



Banco de prueba para trenes de siembra

Maximiliano Galán

Lisandro Martín Valfosca

Universidad Nacional de Rosario
Facultad de Ciencias Exactas, Ingeniería y Agrimensura
Escuela de Ingeniería Mecánica
Rosario, Argentina
Año 2023

Banco de prueba para trenes de siembra

Maximiliano Galán

Lisandro Martín Valfosca

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 2023

*"Los logros más gratificantes
son el resultado de la
perseverancia implacable y
la visión clara de tus metas."*

Agradecimientos

Hoy, al llegar al final de este arduo camino que culmina con nuestro proyecto final de carrera, queremos tomar un momento para expresar nuestro más sincero agradecimiento a todos aquellos que han sido parte de esta travesía. Sin su apoyo, orientación y ánimo, este logro no habría sido posible.

En primer lugar, queremos agradecer a nuestros padres, quienes han sido pilar fundamental a lo largo de estos años. Su sacrificio y dedicación nos han permitido alcanzar este objetivo y nos sentimos afortunados por tenerlos como modelos.

Deseamos expresar nuestro agradecimiento a todos los profesores, tutores y compañeros de estudios que han formado parte de nuestra formación académica. Sus conocimientos compartidos, consejos y enseñanzas han sido esenciales para nuestro crecimiento como estudiantes y futuros ingenieros.

Agradecemos también a todos los amigos que nos acompañaron en este viaje, compartiendo risas, desafíos y momentos inolvidables.

Este logro no es solo nuestro, sino de todos ustedes que formaron parte de nuestras vidas durante estos años. Agradecemos profundamente su confianza en nosotros y su compromiso con nuestro éxito.

A medida que concluimos esta etapa académica y nos preparamos para enfrentar nuevos desafíos en el mundo profesional, llevamos con nosotros la gratitud y el reconocimiento hacia todos ustedes. Esperamos poder retribuir de alguna manera todo lo que han hecho por nosotros y continuar creciendo como profesionales y como personas.

Resumen

Debido a la gran participación del sector agrícola en la Industria Argentina, es importante que la labor realizada en el campo sea eficiente y preciso. Debido a la gran extensión de nuestro país, es de esperarse que las maquinarias deban adaptarse a los diferentes biomas del mismo. Por esto, las maquinarias que realizan tales labores deben estar preparadas a dichas condiciones, tanto en la puesta a punto, como el mantenimiento y/o ajuste.

El principal tema de este trabajo, es el estudio de sembradoras, principalmente los componentes del tren de siembra y cuchilla de corte. Realizaremos el diseño mecánico de un banco de prueba móvil autónomo para poder evaluar el desgaste de los diferentes componentes, como así también, el consumo de potencia que demandará el uso de las distintas configuraciones implementadas.

Palabras clave: Sembradoras, banco de pruebas, tren de Siembra, desgaste, consumo de potencia, mantenimiento.

Abstract

Due to the significant involvement of the agricultural sector in the Argentine Industry, it is crucial that the work carried out in the field is efficient and precise. Given the vast expanse of our country, it is expected that machinery must adapt to its various biomes. Therefore, the machinery used for such tasks must be prepared for these conditions, both in terms of setup and maintenance or adjustments.

The primary focus of this study is the examination of seed drills, particularly the components of the planting system and cutting blades. We will be conducting the mechanical design of a self-contained mobile test bench to assess the wear and tear on various components, as well as the power consumption associated with the use of different implemented configurations.

Keywords: Seed drills, test bench, planting system, wear and tear, power consumption, maintenance.

Contenido

Agradecimientos	4
Resumen	5
Abstract.....	6
1- Capítulo: Introducción	9
2- Capítulo: Análisis de variables y problemáticas	13
Suelo	13
Textura del suelo	14
Estados de consistencia del suelo	16
Humedad del suelo.....	18
Propiedades mecánicas del suelo	19
Sembradoras	26
Tipos de Sembradoras para Siembra Directa	26
Órganos	29
Mantenimientos y Ajustes	47
1- Creación del surco	48
2- Colocación de la semilla.....	56
3- Cerrado del surco.....	58
3- Capítulo: Propuestas de Solución.....	59
Propuesta 1: “Banco de pruebas circular”	59
Análisis del Caso	60
Propuesta 2: “Banco de pruebas lineal”	64
Análisis del Caso	65
Propuesta 3: “Banco de prueba móvil”	67
Análisis del Caso	68
Elección de la propuesta.....	70
4- Capítulo: Desarrollo de la Solución	73
Estimación Potencia Consumida y fuerza de arrastre	73
Sistema de Transmisión	75
Transmisión mecánica.....	75
Transmisión hidráulica.....	76
Transmisión eléctrica.....	76
Elección de Sistema de transmisión	77
Propulsión.....	80
Consumo.....	80
Sistema de Dirección	81
Dirección Mecánica	82

Dirección asistida	83
Dirección Contrarrestada.....	83
Elección de Sistema de Dirección	83
Análisis de Estabilidad.....	84
Sistema Hidráulico	85
Suspensión	86
Levante	87
Cilindros Hidráulicos	91
Caudal requerido del sistema y volumen de depósito	95
Bomba Hidráulica	96
Circuito Hidráulico	98
Diseño	101
Chasis y Soportes soldados	101
Sistema Paralelogramo	115
Conjunto Horquilla	115
Carenado de la máquina	122
Diseño final	124
5- Conclusiones Y Recomendaciones	126
Conclusiones Técnicas	126
Recomendaciones	127
Conclusiones Académicas	127
Bibliografía.....	129
 Anexo A: Memoria de cálculo	 132
Anexo B: Catálogos	189
Anexo C: Planimetría.....	229

1-Capítulo: Introducción

En Argentina, el sector agrícola desempeña un papel fundamental en la economía del país. En el año 2020, aproximadamente el 17% del Producto Interno Bruto (PBI) nacional provino de la agricultura. Este sector es esencial debido a la vasta extensión de tierra en Argentina y a la diversidad de climas que existen, lo que permite una amplia gama de cultivos.

Actualmente, Argentina es conocida por su producción de granos como trigo, maíz, girasol y soja. Esto se debe a la gran extensión de tierra destinada a estos cultivos, las condiciones favorables del suelo y los beneficios económicos que provienen de las exportaciones.

Argentina ha experimentado una transformación en su estructura agrícola, pasando de ser un país predominantemente agropecuario a centrarse en la producción de granos, como trigo, maíz, girasol y soja. La producción de estos cultivos ha aumentado significativamente, con un incremento del 66% en la producción total, pasando de 40 a 67 millones de toneladas, y un aumento del 35% en el área cultivada. En la actualidad, la soja se ha convertido en el cultivo predominante, representando el 52% de los aproximadamente 25 millones de hectáreas cultivadas con granos.

Estos cambios en la agricultura han venido acompañados de la adopción de prácticas de agricultura de precisión, que incluyen técnicas avanzadas para la gestión específica de los cultivos. Tanto los grandes como los pequeños agricultores han incorporado estas herramientas y maquinaria de precisión para lograr una mayor eficiencia, producir productos de alta calidad y reducir los costos. Además, la agricultura de precisión ha contribuido a una utilización más eficiente de la tierra disponible y a la disminución del uso de insumos agrícolas.

Aquí como veremos se puede ver una imagen mostrando que tanto aporta el sector agroindustrial al mercado de exportaciones del país:



Figura 1-1: Saldo comercial, año 2022.

Por las razones anteriores, es de esperarse la importancia del sector agrícola en la Argentina, y la necesidad del correcto funcionamiento de la tecnología que se utiliza. Por eso mismo, nuestro proyecto se basa como eje principal la siembra, **analizando como eje principal las máquinas sembradoras.**

Una sembradora es una máquina agrícola diseñada para plantar semillas en el suelo de manera uniforme y a una profundidad adecuada para el cultivo deseado. Estas máquinas son fundamentales en la agricultura moderna, ya que agilizan y mejoran el proceso de siembra, garantizando una distribución uniforme de las semillas y una profundidad consistente, lo que contribuye a un crecimiento más uniforme de los cultivos. Las sembradoras pueden variar en tamaño y complejidad, desde modelos manuales o de tracción animal utilizados en pequeñas explotaciones agrícolas hasta sembradoras mecánicas o neumáticas más grandes y avanzadas utilizadas en la agricultura a gran escala. Algunas sembradoras también están diseñadas para plantar cultivos específicos, como maíz, soja, trigo, arroz, entre otros, y pueden adaptarse para diferentes tipos de suelo y condiciones de cultivo.

Para que la labor de la sembradora sea eficiente, el conjunto principal más importante, tren de siembra y la cuchilla de corte, deben realizar su labor correctamente, siendo el depósito de la semilla, cubrir la misma para sí luego obtener su posterior germinación.

Es de esperarse, como toda maquinaria, la necesidad de realizarle ajustes y mantenimientos pertinentes, por eso mismo para que realice su labor correctamente, se deberán aplicar correctamente los mismos.

Nuestro proyecto, se centra principalmente en el tren de siembra y en la cuchilla de corte. Como ya mencionamos estos elementos son claves para realizar un correcto depósito de la semilla para luego su germinación y crecimiento de un futuro cultivo.



Figura 1-2: Tren de siembra visto lateralmente.

Básicamente las 4 funciones principales son (y en orden):

1. Realizar el surco
2. Controlar profundidad de siembra
3. Depositar la semilla
4. Generar contacto entre el suelo y la semilla
5. Tapar el surco

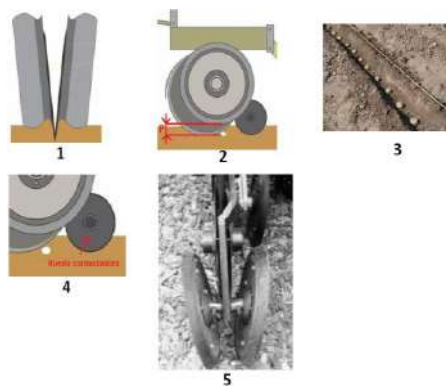


Figura 1-3: Representaciones de las funciones del tren de siembra.

El problema que acude a los agricultores es el desgaste de los diferentes órganos del tren de siembra y la incertidumbre de cuándo realizar dichos ajustes y mantenimientos para una máxima eficiencia en la siembra. Otra dificultad en cuestión es determinar el consumo de potencia que demandará cada tren de siembra para las diferentes condiciones de terreno (habituales en este país). Debido a esto, estos son los principales temas a abordar.

También es de interés, observar cómo se comportan las diferentes configuraciones de los órganos del tren de siembra en las distintas condiciones de terreno a lo largo de nuestro país.

Hoy en día los fabricantes de sembradoras sugieren que se evalúen los discos de siembra y cuando estos excedan un diámetro de desgaste, recomiendan cambiarlo, pero para esto los clientes tendrían que revisarlo periódicamente, y la realidad es que no sucede esto. Por lo tanto, si se tuviera un valor de recorrido lineal en el cual sabemos que ocurrirá el desgaste, este valor se impone a una necesaria parada técnica, sin necesidad la necesidad de la corroboración periódica

Discos de siembra y fertilización:

Cuando el diámetro se reduzca en 3 pulgadas será el momento de proceder a su sustitución.

Figura 1-4: Extracto de un manual de mantenimiento de sembradora comercial

2-Capítulo: Análisis de variables y problemáticas

En este capítulo abordaremos conceptualmente las diferentes variables a tener en cuenta a la hora de poder llevar a cabo la solución del proyecto

Suelo

El suelo es la capa superficial de la corteza terrestre en la que viven numerosos organismos y crece la vegetación. Es una estructura de vital importancia para el desarrollo de los seres vivos. El suelo sirve de soporte a las plantas y proporciona los elementos nutritivos necesarios para subdesarrollo. Este se forma por la descomposición de rocas por cambios bruscos de temperatura y la acción de la humedad, aire y seres vivos. Este proceso por el que pasan las rocas se llama meteorización y tarda muchos años, razón por la cual los suelos son considerados recursos naturales no renovables.

Los suelos están constituidos por tres fases (sólida, líquida y gaseosa), que, según la presencia, proporciones y distribuciones de cada una de estas fases, tendrán características físicas y mecánicas diferentes.

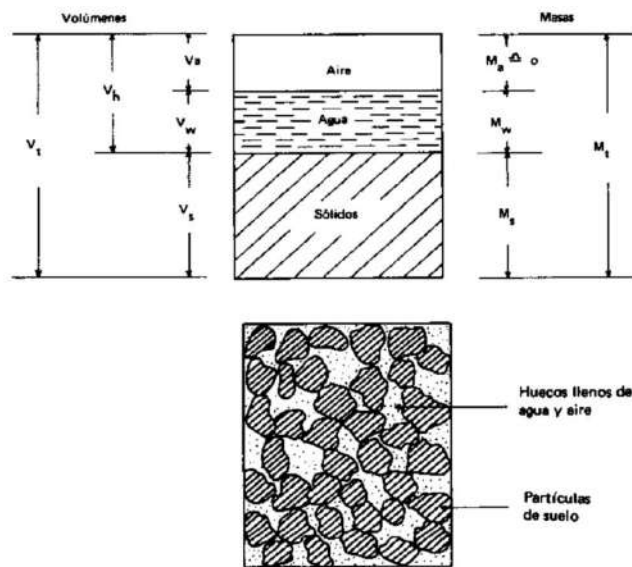


Figura 2-1: Representación esquemática de la composición física del suelo [9]

Textura del suelo

El proceso natural de desintegración de las rocas y otros materiales produce un rango bastante amplio de tamaño de partículas de suelo, lo que afecta mucho su textura.

La textura representa el porcentaje en que se encuentran los elementos que constituyen el suelo: arena gruesa, arena media, arena fina, limo, arcilla.

Estos elementos se diferencian entre sí según el diámetro efectivo de las partículas, y existen diferentes organizaciones que utilizan su propio sistema de clasificación:

		Tamaño de partículas (mm)									
		0.002		0.02		0.2		2			
SICS	Arcilla	Limo		Arena fina		Arena gruesa		Cascajo			
USDA	Arcilla	Limo	0.05		0.1	0.25		0.5	1.0	Cascajo	
			Muy fina	Fina	Mediana	Gruesa	Muy Gruesa				
			Arena								
BSI	Arcilla	0.006		0.02	0.06	0.2		0.6		Cascajo	
		Fino	Mediano	Grueso	Fina	Mediana	Gruesa				
		Limo			Arena						

Figura 2-2: Sistemas de clasificación del suelo según las diferentes organizaciones [9]

Nota: SICS *Sociedad Internacional de Ciencias de Suelo*. USDA *United States Department of Agriculture*. BSI *British Standard Institution*.

Como ya mencionamos tenemos diferentes tipos de elementos que se encuentran en el suelo, ahora según su proporción de cada uno de estos elementos en el mismo, tenemos diferentes clasificaciones de suelo. Estos se clasifican generalmente en un triángulo de clasificación, donde claramente este varía según el sistema que se emplee. Puede ser sistema U.S.D.A o bien el sistema internacional.

A continuación, mostraremos el triángulo de clasificación según el sistema U.S.D.A:

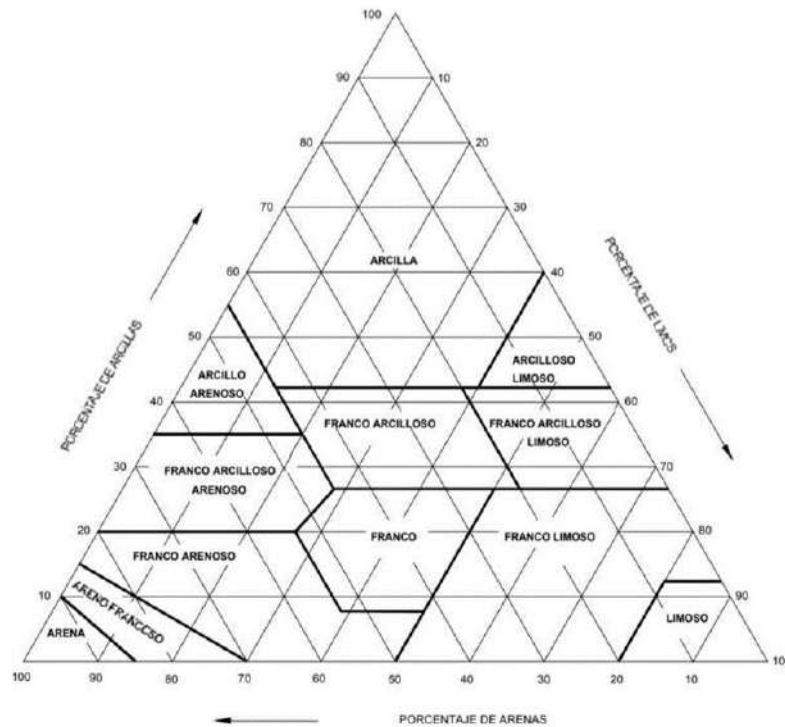


Figura 2-3: Triángulo de clasificación del suelo según U.S.D.A.

Estados de consistencia del suelo

El concepto de consistencia del suelo se refiere a la manifestación de un conjunto de fuerzas internas que en él se produce para diferentes grados de humedad.

La resistencia de un suelo a la deformación por compresión o deformación por cizalla está determinada por su resistencia mecánica, la que consiste en dos componentes:

- Resistencia Cohesiva
- Resistencia friccional

Los valores de las componentes varían notablemente según el contenido de humedad, tamaño de las partículas, etc.

Los suelos tienen los estados físicos definidos como:

- Sólido o cementado

- Sólido elástico o friable
- Plástico
- Líquido viscoso

El estado físico del suelo varía principalmente por el contenido de humedad, ya que es el que más influye:

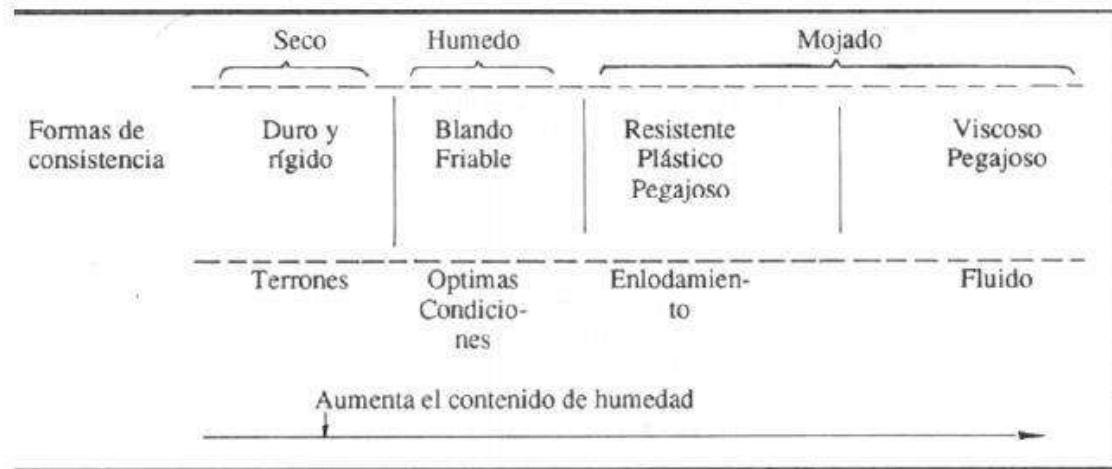


Figura 2-4: Estado de consistencia del suelo según el contenido de humedad [5].

■ Suelo cementado

Suelo con gran dureza, debido a las fuertes uniones entre los elementos que se producen al disminuir el contenido de humedad. Elevada resistencia a la deformación y muy poca deformación elástica.

■ Suelo en estado friable

El suelo se fragmenta bajo pequeñas cargas sin apenas admitir deformación. La deformación es proporcional a la carga aplicada y se recupera rápidamente al remover la carga. Las uniones de los elementos se debilitan por la acción de la humedad, cuya cantidad es suficiente para que no se formen películas continuas de agua en las zonas de contacto entre las partículas que confieren al suelo plasticidad. **Es el estado de consistencia más favorable para la labranza.**

- Suelo en estado plástico

Se caracteriza porque la masa del suelo se sigue deformando lentamente bajo la acción de la carga aplicada y no se recupera cuando ésta es removida. La plasticidad está íntimamente ligada al contenido de arcilla que permite a este cambiar su forma sin romperse cuando se la somete a un esfuerzo de deformación.

- Suelo en estado líquido

El suelo demuestra una resistencia proporcional a la rapidez de la aplicación de la carga. El suelo tiene alta humedad y actúa como un fluido viscoso. La humedad produce una masa fluida con las partículas de suelo que se orientan y desplazan sin efectuar sobre peleas apenas esfuerzo. **Para las labores agrícolas, este estado carece de interés.**

Humedad del suelo

Para que el proceso de germinación y posterior emergencia de la semilla, es necesaria una serie de condiciones ambientales favorables como un sustrato húmedo, suficiente disponibilidad de oxígeno que permita la respiración aerobia y, una temperatura adecuada para los distintos procesos metabólicos y para el desarrollo de la plántula. La humedad del mismo es la causante de la mayor pérdida de cultivo.

La absorción de agua por parte de la semilla, desencadena cambios metabólicos, que generan la emergencia de la radícula. En el caso que las condiciones de siembra no sean las adecuadas, la germinación de la semilla se mantendrá en espera hasta que pase un tiempo, dependiente de la semilla, donde pierda su capacidad de germinación.

Entonces la humedad del suelo es crucial para la germinación y emergencia de las semillas. Las semillas requieren una cantidad adecuada de humedad para activar los procesos de germinación.

Además, la humedad en el suelo es esencial para el desarrollo saludable del sistema de raíces de las plantas. Un sistema radicular extenso y profundo permite una mejor absorción de agua y nutrientes, lo que aumenta la capacidad de las plantas para resistir el estrés hídrico y sobrevivir en condiciones adversas.

La distribución uniforme de las raíces también se ve influenciada por la gestión de la humedad del suelo, lo que mejora la competencia de las plantas contra las malezas. Cuando los cultivos emergen de manera uniforme y saludable debido a la humedad adecuada, tienen una ventaja competitiva sobre las malezas, reduciendo la necesidad de herbicidas y prácticas de control de malezas costosas.

Sin embargo, es importante encontrar un equilibrio adecuado, ya que un exceso de humedad en el suelo puede dar lugar a problemas de pudrición radicular, disminuyendo la capacidad de las plantas para absorber nutrientes y, en última instancia, reduciendo la producción de cultivos.

Dado que la agricultura de cultivos a menudo se desarrolla en áreas propensas a la sequía, se recurre a técnicas de conservación de agua, como el uso de cultivos de cobertura, mulch y prácticas de labranza conservacionista, para preservar la humedad del suelo y maximizar la eficiencia en el uso de recursos.

Propiedades mecánicas del suelo

Es importante tener en cuenta los esfuerzos a los cuales está sujeto un suelo, en términos de tensión, compresión y corte por cizalla.

Generalmente los suelos tienden a fallar debido a esfuerzos de corte ya que en el límite demuestran alta resistencia a la compresión, y en el caso de tracción es muy difícil que ocurra. La falla del suelo debido a una herramienta de labranza depende de los parámetros de resistencia en la superficie de falla (interfaz suelo/suelo) y otro normalmente de suelo/metal.

Principales parámetros suelo/suelo:

- **Cohesión (c)**

Es la atracción que existe entre las moléculas de la fase líquida que están como puentes o films entre partículas adyacentes. La cohesión de un suelo depende generalmente del contenido de humedad y de la cantidad y tipo de arcilla.

- **Fricción suelo/suelo (ángulo de fricción interna ϕ)**

Es una función de la aspereza de las superficies al cizallar y del grado de enlace, o sea la compactación de las partículas del suelo y los agregados. A su vez el grado de compactación es una función de la densidad aparente (D_b) y entonces existe una relación entre el ángulo de fricción interna (ϕ) y la densidad aparente. En la siguiente figura se puede observar que a medida que aumenta la densidad aparente, el ángulo de fricción aumenta:

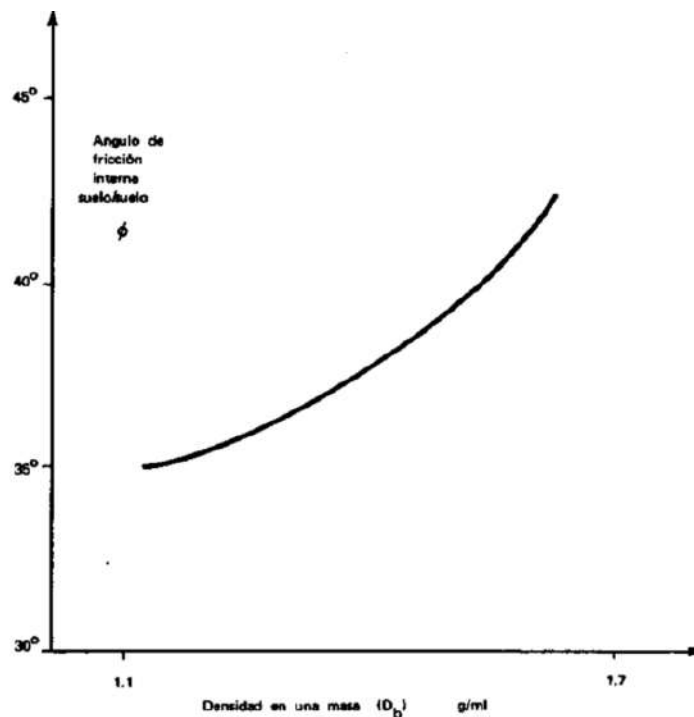


Figura 2-5: Ángulo de fricción interna de un suelo franco arenoso en función de su densidad aparente o compactación. [9]

A continuación, también mostraremos valores típicos de la cohesión y el ángulo de fricción interna según el tipo de suelo y el estado de consistencia

Tipo de suelo	Tamaño típico de partículas mm	Estado	Angulo de fricción	Cohesión kN/m ²
Arena con partículas medianas	1.1	Compactado	38°–40°	0
		Suelto	32°–35°	0
Arena fina con materia orgánica	0.5–0.8	Compactado	25°–30°	0
		Suelto	18°–22°	0
Franco arenoso	0.02–0.2	Friable	24°–28°	20–25
		Plástico	24°–28°	10–15
Franco	0.01	Friable	22°–26°	25–30
		Plástico	15°–19°	15–20
Arcilloso	0.002	Friable	17°–19°	40–60
		Plástico	10°–14°	25–30

Figura 2-6: Valores típicos de cohesión y ángulo de fricción interna. [9]

En la tabla se puede observar que a mayor contenido humedad del suelo, el coeficiente de cohesión disminuye y también que, a mayor compactación del suelo el ángulo de fricción interna aumenta.

- **Densidad aparente del suelo D_b**

La densidad aparente de una muestra se define como el cociente entre su masa y el volumen sin alterar, que incluye todos los espacios o poros que contenga. Si en estos espacios hay aire, la densidad aparente D_b , o bulk density es:

$$D_b = Masa/Volumen = (Masa_{partículas} + Masa_{aire}) / (Vol_{partículas} + Vol_{aire}) \quad (2.1)$$

El concepto de densidad aparente es muy útil cuando se trata de materiales heterogéneos y porosos como los suelos, pues es indicativo de su capacidad de drenaje y aireación, entre otras cualidades.

Por ejemplo, los suelos poco porosos tienen densidades aparentes elevadas, son compactos y tienden a anegarse fácilmente, a diferencia de los suelos porosos.

Y luego los principales parámetros suelo/interfaz son:

- **Adhesión (C_α)**

Representa las fuerzas de atracción que se desarrollan entre el suelo y el interfaz que tienen a evitar el deslizamiento entre ellos

- **Fricción suelo/interfaz (ángulo de fricción suelo/interfaz δ)**

Representa la fuerza de rozamiento en el interfaz y depende del grado de pulido de su materia y de la rugosidad de las partículas del suelo.

A continuación, presentaremos valores típicos de la adhesión y la fricción suelo/metal:

Adhesión c_α	Angulo de fricción suelo/metal
Insignificante en la mayoría de los casos	Superficie pulida 5°
Arcillas plásticas con alta humedad 10–30 kN/m ²	Superficie limpia 5° a 15°
	Superficie oxidada 15° a 25°

Figura 2-7: Valores típicos de la adhesión y el ángulo de fricción suelo/metal [9].

Una vez definido los parámetros del suelo, estamos en condiciones de evaluar porque en algunos tipos de suelos la resistencia al cizallamiento es mayor que en otros y cómo se relacionan los parámetros entre sí.

Principalmente la ecuación de Coulomb nos dice que la resistencia máxima al cizallar depende de los componentes de cohesión y fricción del suelo:

$$\tau_{max} = c + \sigma * \tan(\phi) \quad (2.2)$$

Donde:

τ_{max} : Máximo esfuerzo de corte [kN/m²]

c : cohesión del suelo [kN/m²]

σ : Esfuerzo normal a la superficie de falla [kN/m²]

ϕ : Ángulo de fricción interna [°]

Luego para ayudar a la teoría de tracción, Micklethwaite expresó la ecuación de Coulomb en términos de fuerza, de la siguiente manera:

$$\tau_{max}A = cA + \sigma A * \tan(\phi) \quad (2.3)$$

$$H_{max} = cA + Q * \tan(\phi) \quad (2.4)$$

Donde:

H_{max} : Fuerza de corte máxima [kN/m²]

Q : Carga normal en la superficie [kN/m²]

A : Área de la superficie de falla [kN/m²]

A continuación, presentaremos la siguiente gráfica mostrando diferencias de los esfuerzos máximos de corte según tipo de suelo:

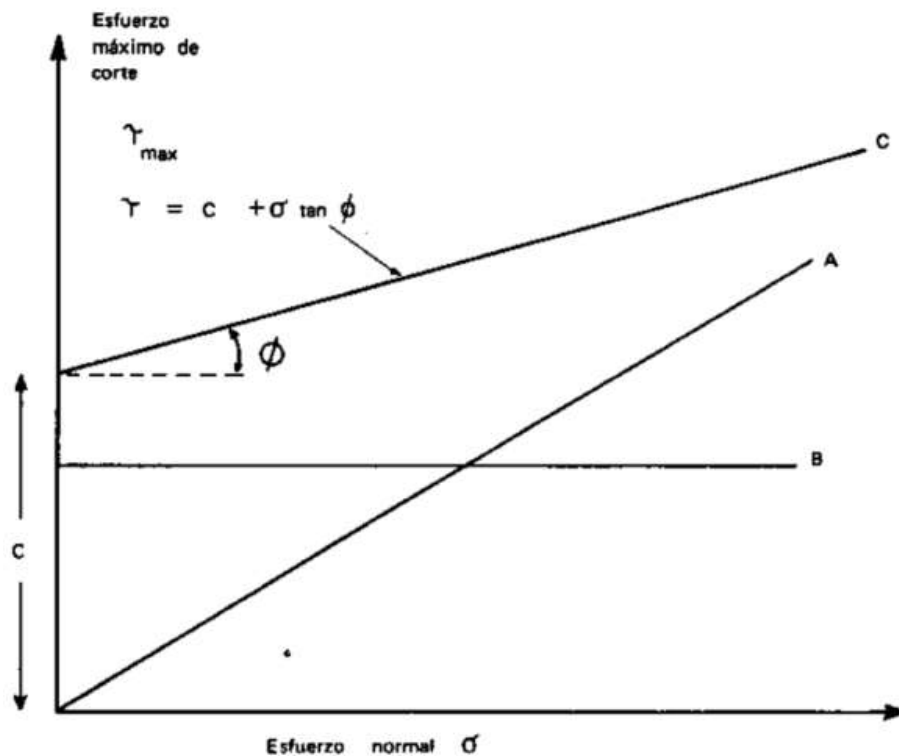


Figura 2-8: Gráficos del esfuerzo máximo de corte con el esfuerzo normal sobre la superficie de falla [9].

En la Figura 2-8, la línea A representa un suelo arenoso, la línea B representa un suelo arcilloso en estado plástico y la línea C representa un suelo franco con características friccionales y cohesivas.

Claramente esta resistencia máxima de corte varía según los parámetros de cohesión y de fricción, y estos varían con la humedad y la densidad aparente o compactación principalmente. Por lo que el esfuerzo de corte máximo está íntimamente ligado a estos dos últimos mencionados, y lo veremos en las siguientes gráficas:

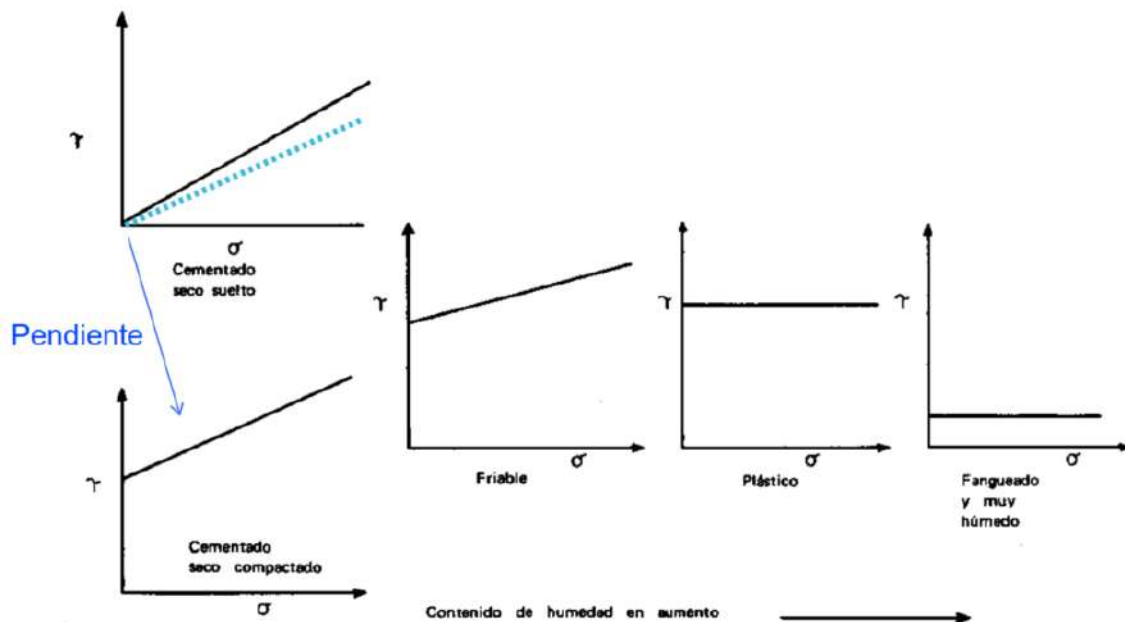


Figura 2-9: Resistencia en cizalla de un suelo arcilloso de acuerdo a su contenido de humedad y grado de compactación. [9]

Sembradoras

La siembra consiste en la colocación en el terreno de cultivo de la semilla en las condiciones requeridas para su desarrollo. Existen distintos sistemas de siembra. En nuestro caso, es de interés abocarnos en los cultivos en línea, donde la planta queda colocada en líneas o hileras con el fin de dejar zonas libres para el paso de la maquinaria.

La finalidad en cuestión, es poder establecer una densidad superficial de plantas óptima con el respectivo esparcimiento de las semillas., definidos ambos en base a la clase de cultivo, el tipo de suelo, la fertilidad del suelo y la humedad disponible.

Las máquinas sembradoras tienen la misión entonces de colocar en el terreno, dependiendo de sus condiciones, las diversas clases de semilla sin dañarlas. Los parámetros de cultivo de las sembradoras son diferentes para cada semilla, variando para los mismos los que son profundidad de siembra, dosis de siembra.

Existe una primera gran clasificación de sembradoras, las que son utilizadas para siembra convencional, las cuales siembran sobre terrenos previamente preparados. Como también las del tipo para Siembra directa, cuya función es sembrar en terrenos donde no se ha realizado un trabajo previo (labranza cero) o en el cual se ha realizado una labranza reducida.

Tipos de Sembradoras para Siembra Directa

De las sembradoras que realizan la disposición en líneas de las semillas se puede clasificar en la forma de realizar la siembra. Los diferentes tipos de sembradoras realizan fases u operaciones elementales las cuales se pueden resumir en cuatro.

1. Abrir el Surco
2. Depositar la Semilla
3. Enterrar la misma
4. Comprimir el Suelo

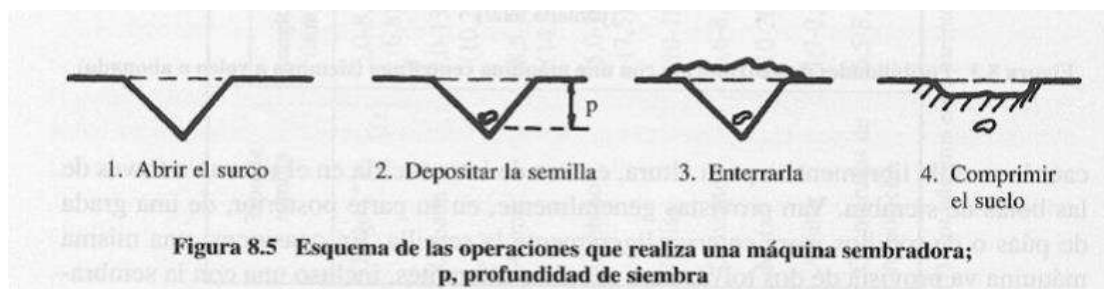


Figura 2-10: Operaciones que realiza una sembradora [4]

El instrumental para la realización de las operaciones lo veremos en el siguiente apartado. Ahora en cuanto a la clasificación de las sembradoras de siembra en línea tendremos dos grandes clasificaciones.

■ Sembradoras de Chorrillo

La sembradora a chorrillo o también conocidas como sembradoras de grano fino, consiste en depositar de forma continua sobre cada línea de siembra una determinada cantidad de grano, entregan las semillas en un flujo continuo, el cual el mismo puede ser dosificado por medio de mecanismos mecánicos o neumáticos. La separación entre hileras más usuales es de 15.8, 17.5, 20, 21 cm.

Utilizadas principalmente para producir cultivos anuales, usualmente granos de cereales, leguminosas y forrajes.

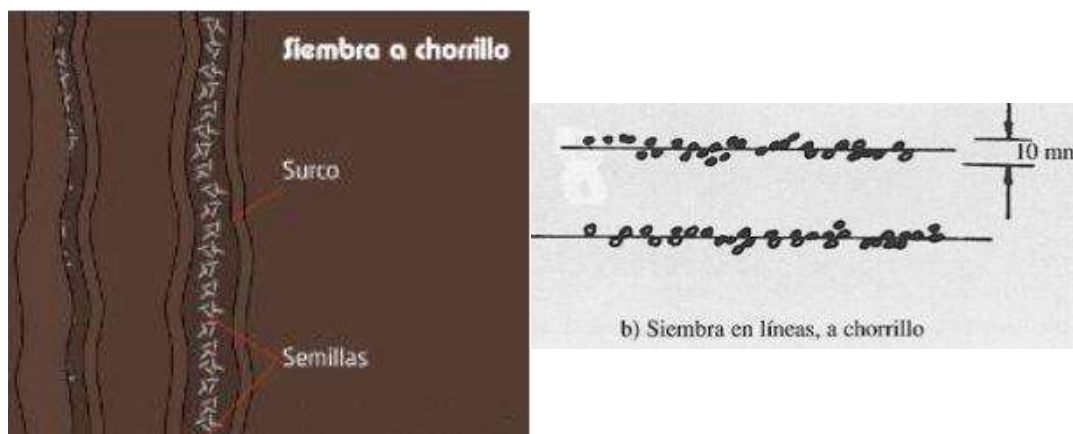


Figura 2-11: Representación esquemática de siembra a chorrillo [5]



Figura 2-12: Sembradora Grano Fino John Deere modelo 1590, 24-32 surcos

■ Sembradoras Mono grano

Las sembradoras de mono grano o también conocidas como sembradoras de grano grueso, consiste en depositar semillas individuales equiespaciadas igualmente unas de otras. La separación entre semillas depende del cultivo en cuestión, siendo de vital importancia conservar la misma para evitar la baja de rendimiento. La separación entre hileras generalmente es de 35, 42, 52.5 cm.

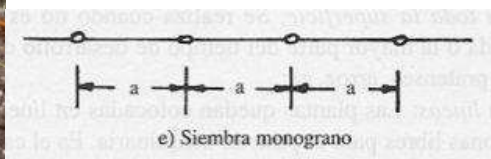


Figura 2-13: Representación de siembra mono grano [5]



Figura 2-14: Sembradora Grano Grueso Crucianelli Gringa

Órganos

Si bien presentaremos a nivel general todos los órganos que incluyen una sembradora, haremos principal énfasis en el denominado Tren de siembra el cual es nuestro principal tema de estudio en este documento.

■ Chasis y mecanismos de Enganche

El chasis es la estructura que es soporte de todos los otros componentes y en donde se vincula la sembradora mediante sus enganches al tractor.

El enganche más utilizado al tractor es a través de la barra de tiro, la misma puede ser mediante un transporte de frente, la cual sirve tanto para las tareas de trabajo como transporte de la sembradora, muy poco usado debido a él gran ancho de labor de las sembradoras actuales. El otro sistema de transporte es el de punta,

el cual tiene un sistema de lanza para el arrastre y otra para el transporte, siendo prácticas. Por último, se encuentra el transporte tipo auto tráiler, el cual consiste en un segundo chasis el cual transporta la máquina. Dichos sistemas de transporte se presentan a continuación en las siguientes figuras.



Figura 2-15: Chasis y mecanismos de enganche

■ Tolvas

Las sembradoras principalmente están compuestas por las tolvas donde se depositan las semillas a sembrar y pueden contar con dos tolvas más agregadas que son las utilizadas para los fertilizantes que se van a distribuir en la siembra.



Figura 2-16: Representación de tolvas en sembradoras.

■ Dosificadores

La dosificación es el encargado de regular la cantidad de semillas que se debe aplicar en cada surco. Ya sea para sembradoras de grano fino o grano grueso.

Hay dos grandes grupos hoy en día para la dosificación de semillas, los mecánicos y los neumáticos.

Los mecánicos se recomiendan para situaciones en las que se busca reducir el consumo energético. Son sencillos, robustos, de bajo costo, pero requieren de semilla calibrada para su buen funcionamiento. Su precisión es correcta dependiendo del grado de calibración que tenga la semilla, lo que no siempre es fácil de conseguir.

Los sistemas neumáticos, son más costosos, requieren de un circuito hidráulico de caudal variable con mayor consumo energético, pero son cada vez más utilizados, siendo la tendencia en nuestro país por no utilizar semillas calibradas, disminuyendo el costo de insumos, por tratar a la semilla con mayor cuidado, produciendo menor daño, y por ser más sencillos de operar cuando se necesita modificar la densidad por hectárea.

■ Transmisiones

El movimiento de los dosificadores de las semillas y fertilizantes se logra a través de diferentes sistemas.

1. Tren Cinemático: Compuesto por ruedas dentadas, cadenas, caja de velocidades y ruedas de mando, la cual la última transmite el movimiento de avance de la sembradora a toda la cadena cinemática.
2. Transmisiones Electrónicas: Mediante mandos eléctricos, hidráulicos o electrónicos, dosifican la dosis de manera variable. Son los más utilizados en las sembradoras modernas.

■ Tren Fertilización

El tren fertilizante es un agregado opcional que se le agrega a las sembradoras en el cual su principal función, como lo indica el nombre, es realizar las operaciones y dosificaciones de fertilizantes al cultivo

Existen principalmente dos tipos de fertilizantes, los nitrurados y los fosforados.

Los fertilizantes fosforados, se pueden aplicar en la misma línea de siembra donde se ubica la semilla, utilizando así el mismo tren de siembra.

En cambio, los fertilizantes nitrurados, si bien también es importante ubicarlos próximos a la semilla, no se deben ubicar en la misma línea de siembra debido a que podría provocar daños a la germinación. Por esta causa, se agregan trenes de fertilización en el caso de aplicar estos compuestos.

■ Tren de Siembra

El tren de siembra cuenta con diferentes órganos que constituyen el mismo, y los cuales pueden cambiar y/o variar su diseño para cada tipo de situación que se presente a la hora de la siembra, todo esto con el fin de lograr el objetivo principal de las sembradoras que es colocar la semilla de manera óptima para su germinación.

Los principales órganos y mecanismos del mismo son

1. Cuchillas de Corte
2. Cuchillas Abresurcos
3. Fijación del Tren de Siembra
4. Control de Profundidad
5. Barreraastrojos
6. Asentador de Semillas
7. Tapadora

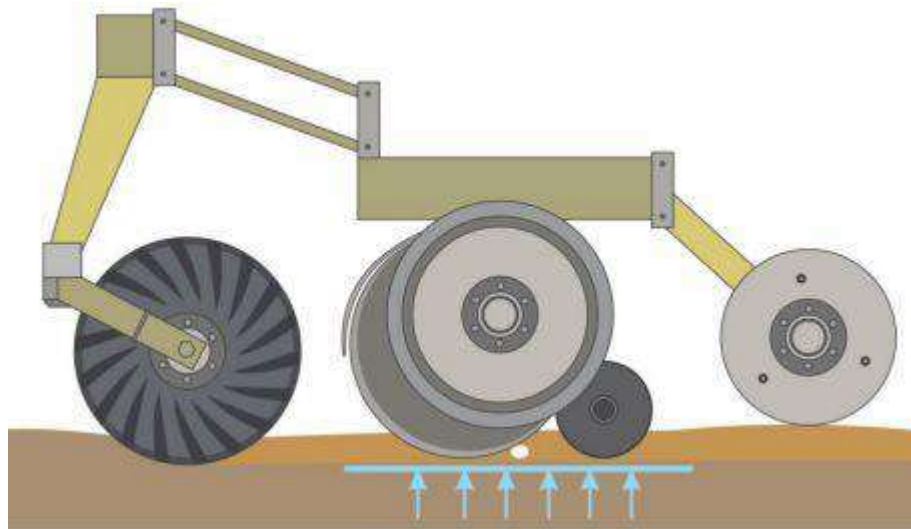


Figura 2-17: Principales órganos y mecanismos del tren de siembra

1. Cuchillas Corte

Los objetivos de la cuchilla corte son, lograr cortar el rastrojo con el fin de facilitar la acción de los abresurcos de la semilla, y realizar una microlabranza al suelo permitiendo así mejores condiciones para la implantación de la semilla, permitiendo así despejar el rastrojo de la línea de siembra como así disponer de suelo removido para utilizar como posterior tapado de semilla.

En cuanto al anclaje de la cuchilla de corte, se disponen de dos formas. Una forma es vincularlo directamente al cuerpo de siembra, y la otra forma y la principal y más utilizada en nuestro mercado, es la vinculación directamente con el bastidor, liberando de las cargas sometidas de dicha cuchilla al cuerpo de siembra.

Existen varios diseños de cuchillas de corte, a grandes rasgos se puede mencionar que las cuchillas con mayores ondulaciones, mayor esfuerzo, mayor microlabranza y menor penetración, teniendo entonces mejor tapado y accionar de los abresurcos, en regímenes de trabajo normales.

Las cuchillas de corte simétricas logran una microlabranza homogénea y una gran efectividad en el corte de rastrojo, pero tiene una limitante en la velocidad máxima de trabajo sin “desnudar” al surco

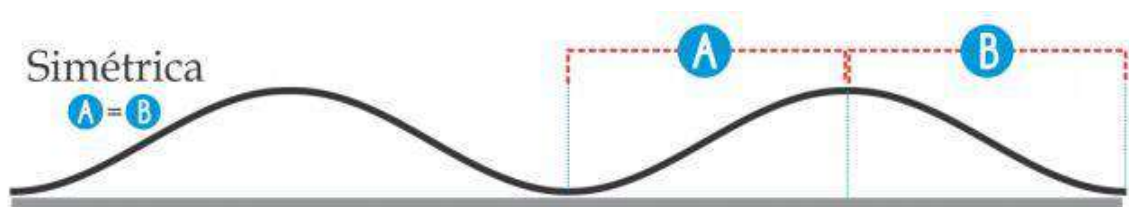


Figura 2-18: Representación esquemática de simetría en ondulaciones cuchilla de corte.

En el caso de las cuchillas de corte asimétricas tienen como ventaja una mayor velocidad de trabajo, pero tiene una dificultad para cortar rastrojos voluminosos y una menor homogeneidad en el corte que las simétricas

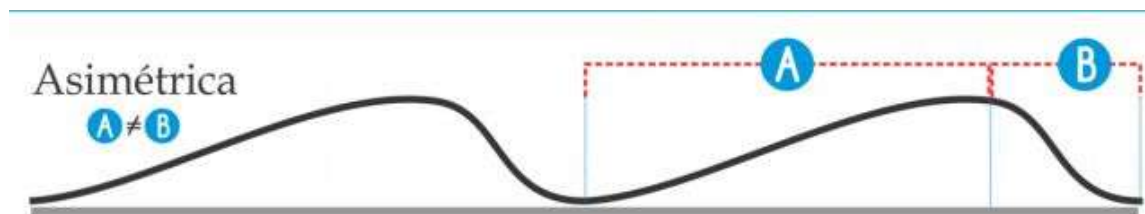


Figura 2-19: Representación esquemática de asimetría en ondulaciones **cuchillas** de corte.

Luego también según la cantidad de ondulaciones que tenga las cuchillas de corte también presentan ventajas y desventajas.

Al tener muchas ondulaciones se genera un menor ancho de labranza, y a su vez existe un bajo riesgo de desmoronar el suelo (desnudar el surco), pero la desventaja es que presentan dificultad en el corte de rastrojos voluminosos.



Figura 2-20: Representación esquemática de cuchilla de corte con muchas ondulaciones.

En cambio, las cuchillas con pocas ondulaciones, generan un mayor ancho de labranza, un mejor corte de rastrojos voluminosos, menos fuerzas opuestas para realizar el corte, homogeneidad en la profundidad de siembra y maximiza la vida útil de rodamientos y de los discos abresurcos, pero como desventajas que tienen es que son más susceptibles a “desnudar” el surco.

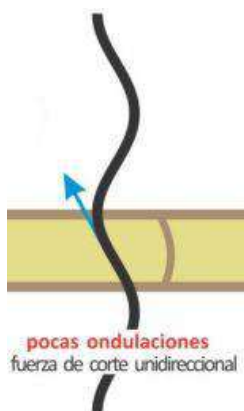


Figura 2-21: Representación esquemática de cuchilla de corte con pocas ondulaciones

a. Lisas

Las cuchillas lisas son las más utilizadas, presentando una buena remoción con un buen corte de rastrojo y un mínimo atoramiento. Las mismas no producen tierra suelta, siendo desfavorables a la hora de tapar la semilla. Su uso se presenta en suelos pesados y con exceso de humedad.



Figura 2-22: Cuchilla de corte lisa

b. Duraflute

Las mismas cuentan con ondulaciones pequeñas en periferia siendo las mimosas excelentes para el corte de rastrojo, pero teniendo poca penetración y dejando poca tierra suelta para las tapadoras.



Figura 2-23: Cuchilla de corte duraflute

c. Rippled

Este tipo de cuchillas cuentan con un borde liso y un ancho de labor de 2.5 cm, teniendo una buena microlabranza a costa de una menor penetración y menor capacidad de corte de rastrojo.



Figura 2-24: Cuchilla de corte Rippled.

d. Deep Flute

Las cuchillas Deep Flute cuentan con 5 cm de ancho de corte con la mayor microlabranza, pero teniendo un mal comportamiento a la hora de una velocidad de avance alta o suelos arcillosos y/o húmedos



Figura 2-25: Cuchilla de corte Deep Flute.

e. Turbo

Por último, están las cuchillas llamadas Turbo, las cuales son las más utilizadas en el mercado, combinan una microlabranza y son las más aptas para suelos pesados. Las mismas cuentan con un diseño de ondulaciones que las obliga a trabajar de forma perpendicular al suelo, dando resultados de buen corte con limpieza del surco.



Figura 2-26: Cuchilla de corte Turbo

f. Apreta rastrojo

Si bien este último no es un tipo de cuchilla de corte, es interesante su mención, eficiente con rastrojos abundantes y húmedos, funcionando también muy bien en suelos arcillosos, pero deben ser de un buen diseño en su contacto con el suelo pues pueden causar más problemas que beneficios.



Figura 2-27: Fotos de apreta rastrojos.

2. Cuchillas Abresurcos

Las cuchillas abresurcos son las responsables de la apertura del surco y de depositar la semilla en el mismo, la disposición que suelen adoptar las mismas son de dos tipos. Las llamadas bidisco y las monas disco.

a. Bidisco

El abresurcos bidisco de discos iguales es hasta el presente el sistema que mejor define el surco de siembra en “V” sin tierra en su fondo y con las paredes compactas con igual presión en ambos lados, ubicando en forma precisa la semilla en el surco. Todo lo anterior siempre y cuando su ajuste sea el correcto. La principal limitación que se observa es en los suelos arcillosos y con altos contenidos de humedad, debido a la tendencia que presenta la misma a atascarse.



Figura 2-28: Cuchilla abresurcos bidisco.

b. Mono disco

La otra opción que se puede encontrar son los abresurcos mono disco, los mismos cuentan con un grado de inclinación de 8° a 10° con respecto a la vertical. Los mismos brindan mayor oportunidad de trabajo en condiciones extremas como pueden ser suelos secos o muy húmedos/arcillosos. También la forma del mono disco suele adaptarse al suelo en cuestión a trabajar como así también el rastreo



Figura 2-29: Cuchilla mono disco.

3. Fijación del Tren de Siembra

En cuanto a la fijación de los órganos al tren de siembra podemos observar dos formas que se encuentran en nuestro mercado. La primera disposición son los abresurcos fijados a los paralelogramos o fijados a un brazo longitudinal simple

El último, es de construcción más sencilla, pero presenta la desventaja, aumentando los esfuerzos en el avance como así también cambiando la profundidad de siembra.

Los que son montados en paralelogramo, son los más usados en la actualidad, manteniendo el tren de siembra paralelo a la superficie, aunque se presenta la dificultad de estrechar los surcos y conseguir mejor salida del rastrojo.



Figura 2-30: Paralelogramo.

4. Control de Profundidad

La profundidad de siembra correcta, depende en parte del tipo de semilla y las condiciones de suelo. Para lograr la profundidad necesaria de cada semilla, es necesario copiar la superficie del terreno. Para ello se utilizan las llamadas ruedas limitadoras de profundidad o ruedas niveladoras.

Estas ruedas pueden ser dobles, ubicadas a ambos lados del doble disco o simples, de un solo lado.

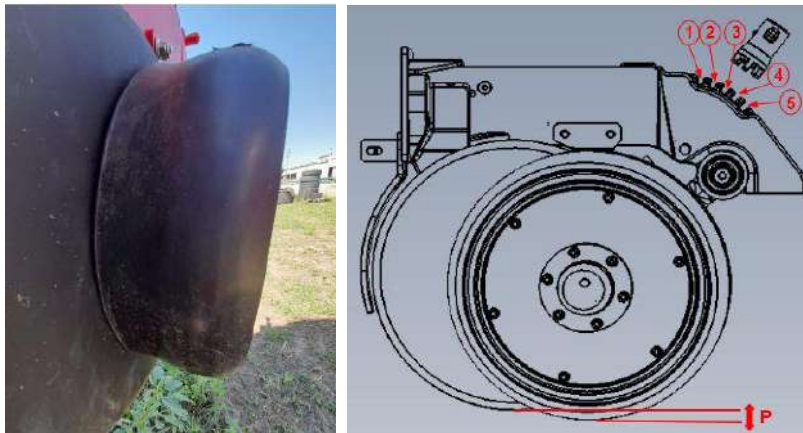


Figura 2-31: Rueda niveladora y regulaciones

5. Barreraastrojos

El barreraastrojo es un accesorio opcional que debe ser usado cuando la condición del rastrojo sea tal que se impida o dificulte la siembra debido a la insuficiencia o mal corte del mismo.

Dependiendo el diseño o disposición los mismos pueden ser “empujados”, dificultando el avance, o también pueden ser traccionados siendo la opción más favorecida, pero realizando la labor de manera menos agresiva.



Figura 2-32: Barrerastrojos

6. Asentador de Semillas

Favorecer la capilaridad por debajo de la semilla ayuda a su germinación y al enraizamiento de la plántula, aunque el exceso de compactación sobre la semilla puede provocar el fracaso de la siembra.

Para ello, se utilizan lo que se conoce como asentadores de semilla, los mismos compactan el fondo del surco con la semilla, como así también que las fijan impidiendo su desplazamiento debido a la bajada desde el dosificador, ayudando a mantener el espaciamiento de la planta sobre la línea.

Los modelos presentes en el mercado son de dos tipos, las llamadas ruedas asentadoras, las cuales las mismas presentan limitaciones en cuanto a la adherencia del suelo sobre ellas, adhiriéndose a las semillas, desplazan y modifican su profundidad. El otro modelo presente, con excelentes propiedades en suelos con elevada adherencia, es el llamado lengüeta contactora de semilla, construida de un material antiadherente tipo teflón, pudiendo entonces ser utilizadas en cualquier circunstancia, aunque ejerciendo menor presión que las ruedas.



Figura 2-33: Contactadores de semilla

7. Tapadora

Ahora tarea de vital importancia una vez depositada la semilla es cerrar el surco, para lo que existen principalmente dos tipos de variantes de ruedas.

a. Doble Rueda

Deben tener buen diámetro debido a que su velocidad de giro debe ser pequeña para no remover el suelo con la consecuencia de desplazar la semilla.

El diseño de la misma puede ser tanto de bordes lisos, biselados o de casquetes dentados. Siendo las mismas variantes para las distintas condiciones de suelo.



Figura 2-34: Rueda tapadora doble

b. Rueda Simple

Las ruedas simples, en su versión más sencilla, son ruedas de banda deformable que ayudan a su autolimpieza. Estas ruedas poseen poca agresividad dependiendo su resultado del estado y tipo de suelo, su mejor desempeño lo realizan en suelos sueltos.

Las ruedas metálicas dentadas con inclinación en el plano horizontal y vertical funcionan bien en suelos arcillosos, pero deben tener una buena gama de posibilidades en cuanto a su regulación. Su capacidad de tapado y de autolimpieza dependen de ello.



Figura 2-35: Rueda tapadora simple dentada con inclinación

Mantenimientos y Ajustes

En este apartado veremos la importancia de por qué realizarle mantenimiento a la sembradora. Para empezar, diremos que nosotros queremos que la eficiencia de siembra y la posterior germinación y crecimiento de la semilla sea de 100%. Pero si la siembra no es la correcta comienzan a existir pérdidas o bajas de rendimiento.

Se puede tener un 3% de pérdida si el CV (coeficiente de variación) es entre 20-35% (los corrimientos brindan competencia entre plantas), un 5% de pérdida si el CV > 35%, un 60% de pérdida si hay dobles (competencias entre semillas por nutrientes) y un 80% de pérdidas si existen fallas (semilla que no estoy colocando).

Lo que tiene que ver con dobles y fallas, se relaciona con el mantenimiento y ajustes mecánicos, el mismo caso con los CV elevados, este se relaciona con el mantenimiento y ajustes mecánicos.

¿Qué es el CV?

El CV es el coeficiente de variación, y se define de la siguiente manera:

$$CV [\%] = \frac{\sigma}{\bar{X}} * 100 \quad (2.5)$$

Donde, σ es la desviación estándar y $\bar{x}$ es la media aritmética:

$$\sigma = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^N (x_i - \bar{X})^2}{N-1}} \quad (2.6)$$

$$\bar{X} = \frac{\sum_{i=1}^N x_i}{N} \quad (2.7)$$

N es el número de muestras.

- Errores de espaciamiento (CV) son causados por:
 - Estabilidad del cuerpo
 - Vibraciones del mando mecánico
 - Liberación de la semilla

- Entrega de la semilla
- Errores de singulación causados por:
 - Dosificador

En las sembradoras existen 3 áreas principales a las cuales hay que prestarle atención para evitar baja de rendimiento en la siembra:

- Creación del surco
- Colocación de la semilla
- Cerrado del surco

Nos centraremos en lo que es el mantenimiento y ajuste de todos los elementos que están en contacto con el suelo, dejando de lado lo que es sistema de dosificación y baja de semilla. Si bien lo mencionaremos, no haremos hincapié.

1- Creación del surco

Dentro del apartado de creación del surco existen algunas cuestiones a tener en cuenta para el buen desempeño de plantación de semillas:

- Nivelación/lastrado

Con respecto a la nivelación, si la barra de herramientas o el chasis de la sembradora está caído hacia adelante, es decir, el enganche está muy bajo, se va a estar realizando mucha más fuerza sobre la turbo y sobre el frente de doble disco, haciendo que los componentes trabajen más exigidos. En el caso de que esté caído hacia atrás, ocurre que el doble disco estaría trabajando en otra posición de la que fue pensada/diseñada.

Con respecto al lastrado, los cuerpos para clavarse tienen que realizar una fuerza hacia abajo y como se sabe, la tierra provoca una resistencia a esa penetración provocando una reacción sobre los cuerpos. El problema está en que, si esa resistencia es mayor al peso que está trasladando los cuerpos hacia abajo, va a lograr de que se desclaven los cuerpos, haciendo que no llegue a la profundidad deseado o bien no puedo mantener una profundidad homogénea y me empiezo

a escapar del contenido de humedad óptimo para la semilla y eso provoca un crecimiento desuniforme.

- Paralelas

Son los puntos de unión de los cuerpos con la barra portaherramientas de la sembradora. Son las encargadas de permitir el movimiento libre de los cuerpos de siembra para acompañar las diferentes condiciones del terreno y permitirme asegurarme que voy a mantener la misma profundidad de siembra sin afectar las variaciones del suelo.

Cuando los bulones y bujes de estos comienzan a gastarse, comienzan movimientos de balanceos, que afectan el rendimiento, y no solo el movimiento vertical, sino también el movimiento lateral empezando a desalinearse con la cuchilla de turbo de adelante y también reduciendo o aumentando el distanciamiento entre hileras.

- Doble disco abridores

Es el encargado de cortar el suelo y generar el surco en “v” que va a hacer la cama para la semilla que entrega el tubo de bajada.

Con respecto a este elemento puede ocurrir que puede estar gastado, ovalado o gastado de tal forma que el surco que forme ya no sea en “v” sino en “w”, ocasionando que la semilla caiga depositada en una “loma”, o a algunos de los costados y no en la profundidad del surco como fue planeado, según la regulación de profundidad que viene dada por la rueda reguladora de profundidad.

En general la distancia mínima de contacto entre los dos discos es entre 1,5" y 2", menos de 1,5" ya se necesita recambio.



Figura 2-36: Medición de desgaste de doble disco abresurcos

- Ruedas niveladoras y brazo

Es el encargado de asegurar la profundidad a lo largo de todo el lote y a lo largo de toda la sembradora. A medida que tengo desgastes de estos voy a tener variaciones de profundidad con respecto a la deseada haciendo que algunas semillas caigan en zonas con un buen contacto con la humedad y otras caigan en una zona con mal contacto con la humedad.

Otra cosa a tener en cuenta es que no me ingrese materia orgánica entre la rueda niveladora y el doble disco abresurcos, ya que de ser así estaría entrando esa materia orgánica al surco también, generando que se agregue material con

distinta condición de humedad (menor) lo cual afecta a la humedad óptima del surco para la germinación de la semilla, logrando que esta tenga un crecimiento más tardío generando baja de rendimiento.



Figura 2-37: Rastrojo entre rueda niveladora y doble disco abresurcos

También a tener en cuenta es el desgaste de la rueda niveladora, ya cuando esta arranca a pisar disparejo, se pierde el control de profundidad, generando lo mencionado anteriormente.



Figura 2-38: Comparación de estado en ruedas niveladoras de profundidad.

- Normalización de profundidad

Los bigotes o balancines son donde descansa todo el peso del brazo de la rueda niveladora. Cuando este se comienza a desgastar, ya comienza el brazo a descansar un poco más abajo de lo que se busca. Un desgaste de estos de 4 mm es suficiente cuando se traslada al suelo por el brazo de palanca, por lo tanto, es un elemento a tener en cuenta.



Figura 2-39: Desnivel de ambas ruedas producto de desgaste de balancín.

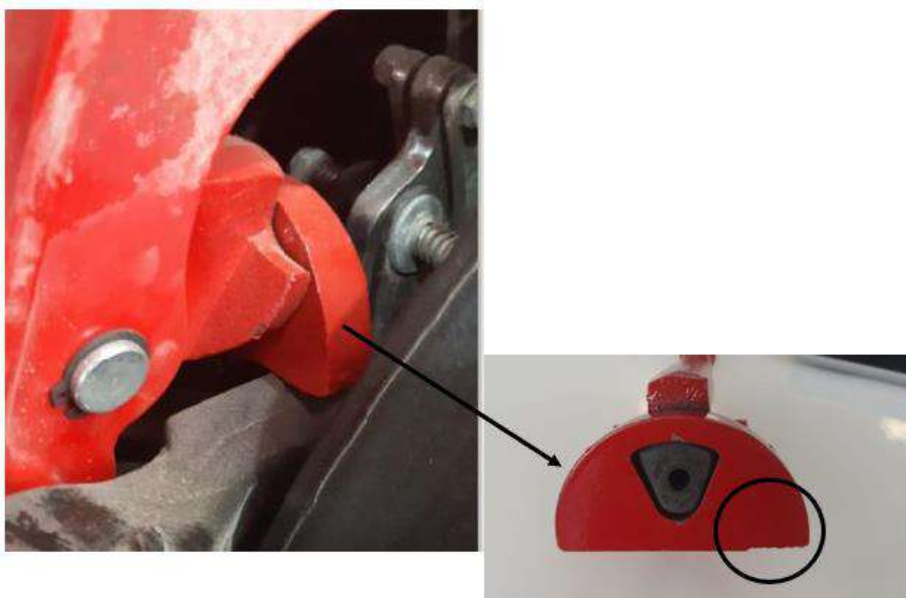


Figura 2-40: Ubicación de balancín y muestra de desgaste

- Alineación de la cuchilla respecto a doble discos

Al no estar alineado, lo que ocurre es que el doble disco tendrá que realizar un esfuerzo mayor, y por lo tanto un desgaste excesivo.



Figura 2-41: Izquierda: Desalineación de la cuchilla de docente con el doble disco.
Derecha: Buena alineación

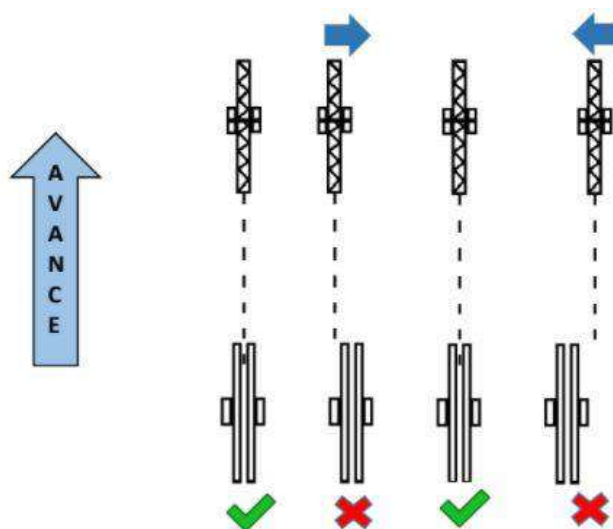


Figura 2-42: Representación esquemática de la alineación de ambos elementos.

- Regulación - Situación óptima: Trabajar a la altura del doble disco

Cuando la cuchilla de corte está muy por debajo del doble disco abresurcos lo que ocurre es que se generará un falso fondo, provocando que la semilla pueda caer en ese falso fondo y estar muy por debajo de la profundidad buscada.

Se recomienda que la cuchilla de corte esté trabajando al mismo nivel que el doble disco abresurcos, pero sin embargo algunos fabricantes de sembradoras sostienen que colocar la doble disco abresurcos.

- Cuchillas de corte:

Las cuchillas de corte como ya sabemos son las que van adelante de cada tren de siembra. Lo que respecta del mantenimiento de estas lo primordial es el diámetro de la misma. Si se tiene un desgaste excesivo del diámetro lo que ocurre es que el ángulo de corte aumenta cada vez más:

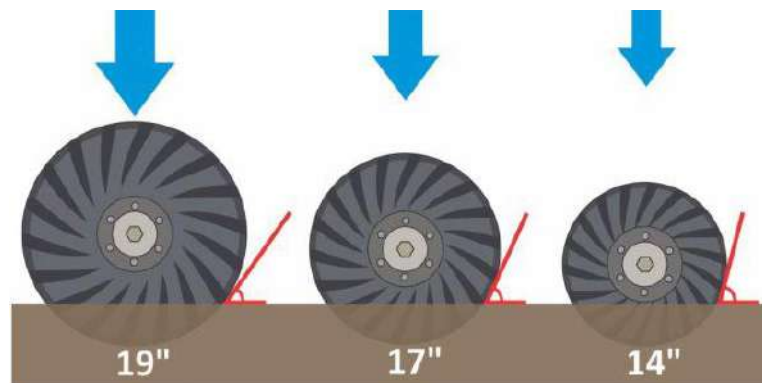


Figura 2-43: Representación de variaciones de angula de corte según diámetro

Hay dos cuestiones con respecto a la profundidad de trabajo

- **Aspecto físico:** Debe ser menor o igual a $\frac{1}{4}$ de su diámetro. De no ser así tendremos un elevado ángulo de corte aumentando el consumo de combustible, inadecuado corte de rastrojo y un esfuerzo de rodadura muy elevado (giro discontinuo del abresurcos)

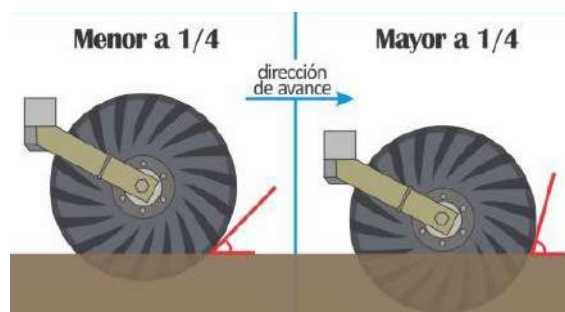


Figura 2-44: Representación esquemática de la profundidad de corte.

