



Villa María, 26 de julio de 2018

En la mesa de examen del día de la fecha, el alumno Brinsoni Franco Emanuel, presentó el trabajo final de grado correspondiente a la carrera de Ingeniería Mecánica. El tribunal examinador estuvo compuesto por el profesor titular de la cátedra Proyecto Final, Ingeniero Américo Di Cola, el profesor jefe de trabajos prácticos, Ingeniero Marcelo Costamagna y por el jefe de Departamento de ingeniería Mecánica, Ingeniero Huber Fernández.

El tribunal examinador determinó que el alumno aprobó el examen con la siguiente calificación. _____

Ing. Américo Di Cola
Titular de Cátedra

Ing. Marcelo Costamagna
Jefe de Trabajos Prácticos

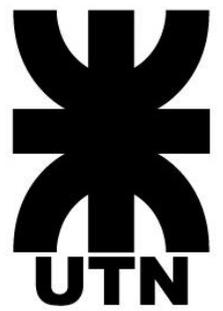
Ing. Huber Fernández
Jefe de Departamento

2018

PROYECTO FINAL

BRINSONI FRANCO

brinsonifranco@gmail.com



SEGADORA ROTATIVA DE EJE VERTICAL

INDICE DE CONTENIDO

RESUMEN.....5

ABSTRACT.....6

1 CAPITULO I: INTRODUCCIÓN..... 7

1.1 Segadoras de forraje..... 7

1.2 Guadañadoras o barras de corte 8

1.3 Segadoras rotativas 12

1.4 Segadoras rotativas de eje horizontal..... 13

1.5 Segadoras rotativas de eje vertical..... 15

1.6 Segadoras rotativas de discos 18

1.7 Segadoras rotativas de tambores..... 23

1.8 Tendencias actuales en el mercado de segadoras 27

1.9 Utilidades de la segadora 28

1.10 Prácticas seguras para segar..... 28

1.11 Mantenimiento de rutas 30

2 CAPITULO II: CORTE 33

2.1 Teoría de corte 33

2.2 Cálculo de fuerza de corte..... 33

2.3 Deflexión de la planta en el momento de corte..... 35

2.4 Fuerza aplicada por la cuchilla 36

2.5 Geometría de filo de la cuchilla 37

2.6 Masa de la cuchilla 39

2.7 Cálculo de potencia requerida para el corte..... 42

2.8 Cálculo de porta cuchilla 44

2.9 Cálculo eje de corte..... 48

2.10 Cálculo chaveta 50

2.11 Cálculo de perno de cuchilla..... 51

2.12 Cálculo de caja escuadra 53

2.13 Cálculo de caja Derivadora 56

2.14 Cálculo de limitador de par 60

3 CAPITULO III: PERNOS Y BUJES 66

3.1 Pernos y bujes 66

3.2 Cálculo de fuerza resultante localizada en los alerones..... 67

3.3 Fuerza aplicada a los pernos y bisagras de los alerones 68

3.4 Cálculo de esfuerzo en los pernos de unión alerón-chasis..... 69

3.5 Comprobación de pernos ante un choque 70

3.6 Cálculo de bujes de bisagra 75

3.7 Cálculo del cordón de soldadura de la bisagra..... 77

4 CAPITULO IV: EJES 79

4.1 Cálculo de sistema de ejes. 79

4.2 Cálculo de punta de eje. 81

4.3 Selección de rodamiento. 83



5	CAPITULO V: CIRCUITO HIDRAULICO ¹⁹	87
5.1	Introducción	87
5.2	Objetivos	88
5.3	Desarrollo.....	89
5.4	Cilindros.....	92
5.5	Conducciones (tuberías)	93
5.6	Pérdidas de carga primarias	94
5.7	Pérdidas de carga secundarias.....	95
5.8	Ecuación de Bernoulli.....	96
5.9	M para elevar las alas.....	97
5.10	M para elevar el cuerpo central en posición de traslado	98
5.11	Referencias utilizadas para el cálculo de los sistemas	99
5.12	Circuitos Hidráulico	103
6	BIBLIOGRAFÍA.....	112

INDICE DE FIGURAS

CAPITULO I

FIGURA 1.1 - SEGADORA ROTATIVA DE EJE VERTICAL.....	7
FIGURA 1.2 - BARRA DE CORTE	8
FIGURA 1.3 - ANTIGUA SEGADORA ALTERNATIVA	9
FIGURA 1.4 - BARRA DE CORTE COSECHADORA	10
FIGURA 1.5 - DEDOS FIJOS	11
FIGURA 1.6 - LAMINA DOBLE	11
FIGURA 1.7 - LAMINA SIMPLE	12
FIGURA 1.8 - CORTADORA DE CÉSPED	13
FIGURA 1.9 - SEGADORA ROTATIVA DE EJE HORIZONTAL DE ARRASTRE	13
FIGURA 1.10 – SEGADORA ROTATIVA DE EJE HORIZONTAL SUSPENDIDA	14
FIGURA 1.11 - SEGADORA ROTATIVA DE EJE VERTICAL	15
FIGURA 1.12 - SEGADORAS ACTUALES	16
FIGURA 1.13 - SENTIDO DE GIRO DE DISCOS Y RESPECTIVAS CUCHILLAS.....	18
FIGURA 1.14 - TRANSMISIÓN SEGADORA	19
FIGURA 1.15 - SEGADORA ROTATIVA DE DISCOS	19
FIGURA 1.16 - SISTEMA MODULAR	20
FIGURA 1.17 - SEGADORA AUTOPROPULSADA BIG M DE KRONE	21
FIGURA 1.18 - REGULACIONES	22
FIGURA 1.19 - DESMALEZADORA HILERADORA	23
FIGURA 1.20 - SEGADORA A TAMBORES.....	23
FIGURA 1.21 - SISTEMA DE TRANSMISIÓN.....	24
FIGURA 1.22 - SISTEMA DE AMORTIGUACIÓN	26
FIGURA 1.23 - POSICIÓN DE TRANSPORTE	27
FIGURA 1.24 - SEGADORA OPERANDO	30

CAPITULO II

FIGURA 2.1 - ESQUEMA DE FUERZAS ACTUANTES EN EL CORTE	35
FIGURA 2.2 - GEOMETRÍA DE FILO	38
FIGURA 2.3 - ESQUEMA DE POSICIÓN Y VELOCIDADES CRÍTICAS	40
FIGURA 2.4 - PORTA CUCHILLA	44
FIGURA 2.5 - ESQUEMA DE FUERZAS ACTUANTES EN EL PERNO.....	44
FIGURA 2.6 - ÁREAS QUE ACTÚAN EN LA TRACCIÓN.....	45
FIGURA 2.7 - ÁREA QUE ACTÚA EN EL CORTE	45

CAPITULO III

FIGURA 3.1 - PERNOS Y BUJES DE LA SEGADORA.....	66
FIGURA 3.2 - ALERÓN	68
FIGURA 3.3 - VISTA LATERAL SEGADORA.....	71
FIGURA 3.4 - DISTANCIAS Y FUERZAS EXISTENTES EN EL CÁLCULO	73
FIGURA 3.5 - CONDICIONES DE CÁLCULO	74
FIGURA 3.6 - ESQUEMA DE SOLDADURA	78

CAPITULO IV

FIGURA 4.1 - SISTEMA DE PORTA EJES CENTRALES.....	79
FIGURA 4.2 – POSICIÓN DE TRANSPORTE.....	81
FIGURA 4.3 – SISTEMA DE COORDENADAS CARTESIANAS	84
FIGURA 4.4 - MONTAJE.....	84

CAPITULO V

FIGURA 5.1 - SALIDA HIDRÁULICA TRACTOR	87
FIGURA 5.2 - ACCIONAMIENTO DE LA SEGADORA	88
FIGURA 5.3 - ACTUADORES DE LA SEGADORA.....	89
FIGURA 5.4 - POSICIÓN CRÍTICA DE LAS ALAS.....	90
FIGURA 5.5 - POSICIÓN CRÍTICA DE LA SEGADORA	90
FIGURA 5.6 - POSICIÓN DE TRANSPORTE	91
FIGURA 5.7 - VISTA POSTERIOR DE TRANSPORTE.....	91
FIGURA 5.8 - ACTUADOR HIDRÁULICO.....	92
FIGURA 5.9 - CIRCUITO DE ACCIONAMIENTO	93
FIGURA 5.10 - MANGUERA HIDRÁULICA	94

RESUMEN

En el presente proyecto final de la carrera de grado de Ingeniería Mecánica, se trabajara sobre el diseño, planificación y cálculo de un implemento agrícola destinado a la siega de diferentes tipos de Forrajes, pasturas y malezas. El proyecto se ha denominado "Segadora Rotativa de Eje Vertical" y busca dar la mejor solución en la labor antes mencionada, su diseño abarca todos los aspectos técnicos, de seguridad, profesionales, medioambientales y económicos que deben ser tenidos en cuenta para la fabricación de un implemento único en su tipo y de marcadas ventajas frente a las demás maquinas utilizadas para realizar las mismas tareas.

Palabras claves: implemento agrícola, segadora rotativa, malezas, pasturas.

ABSTRACT

In the present final project of the mechanical engineering degree course, work will be carried out on the design, planning and calculation of an agricultural implement destined to the mowing of different types of forages, pastures and weeds. The project has been called "Vertical Shaft Rotary Mower" and seeks for giving the best solution in the mentioned work. Its design covers all the technical, safety, professional, environmental and economic aspects that must be taken into account for the manufacture of a unique implement of its kind and from which significant advantages can be gained compared to other machines used to perform the same tasks.

Keywords: agricultural implement, rotary mower, weeds, pastures.

1 CAPITULO I: INTRODUCCIÓN

1.1 Segadoras de forraje

La siega es la primera operación de cualquier cadena de recolección de forrajes. Consiste en separar el tallo de la raíz (que permanecerá unida al suelo), mediante un corte lo más limpio posible a unos 5-6 cm de altura sobre la superficie del suelo, con el fin de facilitar el rebrote y reducir los riesgos de contaminación por tierra.



Figura 1.1 - Segadora rotativa de eje vertical

Los tres parámetros principales para medir la calidad del trabajo de una segadora son:

- Corte limpio, lo que favorece el rebrote.
- Resistencia al atascado (pastura enrollada alrededor de la cuchilla), lo que permite aumentar la velocidad de avance y, por lo tanto, la capacidad de trabajo.
- Mínima contaminación con tierra de la hierba, dado que es una fuente de contaminación butírica en los ensilados.

Las distintas máquinas que realizan esta operación las clasificaremos

en dos grupos según el sistema de corte utilizado:

- Por cuchilla y contra cuchilla. BARRAS DE CORTE o GUADAÑADORAS.
- Por impacto (cuchilla sin contra cuchilla). SEGADORAS ROTATIVAS.

1.2 Guadañadoras o barras de corte

Son las segadoras que utilizan el principio de la cuchilla y contra cuchilla para realizar el corte. La cuchilla es el elemento afilado que realiza el corte, estando agrupadas por lo general en una lámina de corte. La contra cuchilla recibe popularmente el nombre de dedo, pudiendo éste ser fijo o móvil.



Figura 1.2 - Barra de corte

Según el tipo de movimiento de las cuchillas, dividimos a estas máquinas en dos grupos:

- Guadañadoras alternativas: presentes actualmente en el mercado.
- Guadañadoras rotativas: sin presencia comercial.

Las guadañadoras alternativas aparecieron en la primera mitad del siglo XIX (1833) accionadas por tracción animal, adaptándose a partir de 1930 al accionamiento motorizado (tractores, autopropulsadas).

