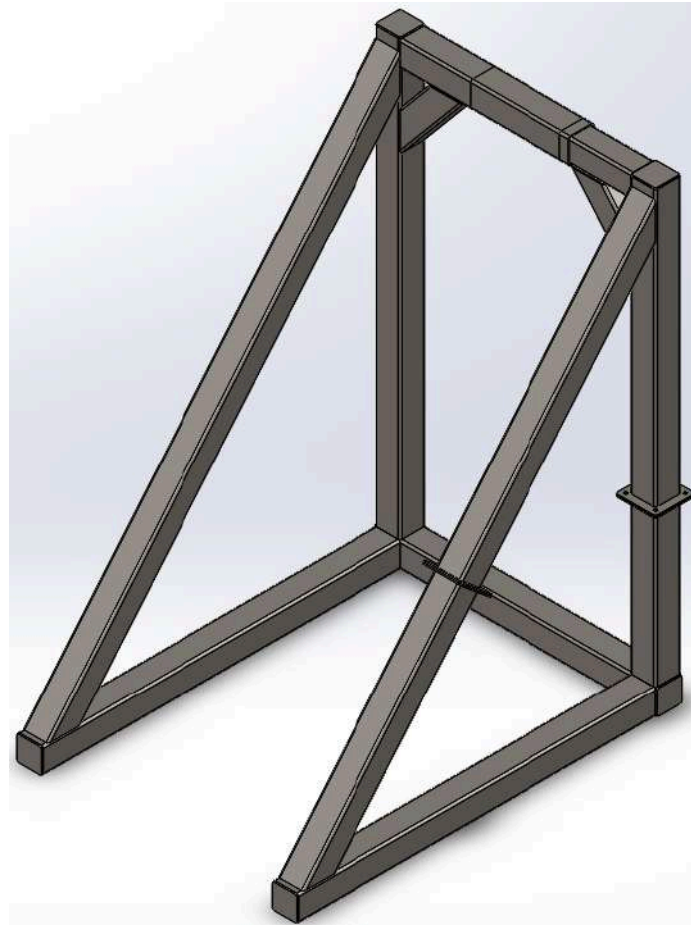


Figura 3-14: Diseño del chasis.

Acople vibraciones

El acople de vibraciones es un dispositivo que sirve de vínculo entre el excitador o shaker y el DUT (*Device Under Testing*) que en el presente trabajo es el tren de siembra. Este dispositivo debe albergar los tornillos de fijación que serán los encargados de transferir el efecto de las vibraciones a los componentes adecuados del tren de siembra y asegurando la menor cantidad de pérdida de energía posible.

A su vez, el acople forma parte de la masa suspendida por lo que, si bien es necesario que sea de un espesor considerable para evitar el momento flector, no se debe exceder el espesor a la hora de dimensionarlo ya que esto disminuye el margen de peso disponible para el acople dentro del margen de carga del shaker.

Peso disponible

Primero puede calcularse el peso disponible o el margen que queda de la carga máxima estática del shaker para que en base a esta limitante se establezcan los pesos disponibles para el acople. Para esto se sigue el procedimiento propuesto por Venkat [18] en la sección 2.2 de Design, Analysis and Testing of Multi-axis Vibration Fixture for Electronic Devices.

Como primer paso se determina la aceleración cuadrática media o GMRS, la cual se ha definido anteriormente como el área bajo la curva de la densidad espectral o PSD y en la sección “Vibraciones aleatorias” del Capítulo 1 de este trabajo se puede ver el procedimiento para obtenerla. En el estudio del INTI [9] en el que se basa este proyecto ya se ha realizado el cálculo de la misma arrojando un valor GRMS = 0.601 g.

Luego, recordando las especificaciones del shaker seleccionado, con un peso de la armadura de 32.5 kg, carga máxima estática soportada de 500 kg y la fuerza aleatoria máxima de 9600 N o 979.6 kgf, se calcula el máximo de peso disponible para el acople de la manera que se describe a continuación.

Si se llama W a la fuerza requerida y W_s a la fuerza máxima que puede ejercer el shaker se sabe que la fuerza requerida debe ser menor a la máxima ejercida por el shaker y que la requerida depende de la masa M a mover, como se detalla en las Ecuaciones 3.4 y 3.5.

$$W < W_s \quad (3.4)$$

$$W = M * G \quad (3.5)$$

Al reemplazar en la Ecuación 3-3 anterior los valores de la Tabla 3-2 y considerando $W_s=W$ se puede extraer el peso máximo que se dispone según la Ecuación 3.6.

$$W_s = (M_a + M_u + M_g + M_f) * G \quad (3.6)$$

$$\frac{W_s}{G} - (Ma + Mu + Mg) = Mf \quad (3.7)$$

$$1274.4 \text{ kg} = Mf \quad (3.8)$$

Puede verse en la Ecuación 3.8 que el peso disponible para el acople podría superar una tonelada. Esto se debe a que la GMRS del ensayo en estudio es relativamente baja. La limitante en este caso se va a encontrar en la carga estática máxima soportada por el shaker Mes la cual es de 500 kg. Si se despeja la Ecuación 3.10 sabiendo que la masa a mover M debe ser menor a la máxima soportada por el shaker y reemplazando los valores se obtiene la masa disponible para el acople y tornillería.

$$M < Mes \quad (3.9)$$

$$Ma + Mu + Mg + Mf < Mes \quad (3.10)$$

$$Mf < Mes - (Ma + Mu + Mg) \quad (3.11)$$

$$Mf < 144.5 \text{ kg} \quad (3.12)$$

Componente	Variable	Masa/Peso	Unidad
Peso Armadura	Ma	32.5	[kg]
Peso DUT	Mu	115.0	[kg]
Carga máxima DUT	Mg	208.0	[kg]
Peso Total	M=Ma+Mu+Mg	355.5	[kg]
Grms	G	0.6	[g]
Fuerza peso neto	W=M*G	213.7	[kgf]
Fuerza máxima shaker	Ws	979.6	[kgf]
Carga estática máxima shaker	Mes	500.0	[kg]
Peso disponible acople	Mf	144.5	[kg]

Tabla 3-2: Variables y valores para el cálculo de peso disponible.

De lo anterior se tiene el margen de diseño para el acople, teniendo siempre en consideración que cuanto más alejado posible se mantenga el diseño de las especificaciones límite, mejor será el desempeño.

Diseño conceptual del acople

Llegado este punto y ya teniendo el diseño del chasis definido comienza el proceso de diseño y verificación del acople. En el inicio de esta etapa se define la función del acople la cual es, dar soporte al DUT (*Device Under Testing*) y replicar las mediciones de los análisis experimentales de la manera más fielmente posible priorizando las zonas donde se ubican los sensores en el ensayo original.

Como objetivo principal el acople tiene que ser capaz de transmitir al DUT, con la mayor eficiencia posible, la energía que eroga el shaker en forma de vibraciones. Esto implica que se minimicen las juntas del acople, fijaciones internas o cualquier otro tipo de condición que permita movimientos relativos que puedan ocasionar distorsiones en la prueba. En cuanto a las expectativas y requerimientos que engloba el diseño del mismo cabe destacar que son numerosas pero sobre las que se profundizará son usabilidad, calidad y construcción.

Comenzando por la **usabilidad**, el DUT debe quedar asegurado en el dispositivo de forma firme sin sufrir ningún tipo de vaivén o impacto y a su vez lo mismo se debe cumplir para el acople y la placa adaptadora con el shaker.

Un punto fundamental de esta etapa es que el DUT debe ensayarse de manera que se asemeje lo máximo posible a su normal funcionamiento. En otras palabras, la vibración se debe transmitir al DUT replicando de la forma más precisa su uso habitual. Una técnica muy utilizada para esto es partir de las superficies o elementos en los que se transmite la vibración y luego ir extendiéndose por los otros componentes hasta alcanzar el shaker, tal como lo realiza PER FALK[18] en la sección 6: *Guidelines for creating fixtures*.

Entendiendo que el punto en el que se toman las mediciones del ensayo a campo que se busca replicar es en la base del resorte o del amortiguador, según corresponda, se tomará como punto de partida esa parte del tren de siembra hasta llegar al shaker.

A su vez se busca que el acople permita incorporar otros trenes de siembra, no solo el que está bajo estudio por lo que es importante que se incorporen todas las regulaciones necesarias para contemplar otros modelos.

Con respecto a la **calidad** del acople, se sabe que el material más común es el aluminio, que tiene buena disponibilidad. Otro menos común es el magnesio ya que es más difícil

de trabajar. El ratio del módulo de Young sobre la densidad es un buen indicador para determinar la frecuencia del material. Cabe resaltar también que distintos materiales tienen diferente resistencia, punto a tener en cuenta ya que se debe diseñar el acople lo más rígido posible.

El objetivo del diseño es tener la mínima impedancia mecánica posible del componente logrando así que la frecuencia natural del mismo esté fuera del rango de testeo. Al utilizar materiales de menor densidad puede aumentarse el espesor manteniendo o reduciendo la masa como se ve en el webinar de Milt Bos[20]. De esta manera se obtienen secciones mayores con mayor inercia y, entendiendo que el grosor de la sección afecta directamente los modos de resonancia, se tiene una situación más favorable. A modo de resumen puede decirse que a mayor sección, menor momento flector y por lo tanto la frecuencia natural del componente aumenta.

Como punto de partida para el prediseño se comienza en la peor condición utilizando acero A36 como material base para luego ir testeando, analizando los resultados y realizando cambios a lo largo del estudio.

Para la **construcción** del acople se presentan varias incógnitas que deben abordarse pero la limitante está vinculada a las superficies de apoyo del tren en el acople. Por la naturaleza del estudio de vibraciones para evitar la pérdida de contacto del DUT con el acople se debe tener un firme agarre del mismo de la zona en la que fueron ubicados los sensores en los ensayos realizados a campos por Bourges[9]. A su vez, los órganos del tren de siembra deben conservarse durante el ensayo, aunque no sea necesario el contacto entre los mismos y el shaker, dado a que la finalidad del mismo es medir la fuerza que ejercen ellos a la tierra para luego calcular la relación entre profundidad de siembra y vibraciones. Esto se verá desarrollado con mayor profundidad posteriormente pero para esta altura del diseño otra limitante es conservar todos los órganos del tren de siembra.

Propuestas de solución y su validación

A continuación se plantean distintas propuestas para obtener el acople buscado sabiendo que: el punto de vinculación al tren de siembra debe ser lo más cercano a la base del resorte; que debe poder ser ajustable a distintos modelos de trenes de siembra; que debe tener la menor cantidad de componentes que introduzcan pérdidas de energía; que debe permitir conservar todos los componentes del tren de siembra.

Propuesta 1

Como primera propuesta se plantea la modificación del eje inferior marcado en la Figura 3-15 del paralelogramo deformable, es decir, alargar este eje para poder establecer allí la vinculación entre el acople y el tren de siembra. La vinculación se realizaría con dos columnas rígidas desde el nuevo eje hacia el shaker, una a cada lado del tren de siembra.



Figura 3-15: Tren de siembra - eje inferior paralelogramo deformable.

Como ventajas se puede destacar que es una propuesta suficientemente universal y simple. Por otro lado, las desventajas son la modificación del tren de siembra, que aunque sea mínimo, el eje puede variar de un modelo de tren a otro; no se está ubicando precisamente sobre el punto de apoyo original desde donde fueron tomados los datos experimentales; y se tiene un nuevo eje trabajando a flexión.

Propuesta 2

En un segundo lugar se propone diseñar un agarre a la base del resorte con un punto de pivote en donde se vincule una biela y un punto de pivote inferior, ubicado sobre el shaker, que sería la otra vinculación de la biela. En la Figura 3-16 puede observarse el punto de vinculación al tren de siembra y en la Figura 3-17 un esquema del dispositivo propuesto. Los puntos de pivote mencionados son necesarios para asegurar un correcto funcionamiento del paralelogramo deformable.



Figura 3-16: Tren de siembra - ubicación de sensores en ensayo a campo.

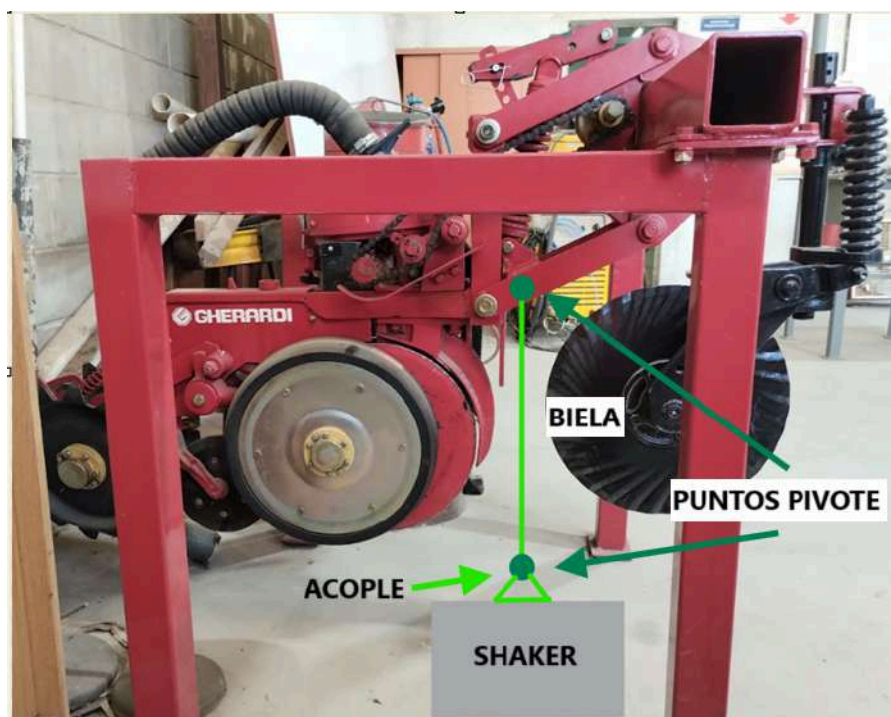


Figura 3-17: Tren de siembra - esquema del dispositivo a diseñar.

Esta propuesta trae como ventajas la vinculación en el punto del sensado utilizado en el experimento y que no se modifica ninguna parte de la sembradora. Tiene un gran desafío que es garantizar un punto de pivote sin que la vinculación tenga movimiento en el punto de sensado y como desventaja trae la alineación entre shaker y biela que implica una modificación del chasis ya definido y un posible pandeo de la biela en función de su diseño.

Esta alternativa también puede pensarse vinculándolo en la biela superior del paralelogramo deformable pero allí trae como desventaja que no se respeta el punto de sensado.

Se decide avanzar con la Propuesta 2 dadas sus ventajas y las desventajas se las toma como desafíos para el diseño.

Validación y desarrollo de Propuesta 2

Se realiza un simple análisis en SolidWorks Motion incluyendo 4 bielas que representan el paralelogramo deformable para dilucidar qué trayectoria describe un punto de la biela inferior, colocando un motor en el punto de vinculación inferior del paralelogramo, indicado en la Figura 3-18. Si la trayectoria del mencionado punto es perfectamente circular sólo se necesita un pivote que permita la rotación mientras que si es una curva, la junta debe ser más compleja dado que debe permitir desplazamientos.



Figura 3-18: Tren de siembra - verificación de trayectoria.

Del análisis realizado, que se puede ver en la Figura 3-19, se concluye que la trayectoria de cualquier punto perteneciente a la biela inferior del paralelogramo deformable es perfectamente circular con centro en el punto en donde se colocó el motor por lo que sólo se necesita un pivote.

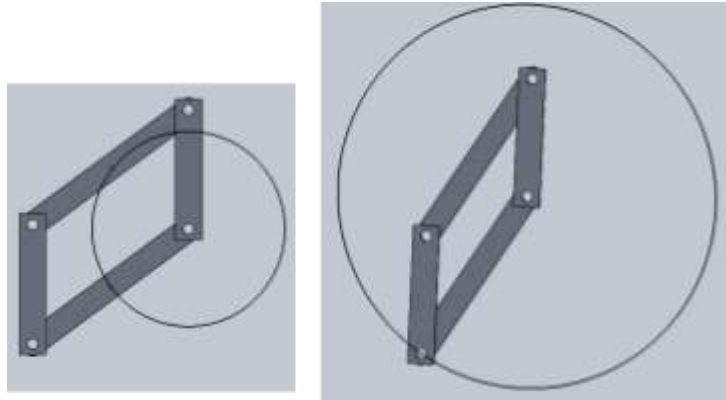


Figura 3-19: Trayectoria de un punto de la biela inferior del paralelogramo deformable.

Entendiendo que el punto a vincular del tren de siembra tiene una trayectoria circular, que lo que se busca obtener como acople es una biela vinculada al punto del tren de siembra y al shaker, se puede notar que el mecanismo que se busca diseñar es uno biela-manivela.

En la Figura 3-20 se puede ver la correlación entre la biela inferior del paralelogramo deformable del tren de siembra y la manivela en azul, la biela del mecanismo en color verde es la biela del acople y el pistón en color gris que tiene movimiento lineal es el shaker.

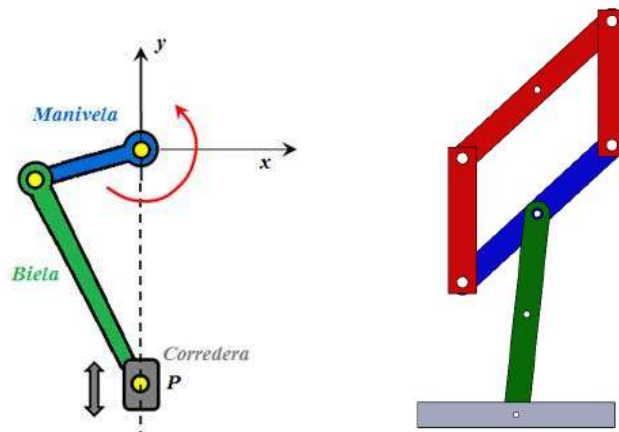


Figura 3-20: Correlación entre mecanismo biela-manivela y dispositivo a diseñar.

El desafío en esta solución es asegurar la posición del vínculo entre la biela y el tren de siembra teniendo un punto de pivote.

Mediante un análisis de Motion en SolidWorks, se verifica que el mecanismo diseñado es uno del tipo biela-manivela y que el paralelogramo deformable se comporta como lo esperado dándole movimiento lineal al shaker coloreado en color gris.

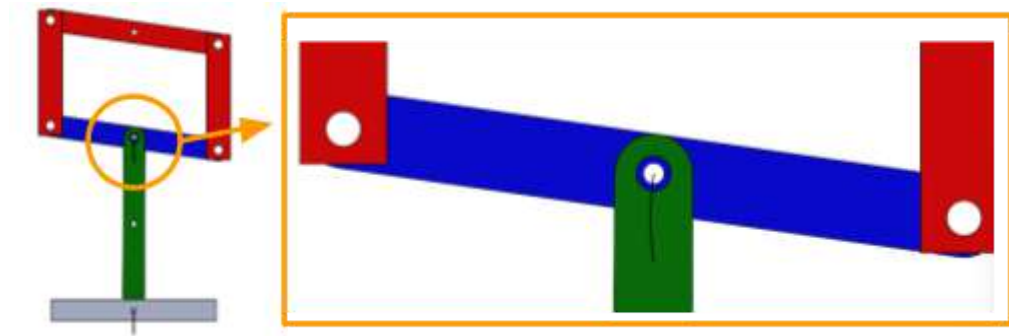


Figura 3-21: Verificación del funcionamiento del paralelogramo deformable.

Verificado el funcionamiento en la Figura 3-21, se destaca la necesidad de ambos puntos de pivote en la vinculación con la biela inferior del paralelogramo y con el prisma representando el shaker.

Para garantizar que la biela quede alineada con el centro del shaker, debe modificarse la base del chasis ya definido anteriormente teniendo un nuevo modelo cuya base permite la ubicación alineada del shaker con la biela. La nueva propuesta es la que se ve en la Figura 3-22.

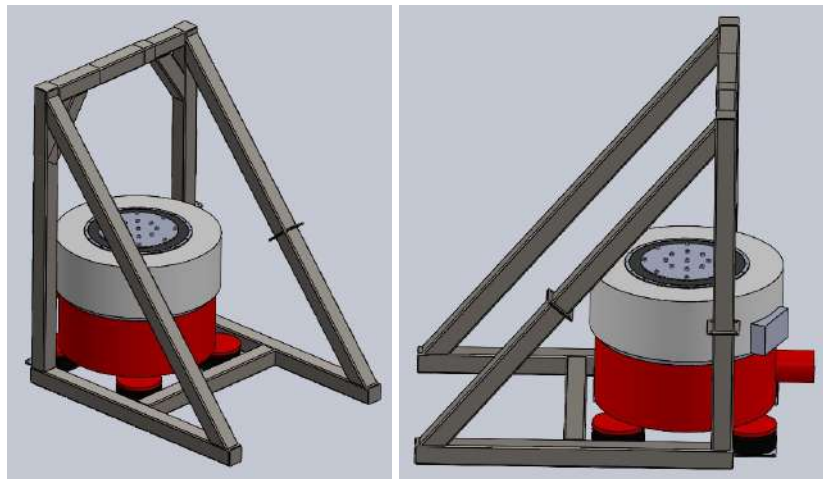


Figura 3-22: Nueva configuración del chasis.

Verificación del paralelogramo deformable

Posteriormente se procede a verificar la barra inferior del paralelogramo deformable bajo flexión dada la fuerza que le ejercerá el shaker al transmitirle los esfuerzos de vibraciones. La fuerza máxima que puede ejercer el shaker son 9.6 kN según se expuso en la Figura A1-4 que puede sobre-estimar en 10000 N, entendiendo que el acople le transmitirá los esfuerzos a ambas bielas inferiores del tren de siembra, cada biela debe resistir 5000 N como se esquematiza en la Figura 3-23. Siendo las dimensiones relevadas de la biela 300 mm entre centro de pernos, 50 mm de alto y espesor $\frac{3}{4}$ ". Distancia entre caras internas del paralelogramo 118 mm.

La parrilla inferior está bajo la carga del resorte 200 kgf a un ángulo de 60° y adicionalmente se la somete a la carga máxima que puede ejercer el shaker, 5000 N por cada biela. Los pernos tienen una restricción de bisagra fija y la malla utilizada es estándar, con tamaño global de elemento de 10 mm y la tolerancia es de 0.50 mm.

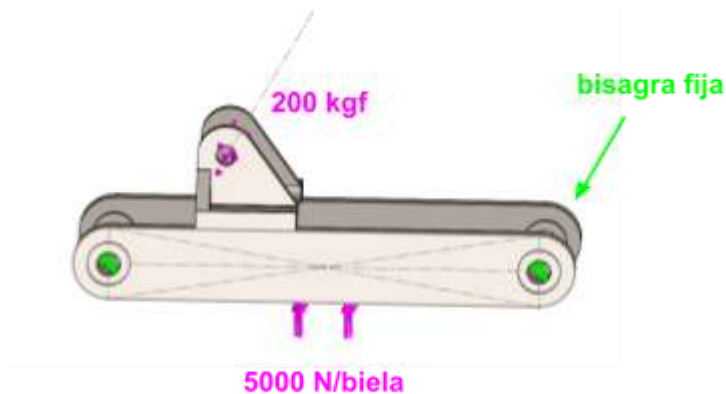


Figura 3-23: Configuración de cargas sobre biela inferior paralelogramo deformable.

Se verifican estáticamente las bielas del paralelogramo deformable. Pueden observarse que las tensiones alcanzan valores máximos de 675 kgf/cm^2 lo que se encuentra muy por debajo del límite elástico que es 2549 kgf/cm^2 y los desplazamientos tienen valores aceptables - menores a 0.065 mm- en las Figuras 3-24 y 3-25 respectivamente.

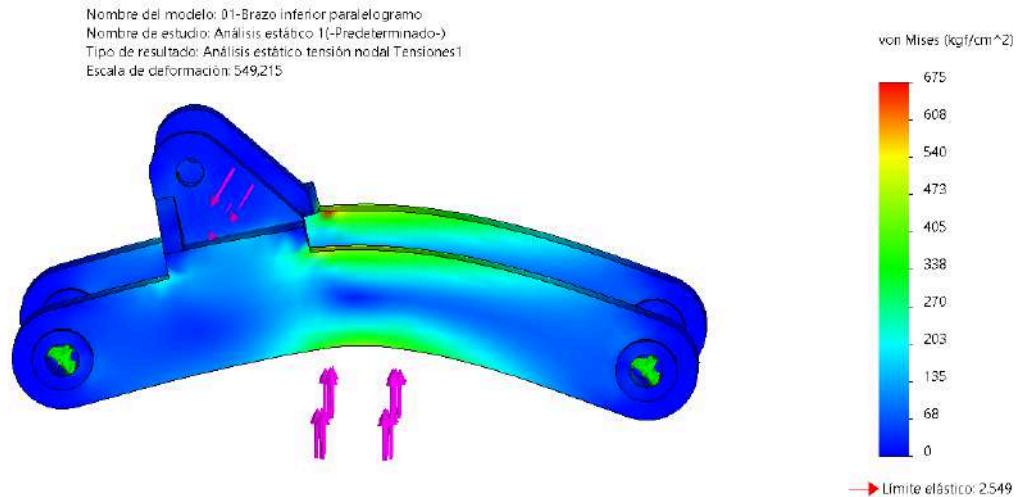


Figura 3-24: Configuración de tensiones sobre biela inferior paralelogramo deformable.

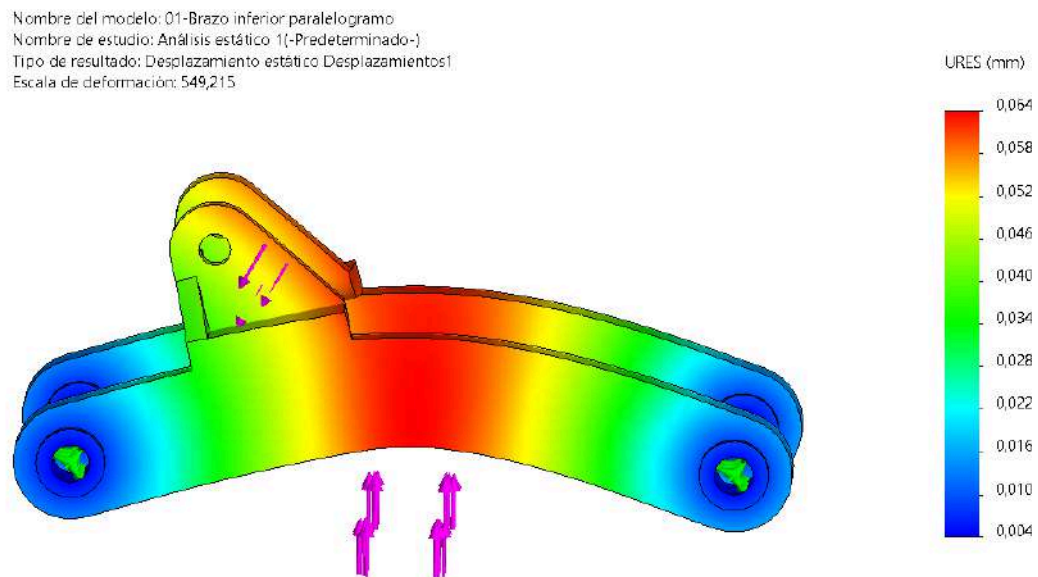


Figura 3-25: Configuración de deformaciones sobre biela inferior paralelogramo deformable.

Diseño del acople

En este apartado se presenta el diseño del acople encargado de transmitir vibraciones al tren de siembra, siguiendo las restricciones anteriormente expuestas. El diseño comienza desde el punto en donde se colocaron los sensores durante el ensayo a campo,

planteando una morsa en T que asegura el contacto con el punto mencionado. A continuación, dirigiéndonos hacia el shaker, existe la biela que se verifica estáticamente y al pandeo y va vinculada al shaker mediante la base del acople.

La base del acople que une la biela con el shaker es analizado bajo vibraciones, buscando que sus frecuencias resonantes no queden dentro del rango de frecuencias bajo estudio. Teniendo en consideración el peso disponible calculado se propone fabricarlo de aluminio para así mejorar su rendimiento, optimizar su masa y asegurar que su frecuencia de resonancia quede fuera del rango 0-500 Hz.

Por otro lado, la parte del acople montado al chasis, componente clave para la adaptación del acople de vibraciones a otros trenes de siembra, restringe los movimientos no deseados mediante una biela limitadora. A su vez, mediante varillas roscadas y un buje asegura la coincidencia del centro de rotación del acople con la del pivote del tren de siembra bajo estudio, independientemente de cuál sea su modelo.

Todo lo descrito aquí tiene su desarrollo detallado en el Anexo 3. Sin embargo se muestra en la Figura 3-26 el chasis con el conjunto del acople de vibraciones.

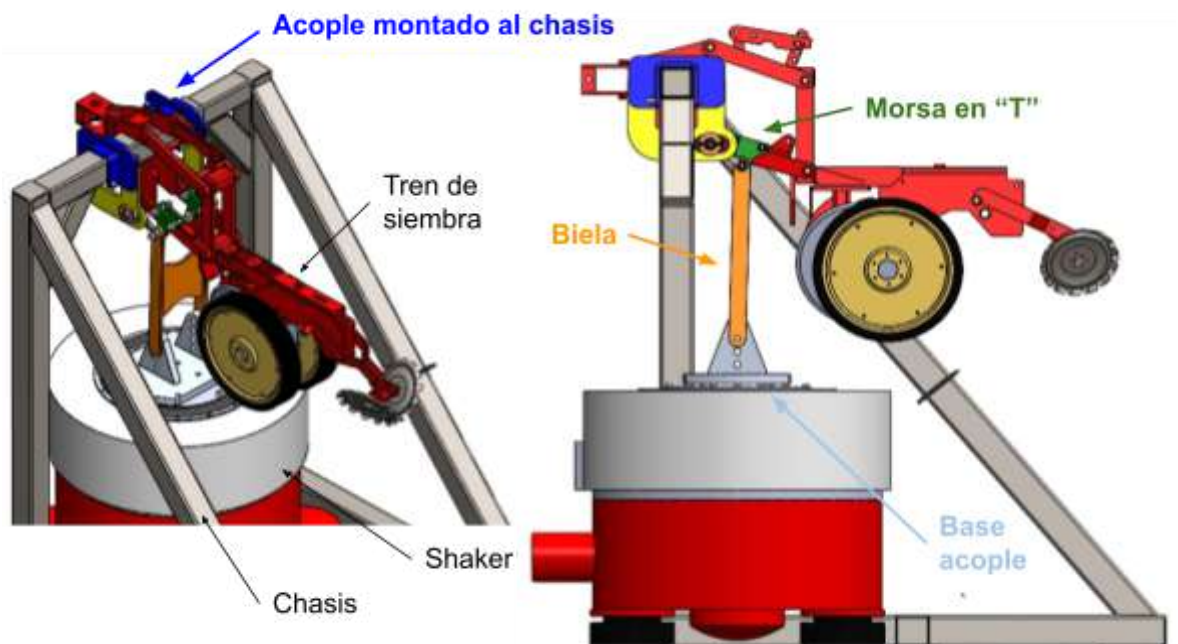


Figura 3-26: Conjunto acople de vibraciones montado al chasis y vinculado al tren de siembra.

Capítulo 4: Medición de carga

En este capítulo se presenta el diseño de un dispositivo cuyo objetivo es medir la fuerza ejercida por el tren de siembra, con el fin de comprender y controlar la interacción entre la sembradora y el terreno. La medición precisa de esta fuerza es fundamental para comprender a fondo el proceso de siembra y asegurar una siembra uniforme. Para ello, se selecciona un elemento de medición de fuerza adecuado y a partir de la fuerza medida, se establece la ecuación que la relaciona con la profundidad de siembra, siendo éste uno de los objetivos principales de este proyecto.

Acople Carga

El acople de carga es un dispositivo que sirve de vínculo entre el DUT, que en este caso es el tren de siembra, y el elemento que se seleccionará para medir carga. Este dispositivo debe albergar el elemento de medición de carga y asegurar su contacto con el tren de siembra en todo momento del ensayo. Este acople no forma parte de la masa suspendida sino que irá adosado al chasis ya diseñado.

Selección de elemento de medición

Dado que el objetivo es medir la carga se comienza analizando los distintos elementos que pueden seleccionarse para cumplirlo.

Celdas de carga

Las celdas de carga convierten una fuerza aplicada en una señal eléctrica. Están formadas por una estructura que contiene galgas extensiométricas o *strain gauges* que al deformarse varían su resistencia eléctrica y basándose en la diferencia de voltaje medida, el circuito calcula la resistencia actual del *strain gauge*, lo que indica proporcionalmente la deformación aplicada. Existen celdas de carga de compresión, de tensión, de flexión (o corte), celdas de carga por torsión y por cizalladura.

Tienen alta precisión; son resistentes; tienen un amplio rango de carga (desde gramos a cientos de toneladas), tamaño y configuraciones, mencionadas en el anterior párrafo; y poseen una respuesta rápida por lo que son ideales para cargas dinámicas.

Como limitaciones se expone que son sensibles a la temperatura, poseen necesidad de calibración para conservar la precisión y no son aptas para fuerzas estáticas o muy pequeñas

Dinamómetros

Los dinamómetros utilizan un resorte que al estirarse o comprimirse, en función de la fuerza aplicada, obtienen un desplazamiento que se convierte en la lectura que indica la carga.

Celdas piezoeléctricas

Utilizan materiales piezoeléctricos para medir cargas dinámicas o variables. Al aplicar una fuerza, el material piezoeléctrico se deforma ligeramente. La deformación causa un desplazamiento en los átomos del material, creando una polarización eléctrica y generando una pequeña carga o voltaje en sus superficies. Esta tensión eléctrica es proporcional a esa fuerza.

Las celdas piezoeléctricas no miden fuerzas estáticas, sólo dinámicas o transitorias, y requieren amplificación dado que la señal eléctrica generada es muy pequeña. A su vez, son sensibles a la temperatura. Son ideales para aplicaciones de vibraciones dado que tienen una respuesta rápida.

Strain gauges o galgas extensiométricas

Los *strain gauges* o galgas extensiométricas ya fueron mencionados con anterioridad siendo parte de otros elementos de medición en donde se explicó su principio de funcionamiento. En este caso se propone usarlos individualmente adhiriendo el conductor sobre el material base que al deformarse también se deforma el *strain gauge*.

Como ventajas se encuentra que son muy precisos, alta versatilidad, poseen respuesta rápida por lo que capta cambios dinámicos y tienen un tamaño pequeño que permite integrarlo a casi cualquier componente o estructura. Las limitaciones son sensibilidad a la

temperatura, que requiere calibración, que posee un rango limitado de deformación y se necesita un adhesivo especial para fijarlo correctamente al material.

Con todo lo expuesto hasta aquí, se decide ir por celdas de carga dado que se desea medir la fuerza que ejerce el tren de siembra mientras está sometido a vibraciones aleatorias. Teniendo esto en consideración, se selecciona la celda CR-10 de la marca Flexar, cuya carga nominal es de 1000 kg y las demás características pueden verse en el catálogo ubicado en el Anexo. Esta limitante está impuesta por la carga aleatoria máxima que puede ejercer el shaker que son 9.6 kN.

Las características metrológicas de la celda seleccionada son su **capacidad nominal**, como principal limitante para su selección, que es la máxima carga que la celda puede medir de manera precisa y segura. A su vez se especifican los límites de sobrecarga y rotura en 150% (1500 kg) y 300% (3000 kg) de la carga nominal, respectivamente.

La **sensibilidad**, dada por la variación de la señal de salida por unidad de carga aplicada, es de 2 mV/V (milivoltios por volt aplicados de excitación). La **linealidad** es la desviación máxima de la respuesta real con respecto a una línea ideal es de 0.03% de la capacidad nominal, es decir 0.3 kg.

La **histéresis** está determinada por la diferencia entre las lecturas al cargar y descargar la celda, para el mismo valor de carga y en el presente caso es de 0.02% de la carga nominal lo que equivale a 0.2 kg. Este es un parámetro extremadamente relevante dado el caso de aplicación de la celda de carga.

La celda de carga no es **sensible a la temperatura** y las **impedancias** de entrada y salida son de 775 y 770 Ohm respectivamente.

Diseño del acople carga

En este apartado se presenta el diseño del acople de carga, que tiene como objetivo medir la fuerza ejercida por el tren de siembra a través de la celda de carga CRM-10TN seleccionada. Esta celda se monta en una estructura rígida, diseñada para ser regulable en altura y adaptable a diferentes trenes de siembra.

La limitación de dimensiones del acople está determinada por el desplazamiento máximo del shaker hacia arriba para así asegurar que la celda de carga siempre opere a

Distintos estados del suelo, en donde la variable principal que lo determina es la humedad, poseen diferentes relaciones esfuerzo-deformación.

Los suelos están sometidos a tensión, compresión y al corte pero al poseer alta resistencia a la compresión y no pueden ser sometidos a tensión, generalmente fallan al corte.

Variables propias del suelo

Las variables relativas al suelo que son relevantes en el presente proyecto son las que se exponen a continuación, tomando como referencia [27]:

- Compactación: se refiere a la porosidad de la tierra y su resistencia a la penetración, es decir su densidad.
- Dureza.
- Estados de consistencia.
- Humedad.
- Tipo de suelo: según su textura se pueden distinguir tres: arena, arcilla y limo.
- Propiedades mecánicas del suelo
 - Cohesión
 - Fricción suelo/suelo (que se define en término del ángulo de fricción interna)
 - Densidad aparente
 - Adhesión
 - Fricción suelo/interfaz (que se define en término del ángulo de fricción suelo/interfaz)

A partir de la fórmula de Coulomb presentada en la Ecuación 4.1, que relaciona el esfuerzo máximo de corte y el esfuerzo normal ejercido sobre la superficie de falla incluyendo los componentes de cohesión y fricción del suelo, se obtiene la relación buscada. En donde τ_{max} es el esfuerzo máximo de corte, es decir, la resistencia interna del suelo al movimiento de sus partículas; c representa la cohesión del suelo; σ es el esfuerzo normal en la superficie de falla y ϕ es el ángulo de fricción interna suelo/suelo.

$$\tau_{max} = c + \sigma * \tan(\phi) \quad (4.1)$$

Ahora se busca multiplicar la ecuación de Coulomb por el área de la superficie de falla (A) de manera tal de tenerla expresada en términos de fuerzas como se presenta en la Ecuación 4.2.

$$\tau_{max} * A = c * A + \sigma * A * \tan(\phi) \quad (4.2)$$

$$H_{max} = c * A + Q * \tan(\phi) \quad (4.3)$$

Donde H_{max} es la fuerza de corte máxima que es igual a la tracción o fuerza de arrastre como se presenta en el capítulo 9 del libro[27] y cuyo desarrollo se encuentra a continuación; Q es la carga normal en la superficie, que en este caso es la fuerza vertical calculada por lo que es el parámetro de entrada; c y ϕ representan lo expuesto en el párrafo anterior y para ambos existen valores típicos según las características del suelo.

Obtención de Hmax

Para encontrar la expresión de la fuerza de arrastre D se utiliza la norma ASABE [28] que expone la Ecuación 4.4 para calcularla.

$$D = F_i [A + B * S + C * S^2] * W * T \quad (4.4)$$

Donde:

F_2 : *parámetro según la textura del suelo* = 0.96

A: *parámetro de la máquina* = 1820

B: *parámetro de la máquina* = 0

C: *parámetro de la máquina* = 0

W: *número de cuerpos* = 1

S: *velocidad de siembra* = 7 km/h Se considera una velocidad promedio de siembra.

T: *profundidad de siembra* = incógnita

F_2 , A, B y C se obtienen de la Tabla 1 de ASABE presentada en la Figura 4-2.

Implement	SI Units				English Units							Range
	Width Units	Machine Parameters			Width Units	Machine Parameters						
		A	B	C		A	B	C	F ₁	F ₂	F ₃	
Row crop planter, no-till Seed, fertilizer, herbicides 1 fluted coulter/row	rows	1,820	0.0	0.0	rows	410	0.0	0.0	1.0	0.96	0.92	25

Figura 4-2: Recorte de Tabla 1 de ASABE[28] donde se encuentran los datos para el caso en estudio.

Reemplazando los valores en la Ecuación 4.4. se tiene el cálculo presentado en la Ecuación 4.5.

$$D = 0.96 * [1820 + 0 * 7 + 0 * 7^2] * 1 * T \quad (4.5)$$

Entendiendo que la variable D y T son equivalentes a Hmax y h de la ecuación de Coulomb, respectivamente, y reemplazándolos en la Ecuación 4.3 ella se tiene la Ecuación 4.6.

$$D = 0.96 * [1820 + 0 * 7 + 0 * 7^2] * 1 * h = c * A + Q * \tan(\phi) \quad (4.6)$$

$$1747.2 * h = c * A + Q * \tan(\phi) \quad (4.7)$$

Obtención de A

El área A que aparece en la Ecuación 4.7, tal como se ha mencionado en un párrafo previo, representa la superficie de falla del suelo. Al darse esta falla por la presencia de la herramienta de labranza de la sembradora, la superficie de falla es igual a la superficie de contacto entre la herramienta y el suelo. De esta manera, si se visualiza el abresurco de frente a la dirección de avance de la sembradora y en perspectiva tenemos las variables que se detallan en la Figura 4-3.

Siendo β el ángulo entre los discos del abresurco, h la profundidad de siembra dada por las ruedas limitadoras, dx la distancia infinitesimal en la misma dirección del avance de la sembradora, se tiene la Ecuación 4.8 aplicando relaciones trigonométricas.

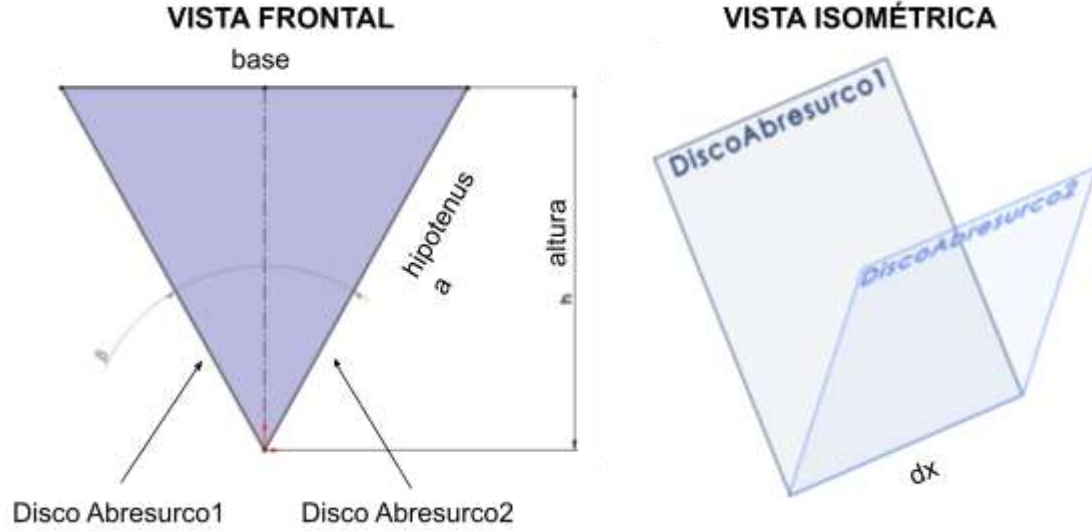


Figura 4-3: Abresurco de frente y en perspectiva con variables de interés.

$$\cos\left(\frac{\beta}{2}\right) = h/\text{hipotenusa} \quad (4.8)$$

$$A = 2 * \text{hipotenusa} * dx = 2 * \frac{h}{\cos\left(\frac{\beta}{2}\right)} \quad (4.9)$$

Reemplazando la expresión obtenida para el área (Ecuación 4.9) en la ecuación de Coulomb (Ecuación 4.3) antes detallada se tiene la Ecuación 4.10 que relaciona la profundidad de siembra con la carga vertical ejercida por el tren de siembra.

$$1747.2 * h = c * A + Q * \tan(\phi) \quad (4.10)$$

$$1747.2 * h = c * 2 * \frac{h}{\cos\left(\frac{\beta}{2}\right)} + Q * \tan\phi \quad (4.11)$$

$$\left(1747.2 - \frac{2*c}{\cos\left(\frac{\beta}{2}\right)}\right) * h = Q * \tan\phi \quad (4.12)$$

$$h = Q * \tan\phi / \left(1747.2 - \frac{2*c}{\cos\left(\frac{\beta}{2}\right)}\right) \quad (4.13)$$

De esta manera se puede afirmar que al obtener la curva que describe la fuerza vertical que ejerce del tren de siembra durante el ensayo de vibraciones a través de la celda de carga, con la Ecuación 4.13 se calcula la profundidad de siembra bajo vibraciones. Para esto, además del acople de carga se necesitará un amplificador de señal, un adquisidor y procesador de datos para poder llevar los valores de fuerza a una computadora y procesarlos.