- **Aspecto biológico:** La profundidad debe ser tal que genere el máximo beneficio para la germinación de la semilla. De no ser así se generará excesiva rotura de capilaridad del suelo (imposibilidad de ascenso del perfil de agua para generar contacto con la semilla). Existencia de baja

capacidad portante por debajo de la línea de siembra (variación en la profundidad de siembra).

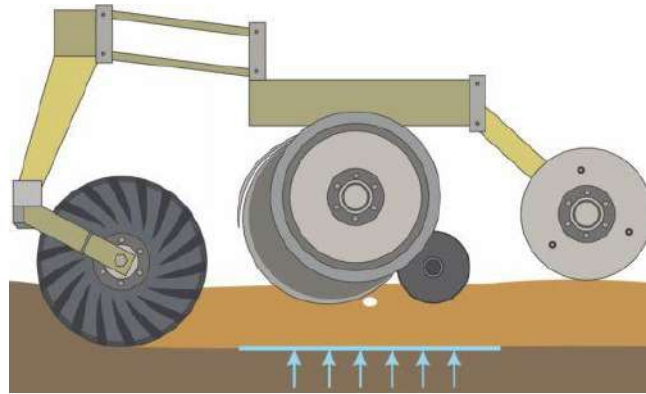


Figura 2-45: Representación esquemática de capilaridad del suelo

2- Colocación de la semilla

Luego de la creación del surco hay que colocar la semilla. Dentro de este subapartado aparece todo el sistema de dosificación, incluido el tubo de bajada.

A tener en cuenta para el correcto funcionamiento de dosificación para una buena eficiencia de siembra:

- Estado de dosificador:

A controlar en este apartado es acumulación de residuos en dosificadores, tener una buena presión de vacío en los dosificadores neumáticos es clave.

- Control de mando:

Principalmente el control de mando por cadena, rueda de mando, etc. Al existir un tren cinemático muy extenso, pequeñas variaciones, llevan a variaciones grandes en el dosificador, provocando “ruido”, vibraciones, saltos de velocidades en los dosificadores que causen baja de eficiencia en la dosificación.



Figura 2-46: Cadena rígida, provoca saltos de velocidades en dosificación.

- Tubos de bajada:

Desgaste de tubos de bajada, comenzado a generarse una rebarba en el tubo, modificando la dirección de caída de la semilla si la semilla impacta contra este



Figura 2-47: Rebarba generada en tubo de bajada producto de desgaste

- Órgano afirmador de semillas

Una mala regulación de este, exceso de carga, arrastra la semilla provocando un aumento de CV.

3- Cerrado del surco

Una vez que ya se tiene la semilla en el surco, hay que cerrar el surco.

A tener en cuenta:

- Alineación/desgaste:

Si un sistema tapador está desalineado de la línea del surco, la fuerza que se realiza sobre la semilla es totalmente ineficiente respecto a lo que se debería estar haciendo. Con un sistema tapador se tiene que lograr apretar las paredes del surco para que aporten material y esa semilla tenga un buen contacto semilla-suelo para que tome humedad. A medida que el sistema tapador se desgasta, la fuerza empieza a ser desuniforme.

- Estado de las ruedas:

Claramente cuando la rueda se comienza a desgastar la fuerza que ejerce la misma sobre el suelo comienza a ser desuniforme haciendo que el cerramiento del surco no sea eficiente

- Espaciamiento de las ruedas:

El espaciamiento de las ruedas es clave para que la descomposición de fuerzas hacia el surco sea tal que las paredes del surco se puedan desmoronar de abajo hacia arriba y no de arriba hacia abajo. Si fuese de arriba hacia abajo el desmoronamiento, quedarán bolsas de aire y la semilla no germinará bien.

- Carga en las tapadoras:

La carga de las tapadoras tiene que ser tal que no queden bolsas de aire dentro del surco, ya que si existirían es que donde se encuentra está, la semilla no tomará la humedad necesaria y se retrase su crecimiento con respecto a la semilla aledaña.

3-Capítulo: Propuestas de Solución

En este capítulo presentamos 3 propuestas de solución que han surgido del pensamiento de como poder realizar un banco de pruebas para trenes de siembra.

Como ya se sabe, en nuestro proyecto tenemos como objetivos principales analizar el desgaste en situaciones reales de siembra, y reconocer que potencia consume cada tren de siembra. Por lo tanto, para poder llevar a cabo esto, lo primero que hay que realizar es simular el movimiento de trabajo de la sembradora, el cual consiste básicamente en un avance lineal de la máquina, con los trenes de siembra clavados en el suelo realizando cada componente su labor. Luego también tenemos que tener en cuenta que las condiciones del suelo sean las más parecidas o idénticas a la realidad para poder así replicar bien la situación de desgaste.

Una vez mencionado esto, pasamos a realizar las diferentes propuestas.

Propuesta 1: “Banco de pruebas circular”

Como primera propuesta de solución, la idea principal era un banco de pruebas “circular”. El objetivo del mismo es poder obtener un sistema de movimiento continuo circular, realizado por un plato cilindro que rota respecto a su propio eje, de la tierra con respecto al tren de siembras para así evaluar su desgaste y consumo de potencia.

El proceso comienza en el mixer, donde allí se llevará a cabo la mezcla y homogeneización del suelo, donde se controlaría la textura del suelo como así la humedad del mismo, una vez realizada esa mezcla se depositaría en el disco giratorio, pasando por un proceso de compactación hasta llegar a valores típicos del suelo, y con lo anterior mencionado simularemos un modelo de la realidad, pudiendo cambiar las diferentes condiciones del suelo con el mixer y el compactador.

Siguiendo con el proceso, pasará por el tren de siembra, realizando su labor y luego por herramientas de descompactación para así luego situar nuevamente al depósito, donde se repetirá nuevamente el proceso.

Se puede observar a continuación una representación esquemática de lo planteado anteriormente.

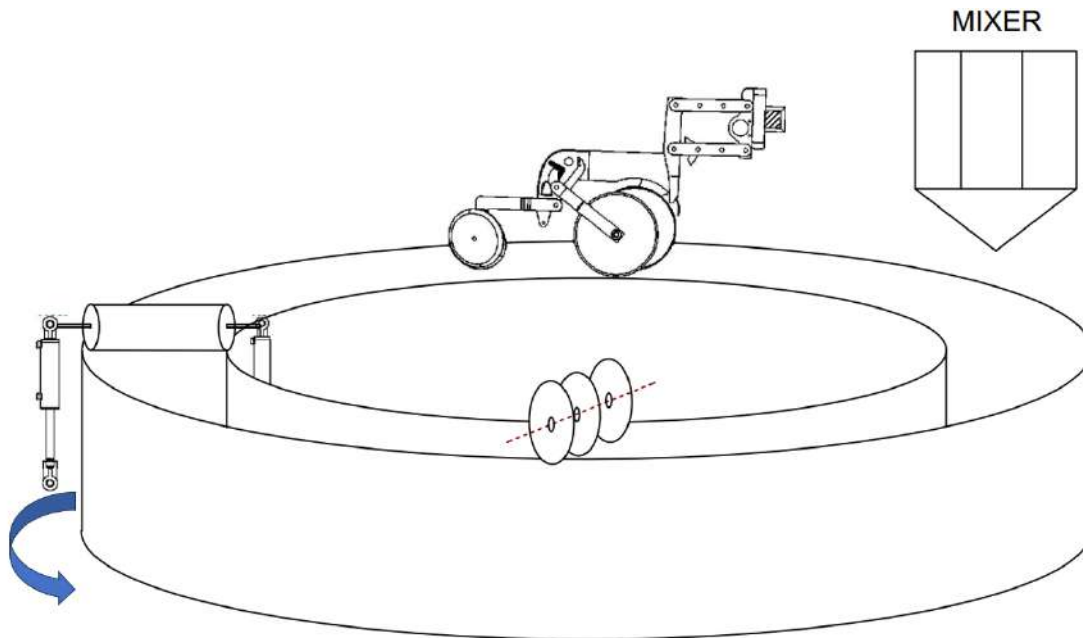


Figura 3-1: Representación esquemática de propuesta de solución 1.

Análisis del Caso

Para comenzar a ver si es factible o no el caso, comenzaremos a analizarlo un poco con respecto a los recursos/componentes o pesos/fuerzas que hay en juego a la hora de ejecutarlo.

■ Velocidad y Radio

Sabemos que la velocidad máxima de una sembradora está entre 6 y 9 km/h. Ahora si nosotros queremos saber cuál es la velocidad angular a la que tiene que girar el disco hacemos lo siguiente:

$$\omega = V/r \quad (3.1)$$

Suponemos que el disco tiene un diámetro de 8 mts, nos da una velocidad angular de:

$$\omega = 9 \text{ km/h} / 4 \text{ mts} = 0,625 \text{ rad/s} = 5,96 \text{ rpm} \quad (3.2)$$

Teniendo un motor que brinda una velocidad angular de 1500 rpm, sin ningún tipo de reducción a la salida del eje, obtendremos en el disco dado, una velocidad tangencial de

$$Vt = \omega * r = 1500 \text{ rpm} * 4 \text{ mts} = 628,31 \text{ m/s} = 2261 \text{ km/h} \quad (3.3)$$

Entonces, con una reducción aproximada de 1:250 se llegaría a la velocidad necesaria para la condición de siembra.

■ Compactación

Para compactar la tierra lo que pensamos hacer es compactarla con un rodillo. Tenemos como condición límite 10 MPa ya que suele pasar que en terrenos se presenta una capa superficial dura mayor a 5 MPa y lo que hacemos es posicionarnos en la peor condición. Autores señalan que en suelos con compactación mayor a 2 MPa ya se impide o se limita el crecimiento de las plantas [12]. Otros autores señalan [13] que compactaciones del suelo mayor a 1 MPa ya estaría impidiendo el crecimiento radical de las raíces y esto traería aparejado una baja considerable del rendimiento del cultivo.

Hay que tener en cuenta que el rodillo compactador es el que realiza la compactación de la tierra, por lo tanto, según el diámetro de contacto con la tierra y la presión a la que se quiera llegar (2 MPa) vamos a poder determinar cuál es la fuerza necesaria que tiene que realizar el cilindro para esto:

Suponiendo que nuestro cilindro en cuestión tiene 20 cm de diámetro y una longitud de 45 cm, la fuerza necesaria para la compactación se calculará

$$F = P * A \quad (3.4)$$

Teniendo en cuenta que el Área de presión, la aproximamos como

$$A = \text{Perímetro} / 8 * \text{longitud} \quad (3.5)$$

$$\text{Perímetro} = \pi * D = \pi * 0,2m = 0,6283 m \quad (3.6)$$

Entonces

$$A = (0,6283 m * 0,45 m) / 8 = 0,0353 m^2 \quad (3.7)$$

$$F = 2 \times 10^6 Pa * 0.0353 m^2 = 70600 N = 7196.7 kgf = 7.2 toneladas \quad (3.8)$$

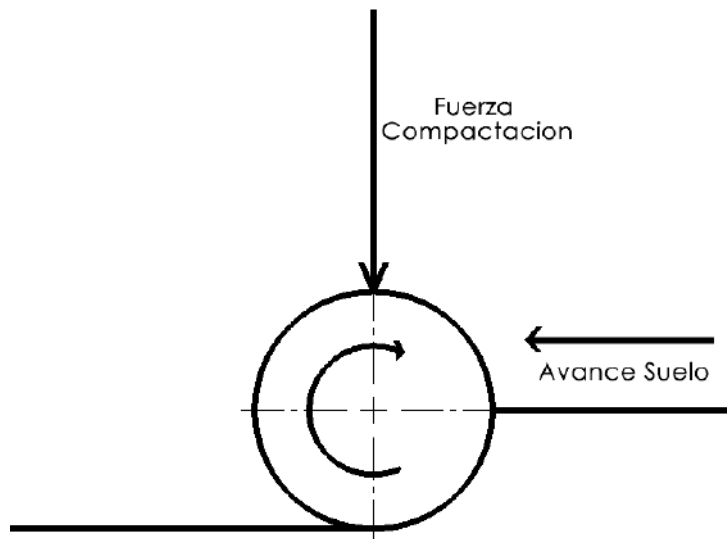


Figura 3-2: Representación esquemática de compactación de tierra

Una vez que verificamos cuál sería la fuerza necesaria para compactar la tierra a 2 MPa, analizaremos qué características geométricas tendría que tener un cilindro hidráulico para esto. Para esto hay que suponer una presión de trabajo de 180 bar, entonces

$$P = 180 bar \quad (3.9)$$

$$P = \frac{F}{A} \rightarrow A = \frac{F}{P} \quad (3.10)$$

$$A = \frac{7196 \text{ Kgf}}{180 \text{ bar}} = 39,2 \text{ cm}^2 \quad (3.11)$$

Una vez que tenemos el área necesaria, calculamos el diámetro:

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot A}{\pi}} = 7,06 \text{ cm} \quad (3.12)$$

■ Linealidad entre tren de siembra y movimiento del suelo

Otro factor a analizar con respecto a dicha propuesta de solución corresponde a la linealidad del tren de siembra con respecto al movimiento del suelo. Al estar en un disco giratorio, es de esperarse que el tren de siembra no siga una línea recta del suelo con respecto al plato debido a su radio, para asemejarse a una recta, el diámetro del mismo debería ser de un tamaño considerable.

Por lo que respecta, si el recorrido del suelo no se asemeja a una línea recta en la trayectoria del tren de siembra, implicaría una desalineación en los cuerpos del tren de siembra, siendo esto, una situación irreal respecto de lo que queremos estudiar, trayendo desgastes prematuros (y no representativos a lo que sucede en la realidad) en los órganos de lo mismo como así también una mala productividad en la germinación de la semilla.

En la siguiente figura, se puede observar esquemáticamente cómo sería la línea del surco realizado por la cuchilla abresurcos con respecto en este caso a las ruedas tapadoras.

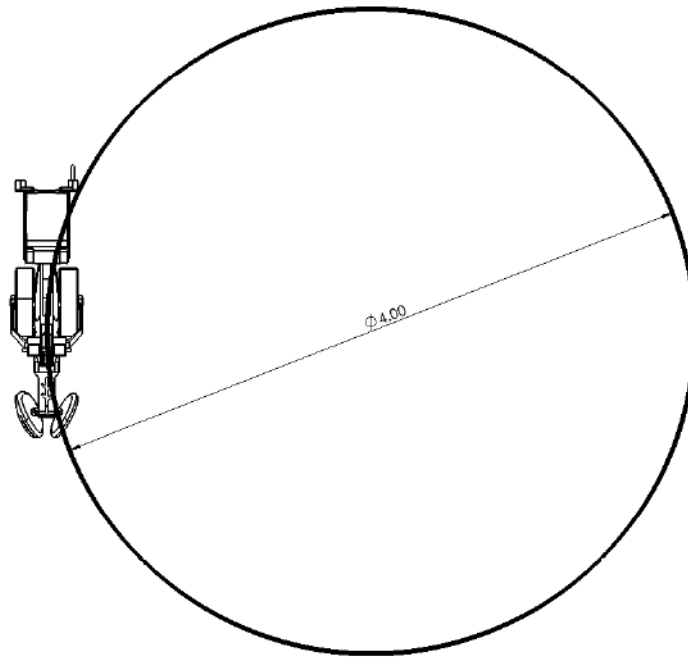


Figura 3-3: Representación esquemática de cómo impacta la tierra en el tren de siembra.

Propuesta 2: “Banco de pruebas lineal”

Para la segunda propuesta de solución planteada, el objetivo era realizar un banco de pruebas “lineal”, con el mismo objetivo que el anterior, poder realizar un proceso continuo a la hora de analizar el desgaste y el consumo de potencia.

El proceso comienza en la incorporación del suelo en el mixer para así buscar la textura y la humedad del suelo deseada. Una vez realizada la mezcla, el proceso continúa situando la mezcla en una cinta transportadora para así pasar por un proceso de compactación para lograr que la misma tenga la compactación deseada. Una vez llegada a la condición del suelo esperada, se simulará el avance del tren de siembra. Luego el suelo seguirá su recorrido hasta el final de la cinta transportadora, donde mediante dos transportes lograremos transportar dicha mezcla ya des compactada nuevamente al depósito para así volver a comenzar el proceso.



Figura 3-4: Representación de propuesta se solución 2.

Análisis del Caso

Para comenzar a ver si es factible o no el caso, comenzaremos a analizarlo un poco con respecto a los recursos/componentes o pesos/fuerzas que hay en juego a la hora de ejecutarlo.

■ Velocidad

Como ya mencionamos el movimiento línea de la tierra, lo pensamos como para que una cinta transportadora mueve la tierra a la velocidad requerida. Entonces suponiendo un motor eléctrico de 1500 rpm, un diámetro de rodillo motriz de la cinta transportadora de 0,5 m tiene una velocidad de 45 km/h.

$$V_t = \omega * r \quad (3.13)$$

$$V_t = 1500 \text{ rpm} * 0,5 \text{ m} = 750 \text{ m/min} = 45 \text{ km/h} \quad (3.14)$$

Por lo que podemos decir que con un reductor o poniendo un diámetro de rodillo motriz más pequeño podemos llegar a la velocidad requerida.

■ Compactación

En esta propuesta de solución, necesitaremos nuevamente la compactación del suelo para asemejar a la realidad las propiedades del suelo. Para ello, nuevamente propusimos un cilindro compactador, quedando el análisis de compactación y la fuerza necesaria como en el apartado anterior. Resumiendo, el mismo

$$F = 7196.7 \text{ kgf} = 7.2 \text{ toneladas} \quad (3.15)$$

Y para una presión de trabajo de 180 bar en un cilindro hidráulico, el área necesaria y el diámetro del mismo

$$A = 39,2 \text{ cm}^2 \quad (3.16)$$

$$D = 7,06 \text{ cm} \quad (3.17)$$

■ Cinta transportadora

Analizando la factibilidad de colocar una cinta transportadora, considerando que la misma tiene que estar sometida a un esfuerzo vertical de 7 toneladas aproximadamente, producto de la compactación de la tierra.

El cálculo de potencia absorbida de una cinta transportadora es el siguiente:

$$P = \frac{Q \cdot H}{270} + C * f * L * \left(\frac{Q}{270} + \frac{p_m \cdot v}{75} \right) [CV] \quad (3.18)$$

Donde:

- Q: Capacidad de transporte $\rightarrow Q= 2900 \text{ tn/h}$
- H: Altura del transporte con respecto al suelo $\rightarrow H=0$
- C: Factor de Corrección por longitud $\rightarrow C=9$
- f: Factor de Corrección por rozamiento $\rightarrow f=0.035$
- L: Longitud de la cinta $\rightarrow L= 3 \text{ m}$
- Pm: Peso de las partes móviles $\rightarrow Pm= 125 \text{ kg (partes Móviles) + 7000 kg (Compactación)}$
- v: Velocidad $\rightarrow v=2,75 \text{ m/s.}$

Considerando al esfuerzo de vertical de compactación de la tierra como un agregado a la fuerza de pesos móviles del cálculo (p_m) ya que es un peso que tiene que mover la misma.

Reemplazando estos valores en la fórmula de potencia nos da:

$$P = 252 \text{ CV (3.19)}$$

Propuesta 3: “Banco de prueba móvil”

La tercera propuesta de solución planteada, conlleva salir de un banco de prueba estático. La función del mismo es asimilarse a una situación real de siembra. Para ello dispondremos de un banco de prueba móvil, en el cual se simulará el proceso de siembra, creación y tapado de surco, sin la dosificación de semillas. El mismo será totalmente autónomo, y deberá poder ser transportable para situarlo en diferentes situaciones de terreno, y así, analizar de manera real el consumo de potencia y el desgaste en las distintas condiciones de siembra presentadas.



Figura 3-5: Representación de solución de propuesta 3.

Análisis del Caso

Para comenzar a ver si es factible o no el caso, comenzaremos a analizarlo un poco con respecto a los recursos/componentes o pesos/fuerzas que hay en juego a la hora de ejecutarlo.

- Velocidad

Con respecto a la velocidad, la máquina será impulsada por sus propios medios, con lo cual ahora lo que sucederá es que lo que se desplaza no es la tierra, sino el tren de siembra, similar a lo que sucede en una sembradora.

- Potencia

Con respecto a la potencia, la máquina tendrá que ejercer tal potencia para auto trasladarse y poder realizar la creación y tapado del surco simultáneamente. Como así también considerar el posible consumo hidráulico y/o eléctrico de los diferentes sistemas de la misma

Según datos empíricos, el consumo máximo que brindan los fabricantes de consumo de potencia por línea, es de 10 HP (considerando una velocidad máxima entre 6 y 9 km/h). Considerando la potencia en todo su conjunto (hidráulica, eléctrica, arrastre, entre otras).

Por lo tanto, este sería una aproximación al orden de potencia que consume la máquina para auto propulsarse.

■ **Propiedades del Suelo**

1. Compactación

Para el caso de compactación, ya no se tendrá que realizar este proceso para la simulación de la tierra, ya que la máquina trabajará en un campo donde esta compactación ya está realizada (la máquina trabaja in-situ).

2. Textura

Debido a que el proceso de prueba se realizará en las condiciones del lote, siendo las mismas condiciones de siembra, se podrá analizar el desgaste para las diferentes texturas del suelo siendo más certero los valores obtenidos, en desgaste y consumo de potencia, posteriormente.

3. Humedad

La humedad del suelo será la correspondiente a la que se encuentre en el lote en el momento de realizar el trayecto de la máquina. Es una variable a controlar antes de iniciar el trayecto, pero no es una variable que podamos modificar.

Elección de la propuesta.

Habiendo definido anteriormente las tres propuestas de solución mencionadas, analizaremos mediante la siguiente tabla los criterios de selección de la propuesta a desarrollar.

Tabla 3-1: Ponderación de las propuestas de solución.

Propuestas de solución	Criterios							Totales
Ponderación 1 - 3	¿Es factible lograr Velocidad requerida?	¿Facilidad de lograr Textura deseada?	¿Facilidad de condicionar Compactación ?	¿Facilidad de condicionar Humedad?	¿Es Factible construirlo?	¿Replica Cond. Sembradora?	Necesidad de seguimiento	Totales
Banco Circular	1	3	1	3	1	1	3	13
Banco Lineal	2	3	1	3	2	2	3	16
Banco Móvil	3	2	3	2	3	3	2	18

Comenzando con los criterios de selección, el primero en desarrollar es la **factibilidad de lograr la velocidad requerida de siembra**. Si bien las tres propuestas se puede alcanzar dicha velocidad, en el banco de prueba circular cuenta la necesidad de realizar un movimiento de un disco de gran magnitud implicando una reducción considerable desde el mando motor. Continuando con el banco lineal, el mismo nuevamente se puede realizar, pero implica tres medios de transportes sincronizados para el movimiento continuo del suelo. En cuanto al banco móvil, en este caso únicamente deberemos contar con la propulsión a la velocidad de siembra del motor a utilizar.

Luego siguiendo con el otro criterio de ponderación, **textura del suelo**, podemos mencionar que el banco circular y el banco lineal son las propuestas que tienen más facilidad para esto, ya que la composición del suelo se haría en el mismo banco, y hasta se podría ir variando la composición según como uno quiera. En cambio, en la propuesta de solución del banco móvil, la prueba se realiza directamente sobre el suelo de un lote, que, si bien podemos elegir el lote, la composición y textura del suelo ya se encuentra definida.

En cuanto al **criterio de ponderación de facilidad para lograr compactación**, podemos decir que la propuesta lineal y circular presentan ciertas dificultades, no tanto de cómo lograr la compactación, si no constructivamente por la fuerza a la que se debe

someter a los componentes que a su vez hacen de movimiento del suelo. Se puede notar en el consumo de potencia de la cinta transportadora que aumenta considerablemente cuando se comienza a tener en cuenta el componente de la fuerza de compactación. En cambio, en el banco de prueba móvil, ese problema ya no lo tendríamos ya que el suelo ya estaría compactado y además se estaría replicando perfectamente la condición del suelo.

Siguiendo con los criterios en ponderación, **la factibilidad de conseguir la humedad de siembra**, como se mencionó anteriormente, la siembra se realiza en un rango de humedad en el suelo para beneficiar la germinación de la semilla, tanto en el banco circular como lineal, al contar con un dispositivo que regule la humedad del mismo, por contrapartida, para el banco de prueba móvil, quedará condicionado a la condición del suelo en base a las condiciones climáticas al momento de realizar el ensayo.

En cuanto a la **factibilidad de la construcción**, debido a las grandes dimensiones del banco de prueba circular para poder conseguir linealidad del tren de siembra con el suelo, como así también la dificultad de realizar la compactación del suelo a los valores dados, por eso mismo la factibilidad de construcción muy baja. El banco de pruebas línea, cuenta con la problemática constructiva de la compactación del suelo, siendo entonces el más factible de construir el banco de pruebas móvil.

En el criterio de **réplica de sembradora**, la propuesta que mejor cumple esto es el banco móvil, ya que podemos decir que es una sembradora en menor escala, pero autopropulsada, lo cual se asemeja aún más a la realidad, pero con la desventaja que la máquina se estaría moviendo todo el tiempo, y para la examinación puntual de algún factor, nos tendremos que desplazar con la misma.

Por último, el análisis de la **necesidad de seguimiento**, tanto el banco de prueba circular como lineal, en el caso de realizarse, con la tecnología presente hoy en día en la industria, su seguimiento podría ser totalmente automatizado, en cambio la desventaja que presenta el móvil y la autonomía que esté presente para su propulsión, debiéndose recargar su energía de propulsión

Por lo tanto, la elección definitiva de las 3 propuestas, es la del **banco de prueba móvil**.

4-Capítulo: Desarrollo de la Solución

Dada la elección de la propuesta de solución, en este capítulo comenzaremos a desarrollar la misma. El objetivo de este desarrollo es abordar lo relacionado a la parte mecánica, siendo en el mismo el desarrollo del consumo de potencia, la propulsión, los mecanismos presentes de la transmisión y la dirección, y lo que conlleva a la parte del diseño y análisis estructural del mismo.

Estimación Potencia Consumida y fuerza de arrastre

“El diseño de los implementos agrícolas requiere conocer esta fuerza para el cálculo y dimensionamiento del bastidor y órganos activos de la máquina. Por otro lado, el productor agrícola también requiere este dato para seleccionar el conjunto tractor-implemento, de modo de aumentar la eficiencia de tracción global y con ello, disminuir el consumo de combustible y/aumentar la capacidad de trabajo de la misma” [1]

La determinación de la fuerza de arrastre es un factor clave para poder comenzar el diseño de la máquina, ya que a partir de ella se dimensionan gran parte de los componentes y además para poder conocer cuál es la potencia que requerirá nuestra máquina.

Nuestra máquina está pensada para poder analizar trenes de siembra de sembradora de granos finos como también sembradoras de granos gruesos, lo cual tiene que adaptarse a estas condiciones de cada uno. Por ejemplo, en las sembradoras de granos finos, la profundidad está en el orden de los 1 a 2 cm (pasturas, soja, etc.), mientras que en granos gruesos la profundidad de siembra está en el orden de los 4 a 6 cm (trigo, maíz, etc.). Por lo tanto, nuestra máquina se va a tener que adaptar a ambas y la peor condición es cuando se exige más potencia, que es en el caso de trenes de siembra de granos gruesos.

Una forma teórica de poder estimar el consumo de potencia de nuestra máquina es mediante la norma “ASABE”, la cual mediante parámetros tales como (Tipo de Máquina, Velocidad, Profundidad de Siembra, entre otros) nos brinda el consumo teórico de

potencia. Con lo que respecta a la misma, analizando la fórmula propuesta para sembradoras, la misma no dependía de la velocidad, siendo esta una alerta para nosotros. Por dicho motivo, investigamos en distintas fuentes [1], y el uso de dicha norma para el cálculo de potencia en sembradoras no es del todo acertado, por lo tanto, dicha forma quedó descartada.

Si uno quisiera determinar la fuerza de arrastre de manera empírica lo que se debería hacer es colocar dinamómetros o celdas de carga para determinarla. Pero la realidad es que hay que tener en cuenta varios factores. Es decir, podemos tomar esta medida de fuerza cuando la máquina está trabajando, pero esto será en una condición en particular, cuando se cambia algo de las condiciones de contorno, la fuerza varía y por ende la potencia consumida también. Aquí algunas variables de la fuerza de arrastre:

- Tipo de suelo (25 a 30% de variación):
 - Arenoso: liviano.
 - Franco: medio.
 - Arcilloso: pesado.
- Macro desniveles del terreno.
- Profundidad de siembra.
- Profundidad de cuchilla de corte.
- Velocidad de Avance

Otra forma de poder estimar la fuerza de una manera más directa es directamente de ver los requerimientos de potencia que dan como información los fabricantes de sembradoras, pero hay que tener en cuenta que esa potencia tiene en cuenta todas las líneas de siembra, potencia consumida por rodadura, sistema hidráulico, eléctrico, etc. (Ver Anexo A)

Quedando como resumen de la estimación en base a la información de los fabricantes, la siguiente tabla:

Tabla 4-1: Resumen de potencias por línea de siembra.

	Potencia consumida trenes de siembra G.F [HP]	Potencia consumida trenes de siembra G.G [HP]
Crucianelli	5	10
Erca	5,34	10
Potencia de diseño elegida	10 HP	

Luego sabiendo que la máquina tendrá que ir como velocidad máxima entre 6 y 9 km/h podremos estimar la fuerza de arrastre (Ver anexo). La misma da un valor de:

$$F_{Arrastre} = 4,5 \text{ kN} \quad (4.1)$$

Sistema de Transmisión

El sistema de transmisión se puede definir por el conjunto de mecanismos que posibilitan transmitir la potencia del impulsor desde la salida del mismo hasta las ruedas motrices.

Dichos sistemas se pueden clasificar de distintas formas, las principales son, en base a su propulsión y tracción: pueden ser hidrostáticos o mecánicos.

En base al tren que les llega la transmisión puede ser: trasera, delantera o integral.

En nuestro caso se consideraron 3 tipos de transmisión para poder llevar a cabo la propulsión del vehículo:

- Transmisión mecánica.
- Transmisión hidráulica.
- Transmisión eléctrica.

Transmisión mecánica

La transmisión mecánica se refiere a un sistema de elementos mecánicos que se utilizan para transmitir movimiento o fuerza desde una fuente de energía, como un motor, hacia una máquina o un dispositivo que realiza algún tipo de trabajo. Este sistema de

transmisión se basa en componentes mecánicos, como engranajes, correas, poleas, cardanes, entre otros, que se conectan de manera que el movimiento y la fuerza se transmiten de manera eficiente y controlada.

Transmisión hidráulica

La transmisión hidráulica es un sistema que utiliza líquidos, generalmente aceite, para transmitir fuerza y controlar el movimiento en maquinaria y equipos. Este sistema aprovecha las propiedades de los fluidos incompresibles y la presión hidráulica para realizar tareas mecánicas. La transmisión hidráulica se basa en la Ley de Pascal, que establece que un cambio en la presión aplicada en un punto de un fluido incompresible se transmite de manera uniforme en todas las direcciones.

Sus partes constitutivas clave incluyen la bomba hidráulica, el motor hidráulico, los circuitos de control, el depósito de aceite, los filtros y refrigeradores en el caso de ser necesario, así como las tuberías y mangueras hidráulicas. Este sistema ofrece ventajas como una operación suave, control preciso de la velocidad y la dirección, y una mayor durabilidad en comparación con las transmisiones mecánicas.

Transmisión eléctrica

La transmisión de movimiento con motores eléctricos se refiere al uso de motores eléctricos para convertir energía eléctrica en movimiento mecánico. Los motores eléctricos son dispositivos que funcionan gracias a la interacción de campos magnéticos y corriente eléctrica, lo que genera un movimiento rotativo o lineal en un eje o una carga mecánica.

Las partes constitutivas clave incluyen el motor eléctrico, el controlador eléctrico, la fuente de alimentación (baterías o sistema de alimentación), la transmisión (si es necesaria), sensores y sistemas de control, así como el cableado eléctrico y la electrónica de control. Este sistema ofrece ventajas como cero emisiones, eficiencia energética y un rendimiento suave y silencioso en comparación con los motores de combustión interna.

Elección de Sistema de transmisión

En este proyecto se optó por elegir como sistema de transmisión la hidráulica, debido a las ventajas que presenta principalmente en la obtención del torque necesario, la regulación de la velocidad en base al caudal, y la facilidad en el conjunto de mecanismos desde la toma de potencia hacia las ruedas.

Para esto necesitamos elegir un motor hidráulico que cumpla con las necesidades de torque necesario. Pero antes de elegir el motor hidráulico, primero deberemos considerar el tipo de tracción como así también necesitamos conocer cuál es la rueda que utilizaremos y el torque necesario, el cual está en función del radio de la rueda y de la fuerza de arrastre.

■ Tipo de Tracción

Para asegurar una completa tracción de la máquina, sabiendo que las condiciones a las que se puede enfrentar son usualmente difíciles, debido a la cantidad de materia orgánica que puede haber en el suelo o directamente por malas condiciones del lote, hemos decidido colocarle tracción en todas las ruedas.

La máquina tendrá 4 ruedas tractoras, para garantizar una mayor estabilidad.

■ Rueda

Con respecto a las ruedas, hemos decidido colocar ruedas BKT TR 882 400/60 15,5 (Ver anexo B).

El motivo de esta elección es que esta rueda tiene un tamaño grande y puede soportar y distribuir el peso de la maquinaria agrícola de manera más eficiente sobre el suelo. Esto ayuda a prevenir la compactación excesiva del suelo, haciendo que no varíe o que varíe lo menos posible esta condición a lo largo del ensayo. Además, las ruedas grandes proporcionan una mayor superficie de contacto con el suelo, lo que aumenta la tracción de la maquinaria agrícola, también tiene menos resistencia a la rodadura, y proporcionan mayor estabilidad a la maquinaria agrícola, lo que es importante al operar en terrenos irregulares.

Este modelo especialmente ha sido proyectado para la recogida de heno, empacadora y máquinas para plantaciones de caña de azúcar, desarrollada con una mezcla especial para reducir los daños y asegurar una buena durabilidad.



Figura 4-1: Rueda BKT TR 882, 400/60 15,5”.

■ Torque

Una vez seleccionadas las ruedas tractoras, procederemos a calcular el torque que deben ejercer los motores hidráulicos para el funcionamiento del equipo. Para ello, en base al torque resistente, el cual es obtenido en base a la potencia calculada en el apartado de estimación de potencia, a la rueda seleccionada y la velocidad de avance. (Ver Anexo A)

$$Torque_{Total} = 1935 \text{ Nm} \quad (4.2)$$

$$Torque_{Por \ Rueda} = 484 \text{ Nm} \quad (4.3)$$

■ Elección del Motor Hidráulico

La selección del motor hidráulico se realiza en base al torque que debe realizar a la salida del eje del mismo y el régimen de vueltas a utilizar.

En el mercado se presentan diferentes tipos de motores hidráulicos

- Motores a engranajes
- Motores a paletas
- Motores de pistones radiales
- Motores de pistones axiales

Debido principalmente a nuestro torque elevado y nuestra velocidad de giro, los que mejor se adaptan a nuestra situación son los motores de pistones radiales.

En base a la búsqueda de mercado, y los criterios de selección anteriormente mencionados, se seleccionó de la marca Parker el modelo tipo MR 190 C. (Ver Anexo B)



Figura 4-2: Motor hidráulico de pistones radiales elegido.

Presenta estas características principales:

- Desplazamiento: $191.6 \text{ cm}^3/\text{rev}$
- Torque específico: 3.05 Nm/bar

- Velocidad máxima: 850 rpm
- Velocidad mínima: 1 rpm
- Máxima presión continua: 250 bar

Propulsión

Una vez elegido nuestro sistema de transmisión, podremos abordar la selección de nuestra propulsión, la forma con la que generamos la energía para transmitir a nuestro sistema hidráulico.

El sistema de propulsión elegido consiste en un motor estacionario el cual nos brinda una excelente autonomía y características en base a la relación peso/potencia.

Realizando una búsqueda de mercado que se adapte a nuestras condiciones de diseño, el motor seleccionado es un MATSUYAMA, modelo 19 Hp NG, se deja como anexo las características técnicas del mismo. (Ver Anexo B)



Figura 4-3: Motor seleccionado para la propulsión.

Consumo

Una vez elegido el motor a combustión el cual puede satisfacer la entrega de la potencia demandada. En dicho apartado lo que realizaremos es una estimación de los kilómetros recorridos necesarios para evaluar el desgaste, con relación al consumo de combustible del motor adoptado.

Un dato estimativo según experiencias de personas trabajando con sembradoras, nos sugiere evaluar el desgaste de los componentes, una vez que la máquina ha realizado dos mil hectáreas trabajadas. Tomaremos dicha referencia como dato de la cantidad de kilómetros lineales que debería trabajar nuestro carro para poder determinar cómo se comporta el desgaste en los diferentes órganos del tren de siembra.

Claramente el dato suministrado de las dos mil hectáreas es un dato puramente estimativo, ya que no se sabe de qué ancho de labor es la máquina, entonces según si este es muy grande o muy chico, la distancia lineal cambia rotundamente.

Entonces, suponiendo un ancho de labor de 7 metros y las 2000 hectáreas a trabajar, para el cálculo de los kilómetros lineales recorridos. (Ver Anexo A)

$$\text{Kilómetros Lineales} = \frac{2000[ha] * 1000}{7[m]} * \frac{1}{1000} = 2857.14 \text{ km} \quad (4.4)$$

El consumo de nuestro motor es de 0.49 l/h, a media carga del mismo, y con un avance de 6 km/h.

$$\text{Litros Combustible} = \frac{2857.14 [km]}{6 [km/h]} * 0.49 \text{ l/h} = 233.33 \text{ l} \quad (4.5)$$

En nuestro modelo, proponemos un tanque de combustible con capacidad de 50 litros, por ende, **deberemos depositar cuatro veces a lo largo de todo el ensayo.**

Sistema de Dirección

El sistema de dirección es el conjunto de mecanismos el cual componen el sistema de dirección con la misión de que el vehículo tome la trayectoria deseada, sin perjudicar la seguridad o estabilidad del mismo.

Los tipos de sistema de dirección más utilizados son los siguientes:

Dirección Mecánica

La dirección mecánica fue una de las propuestas para lograr la dirección del vehículo.

La dirección mecánica consta de un conjunto de elementos para poder cambiar la dirección del vehículo, pero todos estos componentes son mecánicos. Esto implica que el autor de realizar el movimiento tenga que hacer una fuerza considerable para poder cambiar de posición las ruedas.

Los elementos mecánicos más comunes son:

- Sistema de cremallera.



Figura 4-4: Sistema de cremallera

- Sin fin de bolas recirculantes.

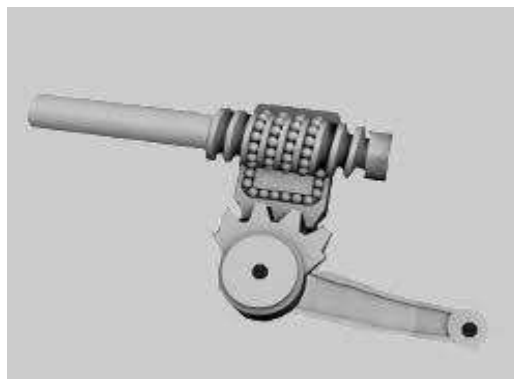


Figura 4-5: Sistema de dirección por medio de sin fin con bolas recirculantes

Dirección asistida

En cuanto a la dirección asistida, podremos encontrar diferentes tipos, los más comunes son

- **Dirección asistida hidráulica:** En este sistema, se utiliza un sistema hidráulico para ayudar al conductor a girar el volante. Un fluido hidráulico controla la resistencia en la dirección, lo que facilita la maniobrabilidad, especialmente a bajas velocidades.
- **Dirección asistida eléctrica (EPS):** Este sistema utiliza un motor eléctrico para proporcionar asistencia al conductor en lugar de un sistema hidráulico. Es más eficiente en términos de consumo de energía y se adapta mejor a los sistemas de vehículos modernos. La asistencia se ajusta automáticamente según la velocidad del vehículo y las necesidades de dirección.

Dirección Contrarrestada

La dirección contrarrestada es un sistema de dirección utilizado en máquinas viales y equipos de construcción. Este sistema permite que la máquina gire sobre su propio eje de manera eficiente y maniobrable. La característica principal de este sistema es que las ruedas del lado izquierdo y derecho giran en direcciones opuestas cuando se activa la dirección.

Hay diferentes formas de realizar el giro. Las ruedas pueden girar a la misma velocidad, pero en sentido contrario, o los pares de las ruedas internas a la curva girarán más despacio que las ruedas de afuera del radio de la curva.

Elección de Sistema de Dirección

Debido al movimiento del chasis en conjunto a nuestro tren de siembra, aplicar las soluciones de transmisiones convencionales como son la mecánica o las asistidas, demandan que el mecanismo por el cual llegue los movimientos a las ruedas de dirección deberá variar su longitud en función a la altura del tren de siembra. Sumando, además, el agregado de pesos y mecanismos a nuestro banco de pruebas.

Destacar también que el banco de prueba realizara casi exclusivamente movimientos lineales realizando el ensayo, por lo que el sistema de dirección funcionaria para el posicionamiento y la vuelta de cabecera de la máquina. No siendo necesario un sistema de dirección tan sofisticado.

Por lo mencionado anteriormente, nuestro sistema de dirección se realizará con los mismos motores hidráulicos que realizan la transmisión. Dando la ventaja, tanto de la reducción de los componentes móviles, la facilidad de llevar la transmisión a la rueda y así también su automatización.

Análisis de Estabilidad

Toda máquina o vehículo que tenga una cierta velocidad y quiera doblar en una curva con un cierto radio R, comenzarán a existir fuerzas sobre el vehículo, haciendo que la misma tienda a volcar. El principal componente que afecta al vuelco es la fuerza centrífuga, la cual depende de:

$$F_{Centrífuga} = m * \frac{v^2}{r} \quad (4.6)$$

Por lo tanto, la Fuerza centrífuga provoca entonces un momento de vuelco, mientras que la fuerza peso del vehículo provoca un momento restituyente. (Ver Anexo A)

$$M_{vuelco} = F_{centrífuga} * Xcg \quad (4.7)$$

$$M_{restituyente} = Peso * Ycg \quad (4.8)$$

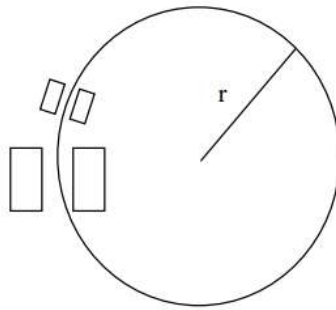


Figura 4-6: Vista en planta esquemática de vehículo girando.

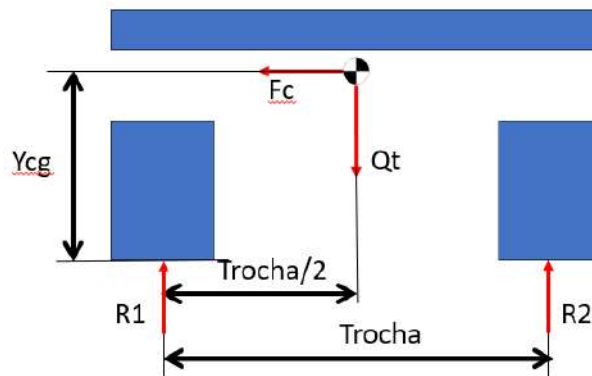


Figura 4-7: Vista trasera esquemática del vehículo tomando una curva a la derecha.

$$r = 2 * V^2 * Ycg / (g * Trocha) \quad (4.9)$$

Entonces la estabilidad aumenta al aumentar la distancia entre trocha, y disminuye al elevar el centro de masa para una velocidad de giro definida.

Sistema Hidráulico

Debido a que nuestra máquina tiene un funcionamiento casi exclusivamente hidráulico en cuanto a su accionamiento, en cuanto al levante del chasis, mediante cilindros

hidráulicos, la tracción de las ruedas, junto con la dirección, se hace a través de componentes hidráulicos (motores hidráulicos) por lo que también estará dentro del circuito.

Suspensión

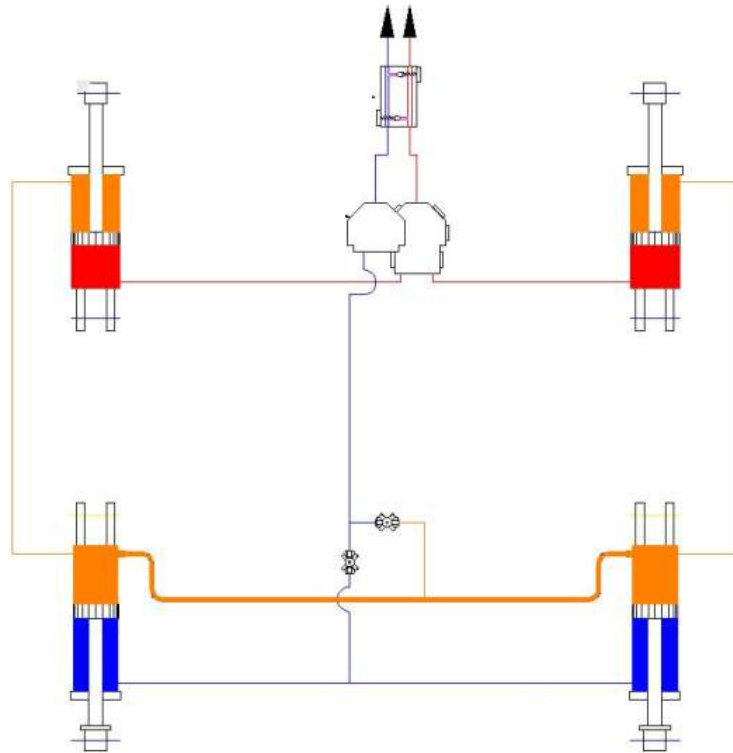


Figura 4-8: Representación esquemática del sistema de suspensión.

Con respecto a la suspensión, el vehículo deberá tener algún tipo de suspensión. Nosotros lo que haremos es lograrla con una interconexión entre las cámaras llenas de los cilindros, para que cuando alguna de las ruedas agarre una lomada, por ejemplo, esta no quede rígida, sino que se amortigüe una parte. El que rigidiza al paralelogramo donde estarán las ruedas es el cilindro hidráulico, por lo que tendrá que existir alguna forma de que estos se puedan desplazar, aunque sea un poco para amortiguar ese impacto. La idea es que se pueda amortiguar el ascenso vertical de las ruedas.

Levante

Debido a que la máquina debe poder regular su altura con respecto al piso, para así poder pasar de una posición de trabajo a una posición de transporte. Para ello utilizaremos cuatro cilindros hidráulicos, uno por cada horquilla, el cual levantará la máquina en las diferentes posiciones tanto de trabajo como para el transporte.

Para el cálculo de la fuerza necesaria para el levante del mismo, se deberá considerar tanto el peso de toda la maquinaria como los ángulos críticos en el cual se encuentran posicionados los cilindros. El ángulo de acción de movimiento del cilindro es entre 49° a 70° .

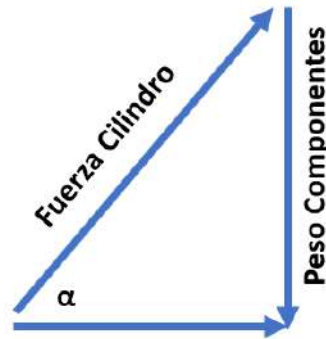


Figura 4-9: Esquema Fuerzas de Levante.

Se realizó el análisis de la fuerza de levante de forma analítica, y luego mediante simulaciones numéricas en el apartado del Motion de Solidworks [26], se verificaron dichos resultados. (Ver Anexo A)

Quedando entonces la fuerza de levante por cilindro

$$F_{Levante} = 2134 \text{ N} \quad (4.10)$$

A la hora de analizar el sistema de levante, es fundamental que el chasis tenga un movimiento parejo en cuanto a la subida del chasis para así evitar en el mismo esfuerzo

indebidos. Para poder sincronizar dichos movimientos tanto en velocidad como posicionamiento.

Existen diferentes métodos para poder lograr una sincronización entre los actuadores, algunos de ellos y los más utilizados son:

- Mediante Componentes Mecánicos Externos

En el caso que sea posible y que la maquinaria y/o el circuito lo utilice, se pueden agregar dispositivos mecánicos capaces de vincularse cinemáticamente como un mecanismo piñón cremallera, obligándolos a cumplir recorridos iguales, aun cuando la resistencia sea diferente. el cual sincroniza el movimiento de los cilindros.

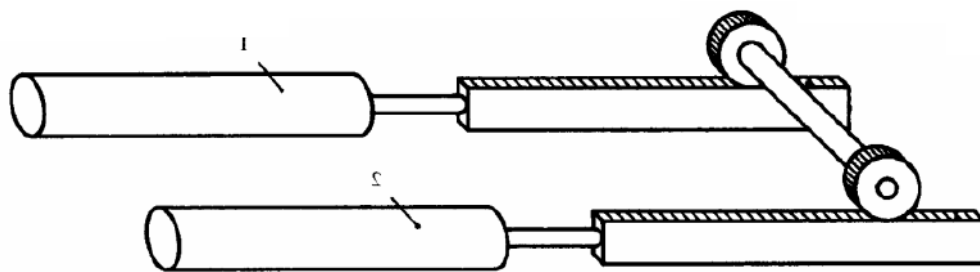


Figura 4-10: Sincronización Mecánica

- Repartidores de Engranaje

La sincronización con repartidores de engranaje, consiste en la distribución de flujo de manera controlada hacia los actuadores. El funcionamiento del mismo es mediante la entrada al repartidor, una serie de engranajes distribuye el fluido de manera equitativa hacia las salidas, permitiendo la distribución uniforme del caudal y así la sincronización de los actuadores.

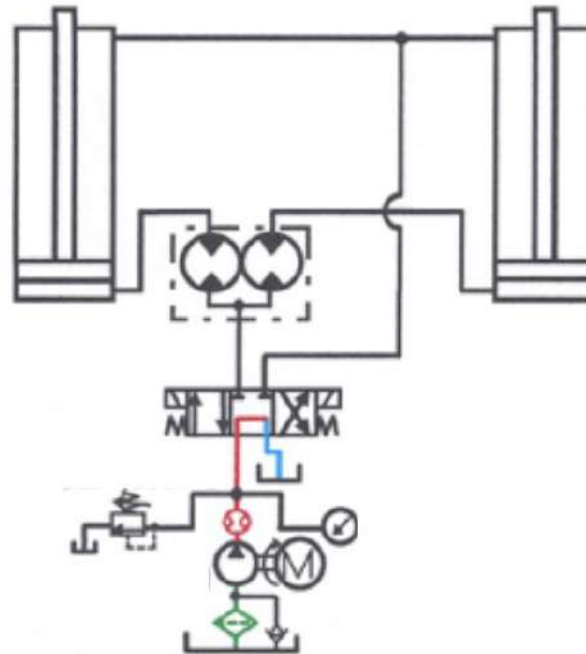


Figura 4-11: Sincronización mediante repartidores de engranajes.

- **Uso de Servoválvulas**

Las servoválvulas al permitir la regulación del caudal, uno de los dos actuadores es alimentado por la misma, mientras que el otro es alimentado mediante un regulador de flujo compensado. La señal del error que pilota la servoválvula está representada por el mismo error de sincronización entre los vástagos del cilindro, obtenidos mediante diferentes dispositivos de medición.

- **Cilindros Compensados**

Otra forma de sincronización es mediante cilindros compensados. La misma consiste en la construcción de manera que el área anular de un cilindro a sincronizar sea exactamente igual al área anular del otro cilindro como y la conexión es como se muestra en la siguiente figura.

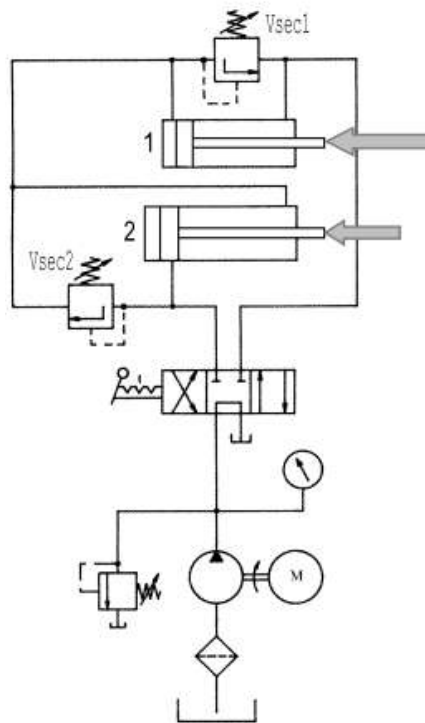


Figura 4-12: Circuito de sincronización mediante cilindros compensados.

En nuestro caso, tendremos este sistema la combinación de dos sistemas planteados anteriormente.

Para compensar los cilindros delanteros, se utilizará un repartidor de engranajes para así sincronizar el ascenso de los cilindros. En cuanto a los cilindros traseros, utilizaremos la sincronización por cilindros compensados planteada. Con estos dos sistemas, aseguraremos el ascenso sincronizado de los cilindros por lo tanto el chasis subirá de manera uniforme y pareja.

Cilindros Hidráulicos

En este apartado seleccionaremos el cilindro hidráulico según la fuerza que hay que realizar y según la carrera que tenga que realizar para poder levantar la máquina hasta la altura requerida. (Ver Anexo A)

Nosotros establecemos una distancia requerida entre el chasis y el suelo de 1,6 m aproximadamente

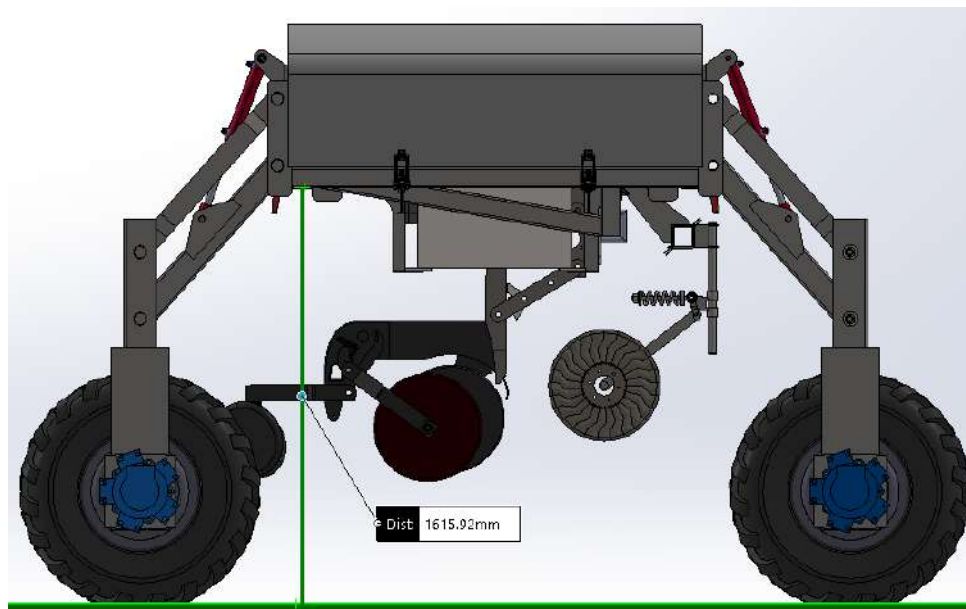


Figura 4-13: Distancia máxima entre suelo y parte inferior chasis.

Quedando una distancia entre el elemento más bajo del tren de siembra (ruedas tapadoras) y el suelo de: 0,48 metros aproximadamente.

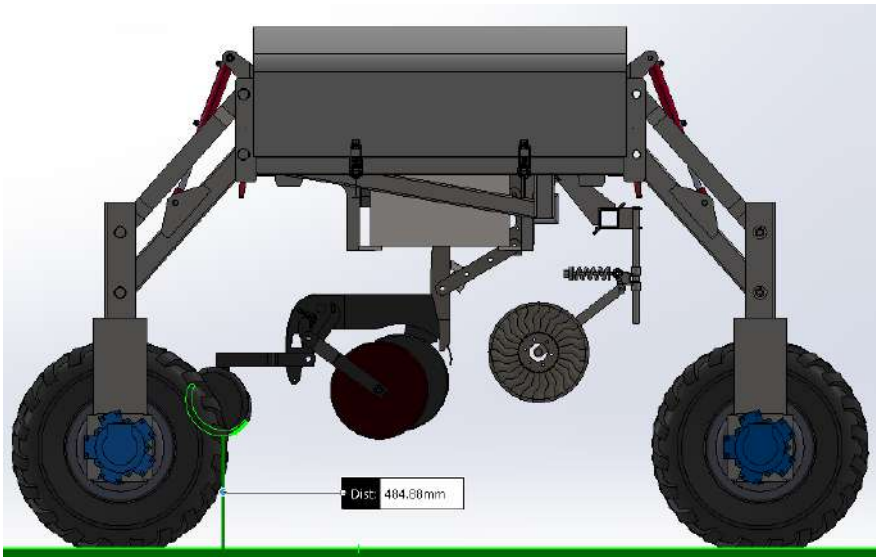
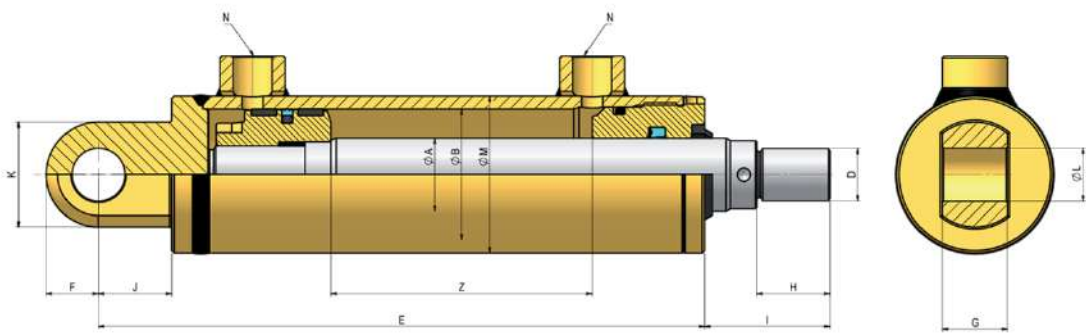


Figura 4-14: Distancia máxima entre el suelo y la rueda tapadora.

Para esto, según la disposición de los puntos de agarre del cilindro hidráulico, necesitamos uno de estos con una carrera de 250 mm.

Ya sabiendo la carrera que necesitamos, elegimos diámetro de cámara llena y diámetro de vástago. (Ver Anexo B)



SERIE 8300 / SERIES 8300 / SÉRIE 8300 / SERIE 8300													
REF.	ØA	ØB	E	D	F	G	H	I	J	K	L	M	N BSP
8300/Z	20	32	127+Z	M14x1.5	13	16	18	35	20	26	12.2	42	1/4
8301/Z	22	40	122+Z	M16x1.5	16	20	22	40	25	32	16.2	50	3/8
8302/Z	25	40	122+Z	M16x1.5	16	20	22	40	25	32	16.2	50	3/8

Figura 4-15: Datos del catálogo.

Elegimos lo siguiente para los cilindros delanteros

$$D_{\text{cámara llena}} = 40 \text{ mm} \quad (4.11)$$

$$D_{\text{vástago}} = 25 \text{ mm} \quad (4.12)$$

Con estos diámetros podremos saber el área y con la fuerza necesaria del cilindro para levantar, podremos conocer la presión. (Ver Anexo A)

$$P = F/A = 27,88 \text{ bar} \quad (4.13)$$

Claramente esta presión se da en el ascenso del chasis que es donde más fuerza tiene que hacer el sistema hidráulico.

Luego como dijimos que los cilindros hidráulicos iban a estar compensados, la cámara anular de uno tiene que ser la cámara llena del otro con la siguiente relación:

$$D_{\text{Émbolo } 2} = \sqrt{D_{\text{Émbolo } 1}^2 - D_{\text{Vástago } 1}^2} \quad (4.14)$$

Por lo tanto, los diámetros de los cilindros quedarían así:

Tabla 4-2: Resumen de datos de cilindros necesarios

	Cilindro delantero izq.	Cilindro delantero Der	Cilindro trasero Izq.	Cilindro trasero Der
Øembolo [mm]	40,00	40,00	31,22	31,22
Øvástago [mm]	25,00	25,00	25,00	25,00
Carrera [mm]	250,00	250,00	250,00	250,00

Cabe mencionar, que los cilindros delanteros fueron seleccionados en base al catálogo del productor Cicrosa el modelo 8302/Z (Ver Anexo B), en cuanto a los cilindros traseros, se deberá pedir que el diámetro del émbolo sea el brindado por la tabla para así poder realizar la sincronización de los actuadores.

Como los cilindros hidráulicos son los encargados de sostener al chasis para que esta no se caiga por gravedad, estos trabajan a compresión, por lo tanto, es necesario realizar una verificación por pandeo

■ Verificación por pandeo

Una vez seleccionado los cilindros hidráulicos, y sabiendo la fuerza que ejercen para el levantamiento de la máquina. Se deberá verificar el pandeo que este mismo puede producir por su esbeltez.

Para el cálculo de pandeo, se utilizan diferentes criterios de cálculo en base a su relación de esbeltez. En nuestro caso, el modelo de cálculo que se debe utilizar es el de Euler. (Ver Anexo A)

$$P_{Cr} = \frac{C * \pi^2 E I}{l^2} \quad (4.15)$$

Donde

- Pcr: Carga Crítica
- E: Módulo Elástico
- I: Inercia
- l: Longitud equivalente (Carrera + cuerpo)
- C: Constante de condición en los extremos

Quedando entonces la carga crítica

$$P_{Cr} = 36262,63145 \text{ N} > F_{Cilindro} = 2134 \text{ N} \quad (4.16)$$

Quedando entonces en buenas condiciones la condición de pandeo

Caudal requerido del sistema y volumen de depósito

Ahora analizaremos cual es el caudal que tiene que existir en el circuito para que tanto los cilindros hidráulicos como los motores hidráulicos puedan funcionar.

Para poder saber cuál es el caudal, tenemos que saber con qué velocidad queremos que suba la máquina, para el caso de los cilindros hidráulicos, y también conocer a qué velocidad queremos que gire el motor. (Ver Anexo A)

■ Cilindros hidráulicos:

Queremos que el chasis suba en 4 segundos y sabemos que la carrera de los cilindros es de 250 mm. Por lo tanto, la velocidad lineal de los cilindros es de

$$Velocidad = \frac{Carrera}{Tiempo} = \frac{250 \text{ mm}}{4 \text{ seg}} = 62,5 \text{ mm/s} \quad (4.17)$$

Ahora con la velocidad y el área de los cilindros podremos sacar el caudal. Entonces para los dos cilindros delanteros que son iguales y tiene 40 mm de diámetro de émbolo y 25 mm de diámetro de vástago, y recordando que, para el ascenso de la máquina, el aceite actúa sobre la cámara llena, tenemos que:

$$Q_{necesario} = 9,42 \text{ l/min} \quad (4.18)$$

Este caudal necesario para el ascenso es la suma de los dos cilindros hidráulicos delanteros, ya que estos están en paralelo entre sí, pero están en serie con los traseros por la compensación como ya mencionamos.

■ Motores hidráulicos:

Como tenemos 4 motores hidráulicos en paralelo, el caudal necesario será la suma de los 4.

Por lo tanto, para calcular el caudal necesario de cada motor, sabiendo que tiene sus características de desplazamiento y velocidad en la que trabajará, se tiene que:

- Desplazamiento: 191,6 cm³/rev

- Velocidad angular: 54,75 rpm

Realizando los cálculos, tenemos que el caudal necesario por todos los motores es de:

$$Q_{total\ motores} = 10,5\ l/min * 4 = 42\ l/min \quad (4.19)$$

Por lo que queda un caudal total de

$$Q_{total} = 51,42\ l/min \quad (4.20)$$

- Depósito de aceite:

En base al caudal calculado, tanto por la demanda de los motores hidráulicos como así también de los cilindros para el levante. Para la estimación del depósito de líquido hidráulico, se utiliza un criterio en base al volumen de líquido que circula de 1 a 3 minutos.

En base a este criterio, nuestro depósito de líquido hidráulico. (Ver Anexo A)

$$Volumen\ depósito\ aceite = 1,5 * 51,42\ l/min = 77,13\ litros \quad (4.21)$$

Con la consideración de que los cilindros hidráulicos no se usarían en simultáneo con el motor hidráulico, y en el caso de que se usaran en simultáneo, la velocidad lineal no sería la máxima si no que sería menor ya que la máquina estaría cerca de la cabecera, consumiendo menos caudal el circuito.

Bomba Hidráulica

La bomba hidráulica puede ser de caudal constante o de caudal variable, a grandes rasgos las diferencias entre las mismas son

- Control de Caudal:

Bomba de Caudal Constante: En una bomba de caudal constante, el caudal de salida es fijo y no se puede ajustar. El caudal se mantiene constante independientemente de las condiciones de operación.

Bomba de Caudal Variable: En una bomba de caudal variable, el caudal de salida se puede ajustar según las necesidades del sistema. Esto se logra variando la velocidad de la bomba o utilizando dispositivos de regulación, como válvulas de control.

- Presión de Descarga:

Bomba de Caudal Constante: La presión de descarga en una bomba de caudal constante varía según la resistencia del sistema, pero el caudal permanece constante.

Bomba de Caudal Variable: En una bomba de caudal variable, la presión de descarga también se puede ajustar junto con el caudal, lo que permite un control más preciso de las condiciones del sistema.

- Eficiencia Energética:

Bomba de Caudal Constante: Las bombas de caudal constante tienden a ser menos eficientes energéticamente en aplicaciones donde no se necesita un caudal constante, ya que operan a su máxima capacidad en todo momento, actuando la válvula reguladora de presión. Conllevando también a un calentamiento del líquido hidráulico

Bomba de Caudal Variable: Las bombas de caudal variable pueden optimizar su eficiencia al ajustar la velocidad o el caudal según las condiciones de carga. Esto a menudo resulta en un menor consumo de energía en comparación con las bombas de caudal constante.

En nuestro caso seleccionamos una bomba de caudal variable. Realizando una búsqueda de mercado, y siguiendo los procesos de selección del catálogo de Parker, la bomba es seleccionada en base al caudal y la presión de trabajo. En base al caudal y presión mencionados anteriormente, la bomba es la Parker PD060 (Ver anexo B).



Figura 4-16: Bomba Caudal Variable Parker PD060.

La misma presenta estas características principales:

- Desplazamiento: $60 \text{ cm}^3/\text{rev}$
- Presión Máxima de Trabajo: 280 bar
- Velocidad máxima: 2800 rpm

Circuito Hidráulico

En este apartado presentaremos el circuito hidráulico propuesto para nuestro modelo. En el mismo se presentan los 4 cilindros hidráulicos con repartidor a engranajes para poder hacer una distribución pareja 50-50 entre los cilindros del lado izquierdo y derecho de la máquina. El repartidor a engranajes, al tener un eje en común entre las dos cámaras de salidas, el caudal de salida en ambas líneas es el mismo.