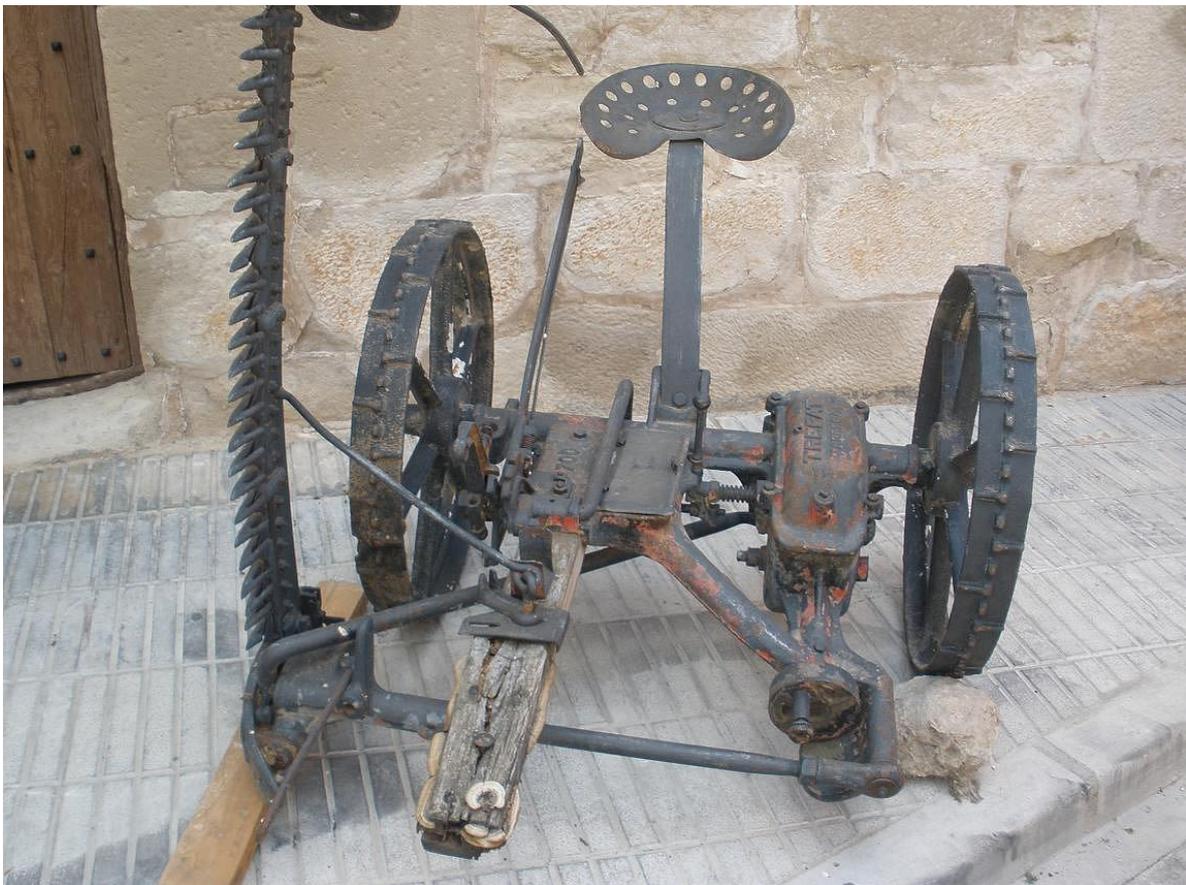


Figura 1.3 - Antigua segadora alternativa

Desde la aparición de las segadoras rotativas en 1960, su utilización ha ido descendiendo constantemente. En la actualidad su empleo en recolección de forrajes es muy escasa (pequeñas motosegadoras, explotaciones regionales,...), aunque en otras aplicaciones como las cosechadoras de cereales siguen siendo el sistema de corte utilizado.

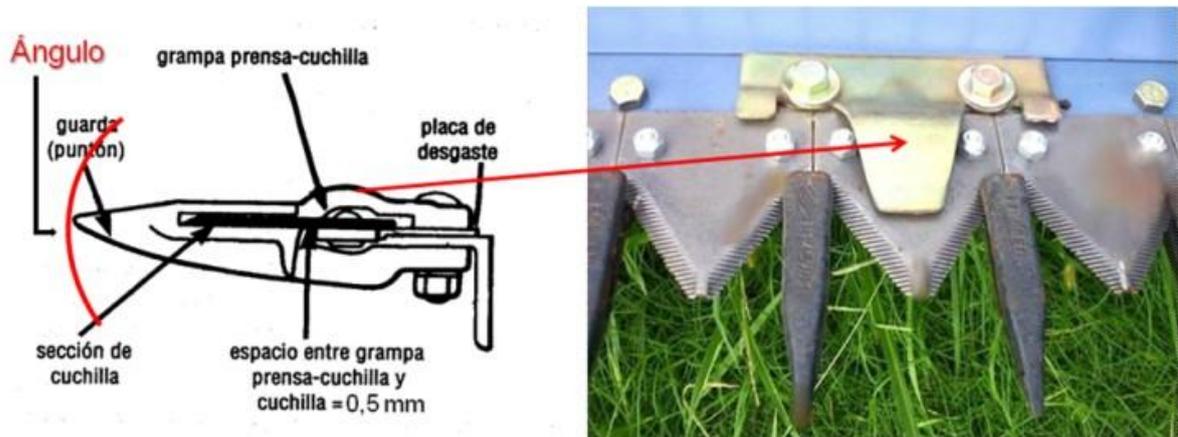


Figura 1.4 - Barra de corte cosechadora

La principal ventaja de las guadañadoras alternativas es que necesitan poca potencia para su accionamiento (de 2 a 3 Kw por metro de anchura de corte). El corte que provocan es muy limpio, lo que favorece el rebrote, y es el sistema que menos sacude los tallos durante el corte, lo que reduce riesgos de pérdidas de grano en cultivos sensibles a este problema.

Sus principales inconvenientes derivan de sus mayores riesgos de atasque, lo que limita su velocidad de avance (5 a 7 km/h con lámina simple) y, por lo tanto, su capacidad de trabajo. Además, en comparación con las segadoras rotativas, este sistema de corte genera mayores vibraciones en las máquinas, se adapta peor a cultivos diversos (con tallos de distinto grosor) y trabaja muy mal con forrajes muy densos.

Podemos distinguir dos tipos de guadañadoras alternativas en función del número de láminas de corte que posean, distinguiendo entre:

- Guadañadoras alternativas de lámina simple: con dedos fijos o móviles.
- Guadañadoras alternativas de lámina doble: sin dedos.



Figura 1.5 - Dedos fijos



Figura 1.6 - Lamina doble



Figura 1.7 - Lamina simple

En cualquiera de los dos tipos anteriores se disponen de versiones accionadas por tractor agrícola mediante un acoplamiento trasero (la mayoría), central o frontal. Asimismo, también existen máquinas autopropulsadas grandes y pequeñas (motosegadoras).

1.3 Segadoras rotativas

Reciben este nombre todas las segadoras en las que la cuchilla gira a gran velocidad y golpea el tallo produciendo el corte por impacto, sin necesidad de contra cuchilla. La velocidad tangencial de la cuchilla varía entre 30 y 100 m/s. Para ello, la cuchilla debe de ir montada en la periferia de un rotor con un eje de giro que puede estar en posición horizontal o vertical respecto al suelo. Según esta posición, clasificaremos a estas segadoras en rotativas de eje horizontal o de eje vertical.

Aunque su origen es bastante antiguo y se remonta a la misma época que las guadañadoras alternativas (la primera patente data de 1822), su desarrollo fue más tardío (a partir de 1966), cuando la potencia media de los tractores comienza a ser suficiente para su accionamiento (sobre 15 Kw por metro de anchura de corte).

El desarrollo de estas máquinas surge en países con una producción animal intensiva y con una producción de forraje abundante (Países Bajos, Alemania, Dinamarca, Francia). En Europa han sustituido casi totalmente a la barra de corte alternativa debido a su elevada velocidad de trabajo (8 a 15 km/h) sin riesgos de atasco, incluso en las producciones de mayor densidad.

Las segadoras rotativas deben de estar equipadas obligatoriamente de un bastidor que soporte una lona o cadenas de protección capaz de evitar las proyecciones de piedras o trozos de cuchillas debido a los choques contra las piedras o el suelo.

1.4 Segadoras rotativas de eje horizontal



Figura 1.8 - Cortadora de césped



Figura 1.9 - Segadora rotativa de eje horizontal de arrastre



Figura 1.10 – Segadora rotativa de eje horizontal suspendida

Estas segadoras son muy populares en el norte de Europa donde se utilizan sobre todo para la siega de gramíneas destinadas a la alimentación en verde, trabajando en combinación con un remolque. Por lo general son máquinas arrastradas que están provistas de un rotor horizontal único, de longitud igual al ancho de corte de la máquina (de 1,5 a 3 m) y dispuesto en posición transversal a la dirección de avance. En la periferia del rotor se colocan las cuchillas, denominadas mayales por ir articuladas respecto al mismo.

El forraje es segado por impacto y laceración, para después ser proyectado sobre unas pantallas deflectoras regulables con el fin de crear un cordón más o menos alto o más o menos ancho. La acción de los mayales durante y después del corte provoca un acondicionamiento y un picado más o menos intenso del forraje.

La transmisión desde la toma de fuerza del tractor se efectúa por medio

de eje cardánico, grupo cónico, poleas y correas. Un limitador de par protege al conjunto de sobrecargas, y una rueda libre permite liberar la inercia del rotor durante el desembrague de la toma de fuerza.

Este principio de corte mediante mayales también se emplea en desbrozadoras y en cosechadoras de forraje, denominadas a veces estas últimas segadoras de mayales de doble corte, dado que a continuación del rotor de mayales se instala un volante picador que trocea más intensamente el forraje, este picado más intenso favorece el ensilado posterior del forraje.

La velocidad de trabajo suele ser entre 8 y 10 km/h, con velocidades de giro del rotor entre 800 y 1000 rpm. Sus principales inconvenientes son la propensión a contaminar con tierra el forraje y que el corte provocado es poco limpio, lo cual retrasa el rebrote de la pradera.

1.5 Segadoras rotativas de eje vertical

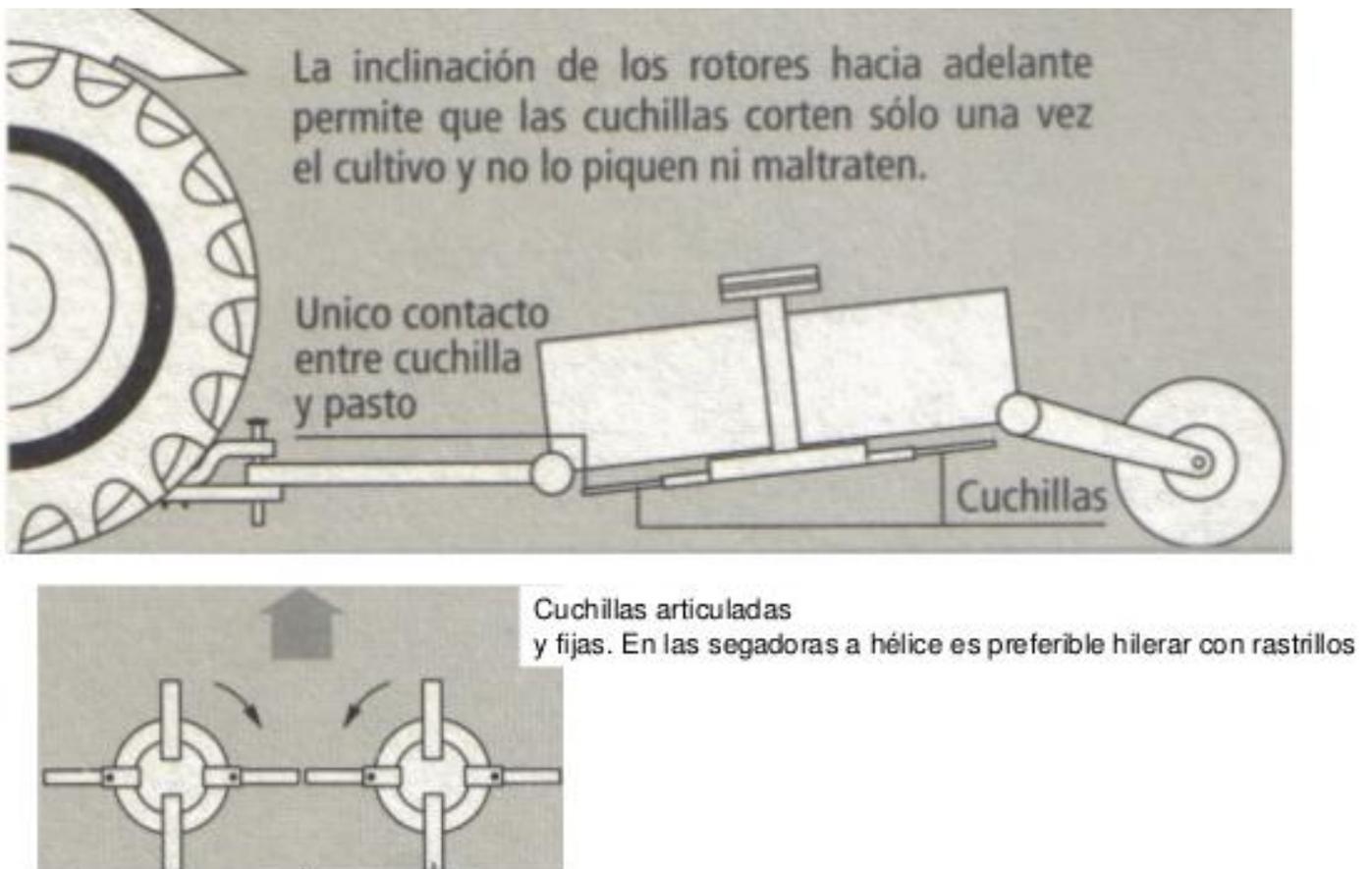


Figura 1.11 - Segadora rotativa de eje vertical



Figura 1.12 - Segadoras actuales

El corte se produce en un plano horizontal. La velocidad de corte es la resultante de la velocidad tangencial, debida al giro, y la de avance, y debe de ser del orden de 30-70 m/s para asegurar un corte en buenas condiciones.