Una simplificación realizada en este trabajo es considerar la velocidad de avance de la sembradora como una constante. Si la misma presentase una variación, en la Ecuación 4.5 se utilizaría un valor distinto a 7 km/h o una función para la velocidad de siembra. En este último caso se obtendría una superficie de resultados en la que las variables de entrada serían velocidad de siembra y fuerza vertical que ejerce el cuerpo de siembra sobre el suelo y, al determinar sus valores, se calcule así con la Ecuación 4.13 la profundidad de siembra.

Conclusiones y recomendaciones

Conclusiones técnicas

El desarrollo del dispositivo propuesto permite tener un banco de ensayo capaz de replicar condiciones experimentadas por los trenes de siembra que han sido relevadas en campo. La selección del sistema de vibración se basó en un análisis comparativo de distintas alternativas (hidráulico, electromecánico y mecánico), concluyendo que la opción electromecánica era la adecuada dada su precisión y factibilidad técnica para replicar vibraciones aleatorias. Los modelos teóricos, cálculos y simulaciones estructurales validaron el diseño, asegurando su funcionalidad y robustez para futuras investigaciones e implementaciones de mejoras en la máquina sembradora.

Los resultados obtenidos confirman la relación entre profundidad de siembra y vibraciones experimentadas por la desuniformidad del terreno lo que permite optimizar el diseño de los trenes de siembra y el ajuste de los sistemas de control de carga.

Además de su aplicación en la investigación, este banco de ensayos tiene un gran potencial como herramienta didáctica para estudiantes de ingeniería, permitiéndoles comprender en profundidad la influencia de las vibraciones en la maquinaria agrícola, mejorar diseños y desarrollar nuevas soluciones. Asimismo, su implementación facilita la vinculación con el sector privado, ofreciendo una alternativa de ensayo más accesible y confiable sin necesidad de pruebas de campo.

En conclusión, este proyecto contribuye tanto al avance tecnológico en la maquinaria agrícola, como en la educación y la colaboración entre el ámbito académico y la industria. Con futuras mejoras y optimizaciones, el banco de ensayos podría convertirse en una herramienta muy valiosa para la evaluación y desarrollo de implementos agrícolas.

Recomendaciones

Se recomienda construir el banco de ensayo, ingresar los parámetros de los datos experimentales que se tienen al shaker y verificar su desempeño. A su vez, la implementación de sensores adicionales y software de análisis en tiempo real permitiría mejorar la recolección y procesamiento de datos.

Teniendo validado el funcionamiento del banco de ensayo, interpretando cómo las vibraciones afectan la profundidad de siembra y por lo tanto la emergencia de las plántulas, se propone una optimización del diseño de los trenes de siembra.

No perder de vista que una adaptación en el diseño del banco de ensayo propuesto en este trabajo permitiría evaluar otros implementos agrícolas que también se ven afectados por vibraciones.

Conclusiones académicas

El desarrollo de este proyecto no sólo representa un avance en la evaluación del comportamiento de los trenes de siembra, sino que también marca el cierre de nuestra carrera de Ingeniería Mecánica. A lo largo de este trabajo, hemos aplicado lo adquirido durante todos estos años: el diseño, el uso de herramientas de software específicos como lo es SolidWorks, el análisis crítico de los resultados obtenidos en las simulaciones computacionales, la interpretación de datos experimentales, la búsqueda de la causa raíz para luego generar propuestas de solución ante un objetivo claro que era diseñar un proyecto con impacto real en el sector agrícola.

Con este trabajo, concluimos nuestra etapa de formación en Ingeniería Mecánica en la Universidad Nacional de Rosario con la certeza de haber adquirido una base sólida y las herramientas necesarias para desarrollar nuestra carrera profesional en el campo de la ingeniería. A su vez, queremos destacar a nuestros profesores, quienes con su alto nivel académico han sido fundamentales en nuestra formación, brindándonos no solo conocimientos, sino también una perspectiva crítica y un enfoque integral de la ingeniería.

Bibliografía

1. Andrade, F. H. (Comp.). (2017). *Los desafíos de la agricultura argentina* (1a ed.). Ediciones INTA.
https://repositorio.inta.gob.ar/bitstream/handle/20.500.12123/2149/INTA_CRBsAs_Sur_EEABalcarce_Andrade_FH_Desafios_agricultura_argentina.pdf
2. Instituto Nacional de Estadística y Censos - INDEC. (2021). *Censo Nacional Agropecuario 2018: Resultados definitivos* (1a ed.). Instituto Nacional de Estadística y Censos - INDEC.
https://www.indec.gob.ar/ftp/cuadros/economia/cna2018_resultados_definitivos.pdf
3. Ortiz-Cañavate, J. (2003). *Las máquinas agrícolas y su aplicación* (6a ed.). Ediciones Mundi-Prensa.
4. Bourges, G., Rossi, S., Eliach, J. J., & Medina, M. A. (2016). *Evaluación experimental de un dosificador de semillas de precisión*. Instituto Nacional de Tecnología Industrial. Ocampo y Esmeralda. Rosario, Argentina.
5. Bertini. (s.f.). *40 mil*. Bertini. <https://www.bertini.com.ar/es/40-mil/>
6. Norton, R. L. (2004). *Diseño de maquinaria: Síntesis y análisis de máquinas y mecanismos* (4a ed.). McGraw-Hill.
7. Kelly, S. G. (2012). *Mechanical vibrations: Theory and applications*. Cengage Learning.
8. LibreTexts. (s.f.). *Variables aleatorias continuas*. En *Bioestadística - Libro de texto de aprendizaje abierto*.
https://espanol.libretexts.org/Estadisticas/Estadistica_Aplicada/Bioestadistica_-_Libro_de_texto_de_aprendizaje_abierto/Unit_3B:_Variables_aleatorias/Variables_aleatorias_continuas
9. Bourges, G., Rossi, S., Eliach J. J. & Medina, M. A. (2021). *Informe sobre mediciones en campo*. Instituto Nacional de Tecnología Industrial.
10. Rossi, S., Rubio Scola, I., Eliach, J. J., & Bourges, G. (2020). *Evaluación de desempeño de dosificador monograno mediante filmación y procesamiento de*

imágenes. Instituto Nacional de Tecnología Industrial, FCEIA - Universidad Nacional de Rosario, IFASIS – CONICET. Rosario, Argentina.

11. CME Technology Co., Ltd. (s.f.). *Product 235022-2372086*. DirectIndustry. <https://www.directindustry.es/prod/cme-technology-co-ltd/product-235022-2372086.html>
12. Sentek Dynamics. (s.f.). *Introduction to Sentek Dynamics vibration testing systems*. Sentek Dynamics. <https://www.sentekdynamics.com/introduction-to-sentek-dynamics-vibration-testing-systems>
13. Gratton, J., Chen, Y., & Tessier, S. (s.f.). *Design of a spring-loaded downforce system for a no-till seed opener*.
14. Ahmad, F., Weimin, D., Qishuo, D., Hussain, M., & Jabran, K. (s.f.). *Forces and straw cutting performance of double disc furrow opener in no-till paddy soil*.
15. Morrison Jr., J. E., Hendrick III, J. G., & Schafer, R. L. (s.f.). *Soil forces on coulter and disc-opener combinations*.
16. Cuenca Revuelta, F. L., Ascenjo, C. F., Cavaglia, S., Bonadeo, M., Repetto, L., Bonifazi, E., Damore, V., Álvarez, A. M., Pieria, E., Gasparoni, E., Martín, L., D'Amore, V., & Pieri, E. (s.f.). *La carga constante en el cuerpo de siembra*. Cátedra de Maquinaria Agrícola, Facultad de Ciencias Agrarias - UNR.
17. Gorash, Y., & Mackenzie, D. (2014, mayo). *Safe structural design for fatigue and creep using cyclic yield strength*. 3rd International ECCC Creep & Fracture Conference, Barceló Aran Mantegna Hotel, Roma, Italia. https://www.researchgate.net/publication/262376391_Safe_structural_design_for_fatigue_and_creep_using_cyclic_yield_strength
18. Venkat, V., Singh, A. K., Srikrishna, Sharan Muda, & Jhorar, R. (2016). *Design, analysis and testing of multi-axis vibration fixture for electronic devices*. *International Journal of Science and Technology*, 34, Article 36. <https://sciresol.s3.us-east-2.amazonaws.com/IJST/Articles/2016/Issue-34/Article36.pdf>

-
19. Falk, P. (2015). *Test fixtures for vibration testing of components* (Degree project in vehicle engineering, second level). Stockholm, Sweden.
<https://www.diva-portal.org/smash/get/diva2:859125/FULLTEXT01.pdf>
 20. Bos, M. (Presenter). (s.f.). *Building successful vibration fixtures for ED shakers* [Video]. Thermotron Industries. YouTube.
https://www.youtube.com/watch?v=WdIMIC1_nMA
 21. Lin, J., Qian, W., Li, B., & Liu, Y. (2015). Simulation and validation of seeding depth mathematical model of 2BG-2 type corn ridge planting no-till planter. *Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering*, 31(9), 19-24. Editorial Office of Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering.
 22. Shigley, J. E. (2008). *Diseño en ingeniería mecánica* (8.^a ed.). McGraw-Hill.
 23. ISO. (s.f.). *ISO 898-1: Tornillos de fijación. Parte 1: Tornillos de acero para uso general*. <https://pppars.com/wp-content/uploads/2021/07/ISO-898-1.pdf>
 24. Yoo, J., & Lee, Y. (2020). *Behaviour and design of high-strength Grade 129 bolts under combined tension and shear*. ResearchGate.
https://www.researchgate.net/publication/344401655_Behaviour_and_design_of_high-strength_Grade_129_bolts_under_combined_tension_and_shear
 25. Bickford, J. H. (Año). *Introduction to the design and behavior of bolted joints* (4th ed.). CRC Press. ISBN 978-0-8493-8176-8.
<http://www.ndl.ethernet.edu.et/bitstream/123456789/26684/1/423.pdf>
 26. ISO. (1992). *ISO 898-7: 1992 - Tornillos de fijación - Parte 7: Tornillos de acero para aplicaciones en ambientes corrosivos* [PDF].
<https://regbar.com/wp-content/uploads/2019/09/ISO-898-7-1992.pdf>
 27. Ashburner, J. E., Sims, B. G. (1984). *Elementos de diseño del tractor y herramientas de labranza*.
 28. American Society of Agricultural and Biological Engineers. (2011). *Agricultural machinery management data* (ASAE D497.7 MAR2011; R2015). American Society of Agricultural and Biological Engineers.

Anexo 1: Selección del shaker

Para la selección del shaker, partiendo de los datos experimentales de Bourges [9], se resumen en la Tabla A1-1 las condiciones bajo las que se realizaron los ensayos y éstas establecen las prestaciones mínimas para el equipo. La menor y la mayor frecuencia a la que está sometido el shaker están dados por las expuestas en la Figura 2-2 donde también se evidencia la máxima aceleración cuadrática. La fuerza y la carga máxima se obtuvieron en la sección de “Cálculos previos” del Capítulo 3 siendo la última la sumatoria del peso del tren de siembra y la fuerza que ejerce el resorte sobre el mecanismo.

Menor frecuencia [Hz]	Mayor frecuencia [Hz]	Aceleración cuadrática máxima [G^2/Hz]	Fuerza máxima [N]	Amplitud máxima [mm]	Carga máxima [kg]
165	280	0.0002	3000	indeterminada	<350

Tabla A1-1: Condiciones de borde para la selección del shaker.

La amplitud no es un dato que limite la selección del shaker ya que, tal como se ha mencionado en este texto en la sección “Vibraciones aleatorias” del Capítulo 1, una señal aleatoria está compuesta por un espectro continuo de frecuencias y no por una única frecuencia. Si se “filtra” una señal aleatoria en un rango de frecuencias se pueden obtener gráficas en donde la amplitud no es constante dada la presencia de las infinitas frecuencias contenidas en el intervalo. Lo descrito puede observarse con mayor claridad en la Figura A1-1.

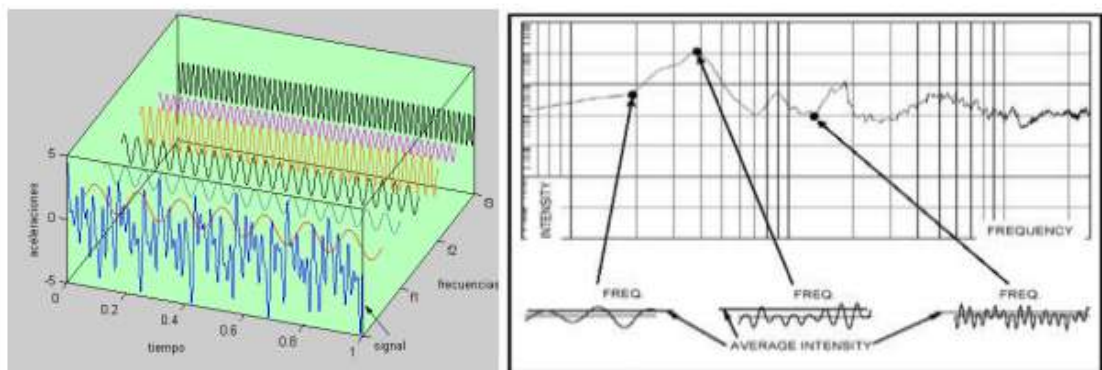


Figura A1-1: Demostración gráfica del espectro continuo de frecuencias[9].

Para poder caracterizar el fenómeno se calcula una amplitud promedio para cada uno de los rangos de frecuencias “filtrados”, que tienen valor de 1 Hz, obteniendo así un punto representativo de ese rango. Procediendo de esta manera es que se obtienen valores de

amplitud promedio para cada frecuencia y al unir estos valores se obtiene la curva de densidad espectral. Esta curva representa la densidad de energía asociada a una determinada frecuencia. Como corolario, el valor de la amplitud no es un parámetro limitante en un test de vibraciones aleatorias, lo relevante es replicar la misma curva de densidad de energía.

De esta manera, entendiendo que cómo mínimo el shaker debe tener la capacidad de soportar la fuerza DF calculada en el Capítulo 3, una aceleración mayor a la máxima expuesta en la Tabla A1-1 y debe permitir el ensayo bajo vibraciones aleatorias, se preselecciona con la fuerza aleatoria máxima el modelo GW-V1322/33 DSA-5-10K de la marca Data Physics demarcado en la Figura A1-2.

SHAKER	AMP	MAX SINE FORCE (PK)		MAX RANDOM FORCE (RMS)	
		lbf	N	lbf	N
GW-V1322/33	DSA5-10K	2050	9100	1640	7300
	DSA5-15K	2455	10930	2250	10000
LE-308-3	DSA15-2	3000	13300	2700	12000
LE-308-3EF	DSA15-2	3500	15600	2900	12900
LE-612-3	DSA15-3	6000	26700	6000	26700
LE-616/624	DSA15-4	6000	26700	6000	26700
GW-V26XX*	DSA5-10K	2380	10600	2160	9600
	DSA5-15K	3585	16000	3010	13400
	DSA5-20K	4380	19500	4125	18400
	DSA5-25K	6000	26700	5000	22300
GW-V35XX*	DSA5-40K	8000	35600	6520	29000
LE-812-3	DSA15-4	8000	35600	8000	35600
LE-816	DSA15-5	8000	35600	8000	35600

Figura A1-2: Preselección del shaker GW-V1322/33 DSA-5-10K marca Data Physics.

dp Data Physics		GW-V1322 / V1333 Electrodynamic Shakers																												
	Maximum Sine Force (gk)		Maximum Random Force (gk)		Maximum Shock Force*		Maximum Acceleration (g)		Maximum Velocity		Displacement Peak to Peak		Armature Diameter		Armature Mass		Insert Threads		Armature Resonance ±1%		Frequency Range Hz		Static Payload Support		Electrical Power Consumed		Shaker Body Mass		Drop Magnetics Field**	
	Ref	U	Ref	U	Ref	U	g	100%	g	100%	in	mm	in	mm	lb	kg	1/2"	16mm	Hz	Min	Max	Hz	kg	100%	kg	100%	kg	100%	kg	100%
GW-V1322/DSA5-10K	2050	9100	1640	7300	4137	18382	70	700	96	2.25	2.0	51	9.0	229	20.9	12.2	1/4-24	9000	2400	5	3000	300	160	160	2270	1020	<1	70		
GW-V1322/DSA5-15K	2455	10930	2250	10000	5209	23171	91	890	96	2.25	2.0	51	9.0	229	20.9	12.2	1/4-24	9000	2400	5	3000	300	160	160	2270	1020	<1	70		
GW-V1333/DSA5-10K	2050	9100	1640	7300	4137	18382	72	700	96	2.25	2.0	51	10.2	250	20.9	12.9	1/4-18	9000	2700	5	3000	300	160	160	2270	1020	<1	70		
GW-V1333/DSA5-15K	2455	10930	2250	10000	5209	23171	96	890	96	2.25	2.0	51	10.2	250	20.9	12.9	1/4-18	9000	2700	5	3000	300	160	160	2270	1020	<1	70		

Figura A1-3: Características completas del shaker GW-V1322/33 DSA-5-10K.

Si se observan todas las características del shaker, en la Figura A1-3, se verifican todas las limitantes excepto la carga estática que son 160 kg por lo cual se selecciona el

modelo inmediato superior GW-V2634/DSA-5-10K marcado en la Figura A1-4. El modelo GW-V2634/DSA-5-10K que se observa en la Figura A1-5.

dp

Data

Physics

GW-V26 Series

Electrodynamic Shakers

	Maximum Base Force		Maximum Random Force		Maximum Shock Force		Maximum Acceleration (1 sec)		Maximum Velocity		Maximum Displacement		Armature Diameter		Armature Area		Armature Coil Resistance ±5%		Frequency Range (Hz)		Static Load Support		Unbraked Shaker Mass		Strong Magnetic Field		Facility Power Requirements		
	lbf	kN	lbf	kN	lbf	kN	g	m/s²	in/s	mm/s	in	mm	in	mm	sq. in.	sq. cm	ohm	ohm	Min-Max	Hz	lbf	kg	lb	kg	in	mm	Volts	amps	kVA
GW-V2634 / DSA-5-10K	2180	10.0	2160	9.8	7000	31.0	33.3	326.8	71	1.8	2	31	12.4	340	71.7	32.3	2000	DC-3000	1100	500	4022	1830	+8	50	16				
GW-V2634 / DSA-5-15K	3185	14	3110	13.8	10000	44.5	50	490.3	71	1.8	2	31	12.4	340	71.7	32.3	2000	DC-3000	1100	500	4022	1830	+8	60	21				
GW-V2634 / DSA-5-20K	4365	19.5	4125	18.4	13100	58.9	67.2	658.2	71	1.8	2	31	12.4	340	71.7	32.3	2000	DC-3000	1100	500	4022	1830	+8	80	24				
GW-V2634 / DSA-5-25K	6000	26.7	5880	22.3	18000	80.1	90.7	892.8	71	1.8	2	31	12.4	340	71.7	32.3	2000	DC-3000	1100	500	4022	1830	+8	90	27				

Figura A1-4: Características completas del shaker GW-V2634/DSA-5-10K.



Figura A1-5: Shaker GW-V2634/DSA-5-10K.

Anexo 2: Verificación del diseño del chasis

Convergencia en malla

Para la verificación del chasis telescópico presentado en la Figura 3-14 primero se realiza una convergencia en malla para así asegurar la independencia de los resultados de la malla utilizada. Es por esto que se crean cinco mallas diferentes y se somete a la estructura a una torsión de 2000 Nm y una fijación de sus apoyos. En todos los casos se utiliza una malla estándar y se disminuye tanto el tamaño global del elemento como la tolerancia de manera de aumentar el refinamiento uniformemente, conservando una transición automática. A modo de ejemplo se presenta una configuración de la misma en la Figura A2-1.

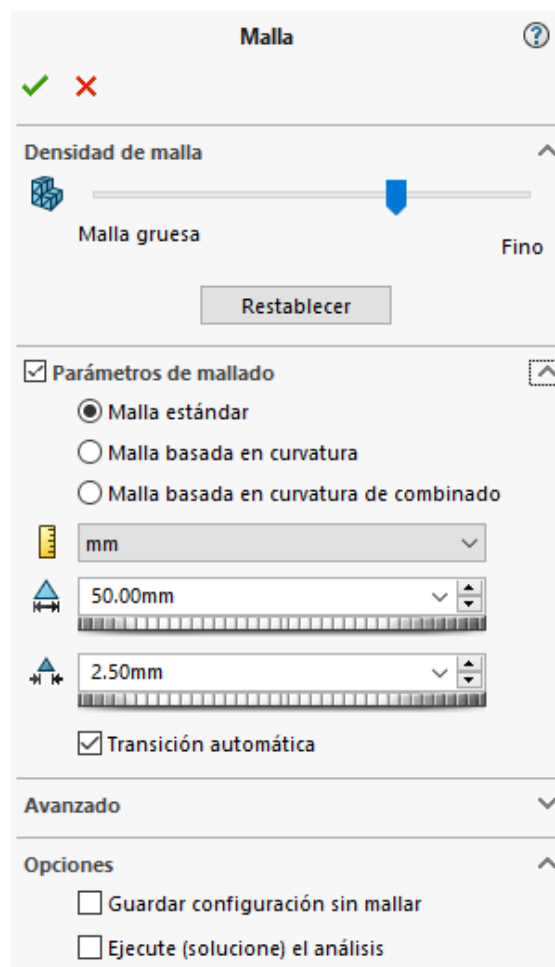


Figura A2-1: Configuración de malla estándar.

Resulta relevante destacar que para que una malla de elementos finitos sea de calidad y la distribución de deformaciones y tensiones no dependa de ella, es decir que el mallado

no interfiera en los valores calculados, se debe asegurar que los elementos se ajusten y sean ortogonales a la pieza en estudio sin deformarse demasiado con respecto a su forma geométrica ideal.

Para validar el mallado, SolidWorks otorga dos métricas principales: el cociente de aspecto y el cociente Jacobiano. La primera hace referencia a la forma geométrica ideal del elemento que en este caso se corresponde a un tetraedro equilátero. Cuanto más se acerque a uno (1) la métrica mencionada, más se asemeja a un elemento perfecto mientras que a mayor valor implica una malla de menor calidad. Por otro lado, el cociente Jacobiano mide la deformación de los elementos en las zonas donde la pieza a analizar tiene una geometría compleja.

Malla n°	Tamaño de elementos	Tolerancia	Cantidad de elementos	% elementos con cociente de aspecto < 3	Tiempo para completar la malla [hh:mm:ss]	Valor de deformación [mm]	Crecimiento cantidad de elementos	Aumento cociente de aspecto
1	30 mm	1.5 mm	304056	52.7	0:00:53	0.344	-	-
2	10 mm	0.5 mm	652554	98.2	0:03:44	0.301	53%	46%
3	5 mm	0.25 mm	1568903	99.2	0:40:54	0.294	58%	1%

Tabla A2-1: Comparación de mallas.

La cantidad de elementos presentes en cada malla junto con la variación de los parámetros pertinentes para su comparación se observan en la Tabla A2-1. Puede destacarse que el valor máximo de deformación, relevante en el presente proyecto, se encuentra entre 0.294 y 0.344 mm y entre las mallas analizadas se tiene una variación máxima de 15%. Donde se observan variaciones significativas es en la cantidad de elementos, cuyo crecimiento implica indefectiblemente el aumento del tiempo para completar la malla, y también en el porcentaje de elementos con cociente de aspecto menor a tres. A su vez, todas las mallas poseen un cociente Jacobiano de 0% por lo que no se presenta esta métrica en la tabla comparativa.

Retomando lo expuesto en párrafos anteriores, lo que se busca es que el resultado no dependa de la malla y las métricas mencionadas se encuentren dentro de los parámetros por lo que al observar solamente la variación del punto de máxima deformación y el cociente Jacobiano podría elegirse cualquiera de ellas. Pero si se pone foco en el porcentaje de elementos con cociente de aspecto menor a tres puede verse que al duplicar la cantidad de elementos -al pasar de la malla n°1 a la malla n°2- también lo hace la métrica mencionada por lo que se mejora la calidad de la malla. Ahora si se vuelve a

duplicar la cantidad de elementos no se tiene mejora significativa del cociente de aspecto y a su vez se aumenta notablemente el tiempo para completar la malla, llegando a tener más de media hora de diferencia, por lo que el costo computacional es demasiado elevado.

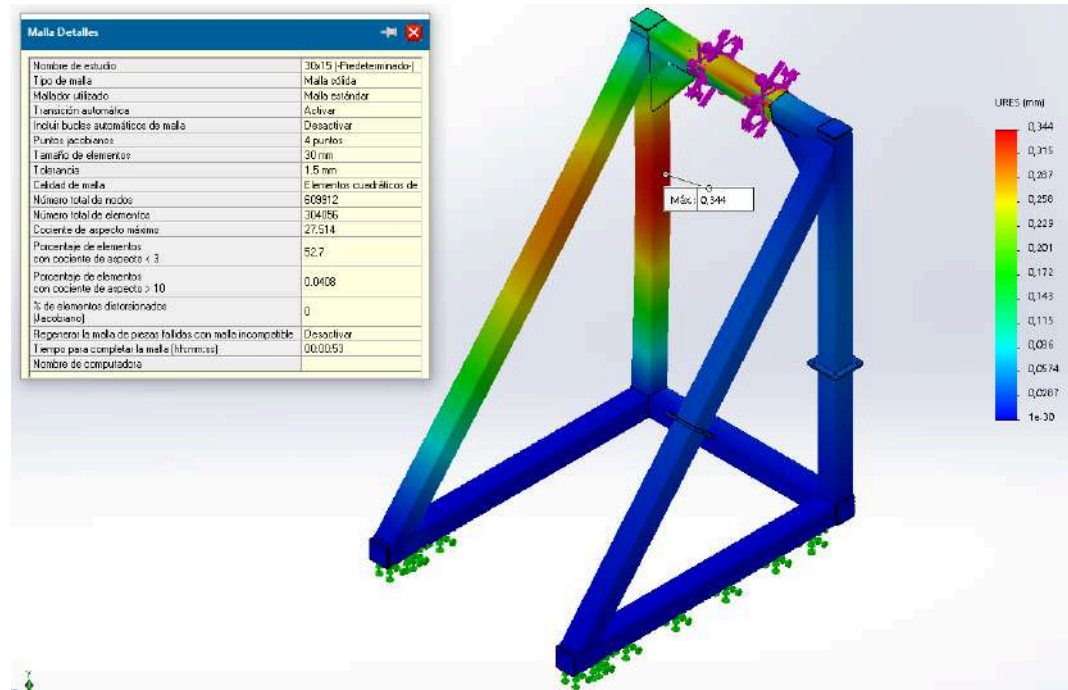


Figura A2-2: Desplazamientos del chasis para la malla n°1.

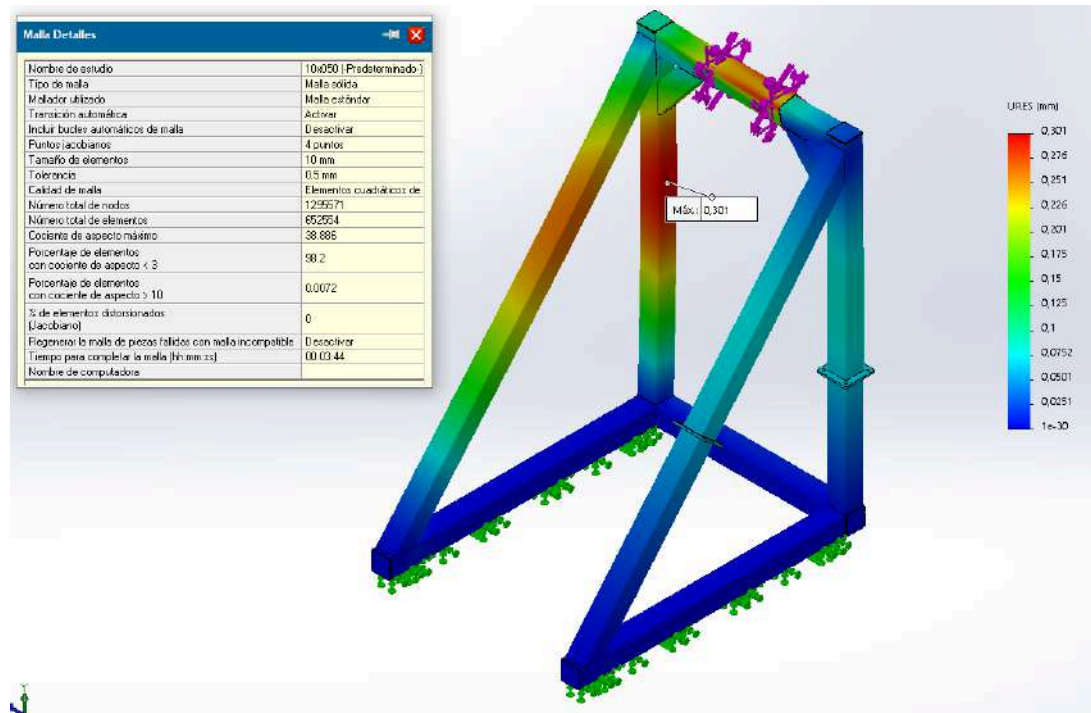


Figura A2-3: Desplazamientos del chasis para la malla n°2.

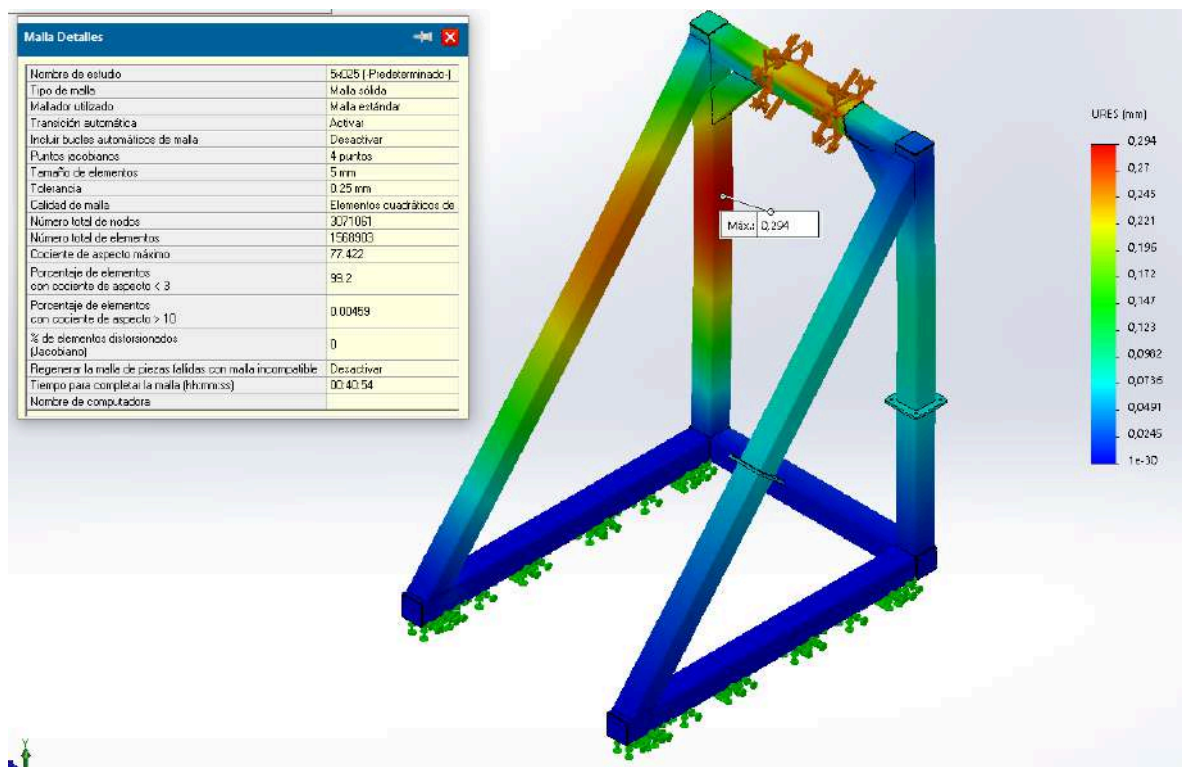


Figura A2-4: Desplazamientos del chasis para la malla n°3.

Por otro lado, si se observan las distribuciones de desplazamientos en la estructura para las diferentes mallas presentadas en las Figuras A2-2, A2-3 y A2-4 puede notarse que a medida de que se afina la malla la estructura capta en mayor medida la carga que se le aplica. Puede notarse que para la malla nº1 la parte derecha de la estructura está en su mayoría en un color azul mientras que para la malla nº2 y nº3 este componente toma colores celestes lo que implica una mayor deformación que con la malla nº1. Al no haber modificado la configuración de carga, puede decirse que con una malla más fina el chasis tiene mayor sensibilidad a la carga aplicada.

De esta manera la malla elegida para los siguientes análisis será la número dos ya que se tiene un equilibrio entre costo computacional y calidad de la malla asegurando que los resultados sean independientes de la misma.

Verificación de diseño del chasis

Se busca diseñar el chasis para una torsión de 2000 Nm de manera que este banco de pruebas permita estudiar un espectro de situaciones, dentro de la cual se halle la correspondiente a los datos experimentales obtenidos, pero que no se limite a ésta únicamente sino que cubra casos de mayor y/o menor carga del tren de siembra.

En todos los casos se utiliza la malla definida en la sección “Convergencia en malla” de este Anexo y se muestran los resultados en una escala de deformación de 60.

Estático

Con el objetivo mencionado se comienza analizando de manera estática la configuración del chasis definida con una carga de 2000 Nm; de esta manera se verificarán desplazamientos y tensiones máximas a las cuales estará sometido el mismo.

Se realizarán tres estudios estáticos distintos. El convencional, que implica una fuerza o torsión aplicada en una superficie y carga remota tanto con transferencia directa como con conexión rígida.

En el primer **estudio estático convencional** los resultados de deformación son los obtenidos en el apartado de “Convergencia en malla” presentados en la Figura A2-3. En él se le aplica una torsión de 2000 Nm en la zona de vinculación chasis-tren de siembra

considerando el tren de siembra suspendido y que su centro de masa se encuentra en el extremo del mismo de manera que la situación en análisis es conservadora. Los resultados de tensión se exponen en la Figura A2-5. Al observar la Figura A2-3 se destaca que el punto de mayor desplazamiento se encuentra en el caño vertical y no sobre el horizontal donde se aplica la torsión. Sin embargo, en este último la deformación se acerca fuertemente a los valores máximos.

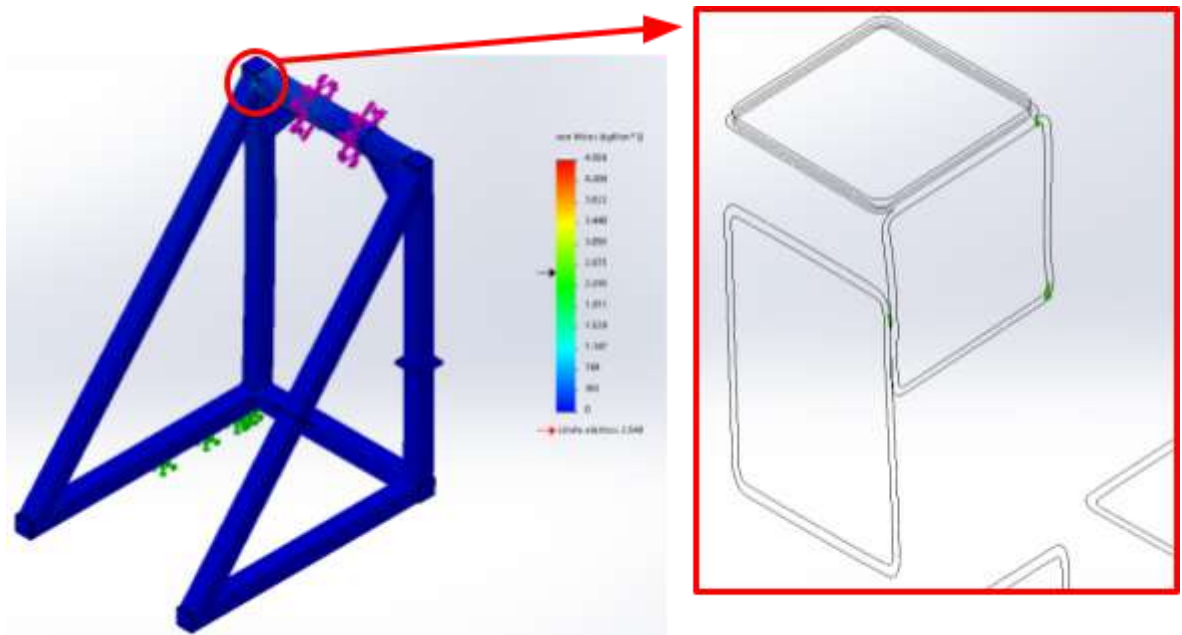


Figura A2-5: Estático convencional - tensiones sobre el chasis.

Puede destacarse que los desplazamientos máximos son de 0.301 mm y las tensiones se encuentran por debajo del límite elástico (2549 kgf/cm^2) en la mayoría de la estructura. Sin embargo pueden destacarse pequeñas zonas de elevada tensión correspondientes a los vértices de las soldaduras de los refuerzos que se marcan en la Figura A2-5. En estas zonas la malla puede verse distorsionada dado que son esquinas agudas por lo que los elementos se distorsionan para ajustarse a esas características y ocasionan errores numéricos. Conociendo esto, puede decirse que dichos valores de tensiones son despreciables.

Analizando el modelo bajo **carga remota** aplicando la variante con **transferencia directa** se tiene una variación con respecto a la zona del máximo desplazamiento y un aumento de dicho valor como se nota en la Figura A2-6 mientras que en la Figura A2-7 se presenta la distribución de tensiones sin variaciones significativas comparándola con el estudio estático convencional. Este tipo de estudio crea una carga remota ya sea del tipo fuerza o momento, localizado en un punto definido por coordenadas que en este caso se utiliza el

centro de masa. Luego transfiere la fuerza o momento equivalentes a las caras del modelo seleccionado. En otras palabras este tipo de estudio considera la deformabilidad en la carga y/o los objetos vinculados a la transferencia de carga, por lo cual arroja la deformación máxima posible del conjunto, como se ve reflejado en los resultados.

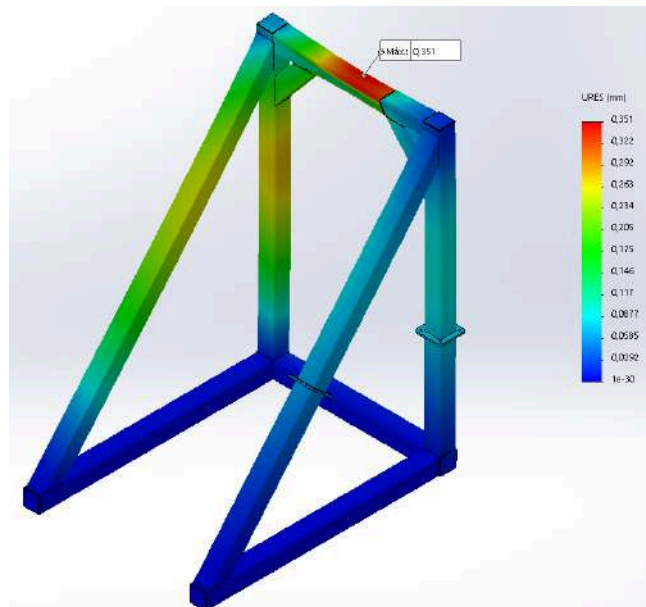


Figura A2-6: Estático carga remota con transferencia directa - deformaciones sobre el chasis.

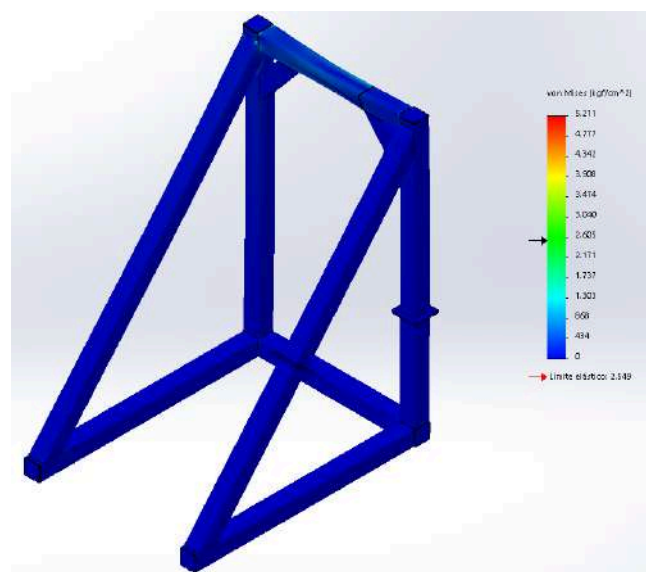


Figura A2-7: Estático carga remota con transferencia directa - tensiones sobre el chasis.

En cambio en el estudio del tipo **conexión rígida** se parte de una carga o fuerza remota pero considera una vinculación entre la misma y las caras, aristas o vértices del modelo como “barras” indeformables. Dicho en otras palabras considera a los objetos o mecanismos de aplicación de carga como rígidos e indeformables, obteniendo de esta manera las tensiones máximas que se alcanzan con el estado de sollicitación planteado. Observando los resultados de este estudio en la Figura A2-8 puede notarse que el punto del máximo desplazamiento vuelve a ubicarse en el caño vertical lo que demuestra que este método es menos exacto para los desplazamientos pero es más exacto para hallar las tensiones máximas que se exponen en la Figura A2-9.

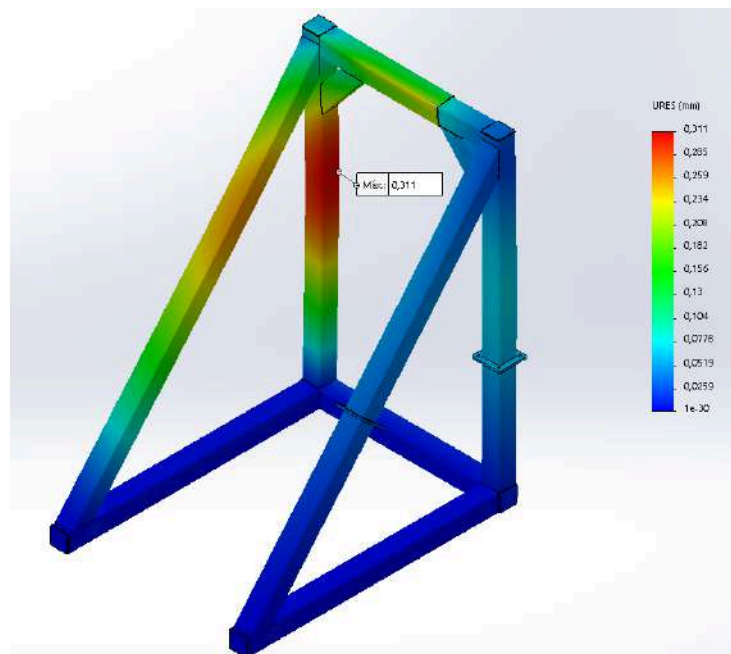
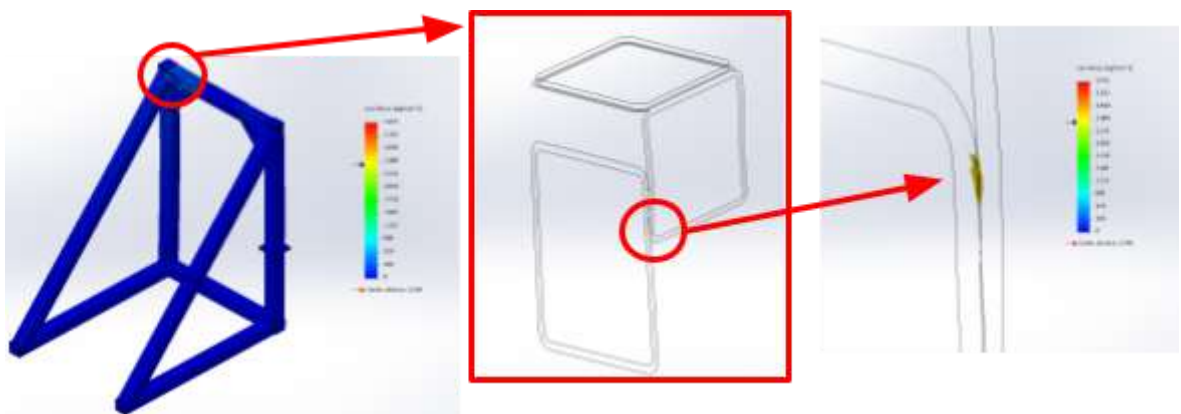


Figura A2-8: Estático carga remota con conexión rígida - desplazamientos sobre el chasis.