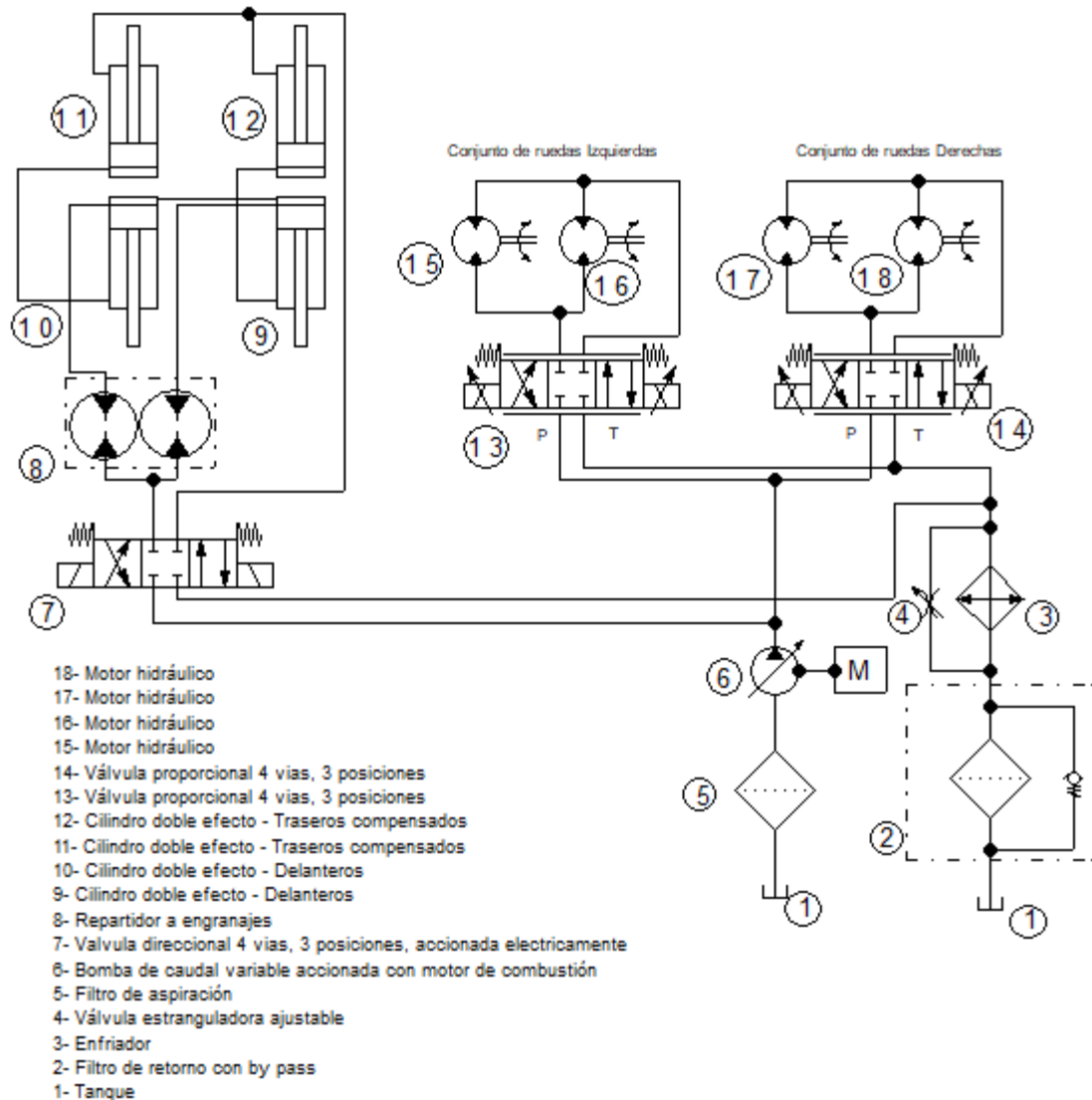


Figura 4-17: Circuito hidráulico propuesto

Como ya mencionamos, en el apartado de cilindro hidráulico se definió cual es la presión de trabajo de subida de los cilindros y corresponde a un valor de:

$$P_{cilindros} = 27,88 \text{ bar} \quad (4.22)$$

Pero el que no definimos fue el del motor hidráulico. Traeremos a colación los datos del motor hidráulico:

- Desplazamiento: 191.6 cm³/rev
- Torque específico: 3.05 Nm/bar
- Velocidad máxima: 850 rpm
- Velocidad mínima: 1 rpm
- Máxima presión continua: 250 bar

Para que el motor funcione en todas las condiciones de funcionamiento de la máquina, necesitamos que la presión de trabajo de nuestro circuito sea como mínimo de 160 bar para así llegar al torque necesario (484 Nm) en condición de arrastre de tren de siembra (condición más exigente).

El valor de 160 bar sale del torque específico del motor que nos brinda el fabricante, por lo tanto, el torque específico multiplicado una presión de trabajo, nos tiene que dar el torque necesario (484 Nm). Y esa presión de trabajo es de 160 bares para llegar a un torque de salida del motor de 488 Nm. (Ver Anexo A).

Por lo tanto, la presión de trabajo será de **160 bares** en condiciones más exigentes.

$$P_{trabajo} = 160 \text{ bar} \quad (4.23)$$

Diseño

En este apartado llevaremos a cabo todo lo que consideramos a la hora del diseño de la máquina.

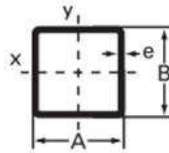
Las verificaciones de diseño se pueden ver en el **Anexo A**.

Chasis y Soportes soldados

■ Chasis

El chasis es el elemento que hace de soporte estructural de toda la máquina. Allí se ubica principalmente el tren de siembra, cuchilla de corte, y todos los componentes necesarios para el funcionamiento de la máquina (Motor a combustión, central hidráulica, bomba, tanque de combustible, etc.).

El mismo lo hemos pensado como un conjunto soldado de perfiles cuadrados 80x80x4.



DIMENSIÓN Size	ESPESOR Thickness e	RADIO Radius	PESO Weight	AREA DE LA SECCIÓN Sectional Area	MOMENTO DE INERCIA Moment of Inertia	MÓDULO DE INERCIA Elastic Modulus	RADIO DE GIRO Gyration Radius
A x B	mm	mm	kg/m	cm ²	cm ⁴	cm ³	cm
80 x 80	1.60	2.40	3.904	5.018	51.423	12.856	3.201
	2.00	3.00	4.844	6.240	63.315	15.829	3.185
	2.50	3.75	6.000	7.750	77.661	19.415	3.166
	3.20	4.80	7.579	9.830	96.805	24.201	3.138
	4.00	6.00	9.330	12.160	117.385	29.346	3.107
	4.75	7.13	10.919	14.298	135.472	33.868	3.078
	5.15	7.73	11.747	15.419	144.658	36.165	3.063
	6.35	9.53	14.142	18.707	170.379	42.595	3.018

Figura 4-18: Tabla de perfil cuadrado elegido para la confección del chasis.

El material de estos perfiles cuadrados los hemos elegido de un SAE 1020.

Principalmente al chasis lo hemos diseñado de la siguiente manera:

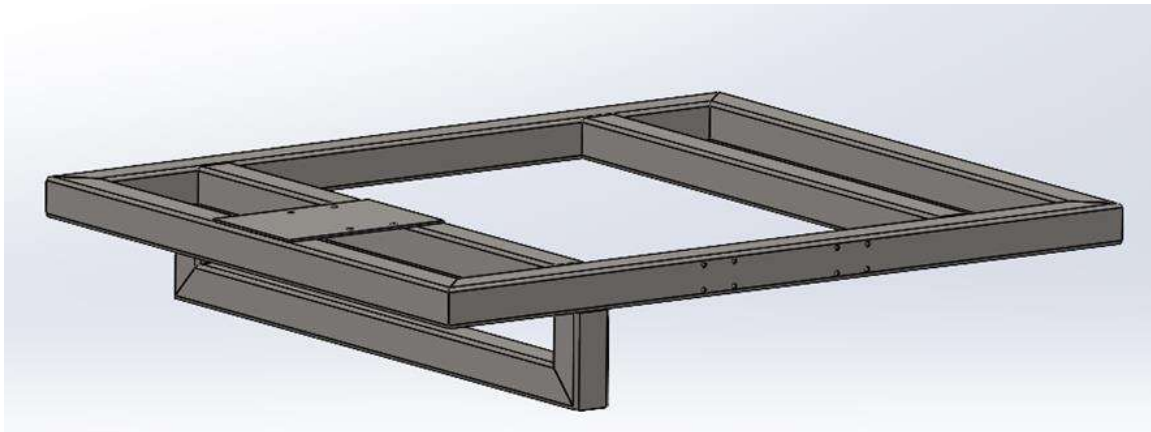


Figura 4-19: 1er diseño de chasis propuesto.

La Figura 4-19 muestra el primer diseño del chasis propuesto. Se puede ver como la barra inferior que se muestra, es donde va a ir sujetado las grampas del tren de siembra de un equipo comercial. El propósito de que esté en una ubicación más baja que el resto de las barras es para que el paralelogramo del tren de siembra tenga buena capacidad de rango de movimiento, sin que pueda haber alguna interferencia con los elementos que puedan ir arriba del chasis.

Con respecto a la resistencia del diseño, la alta flexión que tendrá el barral de tren de siembra, producto de que la fuerza de arrastre se localiza en el centro de esto, tenderá a producir tensiones elevadas en los extremos de sujeción del barral.

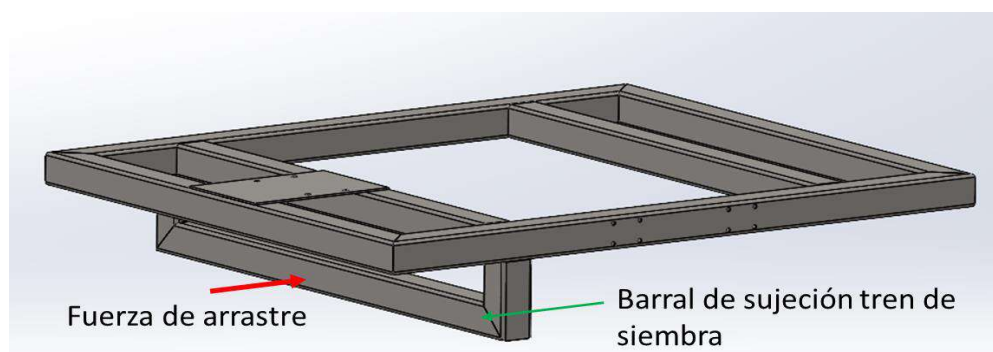


Figura 4-20: Representación de fuerza de arrastre.

En consecuencia, de lo analizado, hemos propuesto un segundo diseño, pero con travesaños oblicuos, que rigidizan el barral de sujeción del tren de siembra, se muestra a continuación:

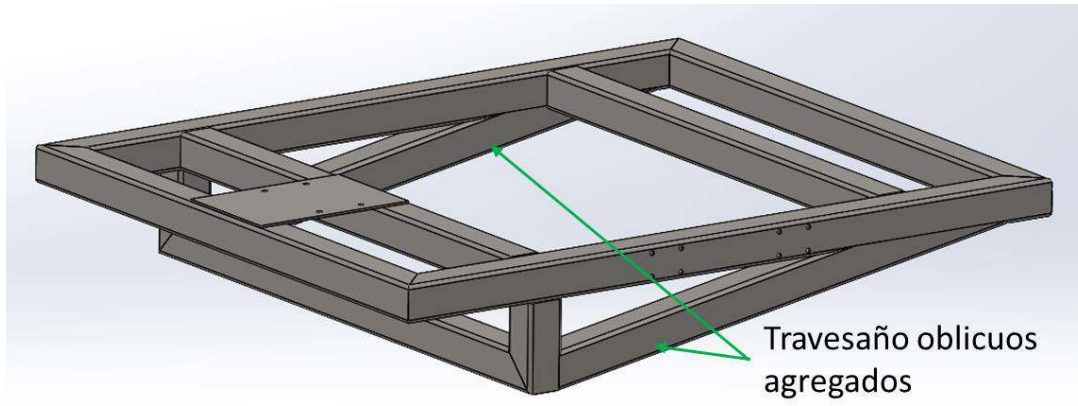


Figura 4-21: Diseño con travesaños oblicuos.

Luego hemos verificado lo anterior a través de simulaciones (CAE) por método de elementos finitos usando como Software SolidWorks [26].

Nota: La fuerza de arrastre utilizada es totalmente aleatoria y no es representativa al estudio de nuestro modelo. Únicamente es para visualizar las diferencias.

- Simulación sobre diseño del chasis sin travesaño oblicuo:

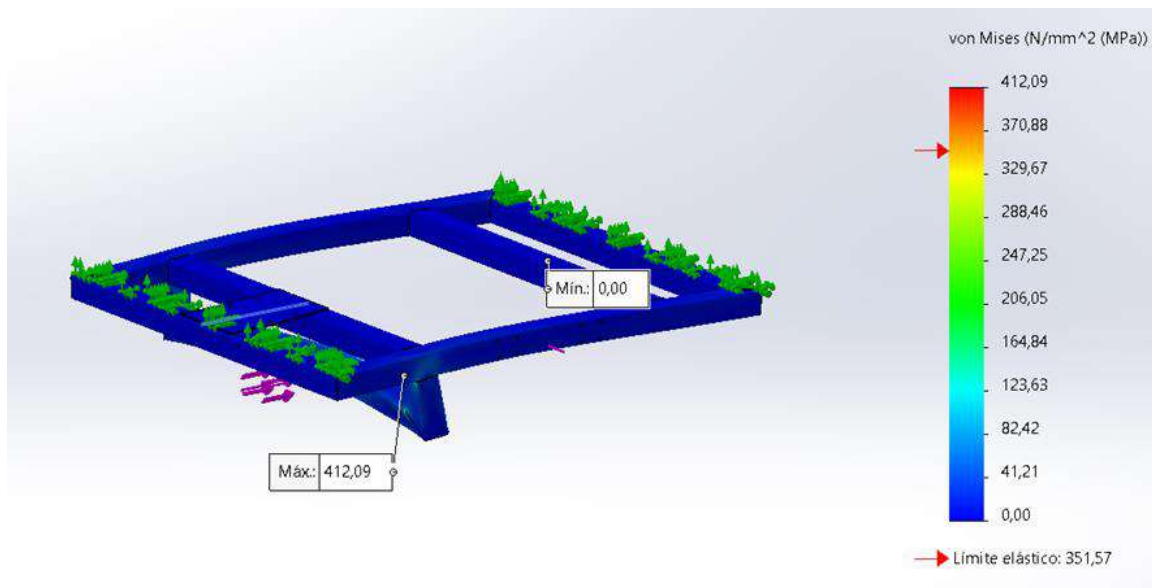


Figura 4-22: Tensión de Von Misses del diseño de chasis sin travesaños oblicuos

- Simulación sobre diseño del chasis con travesaños oblicuos:

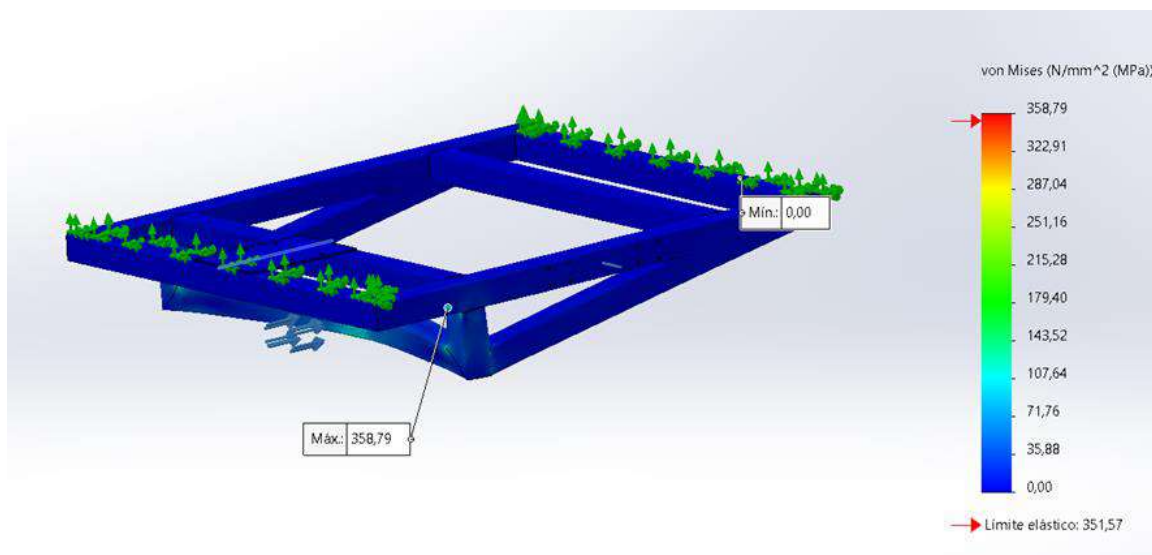


Figura 4-23: Tensión de Von Misses del diseño de chasis con travesaños oblicuos

Como se puede ver, entre un modelo y otro hay una diferencia de 60 MPa aproximadamente. El modelo con travesaños oblicuos ha logrado reducir las tensiones máximas, tal como lo habíamos esperado, dando una mejor respuesta.

■ Soportes:

Una vez definido el chasis, es necesario comenzar a pensar en cómo será la unión hacia los otros elementos, sabiendo que queremos lograr que la máquina tenga tracción y tenga capacidad de levante para distanciar al tren de siembra del suelo.

Nota: Todos los soportes son fabricados con un material SAE 1020 como materia prima, por una cuestión de facilidad de soldadura, mecanizado, y buenas propiedades mecánicas para los esfuerzos en los que se encuentran solicitados.

- Soporte del paralelogramo lado chasis:

Para poder vincular al chasis con la horquilla y por ende a las ruedas, es necesario que la horquilla esté sujeta al chasis a través de un paralelogramo en este caso. Por lo tanto, en el chasis habrá un soporte soldado el cual estará disponible para conectar a las barras del paralelogramo que vienen de la horquilla. A continuación, mostraremos el diseño de este:

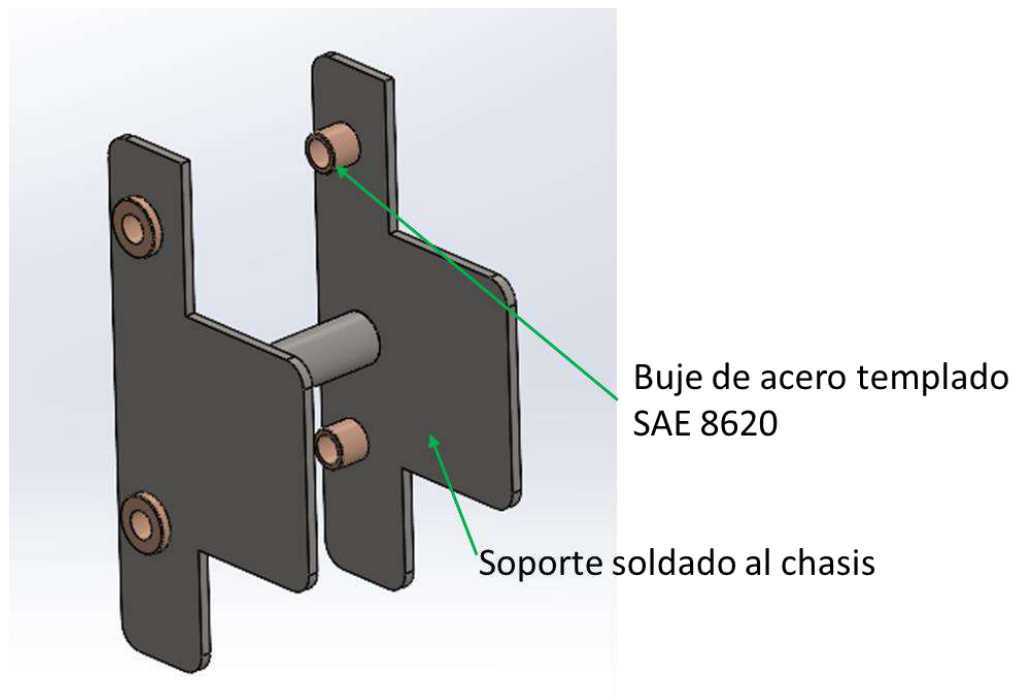


Figura 4-24: Soporte del paralelogramo lado chasis, con buje.

La función de los bujes es que el perno no sea el encargado de friccionar con los brazos del paralelogramo, sino que lo haga la parte exterior del buje, la cual iría rectificada.

Sujeción del paralelogramo al soporte del paralelogramo lado chasis se realizará de la siguiente manera:

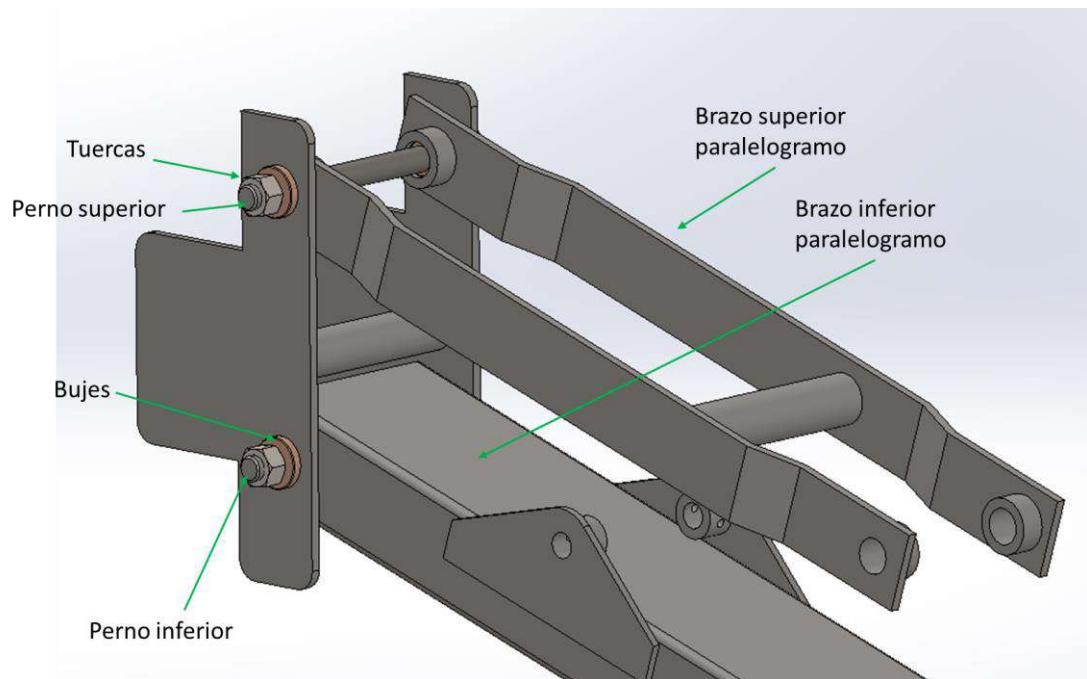


Figura 4-25: Sujeción del paralelogramo al soporte del chasis.

- Soporte de cilindro hidráulico

En el chasis también habrá soldado un soporte el cual será el punto sujeción del cilindro hidráulico para realizar el levante de la máquina.

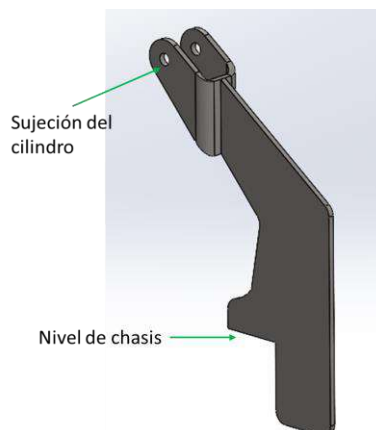


Figura 4-26: Soporte lado chasis del cilindro hidráulico.

La intención es elevarlo del nivel del chasis para que el cilindro trabaje en una posición más vertical y no tanto en horizontal, y así disminuir la fuerza necesaria que tiene que realizar este para levantar la máquina. La fuerza que tiene que hacer el cilindro para levantar la máquina es una fuerza vertical, por lo tanto, según el ángulo de acción la fuerza que tiene que hacer este es mayor o menor:

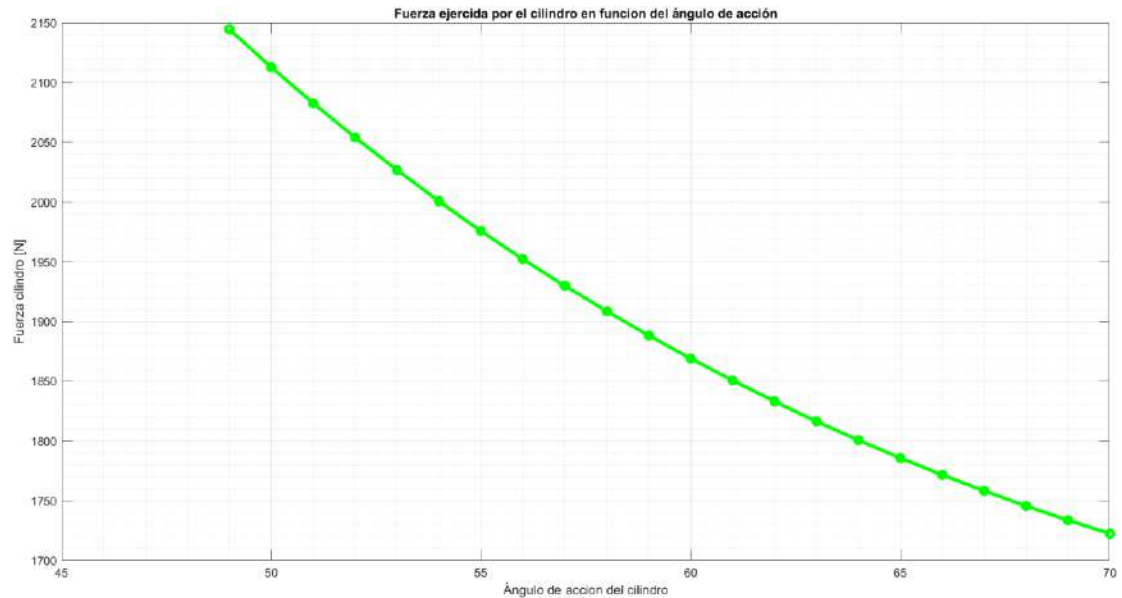


Figura 4-27: Fuerza ejercida por el cilindro en función del ángulo de acción.

La sujeción del cilindro al soporte se realiza de la siguiente manera:



Figura 4-28: Sujeción superior del cilindro hidráulico.

Aclaración: Las tuercas son autofrenantes

Luego la sujeción del cilindro con al brazo del paralelogramo inferior es la siguiente:

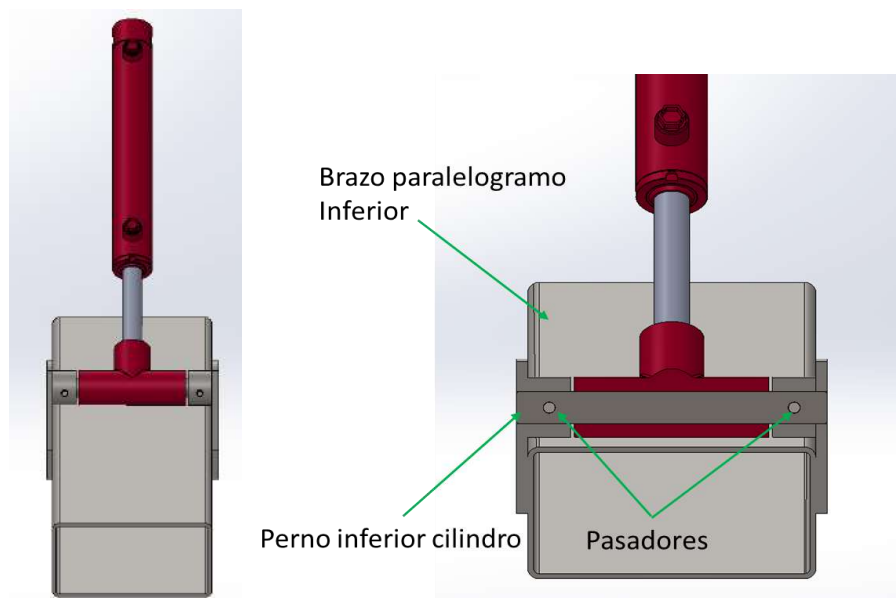


Figura 4-29: Sujeción inferior del cilindro hidráulico

Luego todo el conjunto del chasis con sus respectivos soportes soldados quedó de la siguiente manera:

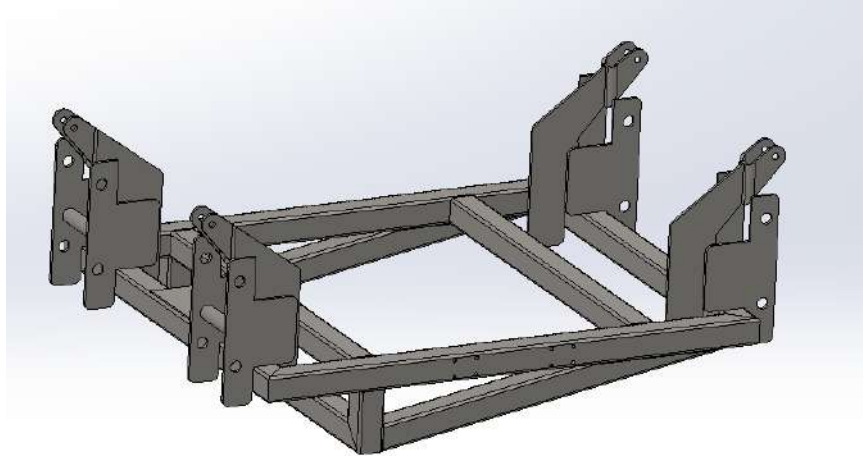


Figura 4-30: Chasis con sus soportes soldados.

- Soporte de barral de cuchilla de corte

Hasta ahora se tiene todo para poder montar el tren de siembra, pero falta la cuchilla de corte, por lo que hemos pensado en agregarle al chasis un soporte con un barral más adelantado que el barral del tren de siembra, tal como lo sería una sembradora. Se diseñó de la siguiente manera el soporte:

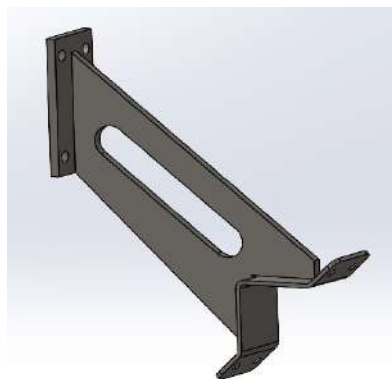


Figura 4-31: Soporte del barral de cuchilla de corte

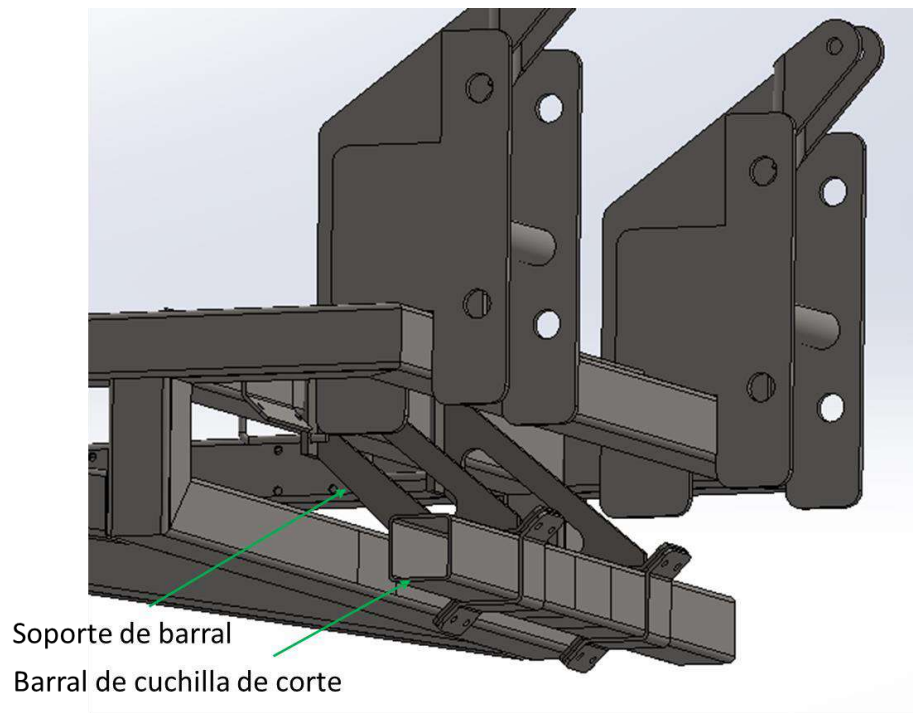


Figura 4-32: Sujeción del barral de cuchilla de corte.

En este caso el soporte del barral de la cuchilla de corte no iría soldado, sino que mediante unas grampas se sujeta al chasis directamente. Lo que si va soldado es el soporte propiamente dicho de la barra, pero no se suelda directamente al chasis. A continuación, se muestra lo mencionado:

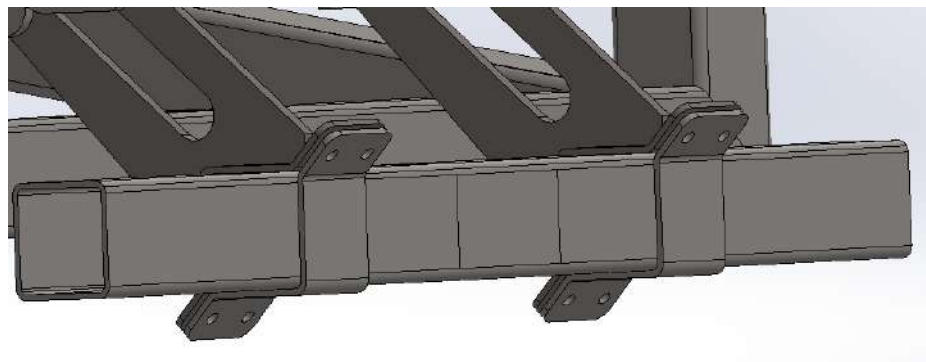


Figura 4-33: Soporte de fijación del barral.

Luego el barral de la cuchilla de corte se conecta con el soporte mediante unas placas las cuales van sujetas con un perno, realizando presión para que el perfil cuadrado se mantenga en el lugar.

- Soporte de central hidráulica

Como ya mencionamos, nuestro modelo tendrá tracción hidráulica y el sistema de levante también será por medio de potencia hidráulica, por lo tanto, en algún lado de nuestro chasis, vamos a tener que tener la central hidráulica. La central hidráulica tiene una capacidad de 77 lts de aceite.

Estos soportes tendrán que aguantar la carga estática de los 77 litros de aceite y a su vez tendrían que aguantar alguna fuerza dinámica de existir un aumento brusco de aceleración vertical.

A continuación, mostraremos cómo realizamos el soporte de la central hidráulica:

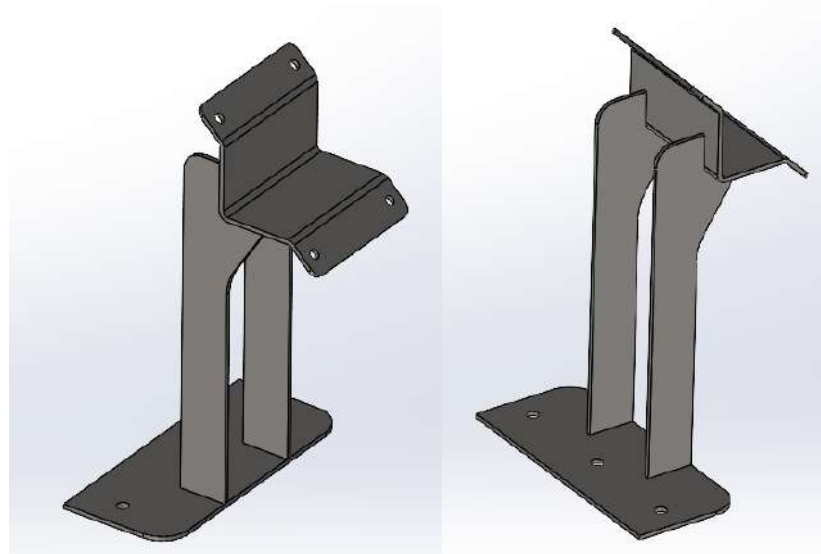


Figura 4-34: Soporte de central hidráulica

Una vez diseñado el soporte, es necesario definir dónde colocarlo:

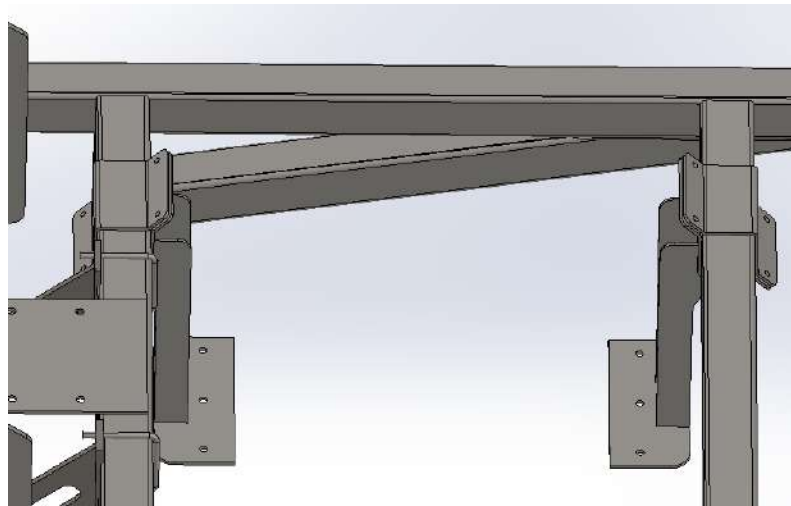


Figura 4-35: Colocación de los soportes al chasis

Notar que el método de fijación del soporte al chasis es el mismo que empleamos para sujetar el barral de la cuchilla de corte con su respectivo soporte.

A continuación, mostraremos cómo queda la central hidráulica ya colocada allí:

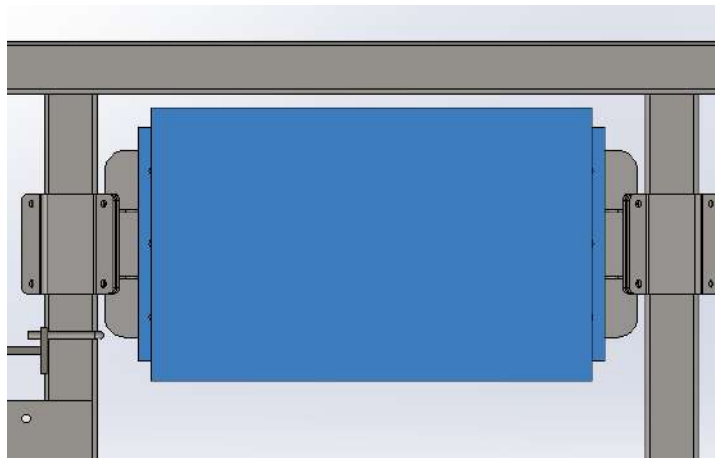


Figura 4-36: Vista superior de la central hidráulica en los soportes.

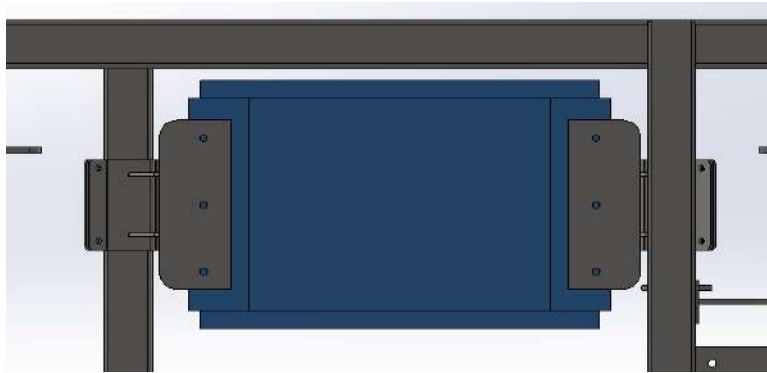


Figura 4-37: Vista inferior de la central hidráulica en los soportes.

Nota: Para diseñar este soporte fue necesario primero definir el volumen de la central hidráulica, llevarla a cabo y luego una vez que tenemos las medidas correspondientes, se diseñó el soporte, para así acoplarnos a las medidas de la central.

Sistema Paralelogramo

El sistema de paralelogramo es el encargado de conectar a la horquilla con el chasis. Este sistema son básicamente dos brazos, uno superior y otro inferior. Los mismos se mueven paralelamente y están sujetos en ambos extremos, por un lado, a un soporte al chasis y por otro lado a otro soporte a la horquilla.

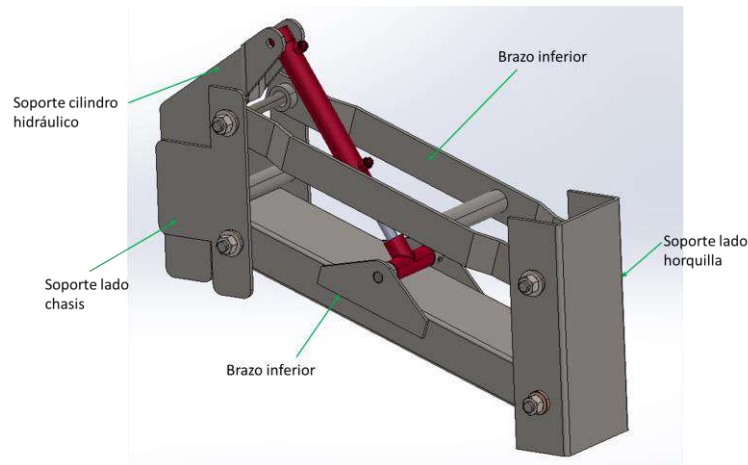


Figura 4-38: Armado de paralelogramo

Con este mecanismo, la máquina tiene la capacidad de poder levantar o bajar el chasis cuando el cilindro hidráulico actúa para un lado o para otro.

Conjunto Horquilla

El conjunto horquilla se compone de diferentes componentes, siendo los mismos la rueda (llanta y cubierta), el motor hidráulico, el eje que conecta la rueda con el motor, los rodamientos el cual lo soporta, el soporte del motor y la horquilla propiamente dicha.

A continuación, desarrollaremos los mismos.

■ Cubierta y Llantas

Como mencionamos en el apartado de la transmisión, la cubierta seleccionada BKT TR 882 400/60, en la cual la misma admite una llanta de 15.5". La misma contará con la sujeción mediante 5 bulones M12 los cuales sujetan la rueda al eje.



Figura 4-39: Conjunto Cubierta con llanta.

■ Eje

Ahora deberemos diseñar el eje para la transmisión del motor hidráulico hacia la rueda. El mismo deberá soportar los esfuerzos de torsión producidos por el motor, como así también las fuerzas pertenecientes al arrastre, el peso de la máquina y las fuerzas inerciales de la misma.

El eje será soldado a brida la cual estará solidaria a la rueda, y transmite la torsión a la misma para el avance. Siendo el material del Eje, un acero SAE 4140 templado y revenido, la brida consta de un acero SAE 1045.

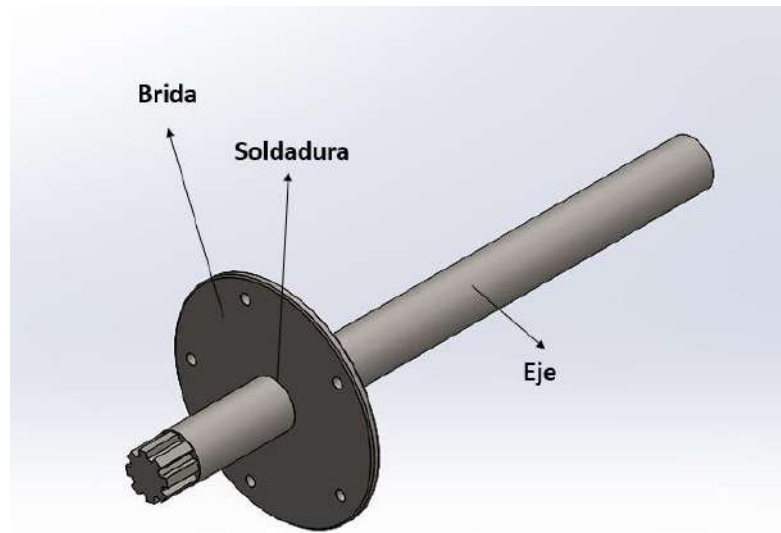


Figura 4-40: Vista Eje con brida.

■ Rodamientos

La función principal de los rodamientos es reducir la fricción entre las superficies en contacto, como así soportar cargas, radiales, axiales o combinadas dependiendo el tipo de rodamiento.

Debido al diseño y esfuerzos que observa la horquilla, implementamos rodamientos con soportes brindados por SKF (Ver anexo B).

Implementando la unidad de rodamientos de bolas con pestaña cuadrada FY 55 FM, el mismo cuenta con el soporte propiamente dicho con pestaña cuadrada y con un rodamiento rígido de bolas encargado de soportar los esfuerzos radiales.



Figura 4-41: SKF FY 55

Además, contamos con unidad de rodamiento brida FNL 511 B + 2211 EKTN9 + H 311. El mismo cuenta con el soporte en disposición en triángulo, un rodamiento de bolas a rótula con agujero cónico, el cual es el encargado de soportar esfuerzos radiales como también puede soportar los posibles esfuerzos axiales que se generen en la máquina.



Figura 4-42: SKF FNL 511 B + 2211 EKTN9 + H 311

■ Horquilla

Las horquillas son las encargadas de conectar a las ruedas con el resto de la máquina. La horquilla tiene que estar diseñada para poder aguantar el par

ejercido por los motores y también para aguantar el peso de los componentes de la máquina que están suspendidos (chasis, motor a combustión, soportes soldados al chasis, etc.).

El diseño propuesto fue el siguiente:

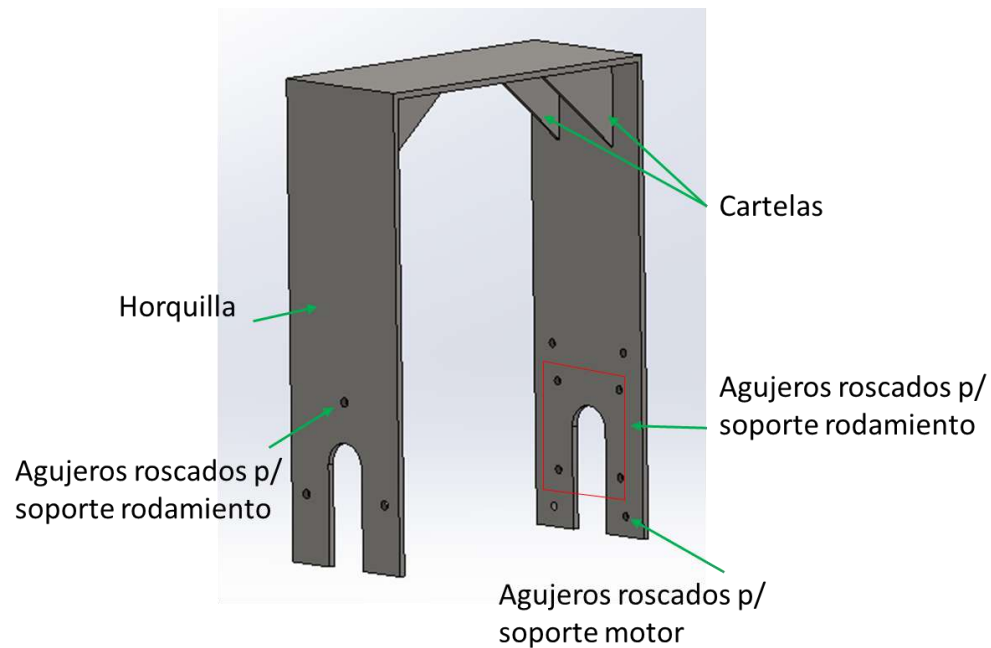


Figura 4-43: Diseño Horquilla.

Para el momento del diseño de este tuvimos que considerar el montaje del eje, para que las posibles reparaciones a la cubierta en campo sean fáciles de realizar.

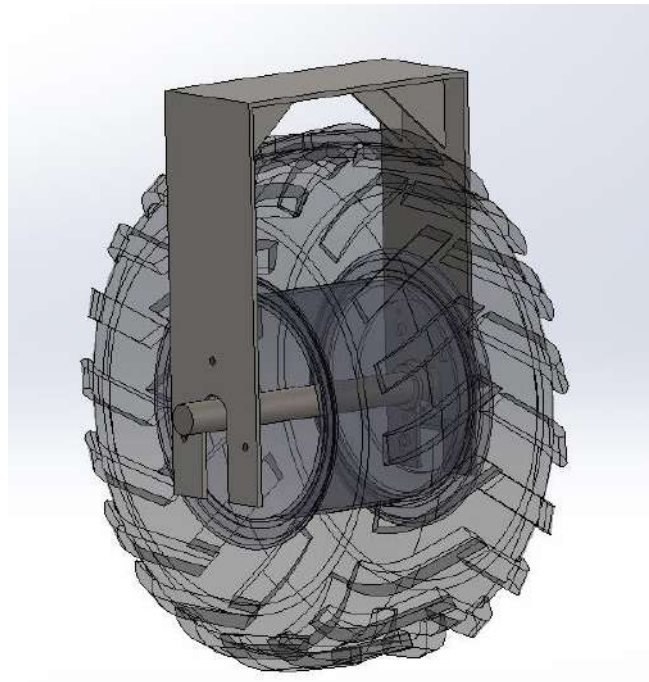


Figura 4-44: Vista de colocación de eje en la horquilla

■ Soporte Motor

Como ya hemos mencionado tenemos motores hidráulicos para brindarle la tracción al equipo. Contamos con 4 motores hidráulicos, uno por cada rueda. El motor hidráulico necesita estar alojado en algún lado, y nosotros hemos pensado en alojarlo directamente sobre un soporte en los laterales exteriores de la horquilla.

El soporte del motor fue diseñado como sigue:

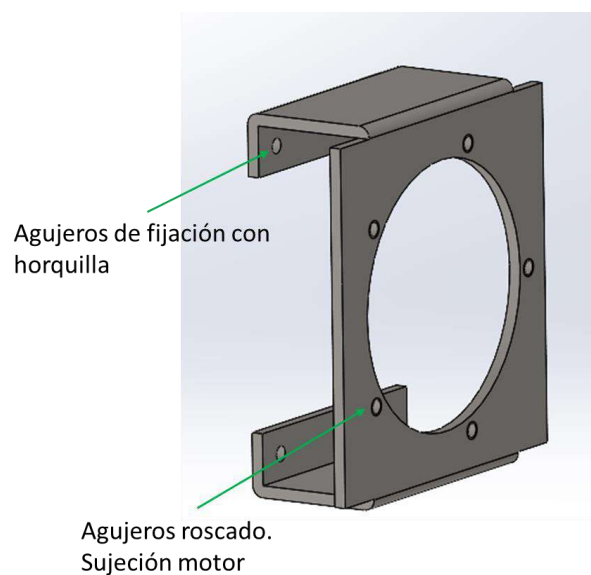


Figura 4-45: Diseño del soporte de motor y alojamiento del motor en este.

Notar que los agujeros del soporte en la parte de la sujeción del motor, son agujeros roscados M10.

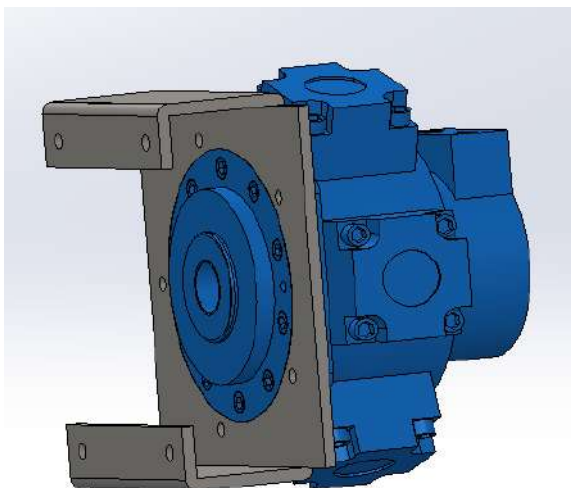


Figura 4-46: Motor montado en el soporte.

Carenado de la máquina

El montaje de todos los componentes quedó de la siguiente manera:

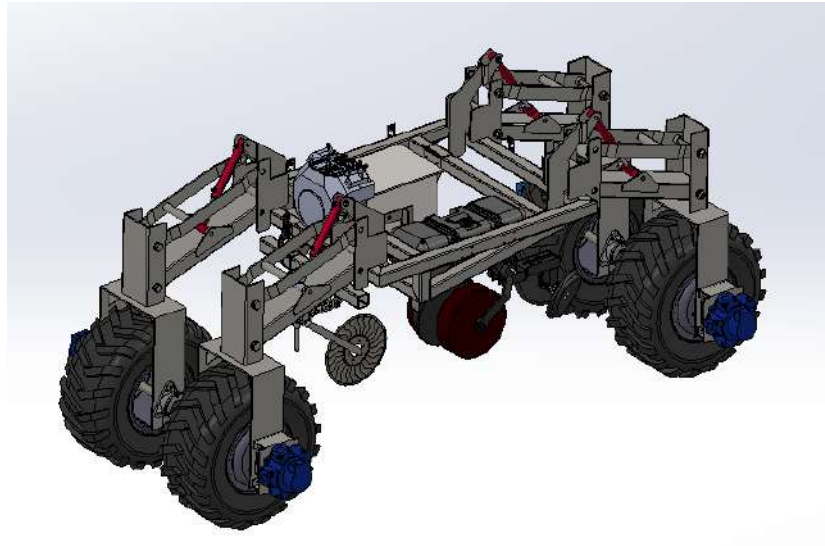


Figura 4-47: Montaje de todos los conjuntos y subconjuntos principales.

Luego decidimos colocarle un carenado a la máquina, para así proteger condiciones ambientales, como son la exposición directa tanto de los rayos del sol como las condiciones climáticas.

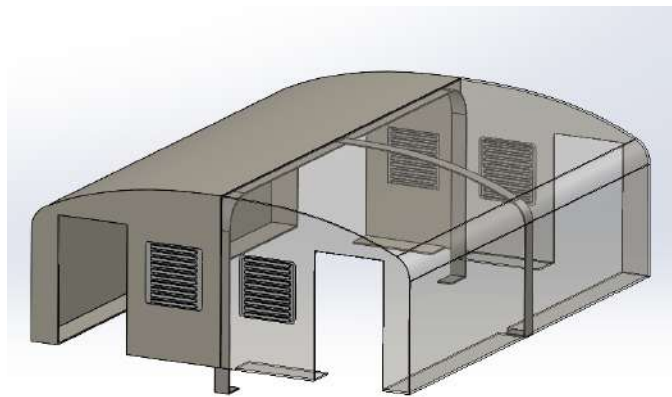


Figura 4-48: Diseño de cúpula rectangular.

El diseño del carenado es una cúpula rectangular de fibra de vidrio, la cual tiene internamente una estructura portante de toda esta para rigidizarla. También se puede observar que le hemos colocado varias ventilaciones para favorecer la entrada y salida de aire.

El montaje de este carenado en la máquina quedó de la siguiente forma:

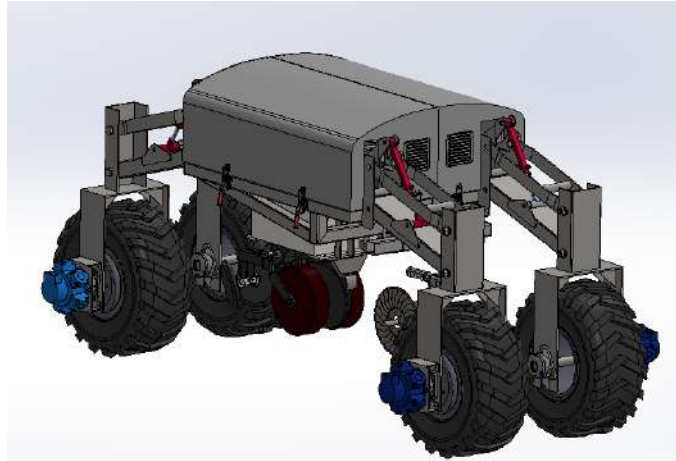


Figura 4-49: Montaje de carenado sobre el chasis.

Para la sujeción del carenado con el chasis hemos utilizado tiradores rápidos para agilizar el depósito de combustible, así como la inspección de los distintos componentes portantes de la máquina., tal como se muestra a continuación:

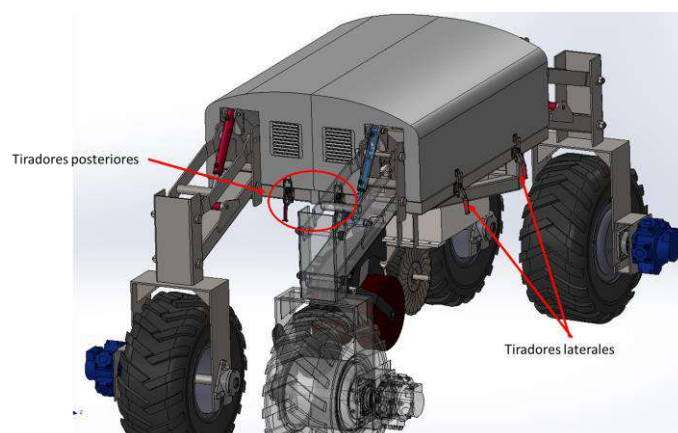


Figura 4-50: Tiradores rápidos en la máquina.

Diseño final

El diseño final de la máquina quedó de la siguiente manera:

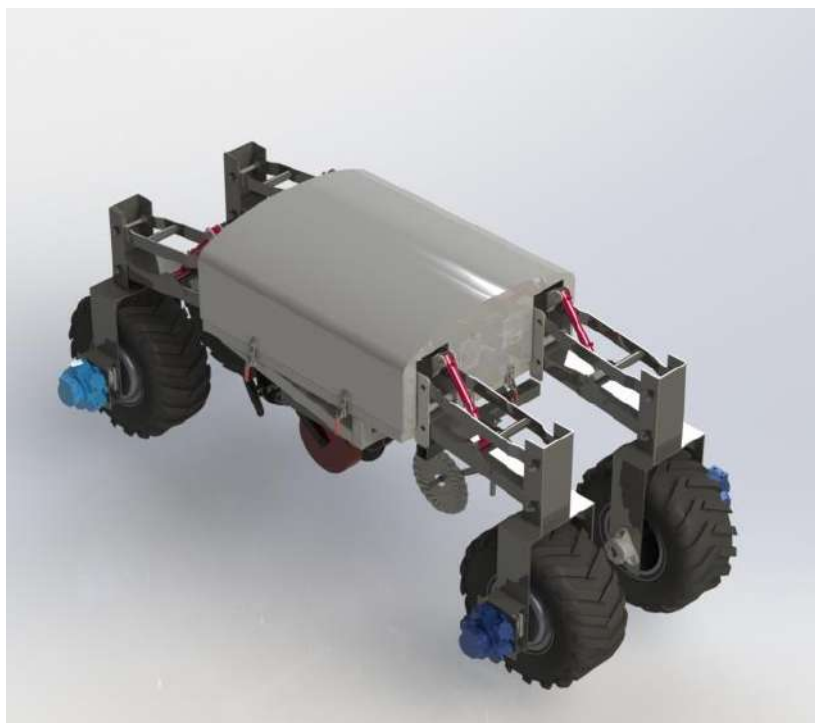


Figura 4-51: Diseño final de banco de prueba móvil.

5-Conclusiones Y Recomendaciones

Conclusiones Técnicas

El principal objetivo de este proyecto es analizar en la cuchilla de corte y el tren de siembra de las sembradoras, como los mismos se comportan en el desgaste de los diferentes tipos de suelo presentes en Argentina como así también el consumo de potencia de los implementos utilizados. Para ello, realizamos el diseño mecánico de un banco de prueba con la capacidad de que el mismo pueda ser completamente autónomo que nos permita relevar dichos datos a campo, para así obtener mayor fiabilidad de los datos obtenidos.

En dicha máquina se coloca un tren de siembra comercial, definiendo una profundidad de trabajo determinada y así la misma está lista para realizar el ensayo a campo, en las diferentes condiciones que se encuentre el mismo, siempre estado en una condición óptima de siembra.

Para el diseño de este banco de pruebas se definieron algunos elementos y movimientos elementales, como son: el levante de la máquina, el cual se logró con cilindros hidráulicos y un sistema de paralelogramo, y luego otro pilar fundamental son los motores hidráulicos, los cuales son los encargados de darle la tracción a la máquina y permitirle el giro cuando se varíe el caudal en estos. Destacar que la altura máxima de elevación de la máquina fue pensada por dos motivos: uno de ellos es que la altura no sea tal que me eleve suficiente el centro de masa de la misma, generando una probabilidad de vuelco, y el otro motivo es que la altura sea tal que me genere un despeje suficiente entre el tren de siembra y el suelo, para que la máquina pueda realizar movimientos de manera libre.

Con esta máquina el fabricante de trenes de siembra o sembradoras, podrá darles a los clientes una confiabilidad a la hora de realizar el mantenimiento al tren de siembra, según el tipo de suelo, sin perder eficiencia en las campañas de siembra. Brindando un dato más preciso del consumo de potencia demandado por línea dando así un aumento en la eficiencia de tracción global y disminuyendo el consumo de combustible. Como así

también, asesorar de una manera más óptima el uso de los diferentes modelos de los órganos de siembra para las distintas situaciones de terreno en el cual se va a sembrar.

Recomendaciones

Las recomendaciones para futuros trabajos similares que se pueden realizar es la implementación del sistema de automatización al banco de prueba para que su funcionamiento sea totalmente autónomo y así poder controlarlo como hoy en día se realizan en las maquinarias de agricultura de precisión.

Un interesante aspecto para el uso del presente trabajo, es la futura realización e implementación de normas de ensayo para trenes de siembra, para así permitir la estandarización y comparación de resultados.

A medida que se iba desarrollando el trabajo, nos hemos dado cuenta que el mismo podría ser beneficioso para los pequeños productores, si se le adaptará un dosificador de siembra. Aumentando así su productividad y eficiencia a la hora de cultivar.

Conclusiones Académicas

Tras completar nuestra formación en Ingeniería Mecánica en la Facultad de Ciencias Exactas, Ingeniería y Agrimensura de la Universidad Nacional de Rosario, nos sentimos plenamente preparados para abordar los desafíos inherentes a nuestra profesión. Nuestra experiencia culmina con la realización de nuestro Proyecto Final, que ha puesto a prueba nuestras habilidades y conocimientos, al igual que cualquier problema que pueda enfrentar en nuestra futura carrera profesional.

Durante nuestro tiempo en la universidad, hemos adquirido una base sólida de conocimientos que abarca una amplia gama de disciplinas en Ingeniería Mecánica. Estos conocimientos, combinados con nuestra capacidad para aplicar el orden y la constancia en el trabajo, nos han proporcionado las herramientas necesarias para resolver problemas complejos y desafiantes.

Nuestro proyecto final ha sido un ejemplo concreto de cómo la formación que hemos recibido me ha preparado para el mundo real de la ingeniería. En él, hemos enfrentado un problema que requirió la aplicación de conceptos teóricos, el uso de herramientas y software especializado, y la capacidad de trabajar de manera metódica y persistente. A través de este proceso, hemos descubierto que somos capaces de abordar problemas de ingeniería de manera efectiva y eficiente, lo que nos llena de confianza para enfrentar desafíos futuros.

En resumen, la formación en Ingeniería Mecánica en la Universidad Nacional de Rosario ha sido de alto nivel, proporcionándonos las habilidades y el conocimiento necesarios para enfrentar las problemáticas comunes en nuestra profesión. Nuestro Proyecto Final ha sido un testimonio de nuestra capacidad para aplicar estos conocimientos en situaciones prácticas, y estamos seguros de que esta experiencia nos servirá como una base sólida para nuestra carrera profesional en la ingeniería mecánica.

Bibliografía

- [1] UNIVERSIDAD NACIONAL DE LA RIOJA (UNLAR). UNLAR CIENCIA. Revista Edición n°48 diciembre 2019.
- [2] INTA EEA CONCEPCIÓN DEL URUGUAY - Ferrari, H. y Ferrari, C. Manual De Equipos Para La Siembra De Granos. En:

([Manual de Equipos para Siembra de Granos \(Ferrari\)](#))
- [3] ISEA - RAGGIO, Juan - SOZA, Eduardo. Cómo Y Con Qué En Máquinas Agrícolas. Octava Edición Previa. Qué Mirar Para Elegir Bien Y Cómo Mantener Su Buen Funcionamiento. En:

(https://sra.campusinstituto.com.ar/pluginfile.php/57423/mod_resource/content/25/1%20Sembradoras.pdf)
- [4] ORTIZ - CAÑAVATE, Jaime. Las máquinas agrícolas y su aplicación. 6ta edición. Ediciones Mundi-Prensa 2003.
- [5] Apuntes Cátedra Equipos Agroindustriales.
- [6] BOLSA DE COMERCIO DE ROSARIO. AÑO XXXIX - N° Edición 2021 - Especial Agroindustria - 01 de octubre de 2021. En: ([¿Qué le aporta la agroindustria a la economía argentina? | Bolsa de Comercio de Rosario \(bcr.com.ar\)](#))
- [7] MOTT, Robert L. Diseño de elementos de máquinas, cuarta edición. Pearson
- [8] BUDYNAS, Richard G - NISBETT, J. Keith. Diseño e ingeniería mecánica de Shigley. Octava edición. Mc Graw Hill.
- [9] ASHBURNER, John - SIMS, Brian. Elementos de diseño del tractor y herramientas de labranza. 1984. Instituto Interamericano de Cooperación para la Agricultura
- [10] PRECISION PLANTING ARGENTINA. Webinar 02 | Mantenimiento de Sembradoras. 11 de junio de 2020. En: ([Webinar 02 | Mantenimiento de Sembradoras - YouTube](#))

-
- [11] INTA. 3er año, Manual de mecánica agrícola. En: ([Manual de Mecánica Agrícola](#))
- [12] INSTITUTO DE INVESTIGACIONES AGROPECUARIAS - INFORMATIVO N° 141. Manual Vial Alarcón, Ing. Agrónomo M. Sc INIA Carillanca. Consejo para la medición de compactación de suelo. Año 2021. En: ([NR42673 \(inia.cl\)](#))
- [13] BALBUENA R.H. - BOTTA G.F - RIVERO E.R.D. Herramientas de labranza para la descompactación del suelo agrícola.2009. Orientación
- [14] PIRELLI. Manual de cálculo de cintas transportadoras.
- [15] GIACOSA, Dante. Motores Endotérmicos. 3ra edición. Dossat S.A
- [16] SINGH R.- KUMAR R., DAS, j. Hydrostatic Transmission Systems In Heavy Machinery: Overview. International Journal of Mechanical and Production Engineering, ISSN: 2320-2092, Volume- 1, Issue- 4, Oct-2013. En:([HYDROSTATIC TRANSMISSION SYSTEMS IN HEAVY MACHINERY: OVERVIEW](#))
- [17] GARCIA, Joaquín. Rincón Del Técnico. Transmisión hidrostática. En: (<https://postventa.webcindario.com/pdf/hidrostatica.pdf>)
- [18] Página Oficial de BKT - Rueda Modelo TR 882. En: ([TR 882 | Neumáticos Empacadora de heno, Cosechadora, Maquinaria agrí](#))
- [19] SERRANO, Antonio. Oleohidráulica.2002 Mc Graw Hill.
- [20] SPELCH, H - BUCCIARELLI, A. Nuevo curso de oleodinámica 1ra edición. Publicaciones Antar
- [21] Catálogo Parker.
- [22] CICROSA HIDRÁULICA. Catálogo general 1ra edición. En: ([catalogo-general-cicrosa-2022.pdf](#))
- [23] SHUK INDUSTRIAL, Tiradores Rápidos. En: ([SHUK INDUSTRIAL. Producto: S-GH-40341](#))

- [24] GOMEZ GONZALEZ, Sergio. El gran libro de Solidworks. 3era Edición.
Marcombo
- [25] KUROWSKI, Paul. Engineering Analysis with Solidworks simulation 2014. 2014.
Design Generator Inc.
- [26] SOFTWARE. Solidworks 2020. Dassault Systèmes
- [27] SOFTWARE. Paquete Office. Microsoft
- [28] SOFTWARE. Matlab 2020. MathWorks
- [29] SOFTWARE. FluidSim 4.5. Festo
- [30] PISARENKO, G.S.-YAKOVLEV, A.P.-MATVEEV, V.V. Manual de resistencia de
materiales. Primera Reimpresión. Mir.

Anexo A: Memoria de cálculo



Banco de prueba para trenes de siembra

Memoria de cálculo

Maximiliano Galán

Lisandro Martín Valfosca

Universidad Nacional de Rosario
Facultad de Ciencias Exactas, Ingeniería y Agrimensura
Escuela de Ingeniería Mecánica
Rosario, Argentina
Año 2023

Memoria de cálculo

Maximiliano Galán

Lisandro Martín Valfosca

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 2023

Contenido

1- Datos General Considerados	4
2- Determinación de la fuerza de arrastre.....	5
3- Vuelco	11
4- Sistema Hidráulico	14
Motor Hidráulico	14
Sistema de Levante	16
Cilindro Hidraulico.....	19
Cilindros Compensados	19
Verificación al pandeo	23
Caudal requerido del sistema hidráulico	25
Cilindros hidráulicos	25
Motores Hidráulicos	27
5- Conjunto Horquilla.....	29
Eje de ruedas	29
Bulones Rueda	33
Bulones Soporte Motor	36
Simulación soporte Motor	36
6- Paralelogramo	39
Simulación Brazo Paralelogramo.....	39
Conclusiones Simulaciones	43
Bulones Horquilla - Chasis.....	43
Bulón Cilindro Hidráulico.....	45
7- Motor a combustión	48
8- Conjunto chasis	49
Simulación chasis.....	49
Conclusiones simulaciones chasis	52
Simulación de soporte para sujeción de cilindro hidráulico	53
Conclusiones simulación de soporte de cilindro hidráulico	56

1-Datos General Considerados

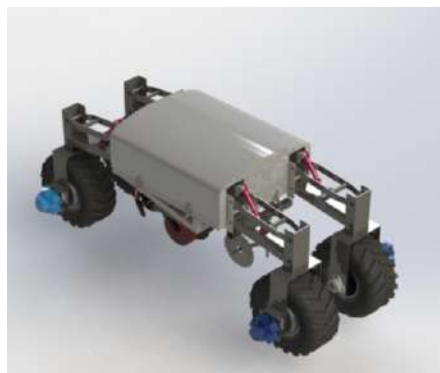


Figura 1.1: Banco de prueba trenes de siembra

Tabla 1.1: Pesos componentes maquina

Pesos		
Con movimiento		
Tren de siembra	105	[kg]
Subconjunto cuchilla de corte	15	[kg]
Chasis con soporte	170	[kg]
Central hidráulica (deposito, elementos varios)	100	[kg]
Tanque de nafta (Lleno)	60	[kg]
Motor a combustión	33	[kg]
Barra paralelgramos superior + inferior x4	128	[kg]
Cilindros hidráulicos x4	18	[kg]
Otros	20	[kg]
Total con movimiento	649	[kg]
Sin movimiento		
Rueda y llanta x4	320	[kg]
Horquilla + soporte C // x4	192	[kg]
Motor Hidráulico x4	184	[kg]
Separador motor x4	20	[kg]
Eje rueda x4	64	[kg]
Total Sin movimiento	780	[kg]
Total Máquina	1429	[kg]

2-Determinación de la fuerza de arrastre

La determinación de la fuerza de arrastre es un factor clave para poder comenzar el diseño de la máquina, ya que a partir de ella se dimensionan gran parte de los componentes y además para poder conocer cuál es la potencia que requerirá nuestra máquina.