Las cuchillas se colocan en la periferia de rotores que giran con respecto a un eje vertical, unos en el sentido de las agujas del reloj y otros en sentido contrario. El número de cuchillas por rotor es variable, de acuerdo con el diámetro del mismo. Son rectangulares, planas o alabeadas. En un lado llevan un taladro para sujetarse al rotor, con libertad de retraerse cuando golpean con un objeto duro. Su longitud es de 9-10 cm, de los cuales en posición radial sobresalen del rotor 4-6 cm. Son desmontables y suelen llevar filo por los dos lados. De esta manera, cuando se desafilan un lado, se cambian de sitio, colocándolas en otro rotor que gira en sentido contrario.

Cuando los dos filos están desgastados, se sustituye. Es importante la facilidad de desmontaje de las cuchillas.

Para que todas las cuchillas trabajen igual, se reparten en la periferia del rotor. Las de rotores contiguos están desfasadas para que no se produzcan interferencias. La velocidad tangencial de las cuchillas depende del diámetro del rotor y de su velocidad de giro, y oscila entre 30 y 70 m/s. Se suele considerar esta velocidad como la de corte, aunque ésta es, en realidad, la resultante de la tangencial y la de avance. El motivo es que, aunque la máquina fuera a 10-15 km/h (2,7-4,2 m/s), esta velocidad es muy pequeña comparada con la tangencial.

Este principio de corte no precisa que el número de rotores sea par, ni que giren en sentido contrario dos a dos, aunque es la disposición más empleada, a causa de la organización de la salida del material cortado. La acción de transporte de la cuchilla sobre los tallos segados es reducida, por lo que hay que dotar al rotor que la soporta de dispositivos que favorezcan la evacuación del producto segado para evitar cortes múltiples. El avance de la máquina, junto con el giro del rotor y los salientes o nervaduras que se colocan en el mismo, facilitan el despeje de la zona de corte.

Cuando dos rotores vecinos giran en sentido contrario, se produce el choque de los tallos cortados por ambos en la zona intermedia. Los tallos quedan detenidos y se forma un cordón detrás de la segadora entre ambos rotores. Dentro de las segadoras rotativas de eje vertical distinguimos entre las

segadoras rotativas de discos y las de tambores. También existen segadoras rotativas mixtas, con discos y tambores, pero con escasa presencia en el mercado.

1.6 Segadoras rotativas de discos

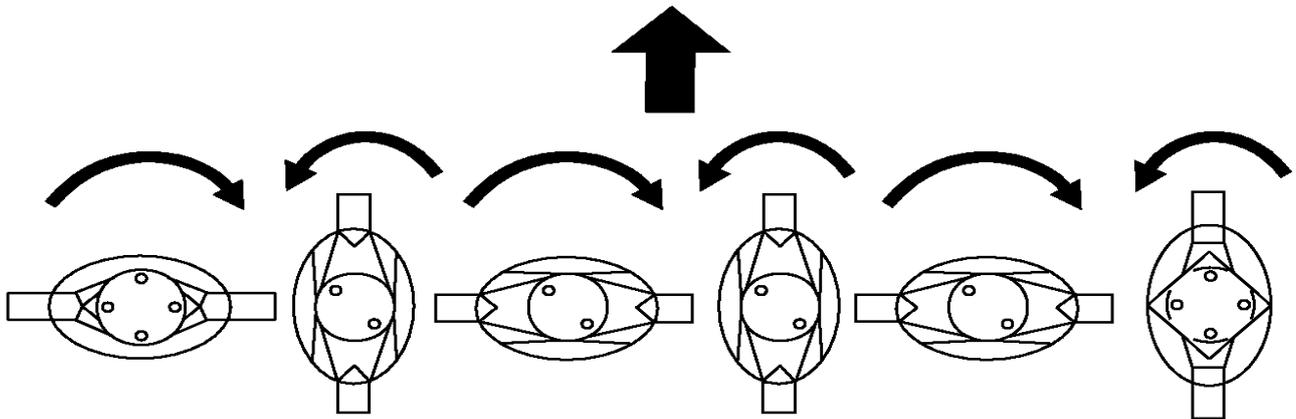


Figura 1.13 - Sentido de giro de discos y respectivas cuchillas



Figura 1.14 - Transmisión segadora



Figura 1.15 - Segadora rotativa de discos

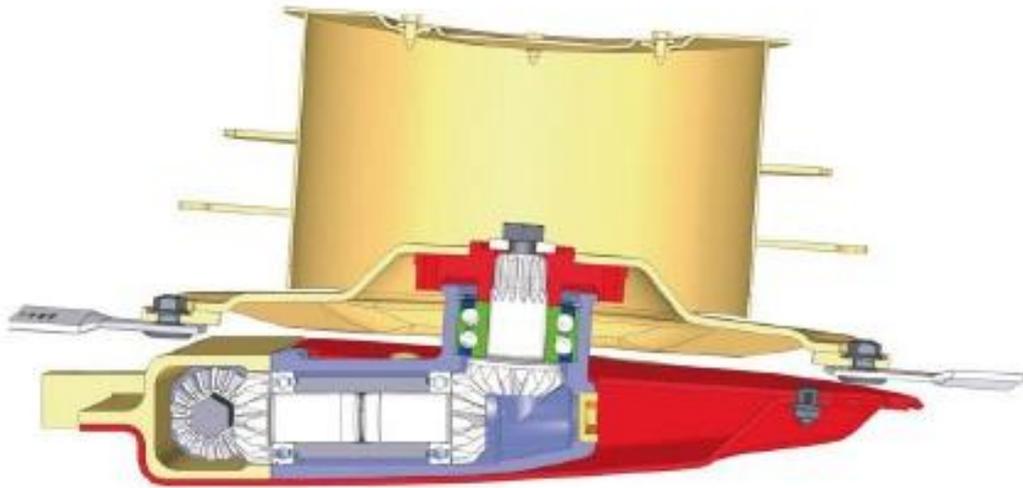


Figura 1.16 - sistema modular

Son segadoras rotativas de eje vertical, compuestas por una serie de rotores, denominados discos, que reciben el movimiento por su parte inferior. Pueden ir suspendidas (por debajo de 3,2 m de ancho de corte) o arrastradas (a partir de 2,4 m de ancho de corte). Los elementos que contiene son:

- Sistema de enganche (frontal o trasero).
- Bastidor inferior: sobre el que se colocan los discos y la transmisión a los mismos.
- Bastidor superior: que soporta las lonas o cadenas de protección.
- Hélices.
- Sistema de accionamiento.

Los discos son los elementos característicos de estas segadoras, en cuya periferia se acoplan las cuchillas. Se apoyan en el bastidor, por cuyo interior reciben el accionamiento para el giro. Por debajo de la barra se colocan patines desmontables, uno debajo de cada disco para deslizarse con mayor facilidad sobre el terreno y reducir el desgaste.

Cualquiera que sea su forma (redonda, oval o triangular), todos llevan por la parte superior una protuberancia cónica para proteger el eje de giro, provista de nervaduras para facilitar la salida del forraje cortado. El disco exterior lleva la protuberancia más alta, cónica o troncocónica, llamada divisor, cuya misión es separar nítidamente la banda de forraje que se va a segar en una pasada.

En módulos simples el número de discos varía entre 3 y 10, con anchuras de trabajo que oscilan entre 1,2 m para las más pequeñas y 4,0 m para las mayores. Combinando tres módulos se pueden conseguir anchuras de trabajo hasta 9,1 m (como en la segadora autopropulsada Big M de Krone).



Figura 1.17 - Segadora autopropulsada big m de krone

En las segadoras con número par de discos, éstos giran en sentido contrario dos a dos, y las pantallas deflectoras traseras, regulables, se encargan de establecer la anchura definitiva del cordón trasero.

En las de número impar, los dos más alejados del tractor giran en el mismo sentido, con lo que el forraje cortado por el disco exterior acompaña al del disco contiguo en su trayecto hacia la parte posterior de la máquina.

Debido a su menor tamaño, los discos giran a más velocidad que los tambores, alcanzando valores de 2500-3000 rpm. En cuanto a número de cuchillas, salvo los discos triangulares que siempre llevan tres, los demás llevan dos diametralmente opuestas.

Dada la velocidad de los discos, hay que aplicar relaciones de transmisión entre la toma de fuerza y los rotores del orden de 1/3 (con tdf a 1000 rpm) a 1/5 (con tdf a 540 rpm). La transmisión primaria se hace por correas o por transmisión cardan. Si la máquina es arrastrada, hay una transmisión desde la tdf hasta el bastidor principal y otra hasta el bastidor inferior de los discos. El accionamiento directo de los discos se hace mediante tren de engranajes, correas o eje rígido con piñones cónicos.

Las dos regulaciones principales en una segadora de discos son:

- **Altura:** se efectúa mediante las zapatas inferiores de los discos extremos o con el enganche a tres puntos del tractor. Se pueden obtener alturas de 30 a 150 mm.
- **Inclinación:** se utiliza para trabajar en terreno en pendiente. Algunas segadoras llevan un sistema de suspensión por muelles que les permite oscilaciones de hasta 17° con respecto al bastidor superior, para adaptarse a terrenos irregulares.

Para facilitar el transporte las máquinas se pueden transportar en posición vertical (lateralmente o en la parte trasera) o girándola hacia la parte trasera para que quede alineada con el tractor.