Frecuencia

Posteriormente se realiza un estudio de frecuencias que otorga las frecuencias de resonancia de la estructura y la amplitud resultante de cada una de ellas, siendo relevante evaluar si se encuentra alguna dentro del rango en el cual se ha tomado la muestra experimental (0-500Hz) y que posea amplitudes significativas. Resulta importante destacar que si la estructura posee una frecuencia cercana a las críticas otorgadas por la simulación ésta influiría en la respuesta de la misma generando amplificaciones no deseadas de los desplazamientos y distorsionaría las mediciones del banco de pruebas. Al analizar el modelo bajo las mismas condiciones que se realizó el análisis estático: apoyos fijos y una carga de torsión de 2 kNm, se tienen dos frecuencias de resonancia dentro del rango de interés tal como se presenta en la tabla de la Figura A2-10 en donde se visualizan todas las frecuencias de resonancia obtenidas.

Nº de modo	Frecuencia(Rad/seg)	Frecuencia(Hertz)	Periodo(Segundos)
1	132.56	21.097	0.0474
2	489.03	77.831	0.012848
3	550.55	87.622	0.011413
4	575.69	91.624	0.010914
5	656.38	104.47	0.0095725
6	786.78	125.22	0.0079859
7	876.83	139.55	0.0071658
8	878.95	139.89	0.0071486
9	1074.7	171.05	0.0058462
10	1402.8	223.26	0.004479
11	1448.8	230.58	0.0043369
12	1553	247.16	0.0040459
13	1764	280.75	0.0035619
14	1823.5	290.23	0.0034456
15	1838.1	292.54	0.0034183
16	1987.7	316.36	0.003161
17	2079.3	330.92	0.0030218
18	2150.2	342.22	0.0029221
19	2228.1	354.61	0.00282
20	2290.4	364.52	0.0027433
21	2435.3	387.59	0.0025801
22	2449.3	389.81	0.0025653
23	2566.2	408.42	0.0024484
24	2674.4	425.64	0.0023494
25	2679.2	426.23	0.0023222
26	2946.8	468.99	0.0021322
27	3193.2	508.21	0.0019677
28	3283.2	522.54	0.0019137
29	3290.2	523.64	0.0019097
30	3502.5	557.44	0.0017939

Figura A2-10: Frecuencias de resonancia del chasis.

A modo de ejemplo se presentan los resultados del modo 1 en la Figura A2-11. A pesar de que esté dentro del rango a estudiar, sus amplitudes resonantes son menores a 0.5mm y esto es así para todos los nodos bajo todas las frecuencias expuestas en la

Figura A2-10 por lo que la estructura queda verificada bajo este punto; no se evidenciarán efectos negativos de resonancia a la hora de evaluar el tren de siembra.

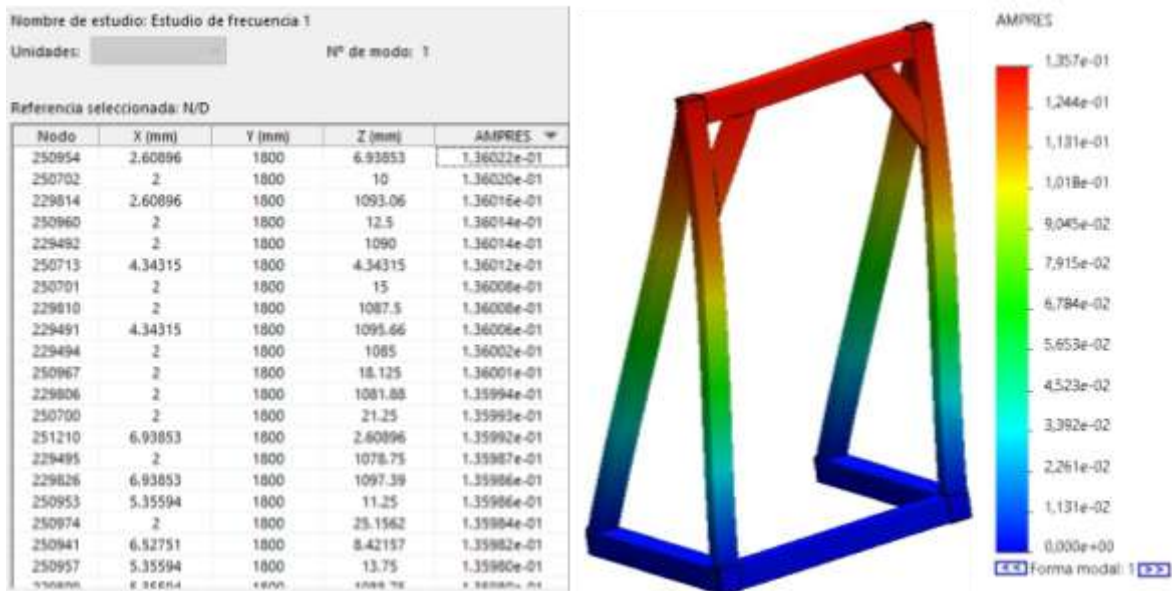


Figura A2-11: Amplitud resultante de nodos bajo el modo 1 y distribución en el chasis.

El análisis de frecuencia realizado es conservador dado que el chasis no está directamente afectado por las vibraciones si no que lo hace en primer lugar el acople, posteriormente el tren de siembra y finalmente el chasis por lo que existe un menor efecto de las mismas sobre el chasis.

Si se encontrasen problemas en las frecuencias de resonancia podría ajustarse la rigidez o la distribución de masa para evitar tener frecuencias críticas con amplitudes resonantes significativas dentro de las frecuencias de excitación del tren de siembra.

Dinámico

Habiendo verificado el chasis estáticamente y establecido que dentro del rango de excitación del tren de siembra no se tendrán desplazamientos significativos como consecuencia de las frecuencias de resonancia de la estructura diseñada, se procede a analizarla bajo carga dinámica. Mediante este análisis se busca obtener la respuesta de la estructura bajo la carga no determinista. Para esto en SolidWorks se carga la curva de densidad espectral de potencia (PSD) del sistema resorte en sentido vertical expuesta en la Figura 2-2 cuyas unidades son amplitud²/frecuencia. En el trabajo del que se toman estos datos, se elabora una envolvente mínima y una máxima entre las cuales quedan

enmarcados los experimentos realizados. En el presente trabajo, tal como ya se ha hecho con anterioridad, se opta por posicionarse en la peor condición y cargar en el modelo la envolvente máxima de la Figura 2-2.

La malla utilizada es la obtenida en el apartado de “Convergencia en malla”, las restricciones son las fijaciones ya expuestas en los anteriores análisis, la carga aplicada es la de torsión correspondiente al estático convencional y se le agrega como excitación a toda la base la envolvente máxima de la Figura 2-2. El cociente de amortiguamiento utilizado para esta simulación es del tipo modal con un valor de 0.025 dado que es un valor conservador entendiendo que puede tomar valores desde 0.01 (para sistemas con amortiguamiento bajo) a 0.15 o superior (para sistemas con amortiguamiento alto).

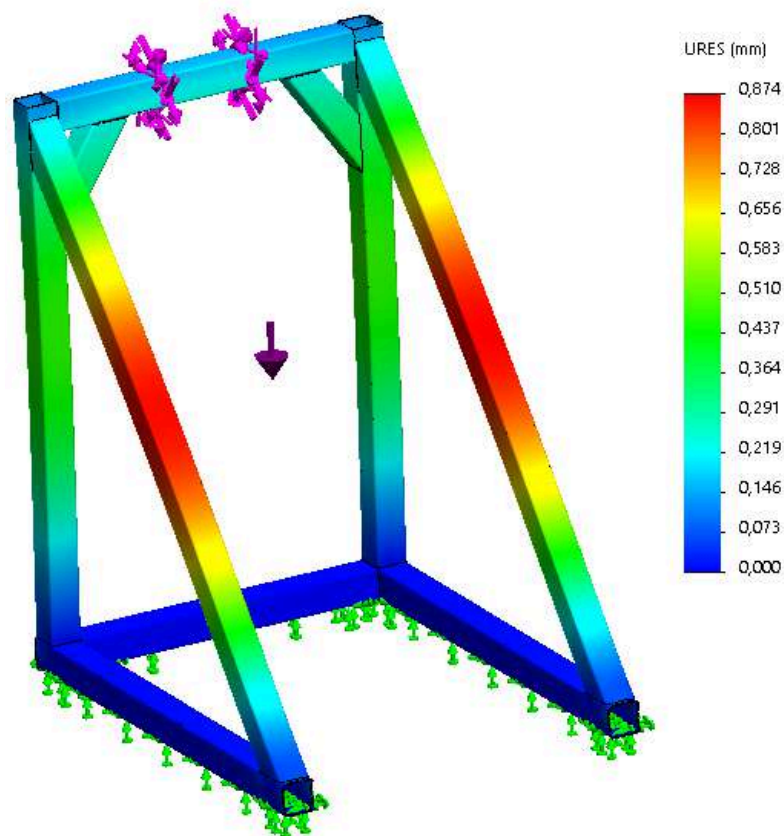


Figura A2-12: Estudio dinámico - Desplazamientos del chasis.

Finalmente se obtiene mediante el software los desplazamientos (ver Figura A2-12) y las tensiones generadas por las vibraciones expuestos en la Figura A2-13 y en la misma se observa que la estructura se encuentra dentro de los parámetros aceptados.

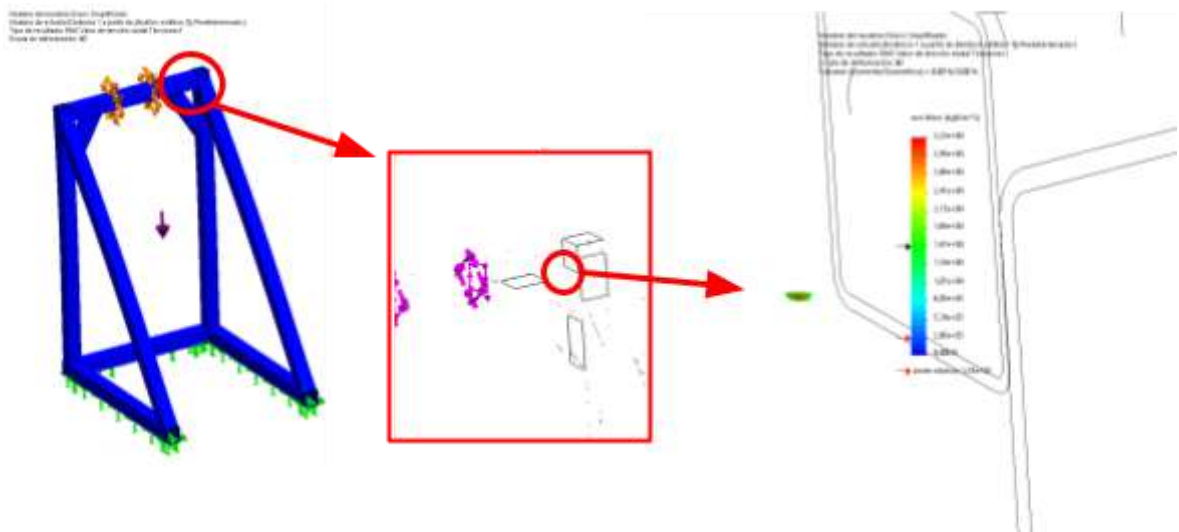


Figura A2-13: Estudio dinámico - Tensiones del chasis.

Fatiga

La fatiga es uno de los principales factores que afectan la vida útil de los elementos mecánicos sometidos a cargas cíclicas o variables como lo es el chasis sobre el que irá montado el tren de siembra. El fenómeno de la fatiga puede causar que, independientemente que la carga aplicada sea baja, existan fallas prematuras en la estructura diseñada. En este apartado, se abordará el análisis de fatiga para predecir la vida útil y el porcentaje de daño del chasis al someterle la carga de torsión y la aplicación de vibraciones durante 365 días.

En el presente caso se utilizan los resultados del estudio dinámico expuesto en el anterior apartado como base para definir el estudio de fatiga. Para esto, dado que el número de ciclos requeridos para la falla de fatiga depende del material y de las fluctuaciones de tensión y entendiendo que esta información la proporciona una curva denominada curva S-N, se carga en el estudio la correspondiente al acero ANSI A36 [17] que se presenta en la Figura A2-14 en color amarillo.

También, como dato de entrada, se define el valor de R que hace referencia a la relación de carga alternante o razón de carga, y se utiliza para caracterizar la amplitud de las cargas que actúan sobre una estructura o componente durante un ciclo de carga. Se define un $R=0$ de manera que se tiene un ciclo completamente alternante, es decir, la carga varía desde cero hasta el valor máximo de forma simétrica.

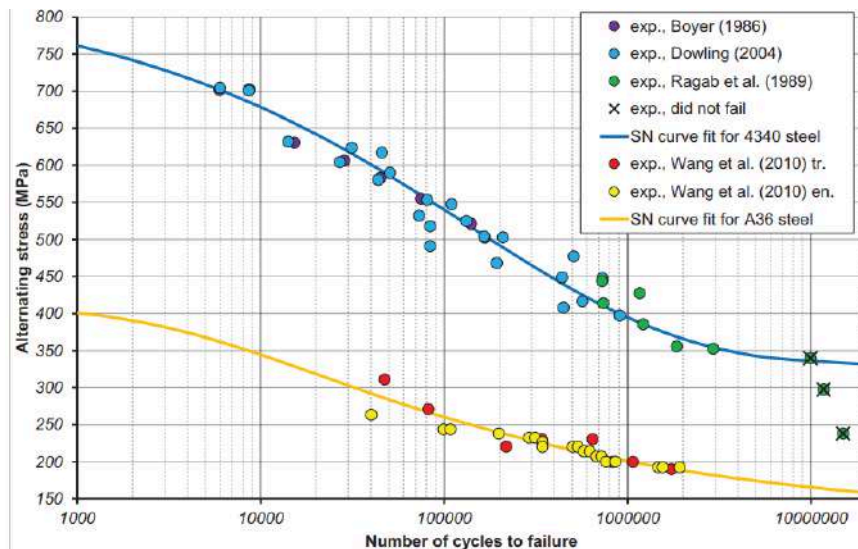


Figura A2-14: Estudio de fatiga - Curva S-N del acero A36[17].

Los resultados del análisis de fatiga sobre la estructura del chasis pueden observarse en la Figura A2-15 donde el porcentaje de daño es cero en toda la estructura y la vida útil se encuentran dentro de los parámetros aceptables. El porcentaje de daño calculado es prácticamente nulo por lo que se asegura que la estructura no alcanzará el límite de fallo por fatiga en el ciclo de vida y además, la vida útil proyectada, basada en las condiciones de carga y el material utilizado, muestra que el componente tiene prácticamente vida infinita por lo que podrá soportar “infinitamente” las cargas cíclicas sin sufrir daños significativos. Estos resultados confirman que el diseño es adecuado y no existirán fallas por fatiga.

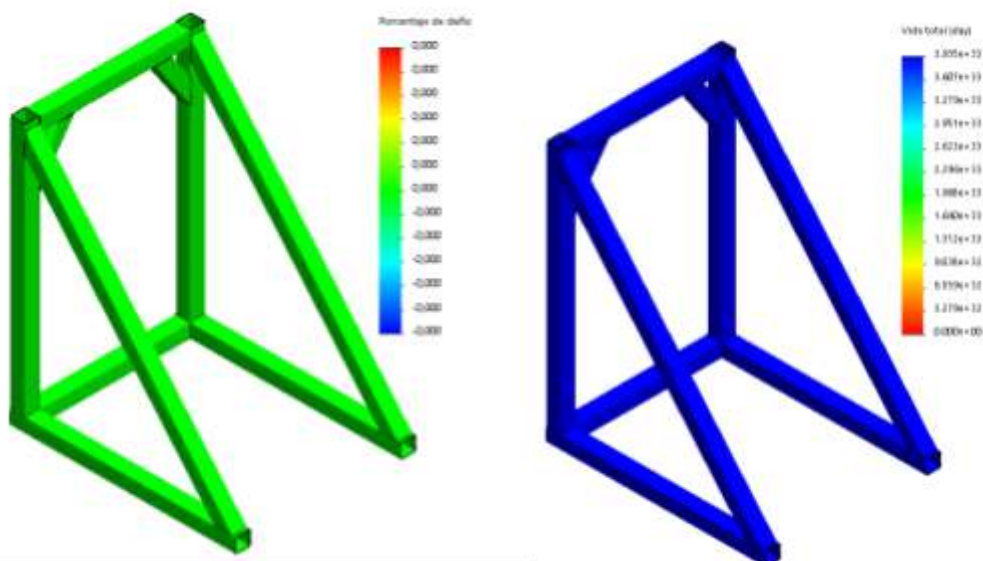


Figura A2-15: Estudio de fatiga - Resultados de porcentaje de daño y vida total.

Anexo 3: Diseño del acople de vibraciones

Diseño de la morsa en T

Para el diseño de la vinculación entre el acople y el tren de siembra, que de aquí en más se llama “morsa en T”, se define en primer lugar que esté ubicada sobre los brazos inferiores del tren de siembra, lo más cercana posible al punto en donde se colocaron los sensores en el ensayo a campo. Se busca limitar el movimiento vertical de la morsa con 3 pernos fijadores siendo uno de ellos además el perno pivote. Lo descrito se puede observar en la Figura A3-1.

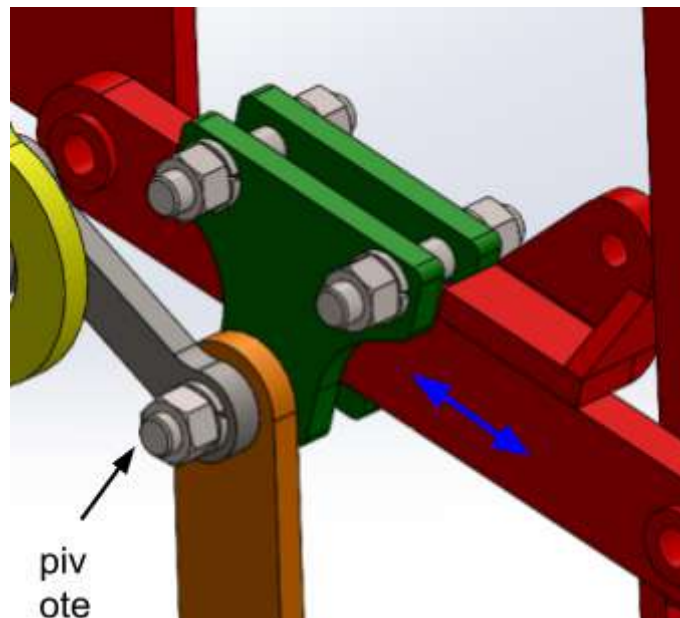


Figura A3-1: Morsa en T.

Ahora el movimiento en la dirección demarcada en azul en la Figura A3-1 no puede asegurarse que esté limitado sólo con apretar los pernos y la fricción entre los materiales dado que se le aplica una fuerza en esa dirección desde el shaker. De esta manera surge el acople montado en el chasis que se describe en la siguiente sección.

Diseño del acople montado en el chasis

El acople tiene que limitar el movimiento marcado en azul en la imagen presentada en la anterior sección y a su vez ser adaptable para otros trenes de siembra. Para esto se verifica que si el punto de pivote del acople no coincide con el punto de pivote del tren de

siembra la longitud debería ser variable. Lo descrito se puede ver en las siguientes figuras.

Se esquematiza el paralelogramo deformable en color rojo y una biela de longitud variable en color verde en la Figura A3-2. Si el punto de pivote es el determinado por la pieza gris, siendo claramente diferente al punto de pivote del paralelogramo deformable del tren de siembra, la biela en color verde cambia su longitud. Puede notarse claramente que la distancia entre los picos marcada en violeta es variable.

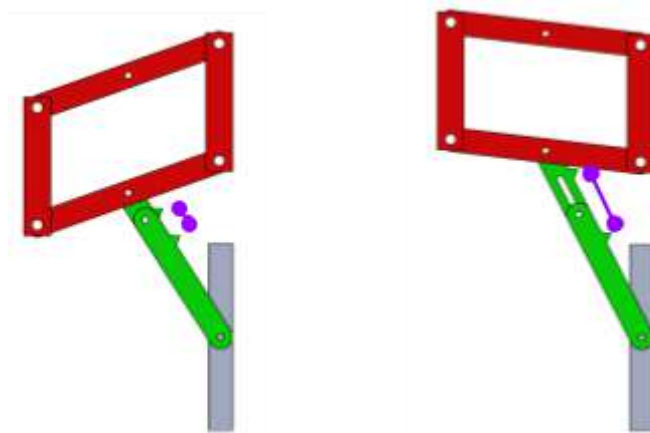


Figura A3-2: Estudio de posición de punto pivote del acople.

Se busca entonces que sea adaptable a otros trenes y que permita variar la posición del punto de pivote del acople en la dirección azul de la Figura A3-1 y en su perpendicular para que de esta manera la longitud estudiada sea constante.

Así quedan definidas en parte las piezas azules y amarillas en la Figura A3-3 que son parte del acople montado al chasis. Las mismas son chapas con orejas roscadas en las cuales se ubican pernos para regular la “altura” del punto de pivote del acople.

Ahora la regulación en la otra dirección se realiza a través del mismo mecanismo. La posición del buje se regula mediante un perno ubicado en una oreja roscada sobre la pieza en amarillo ya diseñada y la chapa plegada soldada al buje, tal como se observa en las Figuras A3-4 y A3-5.

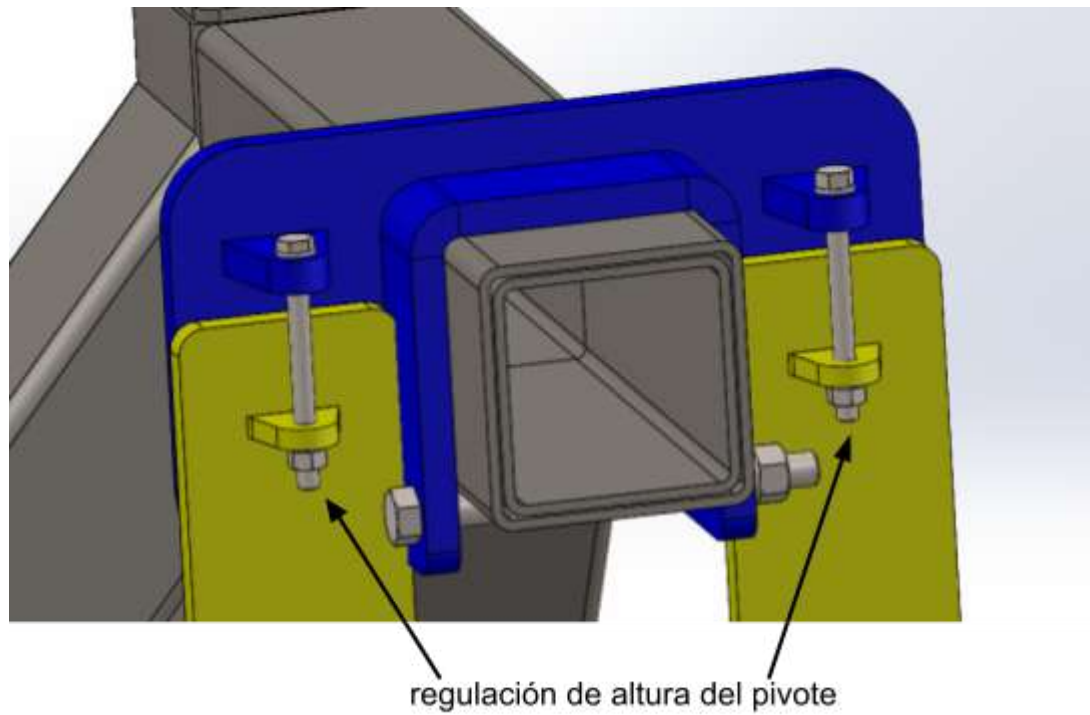


Figura A3-3: Acople montado al chasis - Piezas de regulación vertical.

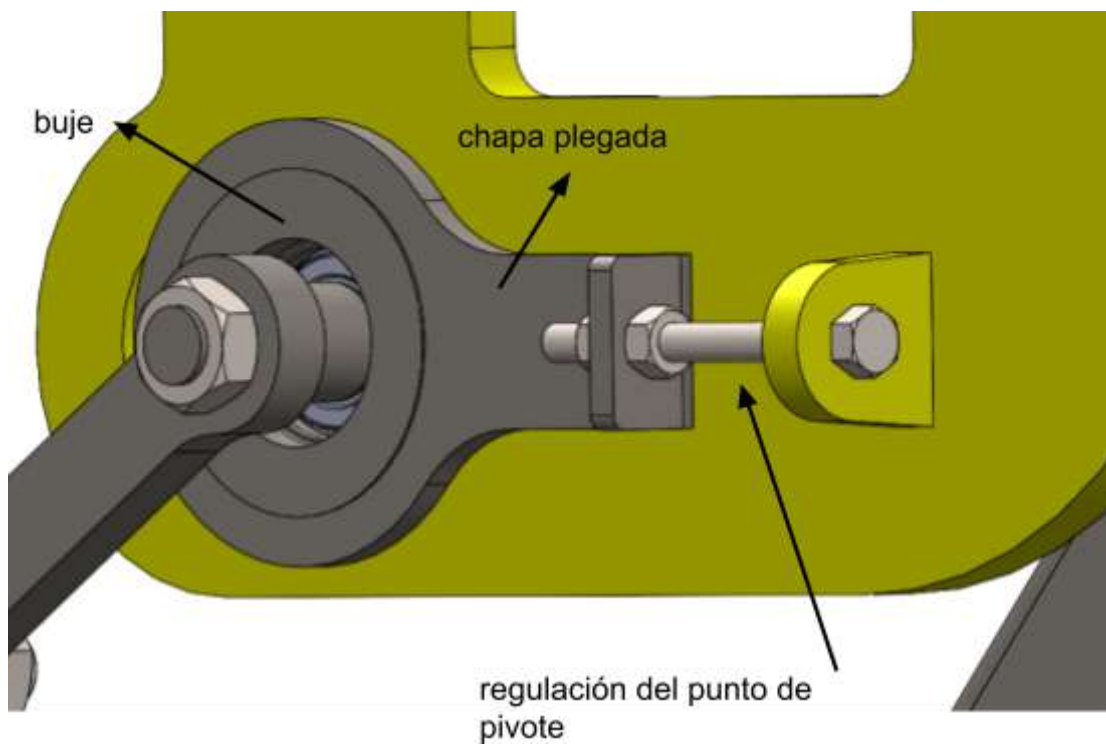


Figura A3-4: Acople montado al chasis - Piezas de regulación horizontal.

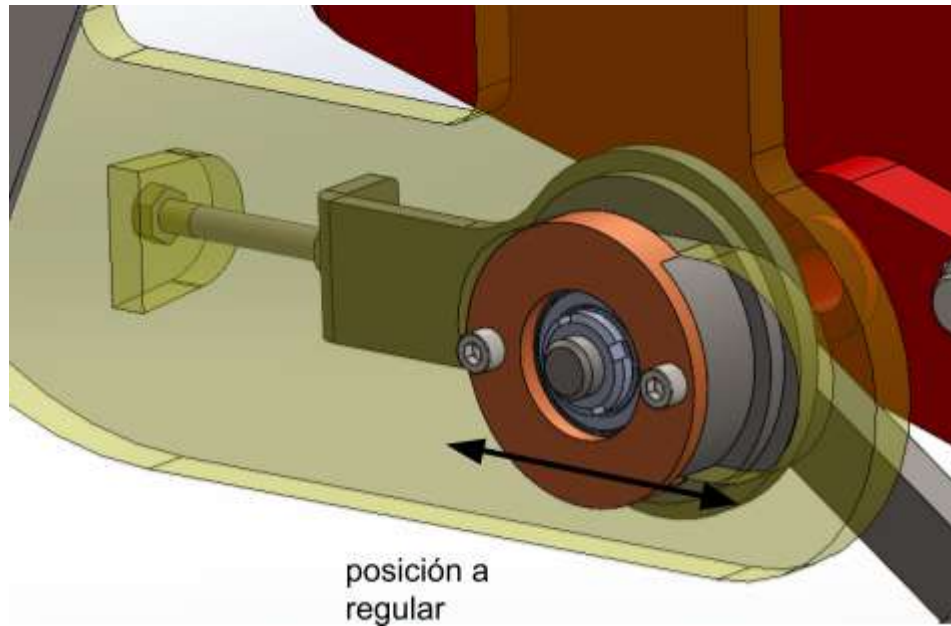


Figura A3-5: Acople montado al chasis - Dirección de regulación horizontal.

Para el buje se selecciona un rodamiento de dos hileras de bolas de contacto angular 3302 A-2RS1TN9/MT33 de la marca SKF para permitir la rotación del eje pivote dentro del buje. El mismo se encuentra restringido mediante resalte en el eje, la tapa del buje en color naranja y una tuerca KM 2 SKF tal como se tiene en la Figura A3-6.

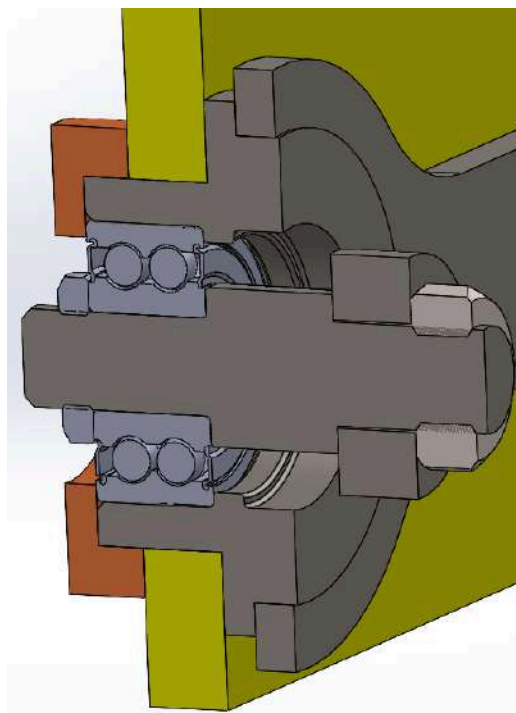


Figura A3-6: Acople montado al chasis - Corte del eje pivote.

Al eje mencionado se le monta una biela limitadora, tal como se muestra en la Figura A3-7, mediante una tuerca que limita el movimiento estudiado anteriormente en la Figura A3-2.

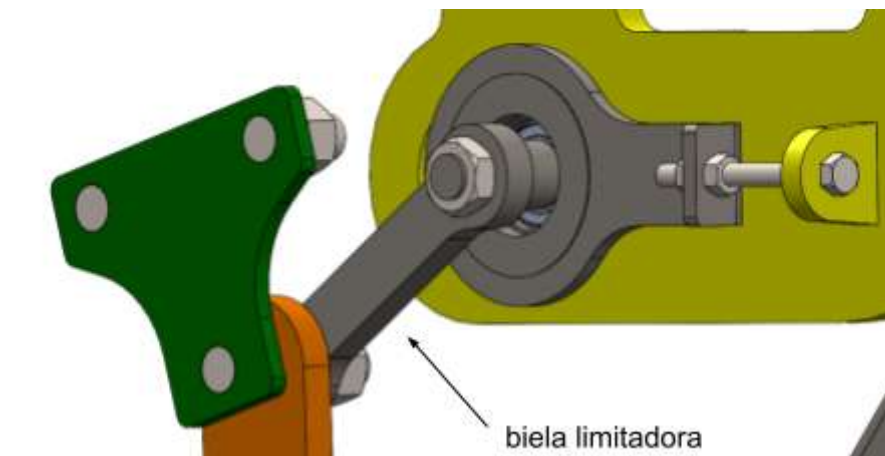


Figura A3-7: Acople montado al chasis - Biela limitadora de distancia.

De esta manera queda regulable el punto de pivote del acople para asegurar que el eje de rotación sea el mismo que el del tren de siembra. Esto se esquematiza en la Figura A3-8.

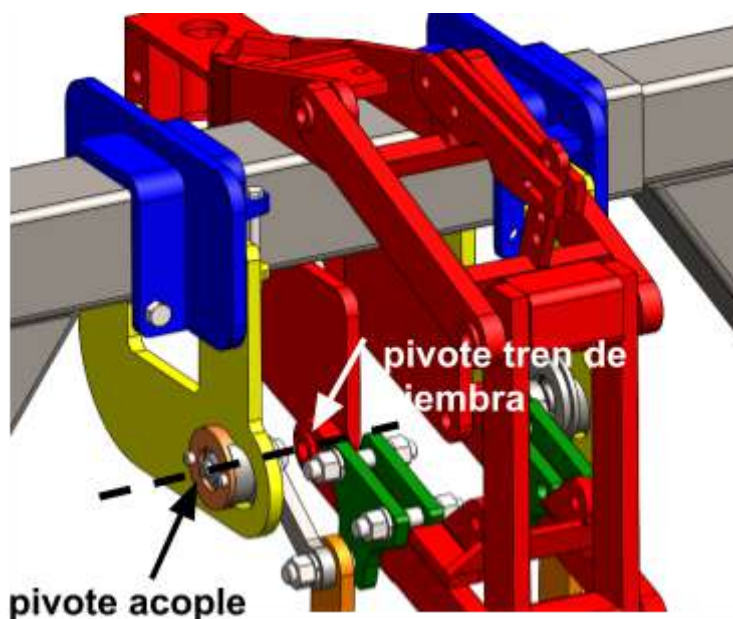


Figura A3-8: Acople montado al chasis - Ejes coincidentes.

Diseño y verificación de la biela del acople

Para comenzar con el diseño de la biela del acople debe definirse un estado de reposo a partir del cual se desplaza el shaker. En el *paper* de Jing[21] los brazos del paralelogramo deformable están paralelos al suelo cuando está en su normal funcionamiento. En el caso del tren de siembra Gherardi, esta posición se encuentra cuando el ángulo de incidencia del paralelogramo deformable es de 16° , tal como se observa en la Figura A3-9.

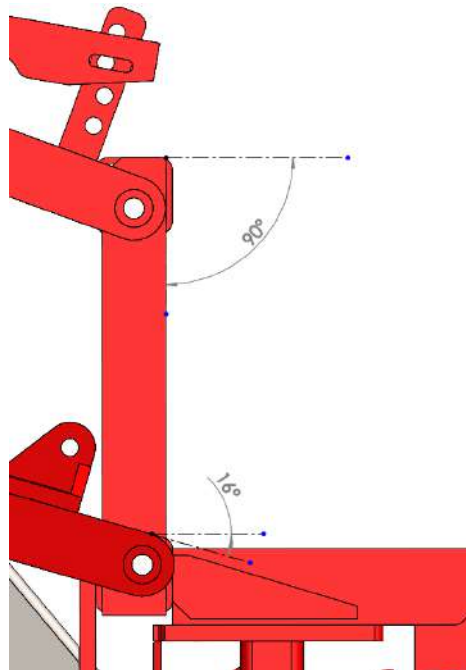


Figura A3-9: Ángulo de incidencia del paralelogramo deformable - Posición de reposo.

A su vez, el desplazamiento máximo del shaker son 51 mm y el desplazamiento de la parte móvil de un shaker electromagnético ocurre en ambas direcciones (hacia arriba y hacia abajo) a medida que la plataforma oscila. El movimiento se debe a que la fuerza que genera el shaker es una fuerza alternante. Cuando se aplica una corriente alterna a la bobina del electroimán, el campo magnético cambia de dirección periódicamente, lo que provoca que la parte móvil se desplace hacia arriba y hacia abajo. Dado esto, se considera que desde la situación de reposo el tren de siembra oscilará +25.5mm hacia arriba y -25.5mm hacia abajo del estado de reposo y con esto definido se establece la longitud de la biela.

La distancia máxima entre el acople atornillado al shaker y el punto de vinculación del tren de siembra determina la longitud de la biela. Así la biela tiene una longitud de 537

mm entre los centros de pivote, 50 mm de ancho y un espesor de $\frac{1}{2}$ ". Puede verse montada en el conjunto en la Figura A3-10.

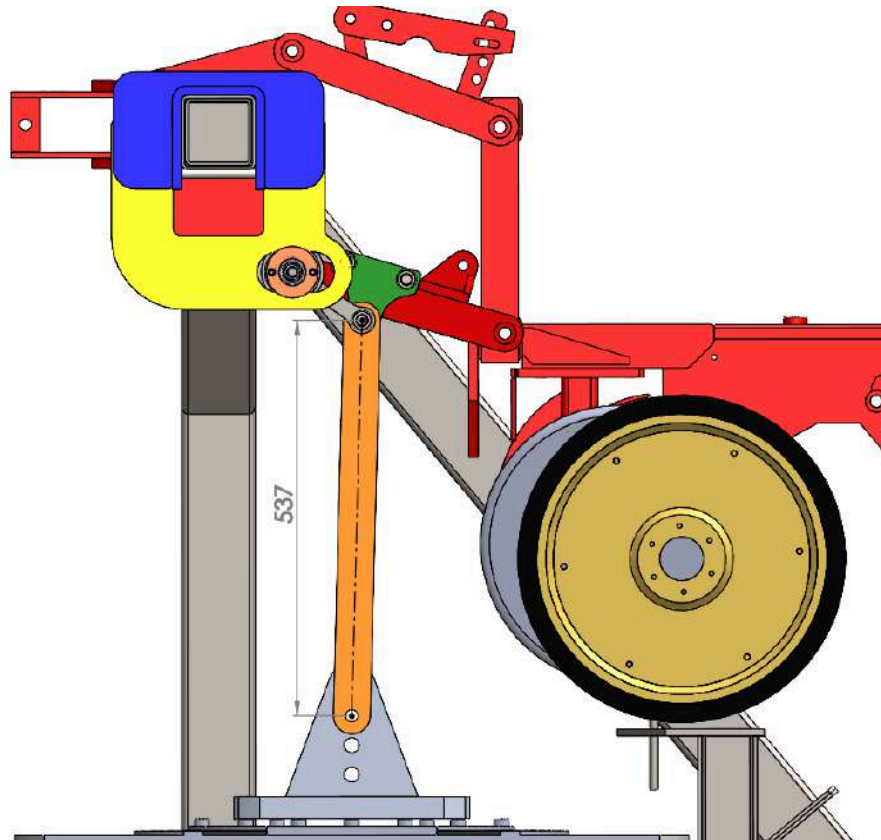


Figura A3-10: Acople vibraciones - biela.

Estudio estático y de pandeo

Primero se le realiza una prueba estática a la biela. Para ello debería establecerse la condición de pasador en ambos pivotes pero dado que esta es una situación hiperestática se resuelve con la superposición de efectos.

En una primera etapa se estudia con un pivote que posee la condición de borde de pasador y el otro queda libre. Posteriormente debería hacerse esto mismo pero invirtiendo las condiciones en los pivotes. Dado que es simétrica sólo se realiza una vez. La carga aplicada son 500kg o 5000N, que considera sólo la carga máxima del shaker, sin tener en cuenta la contraposición del resorte que disminuiría esta carga aplicada por lo que ante la peor situación estática la biela está verificada.

La biela se estudia con los 5000 N a compresión y a tracción con la configuración de cargas que se esquematiza en la Figura A3-11.

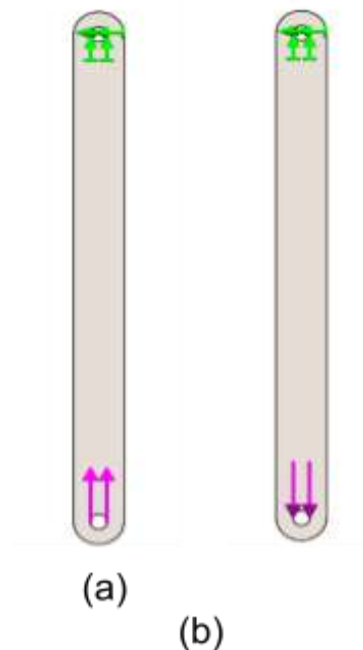


Figura A3-11: Biela - Configuración de cargas (a) compresión y (b) tracción.

En ambos casos las tensiones dan holgadamente por debajo del límite elástico y las deformaciones son despreciables. Los resultados de tensión y deformación para los análisis bajo carga de compresión y tracción se exponen en las Figuras A3-12 y A3-13 respectivamente.

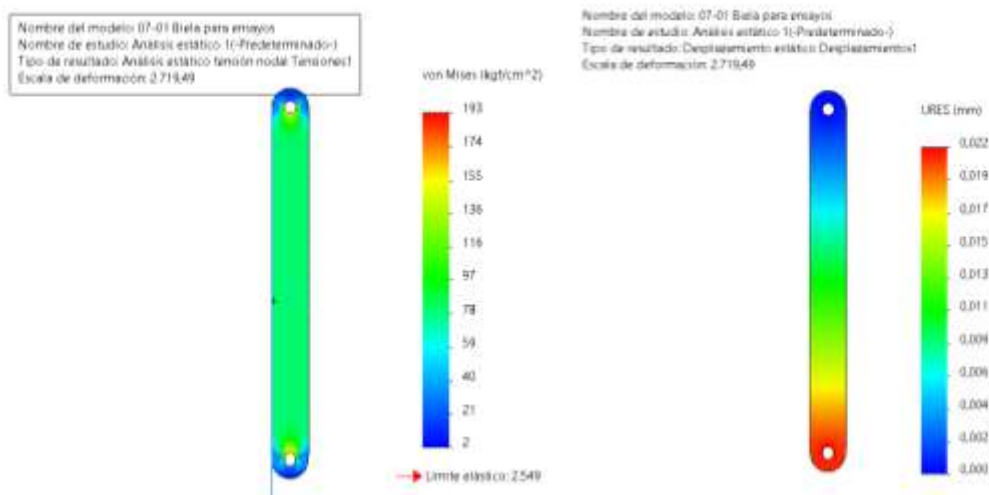


Figura A3-12: Biela - Configuración de tensiones y deformaciones a compresión.

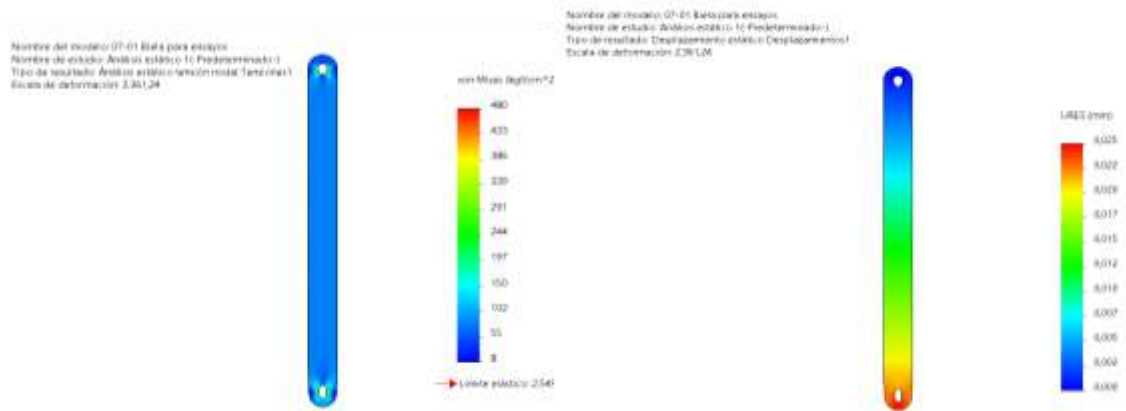


Figura A3-13: Biela - Configuración de tensiones y deformaciones a tracción.

Posteriormente se estudia la biela al pandeo, dada su gran longitud. Para esto se le coloca una restricción de pasador y una carga a compresión como la expuesta en la Figura A3-11 (a). El resultado puede observarse en la Figura A3-14. La biela verifica al pandeo dado que el factor de pandeo en el primer modo es mayor a 1, tal como se muestra en la Figura A3-15.