Nuestra máquina está pensada para poder analizar trenes de siembra de sembradora de granos finos como también sembradoras de granos gruesos, lo cual tiene que adaptarse a estas condiciones de cada uno. Por ejemplo, en las sembradoras de granos finos, la profundidad está en el orden de los 1 a 2 cm (pasturas, soja, etc.), mientras que en granos gruesos la profundidad de siembra está en el orden de los 4 a 6 cm (trigo, maíz, etc.). Por lo tanto, nuestra máquina se va a tener que adaptar a ambas y la peor condición es cuando se exige más potencia, que es en el caso de trenes de siembra de granos gruesos.

Una forma teórica de poder estimar el consumo de potencia de nuestra máquina es mediante la norma “ASAE”, la cual mediante parámetros tales como (Tipo de Máquina, Velocidad, Profundidad de Siembra, entre otros) nos brinda el consumo teórico de potencia. Con lo que respecta a la misma, analizando la fórmula propuesta para sembradoras, la misma no dependía de la velocidad, siendo esta una alerta para nosotros. Por dicho motivo, investigamos en distintas fuentes, y el uso de dicha norma para el cálculo de potencia en sembradoras no es del todo acertado, por lo tanto, dicha forma quedó descartada.

$$D = F_i (A + B \cdot v + C \cdot v^2) \cdot w \cdot t \quad (2.1)$$

Dónde:

- D: fuerza para traccionar el implemento, en N.
- F_i : parámetro de ajuste según la textura del suelo ($i = 1$ para suelos finos; 2, para medios; o 3 para suelos de textura gruesa).
- A, B y C = parámetros específicos para cada implemento agrícola.
- v: velocidad de avance de la máquina, en km/h.
- w: ancho de labor, en m o número de cuerpos según el implemento.

- t: profundidad de labranza, en cm (igual a 1, para labranza superficial e implementos de siembra).

Si uno quisiera determinar la fuerza de arrastre de manera empírica lo que se debería hacer es colocar dinamómetros o celdas de carga para determinarla. Pero la realidad es que hay que tener en cuenta varios factores. Es decir, podemos tomar esta medida de fuerza cuando la máquina está trabajando, pero esto será en una condición en particular, cuando se cambia algo de las condiciones de contorno, la fuerza varía y por ende la potencia consumida también. Aquí algunas variables de la fuerza de arrastre:

- Tipo de suelo (25 a 30% de variación):
 - Arenoso: liviano.
 - Franco: medio.
 - Arcilloso: pesado.
- Macro desniveles del terreno.
- Profundidad de siembra.
- Profundidad de cuchilla de corte.
- Velocidad de Avance

Otra forma de poder estimar la fuerza de una manera más directa es directamente de ver los requerimientos de potencia que dan como información los fabricantes de sembradoras, pero hay que tener en cuenta que esa potencia tiene en cuenta todas las líneas de siembra, potencia consumida por rodadura, sistema hidráulico, eléctrico, etc.

Pero consideramos un buen criterio para ser conservadores en cuanto a la potencia y así nos quedarnos en situaciones donde no tengamos la potencia necesaria.

Por lo tanto, buscando en varios catálogos de sembradoras obtenemos lo siguiente sabiendo que:

$$Potencia\ por\ línea = \frac{Pot_{total}}{Cantidad\ de\ líneas} \quad (2.2)$$

- **Granos gruesos:**

- Crucianelli:

CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS		1 MÓDULO				TANDEM 2 MÓDULOS				TANDEM 3 MÓDULOS	
MODELOS (ANCHO DE TRABAJO)		6 m	7 m	8 m	8.4 m	9 m	10 m	11 m	12.6 m	15 m	18 m
Nº de líneas / distancia entre líneas (cm)	18/35	20/35	23/35	20/42	26/35	28/35	32/35	36/35	44/35	42/42	
	14/42	16/42	20/38	16/52.5	22/42	24/42	30/38	30/42	36/42	36/52.5	
	12/52.5	16/52.5	19/42		18/52.5	20/52.5	28/42	24/52.5	30/52.5		
Ancho de transporte en carrilón (m)		3.9									
Ancho de transporte en calle (m)		4.05									
Despeje del suelo en transporte (mm)		460									
Capacidad tolva de semillas (Lts)		1972	2259	2558	2449	2829	3051	3536	3812	4670	5522
Capacidad tolva de semillas/Fert. (Lts)		1112/1016	1279/1169	1442/1218	1492/1365	1595/1458	1719/1571	1992/1822	2146/1954	2632/2406	3112/2884
Capacidad tolva ade fert. fuera de línea (Lts)		1315	1513	1705	1766	1886	2034	2358	2541	3113	3681
Peso aproximado para max. de líneas (kg)		8650	9050	9450	8450	11700	12000	12500	17500	21500	23050
Rodados		400/55/225"									
Potencia aprox. para max. de líneas (HP)		150	170	190	150	210	225	260	300	370	360
Potencia aprox. para max. de líneas con fert. fuera de línea (HP)		175	195	220	170	235	250	290	335		
Presión (kg/cm2) / Caudal (Lts/min)		160-180/60					160-180/100				

Figura 2.1: Catalogo Gringa

$$\text{Potencia por línea} = \frac{150 \text{ hp}}{18 \text{ líneas}} = 8,33 \frac{\text{hp}}{\text{línea}} \quad (2.3)$$

$$\text{Potencia por línea} = \frac{360 \text{ hp}}{42 \text{ líneas}} = 8,57 \frac{\text{hp}}{\text{línea}} \quad (2.4)$$

- Erca:

OPCIÓN 1		OPCIÓN 2		OPCIÓN 3		OPCIÓN 4		OPCIÓN 5	
Semilla	Fertilizante al rodado de la línea	Semilla	Fertilizante al rodado de la línea	Semilla	Fertilizante al rodado de la línea	Semilla	Semilla	Semilla	Semilla
Cantidad de cuerpos a 42cm de separación. Ancho de labor:		12-5,04m		16-6,72m		20-8,40m		24-10,08m	
Cantidad de cuerpos a 52,5cm de separación. Ancho de labor:		10-5,25m		12-6,30m		14-7,35m		16-8,40m	
Potencia requerida en CV		800-120		110-130		120-140		140-160	
1	Capacidad monotolva de semilla en Kg	850		1020		1190		1360	
	Capacidad tolva fertilización delantera en Kg	900		1080		1260		1440	
	Capacidad tolva fertilización trasera en Kg	600		720		840		960	
	Capacidad tolva fertilización delantera y trasera en Kg	1000		1200		1400		1600	
	Capacidad tolva fertilización trasera y delantera en Kg	1200		1440		1680		1920	
4	Capacidad tolva trasera y monotolva ambas con semilla en Kg	1450		1740		2030		2320	
	Capacidad monotolva y tolva con fertilizante, ambas con semilla en Kg	1850		2220		2590		2960	

Las potencias requeridas pueden tener variaciones dependiendo la zona y las condiciones del terreno - ERCA se reserva el derecho a realizar modificaciones a sus productos sin previo aviso

Figura 2.2: Catalogo Erca

$$\text{Potencia por línea} = \frac{120hp}{12} = 10 \frac{hp}{línea} \quad (2.5)$$

$$\text{Potencia por línea} = \frac{100 hp}{10} = 10 \frac{hp}{línea} \quad (2.6)$$

En el caso de siembra de granos finos podemos decir que el **consumo de potencia es de 10 HP.**

- **Granos finos:**

- Crucianelli:



LA MÁS MODERNA TECNOLOGÍA EN SIEMBRA

- **Multipropósito**
Diseñada para grano fino, también cuenta con la versatilidad de sumar un kit para la siembra de grano grueso monograno.
- **Kit de grano grueso**
Dosificador Mecánico, con base sellado sin mantenimiento. Dosificador Neumático Precision Planting.
- **Tolvas**
Independientes para cada insumo y de gran autonomía.
- **Sistema de lanza en tandem**
Para transportar sin necesidad de desarmar y a la altura de los marcadores.
- **Traslado**
Menor trocha, mayor despeje y luces de transporte.

Opcional
AGRICULTURA DE PRECISIÓN

- Monitor Leaf.
- Dosis variable hidráulica en semilla y fertilizante +

CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS	1 MÓDULO		2 MÓDULOS - TANDEM		3 MÓDULOS - TANDEM	
MODELOS (ANCHO DE TRABAJO)	5 m	7 m	8.8 m	10.8 m	12 m	15 m
Nº de líneas / Distancia entre líneas (cm)	29/37.5 15/21 31/36.2 19/35 19/42	39/37.5 33/21 29/36.2 28/35 21/42	47/37.5 41/21 33/36.2 34/35 21/42	51/37.5 51/21 41/36.2 30/35 26/42	71/37.5 61/21 69/36.2 36/35 31/42	86/37.5 77/21 81/36.2 43/35 39/42
	9/52.8" 11/52.8" 6/70	12/52.5" 14/52.8" 10/70	15/52.5" 17/52.8" 12/70	19/52.5" 21/52.8" 15/70	23/52.5" 25/52.5" 18/70	29/52.5" 31/52.5" 23/70
Ancho de transporte en carretera (m)	3.5					
Ancho de transporte en calle (m)	4.25					
Despeje del suelo en transporte (mm)	680					
Capacidad tolva de semillas (Lts)	2253	3044	3052	4586	5330	6749
Capacidad tolva de fertilizante (Lts)	1612	1598	1983	2875	3395	3837
Capacidad tolva de aflado (Lts)	165	225	265	300	350	495
Peso aproximado para max. de líneas (kg)	7800	11350	14800	17300	21300	29100
Rostado	400/40x15.5" / 400/60x18"					
Potencia aprox. por max. de líneas (HP)	145	193	229	260	320	390
Presión (kg/cm2) / Caudal (Lts/min)	140-180/60 / 160-180/100					

Figura 2.3: Catalogo Pionera

$$\text{Potencia por línea} = \frac{145 hp}{29 líneas} = 5 \frac{hp}{línea} \quad (2.7)$$

○ Erca

	UNIDAD DE FUEBROS (ANCHOS DE LABOR (m))	REDES GRANDES UNIDADES	ANCHO DE LABROS CON SUS GRANDES UNIDADES	POTENCIA REQUERIDA EN CV	CAPACIDAD TOTAL		
					TRENES (m/s)	UNDA (m/s)	POT (m/s)
CANTIDAD DE CUBIROS A 17.24 CM DE SEPARACION	25-5.07 m	8 (x 75 cm) 10 (x 52.5 cm) 16 (x 35 cm)	5.6 4.75 5.25	135-154	1300	1080	1152
	27-6.47 m	16 (x 75 cm) 13 (x 52.5 cm) 16 (x 35 cm)	7.00 6.82 6.68	175-195	1340	1350	1400
	41-7.07 m	8 (x 75 cm) 13 (x 52.5 cm) 25 (x 35 cm)	7.75 6.82 7.25	165-175	1100	1480	1392
	45-8.22 m (2 módulos)	12 (x 75 cm) 16 (x 52.5 cm) 24 (x 35 cm)	8.68 8.68 8.68	235-265	1400	1600	1700
	59-9.35 m (2 módulos)	16 (x 75 cm) 30 (x 52.5 cm) 30 (x 35 cm)	10.50 10.50 10.50	285-305	2400	2150	2300
CANTIDAD DE CUBIROS A 16.5 CM (ENDE SEPARACION	27-5.91 m	14 (x 75 cm) 16 (x 52.5 cm) 16 (x 35 cm)	5.24 6.75 6.87	125-145	1200	1080	1152
	33-6.33 m	16 (x 75 cm) 16 (x 52.5 cm) 22 (x 35 cm)	6.75 6.87 8.68	165-175	1300	1420	1520
	43-7.22 m (2 módulos)	22 (x 75 cm) 22 (x 52.5 cm) 28 (x 35 cm)	8.68 8.68 10.75	205-225	1400	1600	1700
	55-8.22 m (2 módulos)	28 (x 75 cm) 30 (x 52.5 cm) 30 (x 35 cm)	10.75 10.50 10.50	245-265	2400	2150	2300
	69-9.35 m (2 módulos)	30 (x 75 cm) 30 (x 52.5 cm) 30 (x 35 cm)	12.50 10.50 10.50	285-305	2400	2150	2300
CANTIDAD DE CUBIROS A 15.24 CM (ENDE SEPARACION	25-5.07 m	8 (x 75 cm) 10 (x 52.5 cm) 16 (x 35 cm)	5.6 4.75 5.25	135-154	1300	1080	1152
	27-6.47 m	16 (x 75 cm) 13 (x 52.5 cm) 16 (x 35 cm)	7.00 6.82 6.68	175-195	1340	1350	1400
	41-7.07 m	8 (x 75 cm) 13 (x 52.5 cm) 25 (x 35 cm)	7.75 6.82 7.25	165-175	1100	1480	1392
	45-8.22 m (2 módulos)	12 (x 75 cm) 16 (x 52.5 cm) 24 (x 35 cm)	8.68 8.68 8.68	235-265	1400	1600	1700
	59-9.35 m (2 módulos)	16 (x 75 cm) 30 (x 52.5 cm) 30 (x 35 cm)	10.50 10.50 10.50	285-305	2400	2150	2300
CANTIDAD DE CUBIROS A 14.28 CM (ENDE SEPARACION	25-5.07 m	8 (x 75 cm) 10 (x 52.5 cm) 16 (x 35 cm)	5.6 4.75 5.25	135-154	1300	1080	1152
	27-6.47 m	16 (x 75 cm) 13 (x 52.5 cm) 16 (x 35 cm)	7.00 6.82 6.68	175-195	1340	1350	1400
	41-7.07 m	8 (x 75 cm) 13 (x 52.5 cm) 25 (x 35 cm)	7.75 6.82 7.25	165-175	1100	1480	1392
	45-8.22 m (2 módulos)	12 (x 75 cm) 16 (x 52.5 cm) 24 (x 35 cm)	8.68 8.68 8.68	235-265	1400	1600	1700
	59-9.35 m (2 módulos)	16 (x 75 cm) 30 (x 52.5 cm) 30 (x 35 cm)	10.50 10.50 10.50	285-305	2400	2150	2300

Figura 2.4: Catalogo Erca

$$Potencia\ por\ línea = \frac{155\ hp}{29} = 5,34 \frac{hp}{línea} \quad (2.8)$$

Por lo tanto, se puede considerar que **5 hp es lo consumido por máquinas de grano fino.**

Resumen

Tabla 2.1: Potencia consumida por sembradoras

	Potencia consumida trenes de siembra G.F [HP]	Potencia consumida trenes de siembra G.G [HP]
Crucianelli	5	10
Erca	5,34	10
Potencia de diseño elegida	10 HP	

Una vez que tenemos la potencia de diseño, todavía resta encontrar la fuerza de arrastre para el dimensionamiento. Sabemos que

$$Potencia = Fuerza * Velocidad \quad (2.9)$$

La velocidad de una sembradora ronda entre los 6 a 9 km/h, por lo tanto

$$Fuerza_{arraastre} = \frac{10 \text{ Hp}}{6 \frac{\text{km}}{\text{h}}} = 4.5 \text{ kN (2.10)}$$

Aclaración: Tener en cuenta que una sembradora consume los 10 HP a una velocidad máxima, nosotros nos estamos parando en una peor situación donde los 10HP los consume a los 6 km/h.

3-Vuelco

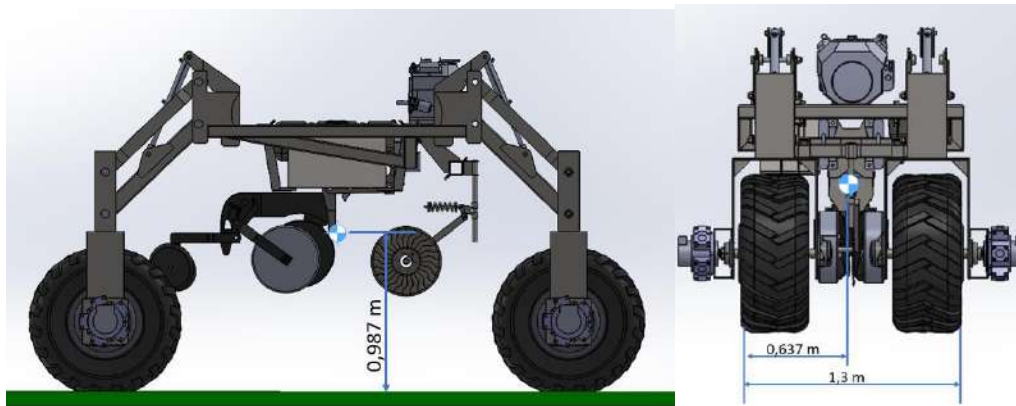


Figura 3.1: Localización Centro de Masa

En este apartado analizaremos el radio de giro mínimo para la estabilidad del vehículo.

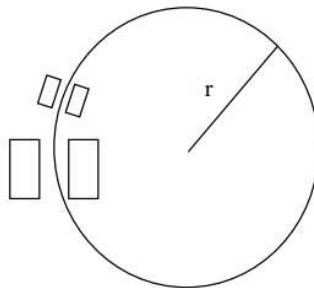


Figura 3.2: Esquema Vista Superior

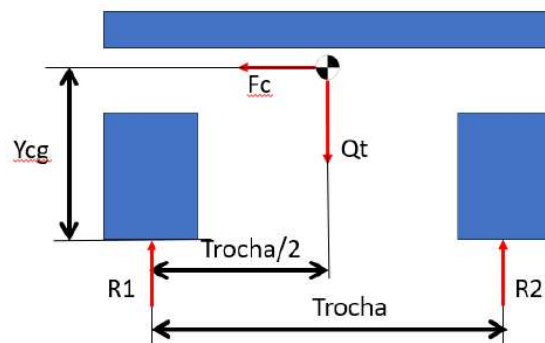


Figura 3.3: Esquema Vista Posterior

Donde:

- m: Masa del vehículo [kg]
- Qt: Peso del Carro [N]
- V: Velocidad de Avance [m/s]
- r: radio de giro [m]
- Ycg: Altura del Centro de Gravedad
- Fc: Fuerza Centrífuga = $m * V^2 / r$ [N]

Sumatoria momento Punto R1

$$\Sigma M_1 = 0 = Fc * Ycg - Qt * Trocha / 2 + R2 * Trocha = 0 \quad (3.1)$$

Debido a que el sistema está en equilibrio “estático” todo el apoyo se encuentra en la Rueda R1, quedando en un estado de carga nula la rueda R2, siendo la misma de magnitud cero.

De la sumatoria de momento anterior, se puede determinar que el producto $Fc * Ycg$, es el que aporta el vuelco de la maquinaria, como también tendremos el producto $Qt * Trocha / 2$ el cual determina el equilibrio de la misma. Desarrollando la sumatoria de momento anterior

$$Fc * Ycg = Qt * Trocha / 2 \quad (3.2)$$

$$Fc = m * V^2 / r \quad (3.3)$$

$$m * V^2 / r * Ycg = Qt * Trocha / 2 \quad (3.4)$$

$$\frac{Qt}{g} * \frac{V^2}{r} * Ycg = Qt * \frac{Trocha}{2} \quad (3.5)$$

$$r = 2 * V^2 * Ycg / (g * Trocha) \quad (3.6)$$

Quedando el valor del radio de giro mínimo para que el vehículo no vuelque.

Ahora analizando nuestra situación, queda definir nuestro radio de giro mínimo para la estabilidad del vehículo. En la misma consideraremos

- Velocidad de Avance = 10 km/h

$$r = 2 * (10 \frac{km}{h} / 3.6)^2 * 0.987 m / (9.81 \frac{m}{s^2} * 1.3 m) = 1.19 m (3.7)$$

Observando nuestro modelo, debido al sistema de dirección en base a la misma rotación de los motores hidráulicos, el radio mínimo que nos brinda de giro los mismos es el representado por la siguiente imagen.

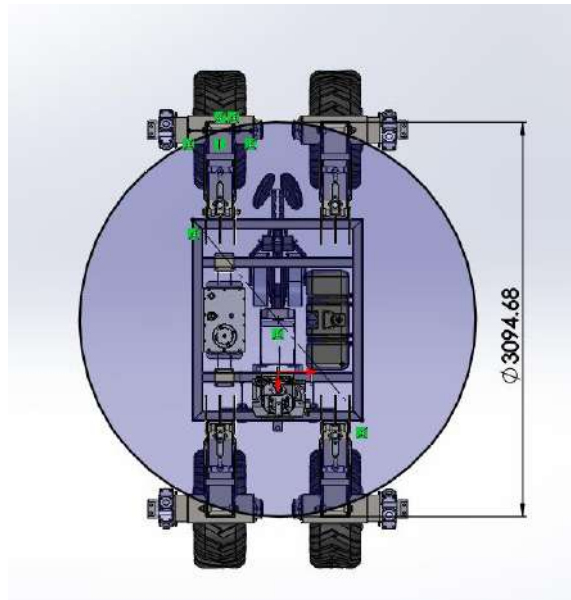


Figura 3.4: Radio entre ruedas

Por ende, debido a que el radio de giro mínimo es menor al radio de giro presentado en nuestro vehículo, podemos considerar estar en una buena condición de estabilidad. Es decir, en la situación en la que el radio de giro sea mayor al calculado recientemente, se cumplirá que el momento restituyente es mayor al momento de vuelco, por lo que no existirá vuelco previsto.

Tabla 3.1: Planilla calculo vuelco

Masa total	1429	[kg]
Ycg	0,987	[m]
Xcg	0,65	[m]
Trocha	1,3	[m]
Gravedad	9,81	[m/s ²]
Qt	14018,49	[N]
Velocidad lineal	10	[km/h]
	2,777777778	[m/s]
Radio	3,1	[m]
Velocidad angular	0,8960573477	[m/s]
Fcentrifuga	3556,849861	[N]
Momento vuelco	3510,610812	[Nm]
Momento restituyente	9112,0185	[Nm]
¿Cumple ante vuelco?	CUMPLE ANTE VUELCO	Para que cumpla $M_{vuelco} < M_{restituyente}$
Radio mínimo de giro	1,194344976	[m]

4-Sistema Hidráulico

Nuestro sistema hidráulico va a tener la función de realizar la tracción y dirección del vehículo, como a su vez la elevación y bajada del chasis cuando este tenga que dar la vuelta en la cabecera. Va a tener 2 tipos de actuadores fundamentales como son:

- Motores hidráulicos.
- Cilindros hidráulicos diferenciales.

En base a dichos actuadores, deberemos seleccionar una bomba que satisfaga los caudales y las presiones dadas por los mismos.

Motor Hidráulico

El motor hidráulico es el responsable de la tracción del vehículo, y va a haber 4 motores hidráulicos en todo el vehículo: 1 para cada rueda.

Los motores hidráulicos se seleccionan según el torque en el eje de salida, el cual se calculó como:

$$Torque_{motor} = Presión * desplazamiento (4.1)$$

Pero nosotros para poder saber cuál es el torque que requeriría ese motor necesitamos saber el torque resistente que requerimos en las ruedas debido a la potencia consumida para el funcionamiento del equipo.

Previa selección de la rueda (BKT 400-60 15,5), como así también el análisis de la potencia necesaria para el funcionamiento del equipo. Dicho torque necesario viene dado por

- Potencia: 10 HP $\rightarrow$ 7,4 kW
- Radio Rueda: 0,436 m
- Velocidad de avance: 6 km/h $\rightarrow$ 1,66 m/s

$$Velocidad_{angular} = \frac{Velocidad_{avance}}{Radio_{rueda}} = 3,82 \frac{rad}{s} = 36,5 \text{ rpm} (4.2)$$

$$Torque_{Total} = \frac{Potencia}{Velocidad_{angular}} = 7.4 [kW] / 3,82 [rad/s] = 1935 [Nm] (4.3)$$

Debido a que dicho torque se distribuye uniformemente en las cuatro ruedas, el torque necesario para cada motor es de

$$Torque_{necesario} = Torque_{necesarioTotal} / 4 = 484 [Nm] (4.4)$$

Con este dato, luego seleccionamos motor hidráulico según la fórmula presentada anteriormente del torque del motor.

Observaciones: Destacar que el cálculo del torque necesario se realizó con una potencia de 10 HP a una velocidad de avance de 6 km/h. Dicha velocidad no generaría tal consumo de potencia, pero nos posicionamos en una situación crítica para la selección del componente.

Sistema de Levante

Para el cálculo del sistema de levante, primero lo que haremos es observar la variación del ángulo del cilindro hidráulico propuesto para obtener el rango en el cual trabaja

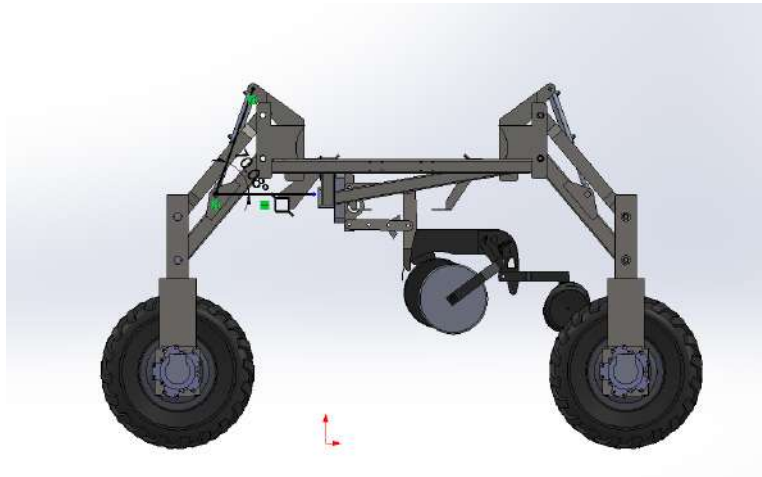


Figura 4.1: Angulo máximo cilindro hidráulico

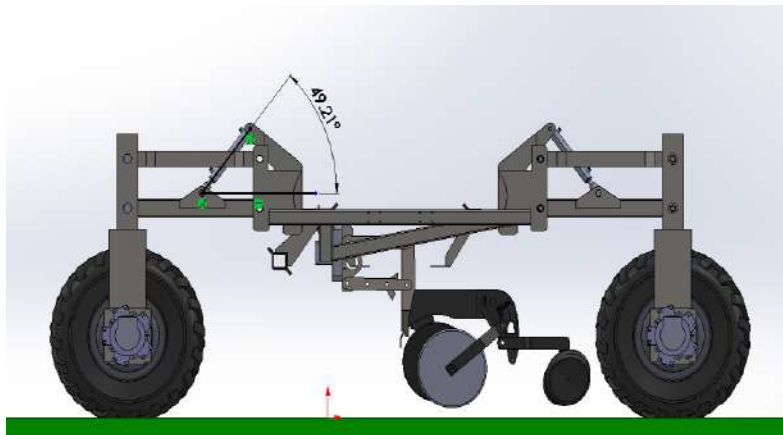


Figura 4.2: Angulo mínimo cilindro hidráulico

Siendo entonces el mismo, un rango entre 49° a 70° con respecto a la horizontal.

Para estimar la fuerza necesaria que deben hacer los cilindros para el levante del banco, previa a estimación del peso perteneciente a todos los componentes salvo el conjunto horquilla-rueda.

El punto más crítico donde el cilindro necesita realizar más fuerza es cuando este necesita levantar el tren de siembra, es decir, cuando se encuentra en la posición más horizontal.

Ángulo: $49,21^\circ$

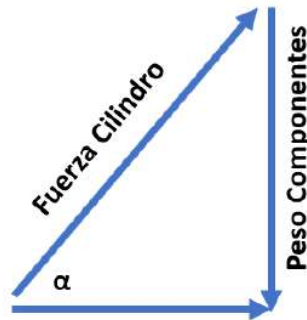


Figura 4.3: Esquema fuerzas intervinientes

Tabla 4.1: Planilla calculo fuerza levante prueba

Peso de los componentes y fuerza necesaria de cilindros Para prueba en MOTION		
Chasis	222	[kg]
Tren de siembra	105	[kg]
Conjunto cuchilla de corte	14,5	[kg]
Paralelogramo de horquilla	20,79	[kg]
	83,16	x4 [kg]
Motor a combustión	0	[kg]
Depósito aceite	0	[kg]
Tanque de combustible		[kg]
Peso total	424,66	[kg]
	4165,9146	[N]
Ángulo de cilindro	49,21	[grados]
	0,8588765249	[radianes]
Fuerza de cilindros necesaria total	5502,396773	[N]
Fuerza de cilindros individual	1375,599193	[N]
Fuerza calculada con Motion Solid Subida	1345	[N]
Error entre cálculo analítico y Solid	2,275032954	[%]

$$F_{Levante} = (Peso / 4) / \text{sen}(\alpha) = 4165 \text{ N} / \text{sen}(49.21) = 1375 \text{ N} (4.5)$$

Ahora verificaremos los cálculos mediante el apartado del Motion en SolidWorks:

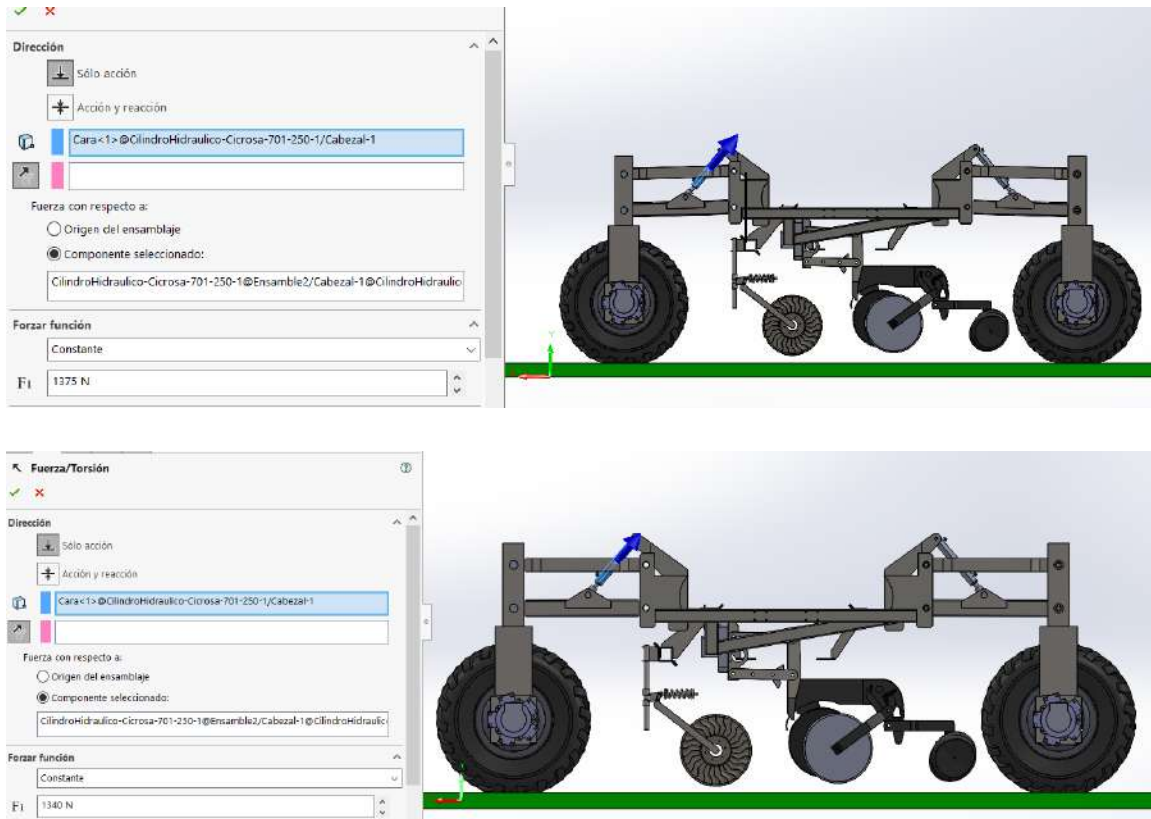


Figura 4.4: Simulación Solidworks Motion

Observando que, al aplicar las fuerzas a los cilindros hidráulicos, con un valor de 1375 N, dichos cilindros levantaban la máquina. Y ahora buscando la fuerza con la cual los cilindros no levantaban la máquina, la misma fue de 1340 N. Quedando una variación entre la teórica y la simulada de **2.27% de error**.

Observaciones: El cálculo anterior fue para determinar que nuestro modelo de cálculo del sistema del levante era acertado. Para obtener el cálculo preciso, deberemos considerar los pesos que faltan, como, por ejemplo, motor, depósito Hidráulico, depósito de combustible, entre otros.

Una vez que hemos verificado que el modelo analítico resuelve bien el asunto de la fuerza de cilindro necesaria, lo que hacemos es utilizar este método para calcular la

fuerza real necesaria que tiene que realizar los cilindros hidráulicos para poder levantar los componentes necesarios, ahora sí, teniendo en cuenta todos.

Tabla 4.2: Planilla fuerza levante

Peso de los componentes y fuerza necesaria de cilindros DEFINITIVO		
Chasis	170	[kg]
Tren de siembra	105	[kg]
Conjunto cuchilla de corte	15	[kg]
Paralelogramo de horquilla	31,5	[kg]
	126	x4 [kg]
Motor a combustion	33	[kg]
Depósito aceite	100	[kg]
Tanque de combustible	60	[kg]
Otros	50	[kg]
Peso total	659	[kg]
	6464,79	[N]
Ángulo de cilindro	49,21	[grados]
	0,8588765249	[radianes]
Fuerza de cilindros necesaria total	8538,782728	[N]
Fuerza de cilindros individual	2134,695682	[N]

Cilindro hidráulico

Prevía selección del cilindro hidráulico en base a la fuerza necesaria para el levante de la maquinaria, debido a que los mismos actúan como amortiguación y a su vez, deben estar compensados para el levantamiento uniforme del chasis se realizará dicho análisis. A su vez, también consideraremos el pandeo que puede efectuarse debido a las cargas aplicadas y la esbeltez del cilindro.

Cilindros Compensados

Nosotros queremos que los cilindros que están en serie suban sincronizados, es decir a la misma velocidad. Esto es así porque en el caso de que no suceda, la estructura

se comenzará a levantar de un lado más rápido que de otro, pudiendo provocar esfuerzos indebidos y además un levantamiento del tren de siembra que no sería el óptimo.

Para lograr la sincronización en el levante, la forma de conexión debe cumplir la siguiente figura.

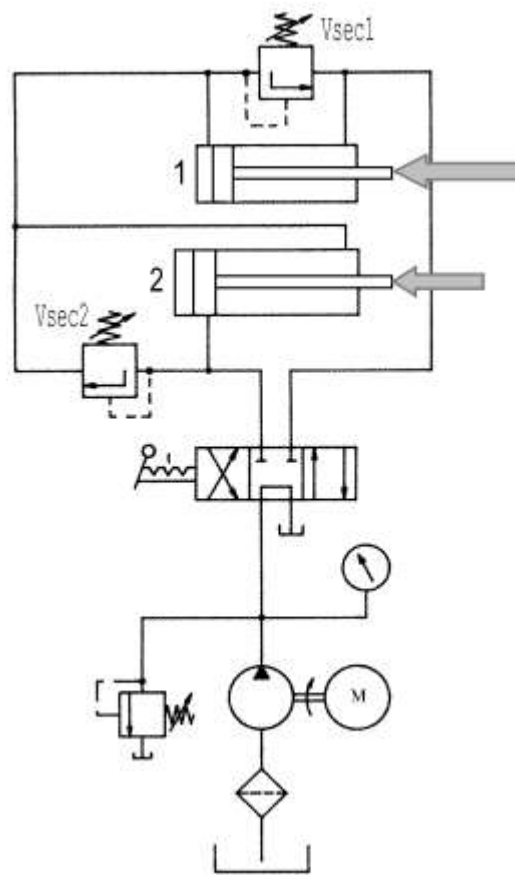


Figura 4.5: Circuito hidráulicos cilindros compensados.

Donde el área anular del cilindro dos, debe ser exactamente igual al área llena del cilindro uno. En nuestro caso, tendremos dos cilindros en paralelo (Delanteros) en serie a dos cilindros en paralelos (traseros). Además, en este sistema se le agregan dos válvulas de secuencia debido a la imposibilidad de sincronización absoluta de los cilindros.

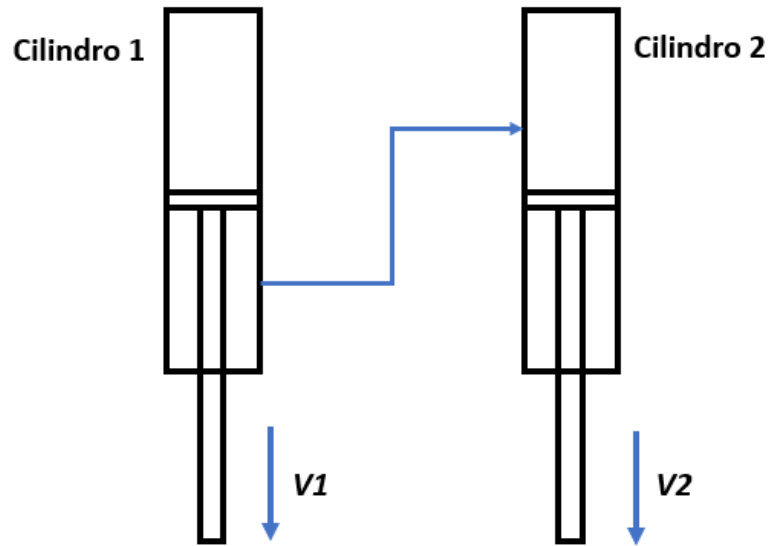


Figura 4.6: Esquema cilindros compensados

Realizando la expresión, tenemos que ambas velocidades deben ser iguales, entonces:

$$v_1 = v_2 \text{ (4.6)}$$

y sabiendo que

$$Q = A * v \text{ (4.7)}$$

Entonces despejando la velocidad

$$v = Q/A \text{ (4.8)}$$

Entonces,

$$v_1 = Q_1/A_{llena1} \text{ (4.9)}$$

y

$$v_2 = Q_2/A_{llena2} \text{ (4.10)}$$

$$v_1 = Q_2/A_{llena2} \text{ (4.11)}$$

Ahora sabiendo que el caudal 2 es el desalojado por la cámara anular del cilindro 1, el caudal 2 termina siendo:

$$Q_2 = A_{anular\ 1} * v_1 \quad (4.12)$$

Reemplazando esto en la ecuación de $v_1 = Q_2 / A_{llenaz}$

$$v_1 = v_1 * A_{anular1} / A_{llenaz} \quad (4.13)$$

entonces

$$1 = A_{anular1} / A_{llenaz} \quad (4.14)$$

Despejando

$$A_{llenaz} = A_{anular1} \quad (4.15)$$

Ahora relacionado las áreas con los diámetros que es lo que nos interesa, termina quedando la siguiente relación

$$D_{\text{Émbolo } 2} = \sqrt{D_{\text{Émbolo } 1}^2 - D_{\text{Vástago } 1}^2} \quad (4.16)$$

Tabla 4.3: Especificaciones cilindros hidráulicos

	Cilindro delantero izq	Cilindro delantero Der	Cilindro trasero Izq	Cilindro trasero Der
Øembolo [mm]	40,00	40,00	31,22	31,22
Øvástago [mm]	25,00	25,00	25,00	25,00
Carrera [mm]	250,00	250,00	250,00	250,00

Cabe destacar que la carrera de los cilindros se eligió y adaptó según la disposición de nuestros soportes y sujeciones en el modelo.

Verificación al pandeo

En la situación que nos presentamos deberemos verificar que los cilindros hidráulicos. Para ello utilizaremos el modelo de carga de columnas largas con carga centrada, el cual considera la fórmula de Euler para el cálculo.

$$P_{Cr} = \frac{C * \pi^2 * E * I}{l^2} \quad (4.17)$$

Donde

- Pcr: Carga Crítica
- E: Módulo Elástico
- I: Inercia
- l: Longitud equivalente (Carrera + cuerpo)
- C: Constante de condición en los extremos

Y luego también podemos determinar si se quisiera también la carga crítica unitaria:

$$\frac{P_{Cr}}{A} = \frac{C * \pi^2 * E}{(l/k)^2} \quad (4.18)$$

Donde

- A: Área del vástago
- $(l/k)^2$: Relación de esbeltez.
- $k = \sqrt{\frac{I}{A}}$

En este caso el área es la correspondiente a la del vástago que es el elemento que está a compresión.

Tabla 4.4: Planilla calculo pandeo

Pandeo Shigley		
Longitud equivalente (Carrera +cuerpo)	670	[mm]
C	1	[Coef] -> Articulado
I circulo: $\pi \cdot R^4 / 4$	19174,75985	[mm ⁴]
Área vástago	490,8738521	[mm ²]
k	6,25	
ae (grado de esbeltez) : L/k	107,2	[-]
Módulo elástico E	210000	[Mpa]
Carga Crítica	88531,81506	[N]
Tensión crítica	180,3555326	[Mpa]
	180,3555326	[Mpa]
Carga aplicada a cilindro	2134,695682	[N]
BFS	41,47280374	[-]

El BFS es el “Buckling Factor Security”, sería el factor de seguridad por pandeo y se calcula como:

$$BFS = \frac{\text{Carga crítica al pandeo}}{\text{Carga sometida}} \quad (4.19)$$

Tabla 4.5: Factor de seguridad por pandeo (BFS)

BFS	Estado	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.

En nuestro caso el BFS es muy superior a 1, por lo que verifica al pandeo.

Caudal requerido del sistema hidráulico

A continuación, determinaremos cuál es el caudal que requerirá nuestro sistema hidráulico para así poder dimensionar el depósito de aceite (el cual influye en la distribución del peso y por ende en la posición del CG de la máquina, la cual usamos en algunos cálculos) y a su vez para la selección de los diferentes componentes

Cilindros hidráulicos

Traeremos a colación la medida de los cilindros hidráulicos:

Tabla 4.6: Especificaciones cilindros hidráulicos

	Cilindro delantero izq	Cilindro delantero Der	Cilindro trasero Izq	Cilindro trasero Der
Øembolo [mm]	40,00	40,00	31,22	31,22
Øvástago [mm]	25,00	25,00	25,00	25,00
Carrera [mm]	250,00	250,00	250,00	250,00

Para calcular el caudal tenemos que proponer cuál es la velocidad a la que queremos que suba el equipo o más bien en qué tiempo hará un recorrido total de la carrera. Entonces:

$$Velocidad = \frac{Carrera}{Tiempo} = \frac{250\text{ mm}}{4\text{ seg}} = 62,5\text{ mm/s (4.20)}$$

Ahora con la velocidad y el área de los cilindros podremos sacar el caudal ($Q = A * v$). Entonces para los dos cilindros delanteros que son iguales y tiene 40 mm de diámetro de émbolo y 20 mm de diámetro de vástago, y recordando que, para el ascenso de la máquina, el aceite actúa sobre la cámara llena, tenemos que:

Tabla 4.7: Planilla calculo caudal por línea

	Cilindro delantero izq	Cilindro delantero Der	Cilindro trasero Izq	Cilindro trasero Der
Øembolo [mm]	40,00	40,00	31,22	31,22
Øvástago [mm]	25,00	25,00	25,00	25,00
Carrera [mm]	250,00	250,00	250,00	250,00
Área cámara llena [mm2]	1256,64	1256,64	765,76	765,76
Área cámara anular [mm2]	765,76	765,76	274,89	274,89
Presiones Cámara llena [bar]	16,99	16,99	27,88	27,88
Presión Max. solicitada [bar]	27,88			
Caudal				
Quiero que eleve en [seg]	4,00	4,00	4,00	4,00
Velocidad [mm/s]	62,50	62,50	62,50	62,50
Caudal en c/cilindro [l/min]	4,71	4,71	2,87	2,87
Caudal necesario en la línea [l/min]	9,42			

Se puede notar que el caudal necesario para el ascenso es la suma de los dos cilindros hidráulicos delanteros, ya que estos están en paralelo entre sí, pero están en serie con los traseros por la compensación como ya mencionamos.

Motores Hidráulicos

Tendremos 4 motores hidráulicos los cuales estarán todos en paralelo.

Suponiendo que todos consumen el mismo caudal, ya que el torque necesario de todo el vehículo fue dividido entre 4 de los motores.

Por lo tanto, para calcular el caudal necesario de cada motor, sabiendo que tiene sus características de desplazamiento y velocidad en la que trabajará, se tiene que:

- Desplazamiento: 191,6 cm³/rev
- Velocidad angular: 54,75 rpm

La velocidad angular sale de la velocidad lineal a la que va a trabajar como máximo la máquina (9 km/s) y también del radio de rueda que es 0,436 metros.

$$\omega = v/R = \frac{9 \text{ km/h}}{0,436 \text{ m}} * \frac{1}{3,6} * \frac{60}{2\pi} = 54,75 \text{ rpm} = 5,73 \text{ rad/s} \quad (4.21)$$

Entonces ahora haciendo el producto entre el desplazamiento y la velocidad angular, tendremos el caudal

$$Q = \text{Desplazamiento} * \omega = \frac{191,6 \text{ cm}^3/\text{rev} * 54,75 \text{ rpm}}{1000} = 10,5 \text{ l/min} \quad (4.22)$$

Por lo tanto, cada motor consume 10,5 l/min y esto multiplicado por los 4 motores, es un total de:

$$Q_{\text{total motores}} = 10,5 \text{ l/min} * 4 = 42 \text{ l/min} \quad (4.23)$$

Ahora si sumamos este caudal con el caudal de los cilindros, se tiene que el caudal total es de:

$$Q_{\text{total}} = Q_{\text{T motores}} + Q_{\text{cilindros}} = 42 \text{ l/min} + 9,42 \text{ l/min} = 51,42 \text{ l/min} \quad (4.24)$$

Por lo tanto, la capacidad del depósito hidráulico tendrá que ser por lo menos entre 1 y 3 minutos mayor al requerido por la línea. Nosotros adoptamos que el tanque sea de 1,5 mayor de lo que exige la línea. Entonces

$$\text{Volumen depósito aceite} = 1,5 * 51,42 \text{ l/min} = 77,13 \text{ litros} \quad (4.25)$$

Cabe aclarar que los cilindros hidráulicos no se usarían en simultáneo con el motor hidráulico, y en el caso de que se usaran en simultáneo, la velocidad lineal no sería la máxima si no que sería menor ya que la máquina estaría cerca de la cabecera, consumiendo menos caudal el circuito.

5-Conjunto Horquilla

Eje de ruedas

Para el dimensionamiento del eje de la rueda, primero debemos determinar cuáles son los esfuerzos a los que estará sometido éste:

- Torsión para transmisión de torque y torque resistente
- Normal del peso
- Fuerza vertical dinámica con una aceleración de $2g$
- Fuerza de arrastre

Haciendo un esquema, queda de la siguiente manera:

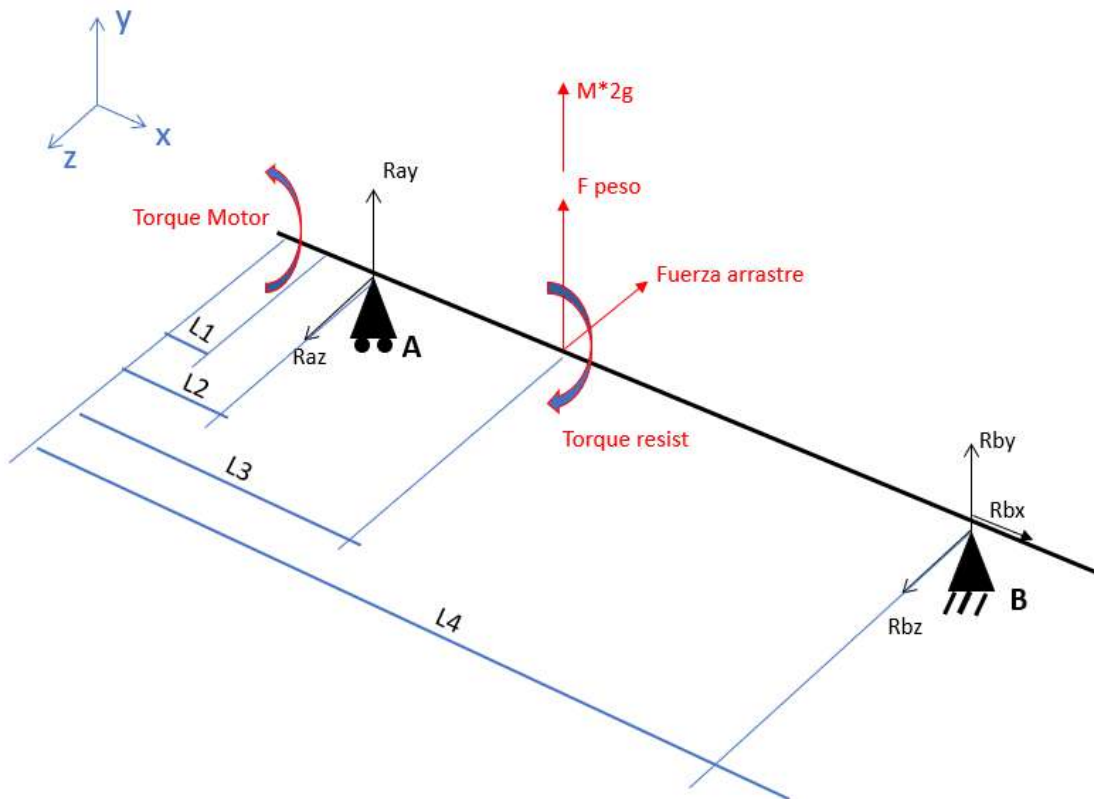


Figura 5.1: Disposición fuerzas y reacciones eje rueda

Donde:

- Torque por Motor: 435 Nm
- Fuerza peso: 2943 N (Por horquilla)
- Fuerza dinámica: 5886 N.
- Fuerza de arrastre: 2500 N.
- L1: 0.04 m
- L2: 0.0755 m
- L3: 0.159m
- L4: 0.6465 m

Observaciones:

- A la hora de considerar la fuerza dinámica, la misma se obtiene mediante datos empíricos los cuales brindan que maquinarias agrícolas reciben una fuerza dinámica vertical igual a una aceleración de 2G
- Con respecto a la fuerza de arrastre, sabemos que la fuerza total de la máquina es de 4,5 kN, es decir, 1,125 kN por rueda. Nosotros consideramos 2,5 kN (2,22 veces más), para tener en cuenta factores externos que puedan ocurrir durante la actividad de la máquina (Nos paramos en una situación extrema y probablemente inexistente)

$$\Sigma F_X = 0 = R_{ax} = 0 \quad (5.1)$$

$$\Sigma F_Y = 0 = R_{ay} + P + R_{by} + F_{Inercia} = 0 \quad (5.2)$$

$$\Sigma F_Z = 0 = R_{az} - F_a + R_{bz} = 0 \quad (5.3)$$

$$\Sigma MZ_A = (FPeso + F_{Inercia}) * (L3 - L2) + R_{By} * (L4 - L2) = 0 \quad (5.4)$$

$$\Sigma MX_A = T_{motor} - T_{resist} = 0 \quad (5.5)$$

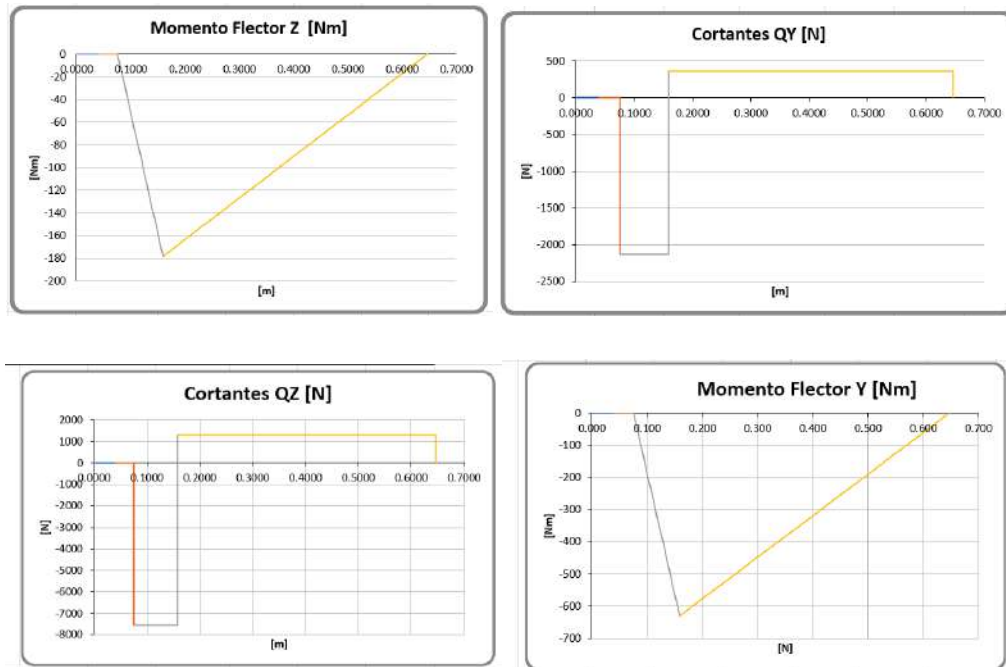
$$\Sigma MY_A = F_{arras} * (L3 - L2) - R_{Bz} * (L4 - L2) = 0 \quad (5.6)$$

Dando el valor de las reacciones:

Tabla 5.1: Reacciones eje rueda

RBX	0.0	[N]
RAY	-7537.9	[N]
RAZ	2134.4	[N]
RBY	-1291.1	[N]
RBZ	365.6	[N]

Luego calculamos los esfuerzos internos realizando el método de las secciones y queda de la siguiente manera:



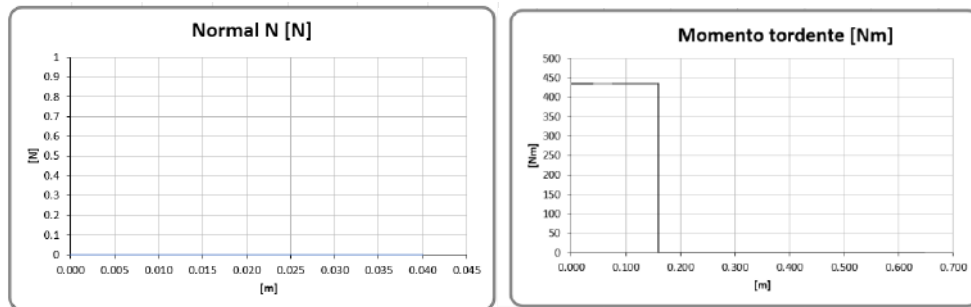


Figura 5.2: Diagramas de esfuerzos internos eje rueda

De los diagramas de esfuerzos internos obtuvimos los valores máximos de los mismos, y a su vez calculamos los esfuerzos resultantes.

Tabla 5.2: Valores esfuerzos internos

Momento Flector Z Max	178.22351	[Nm]
Momento Flector Y Max	629.41415	[Nm]
Corte Z Max	7537.894	[N]
Corte Y Max	2134.4133	[N]
Momento Flector Resultante Max	654.16037	[Nm]
Corte Resultante Max	7834.256	[N]
Momento Tordente Max	435	[Nm]

Ahora con estos datos se calcula el eje con lo siguiente:

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot FOS}{\pi \cdot \sigma_f} \cdot \sqrt{M^2 + 0,75 \cdot T^2}} \quad (5.7)$$

Luego para el cálculo de fatiga, con la tensión de rotura del material elegido (807 MPa) y que es un eje maquinado, obtenemos la resistencia a la fatiga S_n .

Luego con diversos factores que afectan a esta resistencia a la fatiga, obtenemos la resistencia a la fatiga modificada. Luego que tenemos esto, calculamos el eje de la siguiente manera:

$$d_{fatiga} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot FOS}{\pi} * \sqrt{\left[\frac{K_t \cdot M}{S'_n}\right]^2 + 0,75 * \left[\frac{T}{S_y}\right]^2}} \quad (5.8)$$

Tabla 5.3: Planilla de cálculo dimensionamiento de eje

Dimensionamiento eje			
Momento flector Resultante Max	654 [Nm]		
Momento Torsor max	435 [Nm]		
FOS	2.5		Por incertidumbre Carga
Material	AISI 4140 OQT 1300		
Sigma F	690 [Mpa]		Ver tabla adjunta
d	30.31 [mm]		
A Fatiga			
Su	807 [Mpa]		Sale de Dato mat
Sn	300 [Mpa]		Figura 5-8
Cs	0.8 [-]		De Tabla 5-2
Cr	0.75 [-]		De Tabla 5-1
Sn'	180 [Mpa]		
Kt	1.5		Factor de diseño
dfat	51.86449301 [mm]		
DElegido	55 mm [mm]		

Bulones Rueda

Los bulones de las ruedas son los que conectan el eje del motor con la llanta. La trayectoria de la carga del eje del motor a la rueda pasa por los pernos. Dicho par torsional somete a los pernos a un esfuerzo cortante. También debido a las cargas soportadas, los pernos de la rueda deberán dimensionarse al aplastamiento.

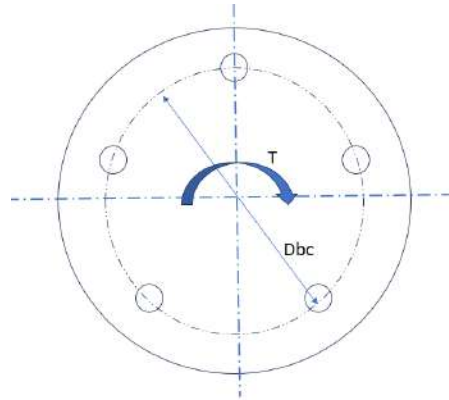


Figura 5.3: Esquema brida rueda

Donde,

- Dbc: 205 mm
- T: 484 Nm

Dimensionamiento a Esfuerzo Cortante.

$$\tau = \frac{F}{A_s} = \frac{F}{N \cdot (\pi \cdot d^2 / 4)} = \frac{2 \cdot T}{D_{bc} \cdot N \cdot (\pi \cdot d^2 / 4)} \quad (5.9)$$

Donde

- F: Fuerza.
- N: Número de bulones.
- d: Diámetro del bulón.
- Dbc: Diámetro de circunferencia de paso de los bulones
- T: Torque.

Dimensionamiento a Aplastamiento

$$\sigma = \frac{F}{A_{Proyectada}} = \frac{F}{Espesor \cdot d} \quad (5.10)$$

Con respecto a la fuerza a analizar, tendremos aplicadas dos fuerzas en diferentes rectas de acción.

- Dirección horizontal, producto del torque

- Dirección vertical, producto del apoyo de la rueda en los bulones y fuerzas inerciales

Por lo tanto, en el cálculo de dimensionamiento de los bulones se tendrá que tomar la resultante de ambas fuerzas de la siguiente manera

$$F_{result} = \sqrt{F_{horizontal}^2 + F_{vertical}^2} \quad (5.11)$$

$$F_{horizontal} = \frac{Torque}{D_{bca} / 2} \quad (5.12)$$

$$F_{vertical} = m * 2g + m * g \quad (5.13)$$

El término $m * 2g$ es producto de la fuerza dinámica que pudiera aparecer como máximo en el conjunto. Y la masa es el peso de todos los componentes a levantar dividido 4.

Otra cosa a determinar es el $\tau_{admisible}$ el cual lo determinamos como $\tau_{admisible} = \frac{\sigma_f}{\sqrt{3}}$.

La tensión de fluencia viene dada por el fabricante, según el grado del bulón.

Tabla 5.4: Planilla de cálculo dimensionamiento bulón rueda

Al Corte		Al Aplastamiento	
Bulón	Grado 4,6 Metrico	Bulón	Grado 4,6 Metrico
Sigma f	225 [MPa]	Sigma f	225 [MPa]
Dbc	205 [mm]	Espesor	17,53 [mm]
N	5 [-]	N	5 [-]
Torque	484000 [N.mm]	Torque	484000 [N.mm]
Tau	129,9038106 [MPa]	Tau	129,9038106 [MPa]
FOS	2,5 [-]	FOS	2,5 [-]
Tau Adm	51,96152423 [MPa]	Tau Adm	51,96152423 [MPa]
Fuerza peso	8829 [N]	Fuerza peso	8829 [N]
Fuerza por torque	4721,95122 [N]	Fuerza por torque	4721,95122 [N]
Fuerza result	10012,39553 [N]	Fuerza result	10012,39553 [N]
d	7,004838309 [mm]	d	1,269239467 [mm]

Entonces el cálculo realizado recientemente, sirve para la verificación de los bulones elegidos. La llanta viene dada con diámetro de bulón de M12, por lo cual vamos a respetar esa medida y con los cálculos podemos notar que se **verifica**.

Bulones Soporte Motor

Para el análisis de los bulones del soporte motor, en cuánto esfuerzo, nos encontraremos en la misma situación que el apartado anterior. Encontrándonos ante esfuerzos cortantes y de aplastamiento. Lo que haremos entonces es la verificación de dichos bulones ante los mismos.

Los bulones tienen que resistir la reacción del torque y a su vez el peso del motor.

Nosotros elegimos un diámetro del bulón de M12, solo por el hecho de estandarizar la bulonería.

Simulación soporte Motor

El soporte del motor tiene un peso de 46 kg, y el mismo tiene un torque de 484 Nm. Por lo tanto, el soporte del motor tendrá que soportar el peso del motor y además el torque que ejerce el motor y la Fuerza dinámica ejercida, suponiendo una aceleración de 2g vertical. Se utiliza un acero SAE 1020 para la confección del soporte, con una tensión de fluencia de 351 MPa

En este caso se procedió a la simulación por elementos finitos, a través del software SolidWorks:

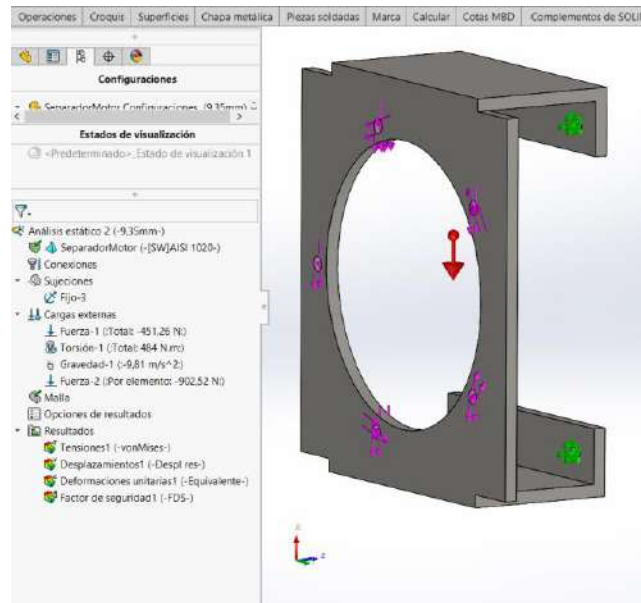


Figura 5.4: Configuración simulación soporte motor

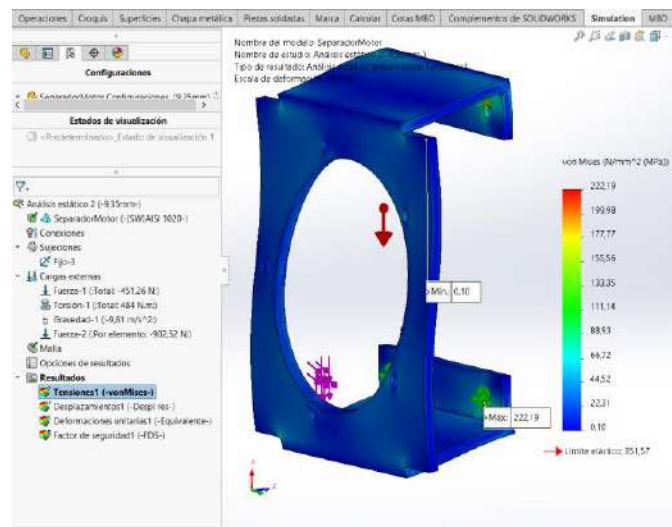


Figura 5.5: Resultados de tensiones soporte motor

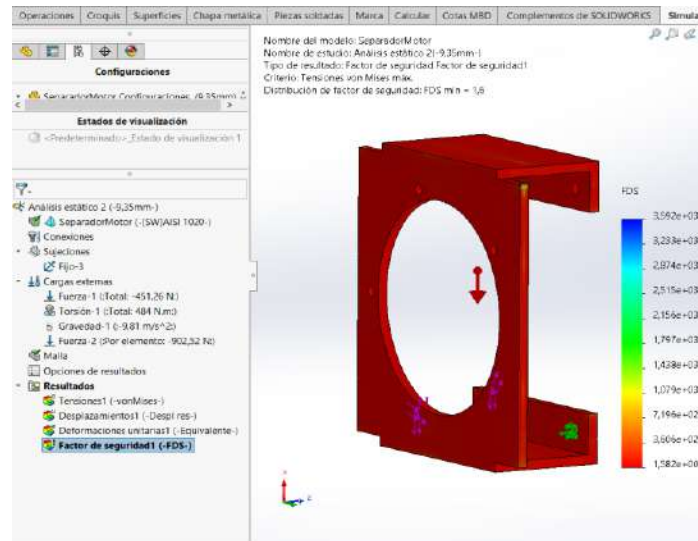


Figura 5.6: Resultados de factor de seguridad soporte motor

Se puede observar en las simulaciones que el soporte del motor presenta buenas condiciones en base a las fuerzas que debe soportar.

Las máximas tensiones producidas se encuentran en la zona de la sujeción, y tiene un valor de 222 MPa, mientras que el sigma de fluencia del material es de 351 MPa. Por lo tanto, tenemos un FOS de 1,6

$$FOS = \frac{\sigma_{fluencia}}{\sigma_{sometida}} = 1,6 \quad (5.14)$$

Verifica.

Aclaración: Simulamos el peor escenario posible, y el cual no se da frecuentemente en el equipo, sino que se da en situaciones extremas cuando la fuerza dinámica actúa.

6-Paralelogramo

Simulación Brazo Paralelogramo

En la simulación del brazo de paralelogramo, veremos la peor condición de funcionamiento de la máquina, que sería el chasis completamente rígido y el motor delantero o trasero traccionando. Por lo que se generarán esfuerzos de tracción o compresión según el caso.

Cabe destacar que los valores que se usaron de fuerzas, son las reacciones que se obtuvieron en el análisis del eje de la rueda. Las cuales fueron trasladadas a los agujeros de sus respectivos rodamientos, en la horquilla.

También destacar que la fuerza de arrastre que se utilizó fue de 2500 N, un valor excesivo para lo que manejamos. Esta fuerza sale de pensar en que la máquina puede arrastrar un tren de siembra en condiciones de suelo más compactas y hasta con una profundidad mayor, esto se resume en un aumento de potencia (inducimos una potencia de 15 hp). Y agregado a esto, le colocamos la condición en que esta potencia se pueda dar una velocidad de 4 km/h.

Tabla 6.1: Fuerza de arrastre por 15 hp

Fuerza por potencia (Suponiendo 15 HP por línea)	
Pot consumida	15 [HP]
Velocidad	4 [km/h]
Fuerza arrastre	10,125 [kN]

Como mencionamos en el apartado de “Determinación de fuerza de arrastre” la fuerza de arrastre total real es de 4500 N, y por lo tanto si todo está equilibrado, la fuerza de arrastre por horquilla sería de 1125 N. Esto lo hacemos así por una cuestión también de desconocimiento de la potencia que puede llegar a consumir una línea de siembra y en la incertidumbre de saber la condición del lote.

- **Caso 1:** Chasis rígido y motores delanteros traccionando

Para dicho caso, se aplicaron sujeciones en los extremos de la barra del paralelogramo, dejando libre la rotación de la misma. Como así también, se aplicaron la sujeción fija en el enlace con el cilindro hidráulico. Para las fuerzas aplicadas, en base a lo calculado anteriormente, en los apoyos del eje ruedas, se aplicaron tanto las fuerzas provenientes del arrastre, como así también las del peso de la máquina, y se consideraron las fuerzas inerciales.

Los resultados de las simulaciones fueron los siguientes.