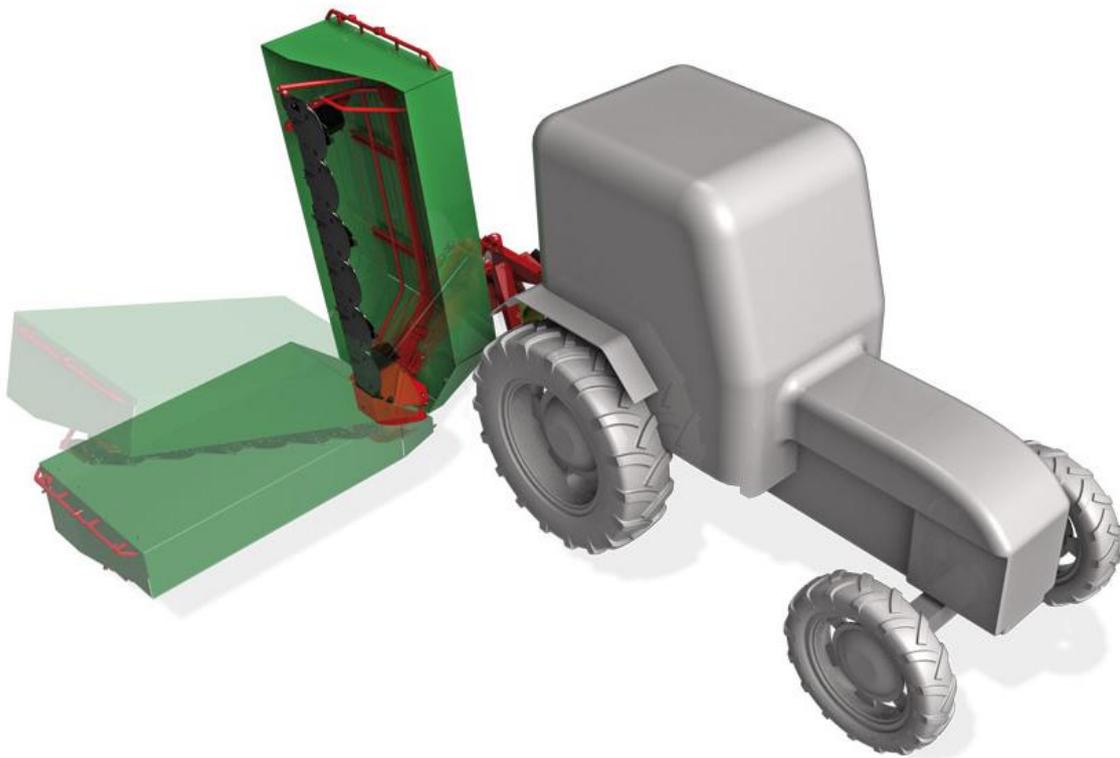


Figura 1.18 - Regulaciones



Figura 1.19 - Desmalezadora hileradora

1.7 Segadoras rotativas de tambores

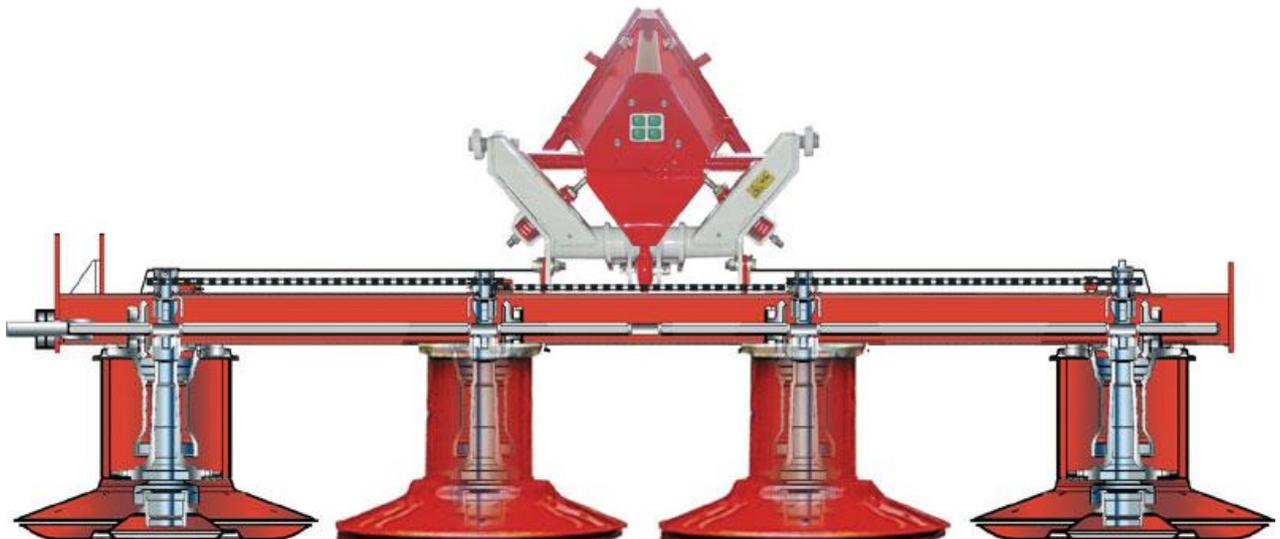


Figura 1.20 - Segadora a tambores

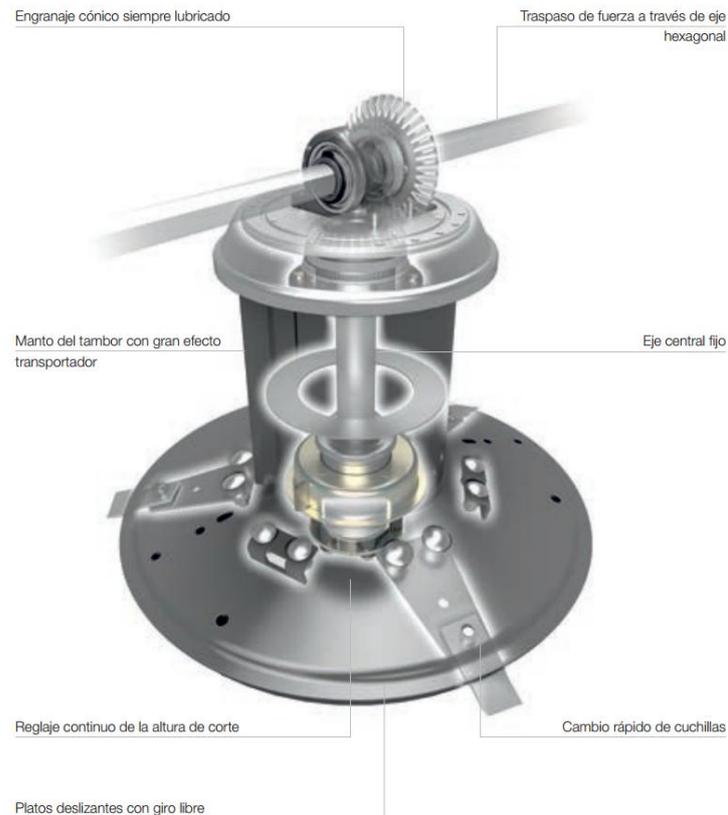


Figura 1.21 - Sistema de transmisión

Son segadoras rotativas de eje vertical compuestas por una serie de rotores, denominados tambores, que reciben el movimiento de giro por la parte superior del rotor. Pueden ir suspendidas o arrastradas. Los elementos que contiene son:

- Sistema de enganche al tractor (frontal o trasero).
- Bastidor superior que soporta los tambores y las lonas o cadenas de protección.
- Tambores.
- Sistema de accionamiento de los tambores.

Los tambores son los elementos característicos de estas máquinas. Están formados por:

- Cuerpo cilíndrico: protege al eje vertical que acciona el tambor. Por la parte exterior lleva unos dispositivos de arrastre del forraje segado para ayudar a transportarlo hacia atrás. Por la parte inferior se une a la campana portacuchillas.

- Campana porta cuchillas: recibe el movimiento del eje central. Es de forma troncocónica, con la concavidad hacia el suelo. La base inferior, mayor que el cuerpo central, tiene un diámetro que puede variar según los modelos entre 0,6 y 1,2 m. En la periferia se sujetan las cuchillas.
- Patín inferior: cierra la campana por debajo. Puede girar libremente o estar asociado al giro del tambor. Su misión es facilitar el deslizamiento de los tambores sobre el terreno y mantener una altura de corte constante.
- Cuchillas: sobresalen entre el patín y la campana, a la que van sujetas. Su número depende del diámetro de la campana. Los tambores de hasta 80 cm de diámetro llevan 2 o 3 cuchillas y los de diámetro mayor, 3 o 4. Tienen libertad para girar y esconderse dentro de la campana cuando encuentran un obstáculo.

La velocidad de rotación de los tambores oscila entre 2500 rpm para los tambores más pequeños y 1500 rpm para los mayores. Las máquinas actuales poseen 2, 3 o 4 tambores. Cuando hay tres, dos giran en el mismo sentido. Cada vez se emplean más las segadoras con dos tambores de diámetro mayor, en lugar de cuatro tambores más pequeños. El motivo es que, para la misma anchura de corte, las de dos tambores tienen más separación entre cilindros, lo que favorece el paso del forraje cortado, y como hay menos ejes en rotación, es menor la pérdida de potencia en la transmisión.

El accionamiento de los tambores se efectúa, normalmente, a partir de la toma de fuerza del tractor. Aunque éste disponga de tdf de 1000 rpm, hay que multiplicar la velocidad para obtener la que precisan los tambores. La transmisión comprende:

- Transmisión primaria: desde la tdf hasta el bastidor superior de los tambores. Se puede hacer por correas trapezoidales, por caja de engranajes y transmisión cardan o por una combinación de ambas.
- Accionamiento directo del eje de los tambores: Se puede hacer por correas o por eje rígido y parejas de engranajes cónicos en cada tambor.

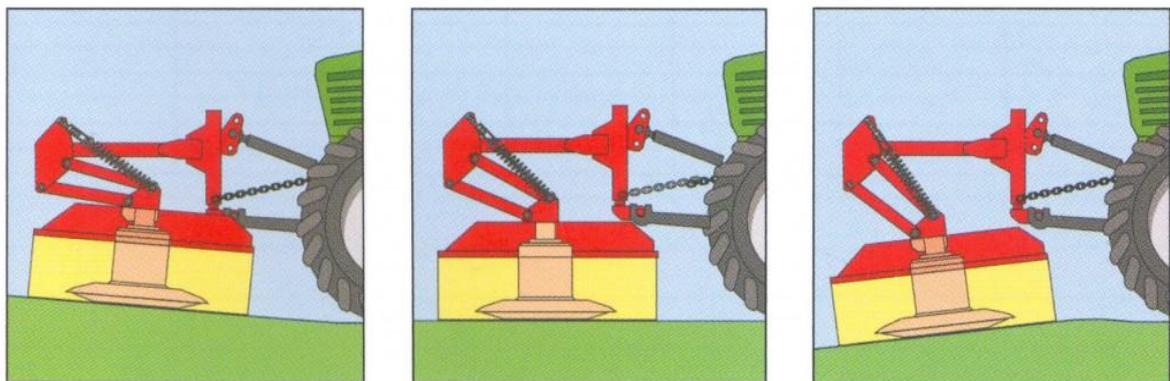
Las regulaciones de este tipo de máquinas son:

- Altura de corte: se puede variar entre 25 y 65 mm por alguno de los siguientes procedimientos: variando la forma de los patines (planos o

cóncavos de diferentes alturas), modificando la separación patín-campana (con anillos espaciadores, tornillo de regulación, muescas,...) o utilizando cuchillas acodadas.

- **Inclinación:** aunque se puede utilizar el elevador hidráulico del tractor, casi todas las segadoras de tambores llevan dispositivos específicos, mecánicos o hidráulicos para adaptarse al trabajo en terreno con pendiente transversal.

También disponen de sistemas de amortiguación para permitir una cierta oscilación transversal de unos 16°, a fin de salvar las irregularidades del terreno.



Flotación de la unidad segadora, mediante sistema de resortes de amortiguación.

Figura 1.22 - Sistema de amortiguación

Al igual que los modelos de discos, para el transporte se pueden levantar verticalmente o desplazarlas hacia atrás para alinearlas con el tractor.



Figura 1.23 - Posición de transporte

1.8 Tendencias actuales en el mercado de segadoras

En los últimos años las tendencias en el usuario profesional de segadoras (empresas de servicios, cooperativas, grandes explotaciones), han ido hacia un incremento progresivo de la capacidad de trabajo mediante mayores anchuras de corte. La adquisición de equipos combinados con segadora frontal suspendida y trasera arrastrada, que proporcionan anchuras de corte en torno a los 6 m, es uno de los sistemas más populares. Otra de las combinaciones que están adoptando algunas empresas de servicios es la de dos módulos traseros suspendidos y uno frontal también suspendido, con lo que alcanzan anchuras de trabajo en torno a los 8 m. En zonas con lluvias frecuentes, como es el caso del noroeste y centro de la república Argentina, la rapidez en la siega es un aspecto cada vez más valorado. El accionamiento habitual de estos equipos combinados es con tractores agrícolas, no siendo habitual el uso de segadoras autopropulsadas o el empleo de las cosechadoras autopropulsadas de forraje para el accionamiento de segadoras.

En el futuro vamos a ver como las tecnologías de la agricultura de precisión van a ser incorporadas en las segadoras de forraje. Experimentalmente ya se están probando sensores que permiten medir la producción del forraje segado en tiempo real y de una manera geo referenciada, al combinarlos con sistemas de posicionamiento DGPS.