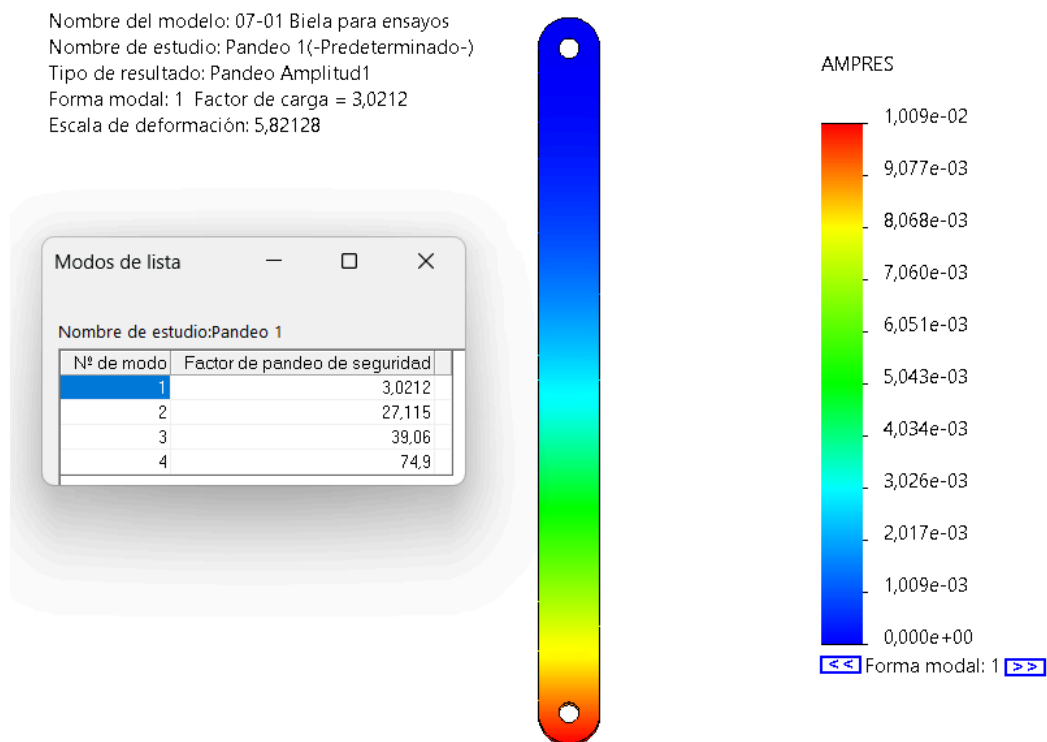


Figura A3-14: Biela - Estudio de pandeo.

Factor de seguridad de pandeo

La proporción de las cargas de pandeo a las cargas aplicadas es el factor de seguridad de pandeo (BFS). La siguiente tabla ilustra la interpretación de los valores BFS posibles:

Valor BFS (factor de seguridad)	Estado del pandeo	Notas
$1 < \text{BFS}$	Pandeo no previsto	Las cargas aplicadas son menos que las cargas críticas calculadas. No se espera el pandeo.
$0 < \text{BFS} < 1$	Pandeo previsto	Las cargas aplicadas superan las cargas críticas calculadas. Se espera el pandeo.
$\text{BFS} = 1$	Pandeo previsto	Las cargas aplicadas son exactamente iguales a las cargas críticas calculadas. Se espera el pandeo.
$\text{BFS} = -1$	Pandeo no previsto	El pandeo se produce cuando se deshacen todas las direcciones de las cargas aplicadas. Por ejemplo, si una barra se encuentra bajo el efecto de una carga de tracción, el BFS debe ser negativo. La barra no se pandeará.
$-1 < \text{BFS} < 0$	Pandeo no previsto	Se predice el pandeo si se invierten todas las cargas.
$\text{BFS} < -1$	Pandeo no previsto	No se predice el pandeo aún si se revierten todas las cargas.

En general, una estructura puede tener factores de seguridad de pandeo positivos y negativos. Por ejemplo, imagine un recipiente cilíndrico bajo los efectos de una presión interna soportada por columnas. El recipiente no se pandeará porque se encuentra en tensión pero las columnas se pueden pandear porque están bajo compresión.

Figura A3-15: Resultados de factor de pandeo.

En base a los resultados obtenidos se puede ver que una simple biela verifica para la solicitud de trabajo, sin embargo con el objeto de garantizar un mejor desempeño, se agrega un refuerzo transversal detallado en la Figura A3-16 cuya intención es mejorar las condiciones frente al pandeo como a las ya mencionadas fuerzas normales de tracción y compresión, en la Figura A3-17 se puede ver la misma como parte de todo el conjunto.

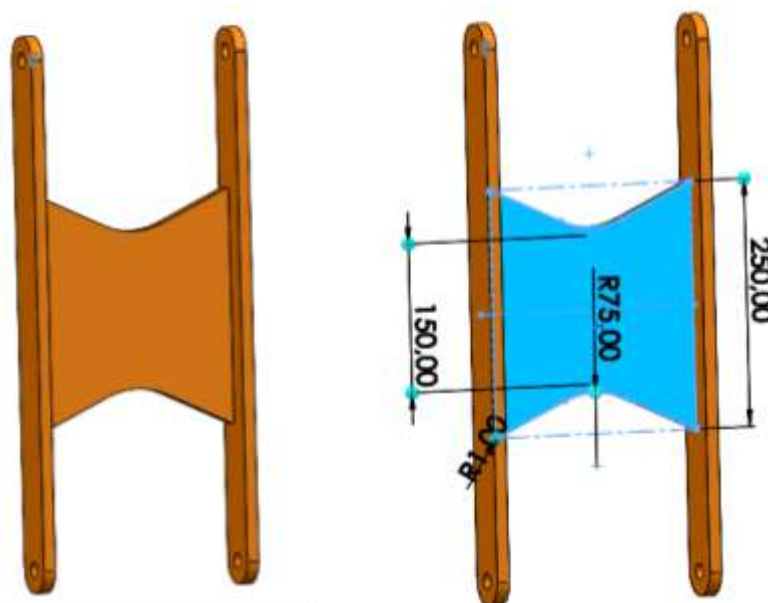


Figura A3-16: Biela acople.

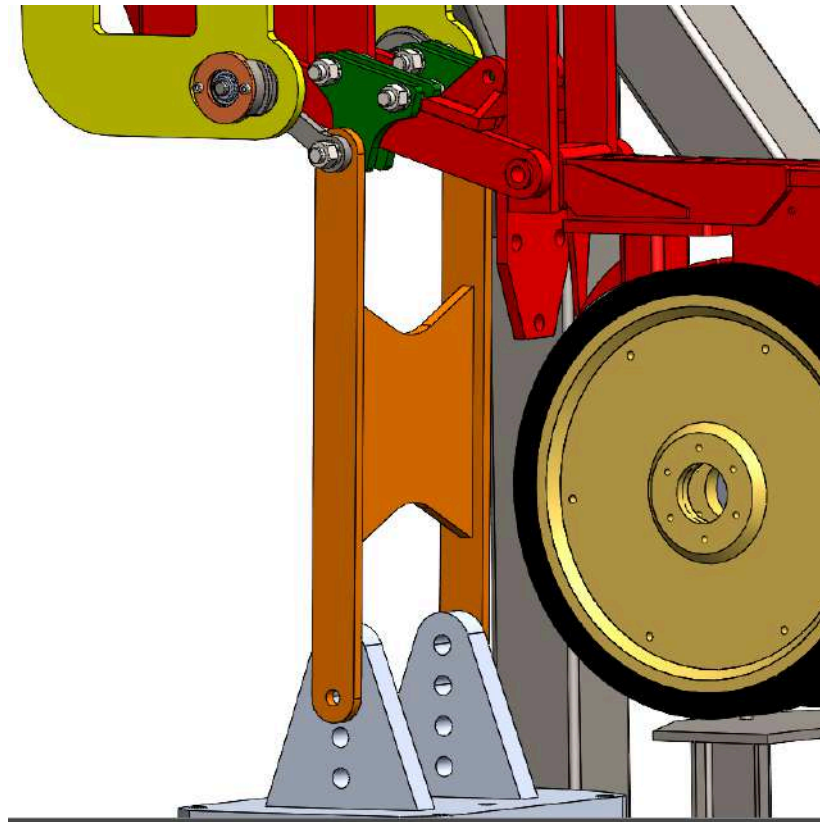


Figura A3-17: Biela acople en ensamblaje general.

Diseño y verificación de la base del acople

Un punto importante que se señala en PER FALK[19] es la definición del patrón con el cual se van a distribuir los tornillos y su diámetro. El primero para tratar de lograr un patrón estandarizado que sirva para futuros acoples de otros DUT similares, y el segundo para asegurar que una adecuada selección de los tornillos y no se perjudique la medición.

El patrón y tamaño de los tornillos de fijación del acople al shaker vienen definidos por el mismo y se ve en la Figura A3-18. Una vez que se tiene el diseño del acople, se ejecutan pruebas para seleccionar el espesor y material que otorga la mejor relación entre el peso y las prestaciones.

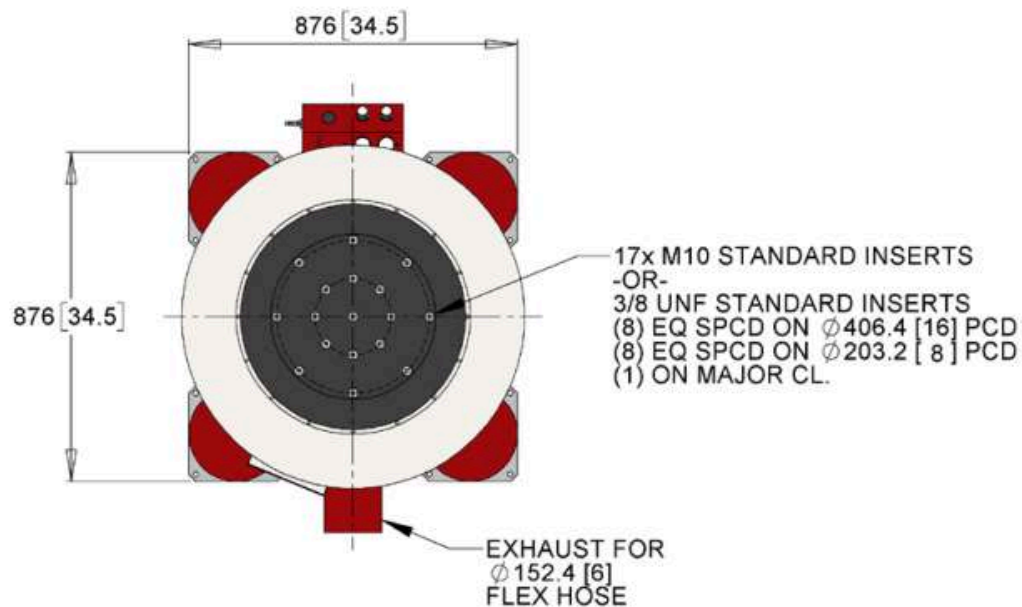


Figura A3-18: Patrón shaker.

Torque tornillos shaker-acople

Una segunda verificación implica determinar un torque adecuado para los tornillos que vinculan el acople al shaker. Para esto se utiliza la norma ISO 898 en donde se define un torque máximo en función del diámetro y grado del perno. Tomando un perno M10 de grado 12.9; siendo la precarga calculada en el Anexo 4 $F_i = 6.3 \text{ kN}$; el torque de apriete $M_t = 11 \text{ Nm}$; se concluye que es válida la unión atornillada y se garantiza que no habrá separación entre las superficies.

Definición de material y espesor en función de frecuencia de resonancia

Luego se procede con las configuraciones para testear sus frecuencias de resonancia. En este punto se puede modificar el espesor para que dicha frecuencia quede fuera del rango de testeo. En este caso se adicionará al rango de frecuencias de los datos experimentales un 50% dado que se busca que el banco, y por lo tanto el acople, permita el estudio de un espectro de frecuencias mayor al experimental.

Con los parámetros de los tornillos definidos se modela el acople en SolidWorks con el patrón establecido por el shaker. Se aplica una precarga de 6313 N por tornillo en

dirección vertical sobre cada una de las superficies donde apoyan las cabezas de los tornillos que se observa en color magenta; una carga de 9600 N en total equivalente a la que ejerce el shaker al acople también vertical en sentido contrario en color naranja; otra carga de 323 kgf representando el peso de toda la masa suspendida en color rojo; y una restricción del tipo bisagra fija en la ubicación de los pernos en color verde, tal como se observa en la Figura A3-19. A su vez, la malla utilizada se observa en la Figura A3-20 será una estándar cuyo tamaño global de elemento son 10 mm y la tolerancia es de 0.50 mm.

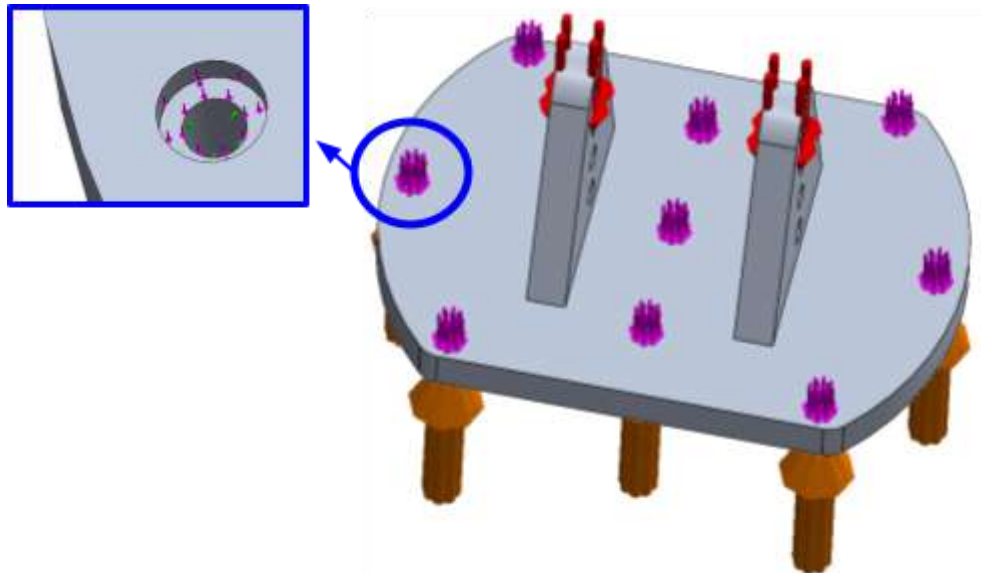


Figura A3-19: Base acople - Configuración de cargas y restricciones.

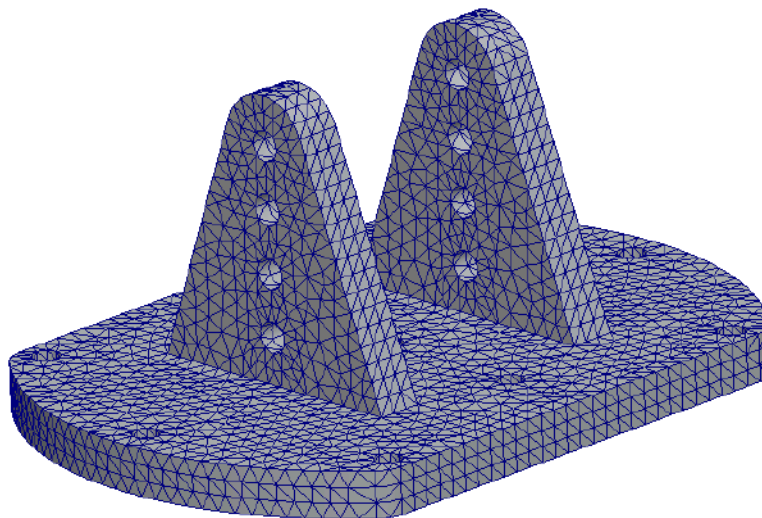


Figura A3-20: Base acople - Malla.

La primera frecuencia de resonancia que arroja el acople con un espesor de chapa de $\frac{1}{2}$ " y de acero A36 es de 420 Hz tal como se observa en la Figura A3-21. En ella se presentan las amplitudes de resonancia para la frecuencia, coloreado de manera que el rojo representa los mayores desplazamientos y el azul los mínimos -la referencia se encuentra a la derecha-, siendo su unidad el milímetro, en una escala de deformación de 0.018. El peso de este acople es de 17 kg.

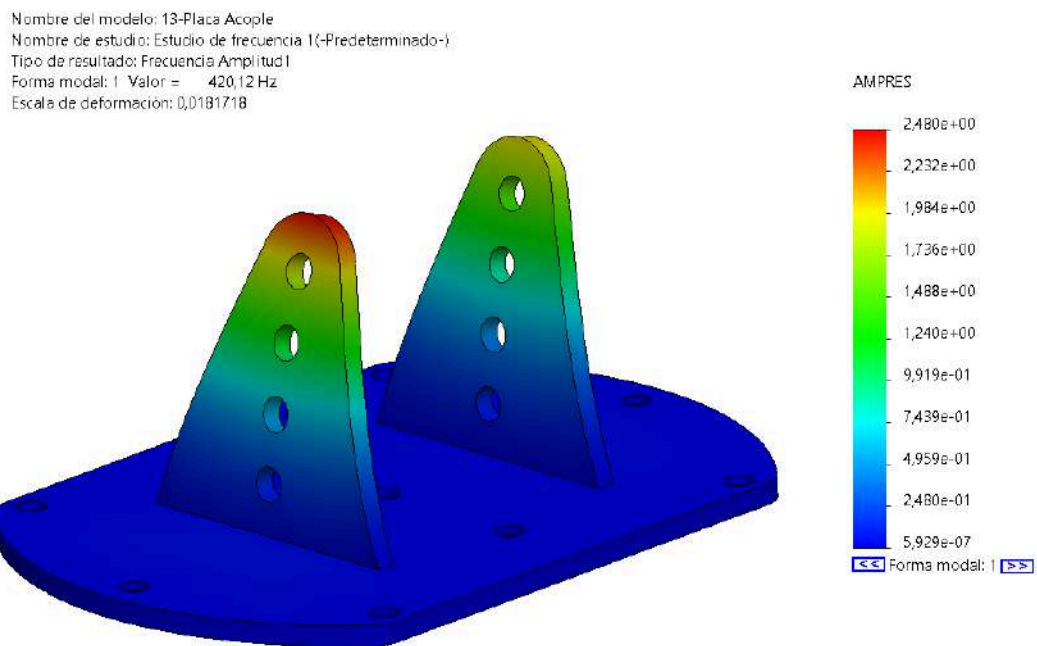


Figura A3-21: Base acople - Estudio de frecuencias espesor $\frac{1}{2}$ ".

De esta manera puede establecerse que el acople de espesor de $\frac{1}{2}$ " posee una frecuencia de resonancia demasiado baja para el fin de este proyecto.

Pasando a un espesor de $\frac{7}{8}$ ", conservando el material, y estudiando el acople bajo las mismas condiciones de borde detalladas para el primer caso se tiene que la primera frecuencia de resonancia es de 724 Hz como puede verse en la Figura A3-22.

Con este mayor espesor se tiene una mayor frecuencia de resonancia pero la masa del acople es de 29 kg lo que deja menor margen para el restante diseño del acople.

Por lo expuesto en el anterior párrafo se propone como alternativa realizar el acople en aluminio, como por ejemplo un 6061 T4, y un espesor de 30 mm. En este caso la masa es de 13.6 kg comparándolo con un acople de las mismas dimensiones en acero A36 que pesaría 39.7 kg. La primera frecuencia de resonancia es de 917 Hz como se observa en

la Figura A3-23. Al tener mayor sección transversal la placa resulta menos susceptible a los momentos flectores.

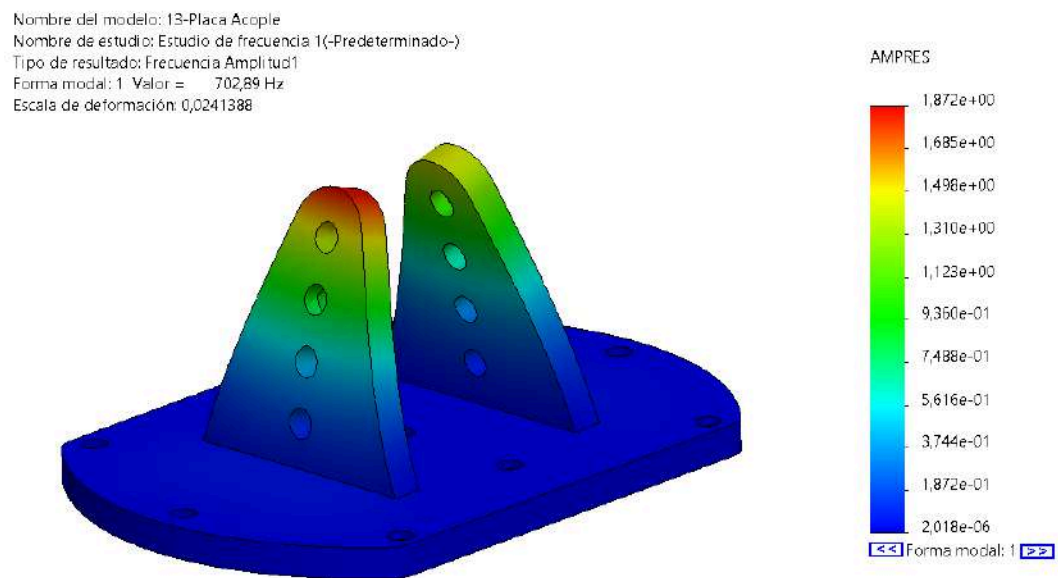


Figura A3-22: Base acople - Estudio de frecuencias espesor $\frac{7}{8}$ ".

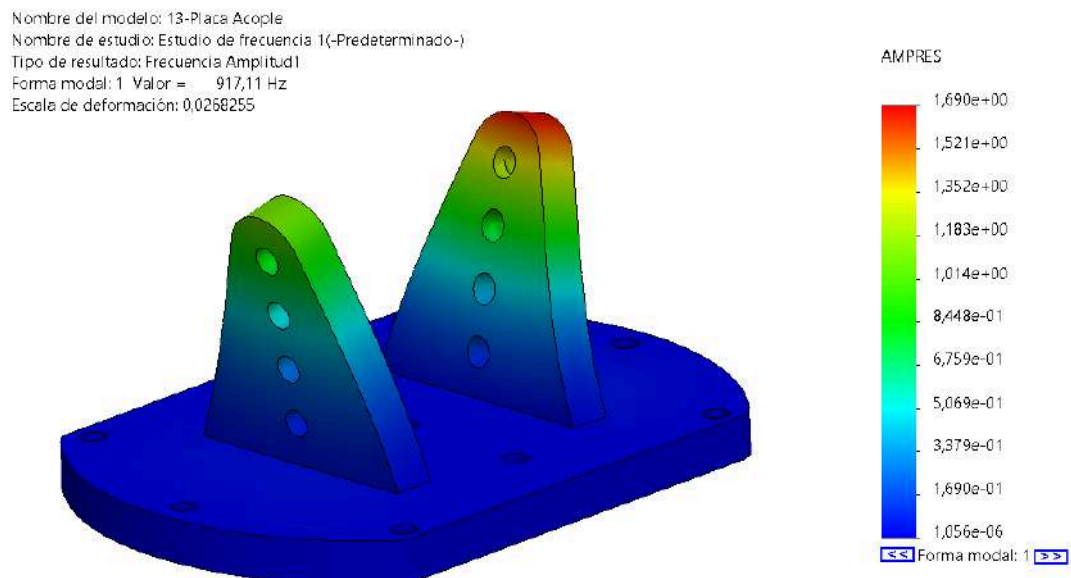


Figura A3-23: Base acople - Estudio de frecuencias espesor 30mm.

Los resultados indican que la frecuencia depende de la geometría y no de la densidad del material.

Teniendo en cuenta que la frecuencia máxima registrada en el ensayo del INTI es de 500 Hz esto otorga el margen del 50% buscado y la placa tiene una masa final de 13.6 kg. Resumiendo los resultados detallados en estos párrafos en la Tabla A3-1 puede verse la relación proporcional de espesor y primer modo de frecuencia de resonancia.

Espesor [mm]	Primera frecuencia de resonancia [Hz]
12.7	420
22.225	703
30	917

Tabla A3-1: Base acople - Resumen de estudio de frecuencias.

Estudio estático

Ahora se analiza estáticamente el acople para verificar tensiones y deformaciones en la pieza. Las simulaciones fueron realizadas aplicando las mismas cargas y restricciones que para el análisis de frecuencia expuestas en la Figura A3-19.

Se estudia el acople simulando una carga del shaker hacia abajo y otra hacia arriba cuyos resultados se exponen en las Figuras A3-24 y A3-25 respectivamente.

En los estudios estáticos realizados se comprobó que la geometría en combinación con el material seleccionado es apto para los estados de cargas en cuestión. Las tensiones obtenidas en el estudio están por debajo del límite elástico del material, y las deformaciones no representan una distorsión significativa para las posteriores mediciones.

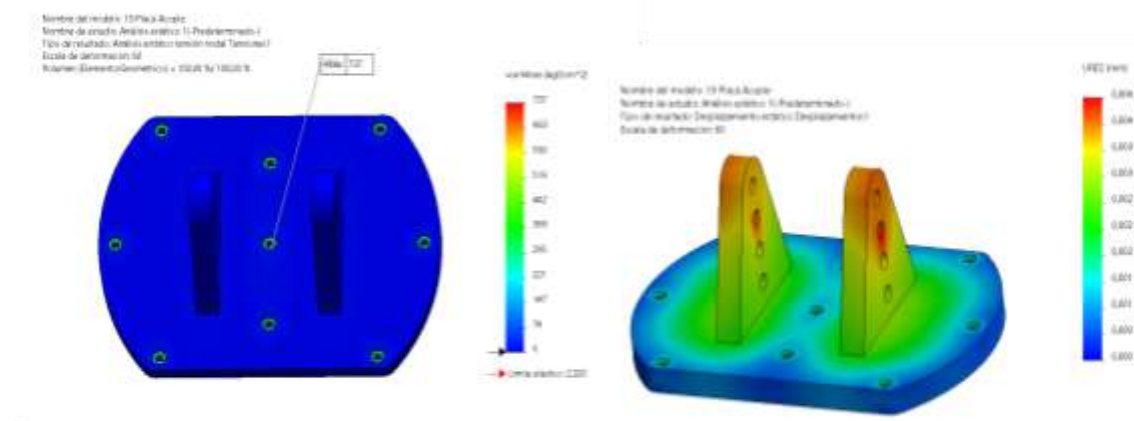


Figura A3-24: Base acople - Resultados tensiones y deformaciones - Carga hacia abajo.

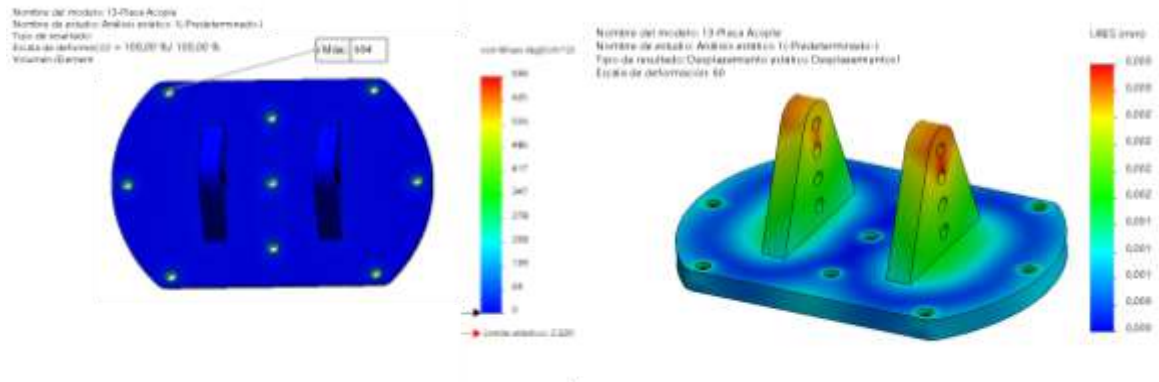


Figura A3-25: Base acople - Resultados tensiones y deformaciones - Carga hacia arriba.

Anexo 4: Verificación de los bulones de fijación del acople

Para verificar que el diámetro y la cantidad de tornillos que se van a utilizar en la unión entre la placa adaptadora y el acople cumple con la sollicitación y a su vez con un adecuado margen de seguridad, primero se determina cual es el esfuerzo que se ejerce sobre todo el conjunto. También al ser una unión que va a estar sometida constantemente a vibraciones es necesario determinar una precarga para asegurar la correcta unión y su permanencia.

Se sabe que la capacidad de carga máxima estática del shaker es de 500 kg y la fuerza máxima que es capaz de ejercer son 9.6 kN, representada por P en la Figura A4-1, por lo que si se logra verificar la unión bajo estos parámetros se garantiza su validez para cargas menores, ya que estas generan esfuerzos inferiores a los considerados.

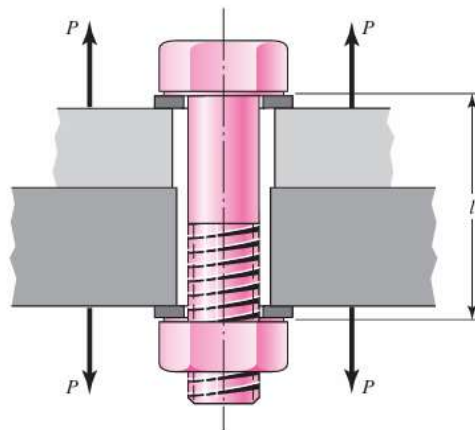


Figura A4-1: Representación de la unión por pernos [22].

Dimensionamiento de tornillos

Ya determinado el esfuerzo sobre el conjunto se propone un tornillo y una unión atornillada para verificarlo. En principio se usarán 10 tornillos M10 cuya área nominal y carga de tracción se obtienen de la Tabla 4 de la norma UNE-EN ISO 898-1 [23] expuesta en la Figura A4-2.

Thread ^a <i>d</i>	Nominal stress area <i>A_{s,nom}</i> mm ²	Property class								
		4.6	4.8	5.6	5.8	6.8	8.8	9.8	10.9	12.9/12.9
		Minimum ultimate tensile load, <i>F_{t,min}</i> (<i>A_{s,nom}</i> × <i>R_{m,min}</i>), N								
M3	5,03	2 010	2 110	2 510	2 620	3 020	4 020	4 530	5 230	6 140
M3,5	6,78	2 710	2 850	3 390	3 530	4 070	5 420	6 100	7 050	8 270
M4	8,78	3 510	3 690	4 390	4 570	5 270	7 020	7 900	9 130	10 700
M5	14,2	5 680	5 960	7 100	7 380	8 520	11 350	12 800	14 800	17 300
M6	20,1	8 040	8 440	10 000	10 400	12 100	16 100	18 100	20 900	24 500
M7	28,9	11 600	12 100	14 400	15 000	17 300	23 100	26 000	30 100	35 300
M8	36,6	14 600 ^c	15 400	18 300 ^c	19 000	22 000	29 200 ^c	32 900	38 100 ^c	44 600
M10	58	23 200 ^c	24 400	29 000 ^c	30 200	34 800	46 400 ^c	52 200	60 300 ^c	70 800
M12	84,3	33 700	35 400	42 200	43 800	50 600	67 400 ^d	75 900	87 700	103 000

Figura A4-2: Tabla 4 - ISO 898-1 [23].

Eligiendo un tornillo M10 de grado 12.9, particularmente Allen DIN 912 o su equivalente ISO 4762, las resistencias características se obtienen de la Tabla 3 de la norma ISO 898-1 2013 presentada en la Figura A4-3.

No.	Mechanical or physical property	Property class									12.9/ 12.9	
		4.6	4.8	5.6	5.8	6.8	8.8		9.8	10.9		
							$d \leq 16 \text{ mm}^a$	$d > 16 \text{ mm}^b$				
1	Tensile strength, R_m , MPa	nom. ^c	400		500		600	800		900	1 000	1 200
		min.	400	420	500	520	600	800	830	900	1 040	1 220
2	Lower yield strength, R_{eL}^d , MPa	nom. ^c	240	—	300	—	—	—	—	—	—	—
		min.	240	—	300	—	—	—	—	—	—	—
3	Stress at 0,2 % non-proportional elongation, $R_{p0,2}$, MPa	nom. ^c	—	—	—	—	—	640	640	720	900	1 080
		min.	—	—	—	—	—	640	660	720	940	1 100
4	Stress at 0,0048/ non-proportional elongation for full-size fasteners, R_{p1} , MPa	nom. ^c	—	320	—	400	480	—	—	—	—	—
		min.	—	340 ^e	—	420 ^e	480 ^e	—	—	—	—	—
5	Stress under proof load, S_p^f , MPa	nom.	225	310	280	380	440	580	600	650	830	970
		Proof strength ratio $\frac{S_{p,min}/R_{m,min}}{S_{p,min}/R_{p0,2,min}} \text{ or } \frac{S_{p,min}/R_{p1,min}}{S_{p,min}/R_{p1,min}}$	0,94	0,91	0,93	0,90	0,92	0,91	0,91	0,90	0,88	0,88
6	Percentage elongation after fracture for machined test pieces, A , %	min.	22	—	20	—	—	12	12	10	9	8
7	Percentage reduction of area after fracture for machined test pieces, Z , %	min.	—					52		48	48	44
8	Elongation after fracture for full-size fasteners, A_f (see also Annex C)	min.	—	0,24	—	0,22	0,20	—	—	—	—	—
9	Head soundness	No fracture										

Figura A4-3: Tabla 3 - ISO 898-1 [23].

La resistencia a la fatiga se obtiene de la tabla 8-17 del Shigley presentada en la Figura A4-4.

Tabla 8-17

Resistencias a la fatiga
completamente corregi-
das de pernos y tornillos
con roscas laminadas*

Grado o clase	Intervalo de tamaños	Resistencia a la fatiga
SAE 5	$\frac{1}{4}$ -1 pulg	18.6 kpsi
	$1\frac{1}{8}$ - $1\frac{1}{2}$ pulg	16.3 kpsi
SAE 7	$\frac{1}{4}$ - $1\frac{1}{2}$ pulg	20.6 kpsi
SAE 8	$\frac{1}{4}$ - $1\frac{1}{2}$ pulg	23.2 kpsi
ISO 8.8	M16-M36	129 MPa
ISO 9.8	M1.6-M16	140 MPa
ISO 10.9	M5-M36	162 MPa
ISO 12.9	M1.6-M36	190 MPa

*Carga axial, repetidamente aplicada, completamente corregida.

Figura A4-4: Tabla 8-17 Shigley[22].

Ahora, siguiendo el procedimiento propuesto en la tabla 8-7 del Shigley se obtiene la rigidez del sujetador. Partiendo de la Figura A4-5 se calculan las longitudes de interés.

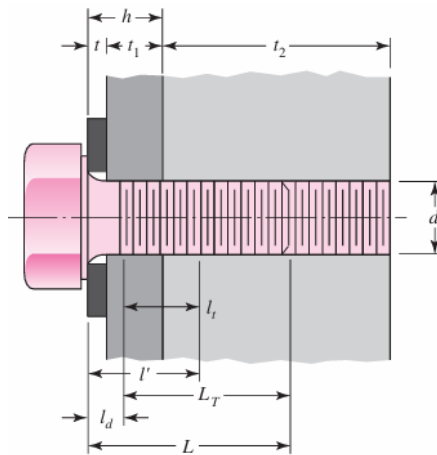


Figura A4-5: Variables de interés[22].

El agarre efectivo l' puede calcularse de la manera en la que se expone en las Ecuaciones A4.1 y A4.2, dependiendo de la relación entre la altura de los insertos del shaker y el diámetro del tornillo, en el presente caso.

$$l' = h + t_2/2, \quad \text{si } t_2 < d \quad (\text{A4.1})$$

$$l' = h + d/2, \quad \text{si } t_2 \geq d \quad (\text{A4.2})$$

Siendo:

- espesor del acople $\rightarrow h=30 \text{ mm}$
- altura de los insertos del shaker $\rightarrow t_2=40 \text{ mm}$
- diámetro del tornillo $\rightarrow d=10 \text{ mm}$

Por lo que el agarre efectivo se calcula bajo la Ecuación A4.3.

$$l' = h + d/2 = 30 \text{ mm} + 10 \text{ mm}/2 = 35 \text{ mm} \quad (\text{A4.3})$$

Se selecciona un tornillo de longitud total $L=50 \text{ mm}$. Como el tornillo seleccionado es totalmente roscado, la longitud roscada $L_T=50 \text{ mm}$ y la longitud de la parte útil sin rosca $l_d=0 \text{ mm}$.

Se verifica la longitud del tornillo mediante la desigualdad de la Ecuación A4.4.

$$L > h + 1.5d \quad (\text{A4.4})$$

$$L > 30 \text{ mm} + 1.5 * 10 \text{ mm} \quad (\text{A4.5})$$

$$L > 45 \text{ mm} \text{ verifica con } L=50 \text{ mm} \quad (\text{A4.6})$$

Y se calcula la longitud de la parte útil roscada l_t con la Ecuación A4.7.

$$l_t = l' - l_d = 35 \text{ mm} - 0 \text{ mm} = 35 \text{ mm} \quad (\text{A4.7})$$

Luego el área de la parte sin la rosca A_d se calcula bajo la Ecuación A4.8.

$$A_d = \pi * d^2/4 = \pi * (10 \text{ mm})^2/4 = 78.5 \text{ mm}^2 \quad (\text{A4.8})$$

Y el área de la parte roscada, obtenida de la Tabla 3 de la ISO 898-1 es $A_t=58 \text{ mm}^2$. Con estos datos y el módulo de Young del tornillo grado 12.9 que según datos empíricos [24] $E_b=196000 \text{ MPa}$, se calcula la rigidez del sujetador con la Ecuación A4.9.

$$k_b = \frac{A_d * A_t * E_b}{A_d * l_t + A_t * l_d} \quad (\text{A4.9})$$

$$k_b = \frac{78.5 \text{ mm}^2 * 58 \text{ mm}^2 * 196000 \text{ N/mm}^2}{78.5 \text{ mm}^2 * 35 \text{ mm} + 58 \text{ mm}^2 * 0 \text{ mm}} = 324800 \text{ N/mm} \quad (\text{A4.10})$$

Luego, la rigidez del acople se obtiene de la fórmula 5.17 del libro Introduction to the Design and Behavior of Bolted Joints[25] y se presenta en la Ecuación A4.11. El material del acople es Aluminio 6061 T4 cuyo módulo de Young es $E_m=69000 \text{ MPa}$.

$$k_m = \frac{E_m * \pi / 4 * (d_c^2 - d^2)}{L} \quad (\text{A4.11})$$

$$k_m = \frac{69000 \text{ N/mm}^2 * \pi / 4 * ((16 \text{ mm})^2 - (10 \text{ mm})^2)}{50 \text{ mm}} = 169081 \text{ N/mm} \quad (\text{A4.12})$$

Finalmente la constante de rigidez se calcula con la Ecuación A4.13.

$$C = \frac{k_b}{k_b + k_m} \quad (\text{A4.13})$$

$$C = \frac{324800 \text{ N/mm}}{324800 \text{ N/mm} + 169081 \text{ N/mm}} = 0.66 \quad (\text{A4.14})$$

Como carga externa de tensión P, de manera conservadora, se utiliza la carga máxima del shaker P=9600 N. La parte de la carga tomada por el perno Pb y la tomada por el acople Pm se calculan con la constante de rigidez con la Ecuación A4.15.

$$P_b = C * P = 0.66 * 9600 \text{ N} = 6313 \text{ N} \quad (\text{A4.15})$$

$$P_m = P - P_b = 9600 \text{ N} - 6313 \text{ N} = 3287 \text{ N} \quad (\text{A4.16})$$

Tomando como factor de carga o factor de seguridad n=3, asegurándose así que al ser este valor mayor a 1 se asegura que la carga en el perno es menor a la resistencia a la tracción se calcula la precarga tanto estática como para fatiga Fi según ecuación 8-30 de Shigley para conexiones no permanentes se tiene la Ecuación A4.17 presentada.

$$F_{i-est} = 0.75 * A_t * S_p \quad (\text{A4.17})$$

$$F_{i-est} = 0.75 * 58 \text{ mm}^2 * 970 \text{ N/mm}^2 = 42195 \text{ N} \quad (\text{A4.18})$$

Tabla 8-15

Factores del par de torsión K para su empleo con la ecuación (8-27)

Condición del perno

K

Sin recubrimiento, acabado negro	0.30
Galvanizado	0.20
Lubricado	0.18
Con recubrimiento de cadmio	0.16
Con Anti-Seize Bowman	0.12
Con tuercas Bowman-Grip	0.09

Figura A4-6: Tabla 8-15 de Shigley[22].

Ahora, considerando un factor de par de torsión $K=0.18$ dado que es una unión lubricada según la Figura A4-6 y tomando el valor de la tabla 8-15 del Shigley, el torque de apriete T está dado por la Ecuación A4.19.

$$T = Fi * K * d \quad (A4.19)$$

$$T = 42195 \text{ N} * 0.18 * 10 \text{ mm}/1000 = 76 \text{ Nm} \quad (A4.20)$$

Entendiendo que el torque mínimo a la cuál se rompe el tornillo grado 12.9, según norma ISO 898-7[26] es 90 Nm según la Tabla 2 que se presenta en la Figura A4-7.

Table 2 — Minimum breaking torques

Thread	Pitch mm	Minimum breaking torque ^a $M_{0.2 \min}$ N m			
		Property class			
		8.8	9.8	10.9	12.9
M1	0.25	0.033	0.036	0.040	0.045
M1.2	0.25	0.075	0.082	0.092	0.10
M1.4	0.3	0.12	0.13	0.14	0.16
M1.6	0.35	0.16	0.18	0.20	0.22
M2	0.4	0.37	0.40	0.45	0.50
M2.5	0.45	0.82	0.90	1.0	1.1
M3	0.5	1.5	1.7	1.9	2.1
M3.5	0.6	2.4	2.7	3.0	3.3
M4	0.7	3.6	3.9	4.4	4.9
M5	0.8	7.6	8.3	9.3	10
M6	1	13	14	16	17
M7	1	23	25	28	31
M8	1.25	33	36	40	44
M8 × 1	—	38	42	46	52
M10	1.5	66	72	81	90
M10 × 1	—	84	92	102	114
M10 × 1.25	—	75	82	91	102

^a These minimum breaking torques are valid for bolts and screws with the thread tolerances 6g, 6f and 6e.

Figura A4-7: Tabla 2 - ISO 898-7 [26].

Finalmente se calcula la cantidad mínima de tornillos a utilizar para asegurar la unión entre el acople y la placa del shaker de la siguiente manera con la Ecuación A4.21 obteniendo que con 1.35 tornillos la unión queda asegurada.

$$N = \frac{C * n * P}{S_p * A_t - F_i} \quad (A4.21)$$

$$N = \frac{0.66 * 3 * 9600 \text{ N}}{970 \text{ N/mm}^2 * 58 \text{ mm}^2 - 42195 \text{ N}} = 1.35 \text{ tornillos} \quad (A4.22)$$

Teniendo el desarrollo, se utiliza una hoja de cálculo para verificar y tener un resumen de los valores obtenidos presentado en la Tabla A4-1.

Datos del tornillo			
Descripción	Variable	Valor	Unidad
diámetro	d	10	mm
diámetro de la cabeza	dc	16	mm
resistencia de prueba	Sp	970	MPa
resistencia a la fluencia	Sy	1100	MPa
resistencia a la tracción	Su	1220	MPa
resistencia a la fatiga	Sn	190	MPa
área neta del núcleo	At	58	mm ²
Datos unión atornillada			
Descripción	Variable	Valor	Unidad
módulo de young del tornillo	Eb	196000	MPa
módulo de young del acople	Em	69000	MPa
espesor acople	h	30	mm
altura de los insertos shaker	t2	40	mm
longitud total	L	50	mm
verificación de longitud	ver	OK	$L > h + 1.5d$
agarre efectivo	l'	35	mm
longitud roscada	LT	50	mm
longitud de la parte útil sin rosca	ld	0	mm
longitud de la parte útil roscada	lt	35	mm
área de la parte sin rosca	Ad	78.5	mm ²
área de la parte roscada	At	58	mm ²
Cálculo de cargas			
Descripción	Variable	Valor	Unidad
rigidez del sujetador	kb	324800	N/mm
rigidez del elemento	km	169081	N/mm
Constante de rigidez	C	0.66	adim
carga externa de tensión	P	9600	N
parte de P tomada por el perno	Pb	6313	N
parte de P tomada por el acople	Pm	3287	N

Cálculo de precarga y torque tornillo			
Descripción	Variable	Valor	Unidad
factor de carga	n	3	adim
precarga estática	Fi	42195	N
factor del par de torsión	K	0.18	adim
torque de apriete	T	76	Nm
cantidad de tornillos	N	1.35	tornillos

Tabla A4-1: Cálculo de tornillo Allen M10 Grado 12.9 DIN 912 ISO 4762.