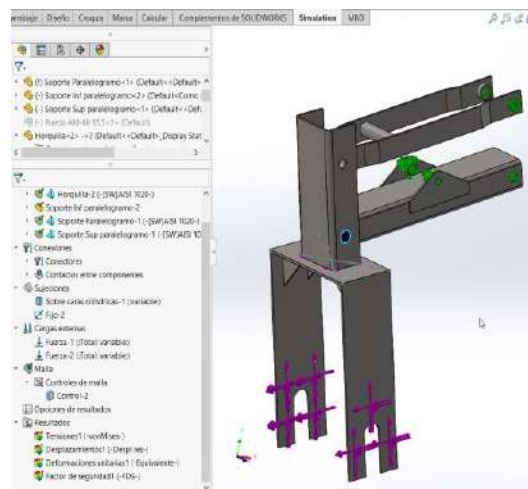


Figura 6.1: Configuración simulación paralelogramo caso 1

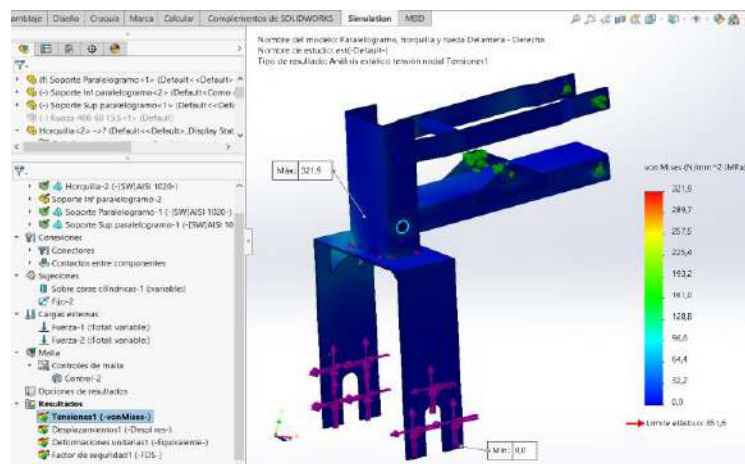


Figura 6.2: Resultados tensiones paralelogramo caso 1

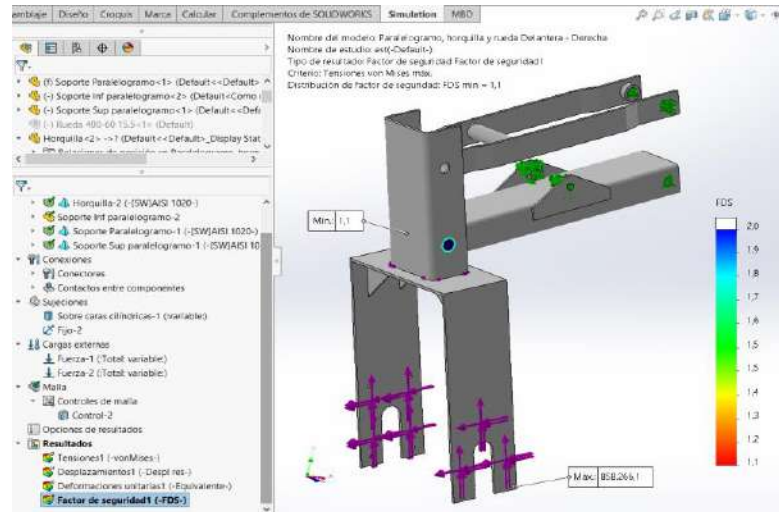


Figura 6.3: Resultados factor de seguridad paralelogramo caso 2

- **Caso 2:** Chasis rígido y motores traseros traccionando.

En este caso, como ya mencionamos se analiza la parte de “compresión”, es decir, fuerza de tracción comprimiendo un supuesto chasis totalmente rígido. Se puede notar como se ha cambiado el sentido de la fuerza de arrastre.

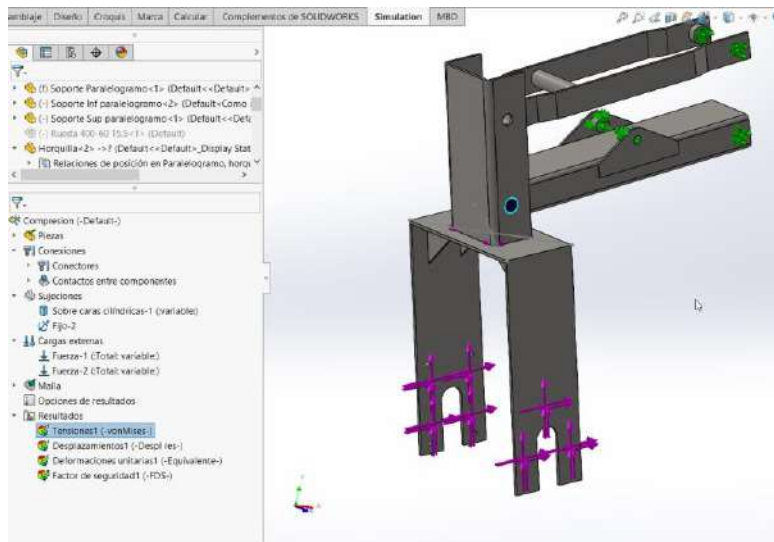


Figura 6.4: Configuración simulación paralelogramo caso 2

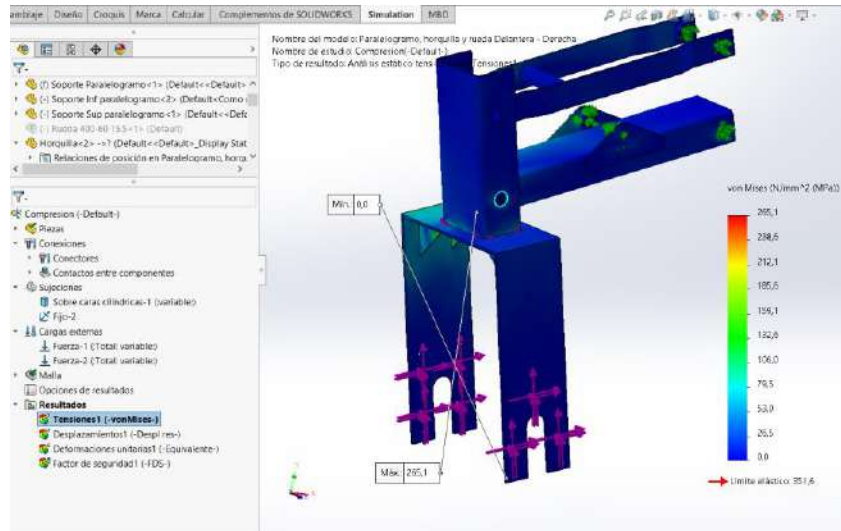


Figura 6.5: Resultados tensiones paralelogramo caso 2

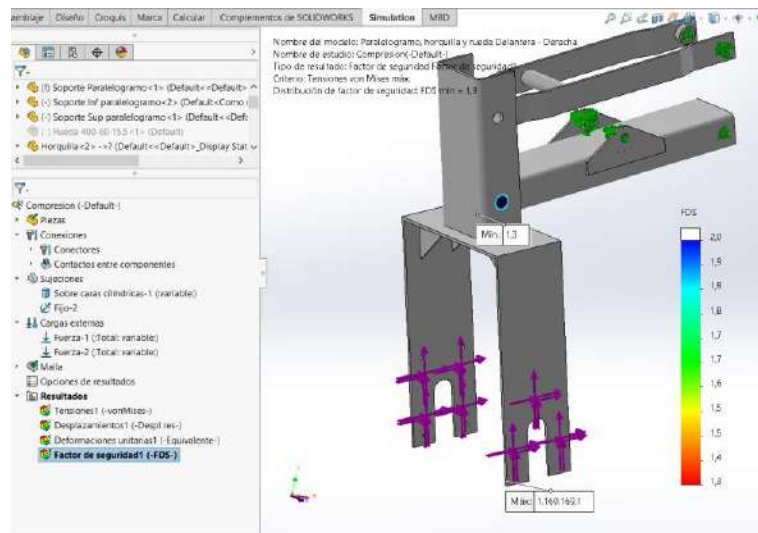


Figura 6.6: Resultados factor de seguridad paralelogramo caso 2

Conclusiones Simulaciones

Se puede observar en dichos resultados, que la mayoría del conjunto está en buenas condiciones de diseño. Cabe aclarar, que una zona muy aislada se encuentra, si bien por debajo del límite elástico, en la proximidad del mismo. Dado a las consideraciones que tuvimos en cuenta al momento de determinar los distintos esfuerzos sometidos en el carro, consideramos que dicho punto aislado no afectará al funcionamiento del diseño.

Bulones Horquilla - Chasis

Los bulones que se analizarán son los que conectan las barras del paralelogramo con el soporte superior de la horquilla. Se adjunta imagen:

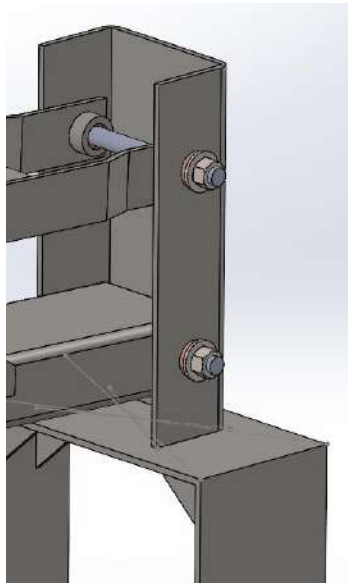


Figura 6.7: Bulones horquilla

Para el análisis de estos, se tuvo en cuenta claramente la transferencia de carga existente desde la rueda motriz hasta llegar al mismo. Se calculó como si uno de ellos aguantara todo el esfuerzo, considerando que en la realidad están los dos, pero el perno inferior es el que más comprometido está. Por lo tanto, se calculará el diámetro necesario para este perno, y los otros serán iguales a este, por una cuestión de estandarización.

Vamos a considerar la fuerza de arrastre como 2,5 kN y la fuerza dinámica y el peso propio como un total de 8829 N, el cual sale de:

$$F_{dinámica} = m * 2g = \frac{1200 \text{ kg}}{4} * 2 * 9,81 \text{ m/s}^2 = 5886 \text{ N (6.1)}$$

$$F_{peso} = \frac{1200 \text{ kg}}{4} * 9,81 \text{ m/s}^2 = 2943 \text{ N (6.2)}$$

$$F_{Arrastre} = 2500 \text{ N (6.3)}$$

$$F_{total} = \sqrt{5886^2 + 2943^2 + 2500^2} = 9176,12 \text{ N (6.4)}$$

Luego se dimensionará al corte con un FOS de 2,5, y considerando un bulón grado 4,6 métrico.

Tabla 6.2: Planilla de cálculo dimensionamiento bulones paralelogramo y chasis

BULONES PARALELOGRAMO Y CHASIS		
Al Corte		
Bulón	Grado 4,6 Metrico	
Sigma f	225 [MPa]	
Dbc	1 [mm]	
N	1 [-]	
Torque	0 [N.mm]	
Tau	129,9038106 [MPa]	
FOS	2,5 [-]	
Tau Adm	51,96152423 [MPa]	
Fuerza peso	8829 [N]	
Fuerza Arrastre	2500 [N]	
Fuerza result	9176,123419 [N]	
d	14,99490579	[mm]

En nuestro modelo, el perno tiene un diámetro de 25 mm, por lo que **verifica**.

Bulón Cilindro Hidráulico

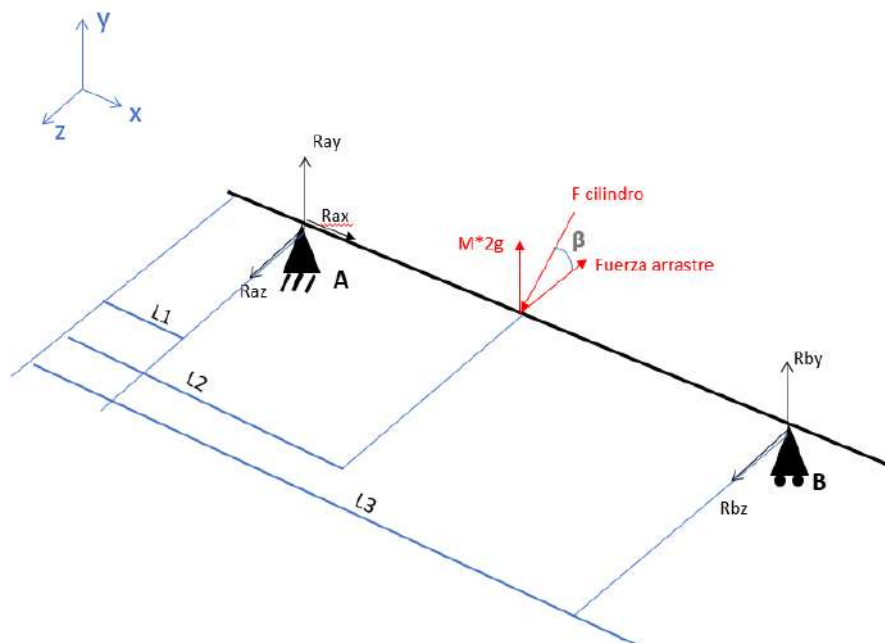


Figura 6.8: Disposición fuerzas y reacciones bulón cilindro hidráulico

Donde:

- Torque por Motor: 435 Nm
- Fuerza peso: 2943 N (Por horquilla)
- Fuerza dinámica: 5886 N
- Fuerza de arrastre: 2500 N.
- $54^\circ < \beta < 65^\circ$
- L1: 0,02025 m
- L2: 0,108 m
- L3: 0,19575 m

$$\Sigma F_x = 0 = R_{ax} = 0 \quad (6.5)$$

$$\Sigma F_y = 0 = R_{ay} - F_{cil} * \sin(\beta) + R_{by} + F_{Inercia} = 0 \quad (6.6)$$

$$\Sigma F_z = 0 = R_{az} + F_{cil} * \cos(\beta) - F_{Arrastre} + R_{bz} = 0 \quad (6.7)$$

$$\Sigma MZ_A = (-F_{cil} * \sin(\beta) + F_{Inercia}) * (L2 - L1) + R_{By} * (L3 - L1) = 0 \quad (6.8)$$

$$\Sigma MX_A = 0 \quad (6.9)$$

$$\Sigma MY_A = -F_{cil} * \cos(\beta) * (L2 - L1) + F_{arras} * (L2 - L1) - R_{Bz} * (L3 - L1) = 0 \quad (6.10)$$

Dando el valor de las reacciones:

Tabla 6.3: Resultados Reacciones de vinculo

RAX	0	[N]
RAY	-1752.5315	[N]
RAZ	385.074	[N]
RBY	-1752.5315	[N]
RBZ	385.074	[N]

Luego calculamos los esfuerzos internos realizando el método de las secciones y queda de la siguiente manera:

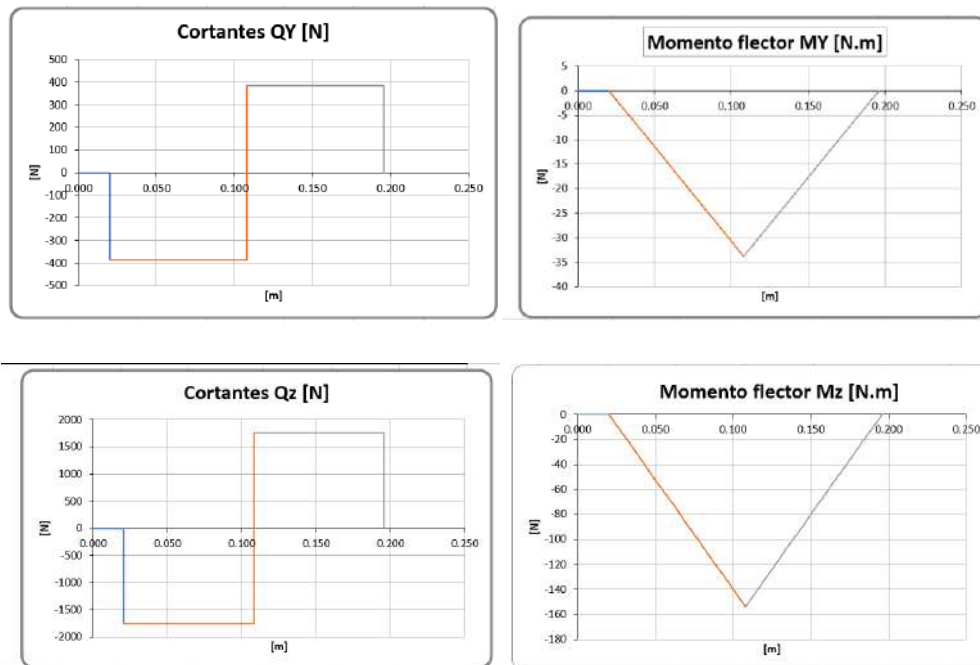


Figura 6.9: Diagrama esfuerzos internos bulón cilindro hidráulico

De los diagramas de esfuerzos internos obtuvimos los valores máximos de los mismos, y a su vez calculamos los esfuerzos resultantes.

Tabla 6.4: Valores esfuerzos internos

Momento Flector Z Max	153.78464	[Nm]
Momento Flector Y Max	33.790244	[Nm]
Corte Z Max	1752.5315	[N]
Corte Y Max	385.074	[N]
Momento Flector Resultante Max	157.45315	[Nm]
Corte Resultante Max	1794.3379	[N]

Ahora con estos datos se calcula el eje con lo siguiente:

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 * FOS}{\pi * \sigma_f} * \sqrt{M^2 + 0,75 * T^2}} \quad (6.11)$$

Tabla 6.5: Planilla de cálculo dimensionamiento de eje cilindro hidráulico

Dimensionamiento eje			
Momento flector Resultante Max	157	[Nm]	
Momento Torsor max	0	[Nm]	
FOS	2.5		Por incertidumbre Carga
Material	ISI 1020 Lam. Caliente		
Sigma F	379	[Mpa]	Ver tabla adjunta
d	21.95	[mm]	
dElegido	25.00	[mm]	

7-Motor a combustión

Una vez elegido el motor a combustión el cual puede satisfacer la entrega de la potencia demandada. En dicho apartado lo que realizaremos es una estimación de los kilómetros recorridos necesarios para evaluar el desgaste, con relación al consumo de combustible del motor adoptado.

Un dato brindado por fabricantes de sembradoras, nos sugiere evaluar el ajuste de la distancia de los discos cada dos mil hectáreas trabajadas. Tomaremos dicha referencia como dato de la cantidad de kilómetros lineales que debería trabajar nuestro carro para poder determinar cómo se comporta el desgaste en los diferentes órganos del tren de siembra.

Suponiendo un ancho de labor de 7 metros y las 2000 hectáreas a trabajar, para el cálculo de los kilómetros lineales recorridos

$$\text{Kilómetros Lineales} = \frac{2000[\text{ha}] * 1000}{7 [\text{m}]} * \frac{1}{1000} = 2857.14 \text{ km} (7.1)$$

El consumo de nuestro motor es de 0.49 l/, a media carga, y con un avance de 6 km/h.

$$\text{Litros Combustible} = \frac{2857.14 [\text{km}]}{6 [\text{km/h}]} * 0.49 = 233.33 \text{ l} (7.2)$$

Nuestra capacidad de tanque de combustible es de 50 l, por ende, deberemos cargar a lo largo de todo el ensayo 4 veces.

8-Conjunto chasis

El conjunto chasis incluye el chasis propiamente dicho y todos los soportes.

En este apartado se analizará el chasis, y cada uno de los soportes más que consideramos más críticos.

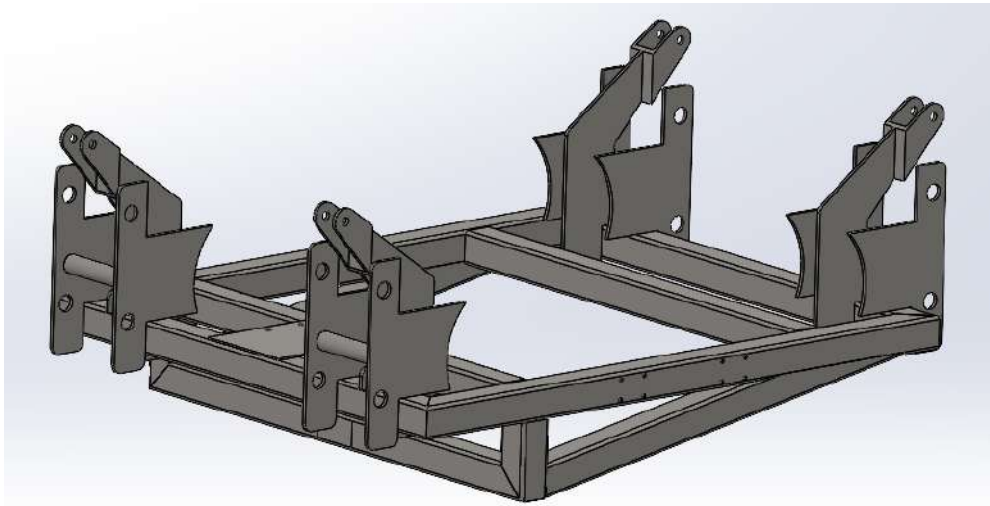


Figura 8.1: Conjunto chasis

Simulación chasis

En este apartado se estudiará el comportamiento del chasis, cuando este se encuentra sometido a todas las cargas que pudieran existir.

Para la simulación se realizan diferentes condiciones en la que puede trabajar el chasis, siempre situándonos en las peores condiciones.

Por empezar se ha simulado el modelo considerando la fuerza de arrastre únicamente, es decir tenemos el chasis trabajando consumiendo una fuerza de 10125 N.

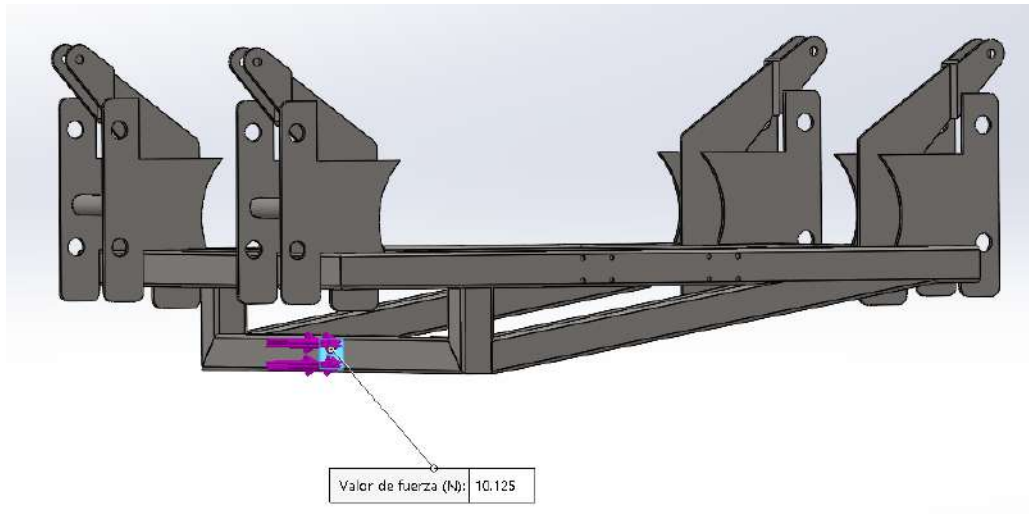


Figura 8.2: Disposición fuerza de arrastre conjunto chasis

Los resultados fueron los siguientes:

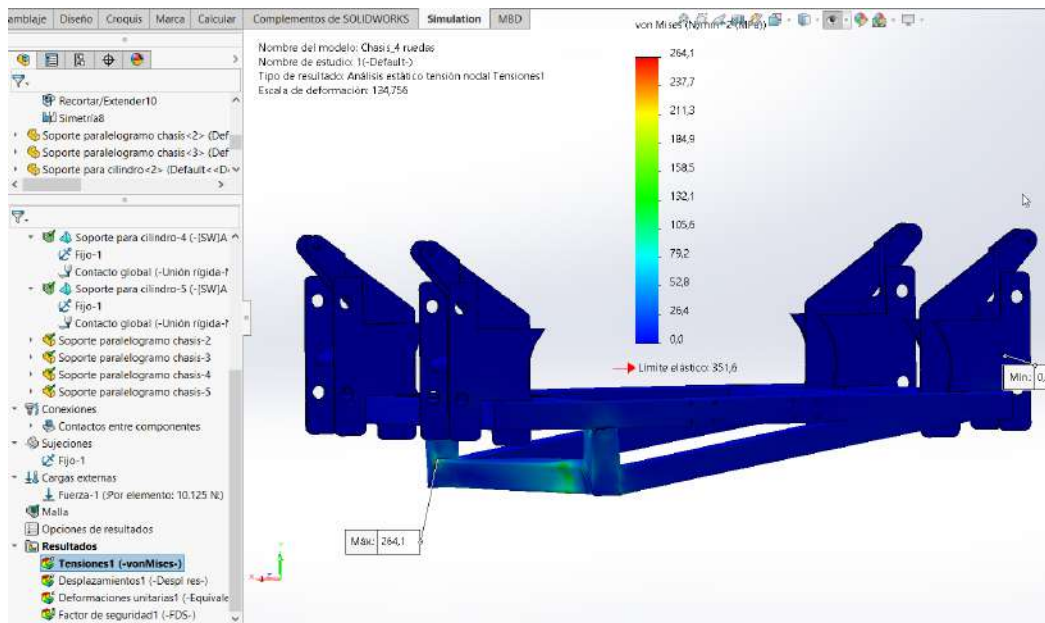


Figura 8.3: Resultados tensiones conjunto chasis

En este caso llegamos a tener un FOS mínimo de 1,3.

En otra simulación posterior, le hemos agregado a la fuerza de arrastre, la fuerza dinámica vertical, producto de alguna aceleración de 2g. La misma fue aplicada en los

soportes en diagonal opuestos, con el fin de observar cómo se comporta el chasis a ese momento torsor. Vale aclarar que esa fuerza dinámica vertical de 5886 N, fue dividida en los 4 puntos de conexión del chasis con el paralelogramo, ya que, si existe esta aceleración vertical, es llevada por el paralelogramo hasta el chasis. Consideramos que el perno superior no ve esa fuerza, pero en la realidad si la ve, pero en una escala mucho menor de lo que lo ve el perno inferior, por lo que consideramos no tenerlo en cuenta.

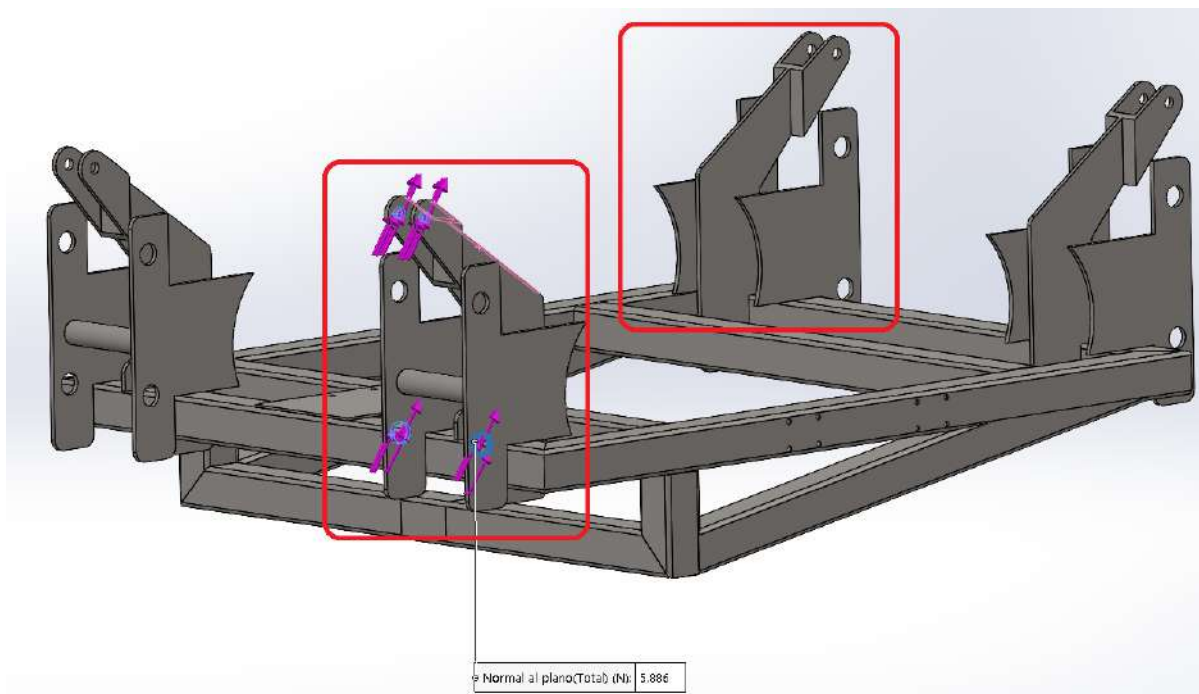


Figura 8.4: Disposición fuerzas conjunto chasis

Los resultados fueron los siguientes:

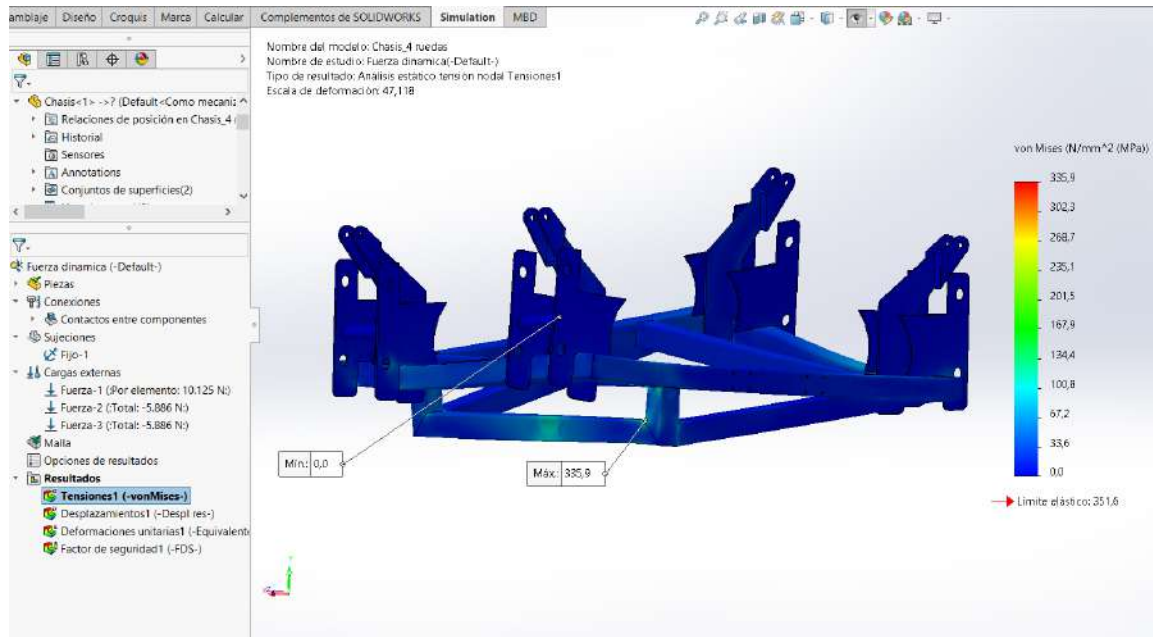


Figura 8.5: Resultados tensión conjunto chasis

Se puede ver como el chasis se torsiona (Figura 8.5) y el punto más crítico se encuentra en la unión de los perfiles, donde se agrava más que en el caso anterior donde solo teníamos la fuerza de arrastre. En este caso tenemos un FOS mínimo de 1,05.

Conclusiones simulaciones chasis

Con respecto a los resultados de las simulaciones, podemos decir que son resultados favorables. Si bien el FOS de las distintas situaciones y estados de carga están cerca de la unidad, hay que tener en cuenta que las fuerzas utilizadas son las de las condiciones extremas y sin embargo el modelo responde bien. Por lo que podemos decir que el modelo resiste bajo el peor estado de carga de trabajo por lo tanto resistirá bajo el estado de carga de trabajo normal.

Simulación de soporte para sujeción de cilindro hidráulico

En este caso se analizará el soporte del cilindro hidráulico cuando este se encuentra sometido al esfuerzo normal de subida de chasis y luego se analizará la reacción del soporte ante una eventual carga dinámica de 2g.

El soporte del que hablamos es el siguiente:

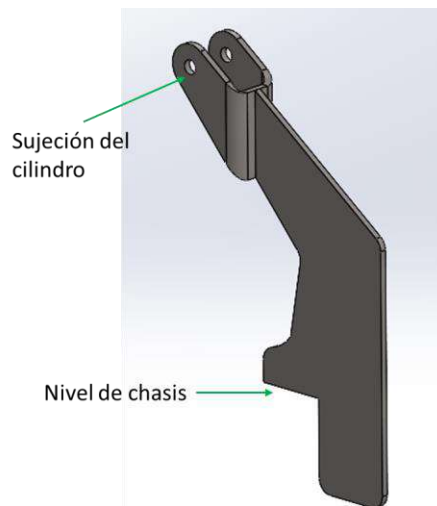


Figura 8.6: Soporte cilindro hidráulico

- Ahora recordando que la fuerza del sistema de levante por cilindro es de 2134 N, procedemos a realizar la simulación:

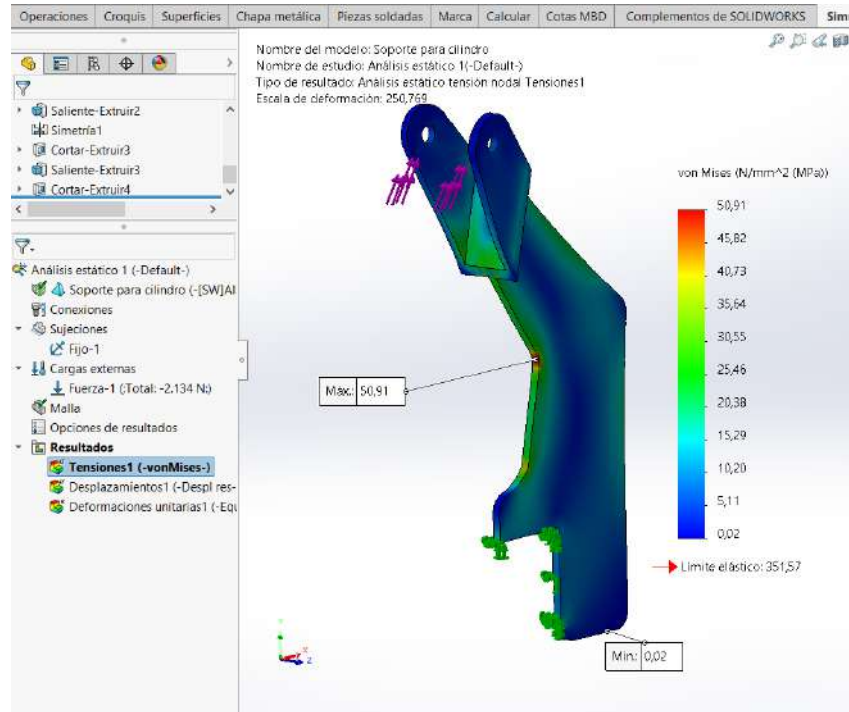


Figura 8.7: Resultados tensiones soporte cilindro hidráulico

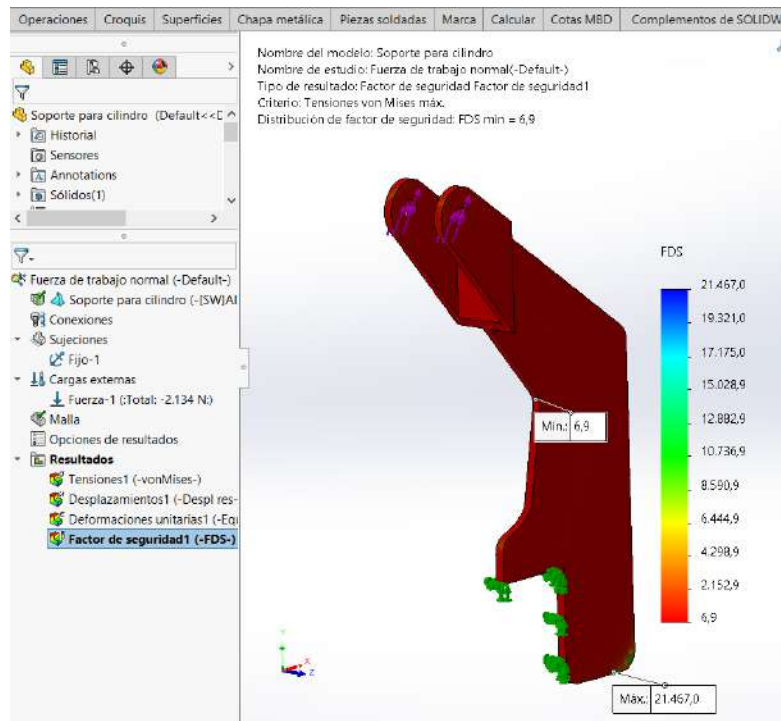


Figura 8.8: Resultados factor de seguridad soporte cilindro hidráulico

En la Figura 8.8 se puede ver que, para la situación de trabajo, el FOS mínimo es de 6,9, por lo que la pieza resistirá ante el esfuerzo solicitado.

- Ahora se analizará qué sucede con el soporte cuando es sometido a la fuerza de carga dinámica de 5886 N:

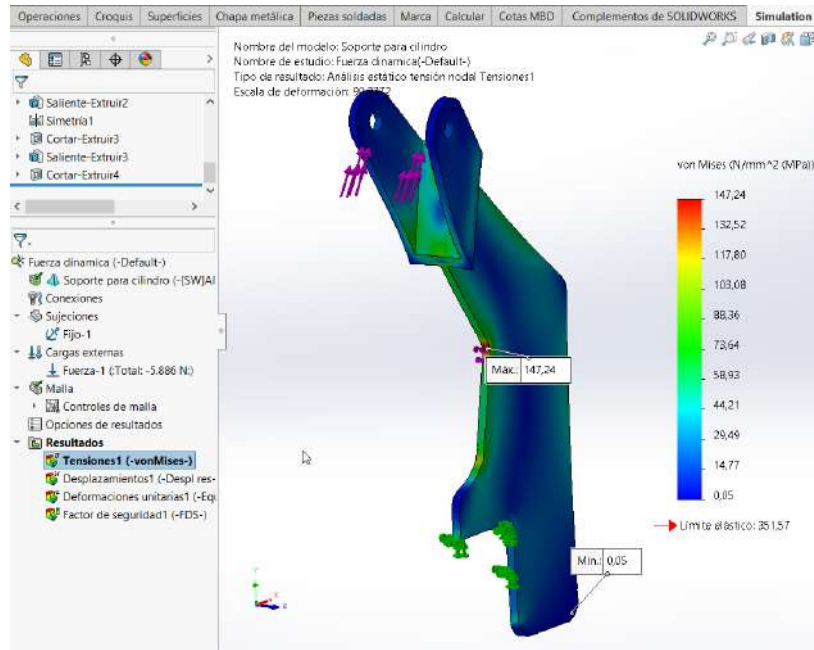


Figura 8.9: Resultados tensiones con carga dinámica

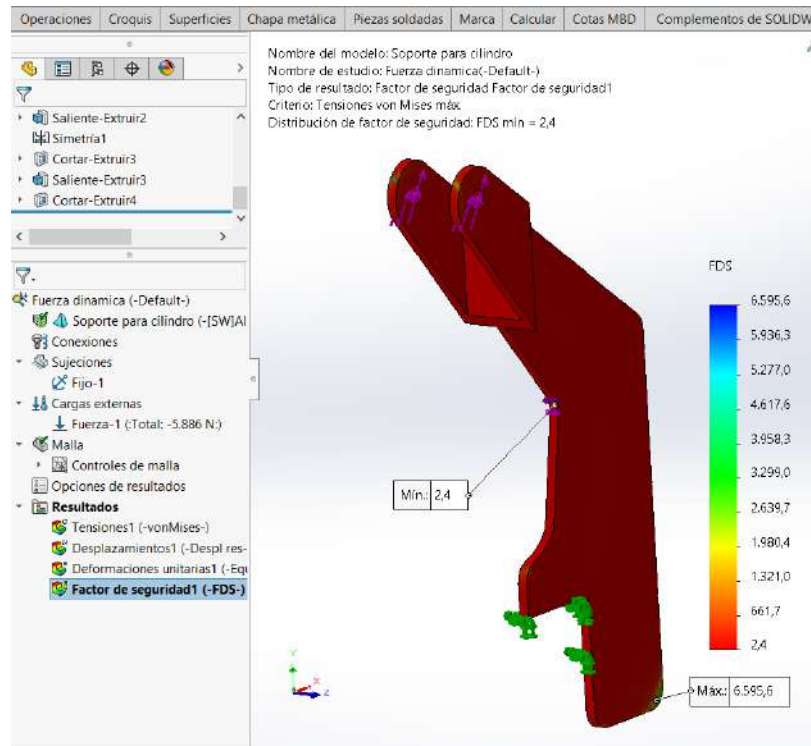


Figura 8.10: Resultados factor de seguridad con carga dinámica

Conclusiones simulación de soporte de cilindro hidráulico

Como se puede ver en el trazado de comprobación de factor de seguridad (Figura 8.10), tenemos un FOS mínimo de 2,4 para el último caso. Por lo que podemos decir que esta pieza resiste la carga de trabajo normal y también resiste si es sometida al esfuerzo dinámico que pudiese ocurrir en el transcurso del trabajo de la máquina.

Anexo B: Catálogos

k6 uuC oS



P

wu LLC

9k

7

:

9f

7

9wu LLC

8

7 kf

9

1z

l

v

O

dlc v

z

c

Ng

e

p

u

l

Nu

4

vvc qf c uf

k

w0

k b

EAA:HA8BG9G

vgbb P6g4S5 dSSv

BDC c L

vgbb V6SS 6. vvgKW

BEG c L



aerospace
climate control
electromechanical
filtration
fluid & gas handling
hydraulics
pneumatics
process control
sealing & shielding



P1/PD Series Medium Duty Axial Piston Pumps

Variable Displacement
Catalog HY28-2665-01/P1/EN
Effective: March 15, 2010



ENGINEERING YOUR SUCCESS.

Technical Data

Model	P1/PD 018	P1/PD 028	P1/PD 045	P1/PD 060	P1/PD 075	P1/PD 100	P1/PD 140
Maximum Displacement, cm ³ /rev cu.in./rev	18 1.10	28 1.71	45 2.75	60 3.66	75 4.58	100 6.01	140 8.54
Outlet Pressure – Continuous, bar psi	280 4000						
Intermittent*, bar psi	320 4500						
Peak, bar psi	350 5000						
P1 Maximum Speed – Boosted Inlet, rpm	3200	3200	3000	2800	2700	2500	2400
P1 (1.0 bar abs inlet), rpm	3200	3200	2600	2500	2300	2100	2000
P1 (0.8 bar abs inlet), rpm	2700	2800	2200	2000	1900	1800	1800
PD Maximum Speed (1.0 bar abs inlet), rpm	1800						
PD (0.8 bar abs inlet), rpm	1800						
Minimum Speed, rpm	600						
Inlet Pressure – Maximum, bar psi	10 (gage) 145						
Rated, bar psia	1.0 absolute (0.0 gage) 14.5						
Minimum, bar psia	0.8 absolute (-0.2 gage) 11.6						
Case Pressure – Peak, bar	4.0 absolute (3.0 gage) and less than 0.5 bar above inlet pressure						
Rated, bar	2.0 absolute (1.0 gage) and less than 0.5 bar above inlet pressure						
Fluid Temperature Range, °C °F	-40 to +95 -40 to +203						
Fluid Viscosity – Rated, cSt	6 to 160						
Max. Intermittent, cSt	5000 (for cold starting)						
Min. Intermittent, cSt	5						
Fluid Contamination – Rated, ISO	20/18/14						
Maximum, ISO	21/19/16						
SAE Mounting – Flange	82-2 (A)	101-2 (B)	101-2 (B)	127-2 (C) or 127-4 (C)		127-4 (C)	152-4 (D)
ISO Mounting - Flange	80 mm	100 mm	100 mm	125 mm	125 mm	125 mm	180 mm
SAE Keyed Shafts	19-1, A	25-1, BB	25-1, BB	32-1, C	32-1, C	38-1, CC	44-1, D
ISO Keyed Shafts	20 mm	25 mm	25 mm	32 mm	32 mm	40 mm	50 mm
SAE Spline Shafts	9T, A 11T, A	13T, B 15T, BB	13T, B 15T, BB	14T, C	14T, C	17T, CC	13T, D
Weight – End Port, kg (lb)	13.4 (29.5)	17.7 (39.0)	23 (50)	29 (64)	30 (66)	51 (112)	66 (145)
Side Port, kg (lb)	14.2 (31.3)	18.1 (40.0)	24 (52)	30 (67)	31 (68)	53 (117)	67 (147)
Thru-Drive, kg (lb)	—	—	27 (59)	34 (75)	35 (77)	55 (121)	82 (180)

*Intermittent pressure is defined as less than 10% of operation time, not exceeding 6 successive seconds.

Typical Control Response Times*

Control Description	Pump Operating Condition	Typical Control Response Time (ms)						
		018	028	045	060	075	100	140
"C" Pressure Limiter	Maximum Displacement to Zero	25	25	25	37	21	26	30
	Zero Displacement to Maximum	80	80	106	119	89	108	125
"L" Load Sensing	Maximum Displacement to Zero	40	40	30	54	40	43	45
	Zero Displacement to Maximum	70	70	120	186	97	189	280
"A" Pilot Operated Control	Maximum Displacement to Zero	25	25	46	43	37	39	40
	Zero Displacement to Maximum	80	80	131	125	115	123	130

* Based on NFPA testing standards

For max volume stops:

Pump Size % Stroke reduction per turn

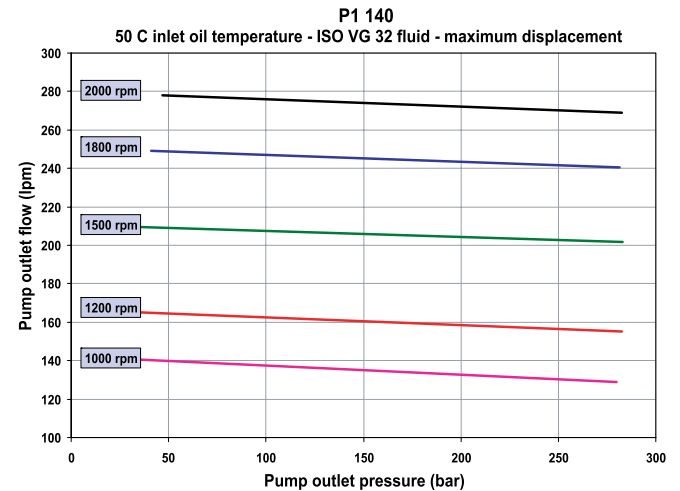
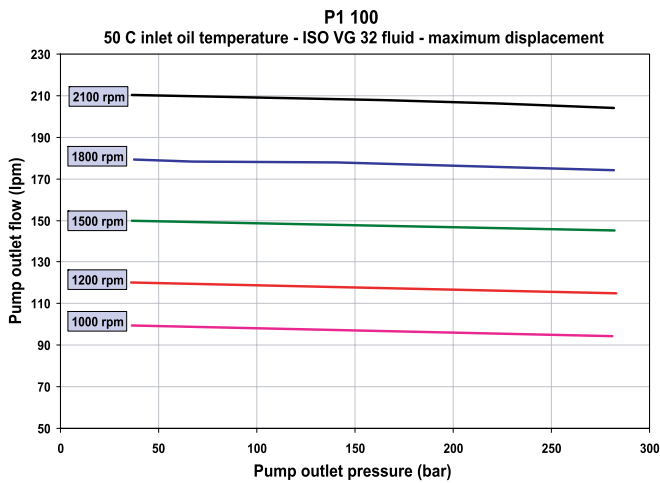
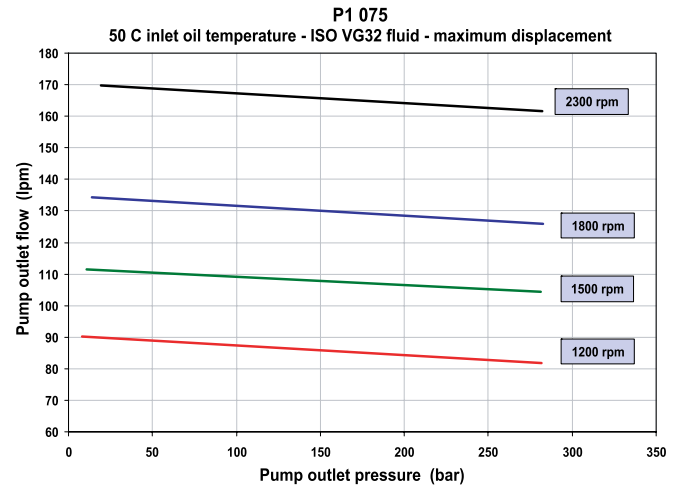
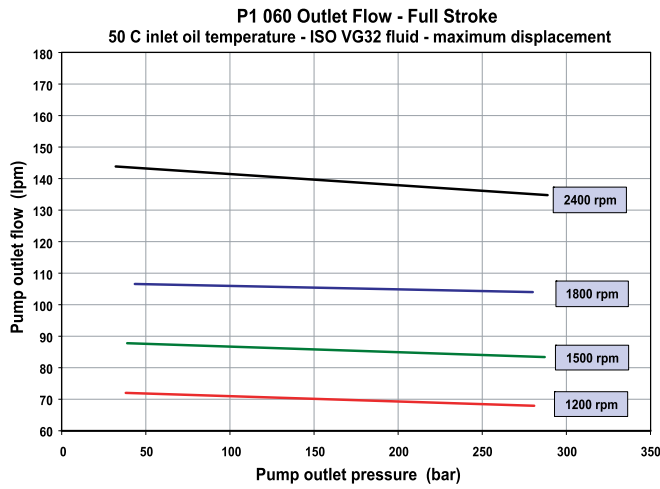
P*060	6.76	P*018	9
P*075	6.2	P*028	8.2
P*100	5.5	P*045	7.5
P*140	4.8		

Control Adjustment Sensitivity:

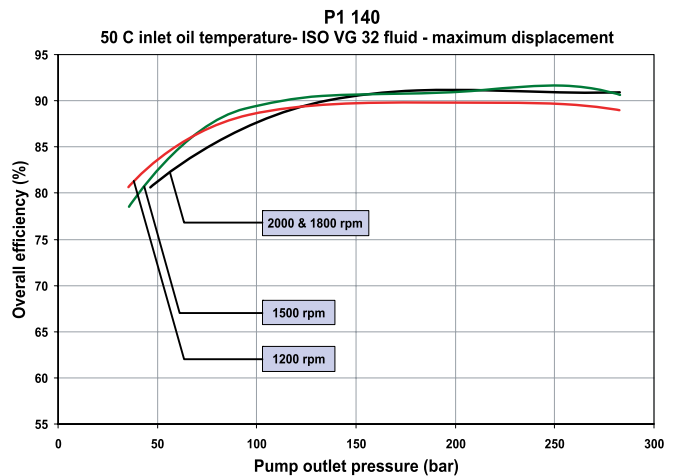
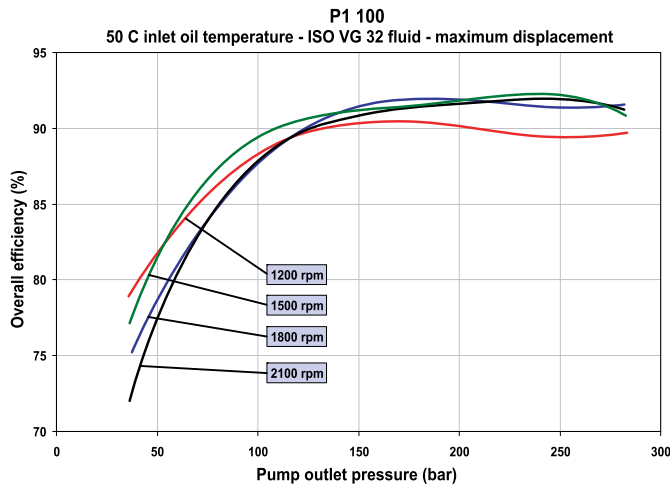
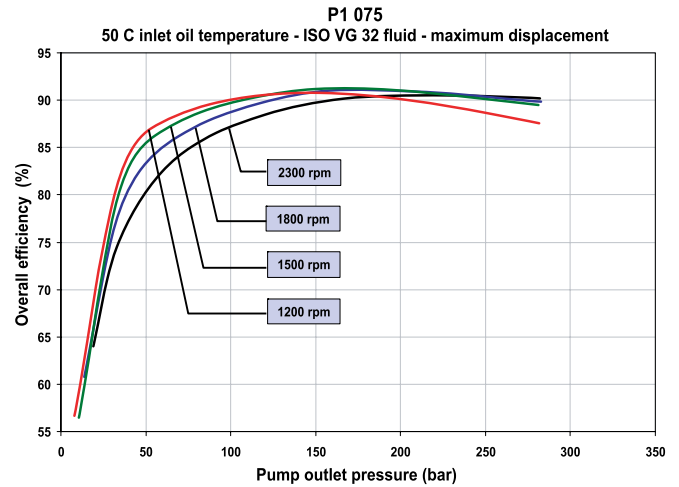
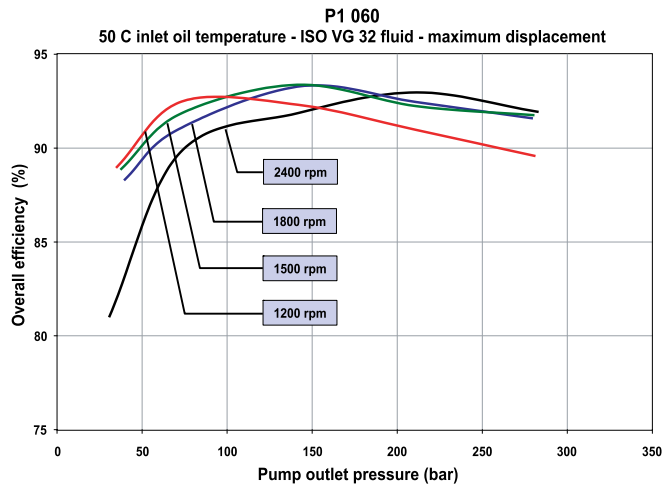
- Load Sense 28 Bar/Turn
- Pressure Compensator 80 to 280 bar range (C0) = 40 Bar/Turn
- Pressure Compensator 20 to 80 bar range (C1) = 18.6 Bar/Turn



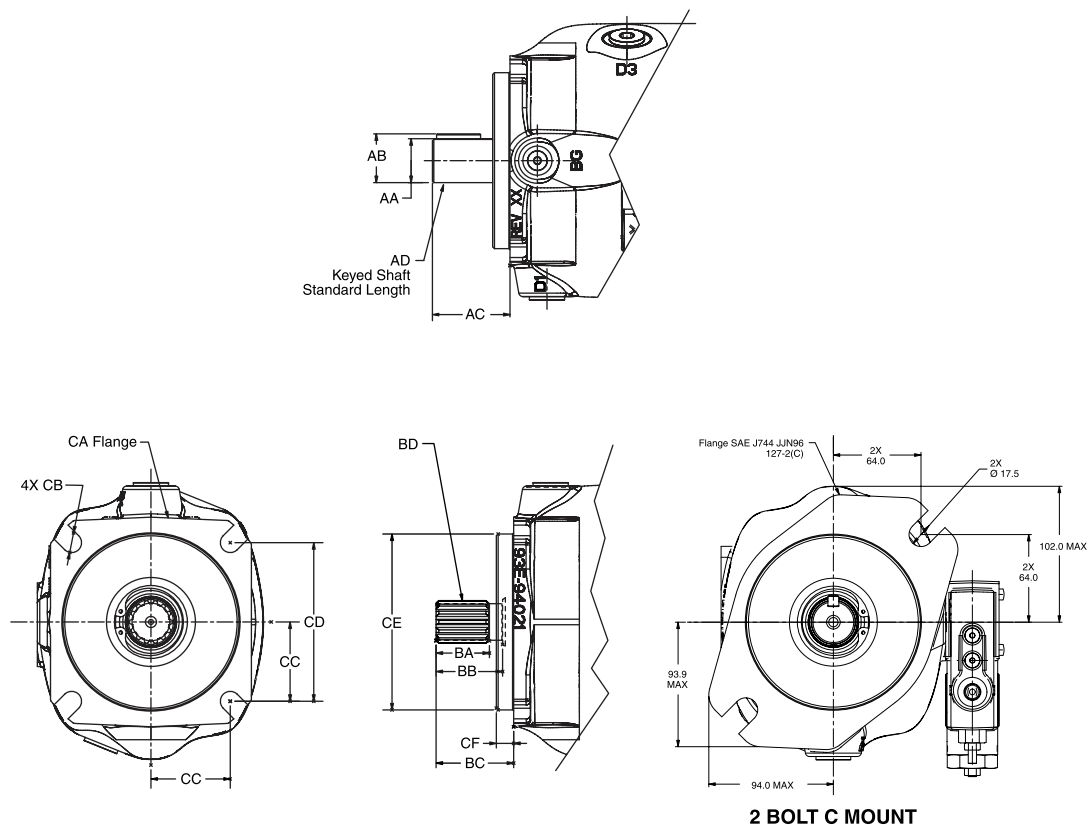
P1 Series Typical Pump Outlet Flow



P1 Series Typical Overall Efficiency

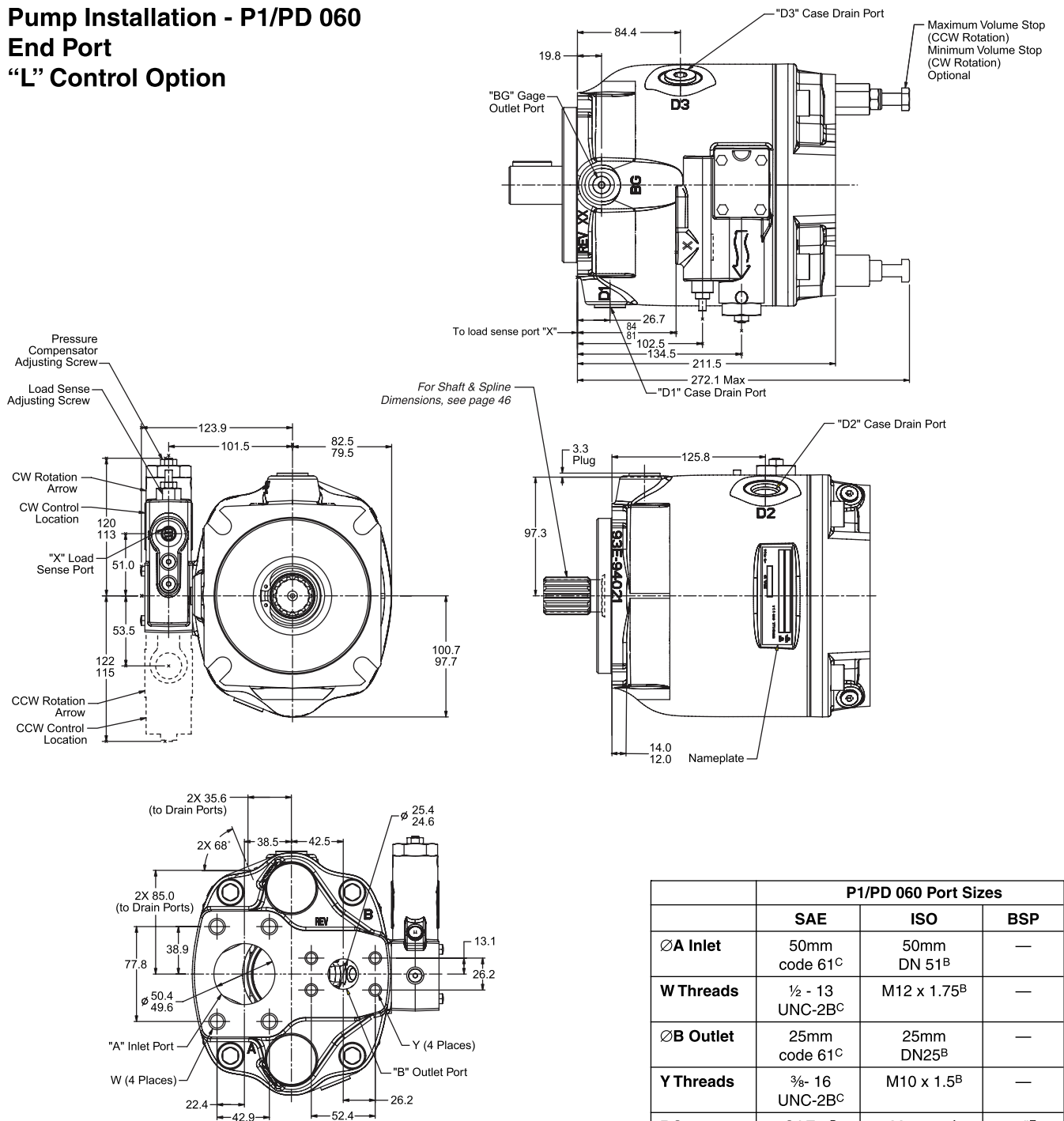


Pump Installation - P1/PD 060
Input Shaft Dimensions



P1/PD 060	ISO (Code 04)	SAE (Code 01 or 02)
AA	32.021/32.002	31.75/31.70
AB	35.00/34.71	35.33/35.02
AC	68.8/67.2	56.8/55.2
AD	ISO E32N	SAE J744 32.1 C
BA	N/A	38.00
BB	N/A	48.00
BC	N/A	56.8/55.2
BD	N/A	SPLINE: SAE J744 SAE 32-4C INVOLUTE SPLINE DATA CLASS 2 FLAT ROOT SIDE FIT NUMBER OF TEETH - 14 PITCH - 12/24 PRESSURE ANGLE - 30 MAJOR DIAMETER - 1.2268/1.4763 IN PITCH DIAMETER - 1.1666
CA	ISO 3019/202991 125B4SW	SAE J744 JUN96 127-4 C
CB	13.77/13.50	14.4 DIA.
CC	56.6	57.2
CD	113.2 SQUARE	114.5 SQUARE
CE	125.00/124.94 ISO 3019/2	127.00/126.95 SAE J744
CF	9.5/9.0	12.7/12.2
Key Width	10.00	7.94

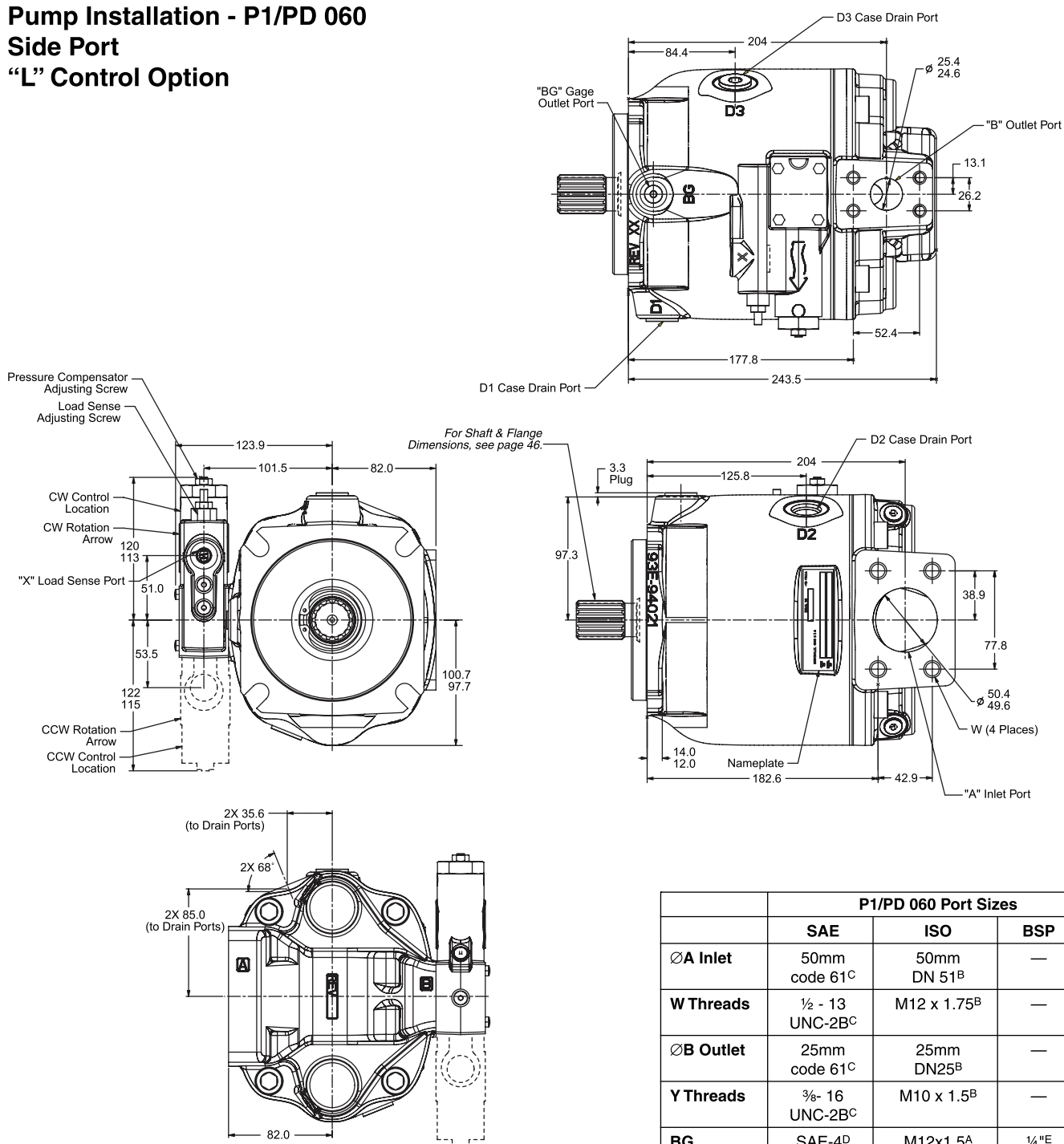
Pump Installation - P1/PD 060
End Port
"L" Control Option



	P1/PD 060 Port Sizes		
	SAE	ISO	BSP
ØA Inlet	50mm code 61 ^C	50mm DN 51 ^B	—
W Threads	½ - 13 UNC-2B ^C	M12 x 1.75 ^B	—
ØB Outlet	25mm code 61 ^C	25mm DN25 ^B	—
Y Threads	¾- 16 UNC-2B ^C	M10 x 1.5 ^B	—
BG	SAE-4 ^D	M12x1.5 ^A	¼" ^E
D1 D2 D3	SAE-10 ^D	M22x1.5 ^A	¾" ^E
X	SAE-4 ^D	M12x1.5 ^A	¼" ^E

Note A: Metric o-ring boss port conform to ISO 6149-1
 Note B: Metric 4-bolt flange port conforms to ISO 6162
 Note C: Inch 4-bolt flange port conforms to SAE J518
 Note D: Inch o-ring boss port conforms to SAE J514
 Note E: BSP boss port conforms to ISO 228-1

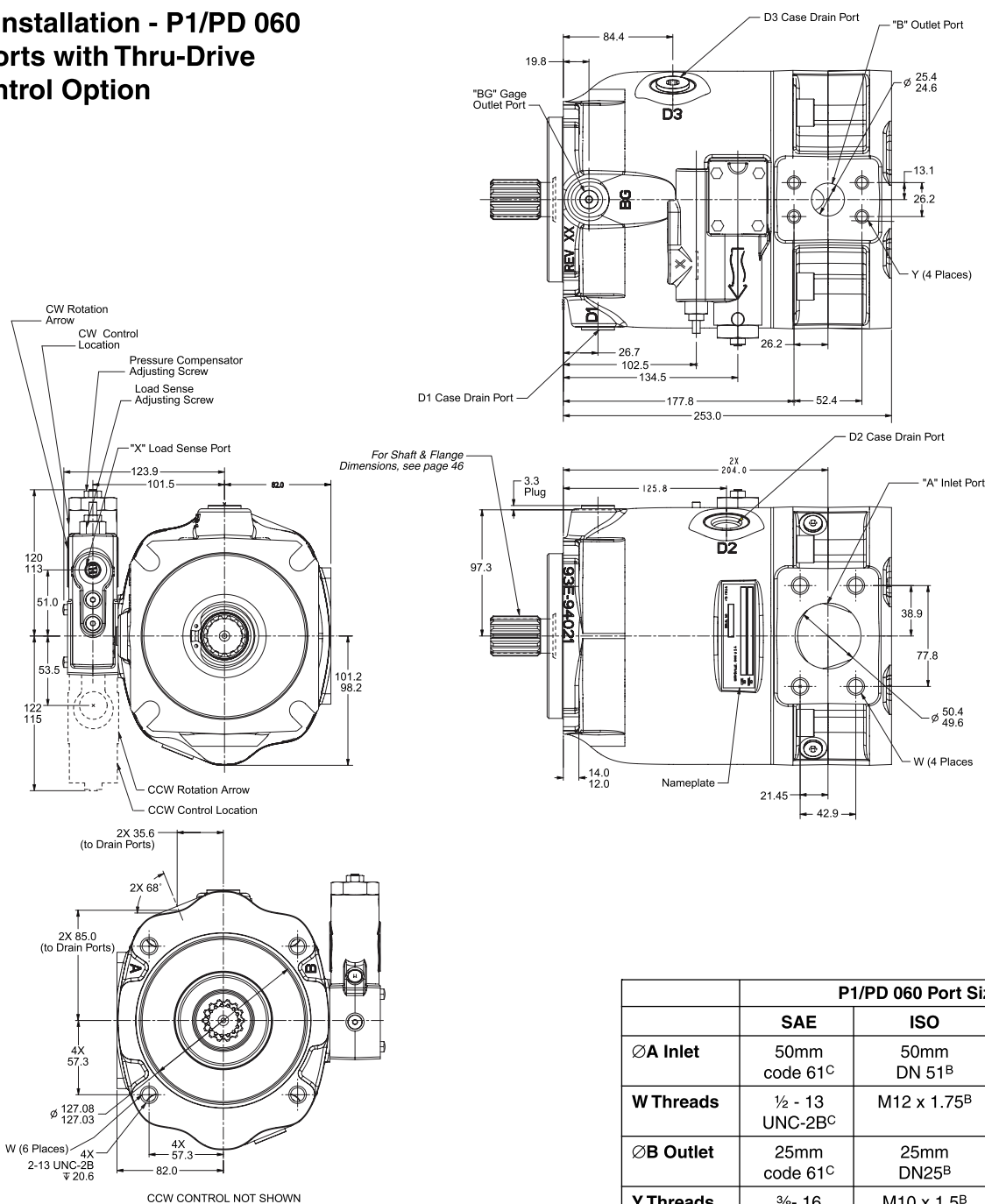
Pump Installation - P1/PD 060
Side Port
"L" Control Option