Ésto va a posibilitar la elaboración de mapas de rendimiento de cultivos forrajeros que permitirán mejorar, por ejemplo, la fertilización nitrogenada de los campos.

1.9 Utilidades de la segadora

La segadora Rotativa es recomendada especialmente para el mantenimiento de potreros y áreas verdes de gran extensión. Su diseño de tres cuerpos articulados le permite tomar los contornos del terreno, ya que los cuerpos laterales tienen flotación con respecto al cuerpo central. Ésto permite realizar una excelente labor, aun y en terrenos relativamente accionados. Además, los cuerpos laterales pueden girar completamente hacia arriba mediante la acción de los cilindros hidráulicos, facilitando el transporte a través de puertas o pasos estrechos. La alta eficacia de estas segadoras permite el uso de tractores relativamente pequeños, y su excepcional rendimiento garantiza la recuperación de su inversión en un mínimo de tiempo. En caso de sobrecargas, los mecanismos de la segadora son protegidos por el efecto de limitación de torque de los embragues deslizantes, los cuales se encuentran ubicados independientemente en cada una de las cajas de engranes.

1.10 Prácticas seguras para segar

1. Antes de arrancar el motor, asegúrese de que la transmisión y el sistema de corte de la segadora estén desenganchadas.

2. Enganche la tracción de la segadora a una muy baja velocidad de revoluciones y que el equipo de corte este elevado al máximo. Si hay excesiva vibración o ruidos inusuales, determine a que se deben. Si hay alguna señal de problemas, apague la máquina y realice una inspección. Las hélices de la segadora pueden continuar girando por algunos momentos, así que espere hasta que se haya detenido todo movimiento antes de bajarse del asiento del tractor. Antes de la inspección bloquee la segadora en posición elevada.

3. Aumente la velocidad de rotación a la normal, y baje la segadora hasta la altura deseada para el trabajo.
4. La velocidad de avance sobre el terreno depende de la altura, tipo y densidad de la vegetación que va a cortar, así como la naturaleza del terreno.
5. Disminuya la velocidad en las pendientes y en las curvas cerradas para evitar un vuelco. Este alerta para detectar pozos u otros peligros ocultos.
6. Siempre trate de segar cuesta abajo y nunca cuesta arriba ni transversal a la pendiente, ya sea que la segadora este suspendida por debajo del tractor, en la parte posterior o lateralmente, o sea del tipo de arrastre.
7. Con las segadoras de instalación lateral, excéntrica y con barra de corte, opere siempre de manera transversal a la pendiente, con la segadora hacia el lado de subida de la pendiente. Nunca opere la segadora cuesta abajo. Evite girar hacia el lado de subida de la pendiente o en curva cerrada con esta clase de segadoras.
8. Tenga sumo cuidado cuando trabaje sobre terreno disparejo. La velocidad de avance debe ser lenta, y las curvas deben ser amplias y graduales.
9. Cruce diagonalmente a través de las hondonadas empinadas. Evite los desniveles pronunciados para evitar que el tractor y la segadora queden "suspendidos".
10. Es necesario tener mucho cuidado cuando se siega en bordes de zanjas. Si una de las alas o segadora instalada lateralmente choca contra algún obstáculo, la parte delantera del tractor virara bruscamente hacia la zanja.
11. No siegue en retroceso a menos que lo recomiende específicamente el manual del operador. Siempre mire hacia atrás antes de retroceder.
12. Mantenga las manos y pies lejos de las correas trapezoidales, ejes y otras partes en movimiento. En realidad, la segadora no debe estar funcionando a menos que el operador este en el asiento.
13. Siga el procedimiento recomendado para apagar la segadora antes de dejarla. Aplique los frenos, desenganche la tracción de la segadora, apague el motor y saque la Llave. Nunca deje una segadora sobre una pendiente.

1.11 Mantenimiento de rutas



Figura 1.24 - Segadora operando

La infraestructura vial juega un rol importante en el desarrollo de un país. Además de los avances necesarios para que la producción nacional pueda crecer, se requiere que la infraestructura vial del país este a la altura de la situación, es decir si se quiere ser competitivo, se debe asegurar, entre otros factores, una red de rutas adecuadas.

Diversos estudios internacionales y locales revelan la existencia de una correlación positiva entre rutas asfaltadas y producto bruto interno, ésto hace ver que países con mayor desarrollo vial tienen mayor PBI y reflejan una mayor productividad de las economías.

Una red vial bien concebida permite a un país ser competitivo a la hora del comercio internacional, por el contrario, un deficiente desarrollo de la infraestructura vial constituye una barrera al desarrollo de la agricultura, la industria y el comercio.

Si bien existen diversos factores involucrados en el desarrollo de un país, se destaca el desarrollo vial como el principal a la hora de expandir los comercios y las diferentes actividades económicas.

- La Red vial de Argentina se encuentra integrada por toda superficie terrestre, pública o privada, por donde circulan peatones y vehículos, la cual está señalizada bajo la jurisdicción de las autoridades nacionales, provinciales o municipales responsables de la aplicación de las leyes de tránsito argentino bajo la gestión de la Dirección Nacional de Vialidad.

La Red de carreteras de Argentina tiene aproximadamente 500.000 km, de los cuales 37.800 km pertenecen a la red troncal primaria con jurisdicción nacional, 178.000 km están gestionados por la jurisdicción provincial, 285.000 km forman la red terciaria administrada por municipalidades o comunas. Se trata sin duda de una red compleja a la cual naturalmente se debe sumar la red ferroviaria con la cual se completa el sistema de transporte argentino. El 75% del tránsito vehicular se realiza por las carreteras pavimentadas; en el 95% de la red vial circula un tránsito medio de 500 vehículos por día. Aproximadamente 5000 km de la red total son vías rápidas (autopistas y autovías) y por ella circulan más de 4500 vehículos por día.

La Red Vial Nacional ha sido construida durante las últimas cinco décadas; en el año 1950 se contaba con aproximadamente 7.000 km de caminos pavimentados y 7.000 km de caminos mejorados, en general enripiados. Las redes Provinciales, del total de 60.000 km de caminos pavimentados o mejorados, en la actualidad no menos de 85% han sido construidos en este período. La actividad vial de los años 1960 y 1970 marcó el pico de incorporación de nuevas obras.

La planificación y supervisión de la Red Vial Argentina está bajo el control de la Dirección Nacional de Vialidad, Direcciones Provinciales de Vialidad otras entidades de control con fines específicos, como son Ente del Conurbano Bonaerense (ECB), Organización de Control de la Red de Accesos a Buenos Aires (OCRABA), cuyas funciones se superponen parcialmente con las de las DNV y DPV.

Considerando que Argentina posee una superficie continental de 2,8 millones de Km², se puede concluir que el país tiene una estructura vial subdesarrollada, lo cual se debe en parte a su escasa población, problema que

se ve agravado por el hecho de la alta concentración demográfica en ciertas zonas.

La red de carreteras de Argentina se divide en carreteras troncales, secundarias y terciarias:

- **Red de carreteras troncales.** con una longitud de 38.000 km, son aquellas carreteras que tienen jurisdicción nacional. Constituyen parte de esta red las rutas nacionales, las autopistas y autovías concesionadas.
- **Red de carreteras secundarias.** cuya extensión es de 178.000 km, está formada por el conjunto de las carreteras de jurisdicción provincial. Forman parte de esta red la totalidad de las rutas provinciales argentinas.
- **Red de carreteras terciarias.** totalizan aproximadamente unos 400.000 km, está formada por el conjunto de las carreteras de titularidad municipal o comunal.

2 CAPITULO II: CORTE

2.1 Teoría de corte

En el presente capítulo se desarrollarán los cálculos necesarios para establecer tanto los distintos parámetros de diseño como los esfuerzos de corte en la planta y sollicitaciones mecánicas debido al corte.

Estos parámetros permitirán dimensionar los componentes mecánicos de la máquina y limitar sus posibilidades de trabajo.

Para empezar con el cálculo se deben fijar condiciones conocidas como el vegetal a cortar, alturas de corte y propiedades del vegetal. Según establece la bibliografía utilizada¹.

2.2 Cálculo de fuerza de corte

El vegetal adoptado para utilizar como referencia es el maíz, dado que éste presenta un tallo robusto y de difícil corte. Las propiedades del citado cereal son las siguientes:

- Módulo de elasticidad (E): 153 Kg./cm^2
- Tensión a la rotura (σ_r): 553 Kg./cm^2
- Diámetro de tallo (d): 30 mm = 3 cm
- Espesor promedio (e): 2 mm = 0.2 cm

La expresión de la fórmula que arroja la fuerza necesaria para el cálculo de corte es la siguiente de acuerdo a la bibliografía²:

$$F_u = \frac{I}{C} \times \frac{\sigma_r}{L}$$

Donde cada coeficiente significa:

- I = Momento de inercia del tallo expresado en cm^4 .
- C = Distancia entre la fibra neutra a la más tensionada expresada en cm.
- L = Altura de corte expresada en cm.
- σ_r = Tensión de rotura de vegetal.

La expresión para el cálculo del momento de inercia del tallo de maíz es la siguiente:

$$I = 3 \times \pi \times \frac{d^3}{32} \times e$$

Remplazando y resolviendo la ecuación de inercia.

$$I = 3 \times \pi \times \frac{3cm^3}{32} \times 0.2 cm$$

$$I = 1.59 cm^4$$

Una vez calculado el momento de inercia se calcula la fuerza de corte para distintas alturas.

Dado que la máquina trabajara a una altura mínima de 5 cm y con una máxima de 31 cm éstas pasan a ser las alturas límites en donde se encontraran fuerza de corte máximas o mínimas. Por otro lado la distancia C es igual a 1.5 cm.

Fuerza de corte para la altura mínima L=5 cm.

$$F_u = \frac{I}{C} \times \frac{\sigma_r}{L}$$

Remplazando los valores correspondiente.

$$F_u = \frac{1.59 cm^4}{1.5 cm} \times \frac{553 Kg./cm^2}{5 cm}$$

$$F_u = 117.2 kg$$

Haciendo lo mismo para la altura máxima L = 31 cm.

$$F_u = \frac{I}{C} \times \frac{\sigma_r}{L}$$

Remplazando los valores correspondiente.

$$F_u = \frac{1.59 cm^4}{1.5 cm} \times \frac{553 Kg./cm^2}{31 cm}$$

$$F_u = 18.9 kg$$

Comparando los resultados calculados vemos que es notoria la diferencia de la fuerza de corte para distintas alturas. Dado que el valor mayor es el crítico, es tomado para el cálculo ahora en adelante.

$$F_u = 117.2 kg. = 1172 N$$

2.3 Deflexión de la planta en el momento de corte

En el momento en que la cuchilla hace contacto con el tallo éste comienza a sufrir una cierta flexión que se incrementa desde el suelo y haciéndose máxima hacia arriba.

Para el cálculo de la flexión se considera a la planta como una viga empotrada en un extremo y libre en el otro en el cual se aplica la fuerza, ver Figura 2.1

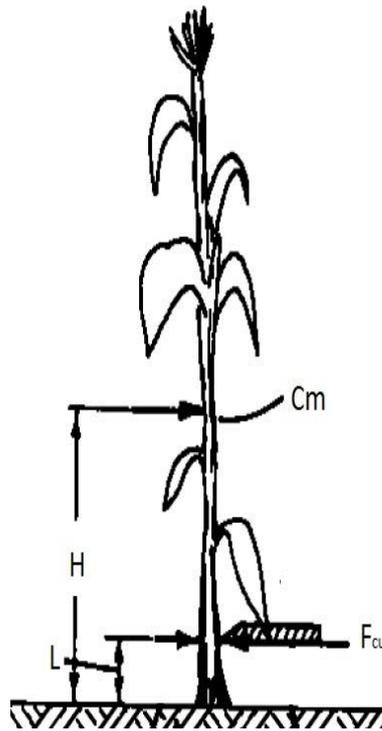


Figura 2.1 - Esquema de fuerzas actuantes en el corte

La ecuación que se utiliza para el cálculo de la deflexión es la siguiente.

$$\delta = \frac{F_u \times L^3}{3 \times E \times I}$$

Donde cada coeficiente expresa:

- F_u = Fuerza de corte expresada en kg.
- L = Longitud de corte en cm.