Ahora se analiza estáticamente la unión para verificar tensiones en la pieza al aplicar la precarga de 42195 N por tornillo; se utilizan dos tornillos, siendo la cantidad mínima de tornillos que asegura la unión 1.35. Las simulaciones fueron realizadas aplicando una precarga de 42195 N por tornillo en dirección vertical sobre las superficies donde apoyan las cabezas de los tornillos que se observa en color magenta; una carga de 9600 N equivalente a la que ejerce el shaker al acople también vertical en sentido contrario en color naranja; otra carga de 323 kgf representando el peso de toda la masa suspendida en color rojo; una restricción del tipo bisagra fija en la ubicación de los pernos en color verde; y una restricción de rodillo para simular el apoyo del acople sobre el shaker en color verde, tal como se observa en la Figura A4-8.

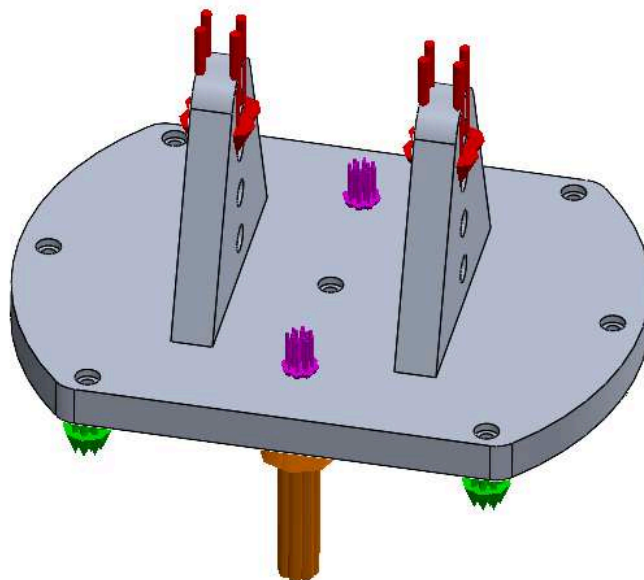


Figura A4-8: Verificación de precarga de tornillos sobre base acople.

Las tensiones generadas en la pieza de aluminio en la zona de los tornillos exceden el límite elástico, tal como se observa en la Figura A4-9. Por lo tanto se decide utilizar una mayor cantidad de tornillos, de 2 pasar a 9, para así reducir la precarga por perno. Realizando una regla de tres inversa se obtiene que con 9 tornillos se necesita una precarga por elemento de 6313 N obteniendo un torque de 11 Nm. Lo expuesto se resume en la Tabla A4-2.

Aumentando la cantidad de tornillos, disminuye la precarga			
Descripción	Variable	Valor	Unidad
cantidad de tornillos final	Nf	9	tornillos
precarga estática final	Fif	6313	N
torque de apriete final	Tf	11	Nm

Tabla A4-2: Cantidad final de tornillos Allen M10 Grado 12.9 DIN 912 ISO 4762.

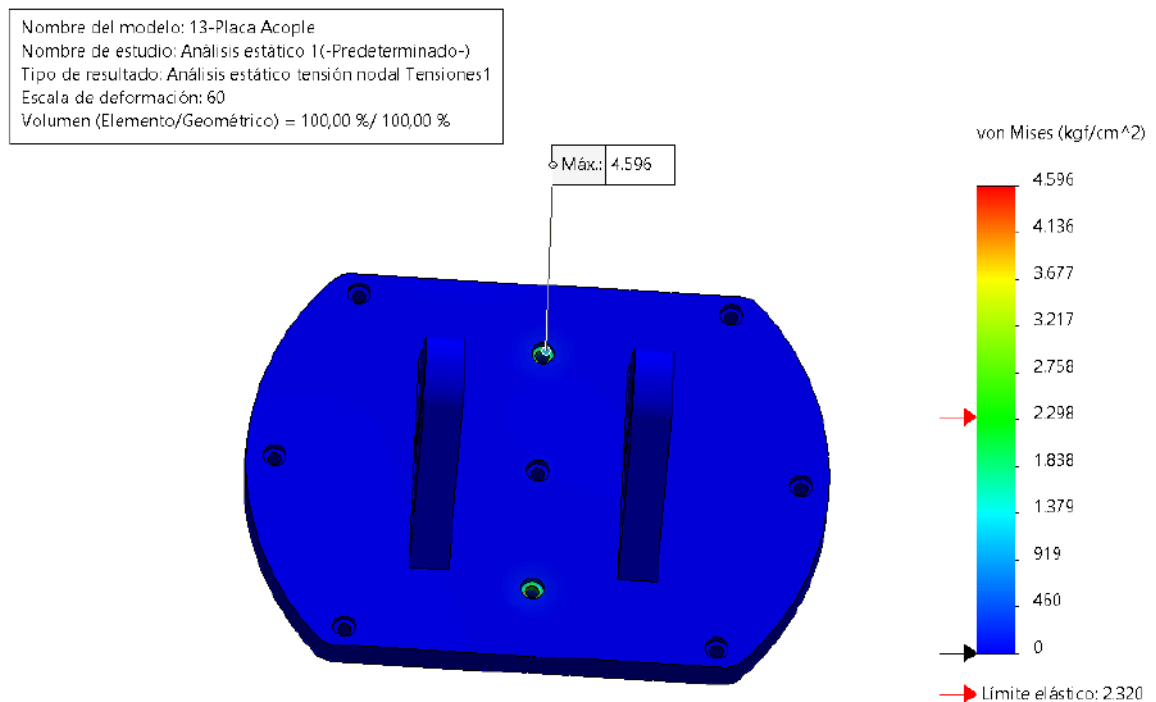


Figura A4-9: Tensiones del acople con precarga de 42195N.

Anexo 5: Diseño del acople carga

La celda de carga seleccionada modelo CMR-10TN va montada en una estructura que sea lo suficientemente rígida y permita la regulación de altura del elemento de medición con el objetivo de que sea aplicable a otros trenes de siembra. Para esto se comienza diseñando una estructura de caño de 80mm x 80mm x 5mm soldada al chasis ya diseñado.

La limitante de dimensiones del acople está dada por la posición vertical máxima del tren de siembra determinada por el desplazamiento máximo del shaker hacia arriba (25.5 mm). En esta situación, el disco abresurco se ubica a 1033.5 mm del piso por lo que la celda de carga debe estar en contacto en esta posición. De esta manera queda asegurado que trabaja siempre a compresión dado que la celda seleccionada no es bidireccional.

Verificación del diseño

En este apartado se verifica y ajusta el diseño propuesto, obteniendo la rigidez y adaptabilidad buscada para el acople de carga.

Estático

Se verifica estáticamente el acople diseñado colocando como carga vertical la fuerza máxima del shaker (9.6 kN) más el peso de la celda de carga que son aproximadamente 3 kg. A su vez, se establecen como restricciones fijas los extremos del caño del chasis, entendiendo que está soldado al resto de la estructura y la base del mismo que está atornillada al piso, tal como se observa en la Figura A5-1. La malla utilizada es una estándar, con tamaño global de elemento de 10 mm y la tolerancia es de 0.50 mm de idénticas configuraciones a la que se usó para el chasis.

Los resultados de tensiones y deformaciones del análisis estático se observan en la Figura A5-2. Las tensiones se encuentran por debajo del límite elástico y las deformaciones superan 1,7 mm lo cual no es aceptable.

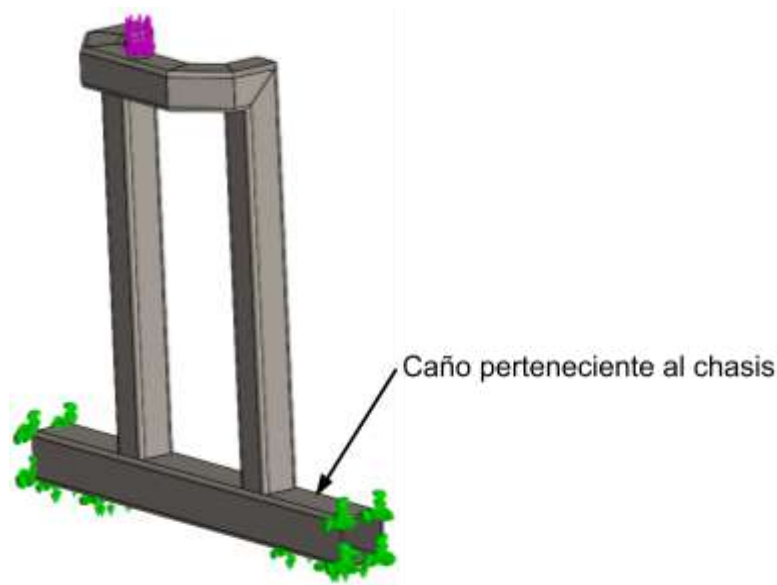


Figura A5-1: Acople Carga, primera versión: Cargas y restricciones.

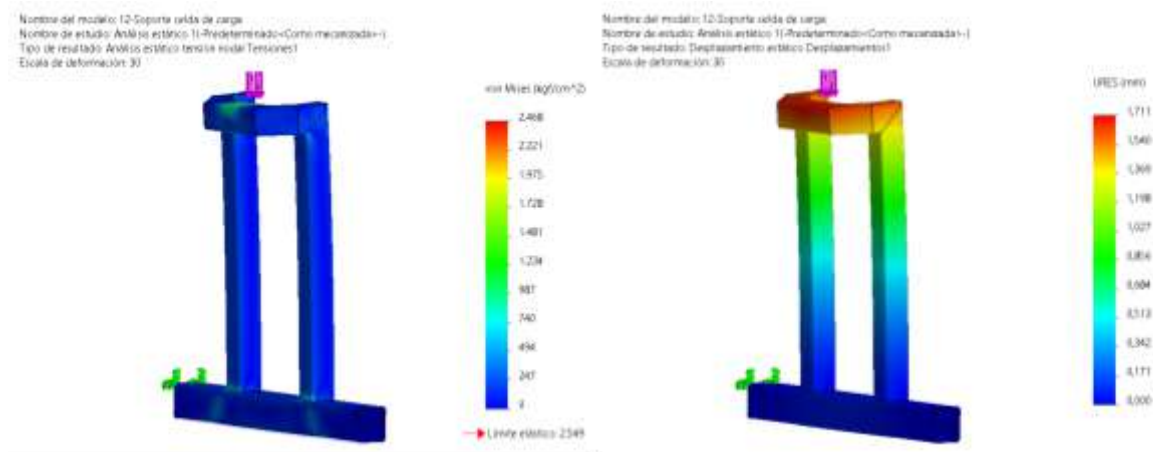


Figura A5-2: Acople carga - Resultados tensiones y deformaciones.

Para subsanar lo expuesto se propone modificar la posición del caño del chasis, moviéndolo 400 mm hacia el frente del mismo de manera de soldar un caño diagonal desde el acople planteado hacia el mismo. Ahora el acople se vincula al piso mediante tornillos y soldado al chasis. Esto se expone en la Figura A5-3 junto con la configuración de cargas para estudiarlo estáticamente.

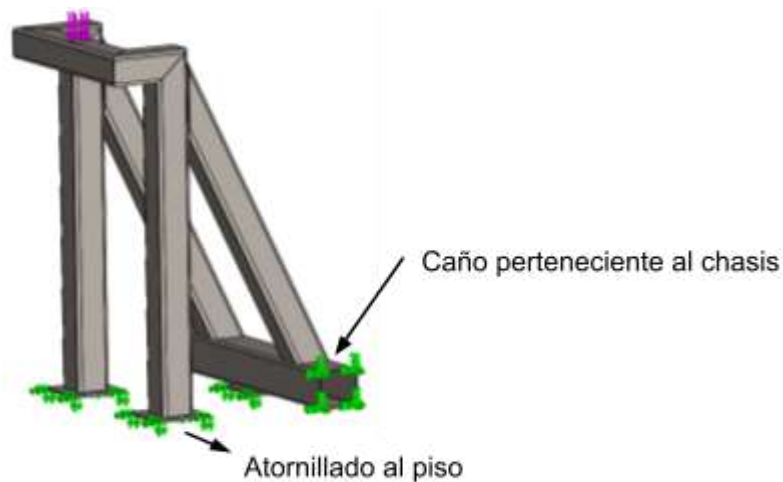


Figura A5-3: Acople carga, segunda versión: Cargas y restricciones.

Los resultados de tensiones y deformaciones del análisis estático se observan en la Figura A5-4. Las tensiones se encuentran por debajo del límite elástico y las deformaciones se redujeron en un 80% teniendo un valor máximo de 0.36 mm.

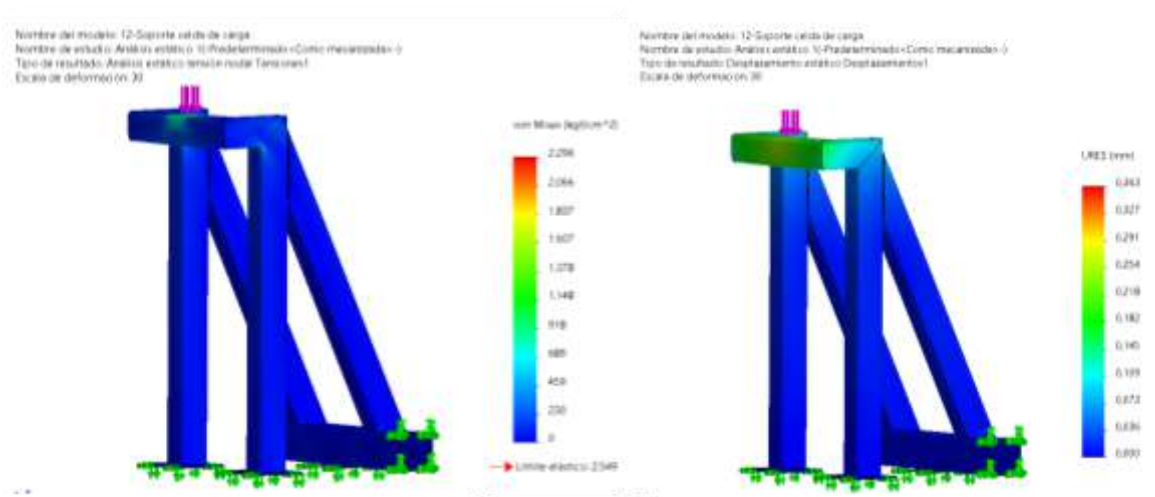


Figura A5-4: Acople carga - Resultados tensiones y deformaciones.

Debajo, en la Figura A5-6, se expone el acople junto con el ensamblaje general para comprender su ubicación en el diseño.

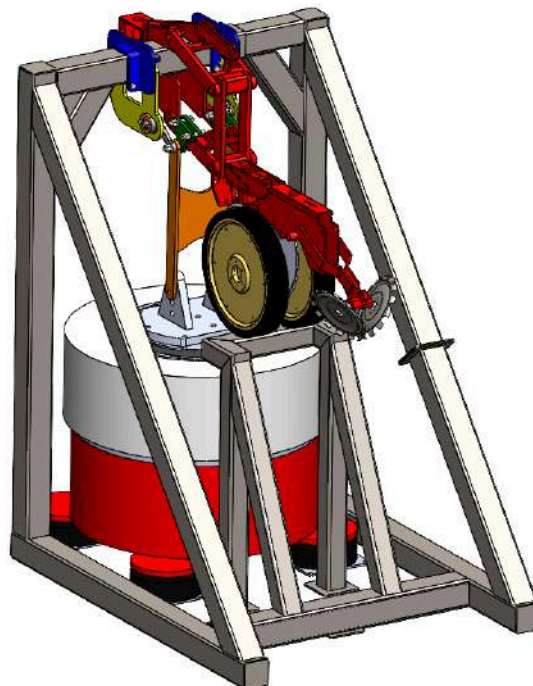


Figura A5-6: Ensamblaje general y ubicación del acople de carga.

La celda de carga se ubicará atornillada en una plataforma regulable mediante una varilla roscada, tal como se observa en la Figura A5-7. La varilla roscada se ubica dentro de un buje soldado a la estructura anteriormente diseñada.

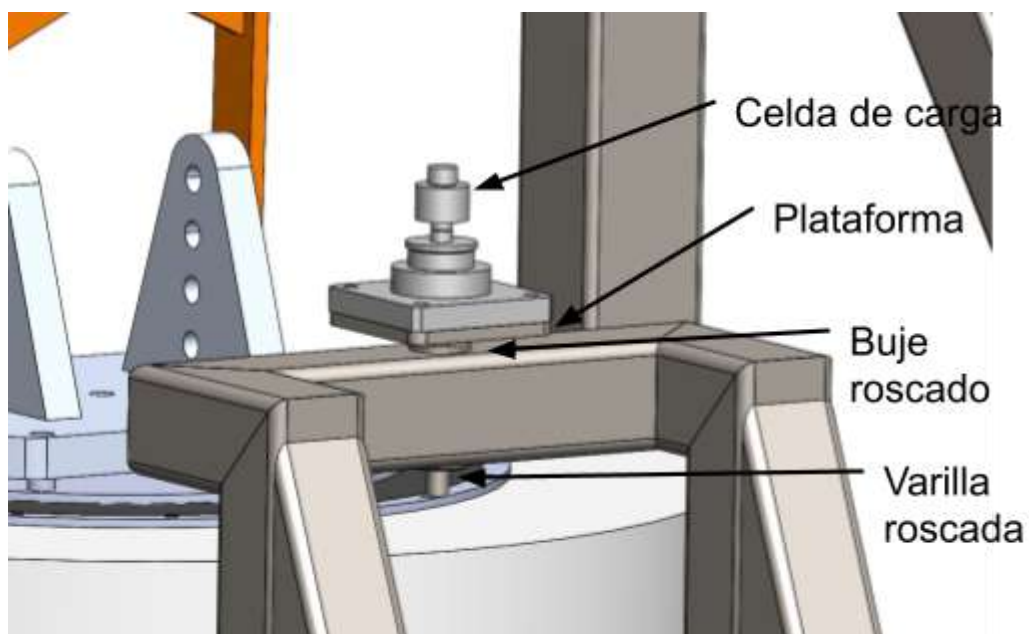


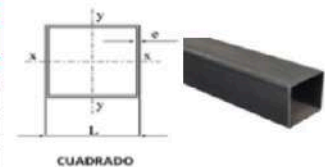
Figura A5-7: Regulación de altura de celda de carga.

Anexo 6: Catálogos

Cuadrados

Tubos Estructurales Cuadrados											
Familia	L x L	Espesores (e) / Pesos teóricos Kg/Metro									
		0,90	1,24	1,60	2,00	2,50	2,85	3,20	4,00	4,75	6,35
1/2	10x10	0,262	0,353	0,439	0,528						
5/8	12x12	0,333	0,451	0,564	0,685						
3/4	15x15	0,403	0,549	0,690	0,842						
1	20x20	0,545	0,745	0,941	1,156	1,424	1,587	1,762			
1 1/4	25x25	0,686	0,941	1,192	1,469	1,819	2,034	2,291			
1 1/2	30x30	0,827	1,137	1,442	1,783	2,214	2,481	2,801			
1 3/4	35x35	0,967	1,332	1,691	2,094	2,586	2,924	3,255			
2	40x40	1,109	1,529	1,944	2,410	3,004	3,374	3,820			
2 1/4	45x45	1,220	1,725	2,195	2,724	3,399	3,821	4,329			
2 1/2	50x50	1,390	1,921	2,446	3,037	3,794	4,268	4,839	5,877		
3	60x60	1,627	2,313	2,948	3,664	4,585	5,162	5,858	7,131	8,556	
3 1/2	70x70		2,705	3,449	4,291	5,375	6,055	6,877	8,385	10,077	
4	80x80			3,951	4,919	6,165	6,949	7,896	9,640	11,598	15,052
4 1/2	90x90			4,445	5,536	6,889	7,829	8,763	10,675	12,859	17,005
5	100x100			4,946	6,162	7,680	8,721	9,770	12,130	14,320	18,894
5 1/2	110x110			5,446	6,788	8,455	9,614	10,767	13,379	15,800	20,872
6	120x120				7,414	9,237	10,506	10,814	14,639	17,331	22,872
7	140x140					10,667	12,136	13,598	16,919	20,004	26,491
7 1/2	150x150						14,774	16,774	18,388	21,748	28,823
8 5/8	175x175							17,030	21,240	25,180	33,350
Familia	L x L	0,90	1,24	1,60	2,00	2,50	2,85	3,20	4,00	4,75	6,35
Tubos Uso General y Estructural Largo Estándar 6 metros											
Medidas mayores a las que a 3/16", largo estándar 12 metros											

Tubos Uso General y Estructural Largo estándar 6 metros.
Medidas mayores o iguales a 5 1/2"; largo estándar 12 metros.



CUADRADO

Info - Resumen

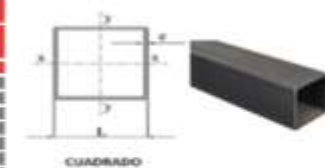
Denominaciones	Caños, Tubos, Estructurales
Diametros	10x10 mm a 175x175 mm
Espesor	0,90 mm a 6,35 mm
Venta	Barra 6 Mts o 12 Mts Segun medida
Fraccion	1/4 Barra
Materia	Acero
Como Solicitar	Lado x Lado y espesor en mm

Cuadrados

Tubos Estructurales Cuadrados											
Familia	L x L	Espesores (e) / Pesos teóricos Kg/Metro									
		0.90	1.24	1.60	2.00	2.50	2.85	3.20	4.00	4.75	6.35
1/2	10x10	0.262	0.353	0.439	0.528						
5/8	12x12	0.333	0.451	0.564	0.685						
3/4	15x15	0.403	0.549	0.690	0.842						
1	20x20	0.545	0.745	0.941	1.156	1.424	1.587	1.762			
1 1/4	25x25	0.686	0.941	1.192	1.469	1.819	2.034	2.291			
1 1/2	30x30	0.827	1.137	1.442	1.783	2.214	2.481	2.801			
1 3/4	35x35	0.967	1.332	1.691	2.094	2.586	2.924	3.255			
2	40x40	1.109	1.529	1.944	2.410	3.004	3.374	3.820			
2 1/4	45x45	1.220	1.725	2.195	2.724	3.399	3.821	4.329			
2 1/2	50x50	1.390	1.921	2.446	3.037	3.794	4.268	4.839	5.877		
3	60x60	1.627	2.313	2.948	3.664	4.585	5.162	5.858	7.131	8.556	
3 1/2	70x70		2.705	3.449	4.291	5.375	6.055	6.877	8.385	10.077	
4	80x80			3.951	4.919	6.165	6.949	7.896	9.640	11.598	15.052
4 1/2	90x90			4.445	5.536	6.889	7.829	8.763	10.675	12.859	17.005
5	100x100			4.946	6.162	7.680	8.721	9.770	12.130	14.320	18.894
5 1/2	110x110			5.446	6.788	8.455	9.614	10.767	13.379	15.800	20.872
6	120x120				7.414	9.237	10.506	10.814	14.639	17.331	22.872
7	140x140					10.667	12.136	13.598	16.919	20.004	26.491
7 1/2	150x150							14.774	18.388	21.748	28.823
8 5/8	175x175							17.030	21.240	25.180	33.350
Familia	L x L	0.90	1.24	1.60	2.00	2.50	2.85	3.20	4.00	4.75	6.35

Tubos Tipo General y Extrados. Largo estándar 6 metros.
Medidas interiores x exteriores a 5.10". Peso estándar 67 metros.

Tubos Uso General y Estructural Largo estándar 6 metros.
Medidas mayores o iguales a 5 1/2"; largo estándar 12 metros.



CUADRADO

Info - Resumen

Denominaciones	Caños, Tubos, Estructurales
Diametros	10x10 mm a 175x175 mm
Espesor	0,90 mm a 6,35 mm
Venta	Barra 6 Mts o 12 Mts Segun medida
Fraccion	1/4 Barra
Materia	Acero
Como Solicitar	Lado x Lado y espesor en mm

Cuadrados

Tubos Estructurales Cuadrados										
Familia	L x L	Espesores (e) / Pesos teóricos Kg/Metro								
		0,90	1,24	1,50	2,00	2,50	2,85	3,20	4,00	4,75
1/2	10x10	0,262	0,353	0,439	0,528					
5/8	12x12	0,333	0,451	0,564	0,685					
3/4	15x15	0,403	0,549	0,690	0,842					
1	20x20	0,545	0,745	0,941	1,156	1,424	1,587	1,782		
1 1/4	25x25	0,686	0,941	1,192	1,469	1,819	2,034	2,291		
1 1/2	30x30	0,827	1,137	1,442	1,783	2,214	2,481	2,801		
1 3/4	35x35	0,967	1,332	1,691	2,094	2,598	2,924	3,255		
2	40x40	1,109	1,529	1,944	2,410	3,004	3,374	3,820		
2 1/4	45x45	1,220	1,725	2,195	2,724	3,399	3,821	4,329		
2 1/2	50x50	1,390	1,921	2,446	3,037	3,794	4,268	4,839	5,877	
3	60x60	1,627	2,313	2,948	3,664	4,585	5,162	5,858	7,131	8,556
3 1/2	70x70		2,705	3,440	4,291	5,375	6,055	6,877	8,385	10,077
4	80x80			3,951	4,919	6,165	6,949	7,896	9,640	11,598
4 1/2	90x90			4,443	5,550	6,889	7,828	8,763	10,673	12,808
5	100x100			4,946	6,162	7,690	8,721	9,770	12,130	14,320
5 1/2	110x110			5,446	6,788	8,455	9,614	10,767	13,379	15,800
6	120x120				7,414	9,237	10,506	10,814	14,639	17,331
7	140x140					10,667	12,130	13,596	16,919	20,004
7 1/2	150x150							14,774	18,386	21,748
8 5/8	175x175							17,030	21,240	25,180
Familia	L x L	0,90	1,24	1,50	2,00	2,50	2,85	3,20	4,00	4,75

Tubos Uso General y Estructural: largo estándar 6 metros
Medidas mayores o iguales a 5 1/2": largo estándar 12 metros



Info - Resumen	
Denominaciones	Caños, Tubos, Estructurales
Diámetros	10x10 mm a 175x175 mm
Espesor	0,90 mm a 6,35 mm
Venta	Barra 6 Mts o 12 Mts Segun medida
Fracción	1/2 Barra
Material	Acero
Como Solicitar	Lado x Lado y espesor en mm

CHAPA LAMINADA EN CALIENTE					
MEDIDAS VARIAS					
ESPESOR		PESO	ESPESOR		PESO
Nº de calibre	mm.	Kg/m2	Nº de calibre	mm.	Kg/m2
16	1.59	12.51	1 1/4"	31.75	249.87
14	1.99	15.66	1 1/2"	38.10	299.85
12	2.51	19.75	1 3/4"	44.45	349.82
1 1/8"	3.18	25.03	2"	50.80	399.80
3/16"	4.76	37.46	2 1/4"	57.15	449.77
1/4"	6.35	49.97	2 1/2"	63.50	499.75
5/16"	7.92	62.33	3"	76.20	599.69
3/8"	9.52	74.92	3 1/2"	88.90	699.64
1/2"	12.70	99.95	4"	101.60	799.59
5/8"	15.88	124.98	5"	127	999.49
3/4"	19.05	149.92	6"	152.40	1199.39
7/8"	22.22	174.87	7"	177.80	1399.29
1"	25.40	199.90	8"	203.20	1599.18
1 1/8"	28.57	224.85	10"	254	1998.98

Loads

Wedge Anchor FWA										
Recommended loads of a single anchor ¹⁾ in normal concrete of strength class C20/25.										
Type	Material / surface ²⁾	Effective anchorage depth $h_{ef} \geq$ [mm]	Minimum member thickness h_{min} [mm]	Drill hole diameter d_o [mm]	Drill hole diameter in fixture ²⁾ d_f [mm]	Installation torque T_{inst} [Nm]	Non-cracked concrete			
							Recommended tension (N_{rec}), shear loads (V_{rec}), minimum spacing (s_{min}) and edge distances (c_{min})			
							N_{rec} ³⁾ [kN]	V_{rec} ³⁾ [kN]	s_{min} ³⁾ [mm]	c_{min} ³⁾ [mm]
FWA 6	gvz	25	100	6	8	4	1.3	1.3	80	40
	gvz	30	100	6	8	4	2.1	1.7	100	50
FWA 8	gvz / shrd	25	100	8	10	10	1.4	1.4	80	40
	gvz / shrd	35	100	8	10	10	2.8	2.8	90	45
FWA 10	gvz / shrd	25	100	10	13	25	1.8	1.8	90	45
	gvz / shrd	35	100	10	13	25	2.8	2.8	120	60
	gvz / shrd	45	100	10	13	25	3.8	3.8	150	75
FWA 12	gvz / shrd	35	100	12	15	40	3.2	3.2	120	60
	gvz / shrd	45	100	12	15	40	4.4	4.4	150	75
	gvz / shrd	55	110	12	15	40	5.8	5.8	180	90
FWA 16	shrd	45	100	16	19	100	4.4	4.4	150	75
	gvz	50	100	16	19	100	4.4	4.4	150	75
	shrd	60	120	16	19	100	6.2	6.2	200	100
	gvz	65	130	16	19	100	6.2	6.2	200	100
	shrd	75	150	16	19	100	8.5	8.5	240	120
	gvz	80	160	16	19	100	8.5	8.5	240	120
FWA 20	shrd	70	150	20	23	200	8.0	-	210	105
	gvz / shrd	75	150	20	23	200	9.7	9.7	240	120
	gvz / shrd	95	190	20	23	200	13.5	13.5	300	150
FWA 24	gvz	95	190	24	28	260	15.0	-	300	150
	gvz	120	240	24	28	260	16.0	-	360	180

¹⁾ The partial safety factors for material resistance as well as a partial safety factor for load actions of $\gamma_L = 1.4$ are considered. As a single anchor counts e.g. an anchor with a spacing $s \geq 3 \times h_{ef}$ and an edge distance $c \geq 1.5 \times h_{ef}$.

²⁾ For push-through installation.

³⁾ As recommended loads are given in the table, combinations of tensile and shear loads, bending moments and reduced edge and axial spacings (anchor groups) can not be carried out.





GW-V26 Series Electrodynamic Shakers

The SignalForce® GW-V26 Series air cooled shakers have proven reliability and high performance. They are available in three different armature configurations: 13.4 inches (340 mm) for high acceleration testing, and 17.3 inches (440 mm) and 25.2 inches (640 mm) for production testing. Typical testing applications for the V26 include automotive, jet engines, locomotive structures, avionics and consumer electronic components.



Standard Features

- Peak sine force: up to 6000 lbf (25.7 kN)
- Random force rms: up to 5000 lbf (22.3 kN)
- Velocity peak: 71 in/sec (1.8 m/sec)
- Peak to peak displacement: 2.0 in (51 mm)
- Armature diameter: 13.4 in (340 mm), 17.3 in (440 mm), 25.2 in (640 mm)

Options

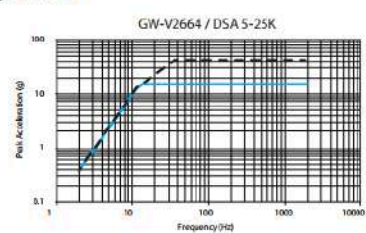
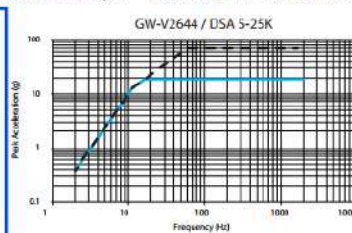
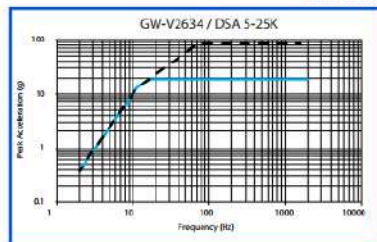
- Vertical isolation mounts
- Isolated trunnions
- Monobase with clip tables
- Air glides
- V-groove wheels and rails to provide accurate guidance below chambers
- Head expanders

- Thermal barriers
- Acoustic enclosures
- Weatherproof enclosures for cooling blowers
- Economy field supply to reduce power consumption

Typical Applications

- Electronic components
- Avionics
- Automotive

Sine Performance Envelopes Bare table = ■ 250 lbs (113.4 kg) mass = ■



A member of the N|V|T GROUP

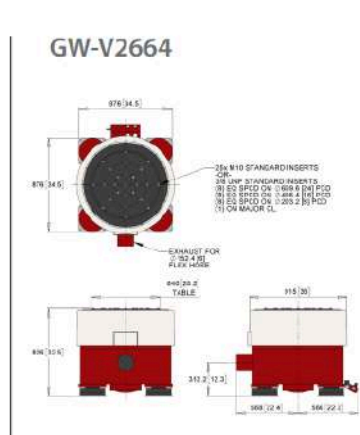
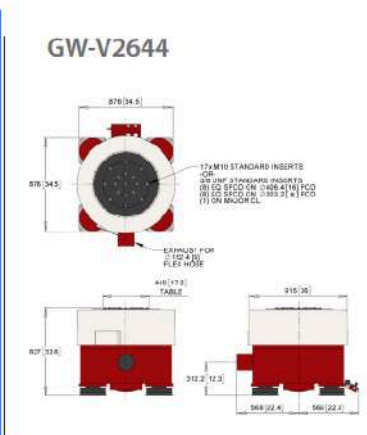
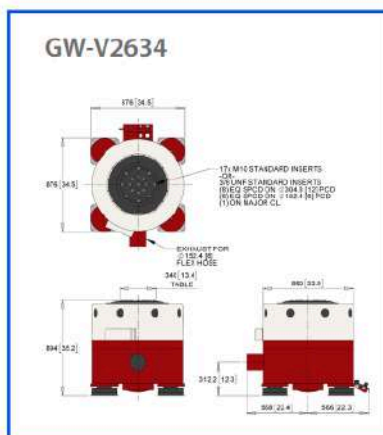
2480 N. 1st Street, Suite 100, San Jose, CA 95131 | 408.437.0100 | dataphysics.com

4-1822



	Maximum Sine Force ¹		Maximum Random Force		Maximum Shock Force ²		Maximum Acceleration (Sine)		Maximum Velocity		Maximum Displacement		Armature Diameter		Armature Mass ³		Armature Axial Resonance ±5%	Frequency Range (Hz)	Static Load Support		Uncrated Shaker Mass		Stray Magnetic Field ⁴		Facility Power Requirements
	lbf	kN	lbf	kN	lbf	kN	g	m/s ²	in/s	m/s	in	mm	in	mm	lbs	kg	Hz	Min - Max	lbs	kg	lbs	kg	mT	gauss	kVA
GW-V2634 / DSA 3-10K	2380	10.6	2160	9.6	7080	31.5	33.3	326.6	71	1.8	2	51	13.4	340	71.7	32.3	2900	DC - 3000	1100	500	4035	1830	< 6	60	19
GW-V2634 / DSA 3-15K	3585	16	3010	13.4	10455	46.3	50	490.3	71	1.8	2	51	13.4	340	71.7	32.3	2900	DC - 3000	1100	500	4035	1830	< 6	60	21
GW-V2634 / DSA 3-20K	4380	19.5	4125	18.4	13120	58.4	61.2	600.2	71	1.8	2	51	13.4	340	71.7	32.3	2900	DC - 3000	1100	500	4035	1830	< 6	60	24
GW-V2634 / DSA 3-25K	6000	26.7	5000	22.3	18000	80.1	83.7	820.8	71	1.8	2	51	13.4	340	71.7	32.3	2900	DC - 3000	1100	500	4035	1830	< 6	60	27
GW-V2644 / DSA 3-10K	2380	10.6	2160	9.6	7080	31.5	27	264.8	71	1.8	2	51	17.3	440	88.2	40	2100	DC - 3000	1100	500	4035	1830	< 15	150	19
GW-V2644 / DSA 3-15K	3585	16	3010	13.4	10455	46.3	40.7	399.1	71	1.8	2	51	17.3	440	88.2	40	2100	DC - 3000	1100	500	4035	1830	< 15	150	21
GW-V2644 / DSA 3-20K	4380	19.5	4125	18.4	13120	58.4	49.7	487.4	71	1.8	2	51	17.3	440	88.2	40	2100	DC - 3000	1100	500	4035	1830	< 15	150	24
GW-V2644 / DSA 3-25K	6000	26.7	5000	22.3	18000	80.1	68	666.9	71	1.8	2	51	17.3	440	88.2	40	2100	DC - 3000	1100	500	4035	1830	< 15	150	27
GW-V2664 / DSA 3-10K	2380	10.6	2160	9.6	7080	31.5	16.6	162.8	71	1.8	2	51	23.2	640	143.3	65	2100	DC - 3000	1100	500	4035	1830	< 15	150	19
GW-V2664 / DSA 3-15K	3585	16	3010	13.4	10500	46.7	25	245.2	71	1.8	2	51	23.2	640	143.3	65	2100	DC - 3000	1100	500	4035	1830	< 15	150	21
GW-V2664 / DSA 3-20K	4380	19.5	4125	18.4	15000	66.7	30.6	300.1	71	1.8	2	51	23.2	640	143.3	65	2100	DC - 3000	1100	500	4035	1830	< 15	150	24
GW-V2664 / DSA 3-25K	6000	26.7	5000	22.3	18000	80.1	41.9	410.9	71	1.8	2	51	23.2	640	143.3	65	2100	DC - 3000	1100	500	4035	1830	< 15	150	27

All calculations in kN/imperial (lbf) figures are rounded. 1. Estimated rating based on historical results. 2. At 6m/sec. 3. Nominal mass, different insert styles may alter actual moving mass & therefore the maximum acceleration. 4. At 25 mm (1 inch) above table. Optional DG plate available.



Measures are in millimeters [inches].

Armature Insert Patterns

Table Dia. (mm)	340	440	640
Center Insert	1	1	1
152.4 mm PCD	8	-	-
203.2 mm PCD	-	8	8
304.8 mm PCD	8	-	-
406.4 mm PCD	-	8	8
609.6 mm PCD	-	-	8

Alternative patterns are available.

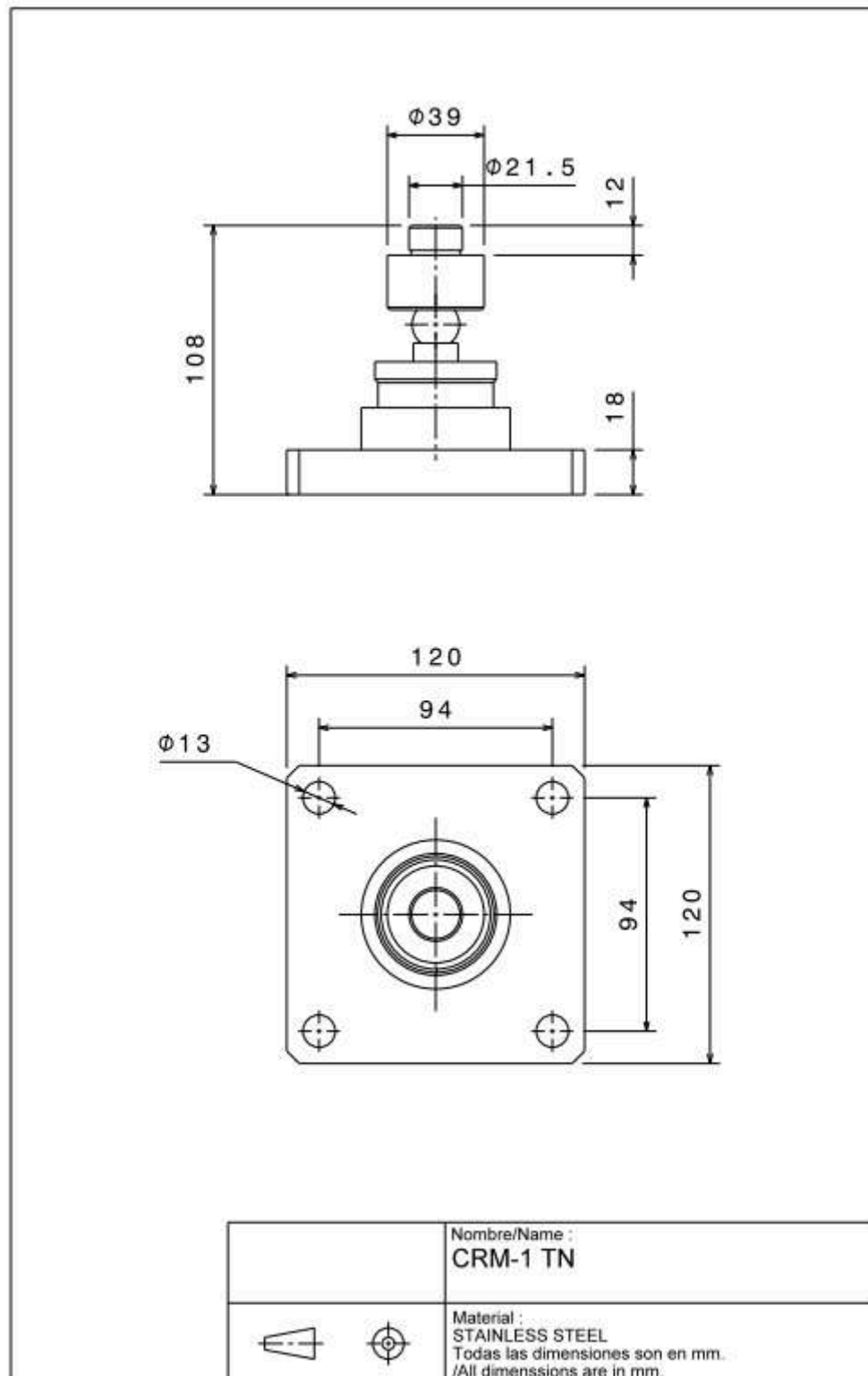




Image may differ from product. See technical specification for details.

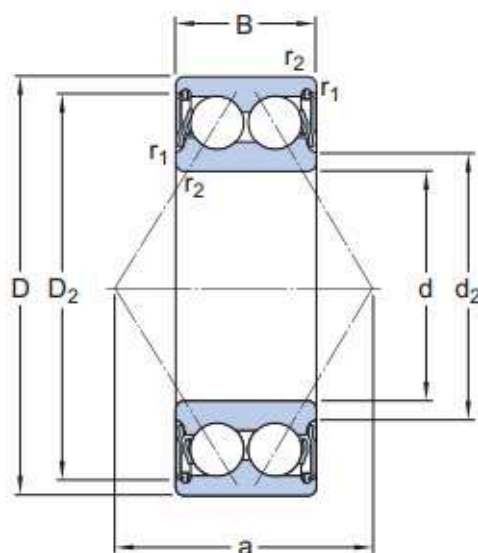
3302 A-2RS1TN9/MT33

Rodamiento de dos hileras de bolas de contacto angular con sellos en ambos lados

Los rodamientos de dos hileras de bolas de contacto angular, con sellos en ambos lados, corresponden a un par de rodamientos de una hilera de bolas de contacto angular en una disposición espalda con espalda, al tiempo que requieren menos espacio axial. Según la versión del sellado, pueden funcionar a altas velocidades y son más adecuados que los rodamientos rígidos de bolas para admitir grandes fuerzas axiales en ambos sentidos.

- Capacidad de alta velocidad
- Soportan cargas radiales relativamente altas, altas cargas axiales en ambos sentidos y momentos de inclinación
- Adecuados cuando se requiere una disposición de rodamientos rígida
- Requieren menos espacio axial que un par equivalente de rodamientos de una hilera de bolas de contacto angular
- El sellado integral prolonga la vida útil del rodamiento

Especificación técnica



Dimensiones

d	15 mm	Diámetro del agujero
D	42 mm	Diámetro exterior
B	19 mm	Ancho
d_2	≈ 23.7 mm	Diámetro del rebaje del resalte del aro interior
D_2	≈ 35.65 mm	Diámetro del rebaje del resalte del aro exterior
$r_{1,2}$	min. 1 mm	Dimensión del chaflán del aro interior
a	24 mm	Distancia entre puntos de presión

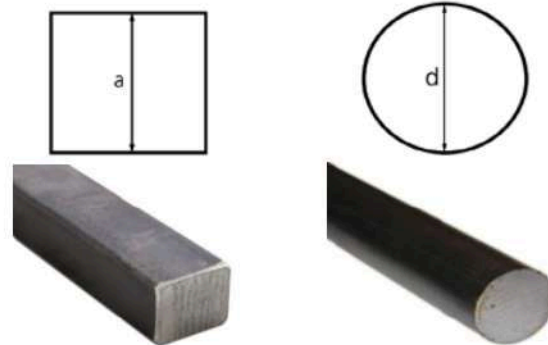
Barras Redondas y Cuadradas

Usos y Aplicaciones Construcción:

Herrería (cercos, rejas, portones, escaleras, barandas, pasamanos, etc.) Industria: herramientas y máquinas en general. Agro: reparaciones generales de instalaciones y máquinas.