P1/PD 060 Port Sizes			
	SAE	ISO	BSP
ØA Inlet	50mm code 61 ^C	50mm DN 51 ^B	—
W Threads	½ - 13 UNC-2B ^C	M12 x 1.75 ^B	—
ØB Outlet	25mm code 61 ^C	25mm DN25 ^B	—
Y Threads	¾ - 16 UNC-2B ^C	M10 x 1.5 ^B	—
BG	SAE-4 ^D	M12x1.5 ^A	¼" ^E
D1 D2 D3	SAE-10 ^D	M22x1.5 ^A	¾" ^E
X	SAE-4 ^D	M12x1.5 ^A	¼" ^E

Note A: Metric o-ring boss port conform to ISO 6149-1
 Note B: Metric 4-bolt flange port conforms to ISO 6162
 Note C: Inch 4-bolt flange port conforms to SAE J518
 Note D: Inch o-ring boss port conforms to SAE J514
 Note E: BSP boss port conforms to ISO 228-1

Pump Installation - P1/PD 060
Side Ports with Thru-Drive
“L” Control Option

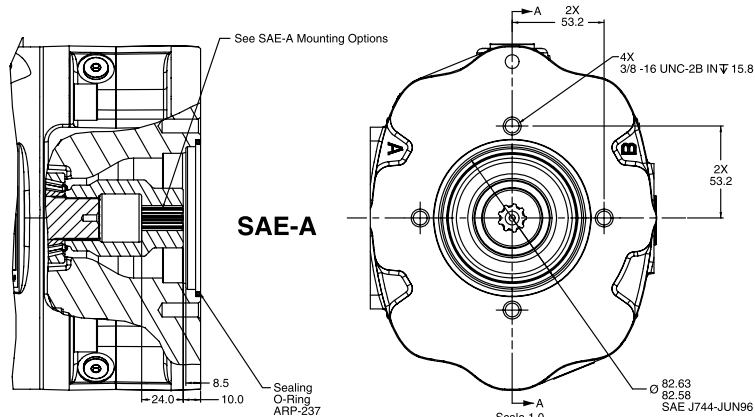


Shaft Location	P1/PD 060 Shaft Size & Type	Shaft Torque Capacity (Nm)
Input End	SAE C 32-1 Key	562
	SAE C 14T Spline	732
	ISO E32N Key	576
Thru-Drive End	Spline Coupling	366

	P1/PD 060 Port Sizes		
	SAE	ISO	BSP
ØA Inlet	50mm code 61 ^C	50mm DN 51 ^B	—
W Threads	½ - 13 UNC-2B ^C	M12 x 1.75 ^B	—
ØB Outlet	25mm code 61 ^C	25mm DN25 ^B	—
Y Threads	¾- 16 UNC-2B ^C	M10 x 1.5 ^B	—
BG	SAE-4 ^D	M12x1.5 ^A	¼" ^E
D1 D2 D3	SAE-10 ^D	M22x1.5 ^A	¾" ^E
X	SAE-4 ^D	M12x1.5 ^A	¼" ^E

Note A: Metric o-ring boss port conform to ISO 6149-1
 Note B: Metric 4-bolt flange port conforms to ISO 6162
 Note C: Inch 4-bolt flange port conforms to SAE J518
 Note D: Inch o-ring boss port conforms to SAE J514
 Note E: BSP boss port conforms to ISO 228-1

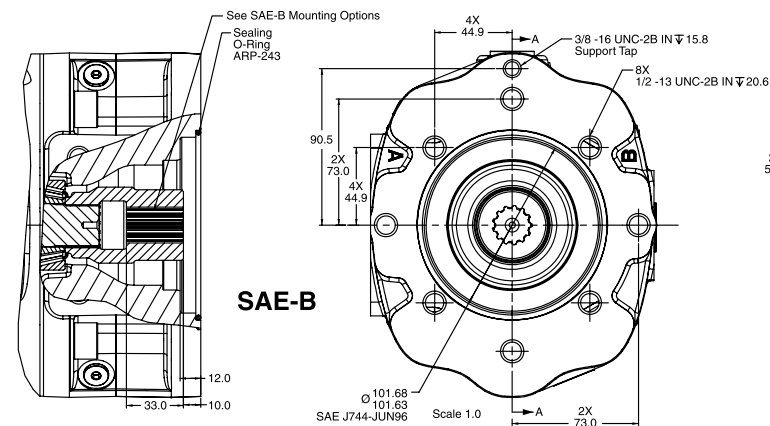
Pump Installation - P1/PD 060 Side Ports with Thru-Drive Mounting Options



PARTIAL SECTION A-A

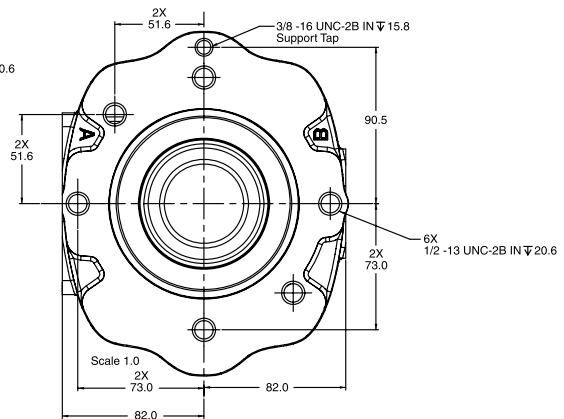
SAE 16-4 (A) (T0*A) & SAE 19-4 (T0*H)
VERTICAL OR HORIZONTAL 2 BOLT

SAE A Mounting Options Information	
Model Number T0*A Spline: ANSI B92.1 1996 SAE 16-4 (A) Involute Spline Data Class 5 Flat Root Side Fit Number of Teeth - 9 Pitch - 16/32 Pressure Angle - 30 Minor Diameter - 0.514/0.509 in Pitch Diameter - 0.5625 in ref	Model Number T0*H Spline: ANSI B92.1 1996 SAE 19-4 Involute Spline Data Class 5 Flat Root Side Fit Number of Teeth - 11 Pitch - 16/32 Pressure Angle - 30 Minor Diameter - 0.6356/0.6306 in Pitch Diameter - 0.6875 in ref
SAE B Mounting Options Information	
Model Number T0*B & T0*J Spline: ANSI B92.1 1996 SAE 22-4 (B) Involute Spline Data Class 5 Flat Root Side Fit Number of Teeth - 13 Pitch - 16/32 Pressure Angle - 30 Minor Diameter - 0.759/0.754 in Pitch Diameter - 0.8125 in ref	Model Number T0*Q & T0*K Spline: ANSI B92.1 1996 SAE 25-4 (B-B) Involute Spline Data Class 5 Flat Root Side Fit Number of Teeth - 15 Pitch - 16/32 Pressure Angle - 30 Minor Diameter - 0.877/0.882 in Pitch Diameter - 0.9375 in ref
SAE C Mounting Options Information	
Model Number T0*C Spline: ANSI B92.1 1996 SAE 32-4 (C) Involute Spline Data Class 5 Flat Root Side Fit Number of Teeth - 14	Pitch - 16/32 Pressure Angle - 30 Minor Diameter - 1.087/1.092 in Pitch Diameter - 1.1667 in ref

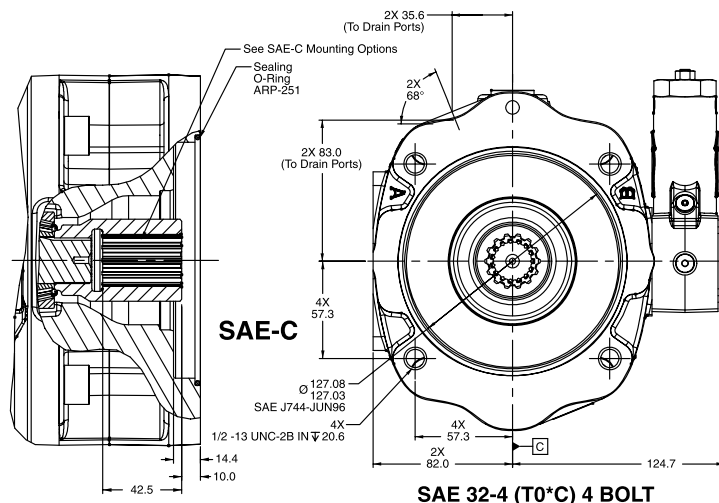


PARTIAL SECTION A-A

SAE 22-4 (B) (T0*B) & SAE 25-4 (B-B) (T0*Q)
4 BOLT & VERTICAL OR HORIZONTAL 2 BOLT



SAE 22-4 (B) (T0*J) & SAE 25-4 (B-B) (T0*K)
2 BOLT DIAGONAL & VERTICAL
OR HORIZONTAL 2 BOLT



PARTIAL SECTION A-A

SAE 32-4 (T0*C) 4 BOLT

CICROSA HIDRAULICA

CATÁLOGO GENERAL / GENERAL CATALOGUE
CATALOGUE GÉNÉRAL / GESAMTKATALOG



03

Cilindros hidráulicos semiestándar

Semi-standard hydraulic cylinders

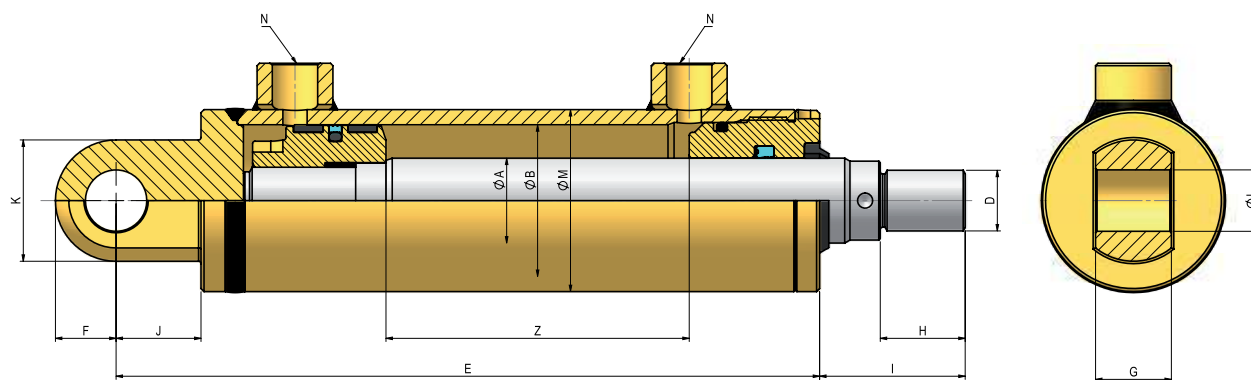
Vérins hydrauliques semi-standard

Halb-standard Hydraulikzylinder

CILINDROS D.E. CHARNELA TRASERA [8300]

Bottom-hinge D.E. cylinders [8300] / Vérins D.E. avec charnière arrière [8300]

D.W. Hydraulikzylinder mit Lasche am Zylinderboden [8300]



SERIE 8300 / SERIES 8300 / SÉRIE 8300 / SERIE 8300

REF.	ØA	ØB	E	D	F	G	H	I	J	K	L	M	N BSP
8300/Z	20	32	127+Z	M14x1.5	13	16	18	35	20	26	12.2	42	1/4
8301/Z	22	40	122+Z	M16x1.5	16	20	22	40	25	32	16.2	50	3/8
8302/Z	25	40	122+Z	M16x1.5	16	20	22	40	25	32	16.2	50	3/8
8303/Z	28	40	122+Z	M16x1.5	16	20	22	40	25	32	16.2	50	3/8
8304/Z	25	50	132+Z	M20x1.5	20	25	28	48	28	40	20.25	60	3/8
8305/Z	28	50	132+Z	M20x1.5	20	25	28	48	28	40	20.25	60	3/8
8306/Z	30	50	132+Z	M20x1.5	20	25	28	48	28	40	20.25	60	3/8
8307/Z	36	50	132+Z	M20x1.5	20	25	28	48	28	40	20.25	60	3/8
8308/Z	30	60	138+Z	M27x2	25	32	36	58	32	50	25.25	70	3/8
8309/Z	35	60	138+Z	M27x2	25	32	36	58	32	50	25.25	70	3/8
8310/Z	40	60	138+Z	M27x2	25	32	36	58	32	50	25.25	70	3/8
8311/Z	36	63	138+Z	M27x2	25	32	36	58	32	50	25.25	75	3/8
8312/Z	40	63	138+Z	M27x2	25	32	36	58	32	50	25.25	75	3/8
8313/Z	45	63	138+Z	M27x2	25	32	36	58	32	50	25.25	75	3/8
8314/Z	35	70	146+Z	M27x2	25	32	36	58	32	50	25.25	80	3/8
8315/Z	40	70	146+Z	M27x2	25	32	36	58	32	50	25.25	80	3/8
8316/Z	45	70	146+Z	M27x2	25	32	36	58	32	50	25.25	80	3/8
8317/Z	36	80	171+Z	M33x2	32	40	45	68	45	64	32.5	95	3/8
8318/Z	40	80	171+Z	M33x2	32	40	45	68	45	64	32.5	95	3/8
8319/Z	45	80	171+Z	M33x2	32	40	45	68	45	64	32.5	95	3/8
8320/Z	50	80	171+Z	M33x2	32	40	45	68	45	64	32.5	95	3/8
8321/Z	56	80	171+Z	M33x2	32	40	45	68	45	64	32.5	95	3/8
8322/Z	45	100	193+Z	M42x2	40	50	56	85	55	80	40.5	115	1/2
8323/Z	50	100	193+Z	M42x2	40	50	56	85	55	80	40.5	115	1/2
8324/Z	56	100	193+Z	M42x2	40	50	56	85	55	80	40.5	115	1/2
8325/Z	60	100	193+Z	M42x2	40	50	56	85	55	80	40.5	115	1/2
8326/Z	70	100	193+Z	M42x2	40	50	56	85	55	80	40.5	115	1/2
8327/Z	70	125	275+Z	M48x2	50	60	63	92	65	100	50.5	145	3/4
8328/Z	90	125	275+Z	M48x2	50	60	63	92	65	100	50.5	145	3/4
8329/Z	80	140	295+Z	M64x3	56	65	85	120	70	112	56.5	160	3/4
8330/Z	90	160	313+Z	M80x3	63	80	95	130	75	126	63.5	180	1
8331/Z	110	160	313+Z	M80x3	63	80	95	130	75	126	63.5	180	1
8332/Z	110	200	373+Z	M80x3	80	100	95	130	95	160	80.5	230	1

Z = carrera (a definir por el cliente) / Z = stroke (to be defined by customer)

Z = course (à définir par le client) / Z = Hub (vom Kunden festzulegen)



Motor Horizontal a Gasolina

**272671 - 374369 - 374466 - 374490 - 374571
969427 - 973718 - 973726 - 973734 - 980730
999083 - 5281 - 8531 - 229058 - 229066 - 229049**

MANUAL DE INSTRUÇÕES

03/2021



Índice

1. IMPORTANTE	<i>pág. 05</i>
2. SEGURANÇA	<i>pág. 05</i>
3. SÍMBOLOS E SIGNIFICADOS	<i>pág. 06</i>
4. INFORMAÇÕES TÉCNICAS	<i>pág. 07</i>
5. CONTROLES	<i>pág. 10</i>
6. FUNCIONAMENTO	<i>pág. 12</i>
7. MANUTENÇÃO	<i>pág. 15</i>
8. ARMAZENAMENTO	<i>pág. 17</i>
9. TRANSPORTE	<i>pág. 19</i>
10. RESOLUÇÃO DE PROBLEMAS	<i>pág. 19</i>
11. DESCARTE	<i>pág. 20</i>
12. ENTREGA TÉCNICA	<i>pág. 22</i>
13. CERTIFICADO DE GARANTIA	<i>pág. 23</i>

CÓDIGO	POTÊNCIA [HP]	TIPO DO MOTOR	REFRIGERAÇÃO	CILINDRADA [cc]	DIÂMETRO x CURSO [mm]	TAXA DE COMPRESSÃO	ROTAÇÃO MÁXIMA [rpm]	DIÂMETRO DO EIXO [pol]	SISTEMA DE PARTIDA	FILTRO DE AR
272671	2.5	4 TEMPOS	AR	79	52 x 37.4	8.5:1	3600	0,59"	MANUAL	SEMISSCO
374369	9	4 TEMPOS	AR	270	77 x 58	8.2:1	3600	1"	MANUAL/ELÉTRICO	SEMISSCO
374466	11	4 TEMPOS	AR	337	82 x 64	8.0:1	3600	1"	MANUAL	SEMISSCO
374490	11	4 TEMPOS	AR	337	82 x 64	8.0:1	3600	1"	MANUAL/ELÉTRICO	SEMISSCO
374571	16	4 TEMPOS	AR	420	90 x 66	8.0:1	3600	1"	MANUAL/ELÉTRICO	SEMISSCO
969427	13	4 TEMPOS	AR	389	88 x 64	8.0:1	3600	1"	MANUAL	SEMISSCO
973718	6.5	4 TEMPOS	AR	196	68 x 54	8.5:1	3600	3/4"	MANUAL/ELÉTRICO	SEMISSCO
973726	9	4 TEMPOS	AR	270	77 x 58	8.2:1	3600	1"	MANUAL	SEMISSCO
973734	17.5	4 TEMPOS	AR	439	99 x 66	8.5:1	3600	1"	MANUAL	SEMISSCO
980730	13	4 TEMPOS	AR	389	88 x 64	8.0:1	3600	1"	MANUAL/ELÉTRICO	SEMISSCO
999083	7	4 TEMPOS	AR	212	70 x 55	8.5:1	3600	3/4"	MANUAL	SEMISSCO
5281	17.5	4 TEMPOS	AR	439	99 x 66	8.5:1	3600	1"	MANUAL/ELÉTRICO	SEMISSCO
8531	6.5	4 TEMPOS	AR	196	68 x 54	8.5:1	3600	3/4"	MANUAL	SEMISSCO
229058	7	4 TEMPOS	AR	212	70 x 55	8.5:1	3600	3/4"	MANUAL	SEMISSCO
229066	7	4 TEMPOS	AR	212	70 x 55	8.5:1	3600	3/4"	MANUAL	SEMISSCO
229049	19	4 TEMPOS	AR	458	92 x 69	9.0:1	3600	1"	MANUAL/ELÉTRICO	SEMISSCO

CÓDIGO	COMBUSTÍVEL	CAPACIDADE DO TANQUE DE COMBUSTÍVEL [L]	CONSUMO DE COMBUSTÍVEL [L/Hora]*	QUANTIDADE DE ÓLEO LUBRIFICANTE [L]	TIPO DE ÓLEO	SENSOR DE ÓLEO	NÍVEL DE RUÍDO [7 m] dB(A)	DIMENSÕES (Com.xLarg.xAlt) [mm]	PESO LÍQUIDO [kg]
272671	GASOLINA	1,3	0,6	0,3	SAE 20W-50	SIM	63	325x315x415	9kg
374369	GASOLINA	6	2,61	1,1	SAE 20W-50	SIM	72	500*405*450	27kg
374466	GASOLINA	6,5	3,19	1,1	SAE 20W-50	SIM	72	490*420*490	31kg
374490	GASOLINA	6,5	3,19	1,1	SAE 20W-50	SIM	72	530*420*490	32kg
374571	GASOLINA	6,5	4,64	1,1	SAE 20W-50	SIM	72	530*420*490	34kg
969427	GASOLINA	6,5	3,77	1,1	SAE 20W-50	SIM	72	450*410*430	31kg
973718	GASOLINA	3,6	1,7	0,6	SAE 20W-50	SIM	77,7	375*312*335	17kg
973726	GASOLINA	6	2,5	1,1	SAE 20W-50	SIM	80,6	430*365*410	26kg
973734	GASOLINA	6,5	4,6	1,2	SAE 20W-50	SIM	83	460*420*430	33kg
980730	GASOLINA	6,5	3,77	1,1	SAE 20W-50	SIM	72	450*420*430	33kg
999083	GASOLINA	3,6	1,7	0,6	SAE 20W-50	SIM	78,4	375*312*335	16kg
5281	GASOLINA	6,5	4,6	1,2	SAE 20W-50	SIM	83	460*420*430	35kg
8531	GASOLINA	3,6	1,7	0,6	SAE 20W-50	SIM	77,7	400*370*380	18kg
229058	GASOLINA	3,6	1,7	0,6	SAE 20W-50	SIM	78,4	375*312*335	16kg
229066	GASOLINA	3,6	1,7	0,6	SAE 20W-50	SIM	78,4	375*312*335	16kg
229049	GASOLINA	6,5	0,49	1,2	SAE 20W-50	SIM	78	460*420*430	33kg

* Valores estimados (considerando meia carga), podendo variar de acordo com a utilização, tipo de carga, tipo de combustível e outras variáveis.



**The Fluid Column
Technology**



High torque Radial Piston Motors MR Type

Fixed displacement (up to 9000 cm³/rev - 550 in³/rev)

aerospace
climate control
electromechanical
filtration
fluid & gas handling
hydraulics
pneumatics
process control
sealing & shielding



ENGINEERING YOUR SUCCESS.

Conversion factors

1 kg	2.20 lb
1 N	0.225 lbf
1 Nm	0.738 lbf ft
1 bar	14.5 psi
1 l	0.264 US gallon
1 cm ³	0.061 cu in
1 mm	0.039 in
1 °C	(5/9)(°F-32)
1 kW	1.34 hp

Conversion factors

1 lb	0.454 kg
1 lbf	4.448 N
1 lbf ft	1.356 Nm
1 psi	0.068948 bar
1 US gallon	3.785 l
1 cu in	16.387 cm ³
1 in	25.4 mm
1 °F	(9/5)(°C) + 32
1 hp	0.7457 kW

**WARNING - USER RESPONSIBILITY****FAILURE OR IMPROPER SELECTION OR IMPROPER USE OF THE PRODUCTS DESCRIBED HEREIN OR RELATED ITEMS CAN CAUSE DEATH, PERSONAL INJURY AND PROPERTY DAMAGE.**

This document and other information from Parker-Hannifin Corporation, its subsidiaries and authorized distributors provide product or system options for further investigation by users having technical expertise.

The user, through its own analysis and testing, is solely responsible for making the final selection of the system and components and assuring that all performance, endurance, maintenance, safety and warning requirements of the application are met. The user must analyze all aspects of the application, follow applicable industry standards, and follow the information concerning the product in the current product catalog and in any other materials provided from Parker or its subsidiaries or authorized distributors.

To the extent that Parker or its subsidiaries or authorized distributors provide component or system options based upon data or specifications provided by the user, the user is responsible for determining that such data and specifications are suitable and sufficient for all applications and reasonably foreseeable uses of the components or systems.

Offer for Sale

Please contact your Parker representation for a detailed "Offer for Sale".

General product information General information and specific product features	General product information Pages 4 - 5	1
Functional description The fluid column technology and product design	Functional description Pages 6 - 7	2
Specifications (Metric) Calculation fundamentals and technical data	Specifications (Metric) Pages 8 - 9	3
Specifications (Imperial/US) Calculation fundamentals and technical data	Specifications (Imperial/US) Pages 10 - 11	4
Ordering codes Catalogue options and accessories	Ordering codes Pages 12 - 13	5
Overall dimensions Motors dimensions and weights	Overall dimensions Pages 14 - 31	6
Hydraulic fluids Viscosity range, filtration and other compatible fluids	Hydraulic fluids Pages 32 - 33	7
Operating diagrams Motors efficiency curves and performances	Operating diagrams Pages 34 - 47	8
Installation and commissioning notes Start up, motor case filling and flushing, braking mode, ABS and ATEX specs	Installation and commissioning notes Pages 48 - 53	9
Service life and motor selection Bearings life calculation and quick motor selection	Service life and motor selection Pages 54 - 62	10

Parker Calzoni MR hydraulic motors are of the radial piston type. Unique Fluid Column Technology is utilized to achieve superior performances compared to competitive designs. The motors are engineered for high mechanical and volumetric efficiency over a wide range of speed and torque.

Due to their special design, the MR motors deliver their maximum performance when the application requires high torque values. The MR motors combine precise and smooth movements, both at low speed and during acceleration and deceleration transitions.

In addition, the high starting torque (up to 96%) allows the user to select a smaller displacement of the motor, optimizing the size of all the other system's components.

Other typical characteristics of MR motors are:

- high power to weight ratio
- high volumetric and mechanical efficiency
- high resistance to thermal shock
- very low operating noise levels
- suitable for fire-resistant and biologically degradable fluids
- extremely well suited for control engineering applications
- reversible operation (motor and pump)

MR motors are grouped into 11 different frame sizes, corresponding to 41 standard displacements available.

Motors can be customized by selecting different types of shafts, speed sensors, seals, and connection flanges.

Optional accessories include gearboxes and parking brakes.

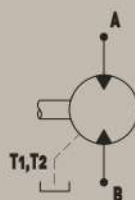
Furthermore, MR motors can be equipped with optional built-on manifold blocks (cross relief, anti-cavitation, flushing and drain valves) to suit the customer needs.

To ensure high quality production standards, we maintain a Quality Assurance System, certified to standard EN ISO 9001:2008, ISO 14001:2004 and OHSAS 18001:2007.

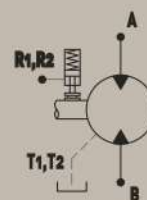
The product has been approved by ABS for use on ABS classed vessels (PDA certificates No. 11-GE825176-PDA, 16-LD1452967-PDA and 16-LD1463824-PDA).

ATEX version is available for use in potentially explosive atmospheres (Directive 94/9/EC).

Hydraulic symbols



Motor without brake



Motor with brake

Hydraulic motor	
Construction	Fixed displacement radial piston motors, fluid column type
Mounting type	Flange, shrink disk, wheel (drive coupled with gearbox)
Maximum pressure	Up to 420 bar (6000 psi) ⁽¹⁾
Displacement	Up to 9000 cm ³ /rev (550 in ³ /rev)
Torque	Up to 35000 Nm (25815 lbf·ft)
Temperature range	-30 to +80 °C (-22° to +176°F)
Direction of rotation	Reversible (clockwise / counterclockwise)
Operation type	Reversible (motor and pump) ⁽²⁾
⁽¹⁾ = Peak value, see operating diagrams for complete motor parameters; ⁽²⁾ = Charge pressure is required during pumping operation (refer to "Operating diagrams" section).	

Calculation fundamentals

Required flow: $Q = \frac{V \cdot n}{1000 \cdot \eta_v}$ (l/min)

Output torque: $M = \frac{V \cdot \Delta p \cdot \eta_m}{62.8} = T_s \cdot \Delta p$ (N·m)

Output power: $P = \frac{Q \cdot \Delta p \cdot \eta_t}{600} = \frac{M \cdot n}{9549}$ (kW)

V = displacement (cm³/rev)

n = speed (rpm)

T_s = specific torque (Nm/bar)

Δp = differential pressure (bar)

η_v = volumetric efficiency

η_m = mechanical efficiency

η_t = overall efficiency

Technical data

Motor type	Displacement	Specific Torque	Speed		Maximum pressure				Max power
			Min	Max	Continuous	Intermittent	Peak	A+B	
-	V	T _s	n _{min}	n _{max}	p _{cont.}	p _{int.}	p _{peak}	p _{A+B}	P _{max.}
-	cm³/rev	Nm/bar	rpm	rpm	bar	bar	bar	bar	kW
MR 33 A	32.1	0.51	1.0	1400	250	300	420	400	10
MR 57 A	56.4	0.90	1.0	1300	250	300	420	400	17
MR 75 B	72.6	1.20	1.0	1200	280	320	420	400	20
MR 90 B	85.8	1.40	1.0	1150	280	320	420	400	25
MR 110 B	112.2	1.80	1.0	1100	280	320	420	400	28
MR 125 C	124.7	2.00	1.0	950	250	300	420	400	30
MR 160 C	159.7	2.54	1.0	900	250	300	420	400	34
MR 190 C	191.6	3.05	1.0	850	250	300	420	400	38
MR 200 D	199.2	3.20	1.0	800	280	320	420	400	40
MR 250 D	250.9	4.00	1.0	800	280	320	420	400	50
MR 300 D	304.1	4.80	1.0	750	280	320	420	400	53
MRE 330 D	332.4	5.30	1.0	750	230	280	400	400	49
MRA 400 D	390.5	6.21	1.0	640	210	260	380	400	45
MR 350 E	349.5	5.57	1.0	640	250	300	420	400	62
MR 400 E	400.6	6.38	1.0	620	250	300	420	400	70
MR 450 E	451.6	7.20	1.0	600	250	300	420	400	75
MRE 500 E	497.9	7.93	1.0	600	230	280	400	400	70
MR 600 F	607.9	9.70	1.0	520	250	300	420	400	84
MR 700 F	706.9	11.30	1.0	500	250	300	420	400	97
MRE 800 F	804.2	12.81	1.0	450	230	280	400	400	93

Ordering codes

Motor type	—	Shaft	Speed sensor	Seals	Fluid connections	Rotation	Brake	...
E.g., MR 1800 H	—	D1	B1	N1	G1	N	B	(*)

Complete motors list at page 8 ([Metric units](#)) and page 10 ([US and imperial units](#)).

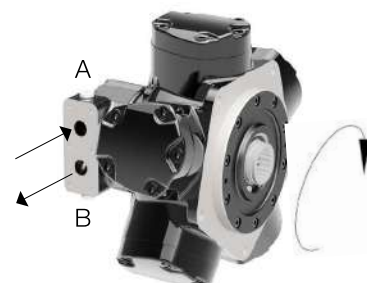
Code	Description	
N1	Splined male shaft, according to standard DIN 5463	16-17
D1	Splined male shaft, according to standard DIN 5480	16-17
F1	Splined female shaft, according to standard DIN 5480	18-19
P1	Male shaft with key	18-19
B1	Splined male shaft, according to standard BS 3550	16-17
C1	Shrink disk coupling	20

Code	Description
N1	NBR mineral oil, 5 bar shaft seal
F1	NBR mineral oil, 15 bar shaft seal
U1	No shaft seal (for brake coupling)
V1	FPM (Viton ®)

Code	Description	
-	None	-
B	Parking brake	30

Code	Description	
N1	None	-
C1	Connection for mechanical tachometer	21
Q1	Connection for encoder	21
T1	Connection for Tachogenerator	21
M1	Monodirectional incremental encoder	22
B1	Bidirectional incremental encoder	22

Code	Description	
N1	Six-bolt connection (for manifold blocks)	23
G3	High pressure SAE metric connection (6000 psi)	24-25
L3	High pressure SAE UNC connection (6000 psi)	24-25
S1	Standard pressure SAE metric adaptor	26-27
T1	Standard pressure SAE UNC adaptor	26-27
G1	High pressure SAE metric flange (6000 psi)	28
L1	High pressure SAE UNC flange (6000 psi)	28
C1	BSP threads flange (according to ISO 228/1)	29



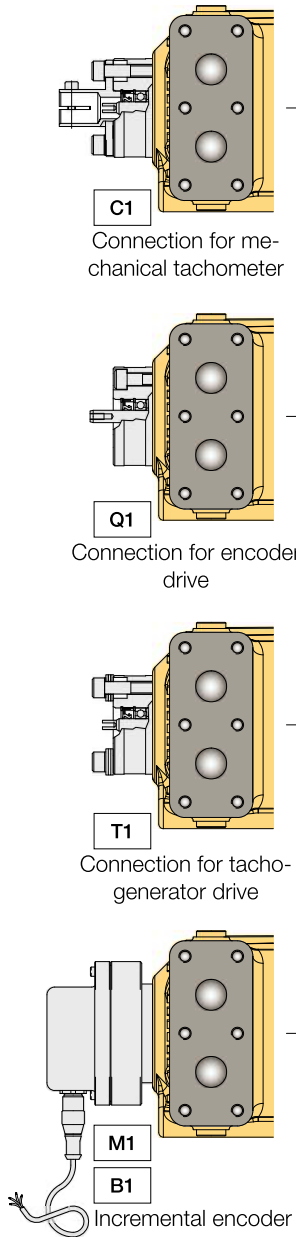
Code	Description
N	Standard
S	Reversed

Rotation direction for standard motors (code "N") is clockwise when the inlet flow comes from the motor port "A" and motor is viewed from shaft end (counter-clockwise with inlet flow from the motor port "B").

(*) = Space reserved to Parker Hannifin

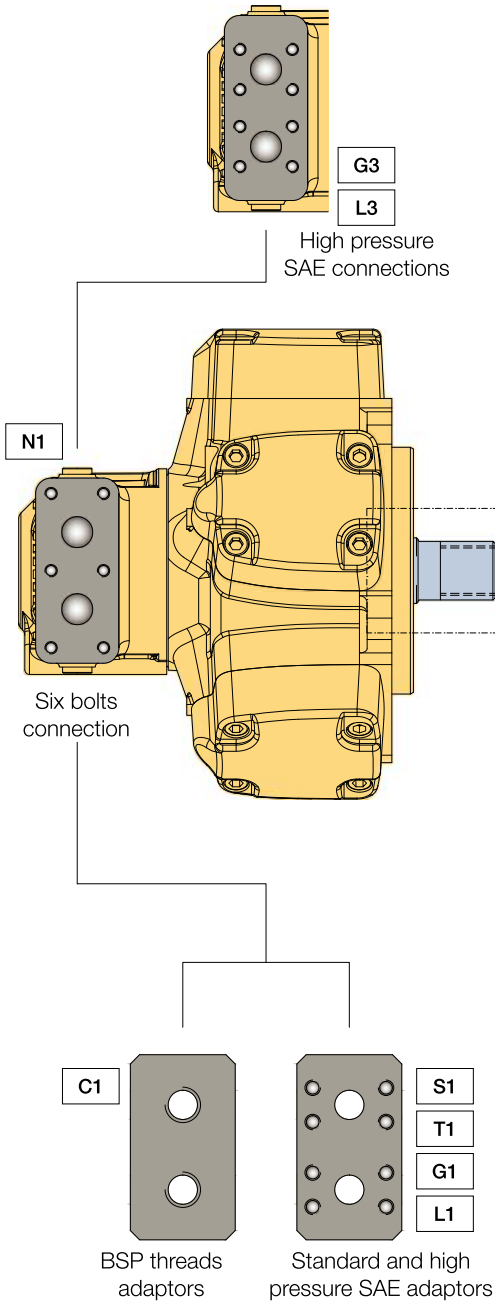
Speed sensors

from page 21
to page 23



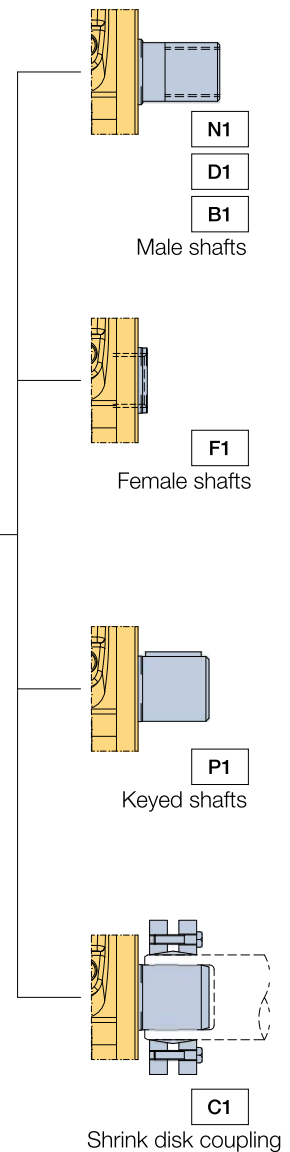
Fluid connections

from page 24
to page 29



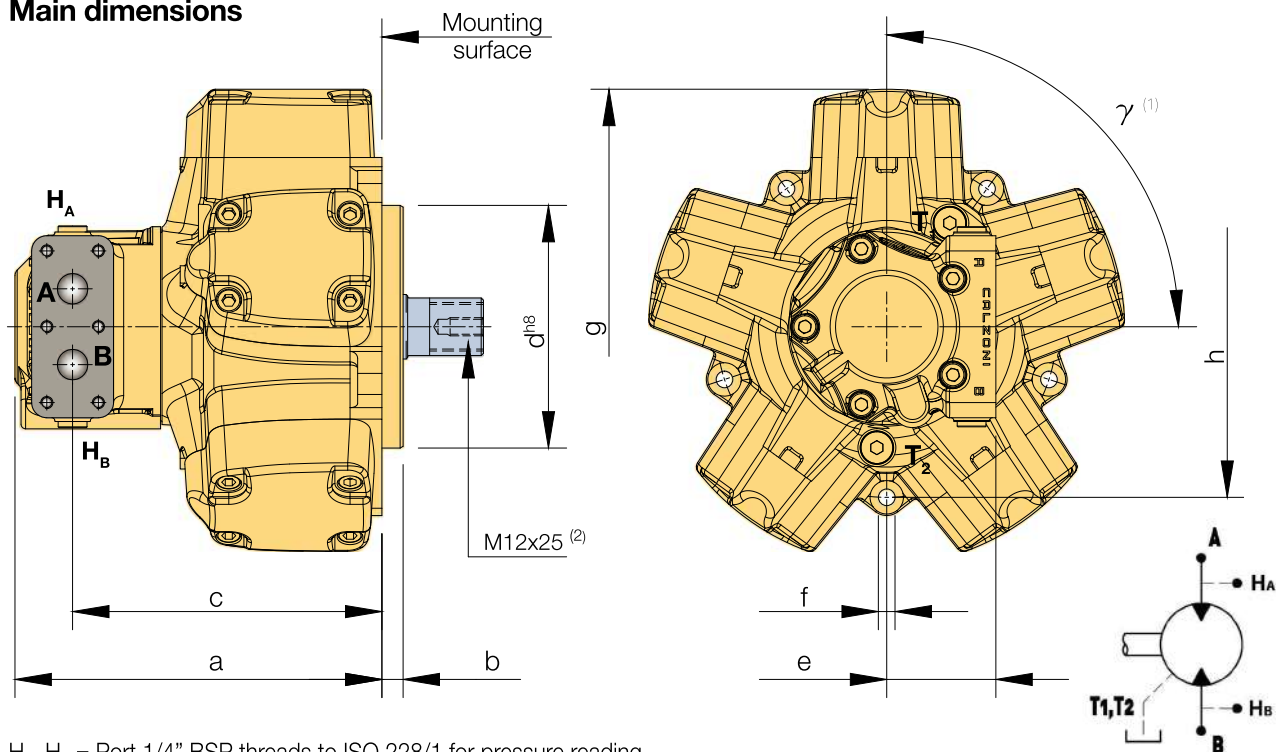
Output shafts

from page 16
to page 20



5

Main dimensions



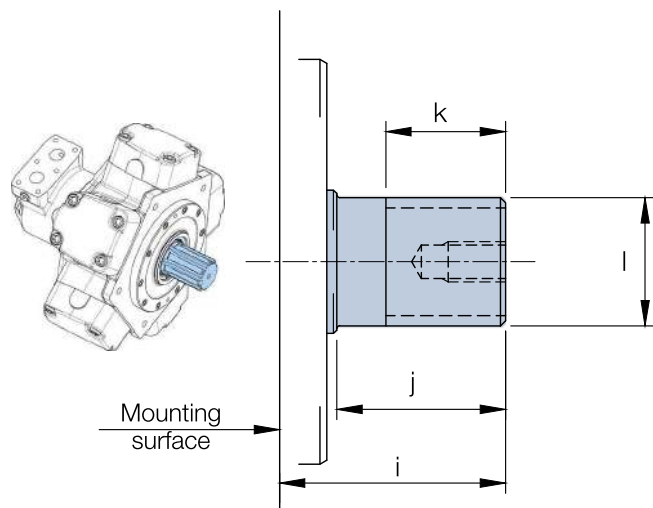
H_A, H_B = Port 1/4" BSP threads to ISO 228/1 for pressure reading.

- Port A and B angular position can be modified from the standard angle γ by rotating the rotary valve housing of 72° with respect to the motor case (option on request).
- The shaft threaded holes must be considered as service holes. In case the holes dimensions required by the application are different from the ones listed here above, please contact the manufacturer (option on request).

Motor type	a	b	c	d ^{h8}	e	f	g	h	γ	T ₁ , T ₂	Mass
MR 33 A	196	14	148	125	70	9	235.4	160	108°	G 1/4	30 kg 66 lb
MR 57 A	[7.72]	[0.55]	[5.83]	[4.92]	[2.76]	[0.35]	[9.27]	[6.30]			
MR 75 B	219.5	17.5	181.5	166	72	15	269	192	90°	G 3/8	40 kg 88 lb
MR 90 B											
MR 110 B											
MR 125 C	242	14	204	160	72	11	313.6	225	90°	G 3/8	46 kg 101 lb
MR 160 C											
MR 190 C											
MR 200 D	242	15	204	175	72	11	328	232	90*	G 3/8	50 kg 110 lb
MR 250 D											
MR 300 D											
MRE 330 D											
MRA 400 D							344 [13.54]				

Measures in millimeters [inches in brackets]

Male shafts



Code	Output shaft
N1	Splined male shaft, according to standard DIN 5463
D1	Splined male shaft, according to standard DIN 5480
B1	Splined male shaft, according to standard BS 3550

Motor type	Option code "N1" (standard DIN 5463)				Option code "D1" (standard DIN 5480)		Option code "B1" (standard BS 3550)	
	i	j	k	l	k	l	k	l
MR 33 A	57.2	40.2	28	B6x26x32	28	W32x1.5x20-8e	28	12/24-14
MR 57 A	[2.25]	[1.58]	[1.10]		[1.10]		[1.10]	
MR 75 B	81.0	44.8	31.5	B6x28x34	31.5	W35x2x16-8e	31.5	12/24-17
MR 90 B								
MR 110 B								
MR 125 C	67	50	35.5	B8x32x38	35.5	W38x2x18-8e	35.5	12/24-17
MR 160 C								
MR 190 C								
MR 200 D	81	60	46	B8x42x48	45	W48x2x22-8e	46	12/24-21
MR 250 D								
MR 300 D								
MRE 330 D								
MRA 400 D								
MR 350 E	97	74	56.5	B8x46x54	61	W55x3x17-8e	60	8/16-17
MR 400 E								
MR 450 E								
MRE 500 E								

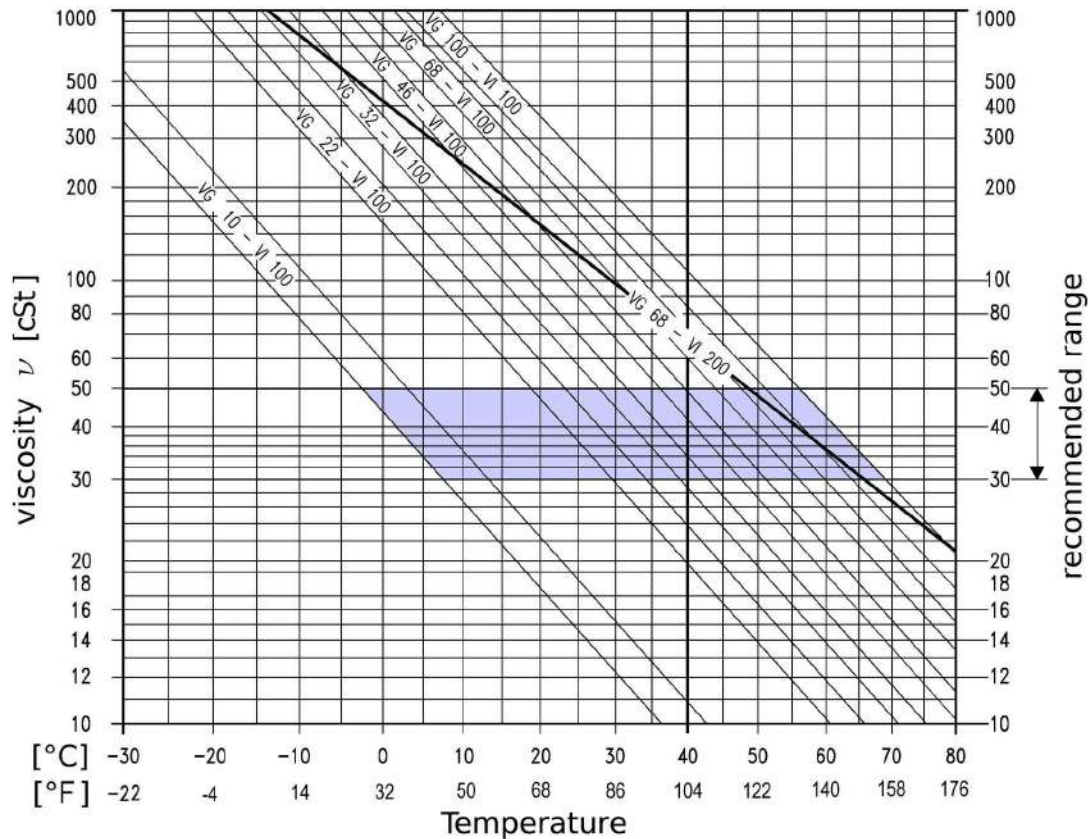
Measures in millimeters [inches in brackets]

Mineral-oil based fluids

Performance data of this catalogue is valid when motors are operating with mineral oil based fluids, according to DIN 51525. The fluid should contain anti-oxidant, antifoam, demulsifying and antiwear or EP additives.

The viscosity, quality and cleanliness of operating fluids are decisive factors in determining the reliability, performance and life-time of an hydraulic component.

The maximum life-time and performance are achieved within the recommended viscosity range of 30 - 50 cSt. For applications that go beyond this range, we recommend to contact the manufacturer of the motor.



The viscosity refers both to the temperature of the fluid entering the motor and to the temperature inside the motor housing (case temperature). Based on the maximum operating temperature, we recommend to select the fluid so that its viscosity remains within the recommended viscosity range.

For critical operation conditions the following values apply:

$\nu_{\text{min,peak}}$ = 10 cSt in emergency, short term;

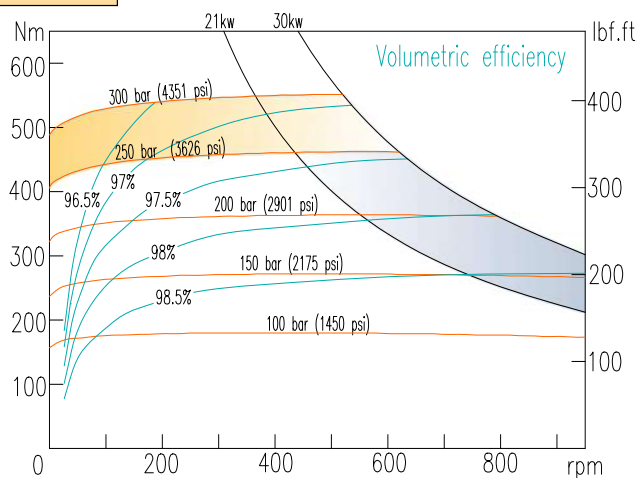
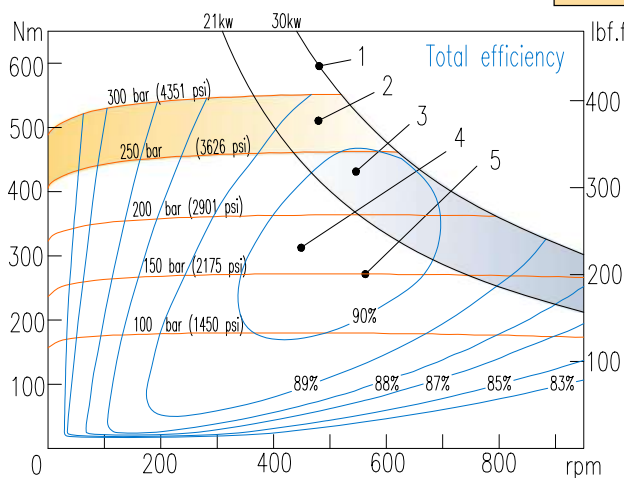
$\nu_{\text{min,cont.}}$ = 18 cSt for continuous operation at reduced performances;

$\nu_{\text{max.}}$ = 1000 cSt short term upon cold start.

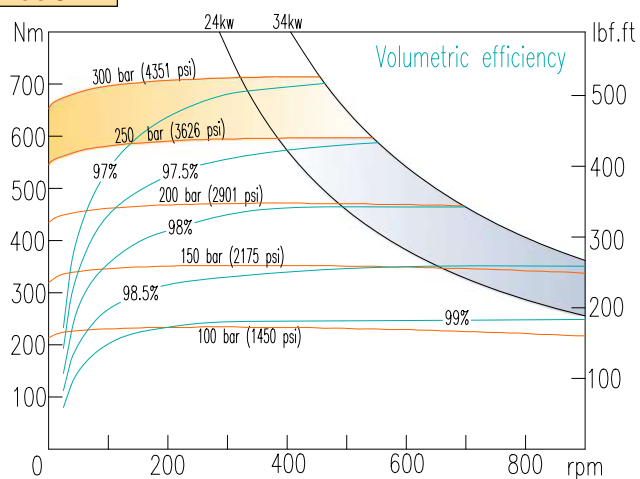
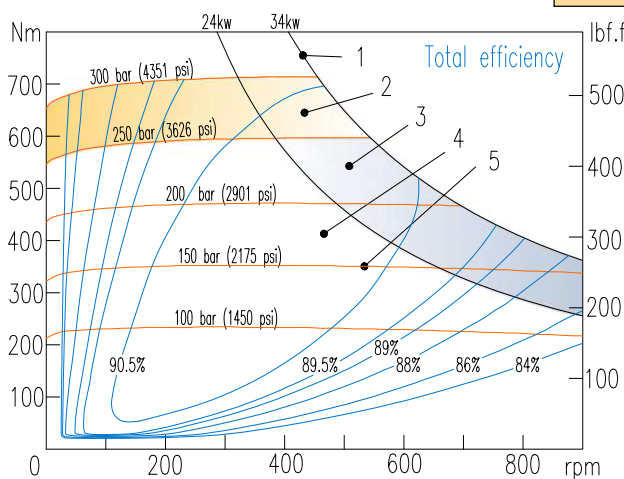
The drain oil temperature is influenced by pressure and speed and is usually higher than the circuit temperature or the tank temperature. At no point in the motor, however, may the temperature be higher than 80°C (max admitted temperature).

In case of operating conditions with high oil temperature or high ambient temperature, we recommend to use “FPM”

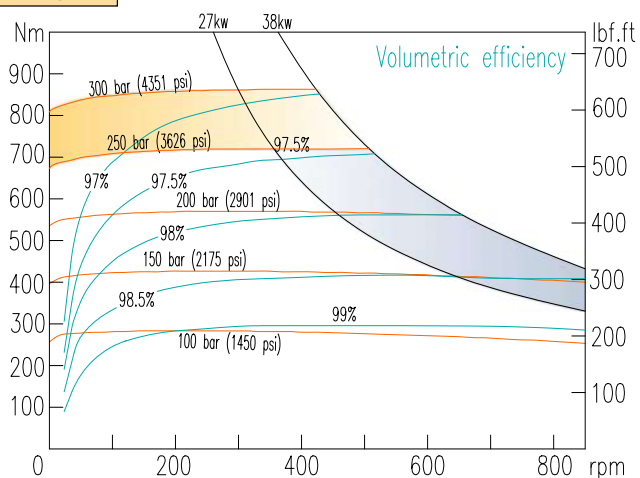
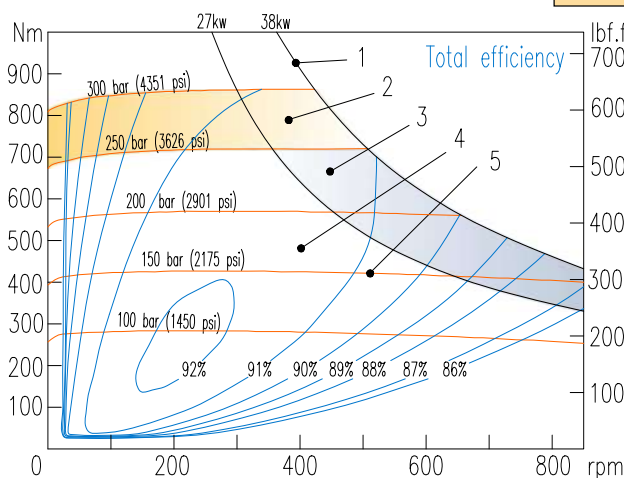
MR125C



MR160C



MR190C



FNL 511 B + 2211 EKTN9 + H 311



Combinación soporte-rodamiento con accesorios

La combinación de soportes, rodamientos y accesorios SKF es una excelente opción para una solución personalizada, confiable y sostenible para su disposición de ejes. SKF dispone de una amplia gama de diseños y tamaños de soportes de alta calidad para responder a su desafío específico, incluidos los soportes especialmente diseñados para aplicaciones especiales. Los rodamientos reflejan la tecnología de última generación de SKF, que ofrece rodamientos de la más alta calidad. Las piezas de la combinación deben comprarse por separado.

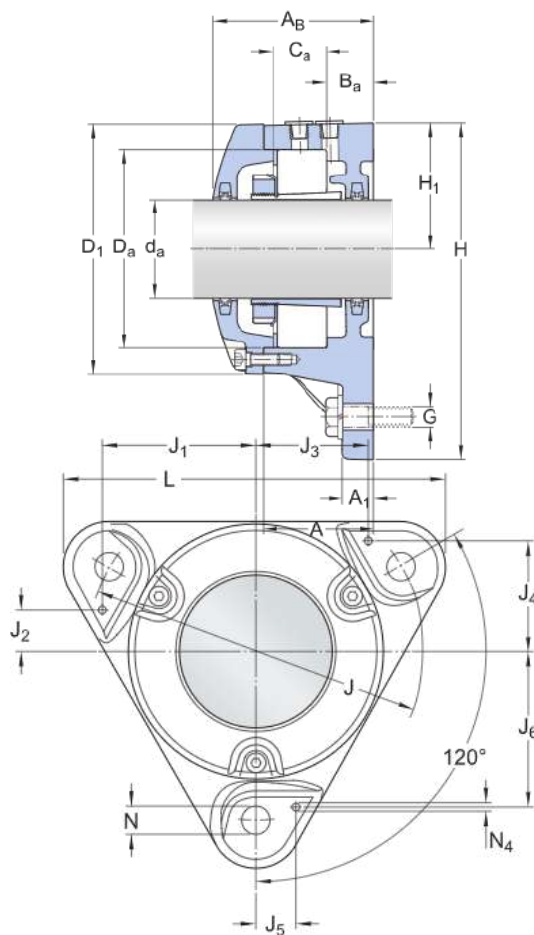
- Muchas versiones
- Combinaciones personalizadas
- Rentables
- Confiables
- Sostenibles

Especificación técnica

Productos asociados

Soporte	FNL 511 B
- sello rozante incluido	2 x TFL 511
Rodamiento	2211 EKTN9
Manguito de fijación	H 311
Aro de fijación	ZW 85x100

Dimensiones



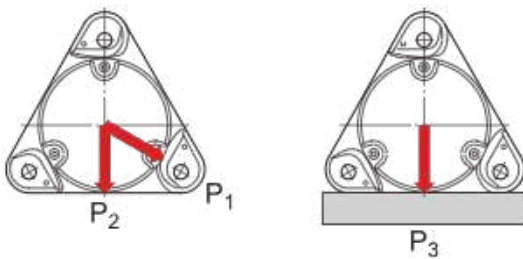
d_a	50 mm	Diámetro del eje
C_a	27 mm	Ancho del asiento del rodamiento
D_a	100 mm	Diámetro del asiento del rodamiento
A	56 mm	Ancho
A_1	15 mm	Ancho de la pestaña
A_B	82 mm	Ancho
B_a	24 mm	Distancia de la cara lateral del rodamiento a la superficie de apoyo
D	127 mm	Diámetro exterior de la tapa del soporte
H	172.5 mm	Altura
H_1	65 mm	Altura del centro del asiento del rodamiento
J	170 mm	Distancia entre diámetro primitivo de los tornillos de fijación
L	192 mm	Longitud
N	14 mm	Diámetro del agujero del tornillo de fijación

Fijas de situación

J_1	77 mm	Posición de las fijas de situación
J_2	21 mm	Posición de las fijas de situación
J_3	57 mm	Posición de las fijas de situación
J_4	56 mm	Posición de las fijas de situación
J_5	21 mm	Posición de las fijas de situación
J_6	77 mm	Posición de las fijas de situación
N_4	max. 6 mm	Diámetro de las fijas de situación

Cargas de rotura, soporte

P_1	110 kN	Carga de rotura
P_2	80 kN	Carga de rotura
P_3	110 kN	Carga de rotura



Masa

Masa de soporte	4.3 kg
-----------------	--------

Información de montaje

Tamaño de perno de tapa	M 6x20
Par de apriete recomendado para pernos de tapa	10 N·m
Diámetro recomendado para los tornillos de fijación	G 12 mm
Par de apriete recomendado para tornillos de fijación	80 N·m
Llenado inicial de grasa, 20%	40 g
Llenado inicial de grasa, 40%	60 g

Términos y condiciones

Al visitar y utilizar esta página web/aplicación, publicada por AB SKF (publ.) (556007-3495 · Gotemburgo) ("SKF") y de su propiedad, usted acepta cumplir con los siguientes términos y condiciones:

Limitación de la garantía y de la responsabilidad

Aunque se ha puesto el máximo empeño en asegurar la exactitud de la información incluida en esta página web/aplicación, SKF proporciona dicha información "TAL CUAL", y DENIEGA CUALQUIER GARANTÍA, EXPRESA O IMPLÍCITA, INCLUIDAS, ENTRE OTRAS, LAS GARANTÍAS IMPLÍCITAS DE COMERCIABILIDAD Y APTITUD PARA FINES ESPECÍFICOS. Usted reconoce que utilizará esta página web/aplicación bajo su entera responsabilidad, que asume la responsabilidad absoluta de todos los costos asociados al uso de esta página web/aplicación y que SKF no será responsable de ningún daño directo, incidental, consecuente ni indirecto de ningún tipo, derivado de su acceso a la información o los programas informáticos disponibles en esta página web/aplicación o del uso de estos. Todas las garantías y manifestaciones incluidas en esta página web/aplicación acerca de los productos o servicios de SKF que usted adquiera o use estarán sujetas a los términos y condiciones acordados en el contrato del producto o servicio en cuestión. Asimismo, en lo que respecta a las páginas web/aplicaciones no pertenecientes a SKF mencionadas en nuestra página web/aplicación o donde se incluya un hipervínculo, SKF no ofrece garantía alguna respecto de la exactitud o la confiabilidad de la información incluida en dichas páginas web/aplicaciones y no asumirá ninguna responsabilidad sobre el material creado o publicado por terceros incluido en dichas páginas y aplicaciones. Además, SKF tampoco garantiza que esta página web/aplicación ni que esas otras páginas web/aplicaciones vinculadas estén libres de virus u otros elementos perjudiciales.

Servicios de terceros

Cuando mire contenido de YouTube a través de los sitios web de SKF (es decir, utilizando Servicios API de YouTube), usted acepta los Términos de servicio de YouTube.

Derechos de autor

Los derechos de autor de esta página web/aplicación y el derecho de autor de la información y los programas informáticos disponibles en esta página web/aplicación pertenecen a SKF o a los otorgantes de su autorización de uso. Quedan reservados todos los derechos. Todo el material autorizado para su uso mencionará al otorgante que haya concedido a SKF el derecho a utilizar el material. La información y los programas informáticos disponibles en esta página web/aplicación no podrán reproducirse, duplicarse, copiarse, transmitirse, distribuirse, almacenarse, modificarse, descargarse ni explotarse de ningún otro modo para uso comercial sin la autorización previa por escrito de SKF. No obstante, sí podrán reproducirse, almacenarse y descargarse para su uso por parte de particulares sin la autorización previa por escrito de SKF. En ningún caso se podrá facilitar esta información o programas informáticos a terceros.

Esta página web/aplicación incluye determinadas imágenes que se utilizan bajo licencia de Shutterstock, Inc.

Marcas comerciales y patentes

Todas las marcas comerciales, nombres de marcas y logotipos de empresas que aparecen en la página web/aplicación son propiedad de SKF o de los otorgantes de su autorización de uso, y no podrán ser utilizados de ningún modo sin la autorización previa por escrito de SKF. Todas las marcas comerciales autorizadas publicadas en esta página web/aplicación mencionan al otorgante que haya concedido a SKF el derecho a utilizar la marca comercial. El acceso a esta página web/aplicación no concede al usuario ningún derecho sobre las patentes propiedad de SKF o autorizadas a SKF.

Cambios

SKF se reserva el derecho a introducir cambios o ampliaciones de esta página web/aplicación en cualquier momento.

FY 55 FM



Unidad de rodamientos de bolas con pestaña cuadrada con fijación excéntrica, soporte de fundición, ISO

Estas unidades de rodamientos de bolas con pestaña cuadrada cumplen con las normas ISO. Están formadas por un rodamiento de inserción, con un aro interior estrecho y fijación excéntrica, y están pensadas principalmente para usarse en aplicaciones en las que el sentido de giro es constante. El rodamiento está montado en un soporte de fundición, que puede atornillarse a la pared o al marco de la máquina. Las unidades de rodamientos de bolas pueden admitir una desalineación inicial moderada, pero normalmente no permiten el desplazamiento axial.

- Resisten altos niveles de contaminación
- Diseñados para altas temperaturas y velocidades
- Soportan cargas relativamente pesadas
- Rentables

Overview

Dimensiones

Diámetro del eje	55 mm
Ancho total del soporte	47.5 mm
Ancho total	66.9 mm
Distancia del centro entre los orificios para tornillos	130 mm
Ancho del rodamiento, total	48.4 mm

Rendimiento

Capacidad de carga dinámica básica	43.6 kN
Capacidad de carga estática básica	29 kN
Velocidad límite	3 600 r/min
Note	Velocidad límite con tolerancia de eje h6

Propiedades

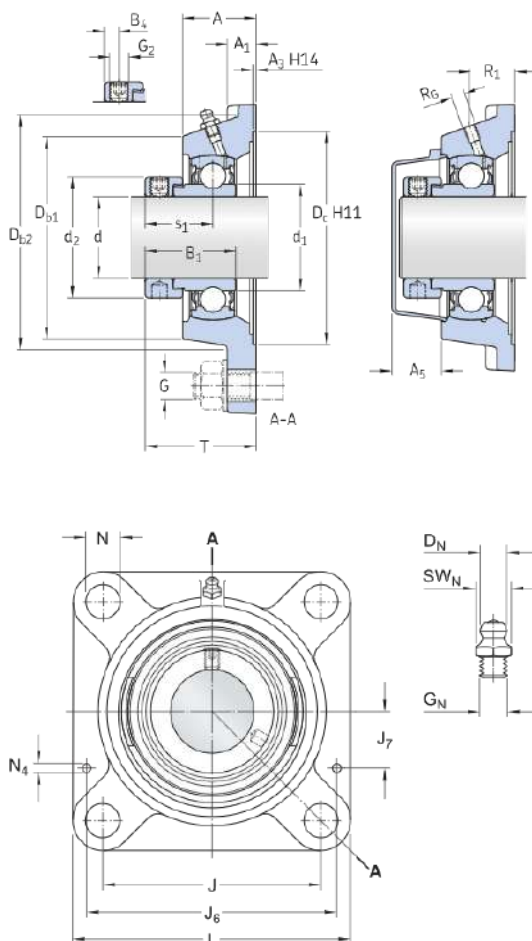
Tipo de soporte	Con pestaña
Tipo de soporte con pestaña	Cuadrada
Cantidad de agujeros para tornillos de fijación	4
Tipo de orificio para tornillos de fijación	Plano
Elemento de retención, aro interior	Anillo excéntrico
Tipo de agujero	Cilíndrico
Aro de asiento de caucho	Sin
Material, soporte	Fundición
Material, rodamiento	Acero para rodamientos

Recubrimiento	Sin
Sellado, rodamiento	Rozante en ambos lados
Tipo de sellado	Contacto estándar
Sellado, unidad	Tapa lateral opcional
Lubricante	Grasa
Orificio de relubricación	Con
Boquilla de relubricación	Con

Especificación técnica

Cumplimiento con el estándar	ISO
Para un propósito específico	Para aplicaciones de manipulación de materiales
Material, soporte	Fundición
Sellado, rodamiento	Rozante en ambos lados
Sellado Tipo, rodamiento	Contacto estándar
Sellado, unidad	Tapa lateral opcional
Recubrimiento	Sin

Dimensiones



d	55 mm	Diámetro interno
d ₁	≈ 69.06 mm	Diámetro exterior del aro interior
d ₂	74.5 mm	Diámetro exterior del anillo de fijación
A	47.5 mm	Ancho total
A ₁	16 mm	Ancho de la pestaña
A ₃	3.2 mm	Profundidad del rebaje de centrado
A ₅	37.5 mm	Parte que sobresale de la tapa lateral
B	32.6 mm	Ancho del aro interior
B ₁	48.4 mm	Ancho total del rodamiento
B ₄	7.9 mm	Distancia de la cara lateral del dispositivo de fijación al centro de la rosca
D _{b1}	122 mm	Diámetro superior externo
D _{b2}	134 mm	Diámetro externo de la base

D_c	150.8 mm	Diámetro del rebaje de centrado del soporte
J	130 mm	Distancia entre los tornillos de fijación
L	162 mm	Longitud total
N	18 mm	Diámetro del agujero del tornillo de fijación
s_1	35.9 mm	Distancia de la cara lateral del dispositivo de fijación al centro del camino de rodadura
T	66.9 mm	Ancho total de la unidad

Orificio roscado

R_c	1/4-28 UNF	Rosca del soporte para boquilla engrasadora
R_1	32 mm	Posición axial de la rosca del soporte

Boquilla engrasadora

D_l	6.5 mm	Diámetro de la cabeza esférica de la boquilla engrasadora
S_l	7 mm	Tamaño de la llave hexagonal para la boquilla engrasadora
G_l	1/4-28 SAE-LT	Rosca de la boquilla engrasadora

Fijas de situación

J_6	148 mm	Distancia de las fijas de situación
J_7	45 mm	Desplazamiento axial de las fijas de situación
N_1	4 mm	Diámetro recomendado para las fijas de situación

Datos del cálculo

Capacidad de carga dinámica básica	C	43.6 kN
Capacidad de carga estática básica	C_0	29 kN

Carga límite de fatiga	P_u	1.25 kN
Velocidad límite		3 600 r/min
Velocidad límite con tolerancia de eje h6		

Masa

Masa de unidad de rodamientos	3.3 kg
-------------------------------	--------

Información de montaje

Tornillo de fijación	G_2	M10x1
Tamaño de llave hexagonal para tornillo de fijación		5 mm
Par de apriete recomendado para el tornillo de fijación		16.5 N·m
Diámetro recomendado para los tornillos de fijación, mm	G	16 mm
Diámetro recomendado para los tornillos de fijación, pulgadas	G	0.625 in

Términos y condiciones

Al visitar y utilizar esta página web/aplicación, publicada por AB SKF (publ.) (556007-3495 · Gotemburgo) ("SKF") y de su propiedad, usted acepta cumplir con los siguientes términos y condiciones:

Limitación de la garantía y de la responsabilidad

Aunque se ha puesto el máximo empeño en asegurar la exactitud de la información incluida en esta página web/aplicación, SKF proporciona dicha información "TAL CUAL", y DENIEGA CUALQUIER GARANTÍA, EXPRESA O IMPLÍCITA, INCLUIDAS, ENTRE OTRAS, LAS GARANTÍAS IMPLÍCITAS DE COMERCIABILIDAD Y APTITUD PARA FINES ESPECÍFICOS. Usted reconoce que utilizará esta página web/aplicación bajo su entera responsabilidad, que asume la responsabilidad absoluta de todos los costos asociados al uso de esta página web/aplicación y que SKF no será responsable de ningún daño directo, incidental, consecuente ni indirecto de ningún tipo, derivado de su acceso a la información o los programas informáticos disponibles en esta página web/aplicación o del uso de estos. Todas las garantías y manifestaciones incluidas en esta página web/aplicación acerca de los productos o servicios de SKF que usted adquiera o use estarán sujetas a los términos y condiciones acordados en el contrato del producto o servicio en cuestión. Asimismo, en lo que respecta a las páginas web/aplicaciones no pertenecientes a SKF mencionadas en nuestra página web/aplicación o donde se incluya un hipervínculo, SKF no ofrece garantía alguna respecto de la exactitud o la confiabilidad de la información incluida en dichas páginas web/aplicaciones y no asumirá ninguna responsabilidad sobre el material creado o publicado por terceros incluido en dichas páginas y aplicaciones. Además, SKF tampoco garantiza que esta página web/aplicación ni que esas otras páginas web/aplicaciones vinculadas estén libres de virus u otros elementos perjudiciales.

Servicios de terceros

Cuando mire contenido de YouTube a través de los sitios web de SKF (es decir, utilizando Servicios API de YouTube), usted acepta los Términos de servicio de YouTube.

Derechos de autor

Los derechos de autor de esta página web/aplicación y el derecho de autor de la información y los programas informáticos disponibles en esta página web/aplicación pertenecen a SKF o a los otorgantes de su autorización de uso. Quedan reservados todos los derechos. Todo el material autorizado para su uso mencionará al otorgante que haya concedido a SKF el derecho a utilizar el material. La información y los programas informáticos disponibles en esta página web/aplicación no podrán reproducirse, duplicarse, copiarse, transmitirse, distribuirse, almacenarse, modificarse, descargarse ni explotarse de ningún otro modo para uso comercial sin la autorización previa por escrito de SKF. No obstante, sí podrán reproducirse, almacenarse y descargarse para su uso por parte de particulares sin la autorización previa por escrito de SKF. En ningún caso se podrá facilitar esta información o programas informáticos a terceros. Esta página web/aplicación incluye determinadas imágenes que se utilizan bajo licencia de Shutterstock, Inc.