- E= Modulo de elasticidad en $Kg./cm^2$.
- I = Momento de inercia cm^4 .

Remplazando los valores correspondientes en la ecuación esta queda de la siguiente forma:

$$\delta = \frac{117.2 \text{ kg.} \times 5^3 \text{ cm}}{3 \times 153 \text{ Kg./cm}^2 \times 1.59 \text{ cm}^4}$$

$$\delta = 20.04 \text{ cm}$$

Este desplazamiento es excesivo pero demuestra que si la fuerza de corte es aplicada de forma suave, sobre el tallo, es muy difícil llegar al corte dado que la planta se flexionaría considerablemente. Partiendo de este cálculo se entiende que el corte se da por impacto y no por un contacto relativamente suave.

2.4 Fuerza aplicada por la cuchilla

Dado que para el corte es necesario aplicar una fuerza y que ésta se aplique lo suficientemente rápida, es decir en forma de impacto, esta fuerza debe ser igual o superior a la fuerza de corte F_u calculada anteriormente.

La expresión de la fórmula que arroja el valor de la fuerza que es capaz de producir la cuchilla es:

$$F_c = A_c \times d \times P_c$$

Donde cada parámetro de esta ecuación significa:

- A_c = Área de filo de cuchilla expresada en cm^2 .
- d = Diámetro del tallo expresado en cm.
- P_c = Presión crítica de corte para la planta seleccionada expresada en $Kg./cm^2$.

Para nuestro cálculo la planta de maíz soporta alrededor de 300 $Kg./cm^2$.

Despejando el área y reemplazando cada valor con su correspondiente.

$$A_c = \frac{F_c}{d \times P_c}$$

$$A_c = \frac{117.2 \text{ kg} \cdot F}{3 \text{ cm} \times 300 \text{ Kg}./\text{cm}^2}$$

Dando como resultado:

$$A_c = 0.13 \text{ cm}^2/\text{cm}$$

Para aplicar una fuerza igual a la de corte, se necesita un área de 13 mm^2 por cada cm de longitud de filo en la cuchilla.

2.5 Geometría de filo de la cuchilla

Anteriormente se calculó el área en función de las propiedades del vegetal a cortar, en esta parte se utilizara el valor obtenido para establecer la geometría de filo la cuchilla. También es necesario analizar los espesores de cuchillas existentes en el mercado para no realizar un dimensionamiento no aplicable.

La geometría presenta las siguientes variables que dan la forma de filo (Figura 2.2).

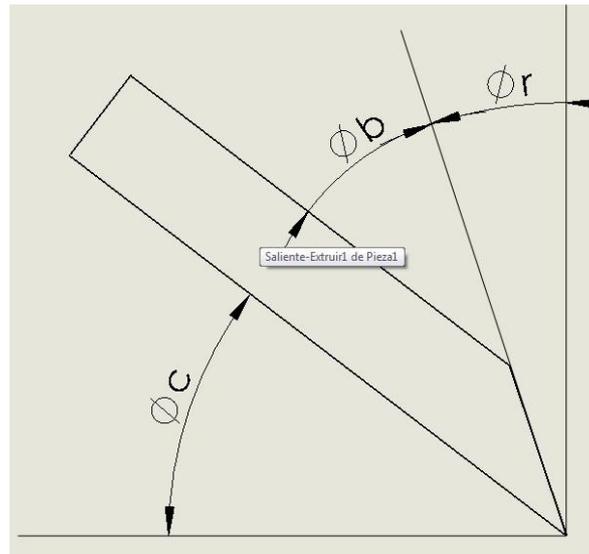


Figura 2.2 - Geometría de filo

Donde cada coeficiente significa:

- Φ_r = Angulo de ataque.
- Φ_b = Angulo de filo.
- Φ_c = Angulo de incidencia.
- R_c = Radio de filo.

Ahora la expresión de la fórmula que arroja el valor del área de filo utilizando los coeficientes geométricos y de la cual podemos despejar el radio de filo máximo necesario para un corte óptimo.

$$A_c = R_c \times [1 + \cos(\phi_b + \phi_c)]$$

Para nuestro cálculo consideramos que el ángulo de incidencia es cero dado que las condiciones de funcionamiento de la cuchilla así lo muestran.

La ecuación despejada y evaluada se expresa de la siguiente forma:

$$R_c = \frac{A_c}{1 + \cos \phi_b}$$

$$R_c = \frac{0.13 \text{ cm}^2}{1 + \cos 60^\circ}$$

Dando como resultado

$$R_c = 0.086 \text{ mm}$$

Por cuestiones de seguridad y considerando que con el uso en el momento de trabajo la cuchilla sufre un desgaste, es que no se puede tomar este radio como inicial dado que en breve tiempo la misma presentaría dificultad en momento del corte. **Por lo tanto consideramos como radio de filo 0.5 mm.**

2.6 Masa de la cuchilla

La masa de la cuchilla es otra de las condiciones que se debe calcular para garantizar que ésta pueda aplicar la fuerza suficiente para el corte.

La cuchilla por otro lado se encuentra sometida a fuerzas producidas por el corte y otras debido a la fuerzas centrífugas producidas por la rotación.

Estas dos fuerzas están relacionadas dado que si la cuchilla gira a una velocidad mínima ésta no tendrá la capacidad de corte deseada.

Por otro lado se recomiendan velocidades de cortes mayores a 30 m/min.

Se ha tomado como parámetro a un tractor de la marca Massey Ferguson el cual tiene un rango de utilidad de sus RPM entre las 760 y 3000, suponemos que este tractor trabajaría a unas 1500 RPM en el motor pero entregaría unas 375 RPM en la toma de fuerza, estas RPM aumentarían al doble por el sistema de cajas de la desmalezadora haciendo girar a las cuchillas a unas 750 RPM finales.

Otro aspecto a considerar es que esta máquina consta de tres ejes de corte formando un área de seccionamiento vegetal para cada eje. Estas áreas se encuentran superpuestas unos 5 cm para evitar fallas en el corte.

Cuando la cuchilla sufra un giro de unos 19° comenzaría a finalizar el solapamiento de las áreas de corte y el eje quedaría como muestra la siguiente Figura (Figura 2.3).

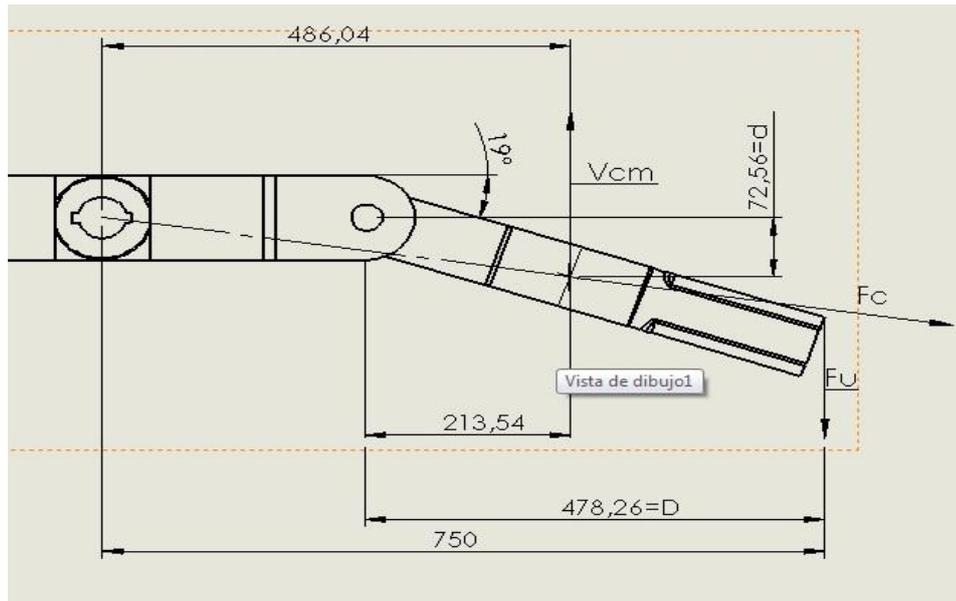


Figura 2.3 - Esquema de posición y velocidades críticas

Para empezar con los cálculos comenzamos con el cálculo de la velocidad de corte:

$$V_{cm} = w \times r$$

Dónde:

- V_{cm} = Velocidad de corte del centro de masa expresada en m/seg.
- w = Velocidad angular expresada en rad/seg.
- r = Distancia del centro de masa al centro de giro expresada en cm.

Cálculo de la velocidad angular.

$$W = 750 \text{ RPM} = 78.5 \text{ rad/seg.}$$

Evaluando y calculando la V_{cm} .

$$V_{cm} = w \times r$$

$$V_{cm} = 78.5 \frac{\text{rad}}{\text{seg}} \times 0.486 \text{ m}$$

$$V_{cm} = 38.13 \text{ m/seg}$$

El siguiente paso es calcular la aceleración centrífuga a la que la cuchilla es sometida.

La ecuación para esto es:

$$a_{cm} = \frac{v_{cm}^2}{r}$$

Remplazando los valores y calculando.

$$a_{cm} = \frac{38.13 \text{ m/seg}^2}{0.486 \text{ m}}$$

Obtenemos que la aceleración es:

$$a_{cm} = 3051,6 \text{ m/seg}^2$$

Una vez calculada la aceleración estamos en condiciones de plantear dos ecuaciones más, una que vincula la masa de la cuchilla y la aceleración del centro de masa y otra la sumatoria de momento en el centro de giro, ver Figura 2.3

La primera ecuación sería de la siguiente manera:

$$F_{cu} = m \times a_c$$

La segunda ecuación sería una sumatoria de momentos en “o” y quedaría expresada como sigue:

$$\Sigma M_o = -F_u \times D + F_{cu} \times d \times \cos\phi = 0$$

Dónde cada término significa:

- F_u = Fuerza necesaria para el corte expresada en N.
- D = Distancia del centro de giro de la cuchilla al extremo más alejado de la cuchilla expresado en cm.
- F_{cu} = Fuerza dinámica de la cuchilla expresada en N.
- Φ = Angulo formado por la cuchilla y el porta cuchilla expresado en grados.

Ahora evaluando y despejando F_{cu} :

$$\Sigma M_o = -1172 \text{ kg} \times 0.4783 \text{ cm} + F_{cu} \times 0.07256 \text{ cm} \times \cos 19^\circ = 0$$

Nos queda:

$$F_{cu} = 8170.72 \text{ N}$$

Igualando con la primera ecuación y despejando la masa obtenemos la misma.

$$F_{cu} = m \times a_c = 8170.72 \text{ N}$$

$$F_{cu} = m \times 3051,6 \text{ m/seg}^2 = 8170.72 \text{ N}$$

La masa de la cuchilla necesaria para el corte es:

$$m = 2.67 \text{ Kg.}$$

La masa de una cuchilla estándar de similares dimensiones ronda los 3 Kg. esto nos da un margen de seguridad dado a que existe un exceso de masa de 0.33 Kg. a nuestro favor pudiendo absorber una pequeña disminución de la RPM ante cualquier solicitud.

2.7 Cálculo de potencia requerida para el corte

Ahora definiremos la potencia que se necesita para poder aplicar la fuerza de corte a determinada velocidad y sobre todo nos definirá que tipo de tractor necesitaremos para poder hacer funcionar la máquina correctamente.

Para definir la potencia tendremos que fijar la velocidad de trabajo de la máquina y se consideró que una velocidad de 10 km/h es una velocidad relativamente alta para esta labor.

Empezando a calcular, la primera ecuación necesaria es:

$$M_f = l \times v \times \rho$$

Donde cada coeficiente se define como:

- M_f = Masa de alimentación en Kg/m².
- l = Longitud de filo expresado en m.
- v = Velocidad del implemento en m/seg.
- ρ = densidad promedio de la masa foliar expresada en kg/m².

Y numéricamente esto se evalúa con los siguientes valores:

l = De acuerdo a medidas tomadas en cuchillas comerciales este valor ronda los 7.5 cm o expresada en metros 0.075 m.

v = Como se ha expresado anteriormente la velocidad de trabajo es de

10 km/h la cual se tiene que utilizar en m/seg, serian 2.8 m/seg.