Hierro Cuadrado – Redondo			
Dimensiones		Cuadrado	Redondo
en mm.	en Pulg.		
6,40	1/4	0,320	0,240
7,90	5/16	0,490	0,380
9,50	3/8	0,710	0,550
11,10	7/16	0,970	0,750
12,70	1/2	1,270	0,990
14,30	9/16	1,600	1,200
15,87	5/8	1,980	1,550
19,05	3/4	2,850	2,240
22,22	7/8	3,880	3,050
25,40	1	5,070	3,980
28,57	1 1/8	6,200	5,030
31,75	1 1/4	7,900	6,220
38,10	1 1/2	11,400	8,950
44,55	1 3/4	15,600	12,190
50,80	2	19,900	15,910
54,06	2 1/8	22,400	17,500
57,15	2 1/4	25,000	20,140
60,00	2 3/8	27,900	20,700
63,50	2 1/2	30,800	24,860
69,80	2 3/4	37,500	30,080
76,20	3	44,200	35,800
82,50	3 1/4	52,500	41,100
88,90	3 1/2	63,600	48,720
101,60	4	79,000	63,640

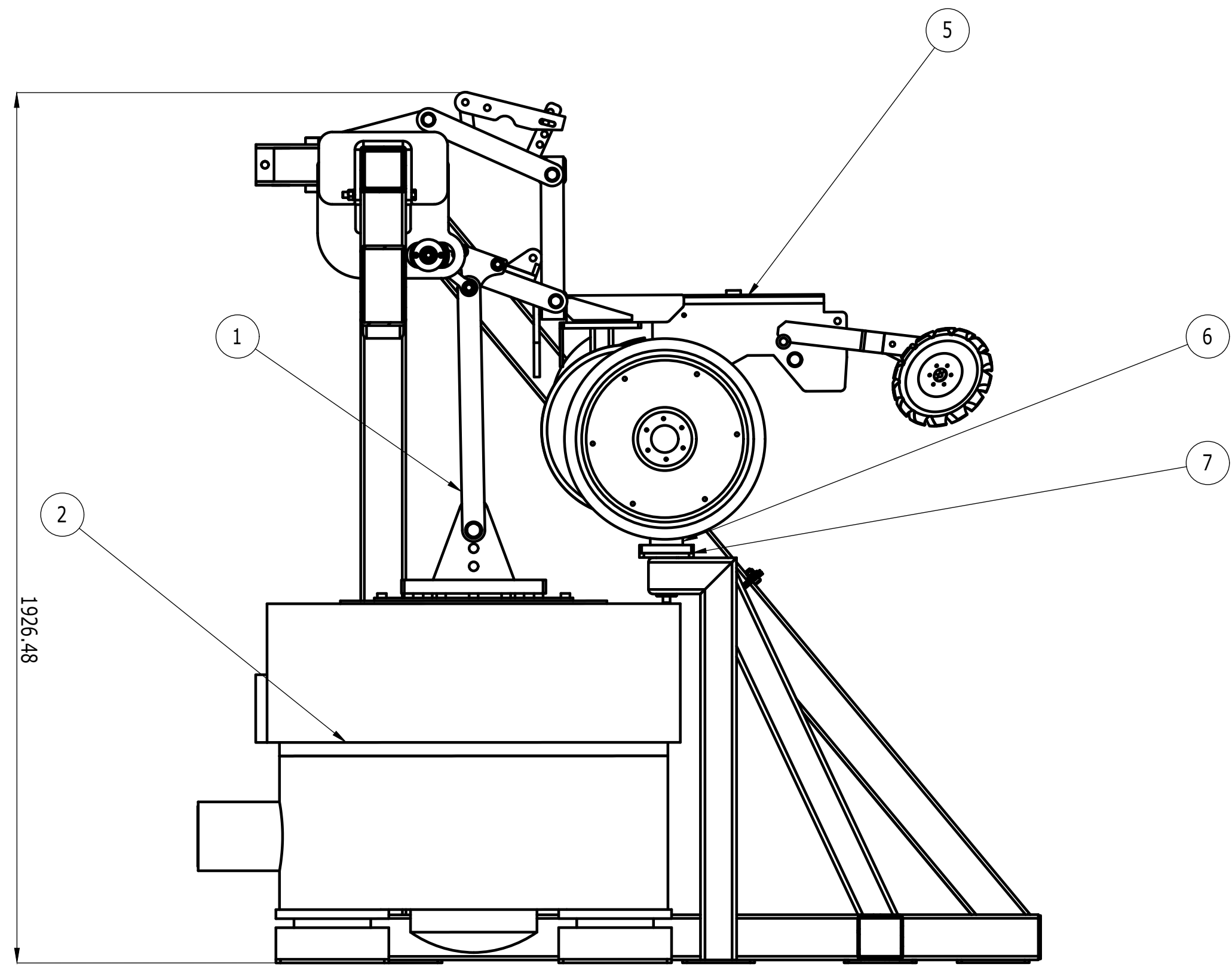
Los valores de la tabla indican peso por metro en kg.



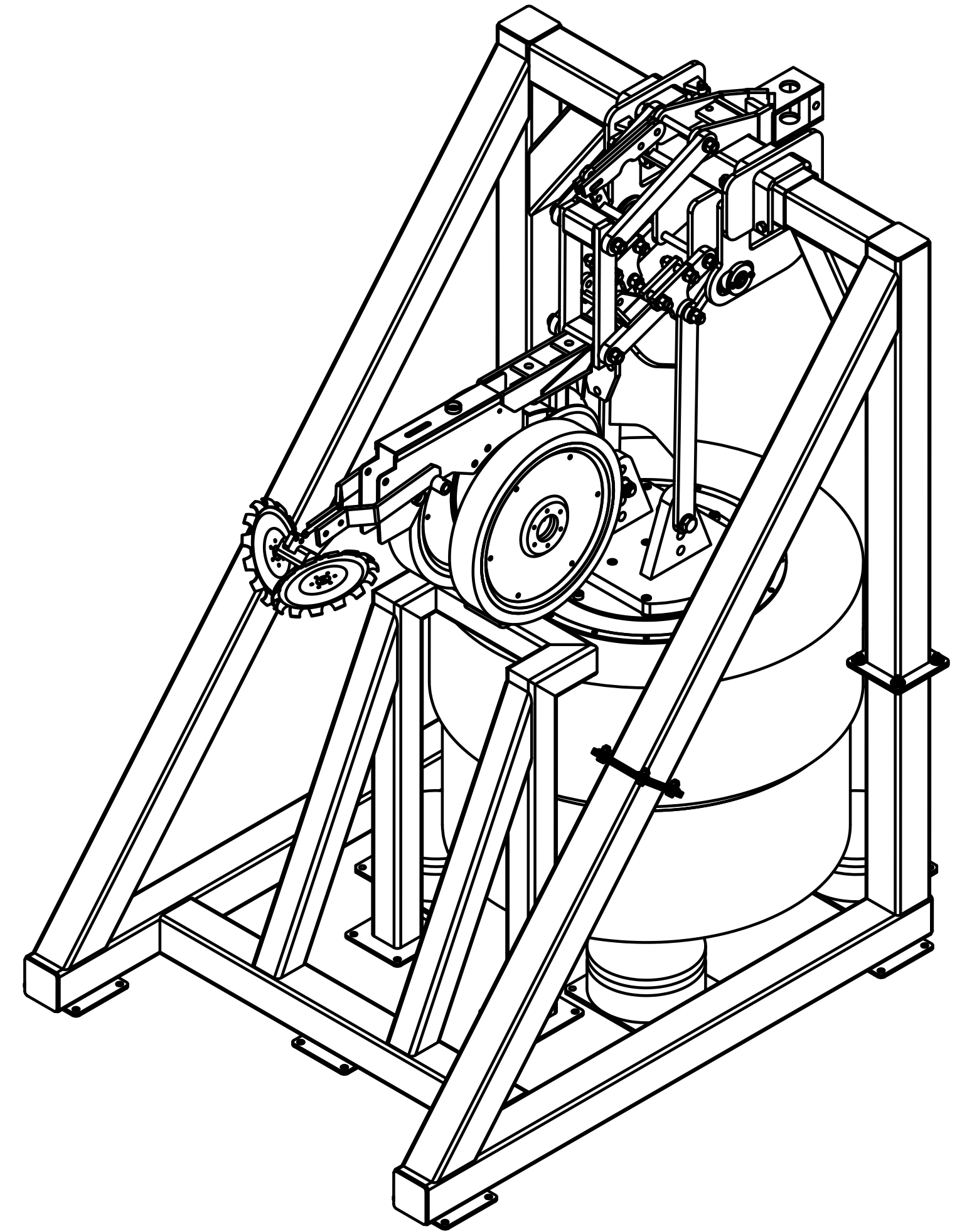
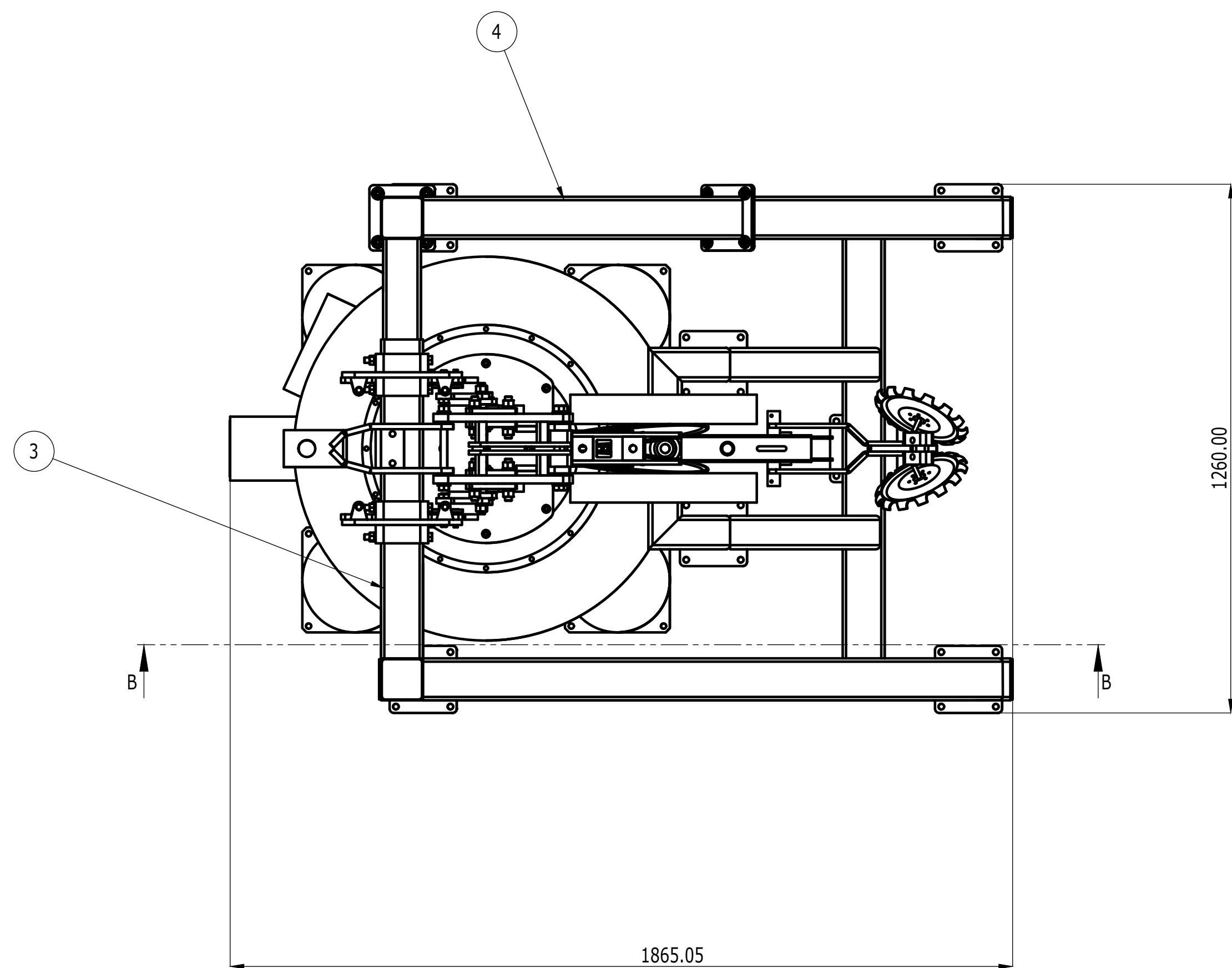
Info - Resumen	
Denominaciones	Hierros, Redondos, Cuadrados
Diametros	6,40 mm a 101,60 mm
Espesor	-
Venta	Barra 6 Mts
Fracciona	1/2 Barra
Material	Acero
Como Solicitar	Diametro o ancho en mm

Parámetro	Normas y medidas	
	Barras cuadradas	Barras redondas
Dimensiones y tolerancias	IRAM IAS U 500-605/89	IRAM IAS U 500-605/89
Análisis químico	IRAM IAS U 500-600/03	IRAM IAS U 500-600/03 Grados 1008-1020
Largo estándar	6 metros	6 metros

Anexo 7: Planimetría



SECCIÓN B-B
ESCALA 1 : 10

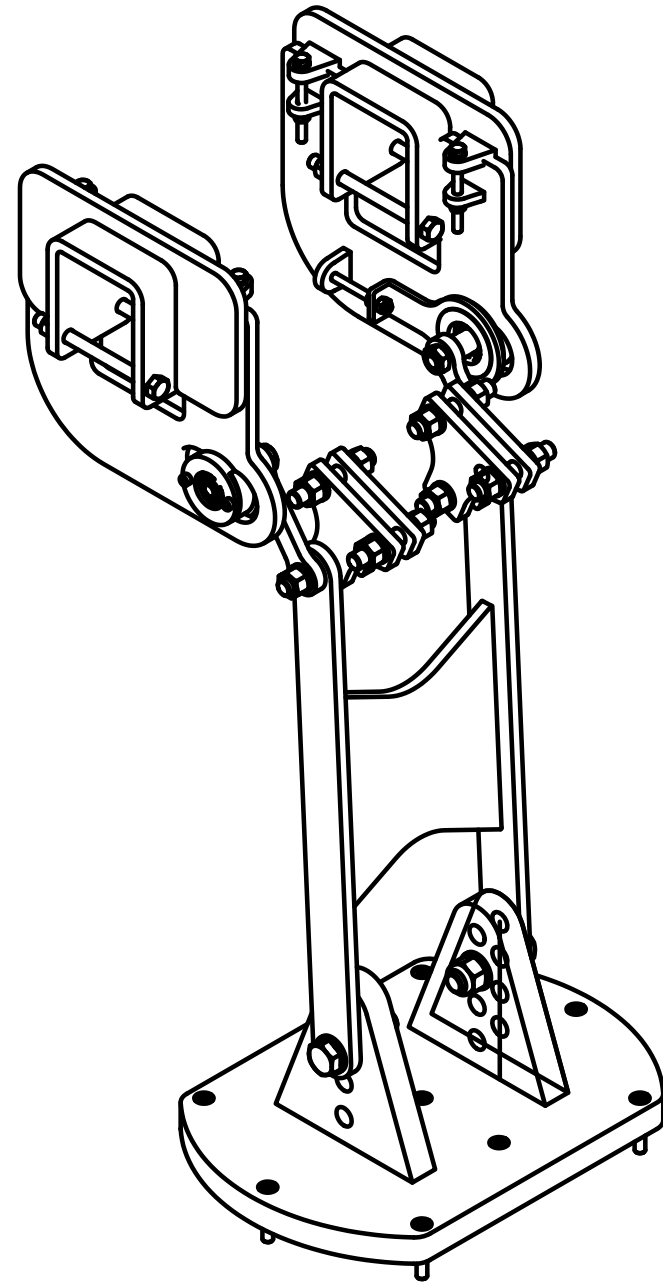
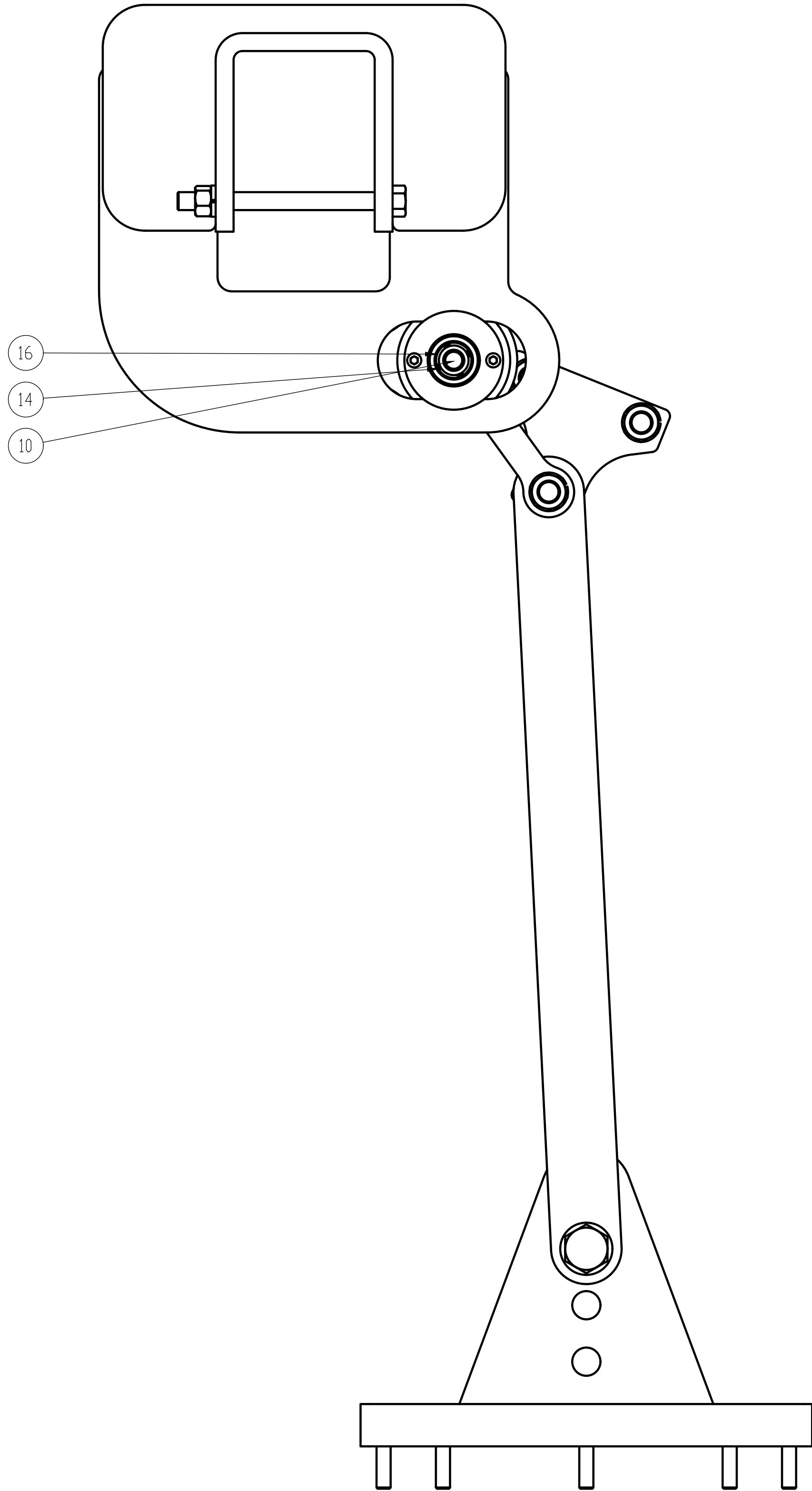
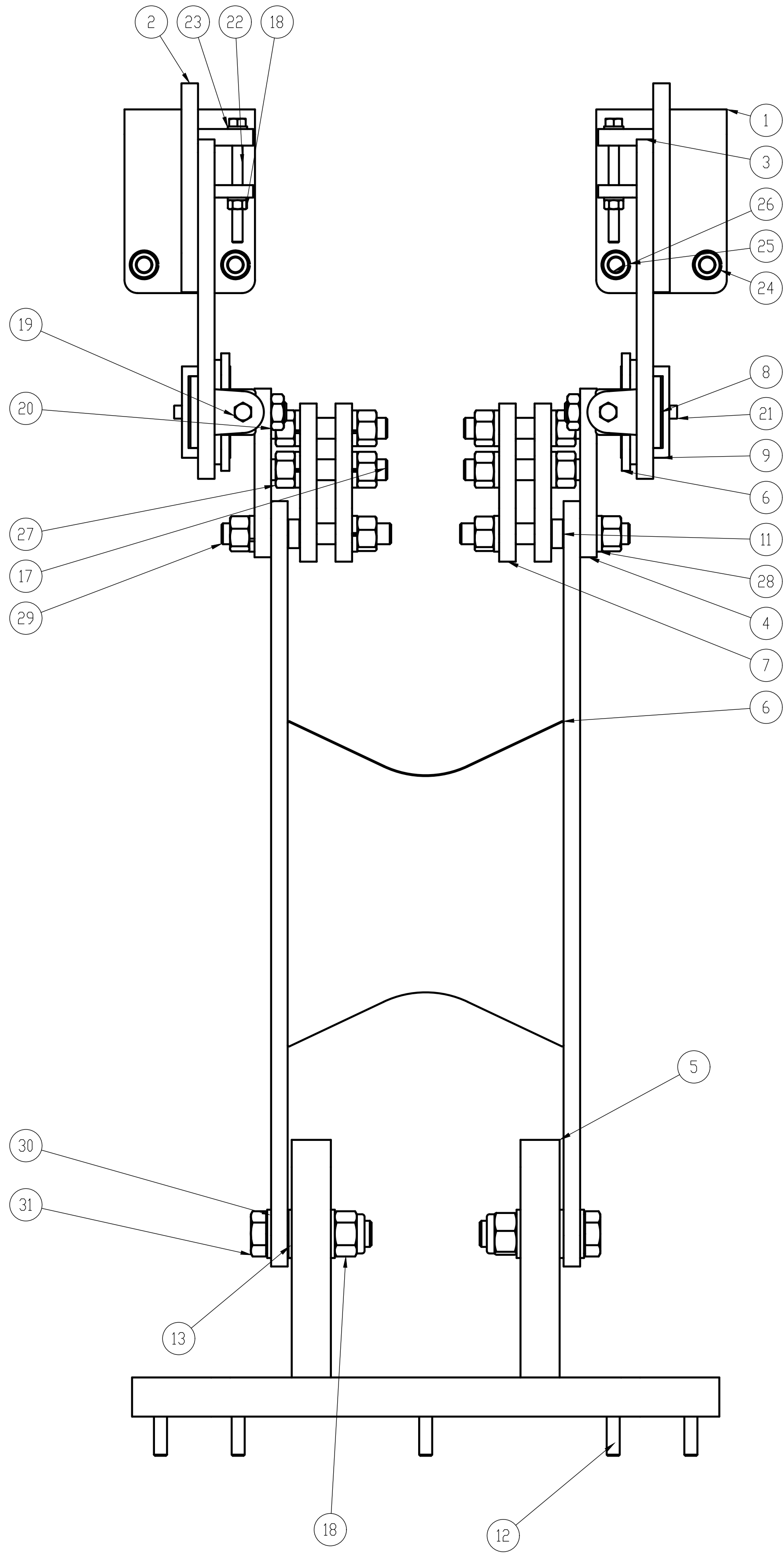


MATAR CANTOS VIVOS

TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS SEGÚN DIN 2768: MEDIAS

LOS CORDONES DE SOLDADURA SERAN CONTINUOS Y DE ESPESOR DE FILETE 0.7 DEL ESPESOR MINIMO A SOLDAR SEGUN NORMA AWS D1.1

7	CELDA DE CARGA FLEXAR	-	MOD CMN-1TN	1
6	SOPORTE CELDA DE CARGA	-	VER PLANO N°14	1
5	TREN DE SIEMBRA GHERARDI	-	MODELO G-300	1
4	CHASIS DESMONTABLE	-	VER PLANO N°13	1
3	CHASIS PRINCIPAL FIJO - SOPORTE CELDA	-	VER PLANO N°12	1
2	SHAKER DATA PHYSICS	-	MOD DP-GW2644	1
1	CONJUNTO ABULONADO	-	VER PLANO N°00-01	1
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	OBSERVACIONES	CANT.
		ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO		
DIBUJO		ESCALAS		
NOMBRE	HAZZI, Fiorella	1:10		
NOMBRE	COSTAMAGNA, Pablo			
				
		PROYECTO FINAL INGENIERIA MECANICA		
		N°00-00-BANCO DE ENSAYO TRENES DE SIEMBRA		



31	TORNILLO M20x80	ISO 4014	-	2
30	ARANDELA M20	ISO 7089	-	7
29	ESPARRAGO M16x130	ISO 882	-	2
28	ARANDELA 5/8"	ANSI	-	12
27	TUERCA HEXAGONAL M16	ANST B18.2.4.1M	-	12
26	TORNILLO HEXAGONAL 1/2"x6x1.25	ANSI	-	4
25	ARANDELA 1/2"	ANSI	-	4
24	TUERCA 1/2"	ANSI	-	4
23	ARANDELA 5/16"	ANSI	-	8
22	TORNILLO HEXAGONAL 5/16"x3.5x0.875	ANSI	-	4
21	TORNILLO M6x10	ISO 4762	-	4
20	CONTRATUERCA HEXAGONAL 5/8"	ANSI	-	2
19	TORNILLO HEXAGONAL 5/16"x3.25x0.875	ANSI	-	2
18	TUERCA M20	ISO 7040	-	2
17	TUERCA 5/16"	ANSI	-	8
16	ESPARRAGO M16x100	ISO 882	-	4
15	TUERCA SKF KM2	-	-	2
14	RODAMIENTO SKF 3302 A	-	2RS1TN9-MT33-2	2
13	ARANDELA M20	BRONCE	-	2
12	TORNILLO M10 X 40	ISO 4762	-	13
11	BUJE SEPARADOR	-	VER PLANO N°11	2
10	EJE SOPOTE MORDAZA	-	VER PLANO N°10	2
9	CONTRATAPA BUJE C-SOPORTE	-	VER PLANO N°09	2
8	BUJE C-SOPORTE	-	VER PLANO N°08	2
7	MORDAZA	-	VER PLANO N°07	4
6	BIELA ACOPLE TREN-SHAKER	-	VER PLANO N°06	2
5	BASE ACOPLE SHAKER	-	VER PLANO N°05	1
4	BIELA LIMITADORA	-	VER PLANO N°04	2
3	ACOPLE MONTADO AL CHASIS VERTICAL	-	VER PLANO N°03	2
2	ACOPLE MONTADO AL CHASIS HORIZONTAL DER.	-	VER PLANO N°02	1
1	ACOPLE MONTADO AL CHASIS HORIZONTAL IZQ.	-	VER PLANO N°01	1
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	OBSERVACIONES	CANT.

MATAR CANTOS VIVOS

TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS SEGÚN DIN 2768: MEDIAS

LOS CORDONES DE SOLDADURA SERAN CONTINUOS Y DE ESPESOR DE FILETE 0.7 DEL ESPESOR MINIMO A SOLDAR SEGÚN NORMA AWS D1.1



ESCUELA INGENIERIA MECANICA
ROSARIO

PROYECTO FINAL
INGENIERIA MECANICA

N°00-01-CONJUNTO ABULONADO

NOMBRE

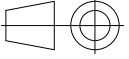
NOMBRE

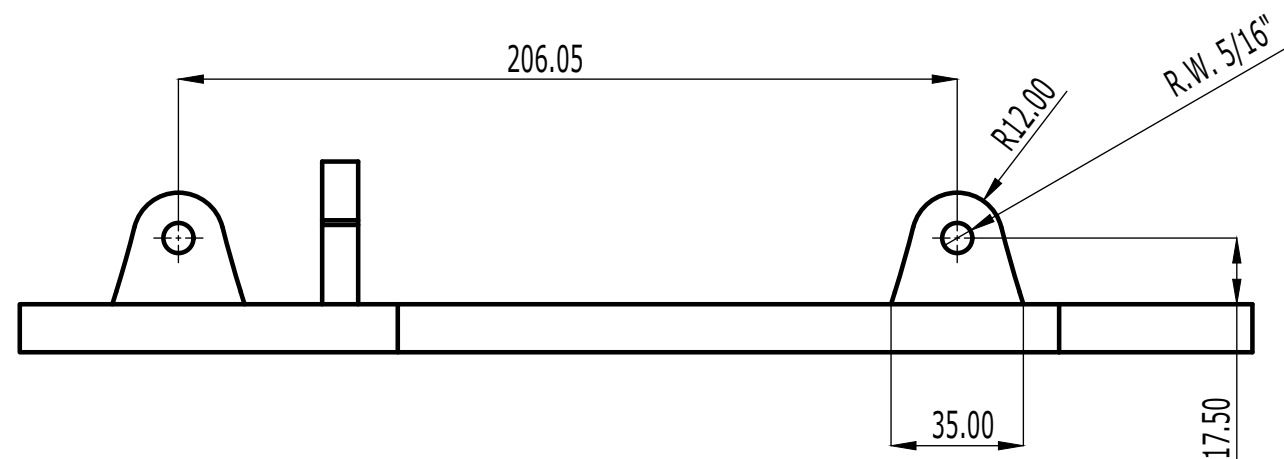
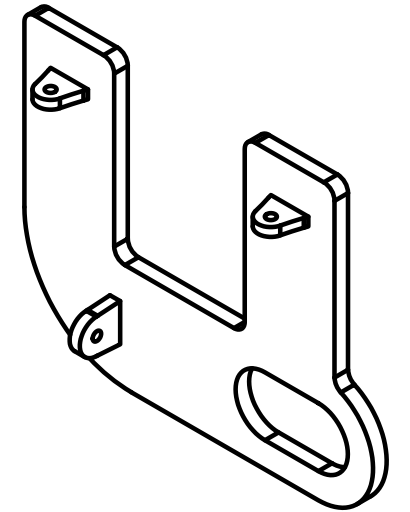
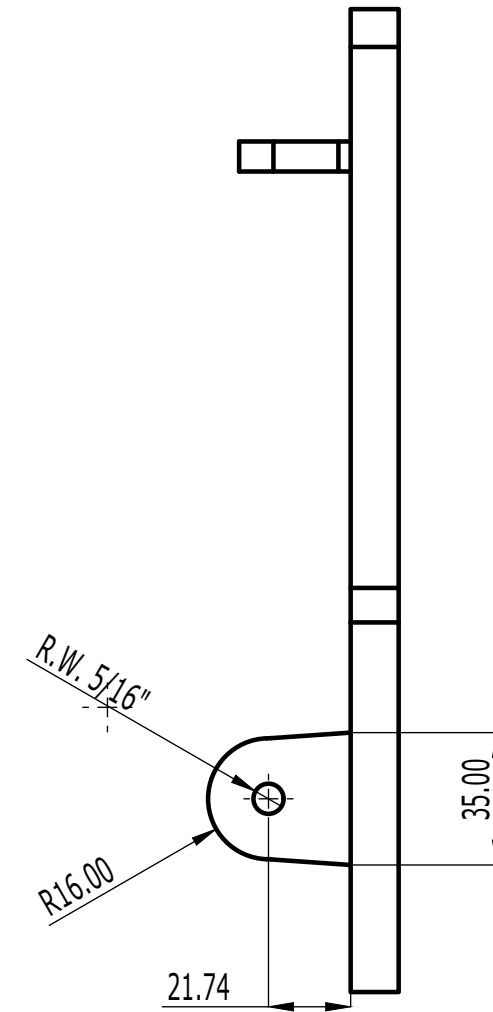
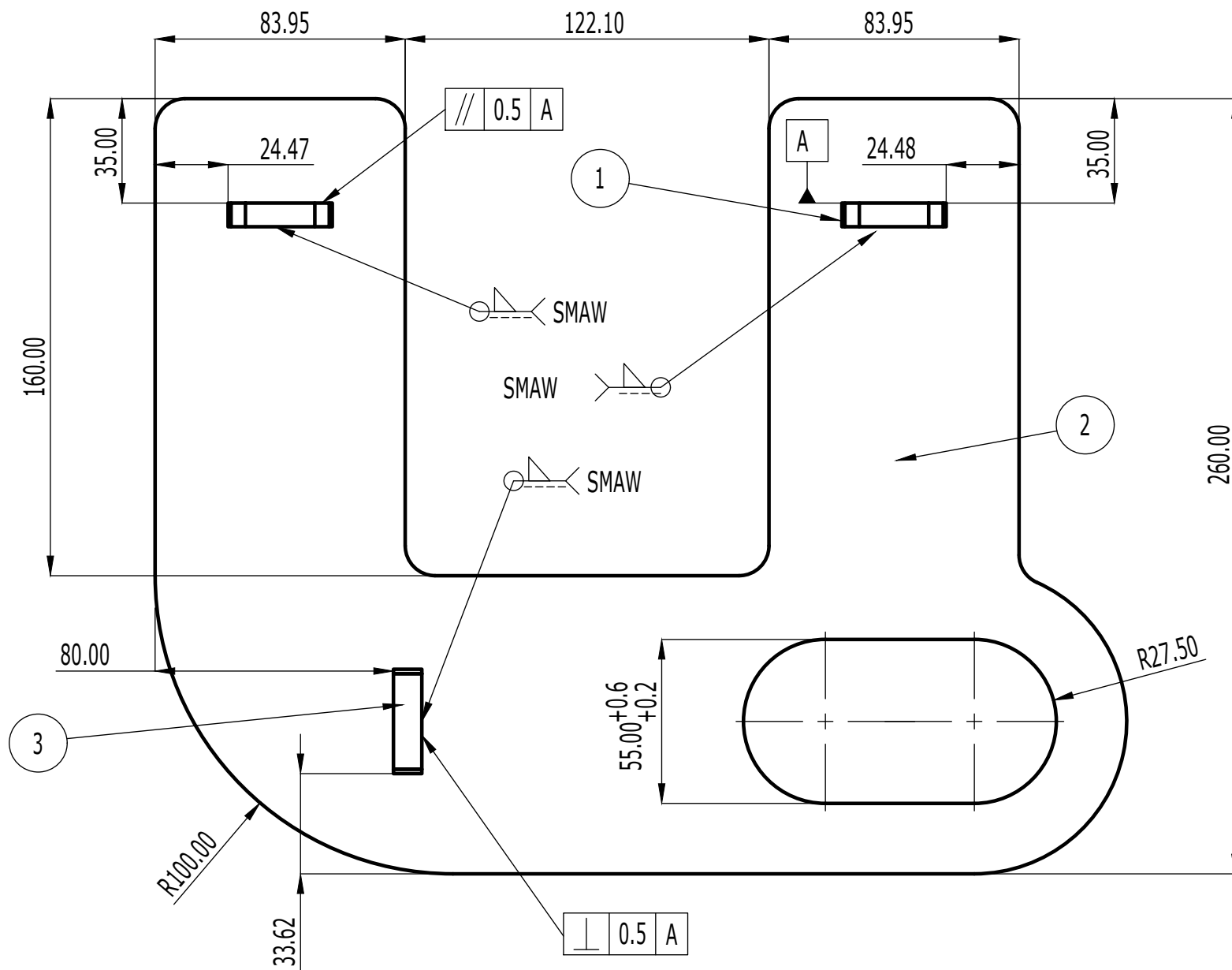
DIBUJO

HAZZI, Fiorella
COSTAMAGNA, Pablo

ESCALAS

1:2.5

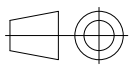


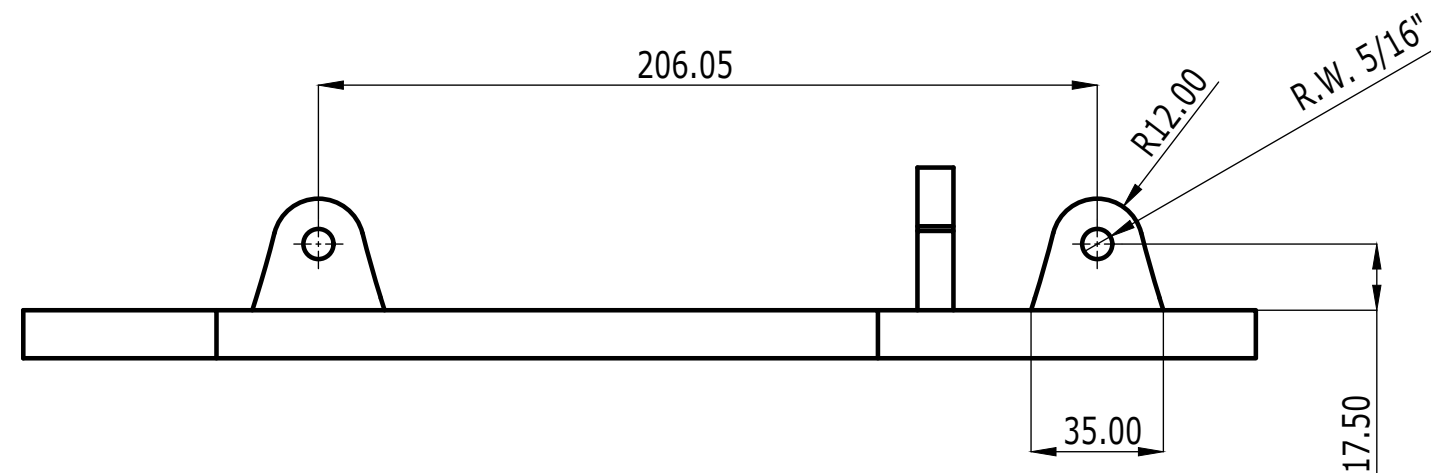
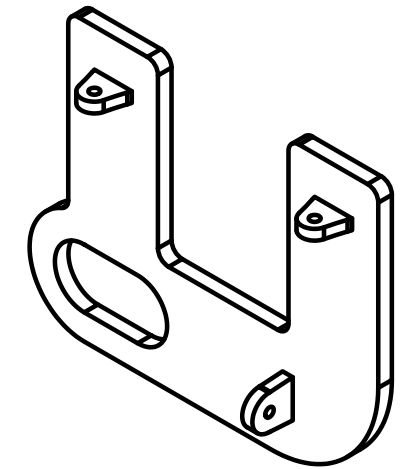
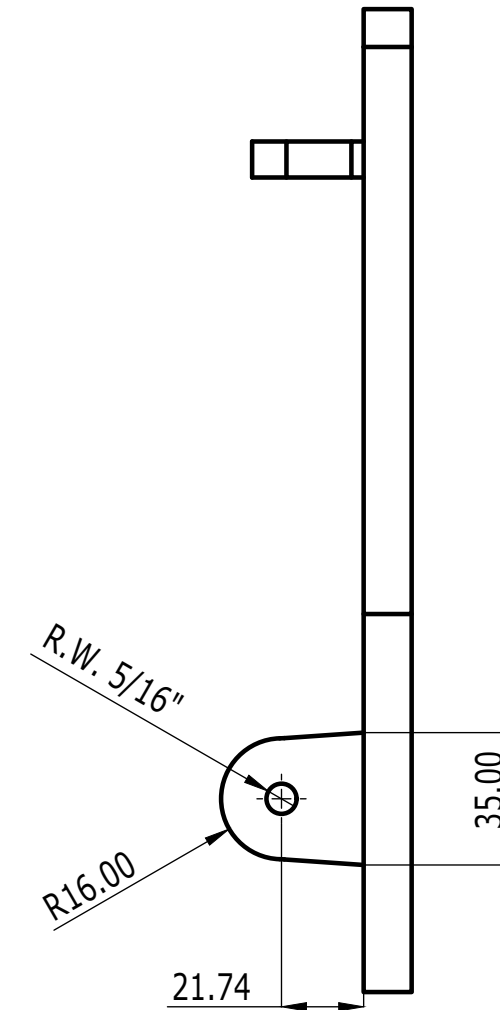
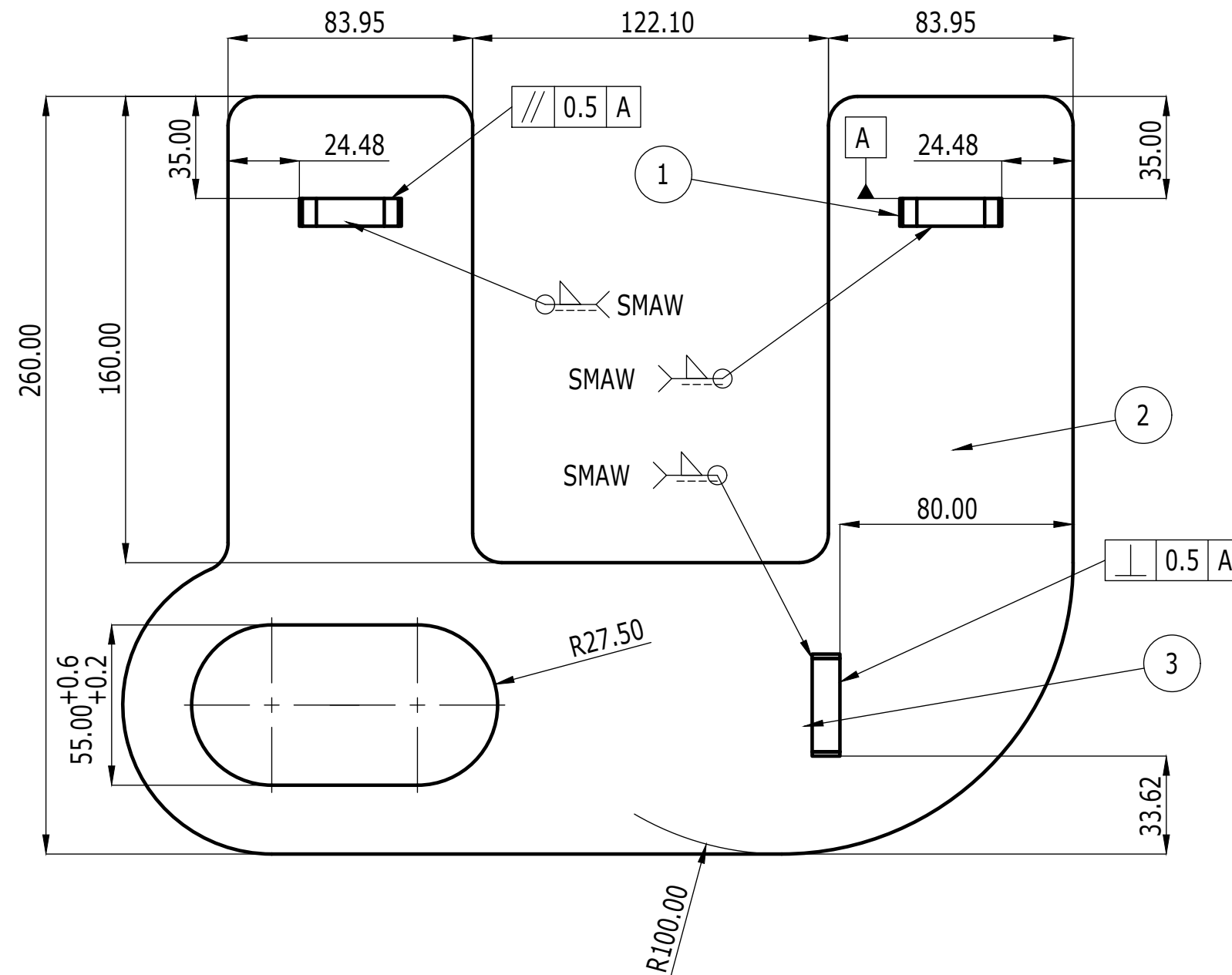