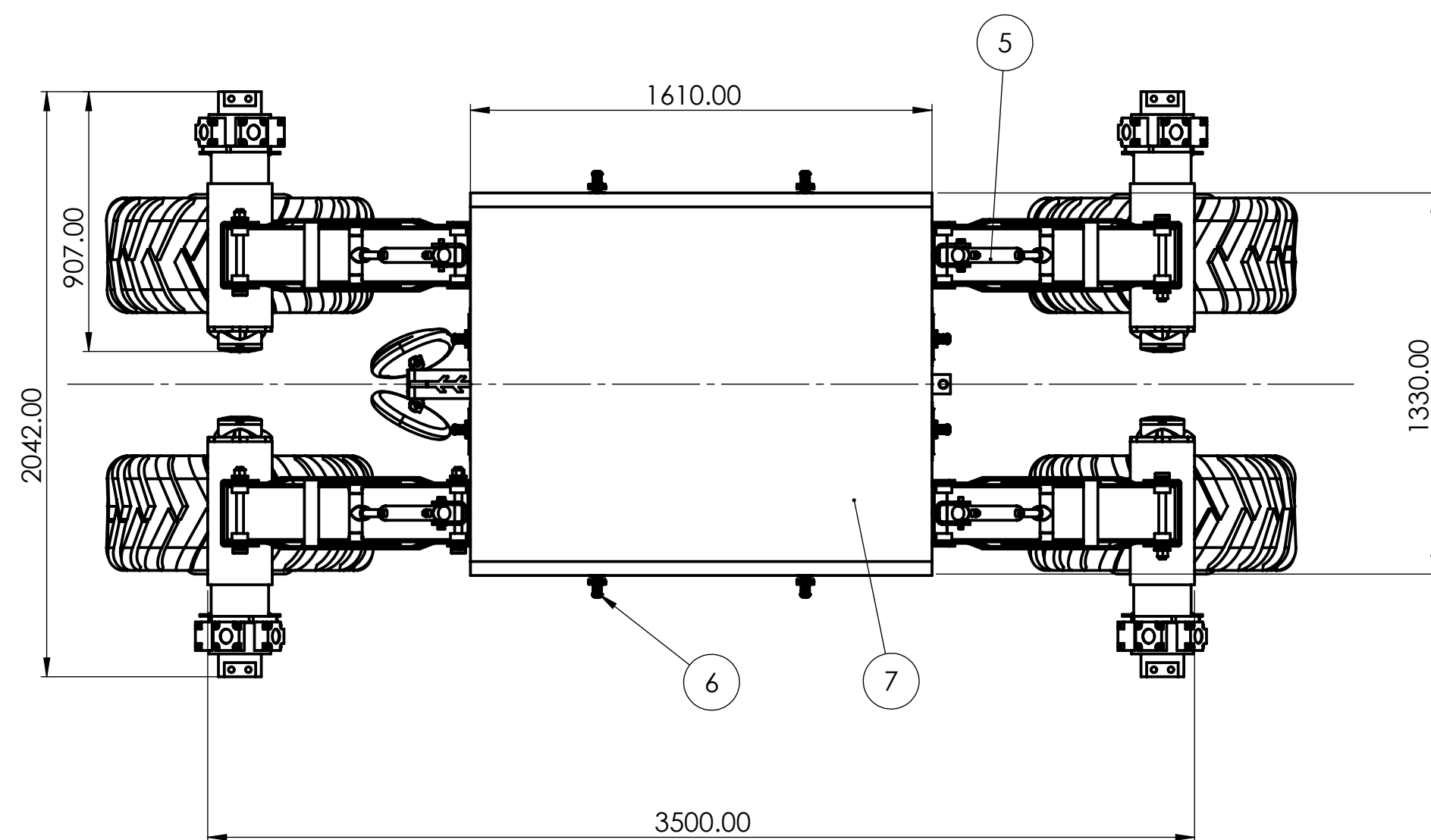
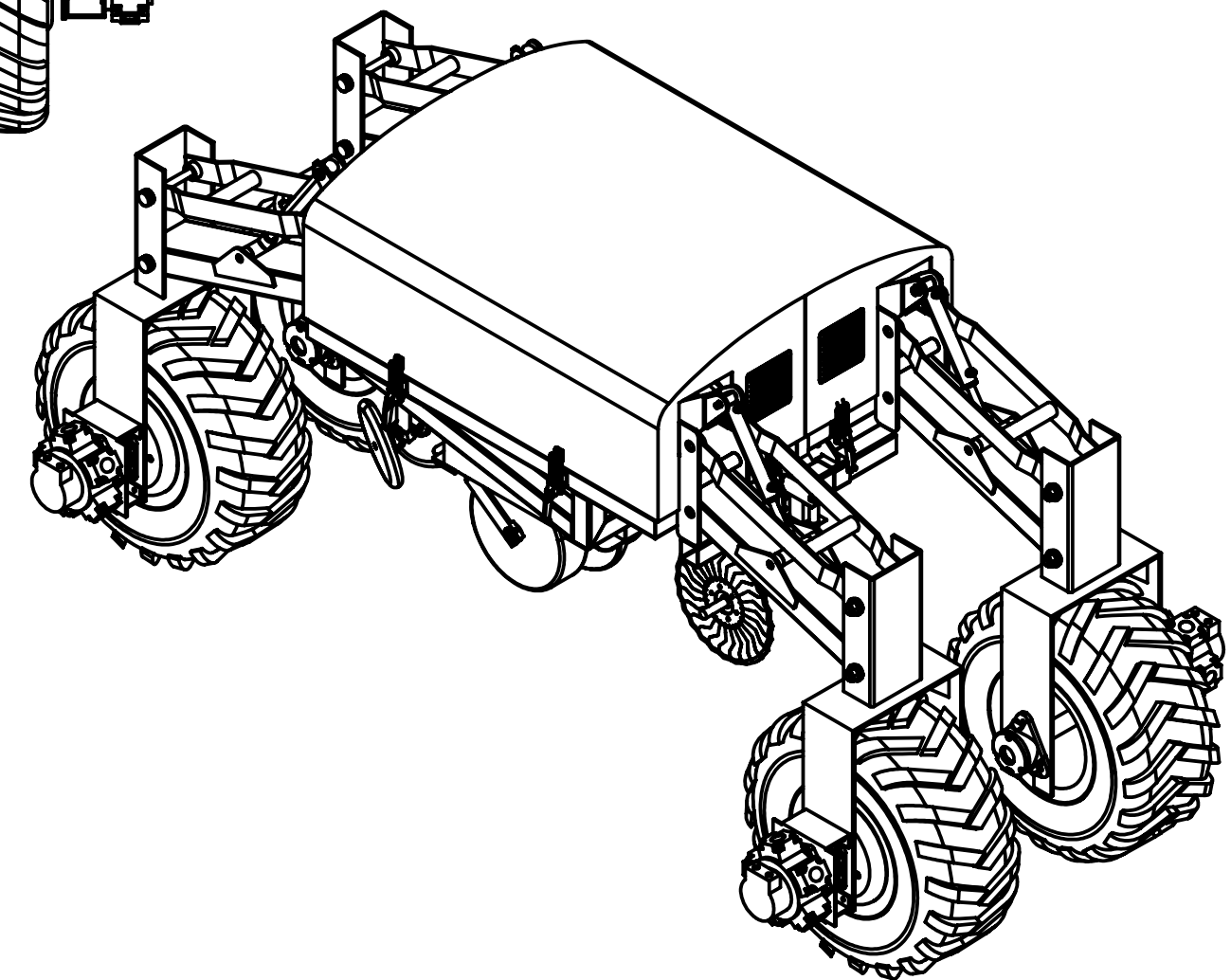
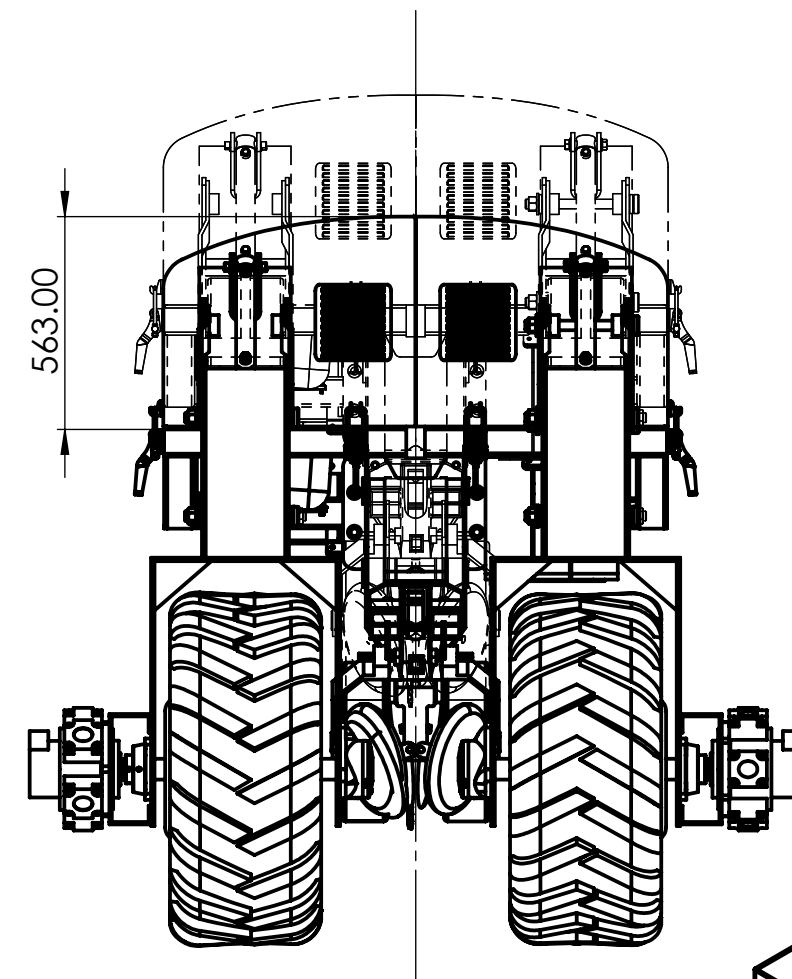
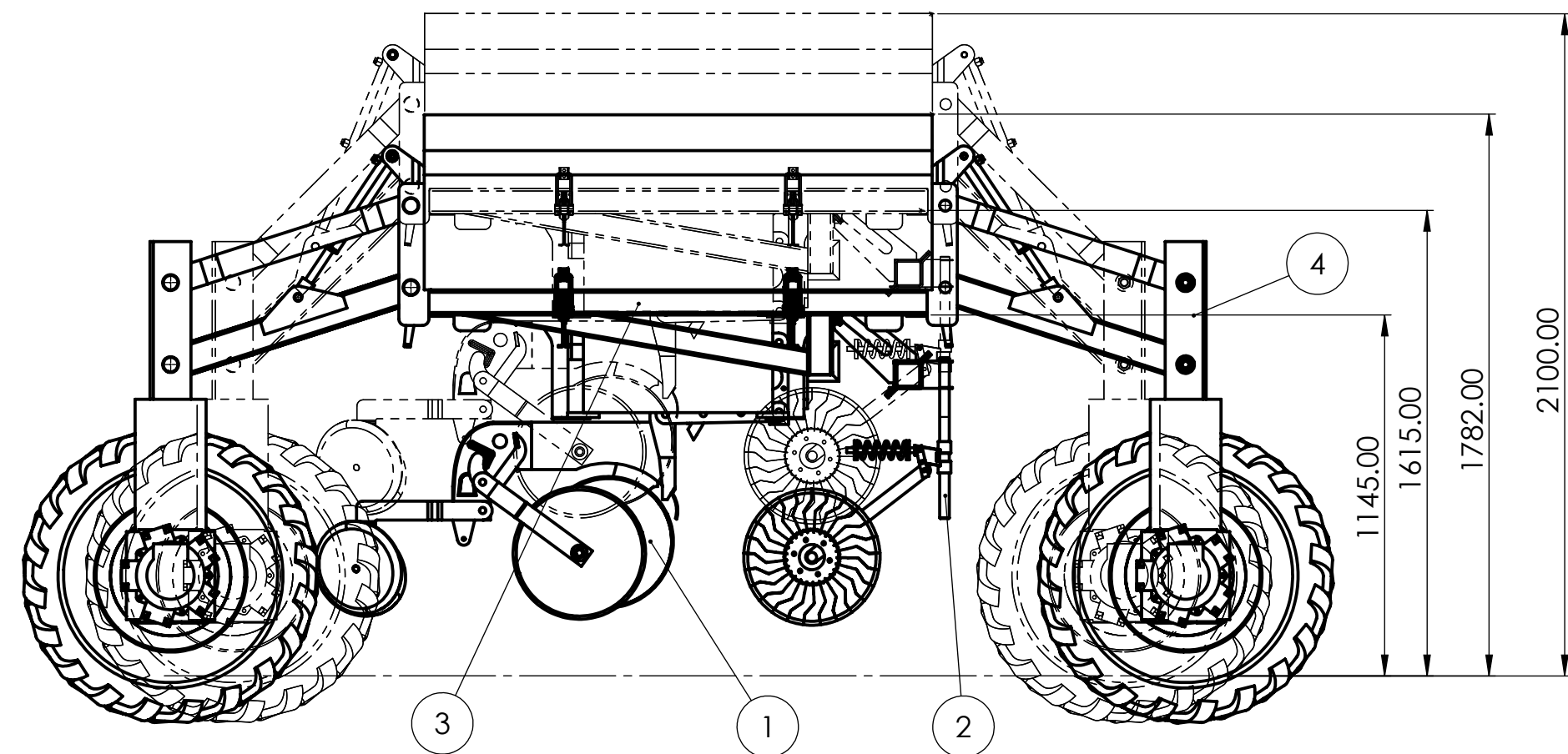
Marcas comerciales y patentes

Todas las marcas comerciales, nombres de marcas y logotipos de empresas que aparecen en la página web/aplicación son propiedad de SKF o de los otorgantes de su autorización de uso, y no podrán ser utilizados de ningún modo sin la autorización previa por escrito de SKF. Todas las marcas comerciales autorizadas publicadas en esta página web/aplicación mencionan al otorgante que haya concedido a SKF el derecho a utilizar la marca comercial. El acceso a esta página web/aplicación no concede al usuario ningún derecho sobre las patentes propiedad de SKF o autorizadas a SKF.

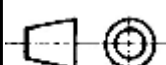
Cambios

SKF se reserva el derecho a introducir cambios o ampliaciones de esta página web/aplicación en cualquier momento.

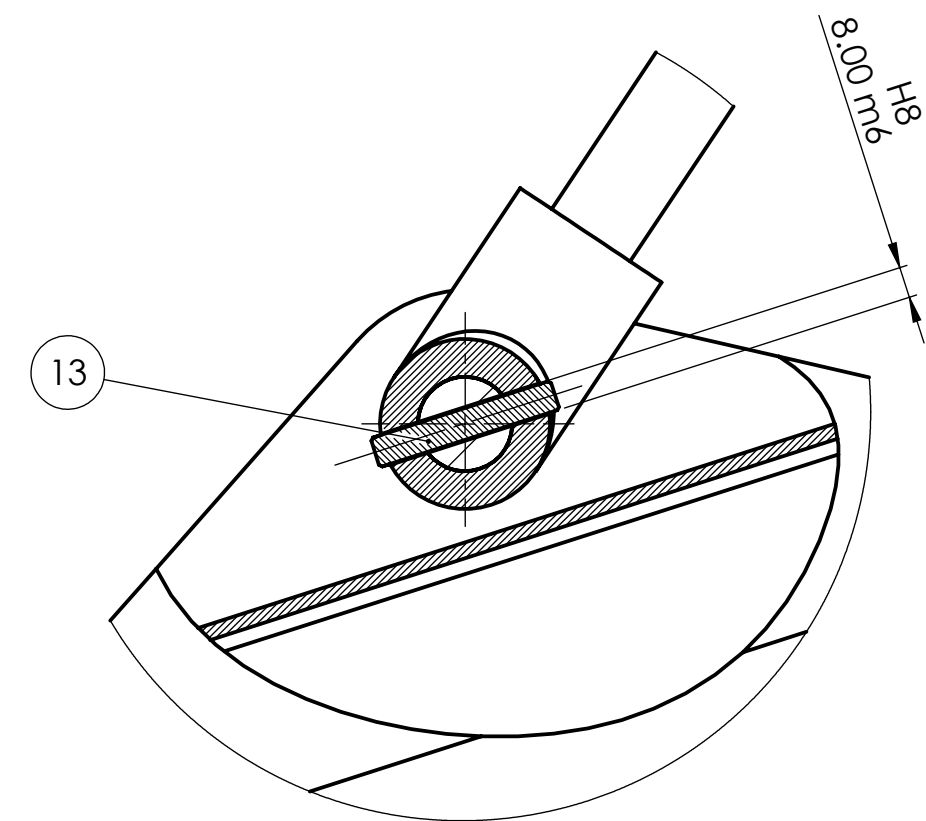
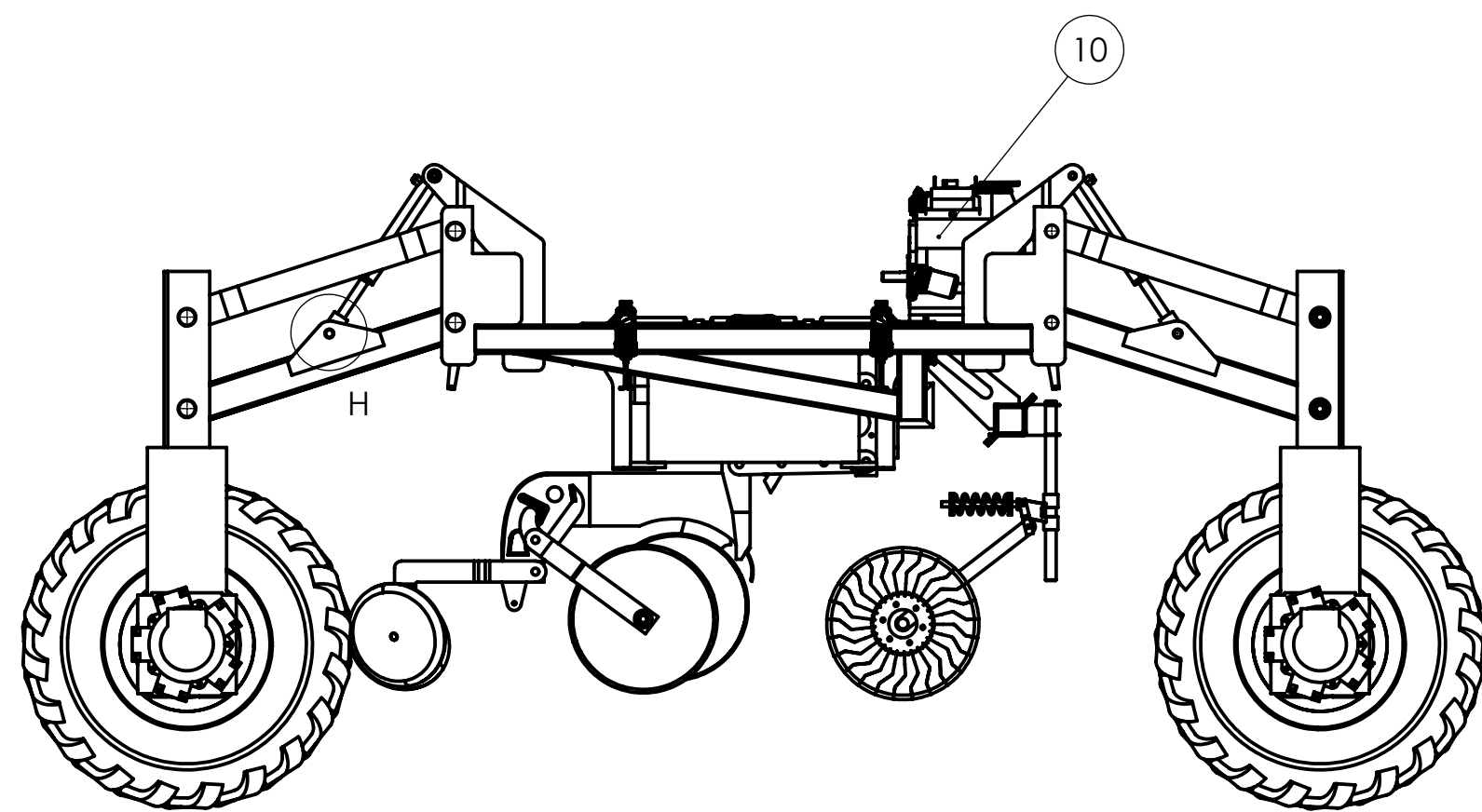
Anexo C: Planimetría



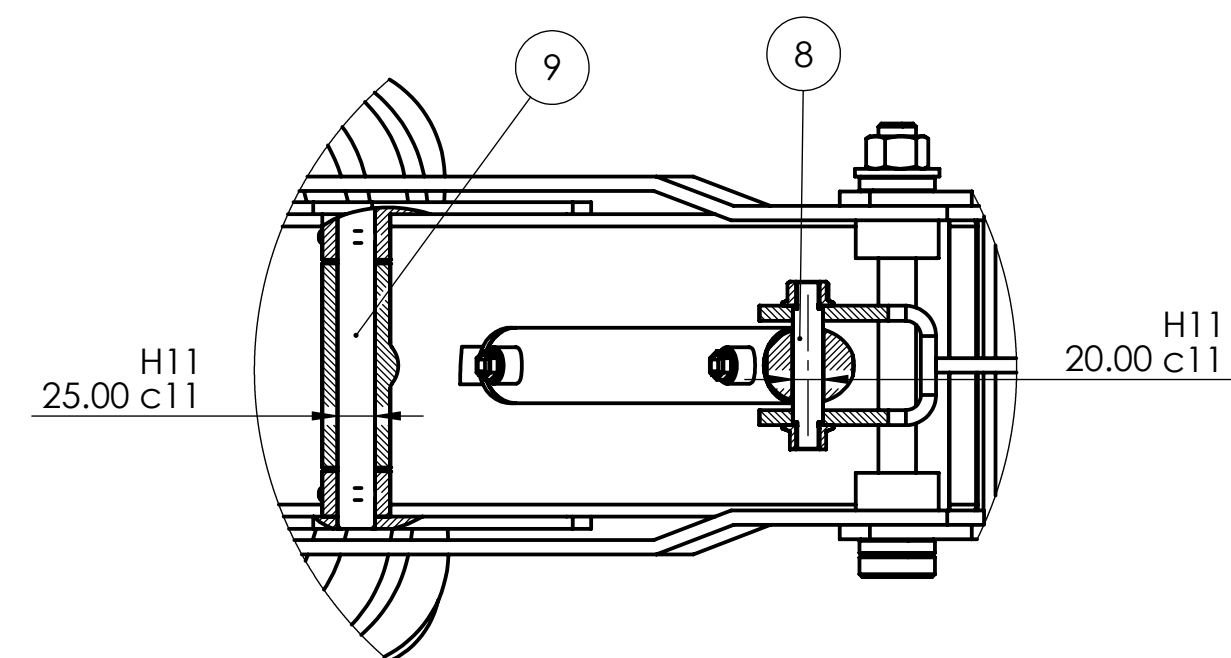
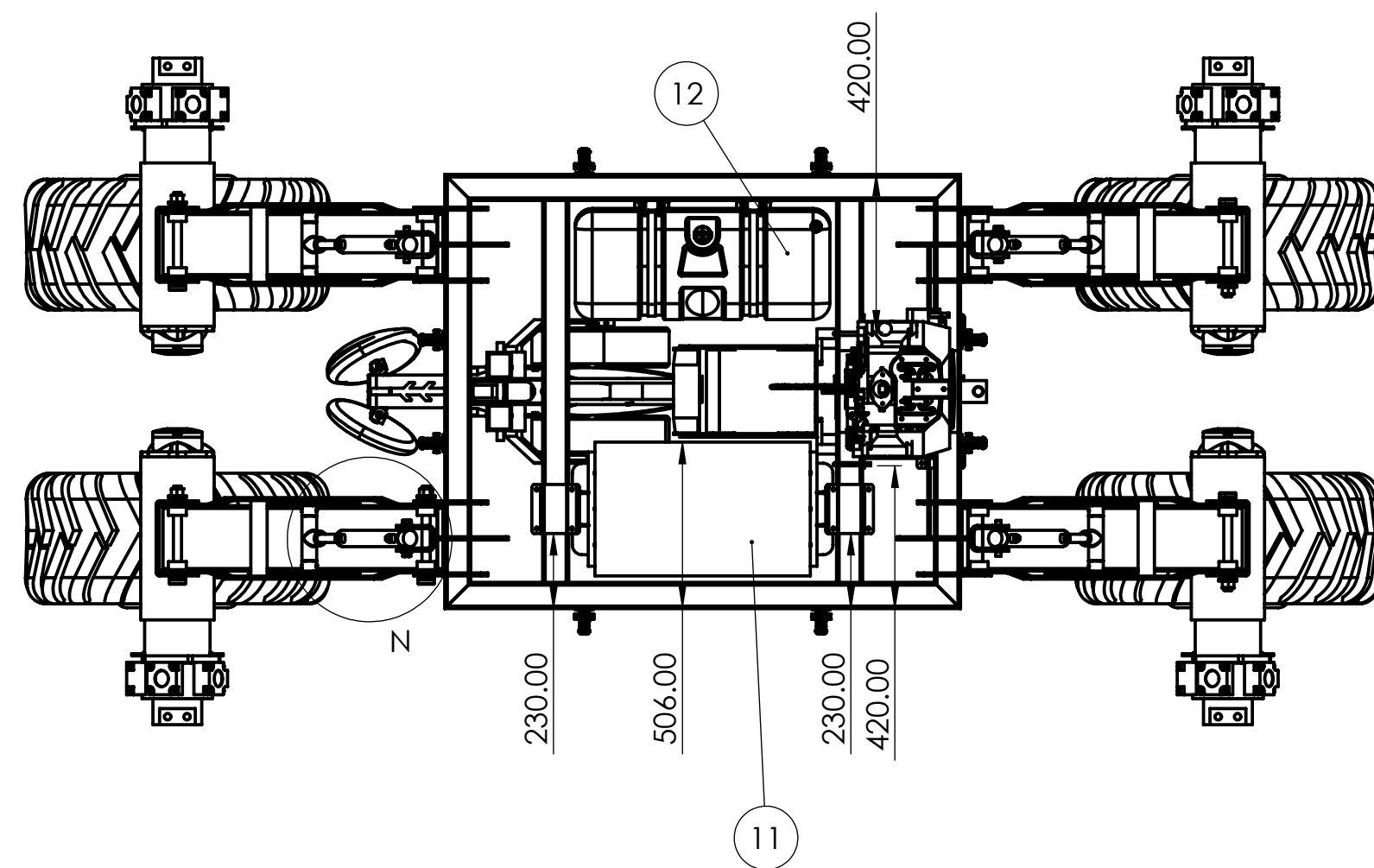
13	Espiga $\varnothing 8 \times 50$	Comercial	DIN 6325	4
12	Tanque Combustible	Comercial	Capacidad 50l	1
11	Central Hidraulica	Comercial	--	1
10	Motor Combustion	Comercial	MATSUYAMA 19HP NG	1
09	Eje Cilindro Inf.	SAE 1045	Ver Plano D2	4
08	Eje Cilindro Sup.	SAE 1045	Ver Plano D1	4
07	Conjunto Cupula	---	---	1
06	Tiradores	Comercial	SHUK-S-GH-40341	8
05	Cilindro Hidraulico	Comercial	CICROSA 8302/250	4
04	Conjunto Horquilla	---	Ver Plano CH 0	4
03	Conjunto Chasis	---	Ver Plano CC 0	1
02	Conj. Cuchilla Corte	Comercial	---	1
01	Tren de Siembra	Comercial	---	1
POS	DENOMINACION	MATERIAL	OBSERVACIONES	CANT

		PROYECTO FINAL INGENIERIA ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA ROSARIO		BANCO DE PRUEBAS PARA TRENES DE SIEMBRA	
DIBUJO	APELLIDO GALAN	APELLIDO VALFOSCA	ESCALA 1:20		CONJUNTO ARMADO
APROBO					HOJA 1/2

TOLERANCIAS NO ACOTADAS SEGUN DIN 2768



DETALLE H
ESCALA 1 : 2

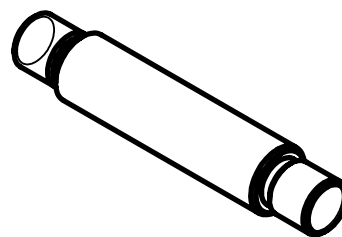
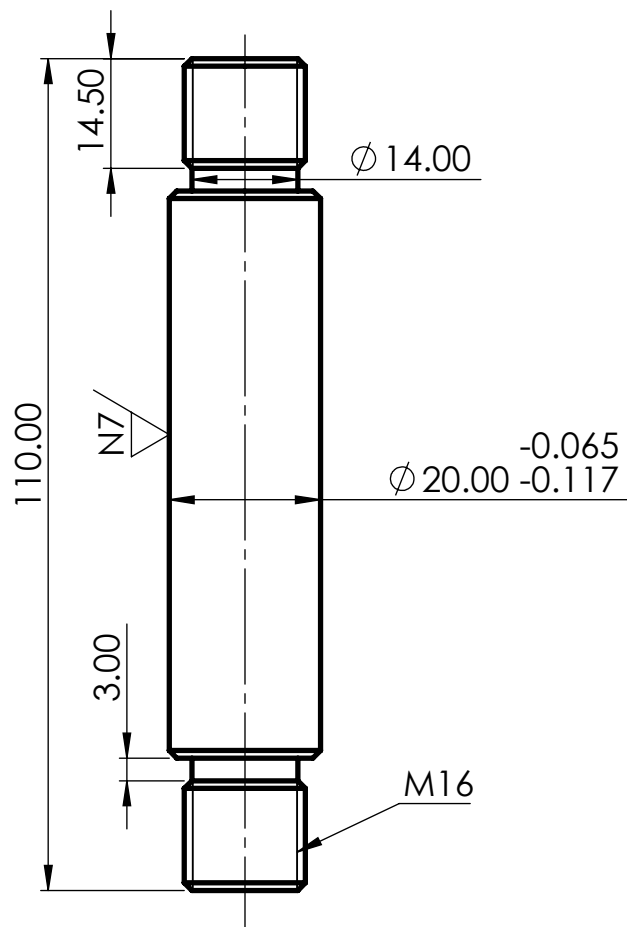


DETALLE N
ESCALA 1 : 5

TOLERANCIAS NO ACOTADAS SEGUN DIN 2768

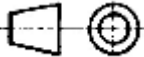
				PROYECTO FINAL INGENIERIA ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA ROSARIO				BANCO DE PRUEBAS PARA TRENES DE SIEMBRA			
		APELLIDO	APELLIDO	ESCALA 1:20				CONJUNTO ARMADO			
DIBUJO		GALAN	VALFOSCA					HOJA 2/2			
APROBO											

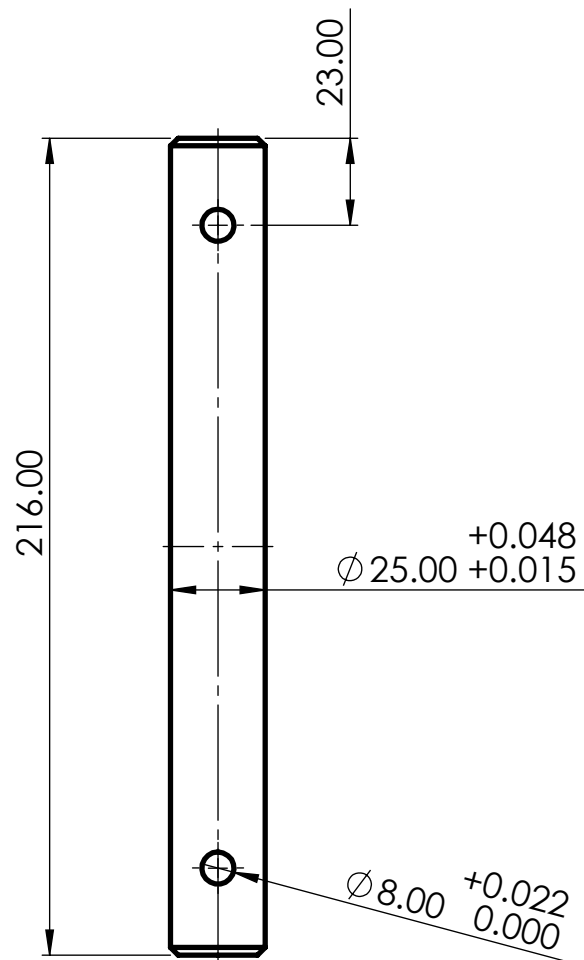
N8/ (N7/)



MATAR CANTOS VIVOS

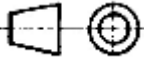
TOLERANCIAS NO ACOTADAS SEGUN DIN 2768

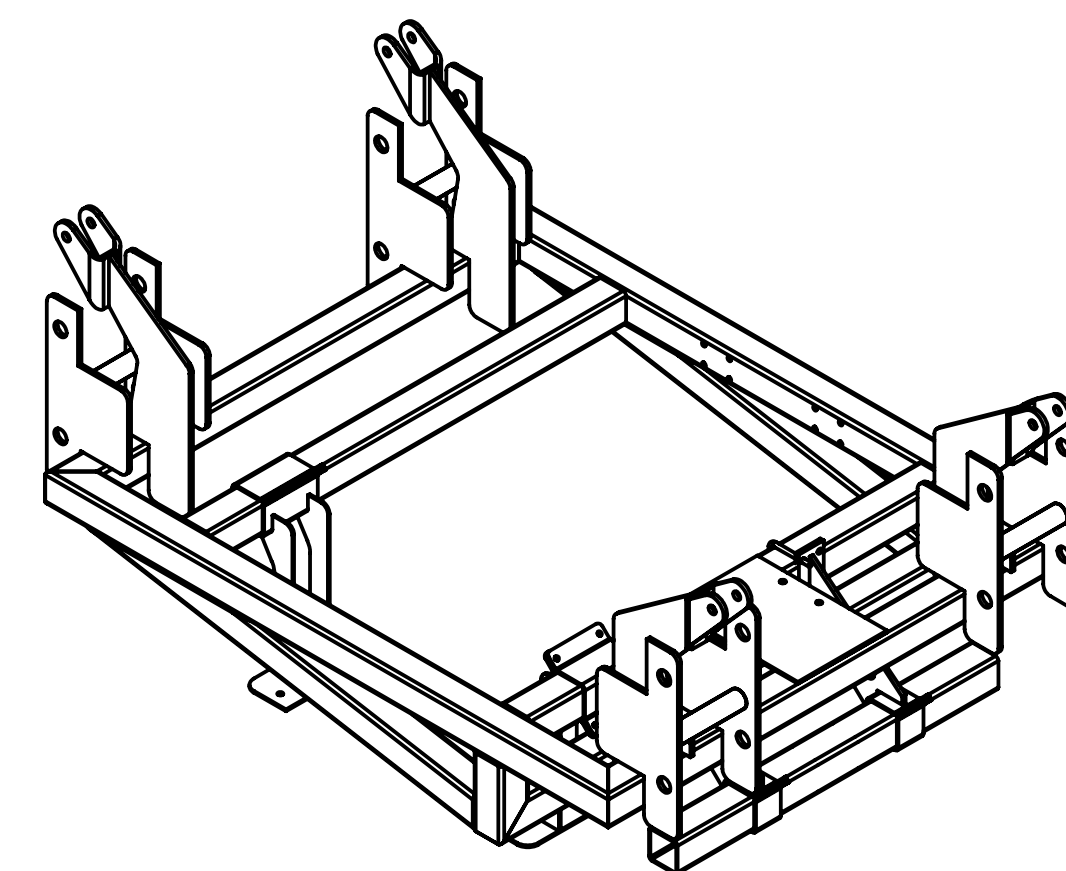
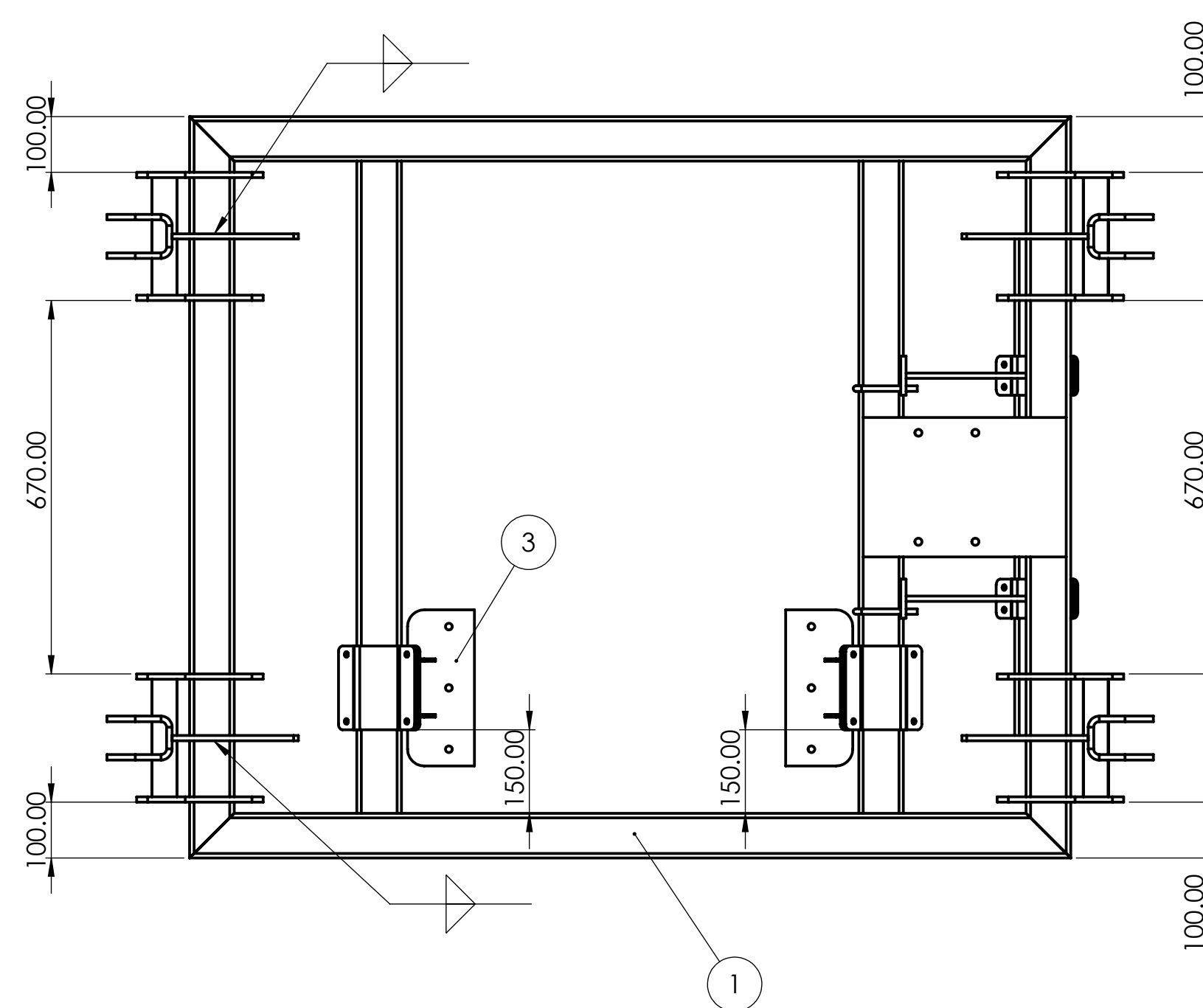
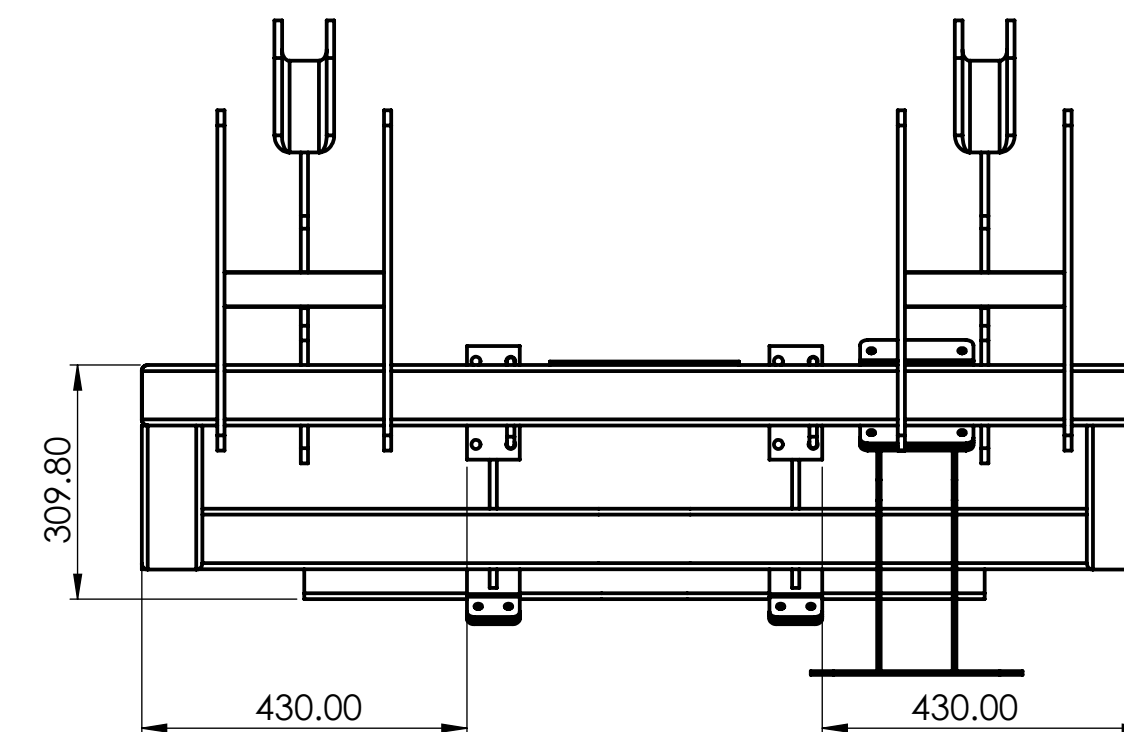
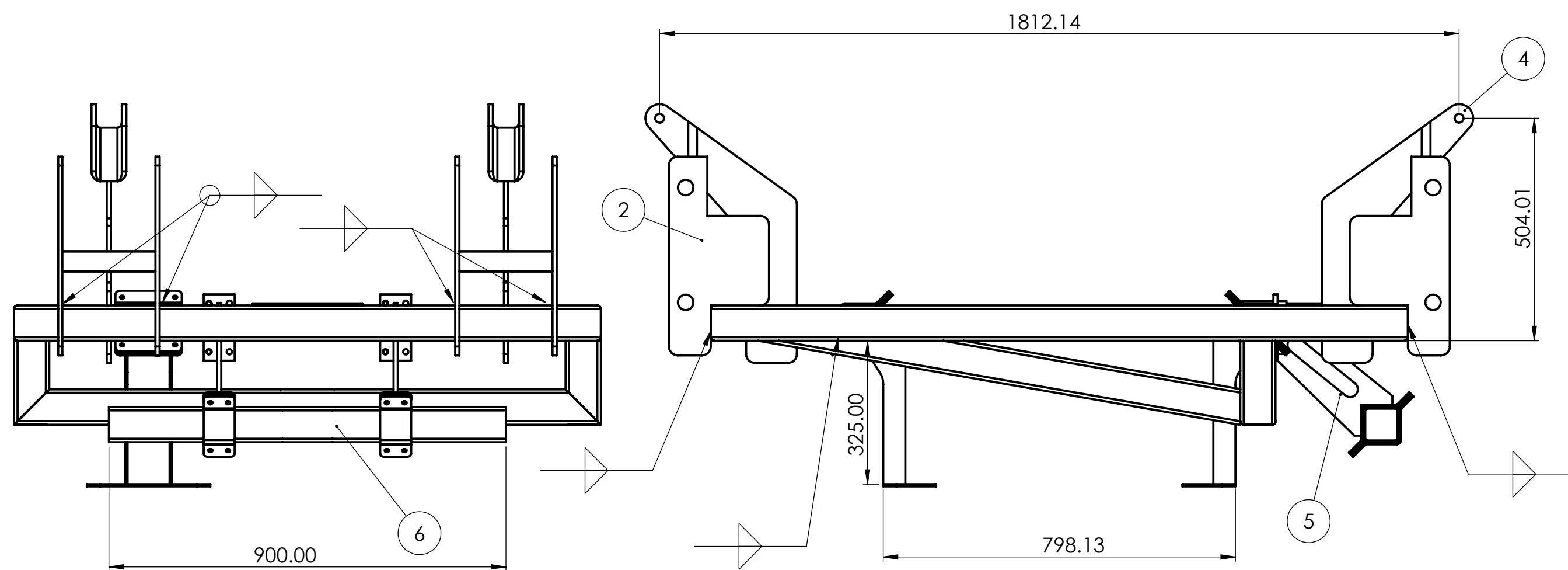
08	Eje Cilindro Sup	SAE 1045	---	01
POS	DENOMINACION	MATERIAL	OBSERVACIONES	CANT
 PROYECTO FINAL INGENIERIA ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA ROSARIO			BANCO DE PRUEBAS DE CUERPOS DE SEMBRADORAS	
	APELLIDO	APELLIDO		EJE CILINDRO SUP
DIBUJO	GALAN	VALFOSCA		PLANO D1
APROBO				



MATAR CANTOS VIVOS

TOLERANCIAS NO ACOTADAS SEGUN DIN 2768

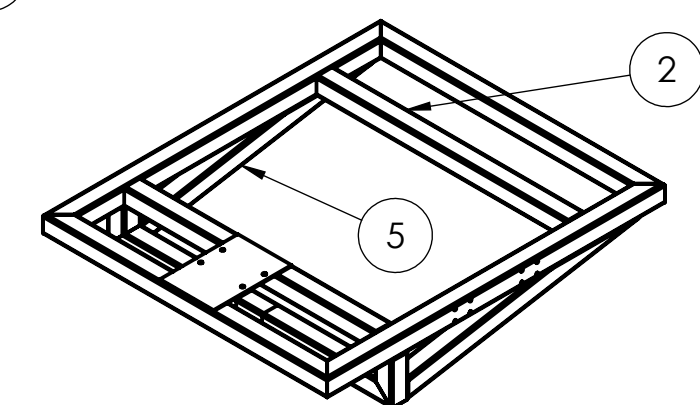
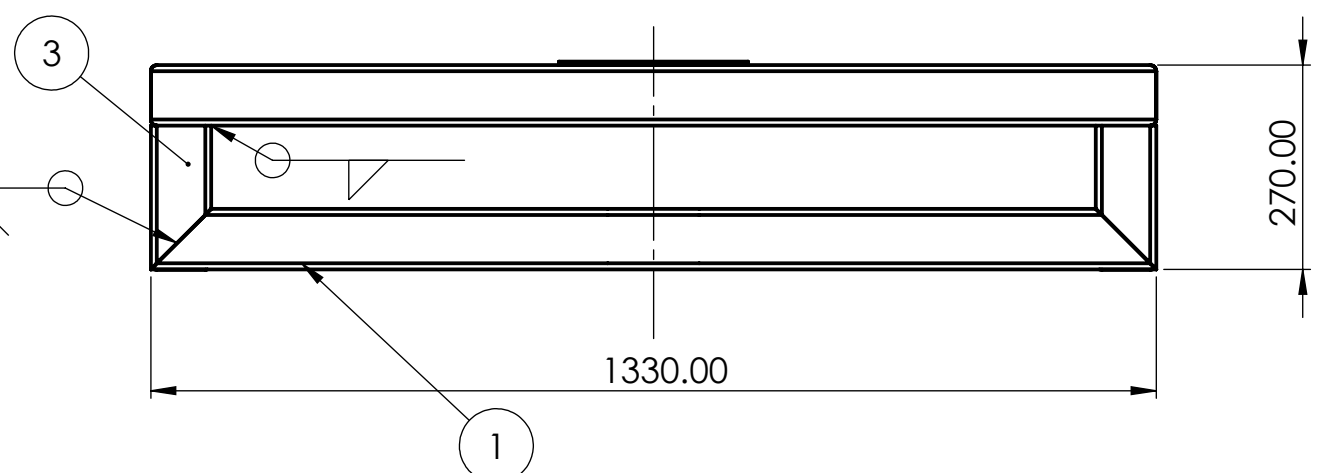
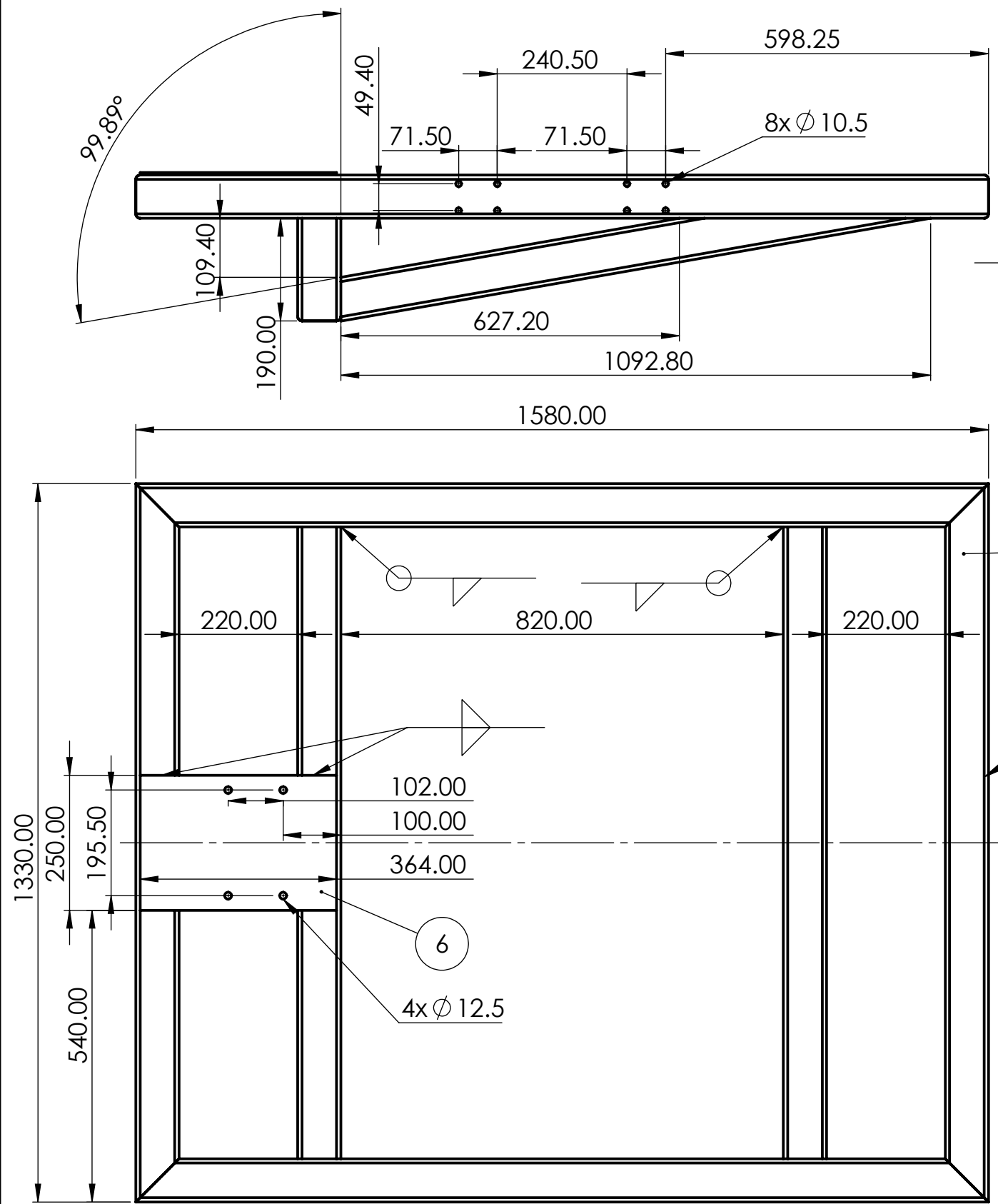
09	Eje Cilindro Inf	SAE 1045	---	01
POS	DENOMINACION	MATERIAL	OBSERVACIONES	CANT
 PROYECTO FINAL INGENIERIA ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA ROSARIO			BANCO DE PRUEBAS DE CUERPOS DE SEMBRADORAS	
	APELLIDO	APELLIDO		EJE CILINDRO INF
DIBUJO	GALAN	VALFOSCA		PLANO D2
APROBO				



06	Perfil Cuadrado 80X80X4	SAE 1020	Long. 900 mm	1
05	Soporte Barra Corte	---	---	2
04	Soporte Cilindros	---	Ver Plano CC 4	4
03	Soporte Central Hidr.	---	Ver Plano CC 3	2
02	Conj. Soporte Chasis	---	Ver Plano CC 2	4
01	Subconj. Chasis	---	Ver Plano CC 1	1
POS	DENOMINACIÓN	MATERIAL	OBSERVACIONES	CANT.

 PROYECTO FINAL INGENIERIA ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA ROSARIO		BANCO DE PRUEBAS PARA TRENES DE SIEMBRA		
DIBUJO	APELLIDO GALAN	APELLIDO VALFOSCA	ESCALA 1:10	CONJUNTO CHASIS
APROBO				PLANO CC 0

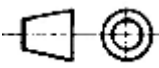
TOLERANCIAS NO ACOTADAS SEGUN DIN 2768

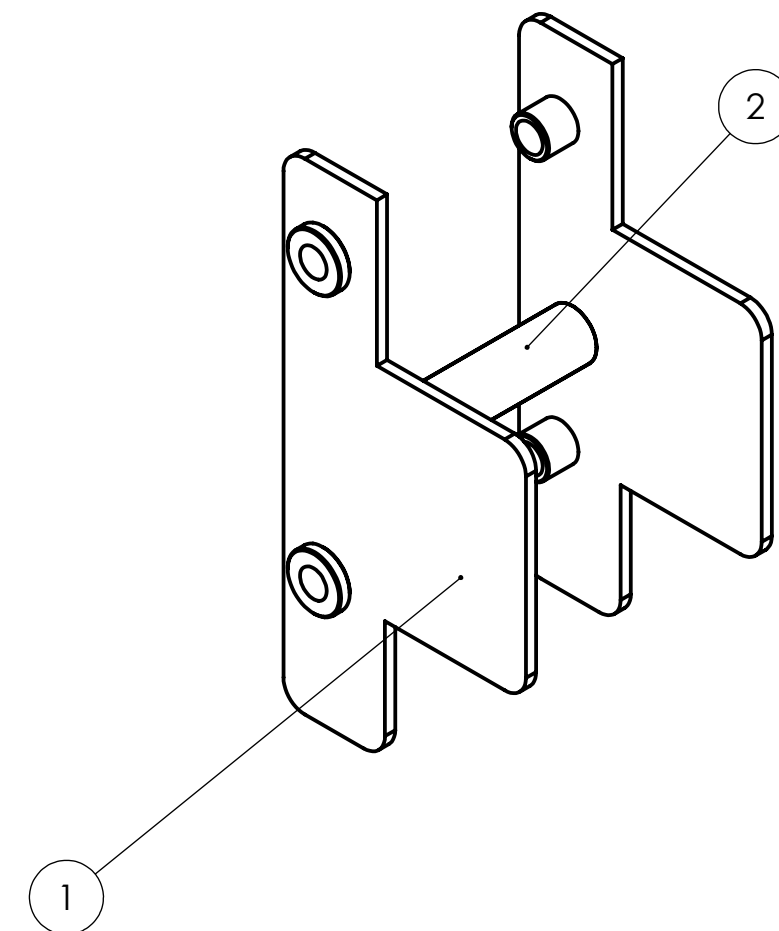
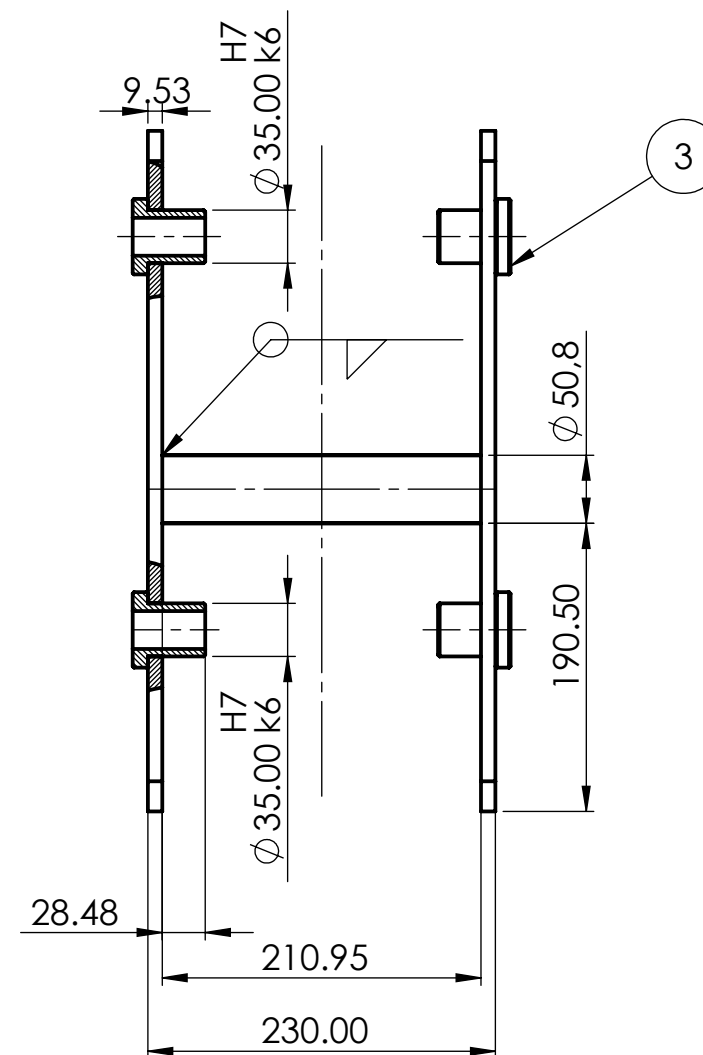
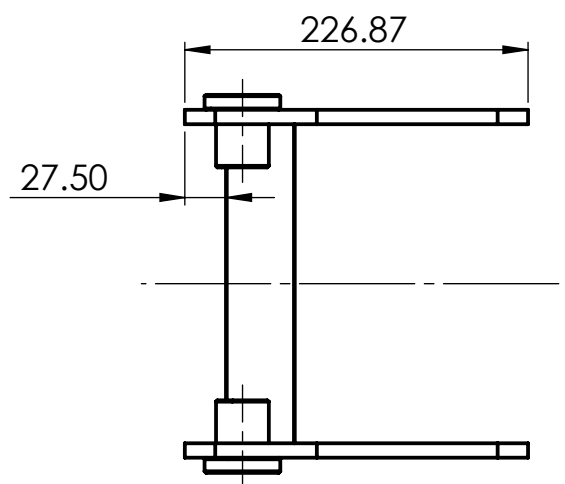
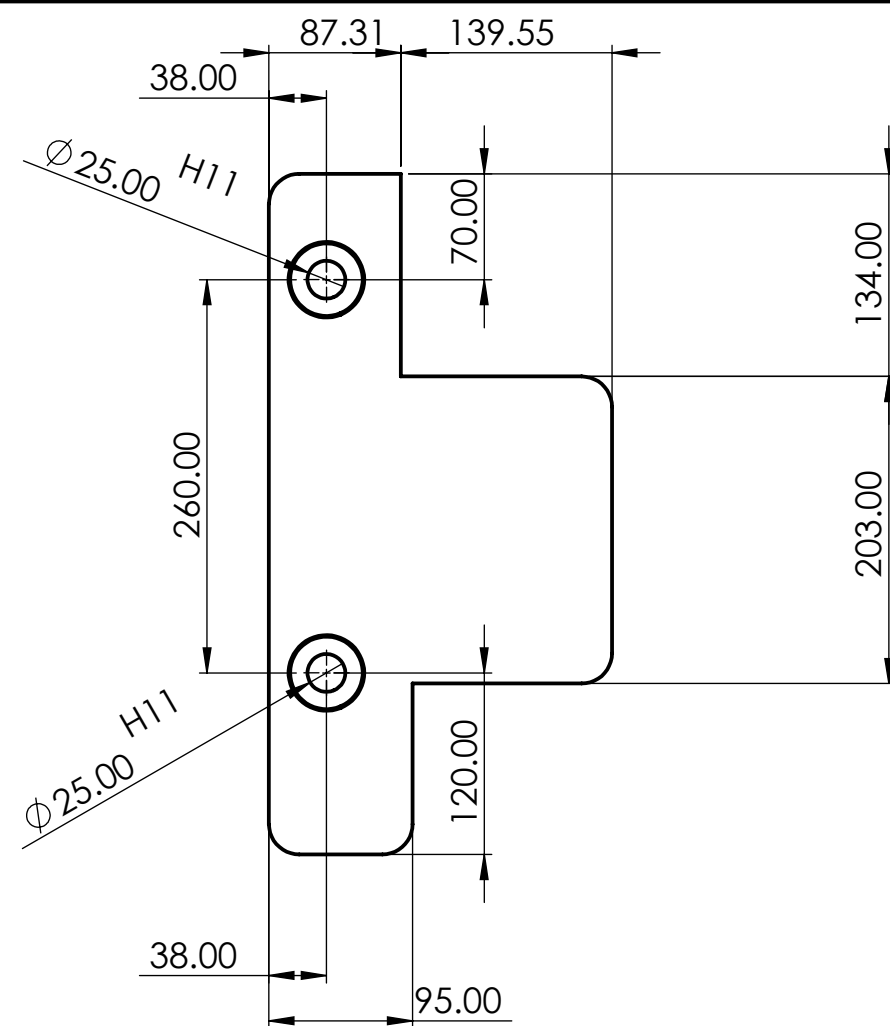


06	Chapa 3/16 "	SAE 1020	---	1
05	Perfil Cuadrado 80X80X4	SAE 1020	Long. 1110mm	2
04	Perfil Cuadrado 80X80X4	SAE 1020	Long. 1580mm	2
03	Perfil Cuadrado 80X80X4	SAE 1020	Long. 190mm	2
02	Perfil Cuadrado 80X80X4	SAE 1020	Long. 1170mm	2
01	Perfil Cuadrado 80X80 X4	SAE 1020	Long. 1330mm	3
POS	DENOMINACION	MATERIAL	OBSERVACIONES	CANT.