ρ = La masa foliar del maíz estaría alrededor de los 5.4 Kg/m².

Remplazando y calculando.

$$M_f = l \times v \times \rho$$

$$M_f = 0.075 \text{ m.} \times 2.8 \text{ m/seg} \times 5.4 \text{ Kg/m}^2$$

Dando un resultado de:

$$M_f = 1.134 \frac{\text{Kg}}{\text{seg}}$$

Y si se expresa en kg/h arroja un valor de:

$$M_f = 4082.4 \frac{\text{Kg}}{\text{h}}$$

Una vez obtenida la cantidad de material a cortar en un período de tiempo podemos utilizar esta misma para calcular la potencia consumida utilizando la siguiente ecuación extraída de la bibliografía citada precedentemente³.

$$P = 8.2 + 2.13M_f$$

Remplazando y calculando.

$$P = 8.2 + 2.13M_f$$

$$P = 8.2 + 2.13 * 4082.4 \frac{\text{Kg}}{\text{h}}$$

Obteniendo una potencia necesaria para el corte de:

$$P = 8703.71 \text{ watt}$$

$$P = 11.68 \text{ Hp}$$

Cabe destacar que esta potencia es para un solo filo, para nuestro caso tendríamos que aumentar al doble, dando unos 23 Hp, pero asumiendo para el cálculo unos 30 Hp, ya que la máquina consta de dos filos por cada tramo de corte y por ende el mecanismo de transmisión debe soportar esta potencia.

La máquina consta de tres tramos de corte por lo tanto necesitaríamos una potencia mínima del tractor en la toma de fuerza de unos 90 Hp, donde se estaría hablando de unos 120 Hp en total. No se debe olvidar que la máquina se está calculando para una sollicitación elevada.

2.8 Cálculo de porta cuchilla

El porta cuchillas es la pieza mecánica que sostiene a los elementos de corte, éstos están sostenidos por un tornillo que vincula el soporte con la cuchilla y a su vez permitiéndole el giro no siendo una unión rígida. Ver figura 2.4.

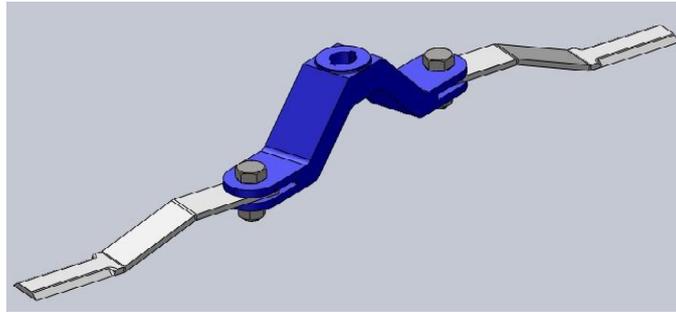


Figura 2.4 – Porta cuchilla

Éste está sometido a dos fuerzas, una de corte y otra centrífuga, que actúan en los soportes de la cuchilla siendo sitio para el cálculo. Los cálculos que se efectuarán serán una comprobación a la tracción y al corte, viendo el orden del coeficiente de seguridad sabremos donde la pieza estaría más solicitada.

Para el primer cálculo necesitamos conocer la fuerza resultante obtenida entre la fuerza de corte y la fuerza centrífuga ver Figura 2.5.

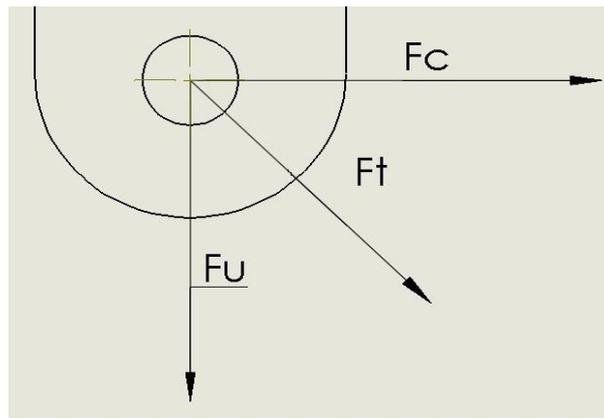


Figura 2.5 - Esquema de fuerzas actuantes en el perno

Donde $F_u = 117.2 \text{ kg}$ y $F_{cu} = 817.072 \text{ kg}$ la resultante está calculada de la siguiente manera:

$$F_r = \sqrt{(F_u^2 + F_{cu}^2)}$$

Remplazando y resolviendo nos queda.

$$F_r = \sqrt{(117.2 \text{ kg}^2 + 817.072 \text{ kg}^2)}$$

$$F_r = 825.43 \text{ kg}$$

Para el cálculo de esfuerzo es necesario especificar el material con el que está construido el porta cuchillas.

Éste está construido con un acero moldeado ASTM A27-58 cuyas resistencias son extraídas de la bibliografía utilizada⁴. Donde establece que la resistencia a la rotura $S_u = 4921 \text{ Kg/cm}^2$ y $S_{us} = 2952.6 \text{ Kg/cm}^2$.

Las secciones de corte y tracción se especifican en las Figuras 2.6 y 2.7 donde se detallan una vista en corte del porta cuchilla.

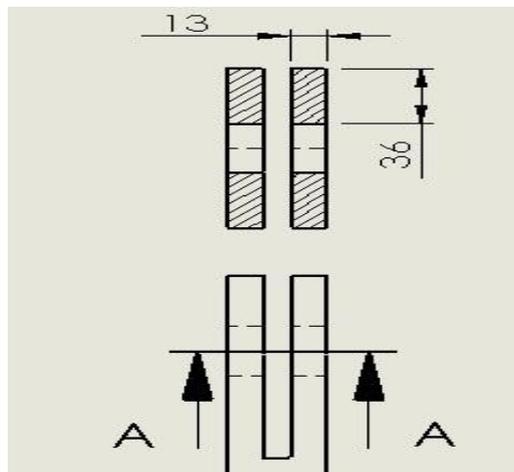


Figura 2.6 - Áreas que actúan en la tracción

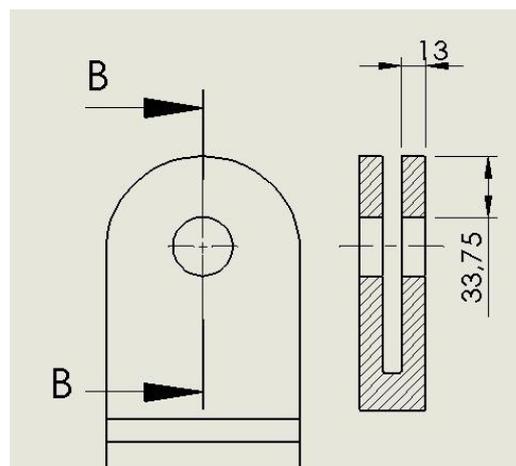


Figura 2.7 - Área que actúa en el corte

Para el cálculo a tracción utilizamos las secciones que se encuentran cuando cortamos la pieza con un corte transversal en el sector del ojo donde se coloca el perno. Para el cálculo se utiliza la siguiente ecuación.

$$S_t = \frac{F_r}{A_T}$$

El área está formada por cuatro zonas que se someten a tracción.

$$A_t = 4 \times a \times l$$

Donde “a” es igual a 3.6 cm y “l” es igual 1.3 cm estos datos son sacados de la figura 33

Remplazando y calculando los valores correspondientes, obtenemos los siguientes resultados:

$$A_t = 4 \times a \times l$$

$$A_t = 4 \times 3.6 \text{ cm} \times 1.3 \text{ cm}$$

$$A_t = 18.72 \text{ cm}^2$$

Y la tensión de tracción es igual a:

$$S_t = \frac{F_r}{A_T}$$

$$S_t = \frac{825.43 \text{ kg}}{18.72 \text{ cm}^2}$$

$$S_t = 44.09 \text{ kg/cm}^2$$

Para el cálculo del coeficiente de seguridad basta con dividir el S_u por la tensión de trabajo S_t .

$$N = \frac{S_u}{S_t}$$

Remplazando y calculando.

$$N = \frac{4921 \text{ Kg/cm}^2}{44.09 \text{ kg/cm}^2}$$

Nos arroja un coeficiente de seguridad igual a:

$$N = 111$$

Haciendo lo mismo para la sollicitación al corte, analizamos las secciones involucradas que se muestran en la figura 2.7. El área está formada por dos zonas que se someten a corte es igual a:

$$A_{st} = 4 \times a \times l$$

Donde "a" es igual a 3.375 cm y "l" es igual 1.3 cm estos datos son sacados de la figura 2.7. Para el cálculo a corte utilizamos las secciones anteriormente calculadas que se encuentran cuando cortamos la pieza con un corte longitudinal en el sector del ojo, donde se coloca el perno. Para el cálculo se utiliza la siguiente ecuación.

$$S_{st} = \frac{F_r}{A_{sT}}$$

Remplazando y calculando los valores correspondientes, obtenemos los siguientes resultados:

$$A_t = 2 \times a \times l$$

$$A_t = 4 \times 3.375 \text{ cm} \times 1.3 \text{ cm}$$

$$A_t = 17.55 \text{ cm}^2$$

Y la tensión al corte es igual a:

$$S_{st} = \frac{F_r}{A_{sT}}$$

$$S_{st} = \frac{825.43 \text{ kg}}{17.55 \text{ cm}^2}$$

$$S_{st} = 47.015 \text{ kg/cm}^2$$

Para el cálculo del coeficiente de seguridad basta con dividir el S_{us} por tensión de trabajo S_t .

$$N = \frac{S_{su}}{S_{st}}$$

Remplazando y calculando.

$$N = \frac{2952.6 \text{ Kg/cm}^2}{47.015 \text{ kg/cm}^2}$$

Nos arroja un coeficiente de seguridad igual a:

$$N = 62.76$$

Los coeficientes de seguridad son considerablemente grandes de acuerdo a los propuestos por la bibliografía⁵, pero debido a que en el lugar de trabajo se está expuesto a condiciones de funcionamiento severas, estos coeficientes son justificables (desgaste).

2.9 Cálculo eje de corte

El eje es el encargado de transmitir la potencia al porta cuchillas y de absorber los distintos tipos de sollicitaciones producidas por el corte.

Dado que el corte se produce solamente en una fracción del recorrido de la cuchilla, el eje sufre una carga y descarga que podría ocasionar la rotura por fatiga torsional. El acero propuesto para el eje es un SAE 4140 templado y revenido en aceite a 649°C donde su resistencia a la fluencia y a la rotura es $S_y = 5835 \text{ kg/cm}^2$ y $S_u = 7874 \text{ kg/cm}^2$ respectivamente, y para el corte $S_{sy} = 3501 \text{ kg/cm}^2$ y $S_{us} = 4724.4 \text{ kg/cm}^2$ respectivamente.

Previo al cálculo de dimensionamiento del eje es necesario calcular el momento torsional partiendo de las condiciones establecidas como RPM y potencia siendo estas 1000 RPM y 30 Hp respectivamente.

La ecuación que me permite calcular el momento torsor partiendo de estos parámetros es:

$$M_t = \frac{P \times 716}{RPM}$$

Remplazando y evaluando los valores correspondientes.

$$M_t = \frac{30 \text{ Hp} \times 716}{1000 \text{ RPM}}$$

Obtenemos el valor del momento torsor.

$$M_t = 21.48 \text{ Kgcm}$$

Siguiendo los pasos para el cálculo a fatiga⁶ comenzamos calculando los momentos máximos y mínimos.

$$M_{tMax} = 2148 \text{ Kgcm}$$

$$M_{tmin} = 0 \text{ Kgcm}$$

Paso siguiente calculamos los momentos medios y alternos.