REDONDEAR CANTOS A R10

TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS SEGÚN DIN 2768: MEDIAS

LOS CORDONES DE SOLDADURA SERAN CONTINUOS Y DE ESPESOR DE FILETE 0.7 DEL ESPESOR MINIMO A SOLDAR SEGUN NORMA AWS D1.1

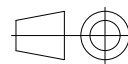
3	CHAPA 3/8"	ACERO A36	-	1
2	CHAPA 1/2"	ACERO A36	-	1
1	CHAPA 3/8"	ACERO A36	-	2
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	OBSERVACIONES	CANT.
 ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO			PROYECTO FINAL INGENIERIA MECANICA	
DIBUJO		ESCALAS 1:2		Nº01-ACOPLE MONTADO AL CHASIS HORIZONTAL-IZQ.
NOMBRE	HAZZI, Fiorella			
NOMBRE	COSTAMAGNA, Pablo			

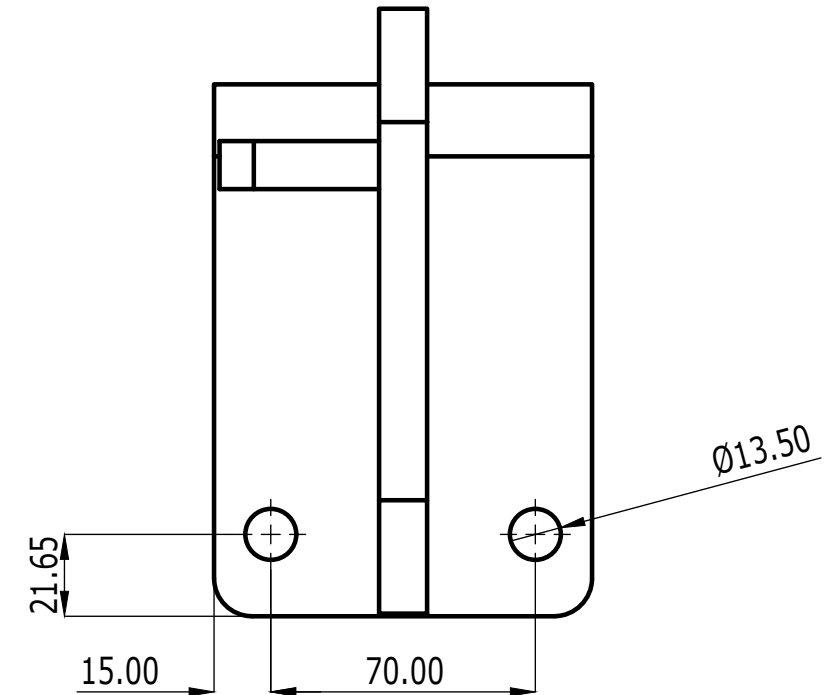
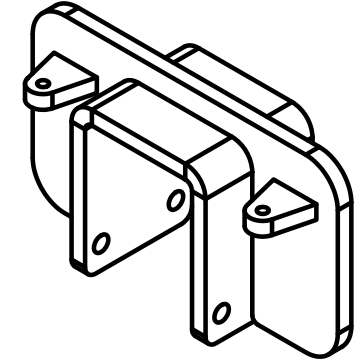
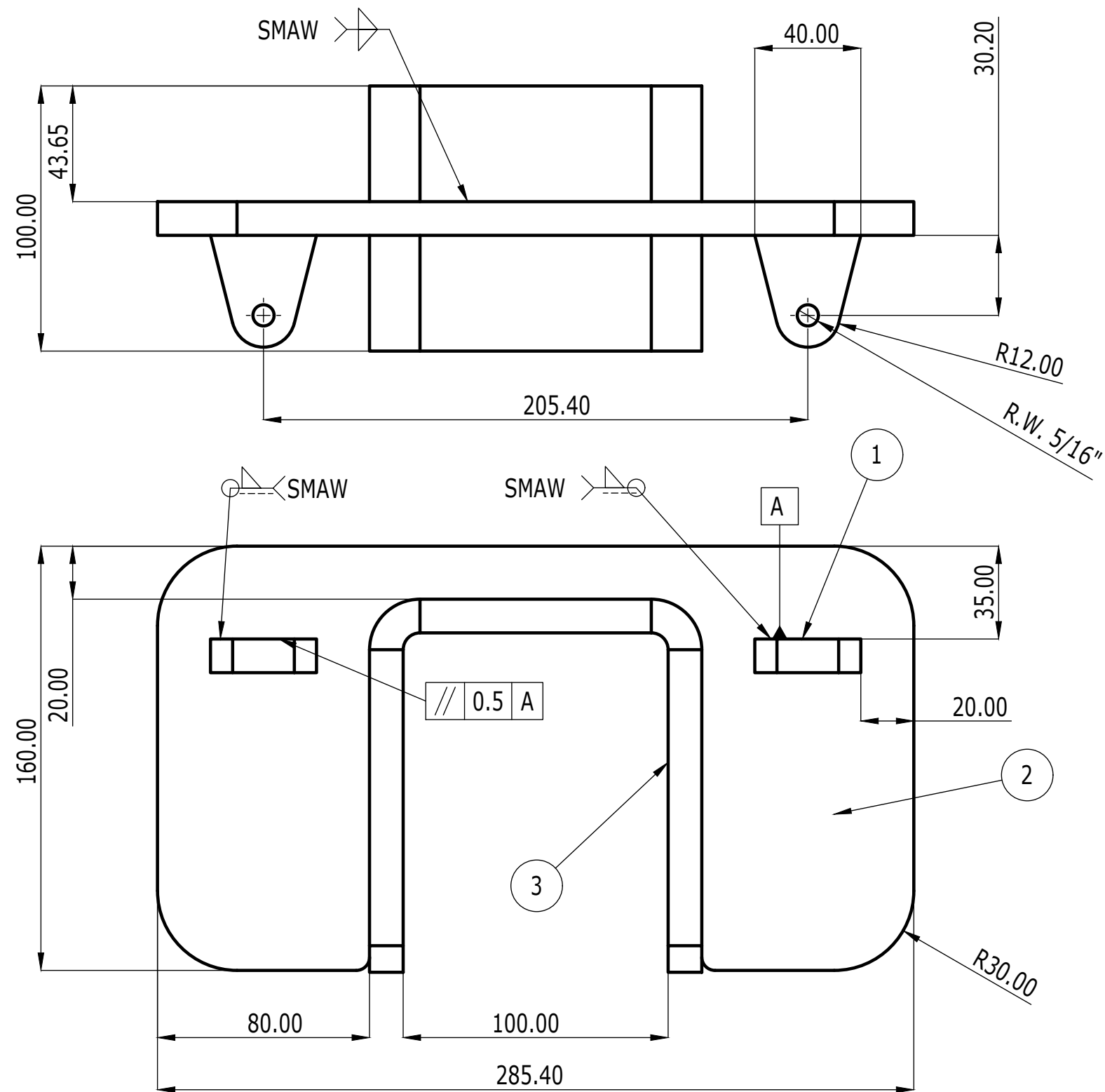


REDONDEAR CANTOS A R10

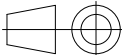
TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS SEGÚN DIN 2768: MEDIAS

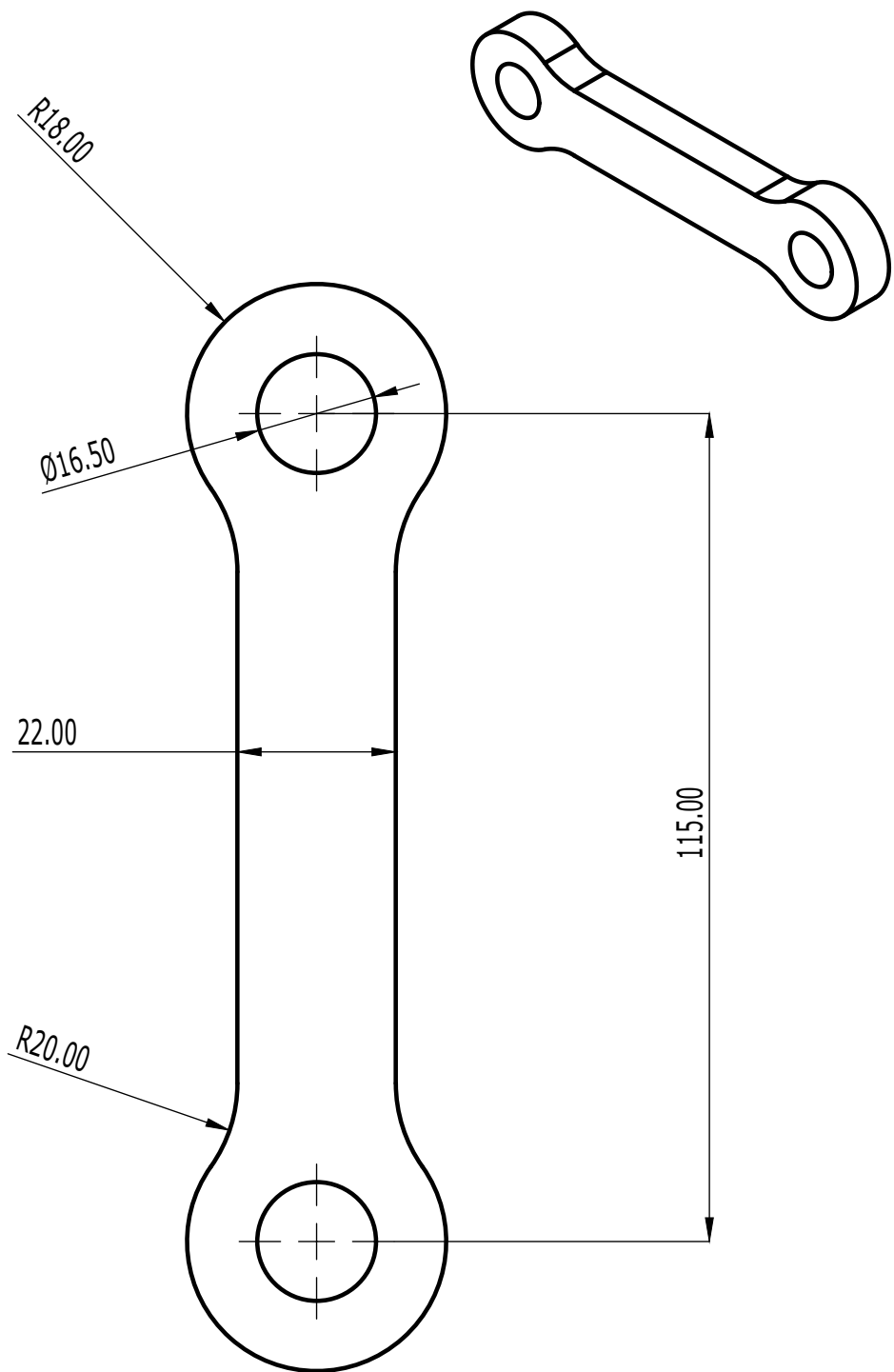
LOS CORDONES DE SOLDADURA SERAN CONTINUOS Y DE ESPESOR DE FILETE 0.7 DEL ESPESOR MINIMO A SOLDAR SEGUN NORMA AWS D1.1

3	CHAPA 3/8"	ACERO A36	-	1
2	CHAPA 1/2"	ACERO A36	-	1
1	CHAPA 3/8"	ACERO A36	-	2
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	OBSERVACIONES	CANT.
 ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO		PROYECTO FINAL INGENIERIA MECANICA		
	DIBUJO	ESCALAS 1:2		Nº02-ACOPLE MONTADO AL CHASIS HORIZONTAL-DER.
NOMBRE	HAZZI, Fiorella			
NOMBRE	COSTAMAGNA, Pablo			



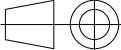
REDONDEAR CANTOS A R10
 TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS SEGÚN DIN 2768: MEDIAS
 LOS CORDONES DE SOLDADURA SERAN CONTINUOS Y DE ESPESOR DE
 FILETE 0.7 DEL ESPESOR MINIMO A SOLDAR SEGUN NORMA AWS D1.1

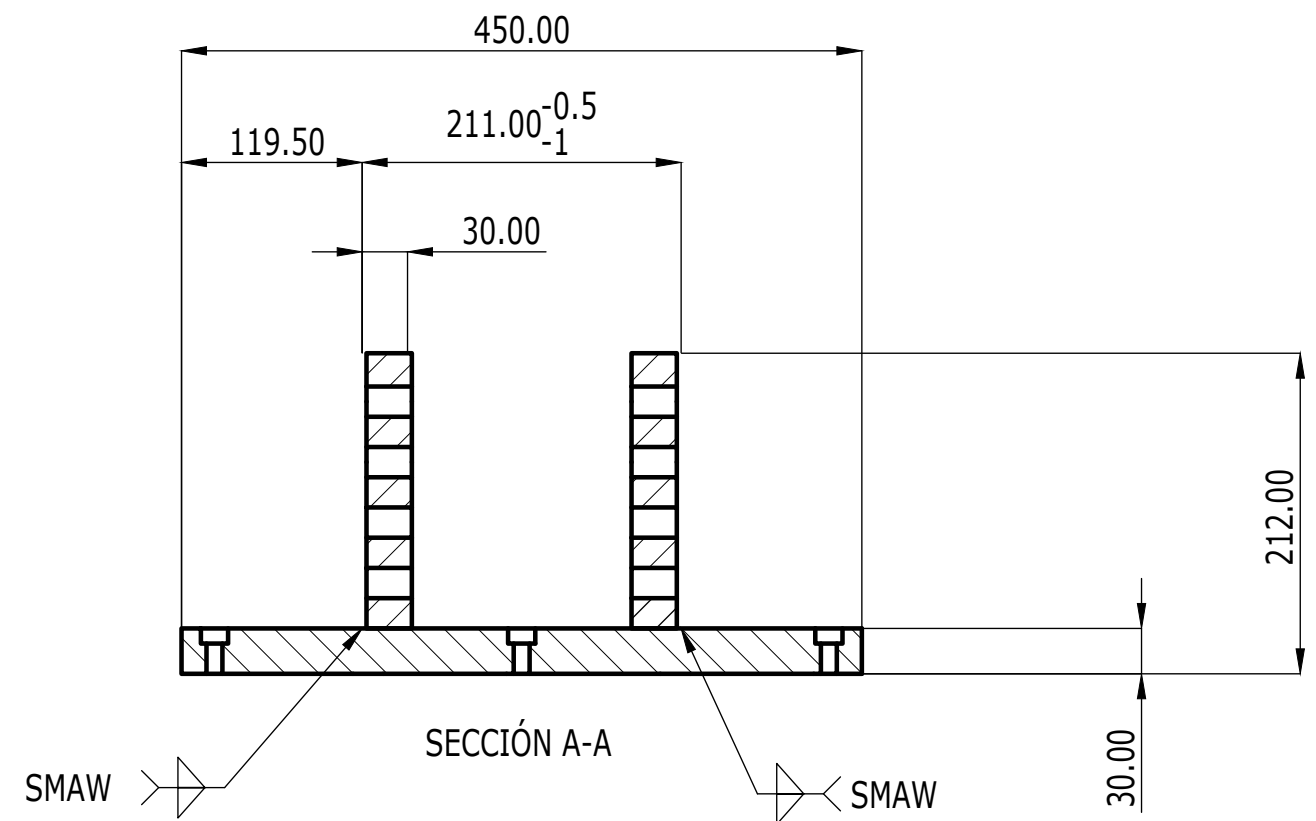
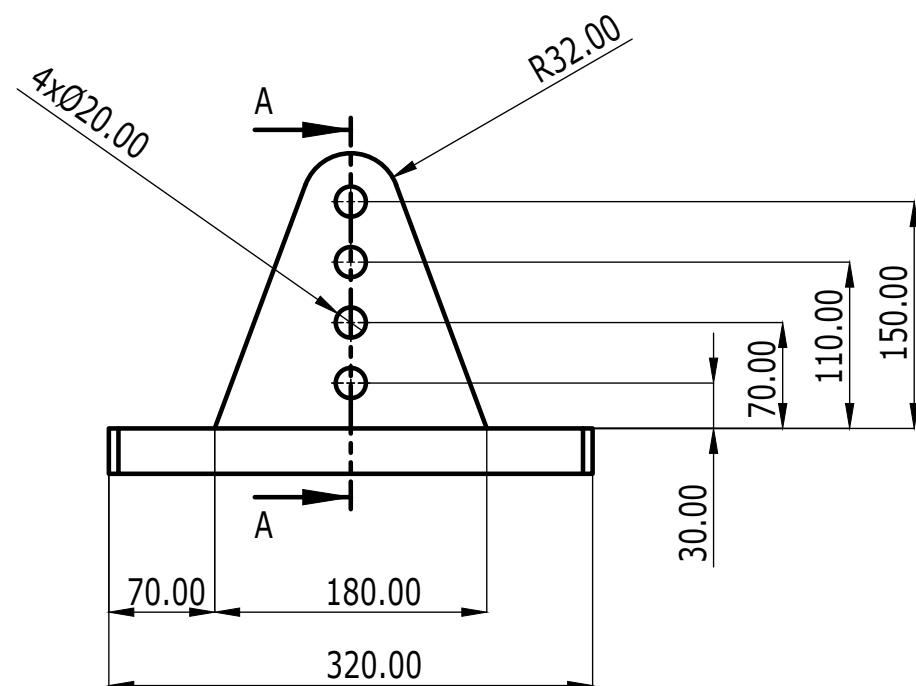
3	CHAPA 1/2" PLEGADA	ACERO A36	-	2
2	CHAPA 1/2"	ACERO A36	-	1
1	CHAPA 1/2"	ACERO A36	-	2
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	OBSERVACIONES	CANT.
 ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO		PROYECTO FINAL INGENIERIA MECANICA		
	DIBUJO	ESCALAS 1:2		Nº03-ACOPLE MONTADO AL CHASIS VERTICAL
NOMBRE	HAZZI, Fiorella			
NOMBRE	COSTAMAGNA, Pablo			



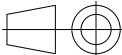
MATAR CANTOS VIVOS

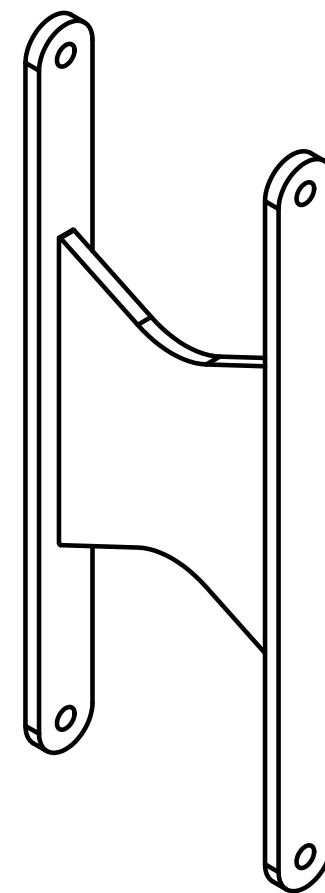
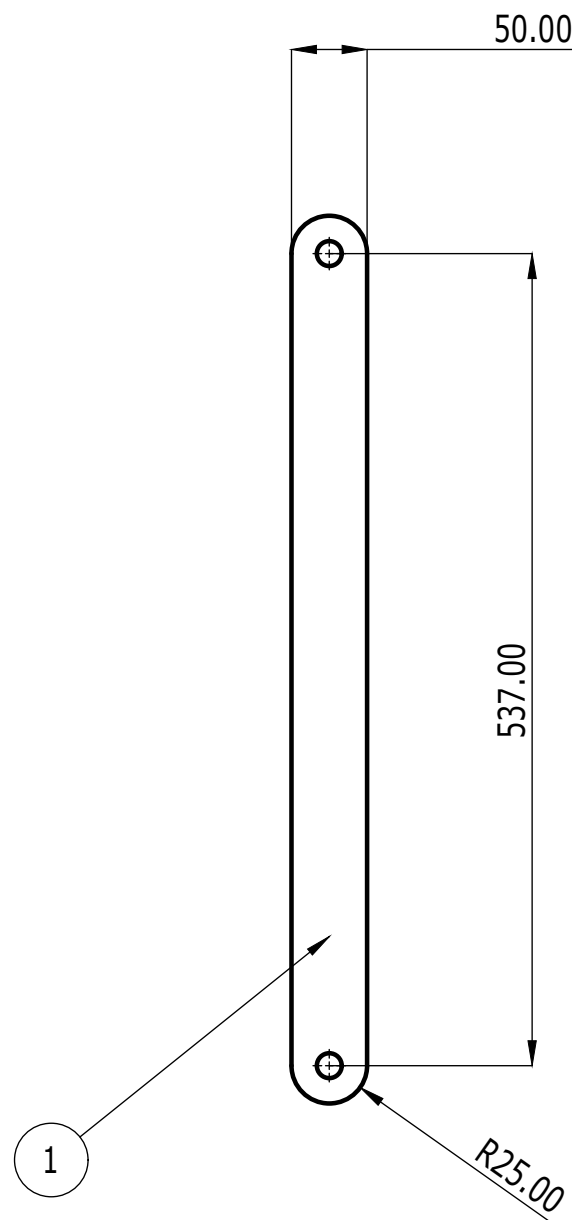
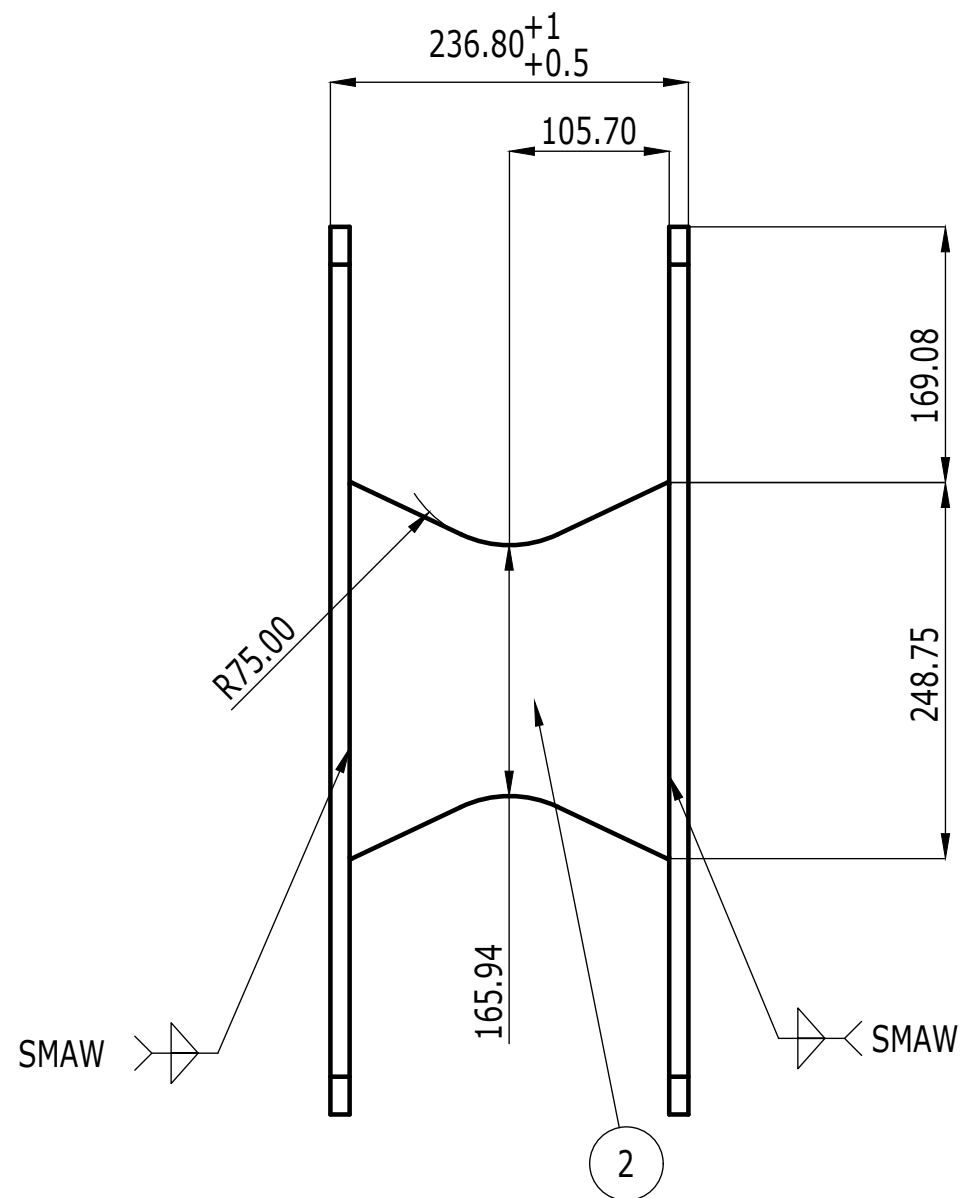
TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS SEGÚN DIN 2768: MEDIAS

1	CHAPA ESP. 1/2"		ACERO A36	-	1
POS.	DENOMINACION		MATERIAL	OBSERVACIONES	CANT.
 ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO			PROYECTO FINAL INGENIERIA MECANICA		
	DIBUJO	ESCALAS 1:1		N° 04-BIELA LIMITADORA	
NOMBRE	HAZZI, Fiorella				
NOMBRE	COSTAMAGNA. Pablo				



LOS CORDONES DE SOLDADURA SERAN CONTINUOS Y DE ESPESOR DE FILETE 0.7 DEL ESPESOR MINIMO A SOLDAR SEGUN NORMA AWS D1.1

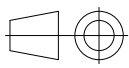
2	CHAPA 30 mm	ALUMINIO 6061T4	-	1
1	CHAPA 30 mm	ALUMINIO 6061T4	-	2
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	OBSERVACIONES	CANT.
 ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO		PROYECTO FINAL INGENIERIA MECANICA		
	DIBUJO		Nº05-BASE ACOPLE SHAKER	
NOMBRE	HAZZI, Fiorella			
NOMBRE	COSTAMAGNA, Pablo			
		ESCALAS 1:2		

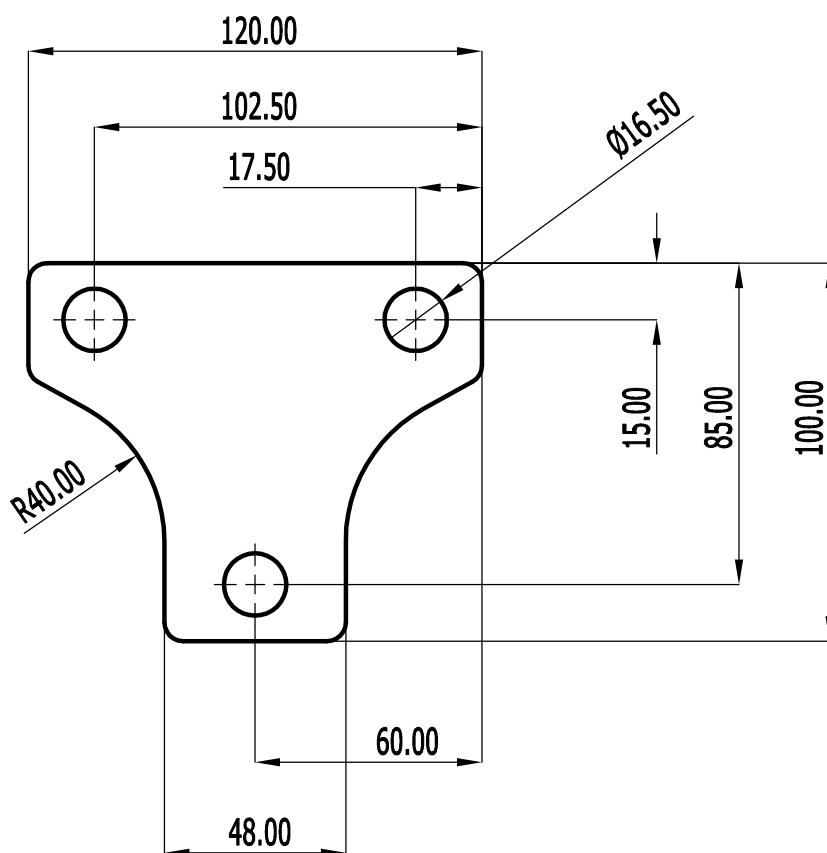
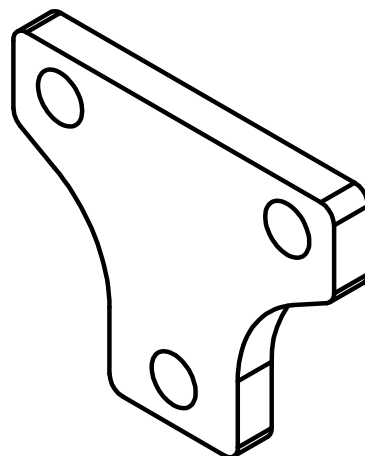


MATAR CANTOS VIVOS

TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS SEGÚN DIN 2768: MEDIAS

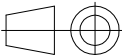
LOS CORDONES DE SOLDADURA SERAN CONTINUOS Y DE ESPESOR DE FILETE 0.7 DEL ESPESOR MINIMO A SOLDAR SEGUN NORMA AWS D1.1

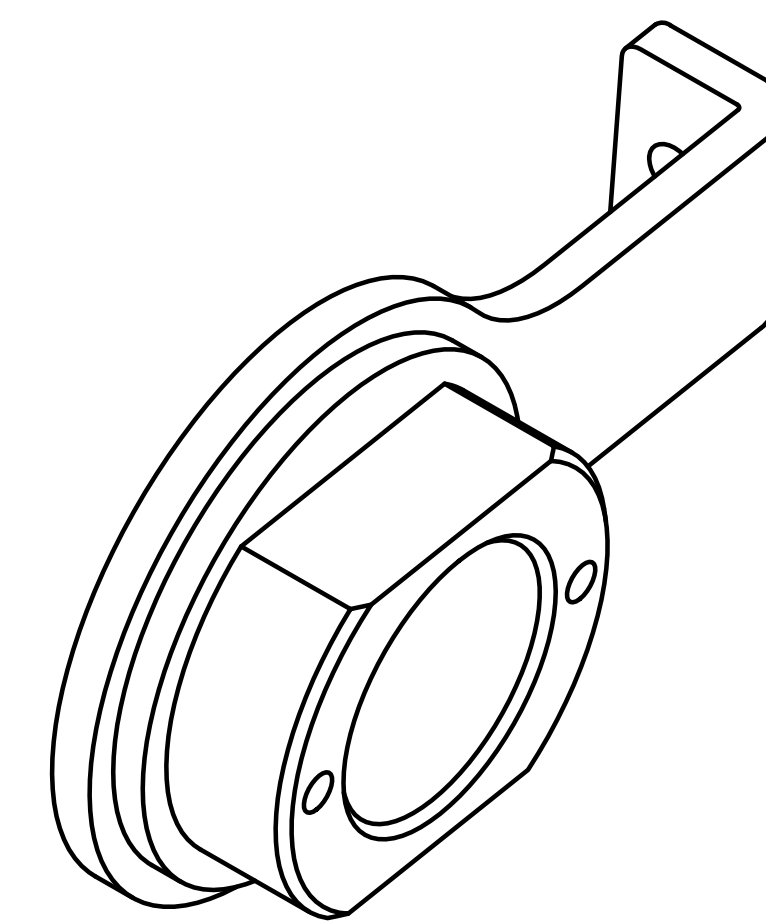
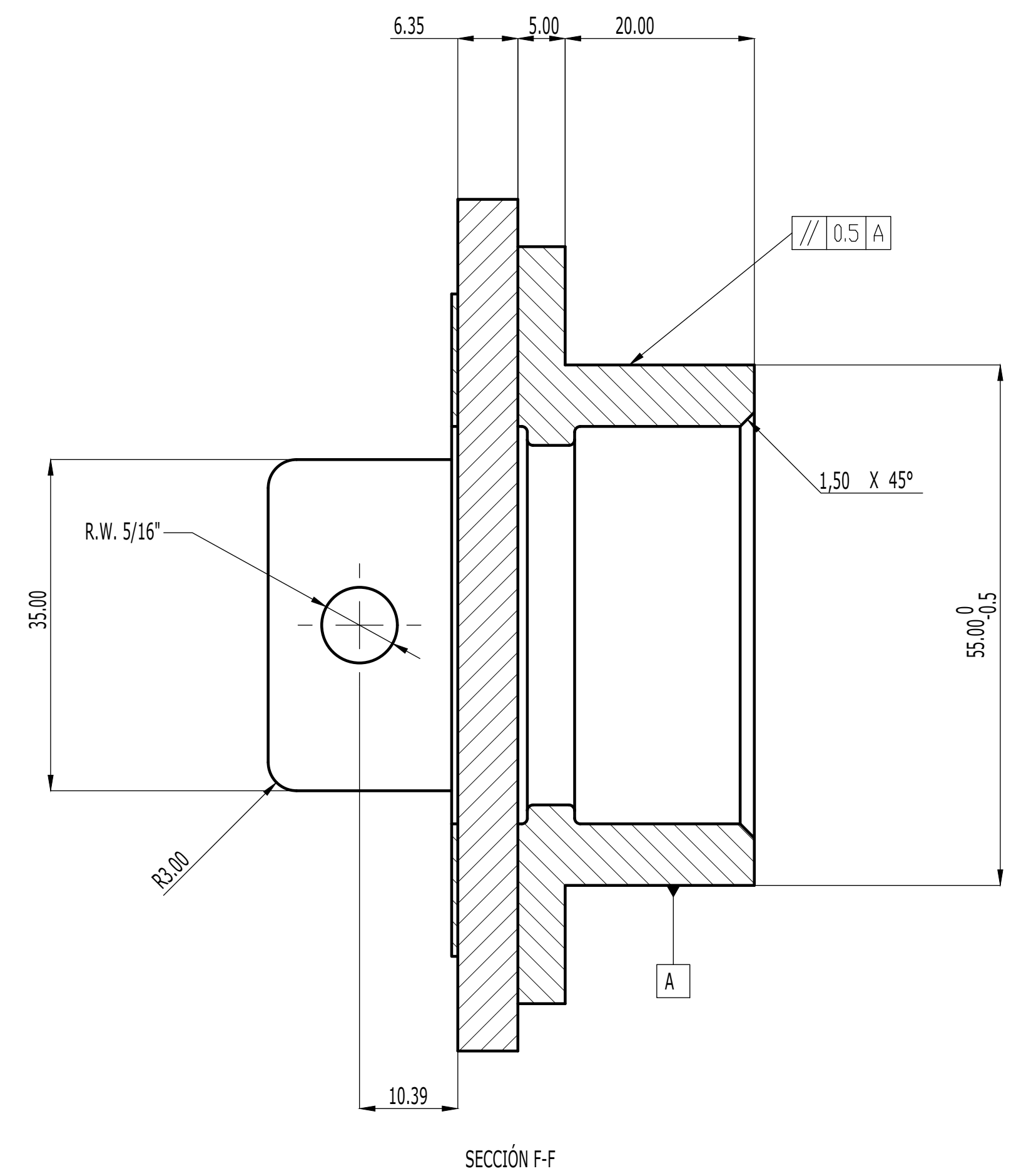
2	CHAPA 1/2"	ACERO A36	-	1
1	CHAPA 1/2"	ACERO A36	-	2
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	OBSERVACIONES	CANT.
 ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO		PROYECTO FINAL INGENIERIA MECANICA		
DIBUJO		ESCALAS 1:5		Nº06-BIELA ACOPLE TREN-SHAKER
NOMBRE	HAZZI, Fiorella			
NOMBRE	COSTAMAGNA, Pablo			



REDONDEAR CANTOS A R5

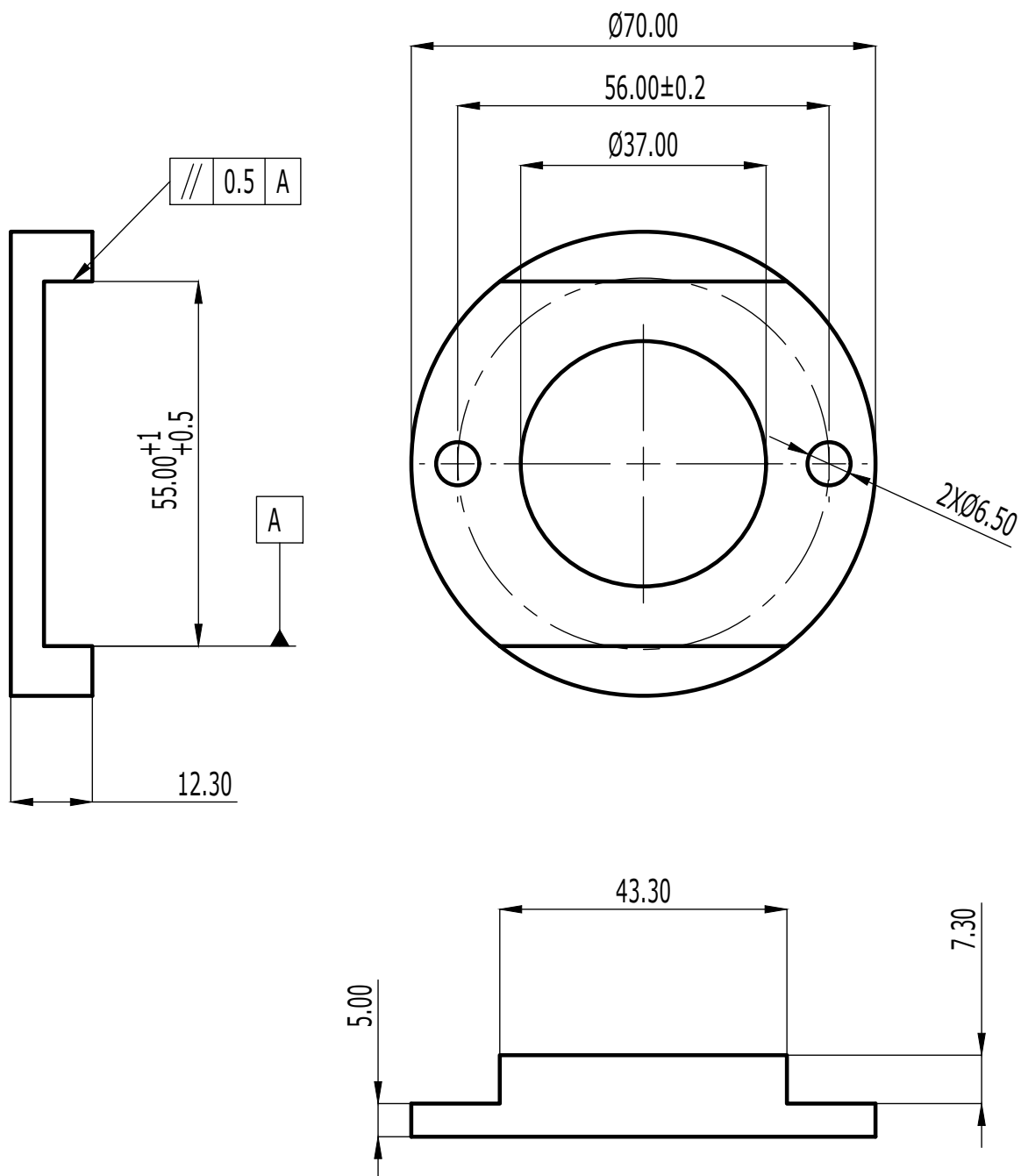
TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS SEGÚN DIN 2768: MEDIAS

1	CHAPA ESP. 1/2"		ACERO A36	-	1
POS.	DENOMINACION		MATERIAL	OBSERVACIONES	CANT.
 ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO			PROYECTO FINAL INGENIERIA MECANICA		
	DIBUJO	ESCALAS 1:2		N° 07-MORDAZA	
NOMBRE	HAZZI, Fiorella				
NOMBRE	COSTAMAGNA, Pablo				



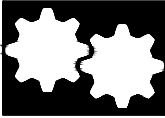
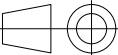
SECCIÓN E-E
ESCALA 2 : 1

2	CHAPA 1/4"	ACERO A36	-	1
1	REDONDO 80 mm	SAE 1045	-	1
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	OBSERVACIONES	CANT.
 ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO		PROYECTO FINAL INGENIERIA MECANICA		
 DIBUJO NOMBRE HAZZI, Forella NOMBRE COSTAMAGNA, Pablo		ESCALAS 2:1		Nº08-BUJE C-SOPORTE

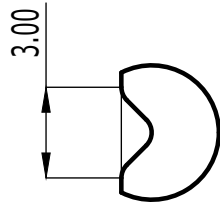


MATAR CANTOS VIVOS

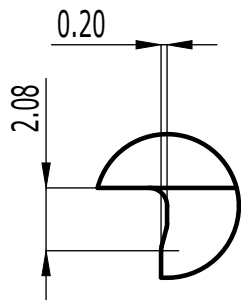
TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS SEGÚN DIN 2768: MEDIAS

1	REDONDO 70 mm		SAE 1045	-	1
POS.	DENOMINACION		MATERIAL	OBSERVACIONES	CANT.
 ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO			PROYECTO FINAL INGENIERIA MECANICA		
	DIBUJO	ESCALAS 1:1		N° 09-CONTRATAPA BUJE C-SOPORTE	
NOMBRE	HAZZI, Fiorella				
NOMBRE	COSTAMAGNA, Pablo				

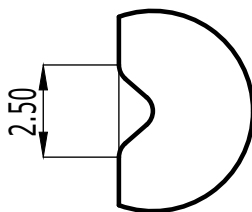
N9 / (N7)



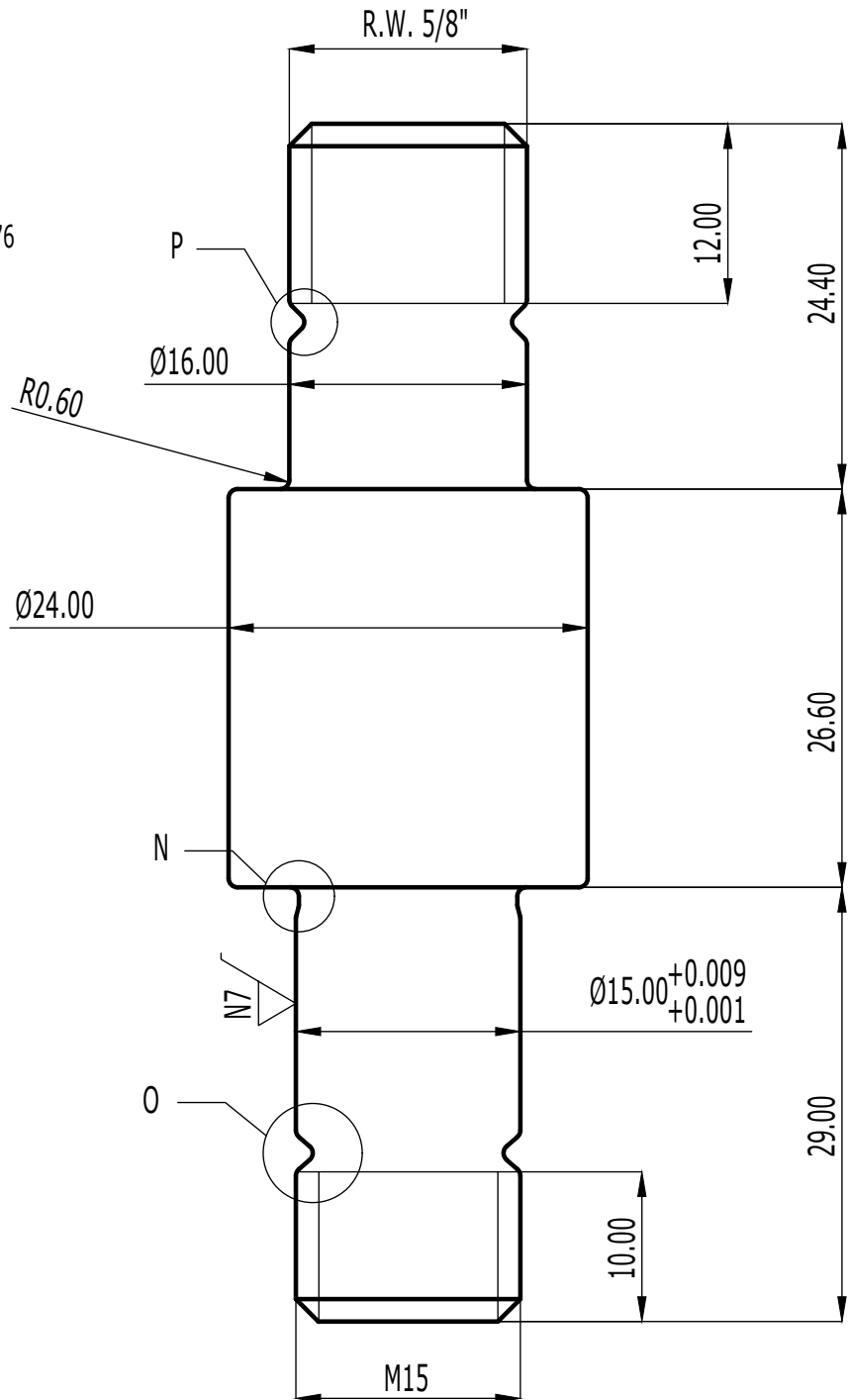
DETALLE P
DESAHOGO DIN 76
ESCALA 4 : 1



DETALLE N
DESAHOGO DIN 509
ESCALA 4 : 1

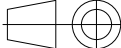


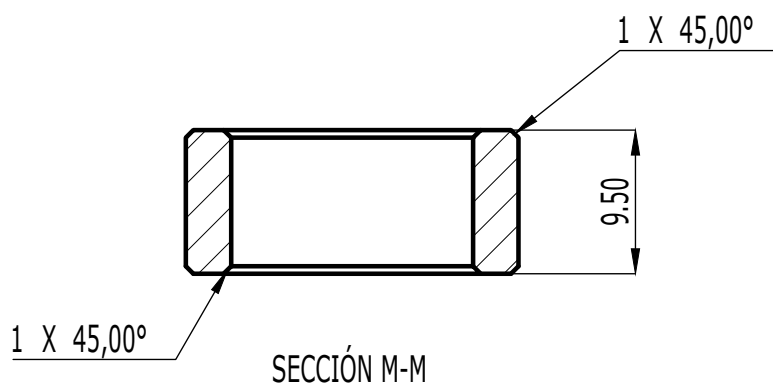
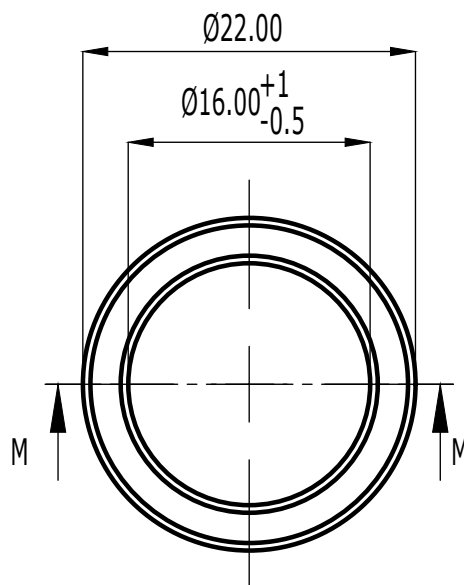
DETALLE O
DESAHOGO DIN 76
ESCALA 4 : 1