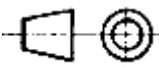
MATAR CANTSO VIVOS - Radios No Acotados r=10

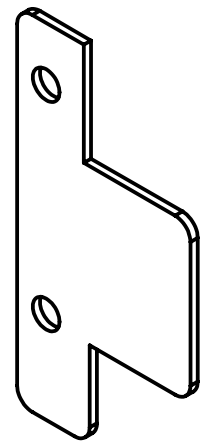
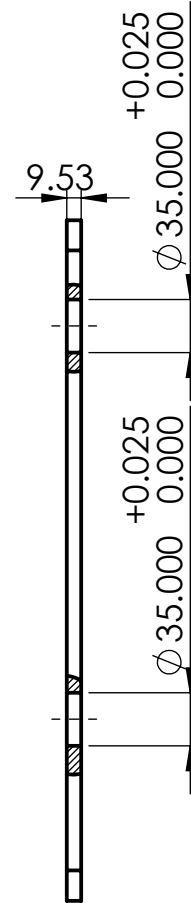
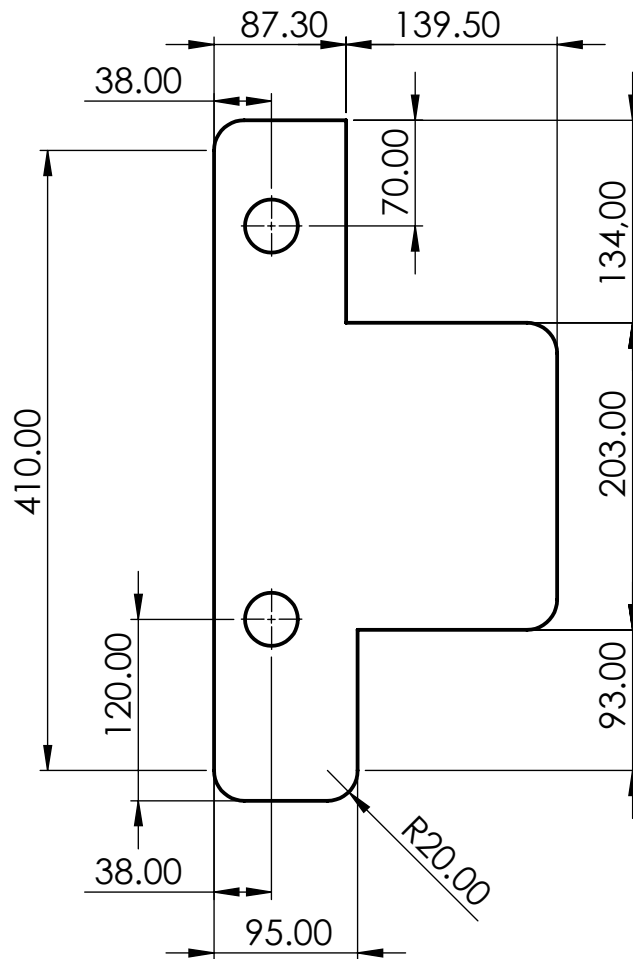
TOLERANCIAS NO ACOTADAS SEGUN DIN 2768

 Proyecto Final Ingenieria ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA ROSARIO		BANCO DE PRUEBAS DE TRENES DE SIEMBRA	
DIBUJO	APELLIDO GALAN	APELLIDO VALFOSCA	ESCALA 1:10
			 SUBCONJUNTO CHASIS PLANO CC 1

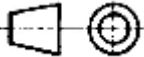


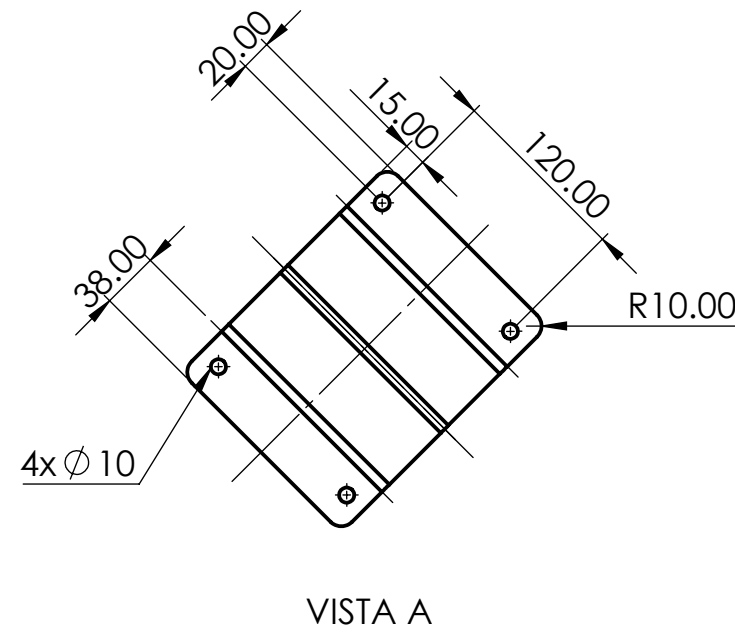
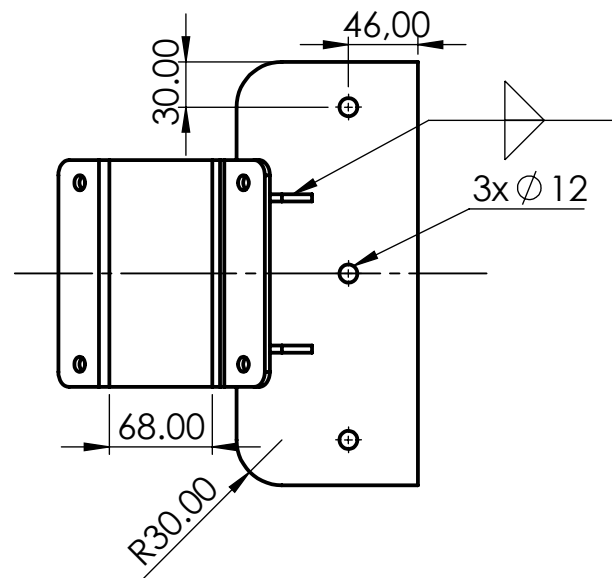
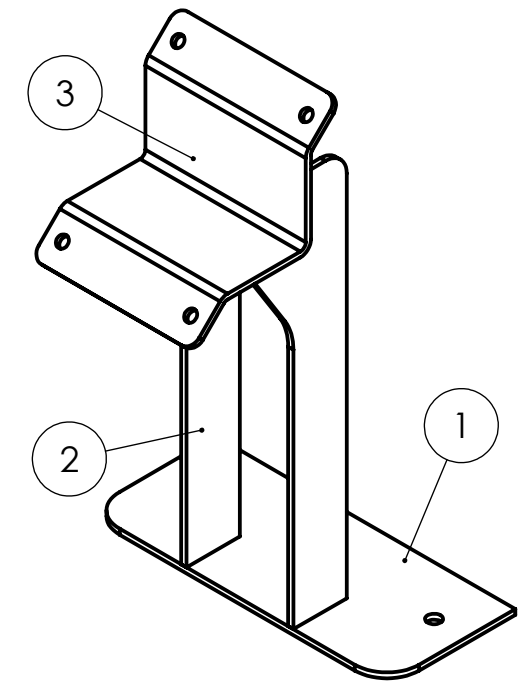
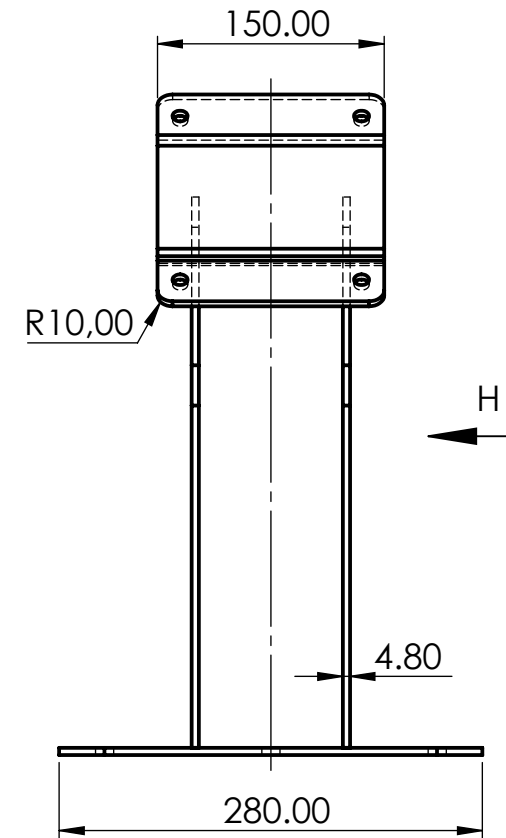
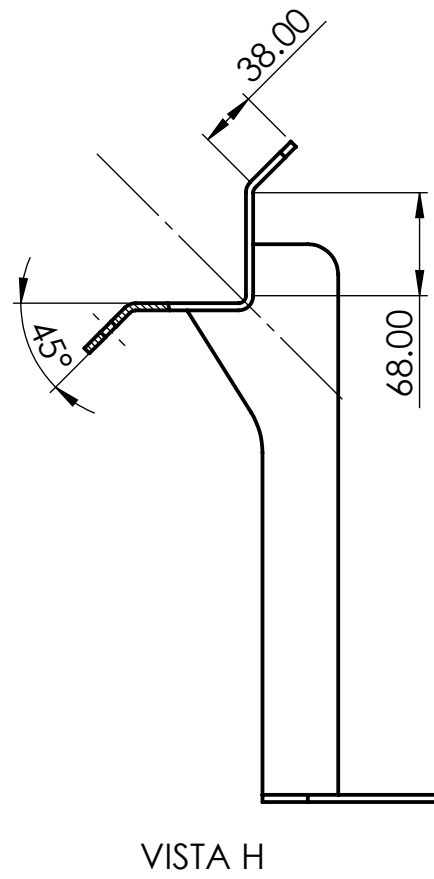
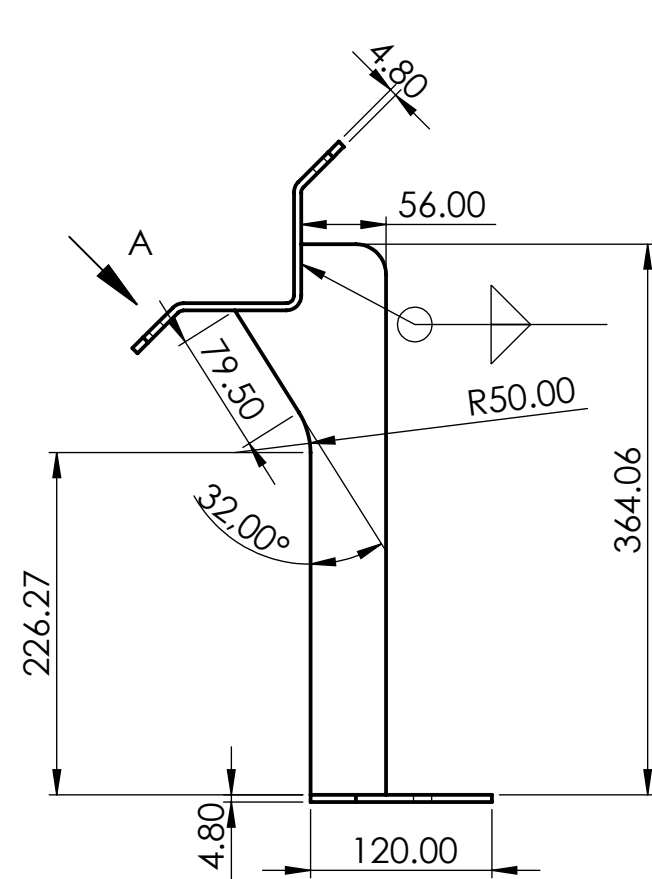
MATAR CANTOS VIVOS
RADIOS NO ACOTADOS = 20 mm
TOLERANCIAS NO ACOTADAS SEGUN DIN 2768

03	Buje	SAE 8620	Ver Plano CH 7	4
02	Redondo $\varnothing 2'' \times 211$	SAE 1020	---	1
01	Chapa 3/8"	SAE 1020	Ver Plano CC 2.1	2
POS	DENOMINACION	MATERIAL	OBSERVACIONES	CANT
 Proyecto Final Ingenieria ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA ROSARIO			BANCO DE PRUEBAS DE TRENES DE SIEMBRA	
DIBUJO		APELLIDO GALAN APELLIDO VALFOSCA	ESCALA 1:5	 SOPORTE CHASIS - PARAL.
				PLANO CC 2



MATAR CANTOS VIVOS
RADIOS NO ACOTADOS = 20 mm
TOLERANCIAS NO ACOTADAS SEGUN DIN 2768

01	Chapa 3/8 "	SAE 1020	Corte Plasma	1
POS	DENOMINACION	MATERIAL	OBSERVACIONES	CANT
 PROYECTO FINAL INGENIERIA ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA ROSARIO			BANCO DE PRUEBAS DE CUERPOS DE SEMBRADORAS	
	APELLIDO	APELLIDO		CHAPA 3/8" SOPORTE PLANO CC 2.1
DIBUJO	GALAN	VALFOSCA		
APROBO				



MATAR CANTOS VIVOS
TOLERANCIAS NO ACOTADAS SEGUN DIN 2768

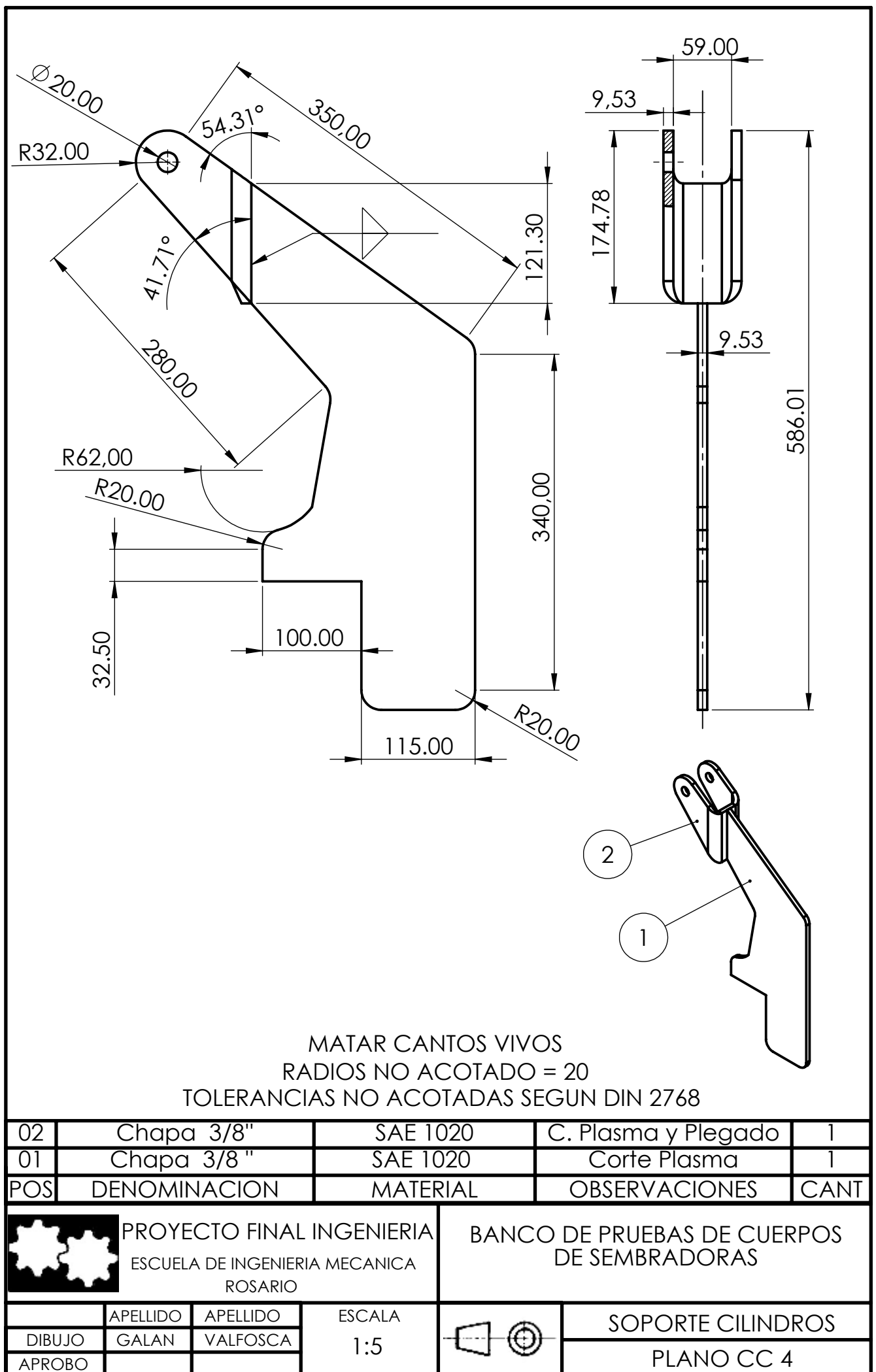
03	Chapa Sujecion 3/16"	SAE 1020	Corte Plasma	1
02	Chapa Soporte 3/16"	SAE 1020	Corte Plasma	2
01	Chapa Apoyo 3/16"	SAE 1020	Corte Plasma	1
POS	DENOMINACION	MATERIAL	OBSERVACIONES	CANT

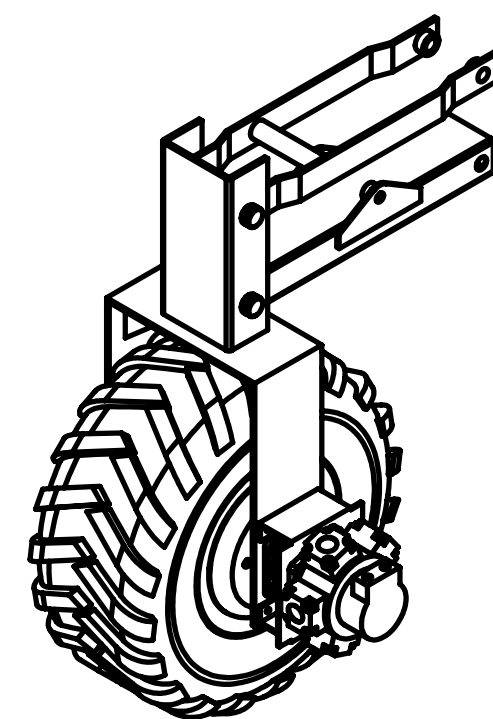
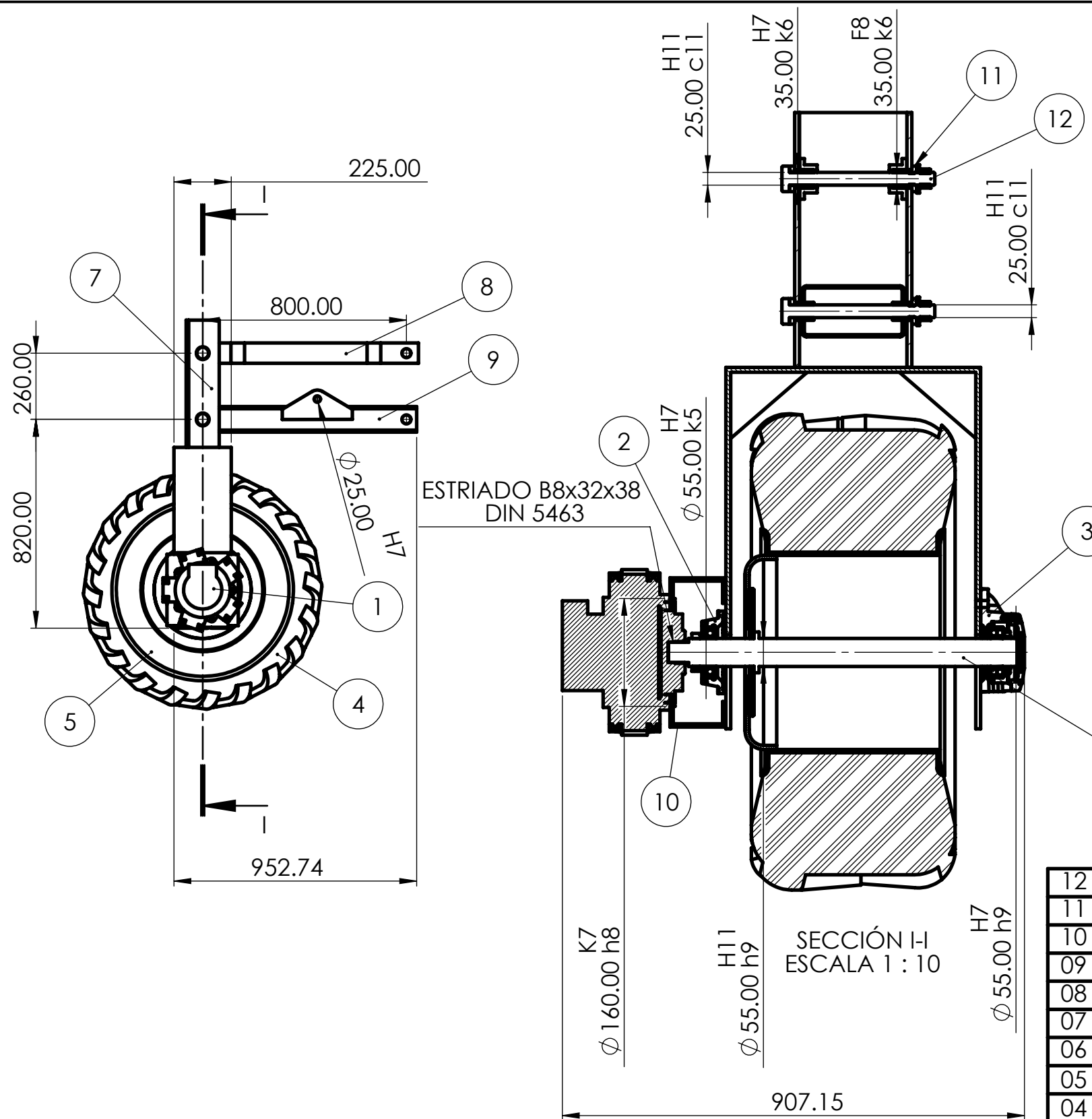


Proyecto Final Ingenieria
ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA
ROSARIO

BANCO DE PRUEBAS DE
TRENES DE SIEMBRA

DIBUJO	APELLIDO GALAN	APELLIDO VALFOSCA	ESCALA 1:5		SOPORTE CENTRAL HIDRÁULICA
					PLANO CC 3





12	Eje Paralelogramo	SAE 1045	---	02
11	Buje	SAE 8620	Ver Plano CH 7	04
10	Soporte Motor	SAE 1020	Ver Plano CH 6	01
09	Sop. Inferior	SAE 1020	Ver Plano CH 5	01
08	Sop. Superior	SAE 1020	Ver Plano CH 4	01
07	Conjunto Horquilla	---	Ver Plano CH 2 y 3	01
06	Conjunto Eje	---	Ver Plano CH 1	01
05	Llanta	Comercial	15.5"x400	01
04	Rueda	Comercial	BKT TR 882	01
03	Soporte-Rodamiento	Comercial	SKF FNL511B-2211EKT	01
02	Soporte-Rodamiento	Comercial	SKF FY 55 FM	01
01	Motor Hidraulico	Comercial	Parker MR190C	01
POS	DENOMINACION	MATERIAL	OBSERVACIONES	CANT

TOLERANCIAS NO ACOTADAS SEGUN DIN 2768

Proyecto Final Ingenieria

ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA

ROSARIO

BANCO DE PRUEBAS DE

TRENES DE SIEMBRA

DIBUJO

APELLIDO GALAN

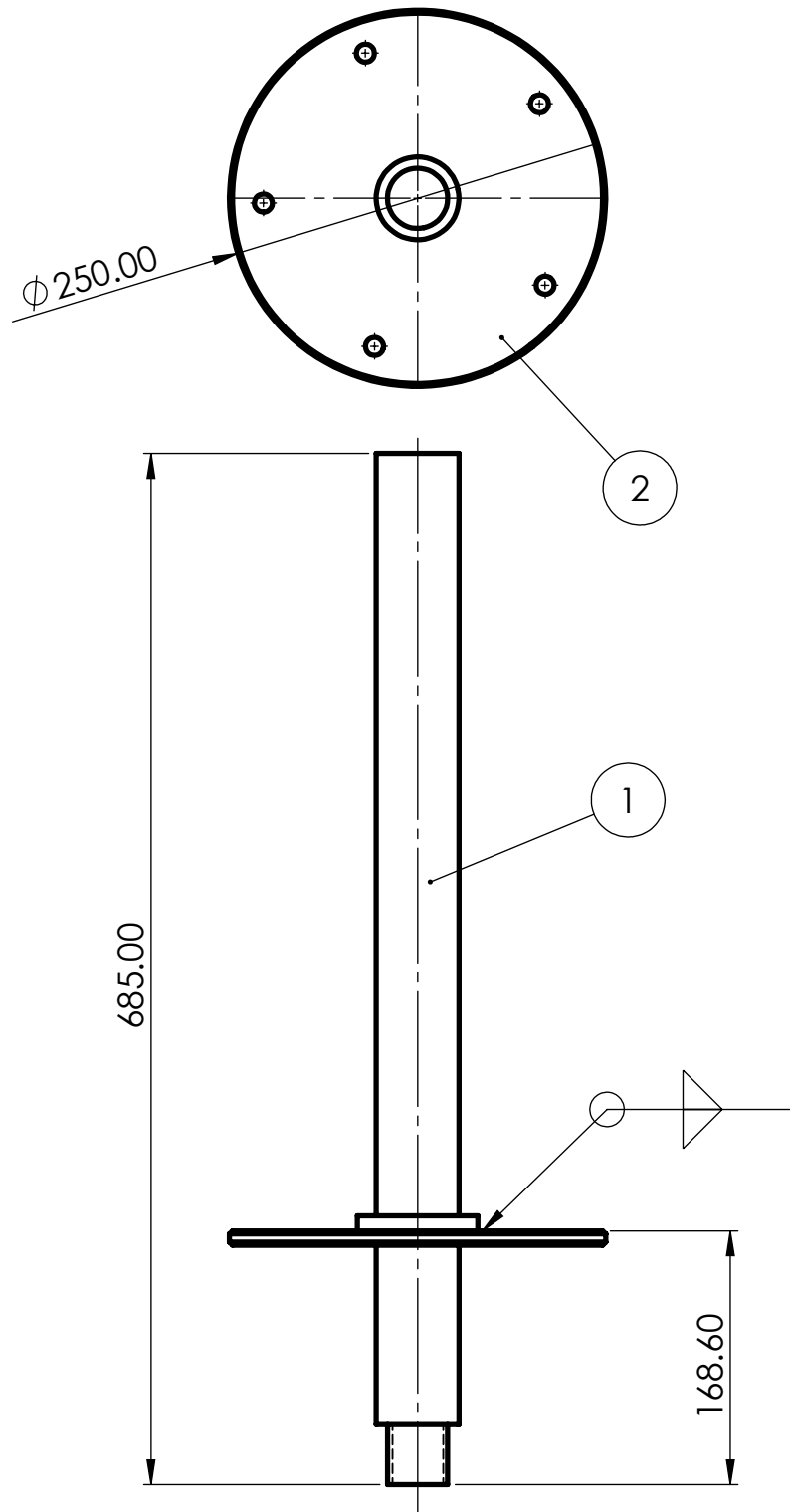
APELLIDO VALFOSCA

ESCALA

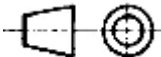
1:20

CONJUNTO HORQUILLA

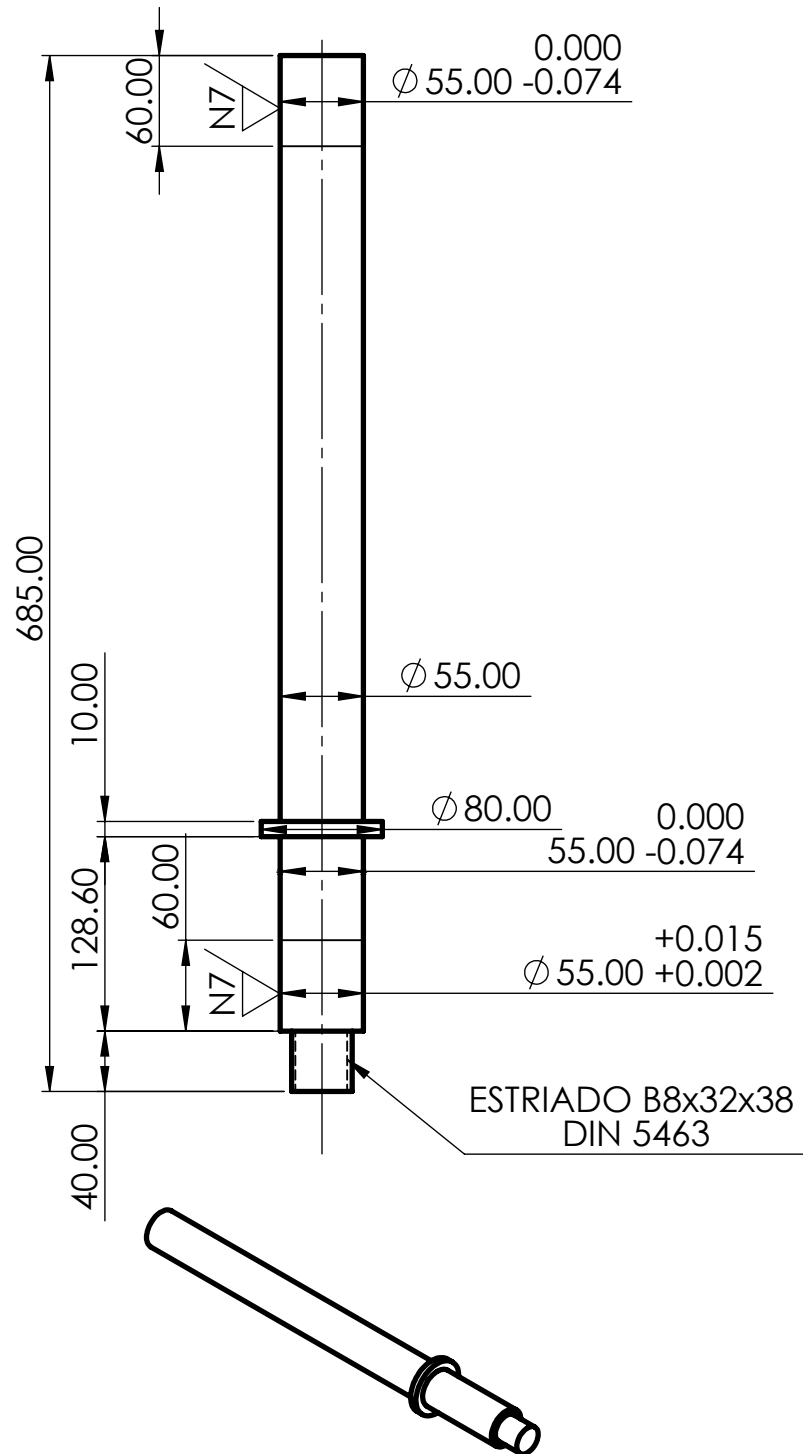
PLANO CH 0



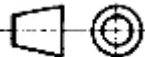
TOLERANCIAS NO ACOTADAS SEGUN DIN 2768

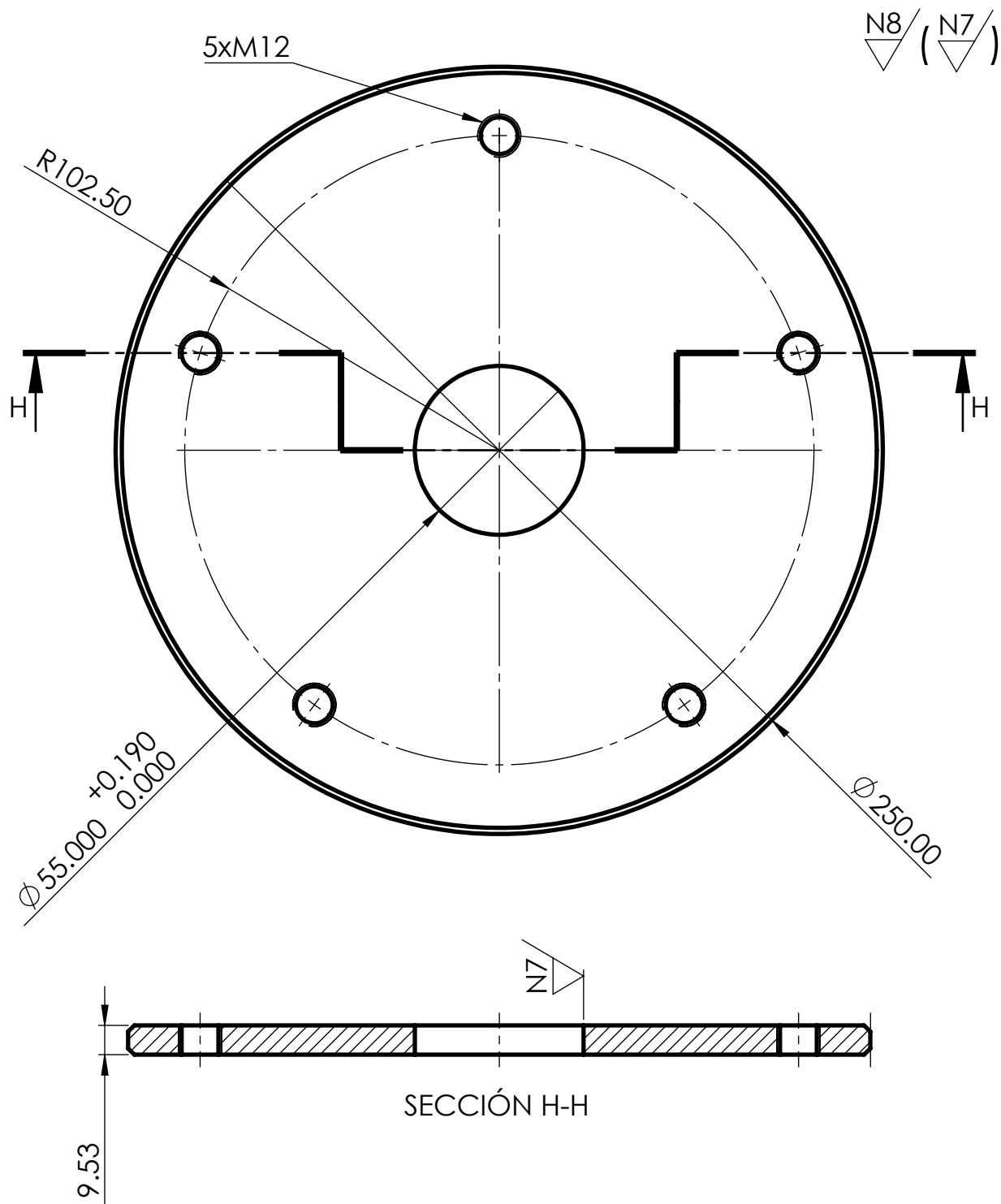
02	Brida Rueda	SAE 1045	Ver Plano CH 1.2	1
01	Eje Rueda	SAE 4140	Ver Plano CH 1.1	1
POS	DENOMINACION	MATERIAL	OBSERVACIONES	CANT
 PROYECTO FINAL INGENIERIA ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA ROSARIO			BANCO DE PRUEBAS DE CUERPOS DE SEMBRADORAS	
	APELLIDO	APELLIDO		CONJUNTO EJE
DIBUJO	GALAN	VALFOSCA		PLANO CH 1
APROBO				
ESCALA 1:5				

N8/ (N7/)

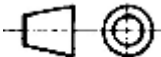


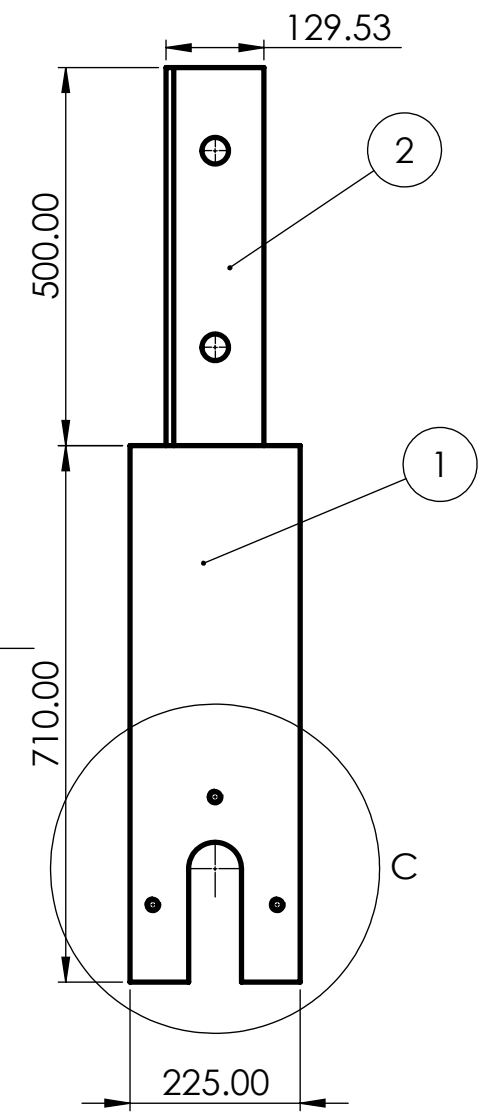
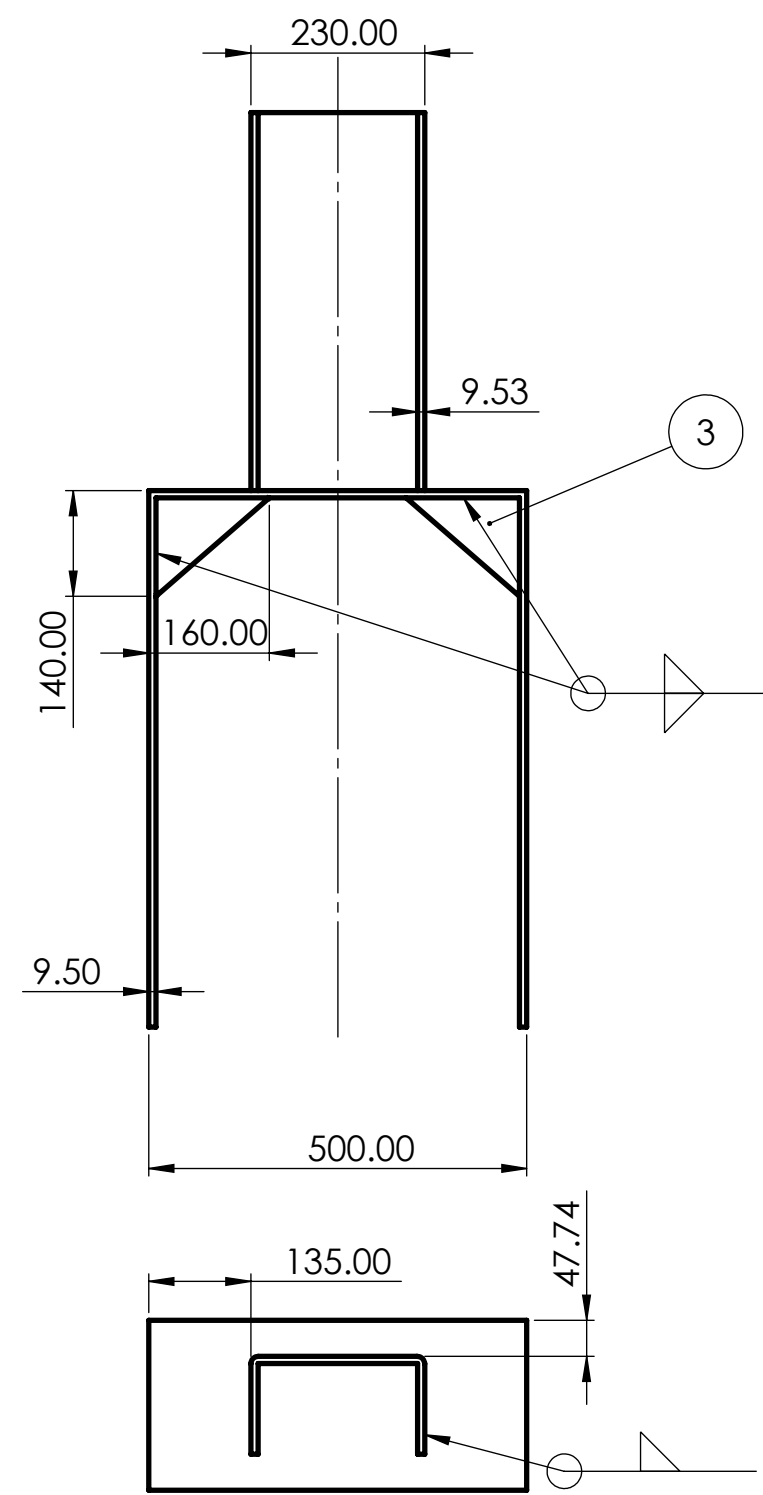
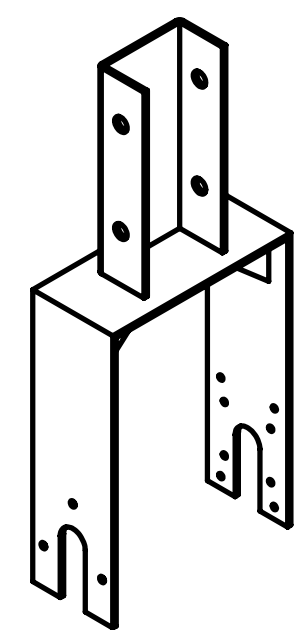
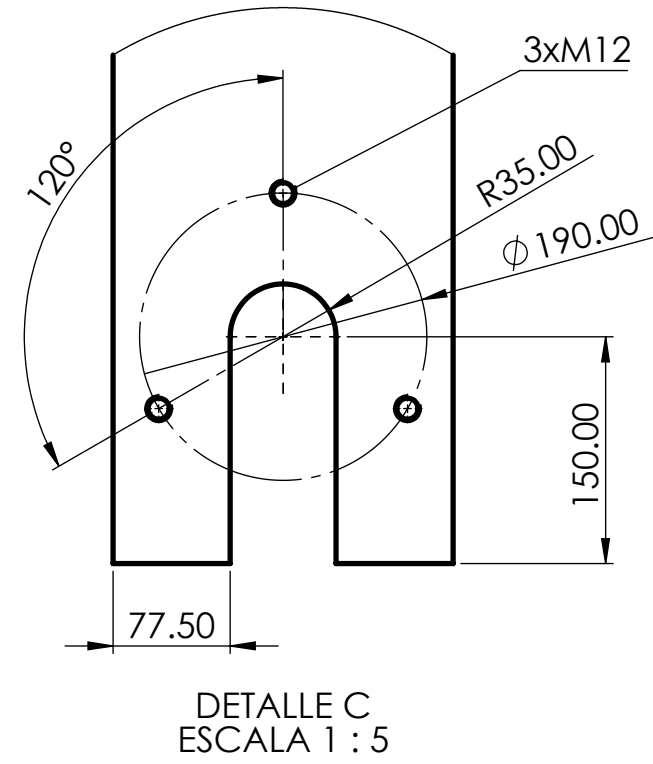
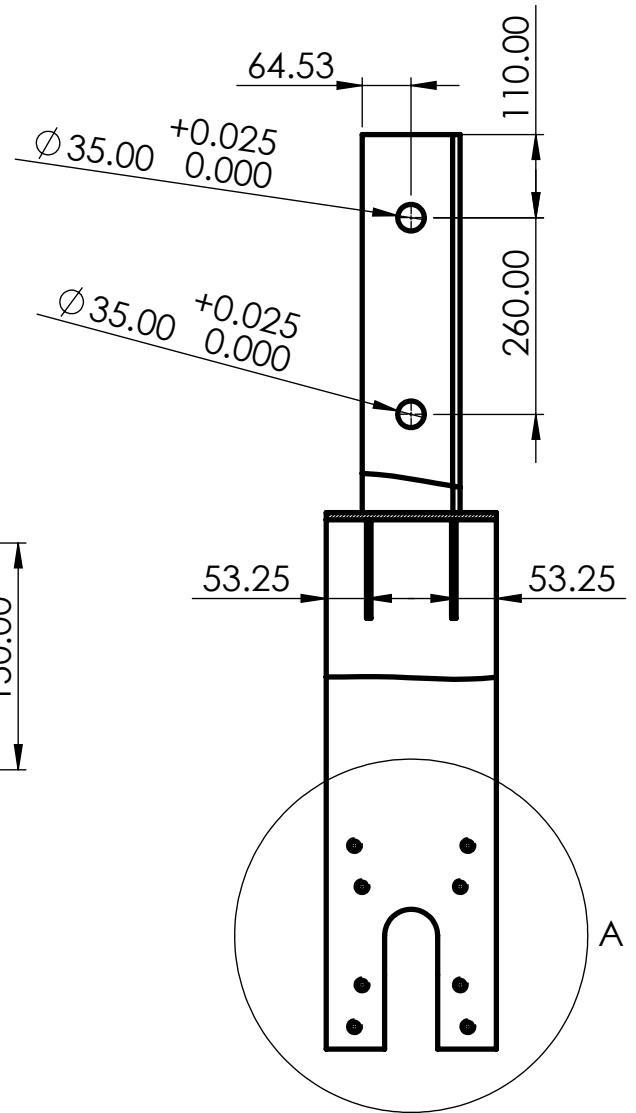
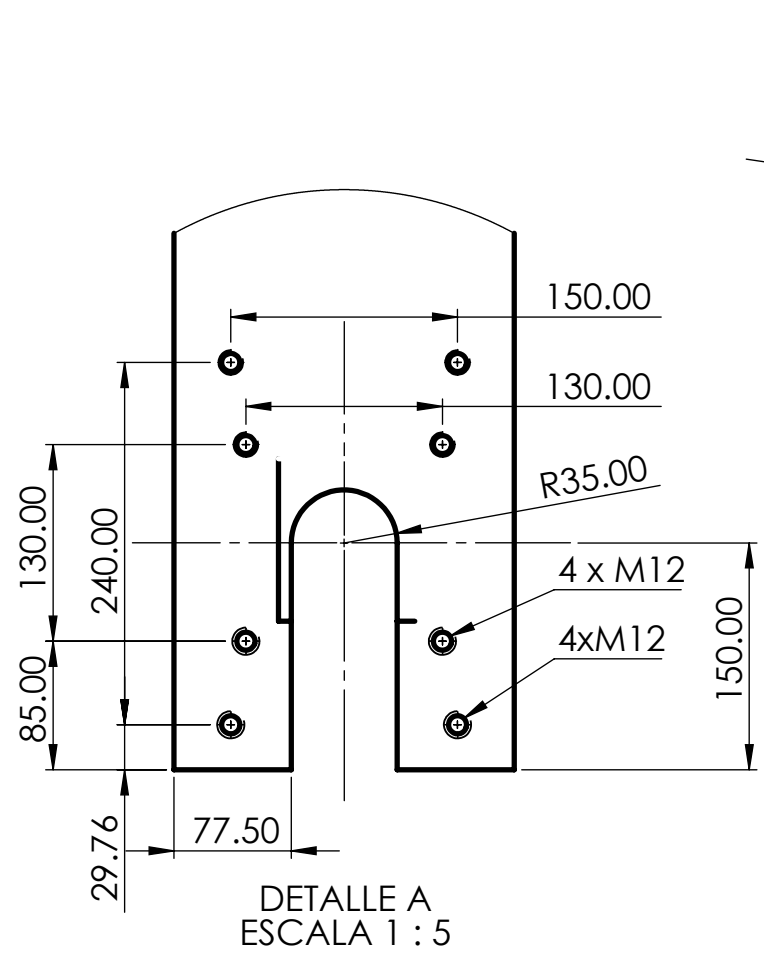
MATAR CANTOS VIVOS
TOLERANCIAS NO ACOTADAS SEGUN DIN 2768

01	Eje Rueda	SAE 4140	Templado y Revenido	1
POS	DENOMINACION	MATERIAL	OBSERVACIONES	CANT
 PROYECTO FINAL INGENIERIA ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA ROSARIO			BANCO DE PRUEBAS DE CUERPOS DE SEMBRADORAS	
	APELLIDO	APELLIDO		CONJUNTO EJE
DIBUJO	GALAN	VALFOSCA		PLANO CH 1.1
APROBO				
ESCALA				
1:5				

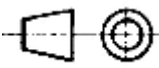


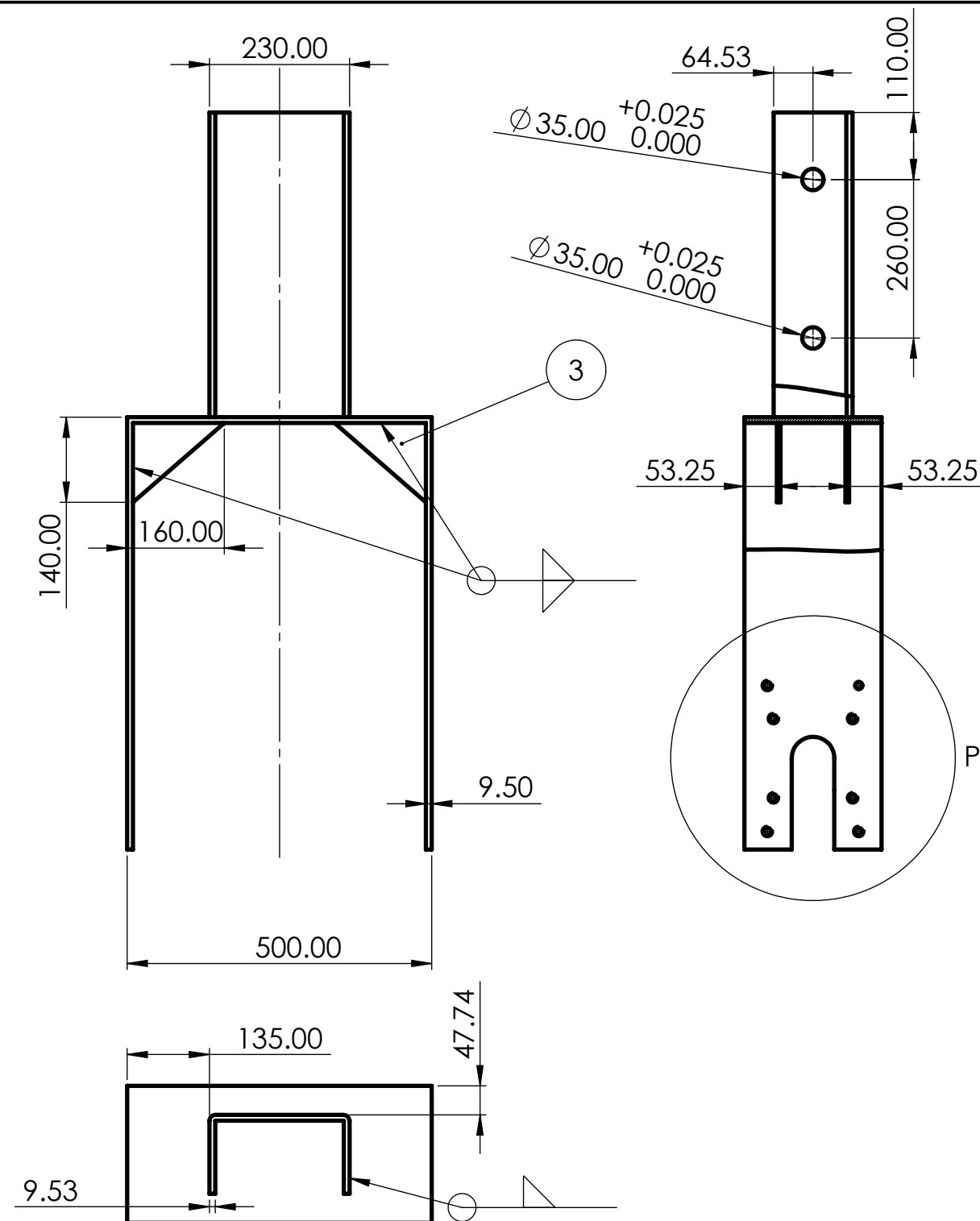
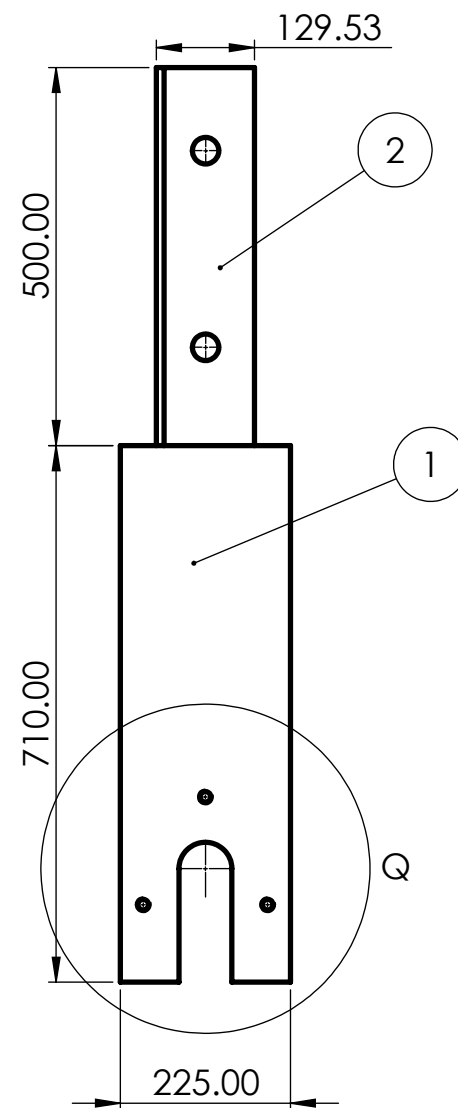
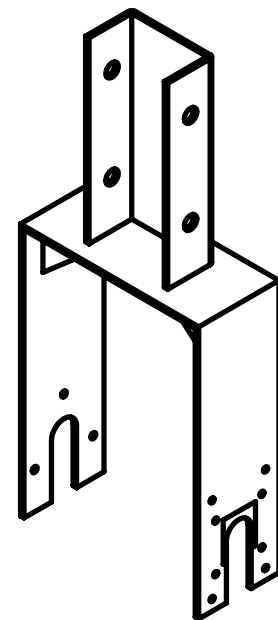
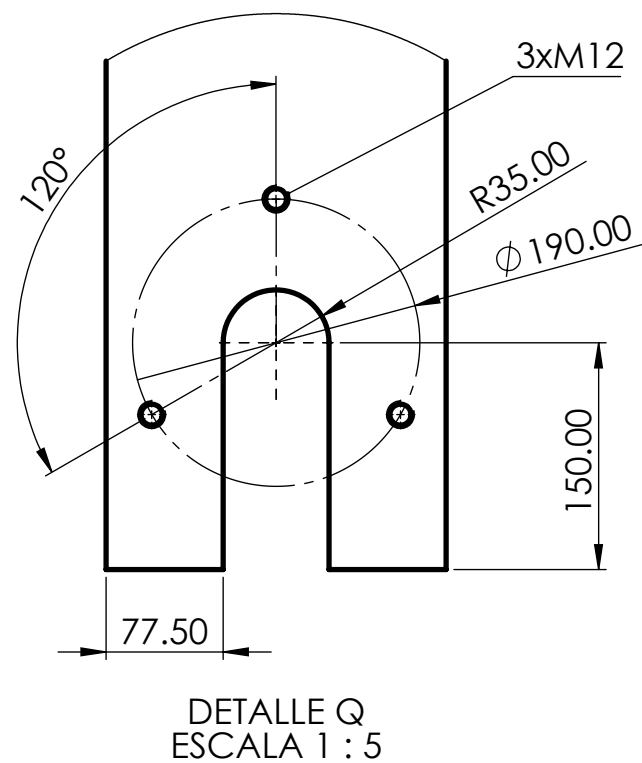
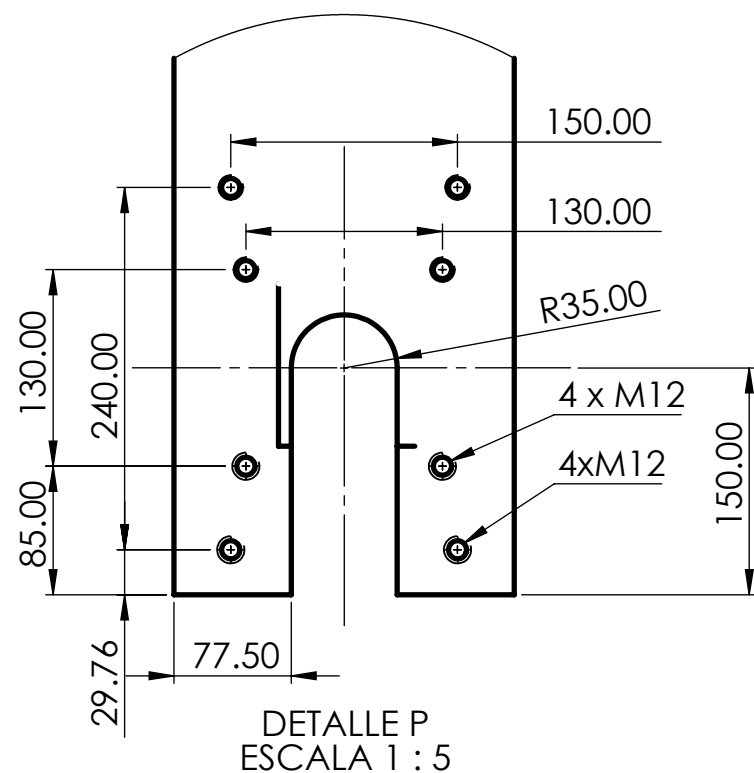
MATAR CANTOS VIVOS
TOLERANCIAS NO ACOTADAS SEGUN DIN 2768

02	Brida Rueda	SAE 1045	---	01
POS	DENOMINACION	MATERIAL	OBSERVACIONES	CANT
 PROYECTO FINAL INGENIERIA ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA ROSARIO			BANCO DE PRUEBAS DE CUERPOS DE SEMBRADORAS	
	APELLIDO	APELLIDO		CONJUNTO EJE
DIBUJO	GALAN	VALFOSCA		PLANO CH 1.2
APROBO				
			ESCALA 1:2	

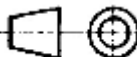


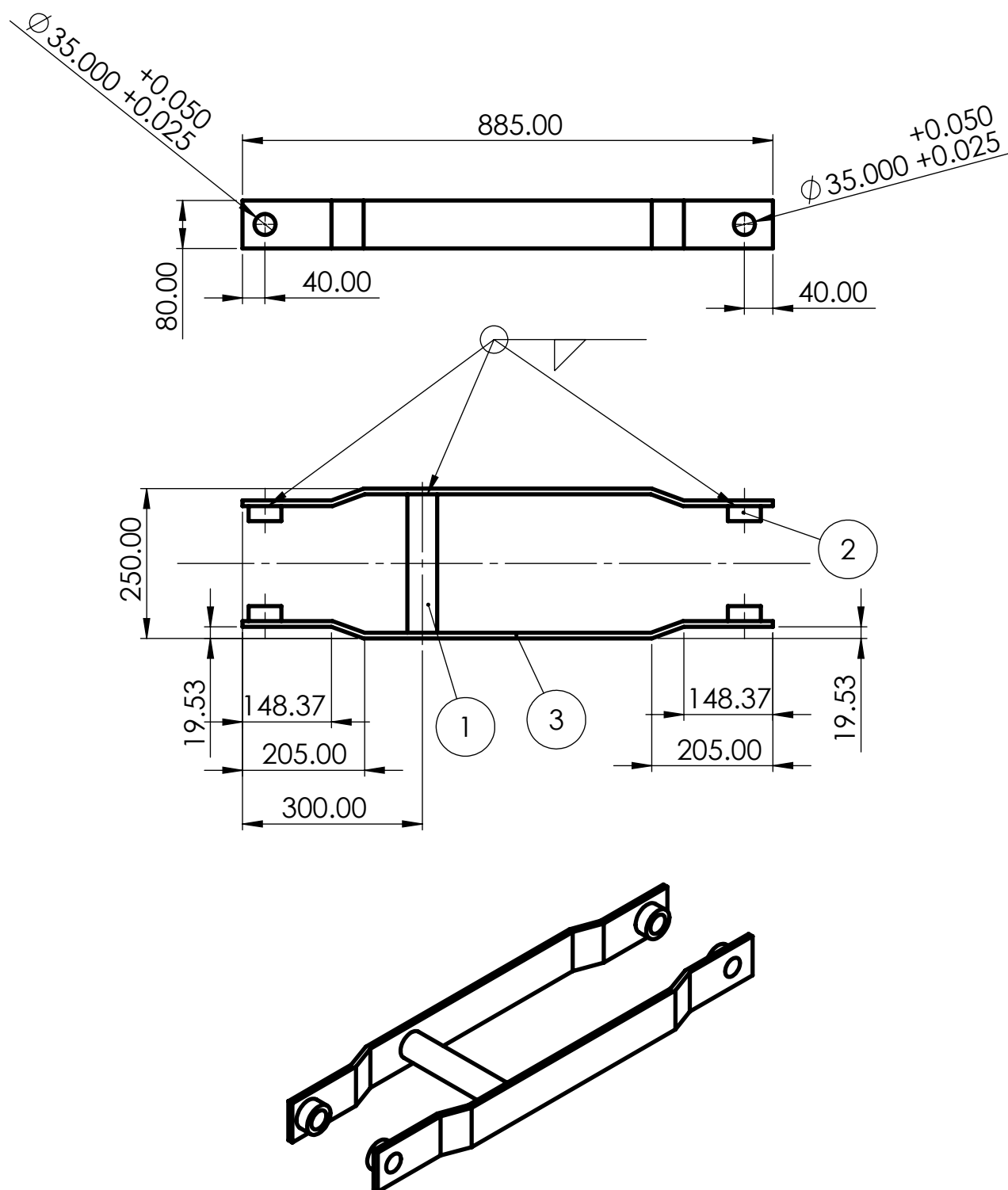
MATAR CANTOS VIVOS
TOLERANCIAS NO ACOTADAS SEGUN DIN 2768

03	Nervio e=3/8"	SAE 1020	C. Plasma y Plegado	4
02	Chapa Superior	SAE 1020	C. Plasma y Plegado	01
01	Chapa Inferior	SAE 1020	C. Plasma y Plegado	01
POS	DENOMINACION	MATERIAL	OBSERVACIONES	CANT
 Proyecto Final Ingenieria ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA ROSARIO			BANCO DE PRUEBAS DE TRENES DE SIEMBRA	
DIBUJO		APELLIDO GALAN	APELLIDO VALFOSCA	ESCALA 1:10
			 HORQUILLA DERECHA PLANO CH 2	

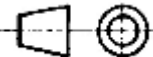


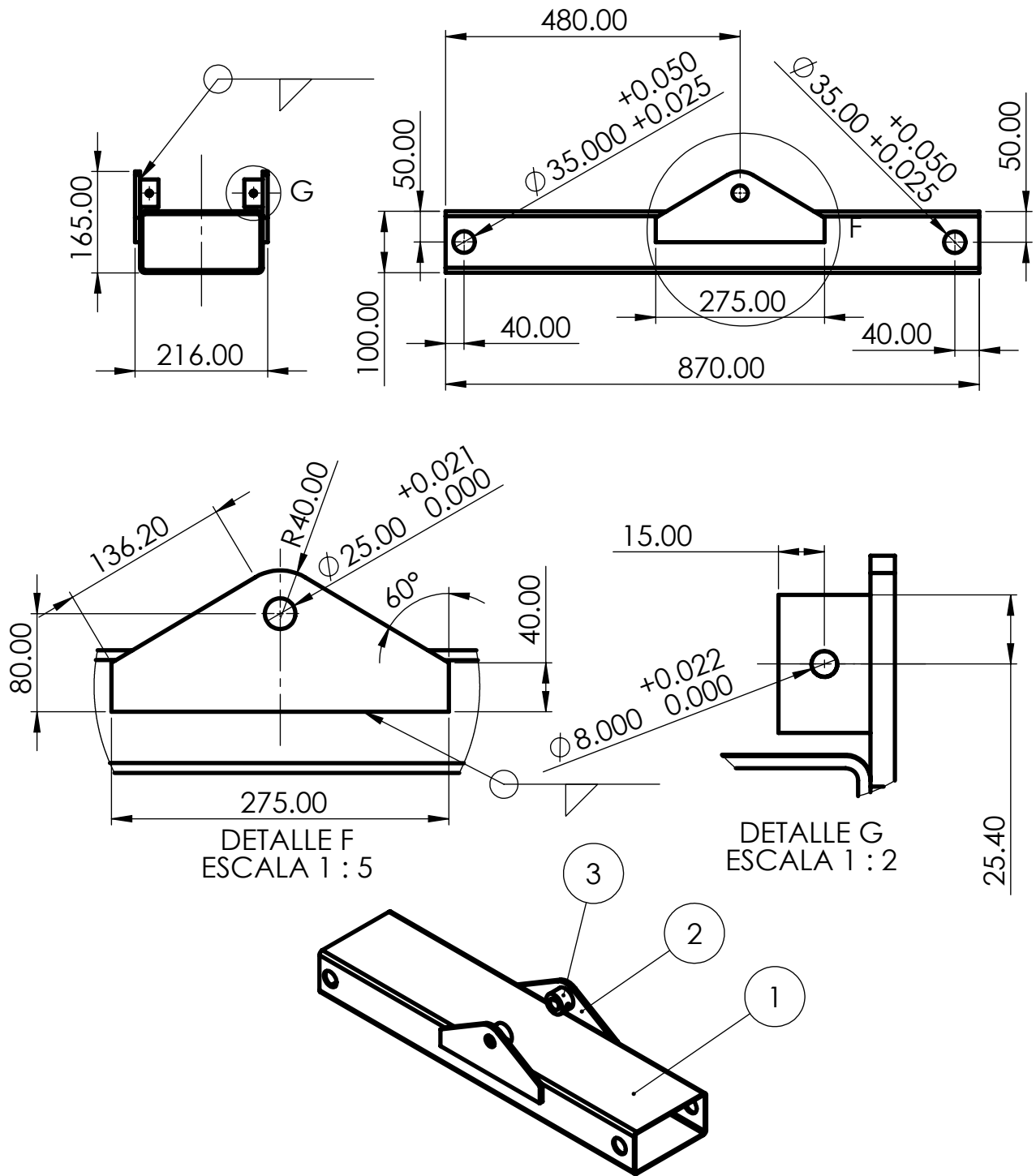
MATAR CANTOS VIVOS
TOLERANCIAS NO ACOTADAS SEGUN DIN 2768

03	Nervio	SAE 1020	C. Plasma y Plegado	4
02	Chapa Superior	SAE 1020	C. Plasma y Plegado	01
01	Chapa Inferior	SAE 1020	C. Plasma y Plegado	01
POS	DENOMINACION	MATERIAL	OBSERVACIONES	CANT
 Proyecto Final Ingenieria ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA ROSARIO			BANCO DE PRUEBAS DE TRENES DE SIEMBRA	
	APELLIDO	APELLIDO	 HORQUILLA IZQUIERDA	PLANO CH 3
DIBUJO	GALAN	VALFOSCA		

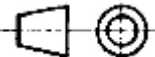


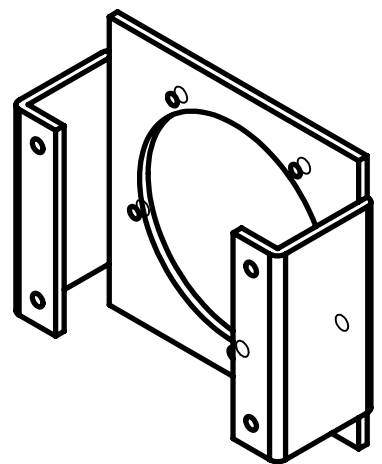
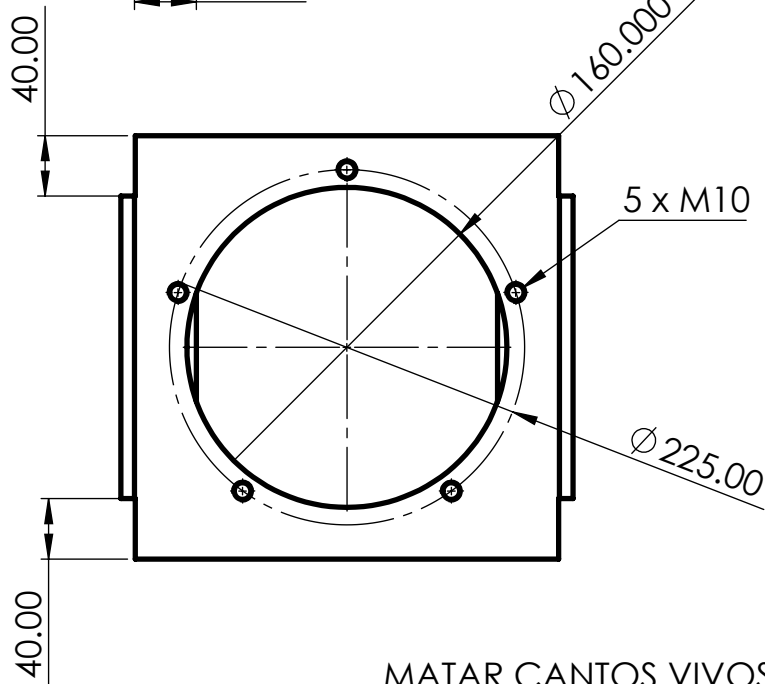
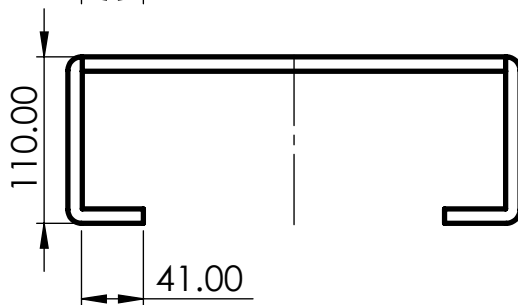
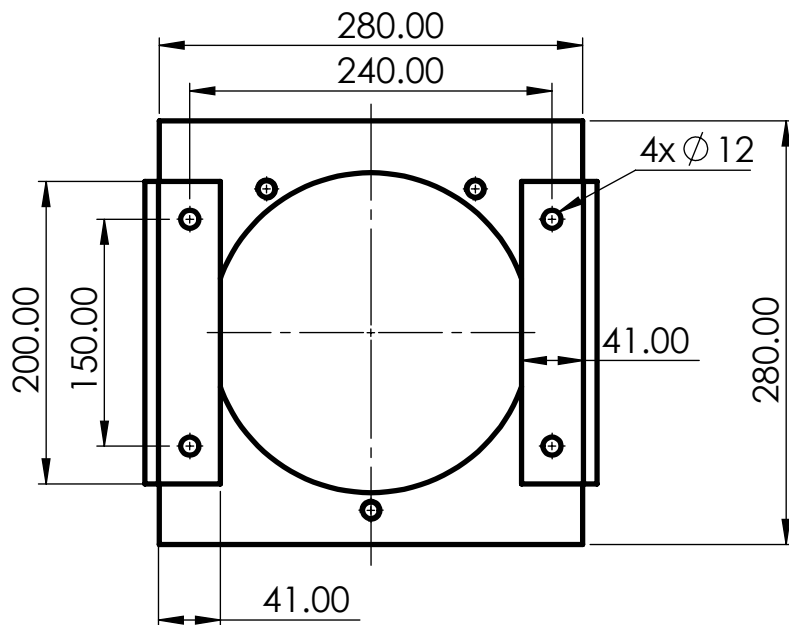
TOLERANCIAS NO ACOTADAS SEGUN DIN 2768

03	Planchuela 80 x 3/8"	SAE 1020	C Plasma y Plegado	2
02	Redondo ϕ 2" x 25	SAE 1020	---	4
01	Redondo ϕ 2" x 231	SAE 1020	---	1
POS	DENOMINACION	MATERIAL	OBSERVACIONES	CANT
 PROYECTO FINAL INGENIERIA ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA ROSARIO		BANCO DE PRUEBAS DE CUERPOS DE SEMBRADORAS		
	APELLIDO	APELLIDO		SOP. SUPERIOR PLANO CH 4
DIBUJO	GALAN	VALFOSCA		
APROBO				
		ESCALA 1:10		



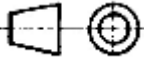
TOLERANCIAS NO ACOTADAS SEGUN DIN 2768

03	Redondo 2" x 30	SAE 1020	---	2
02	Chapa 3/8"	SAE 1020	Corte Plasma	1
01	Perfil Rec. 200x100x4	SAE 1020	---	1
POS	DENOMINACION	MATERIAL	OBSERVACIONES	CANT
 PROYECTO FINAL INGENIERIA ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA ROSARIO			BANCO DE PRUEBAS DE CUERPOS DE SEMBRADORAS	
	APELLIDO	APELLIDO		SOP. INFERIOR
DIBUJO	GALAN	VALFOSCA		PLANO CH 5
APROBO				
ESCALA 1:10				

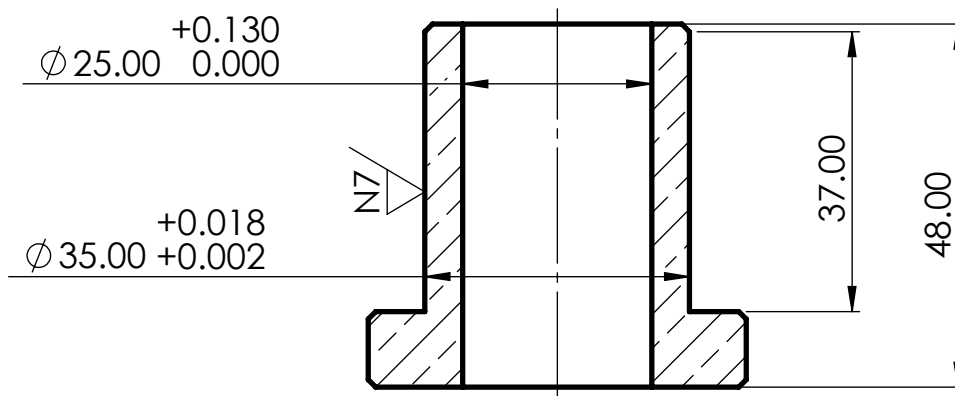
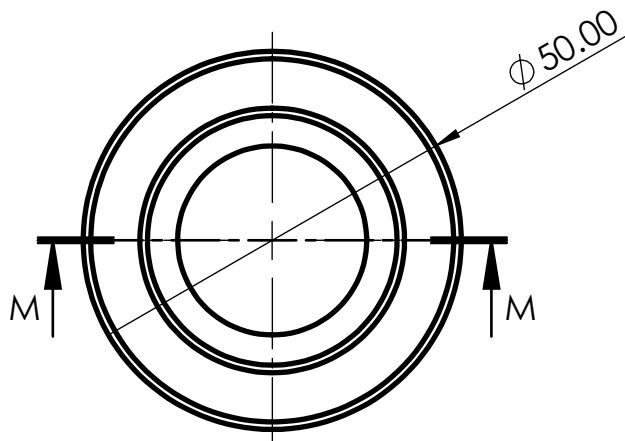


MATAR CANTOS VIVOS

TOLERANCIAS NO ACOTADAS SEGUN DIN 2768

10	Chapa e=3/8"	SAE 1020	C. Plasma y Plegado	01
POS	DENOMINACION	MATERIAL	OBSERVACIONES	CANT
 PROYECTO FINAL INGENIERIA ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA ROSARIO			BANCO DE PRUEBAS DE CUERPOS DE SEMBRADORAS	
	APELLIDO	APELLIDO	 SOPORTE MOTOR PLANO CH 6	
DIBUJO	GALAN	VALFOSCA		
APROBO				
		ESCALA 1:5		

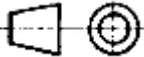
N8/ (N7/)



SECCIÓN M-M

MATAR CANTOS VIVOS

TOLERANCIAS NO ACOTADAS SEGUN DIN 2768

11	Buje	SAE 8620	Templado y Revenido	01
POS	DENOMINACION	MATERIAL	OBSERVACIONES	CANT
 PROYECTO FINAL INGENIERIA ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA ROSARIO			BANCO DE PRUEBAS DE CUERPOS DE SEMBRADORAS	
	APELLIDO	APELLIDO		BUJE
DIBUJO	GALAN	VALFOSCA		PLANO CH 7
APROBO				