MATAR CANTOS VIVOS

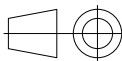
TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS SEGÚN DIN 2768: MEDIAS

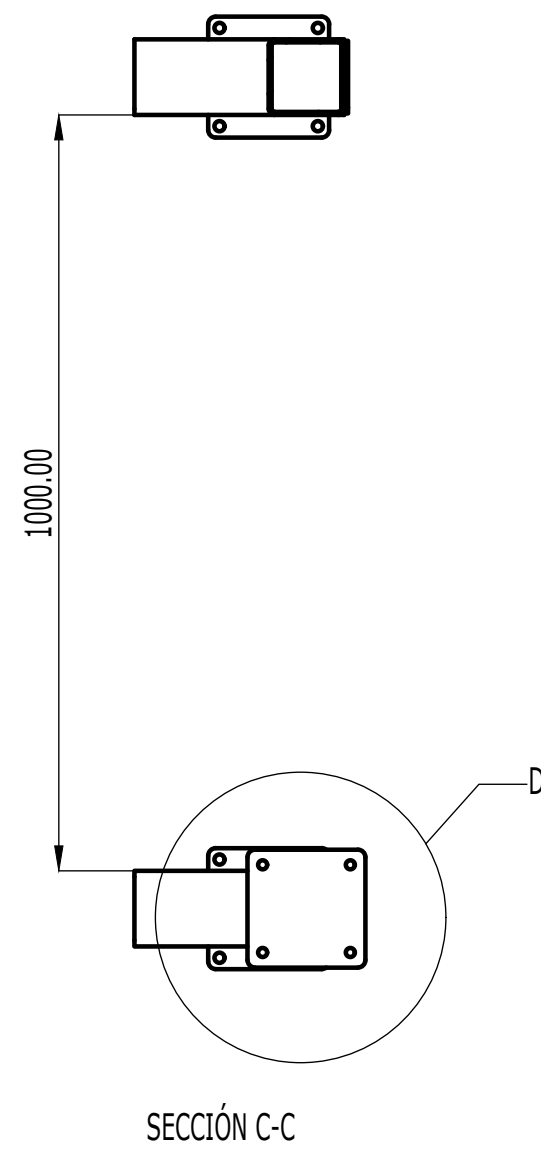
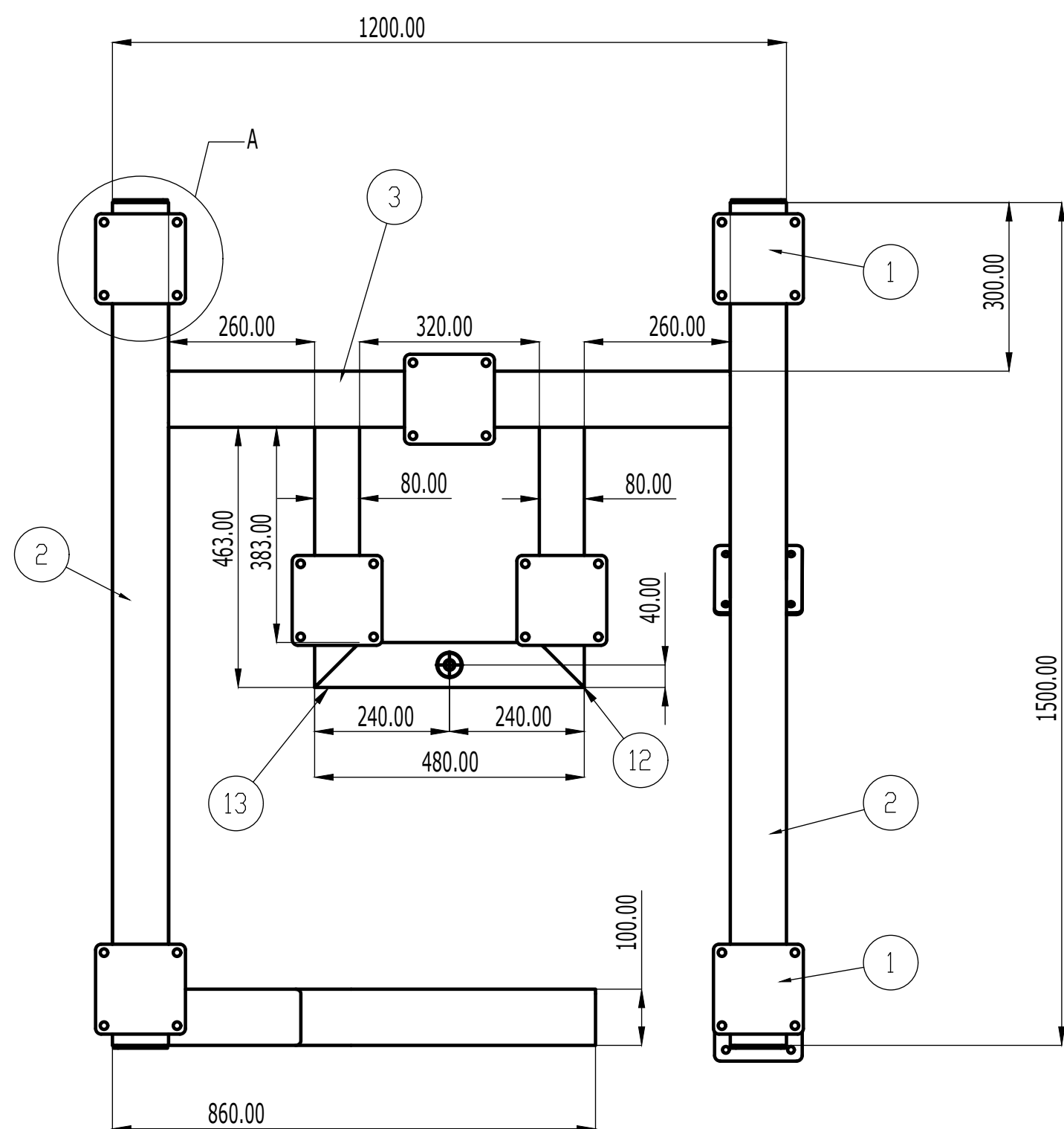
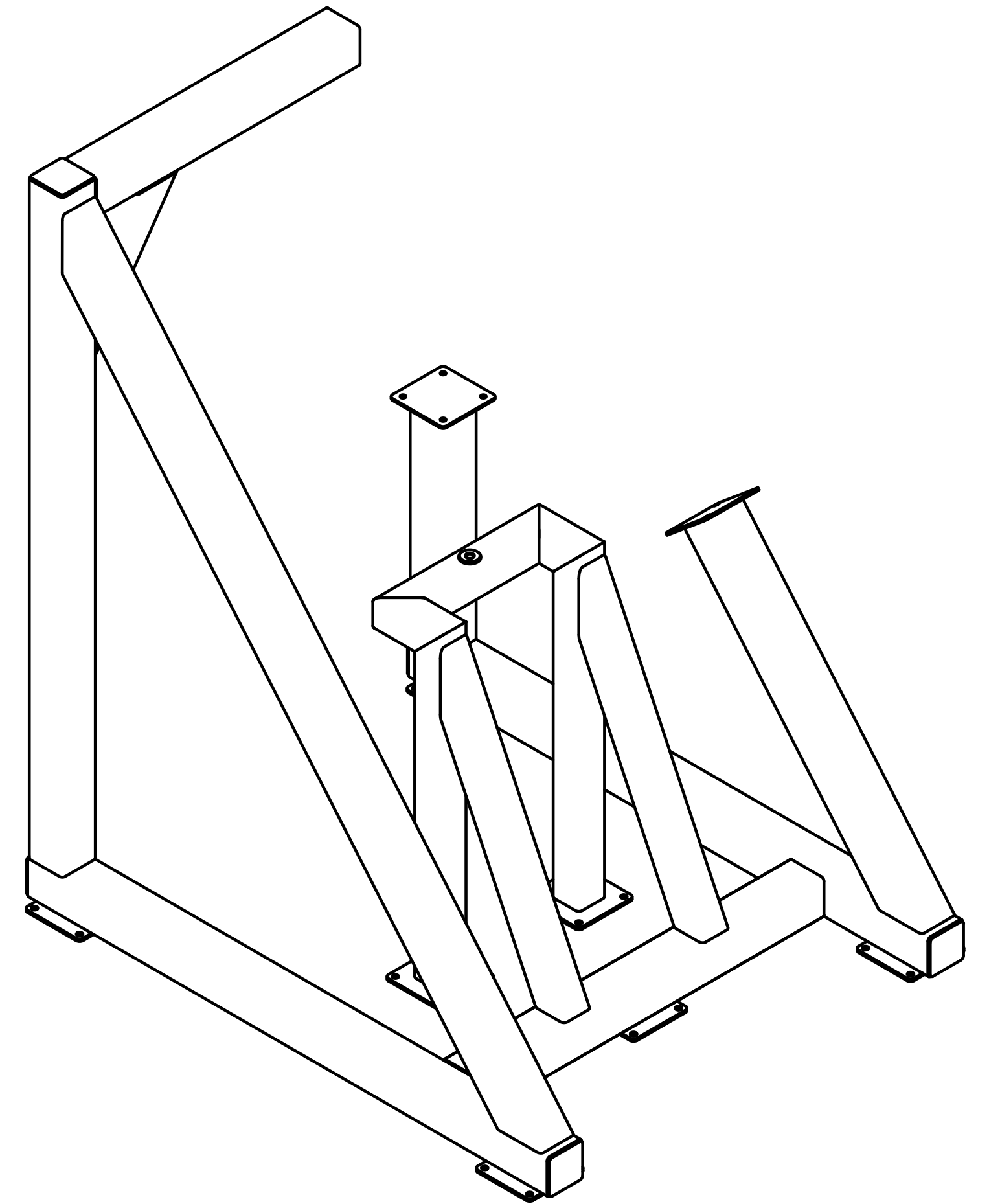
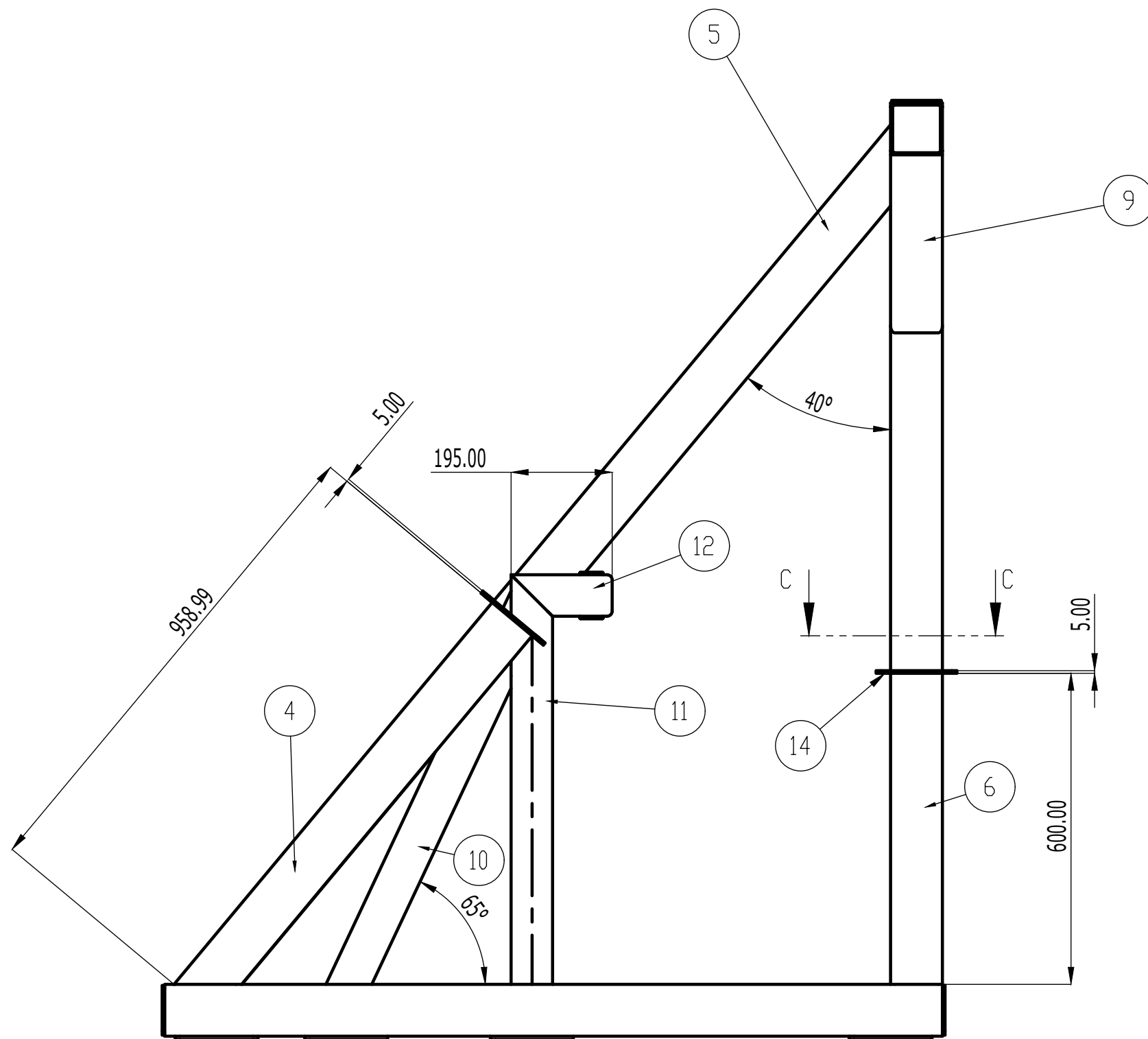
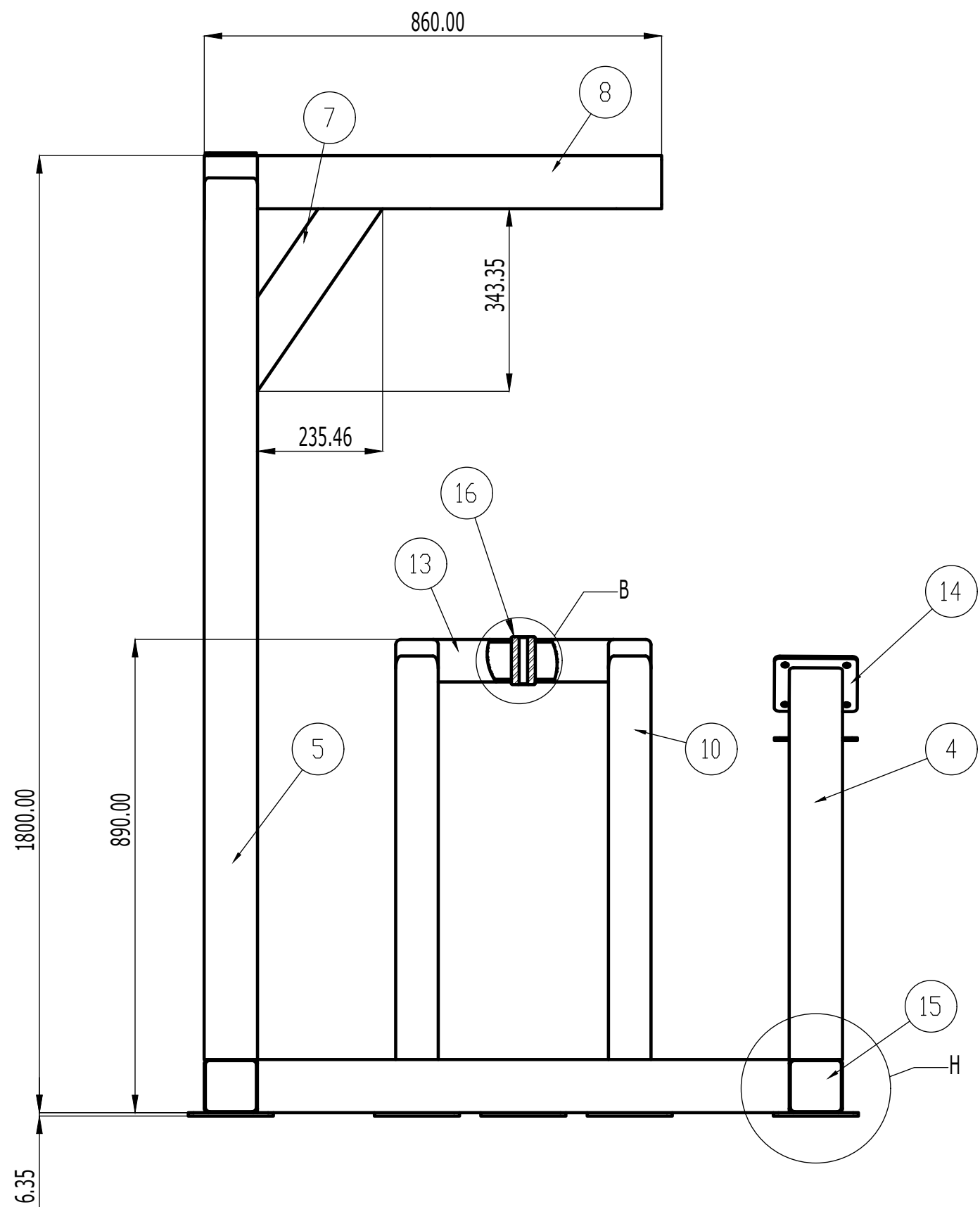
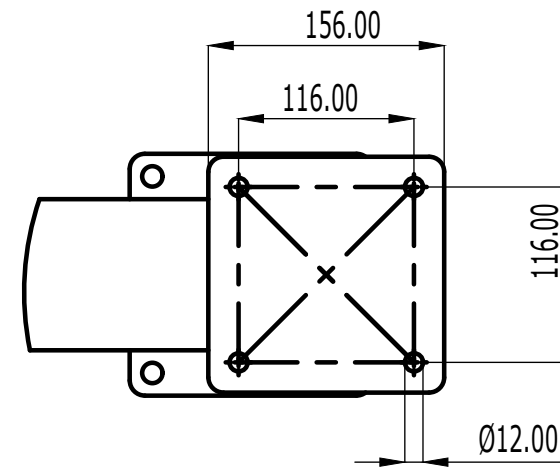
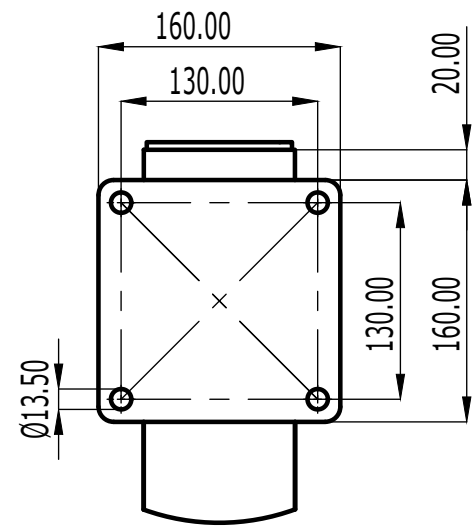
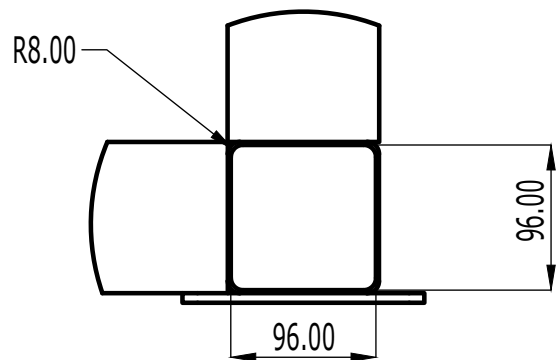
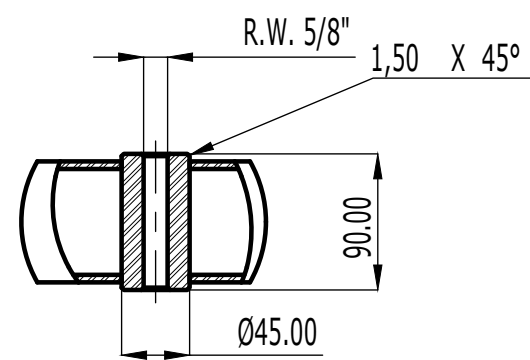
1	TREFILADO 25mm		SAE 1045	-	1
POS.	DENOMINACION		MATERIAL	OBSERVACIONES	CANT.
 ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO			PROYECTO FINAL INGENIERIA MECANICA		
	DIBUJO	ESCALAS 2:1		N°10-EJE SOPORTE MORDAZA	
NOMBRE	HAZZI, Fiorella				
NOMBRE	COSTAMAGNA. Pablo				



MATAR CANTOS VIVOS

TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS SEGÚN DIN 2768: MEDIAS

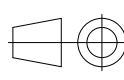
1	TREFILADO 25mm		SAE 1045	-	1
POS.	DENOMINACION		MATERIAL	OBSERVACIONES	CANT.
 ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO			PROYECTO FINAL INGENIERIA MECANICA		
	DIBUJO	ESCALAS 2:1		N°11-BUJE SEPARADOR	
NOMBRE	HAZZI, Fiorella				
NOMBRE	COSTAMAGNA. Pablo				

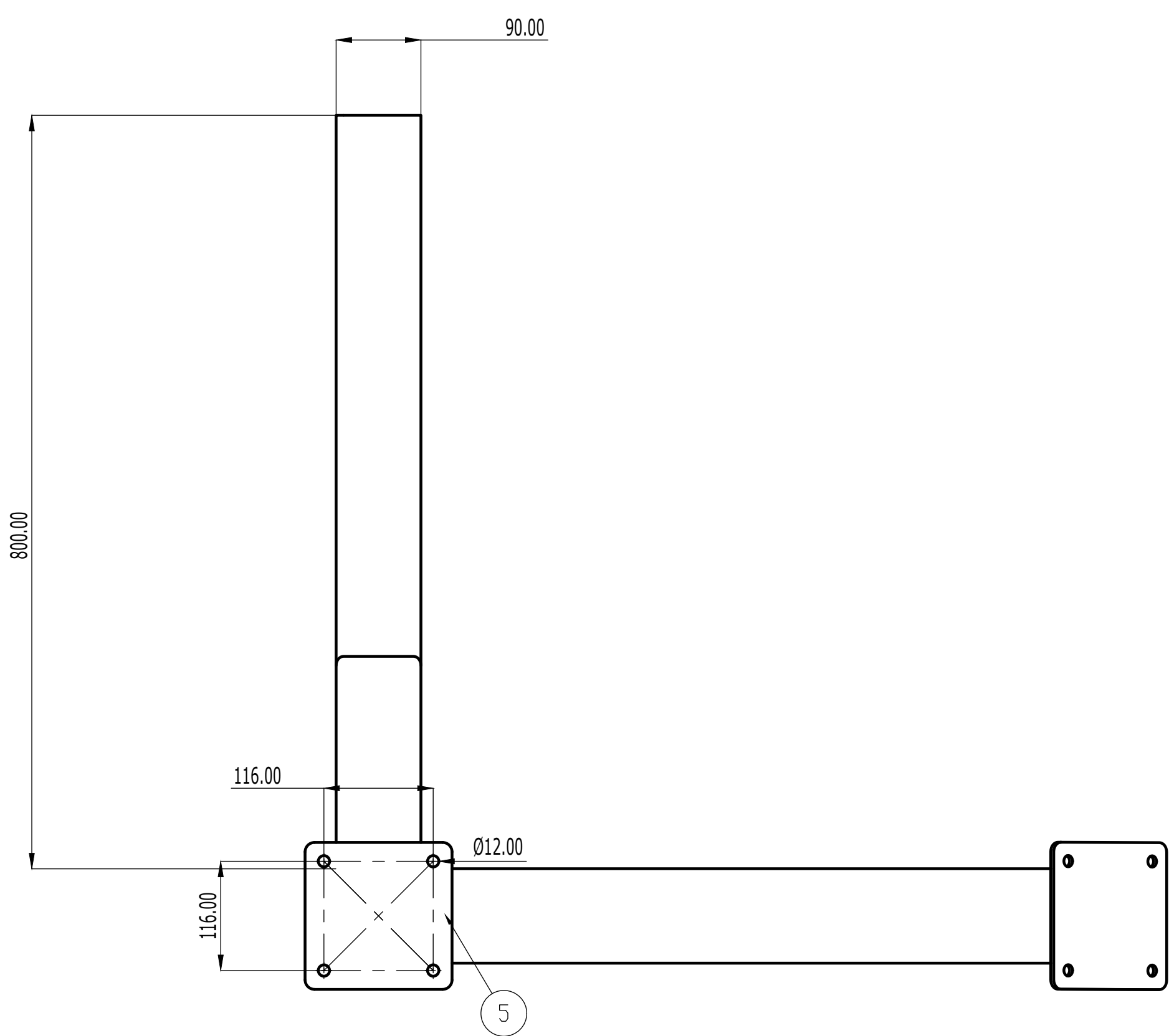
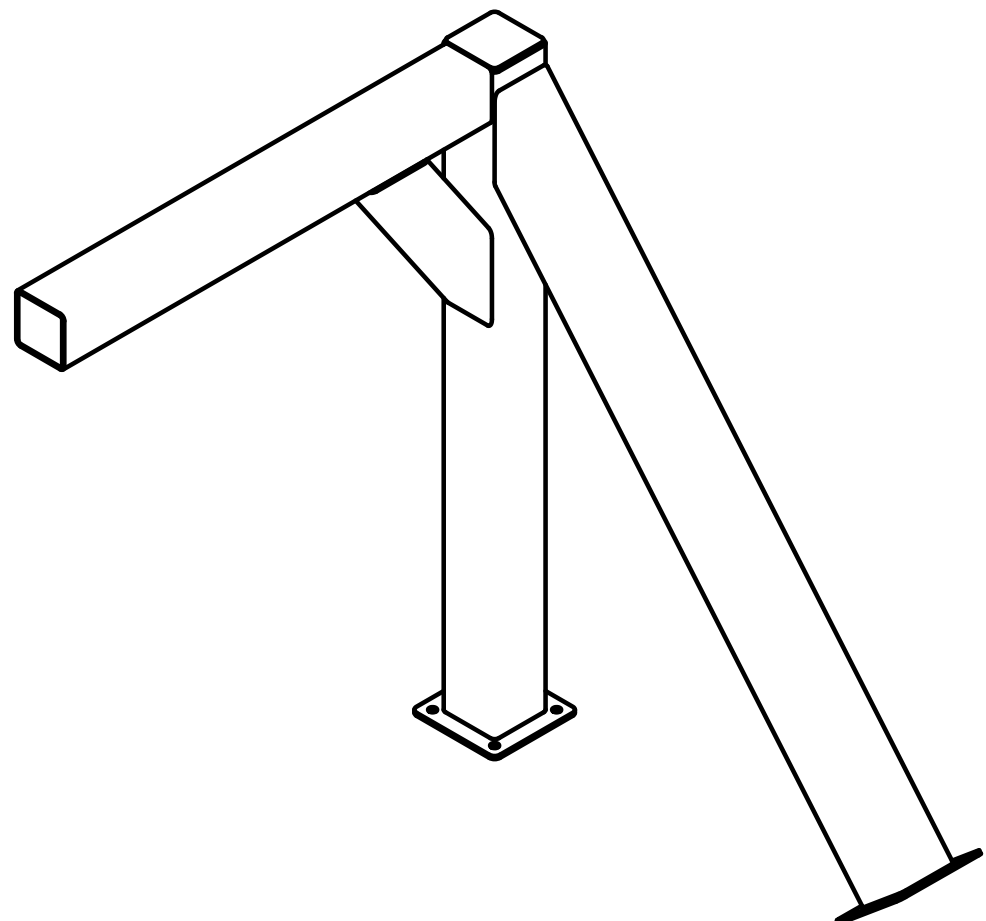
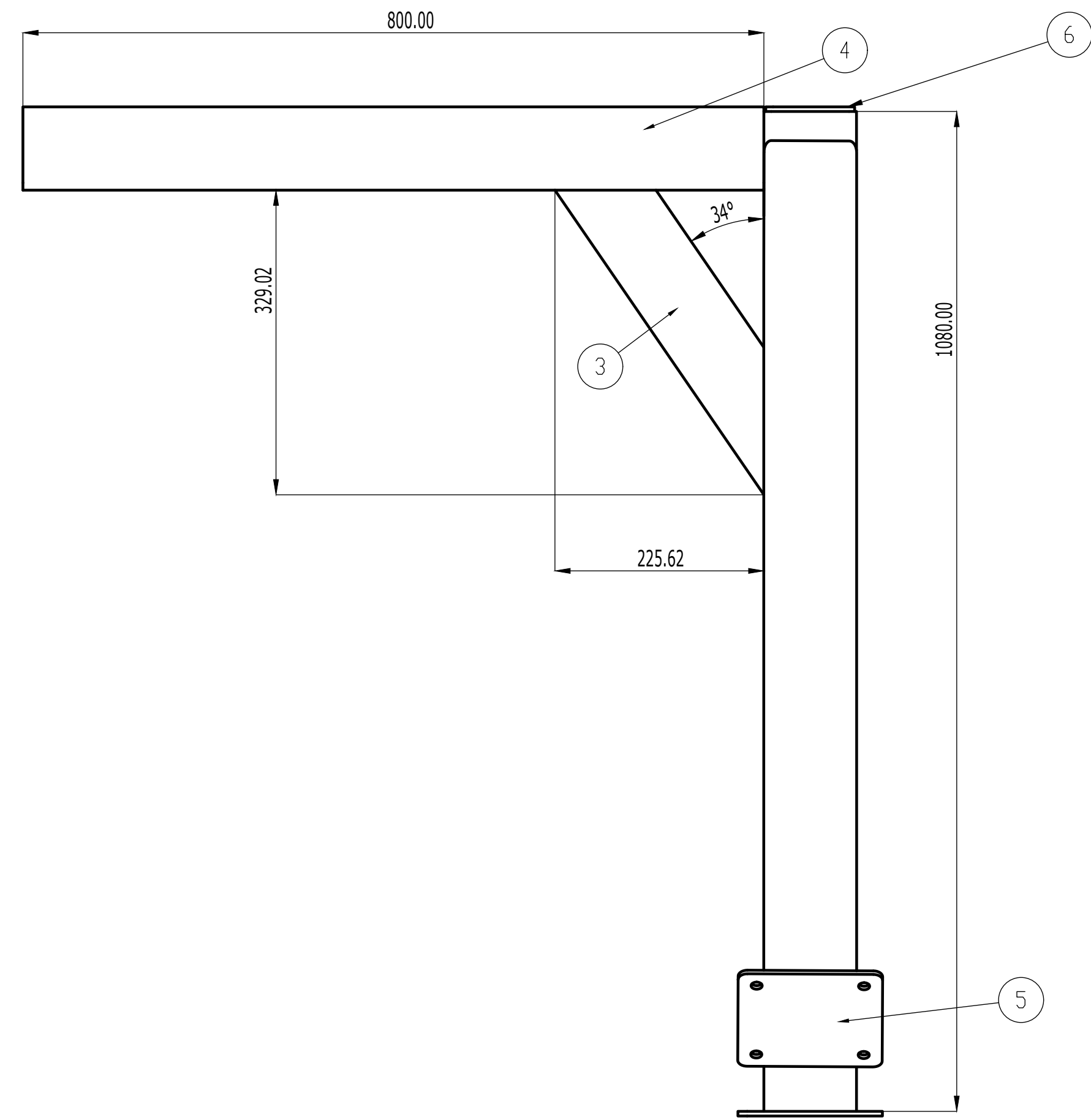
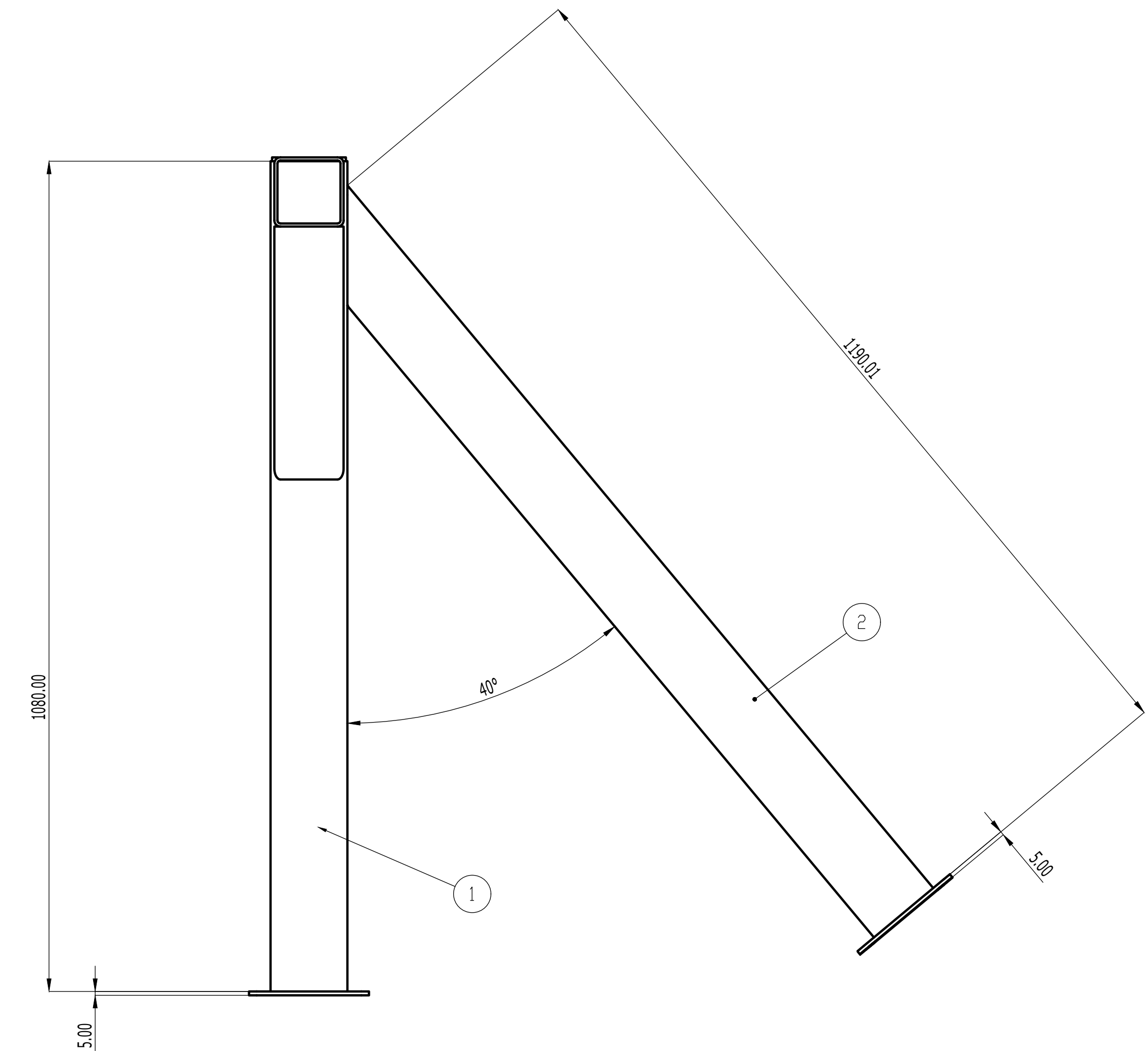


MATAR CANTOS VIVOS
TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS SEGÚN DIN 2768: MEDIAS
LOS CORDONES DE SOLDADURA SERAN CONTINUOS Y DE ESPESOR DE
FILETE 0.7 DEL ESPESOR MINIMO A SOLDAR SEGUN NORMA AWS D1.1

16	TREFILADO 45MM X 90	SAE 1045	-	1
15	CHAPA 5/16"	F24	-	5
14	CHAPA 5/16"	F24	-	2
13	CAÑO 80 X 80 X 4 LONG 480	F24	-	1
12	CAÑO 80 X 80 X 4 LONG 185	F24	-	2
11	CAÑO 80 X 80 X 4 LONG 890	F24	-	2
10	CAÑO 80 X 80 X 4 LONG 839	F24	-	2
9	CAÑO 100 X 100 X 4 LONG 1700	F24	-	1
8	CAÑO 100 X 100 X 4 LONG 760	F24	-	1
7	CAÑO 100 X 100 X 4 LONG 416	F24	-	1
6	CAÑO 100 X 100 X 4 LONG 600	F24	-	1
5	CAÑO 100 X 100 X 4 LONG 2158	F24	-	1
4	CAÑO 100 X 100 X 4 LONG 959	F24	-	1
3	CAÑO 100 X 100 X 4 LONG 1000	F24	-	1
2	CAÑO 100 X 100 X 4 LONG 1500	F24	-	2
1	CHAPA 1/4"	F24	-	7
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	OBSERVACIONES	CANT.

		ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO		
DIBUJO		ESCALAS		
NOMBRE	HAZZI, Fiorella	1:10		
NOMBRE	COSTAMAGNA, Pablo			

	PROYECTO FINAL INGENIERIA MECANICA	
	Nº12-CHASIS PRINCIPAL FIJO - SOPORTE CELDA	



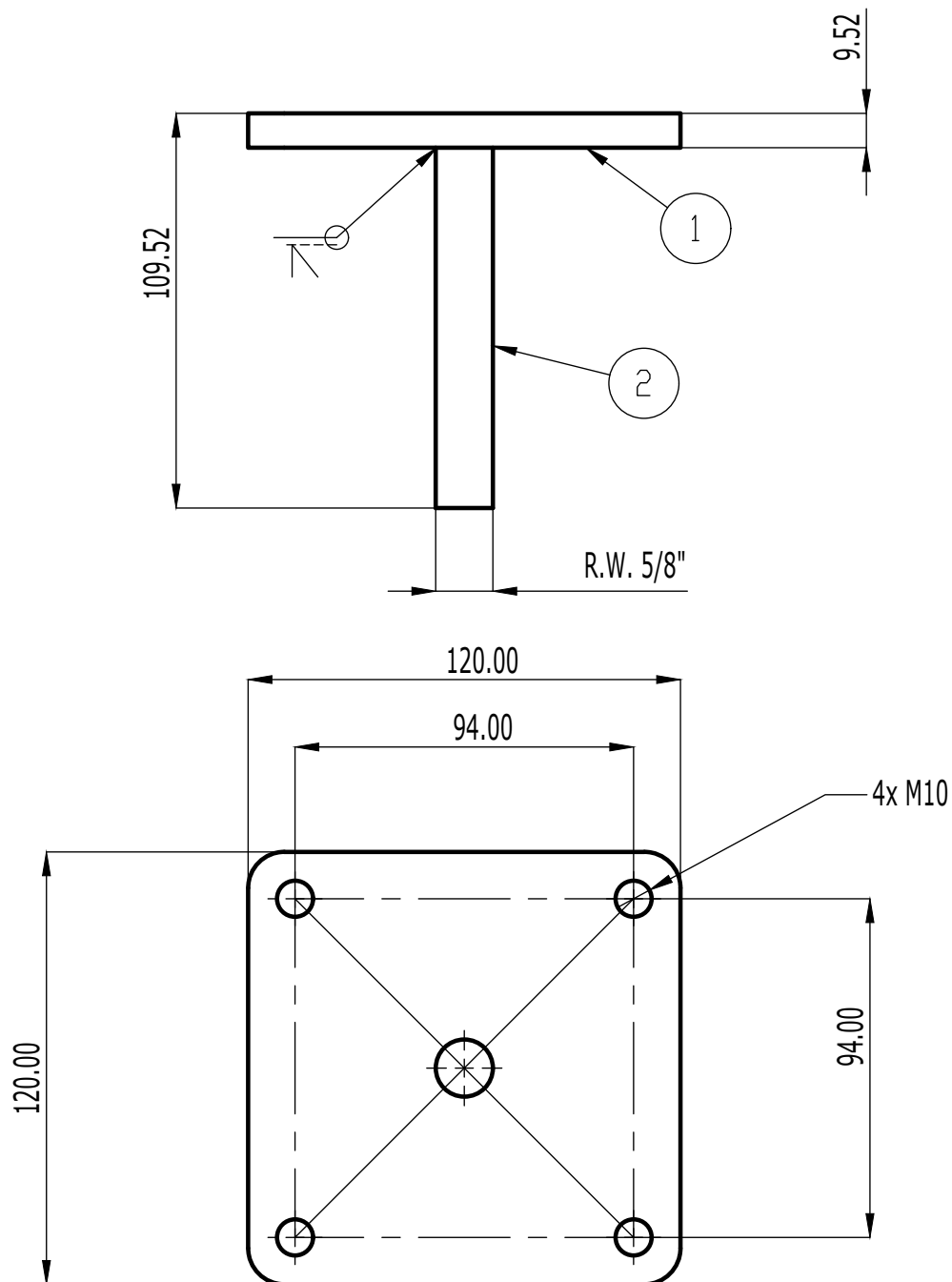
MATAR CANTOS VIVOS

TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS SEGÚN DIN 2768: MEDIAS

LOS CORDONES DE SOLDADURA SERAN CONTINUOS Y DE ESPESOR DE FILETE 0.7 DEL ESPESOR MINIMO A SOLDAR SEGUN NORMA AWS D1.1

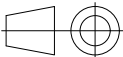
6	CHAPA 5/16"	F-24	-	1
5	CHAPA 5/16"	F-24	-	2
4	CAÑO 90X90 X 4 LONG. 800	F-24	-	1
3	CAÑO 90X90 X 4 LONG. 399	F-24	-	1
2	CAÑO 100X100 X 4 LONG. 1090	F-24	-	1
1	CAÑO 100X100 X 4 LONG. 1080	F-24	-	1
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	OBSERVACIONES	CANT.

		ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO		PROYECTO FINAL INGENIERIA MECANICA	
DIBUJO		ESCALAS			N°13-CHASIS DESMONTABLE
NOMBRE	HAZZI, Fiorella	1:5			
NOMBRE	COSTAMAGNA, Pablo				



MATAR CANTOS VIVOS

TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS SEGÚN DIN 2768: MEDIAS

2	VARILLA ROSCADA 5/8"	-	-	1
1	CHAPA 3/8"	F-24	-	1
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	OBSERVACIONES	CANT.
 ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO		PROYECTO FINAL INGENIERIA MECANICA		
	DIBUJO	ESCALAS 1:2		Nº14-SOPORTE CELDA DE CARGA
NOMBRE	HAZZI, Fiorella			
NOMBRE	COSTAMAGNA, Pablo			