El momento medio se expresa de la siguiente manera.

$$M_m = \frac{M_{tmax} + M_{tmin}}{2} = \frac{2148 \text{ Kgcm} + 0 \text{ Kgcm}}{2}$$

$$M_m = 1074 \text{ kgcm}$$

Y para el momento alterno se expresa.

$$M_a = \frac{M_{tmax} - M_{tmin}}{2} = \frac{2148 \text{ Kgcm} - 0 \text{ Kgcm}}{2}$$

$$M_a = 1074 \text{ kgcm}$$

Una vez calculados todos los momentos procedemos al cálculo de las tensiones medias y alternas, que por condiciones de trabajo son iguales. La ecuación que arroja el valor de dichas tensiones es la siguiente.

$$S_{ms} = \frac{M_t \times 32}{\pi \chi D^3} = S_{as}$$

Dado que el diámetro es desconocido y es el valor buscado, utilizaremos esta ecuación combinada con la ecuación de fatiga propuesta por la bibliografía⁷ siendo esta la siguiente.

$$\frac{1}{N} = \frac{S_{ms}}{S_{ys}} + K_f \times \frac{S_{as}}{S'_{ns}}$$

$$S'_{ns} = 0.5 \times K_t \times K_s \times K_e \times S_{us}$$

Dónde:

- K_t = Es un coeficiente de tamaño y es igual a 1 debido a que suponemos que es menor que 4".
- K_s = Es un coeficiente de acabado superficial y se saca de V. M. Faires de la tabla AF5 y en este caso es igual 0.6.
- K_e = Es un coeficiente de esfuerzo y para torsión es igual a 1.
- K_f = Es un coeficiente de concentración de tensiones sacado de la tabla AT13 de Faires y es igual a 1.3.
- N = Es un coeficiente de seguridad, según la bibliografía⁸ se recomienda que el mismo sea igual a 8.

Si reemplazamos los coeficientes obtenemos que:

$$S'_{ns} = 0.5 \times 1 \times 0.6 \times 1 \times 4724.4 \text{ kg/cm}^2$$

$$S'_{ns} = 1417.32 \text{ kg/cm}^2$$

Rearmamos en la ecuación de fatiga, ya con valores conocidos y despejamos el diámetro.

$$\frac{1}{8} = \frac{\frac{2148 \text{ Kgcm} \times 32}{\pi \chi D^3}}{3501 \text{ kg/cm}^2} + 1.3 \times \frac{\frac{2148 \text{ Kgcm} \times 32}{\pi \chi D^3}}{1417.32 \text{ kg/cm}^2}$$

Llegando a un resultado que establece que el diámetro es igual a:

$$D = 4.72 \text{ cm}$$

Lo que podemos redondear a un diámetro igual a 50 mm mejorando así la seguridad del eje.

2.10 Cálculo chaveta

La chaveta es el componente mecánico encargado de realizar la transmisión de potencia desde el eje hacia la porta cuchilla.

Éste debe poder soportar la totalidad de la potencia requerida para el corte.

En el punto anterior calculamos el par torsional existente en el eje, éste es el mismo que la chaveta debe ser capaz de soportar.

$$M_t = 2148 \text{ Kgcm}$$

Dado que la chaveta está sometida a un esfuerzo de corte producido por este par torsional necesitamos saber cuál es la fuerza que solicita a la chaveta, para eso se calcula de la siguiente manera.

$$M_t = F_C \times r$$

|Donde "r" es el radio del eje de corte.

$$F_C = M_t / r$$

Remplazando y calculando.

$$F_C = \frac{2148 \text{ Kgcm}}{2.5 \text{ cm}}$$

$$F_C = 859.2 \text{ Kg}$$

Para el cálculo de corte es necesario establecer un área en la chaveta en la cual será solicitada.

Una de las medidas que conforman el área, es la longitud del alojamiento de la cuchilla y esta medida es asignada como tentativa, asignándole un valor igual a 5.5 cm.

Por otro lado debemos establecer el material de la chaveta, el cual según la bibliografía⁹ se propone sea un acero SAE 1045 normalizado, éste tiene una resistencia igual a $S_u = 4280 \text{ Kg/cm}^2$ y de resistencia al corte igual a

$$S_{us} = 2568 \text{ Kg/cm}^2 \cdot$$

Se propone, además, un coeficiente de seguridad, y debido a las condiciones de trabajo se cree conveniente uno no menor a 8. Este valor hace que la tensión admisible para el trabajo sea la siguiente.

$$S_{as} = \frac{S_{us}}{N}$$

Remplazando y calculando.

$$S_{as} = \frac{2568 \text{ Kg/cm}^2}{8}$$

$$S_{as} = 321 \text{ Kg/cm}^2$$

Una vez que hemos definido las tensiones procedemos al cálculo de un espesor de la chaveta que cumpla con la sollicitación impuesta.

Para esto utilizamos las siguiente formulas.

$$S_{as} = \frac{F_c}{A}$$

Donde “A” es el área solicitada al corte, que es igual al ancho del chavetero, reemplazando los valores y despejando “e” obtenemos el espesor de la chaveta.

$$S_{as} = \frac{F_c}{Lxe}$$

$$321 \text{ Kg/cm}^2 = \frac{859.2 \text{ Kg}}{5.5 \text{ cm} \times e}$$

$$e = 0.49 \text{ cm}$$

Redondeando el resultado obtenemos que, con un espesor de 5 mm la chaveta haya de resistir correctamente. Por lo tanto la chaveta a utilizar tendrá una dimensión de l=55 mm, t=10 mm, b=5 mm.

2.11 Cálculo de perno de cuchilla.

Debido a que se tiene una idea de que cuchilla utilizar, podemos establecer que diámetro aproximado tendrá el perno.

La cuchilla tiene un diámetro para el alojamiento del perno de 30.25 mm, lo que nos permite colocar un tornillo M30 pero por cuestiones de seguridad debemos establecer cuál es el margen que este ofrece ante la fuerza de corte $F_r = 825.43 \text{ kg}$ calculada anteriormente.

Teniendo en cuenta que el soporte de la cuchilla ofrece un doble apoyo para el perno, este ofrece una doble área de resistencia al corte.

$$A_c = \pi x \frac{d^2}{4}$$

Donde "d" es igual al diámetro del tornillo por lo tanto $d = 30\text{mm}$.

$$A_c = 2x\pi x \frac{3\text{cm}^2}{4}$$

$$A_c = 14.13\text{cm}^2$$

Por otro lado la calidad de tornillo utilizada es 4.6 la cual ofrece una resistencia a la rotura igual a $S_u = 24000 \text{ Kg/cm}^2$ y un $S_{us} = 14400 \text{ Kg/cm}^2$ respectivamente.

Para establecer la tensión de trabajo aplicamos la siguiente ecuación.

$$S_{ts} = \frac{F_C}{A}$$

Remplazando y calculando.

$$S_{ts} = \frac{825.43 \text{ Kg}}{14.13\text{cm}^2}$$

$$S_{ts} = 58.41 \text{ Kg/cm}^2$$

Paso siguiente calculamos el coeficiente de seguridad.

$$N = \frac{S_{us}}{S_{ts}}$$

Remplazando y evaluando.

$$N = \frac{14400 \text{ Kg/cm}^2}{58.41 \text{ Kg/cm}^2}$$

$$N = 246$$

Es evidente que el coeficiente es muy grande y es poco probable que el tornillo falle. Pero se puede concluir que debido a las condiciones de trabajo y sabiendo que la cuchilla gira libremente sobre éste, ésta va producir un desgaste por fricción debilitando al tornillo, es por eso que se justifica la gran dimensión del mismo.

2.12 Cálculo de caja escuadra

Esta caja está compuesta por dos engranajes cónicos, donde sus ejes se encuentran a 90°, el material de los mismos es un acero AISI 8620 donde su resistencia a la rotura y a la fluencia son las siguientes, $S_u = 13217 \text{ Kg/Cm}^2$ y $S_y = 10475 \text{ Kg/Cm}^2$ respectivamente, la dureza lograda después del temple alcanza los BHN 388.

La desmalezadora consta de tres cajas escuadras de similares características y estas deben transmitir los 30 Hp necesarios para el corte. También esta caja debe tomar las 540 RPM que son entregadas por el tractor y aumentarlas a 1080 RPM dando una relación multiplicadora igual a 1:2.

Para realizar los cálculos se sigue el procedimiento establecido en la bibliografía¹⁰, la cual indica como primer paso calcular la fuerza transmitida, para esto debemos definir la cantidad de dientes del piñón, dado que es el más solicitado, se proponen 14 dientes y un módulo del diente igual a 7.

La ecuación que muestra cual es la fuerza a la cual va a ser sometido el diente es la siguiente:

$$F_t = 4500 \frac{Hp}{\pi x M x Z x RPM}$$

Remplazando y calculando llegamos a:

$$F_t = 4500 \frac{30Hp}{\pi x 7 x 14 x 1080RPM} x 1000$$

$$F_t = 438.13 \text{ Kg}$$

Esta fuerza es la que el diente debe soportar para poder cumplir con los requisitos de la máquina. A su vez esta fuerza al estar el mecanismo en movimiento se transforma en una fuerza dinámica la cual nos permitirá dimensionar el diente para que este soporte correctamente la carga y la fricción durante el trabajo.

Partiendo de estos cálculos obtendremos el ancho del diente óptimo.

Para obtener la fuerza dinámica aplicamos las siguientes formulas y coeficientes:

$$F_d = V_f x N_{sf} x K_m x F_t$$

Dónde:

- V_f , es el coeficiente de velocidad extraído de la siguiente fórmula:

$$V_f = \frac{27,6 + \sqrt{\pi x M_{zx} x 1000}}{27.6}$$

Remplazando y calculando

$$V_f = \frac{27,6 + \sqrt{\pi x 7 x 14 x 1000}}{27.6}$$

$$V_f = 1.63 \text{ m/min}$$

- N_{sf} , este coeficiente es denominado coeficiente de servicio y se selecciona por el tipo de sollicitación al que es sometido el diente, para nuestro caso es igual a 2.

- K_m , este coeficiente es de montaje, y para nuestro caso un engranaje se encuentra en voladizo y el otro tiene un doble apoyo por lo tanto $K_m = 1.10$.

Ahora si reemplazamos y resolvemos en la ecuación de fuerza dinámica.

$$F_d = V_f x N_{sf} x K_m x F_t$$

$$F_d = 1.63 \text{ m/min} x 2 x 1.10 x 438.13 \text{ Kg}$$

$$F_d = 1578.6 \text{ Kg}$$

Una vez que conocemos la magnitud del esfuerzo a que se somete el diente analizamos como primera instancia si el diente es capaz de soportar dicho esfuerzo, la ecuación que arroja la resistencia del diente es la siguiente.

$$F_s = \frac{S_d x b x j x M x K_l}{K_s K_t K_v x 10}$$

Donde cada coeficiente significa lo siguiente:

- S_d , es el esfuerzo de flexión de cálculo y depende de la dureza del material, para nuestro caso es igual a $S_d = 17.5 \times 388 \text{BHN} = 6790 \text{ Kg/Cm}^2$.
- b , es el espesor de diente y el cual debemos encontrar.
- J , es el coeficiente geométrico y es igual a $J = 0.18$.
- K_t , coeficiente de temperatura dado que la caja trabajara a menos de 70°C , nuestro $K_t = 1$.
- M , es el modulo del diente y nuestro modulo propuesto es igual a 7.
- K_s , este coeficiente vincula el tamaño del diente y de acuerdo al módulo este coeficiente es igual a 0.705.
- K_v , coeficiente de seguridad y es igual a 1.5.
- K_l , coeficiente de vida útil el cual para este caso lo definimos igual a 1.

Para poder resolver esta ecuación es necesario igualarla a la fuerza dinámica para que el ancho del diente sea satisfactorio

Remplazando e igualando:

$$F_s = F_d = 1578.6 \text{Kg} = \frac{6790 \frac{\text{Kg}^2}{\text{Cm}} \times b \times 0.18 \times 7 \times 1}{0.705 \times 1 \times 1.5 \times 10}$$

Despejando

$$b = 2 \text{ cm.}$$

Utilizando un espesor de diente igual a 2 cm el engranaje resistiría a la rotura.

La capacidad del diente al desgaste está dada por la siguiente ecuación, que también es igualada a la fuerza dinámica.

$$F_s = F_d = D_p \times b \times l \times \frac{S_{cd}^2}{C_c^2} \times \left(\frac{C_l}{C_t C_r} \right)^2 \times 10^3$$

Los coeficientes C son iguales que los coeficientes K anteriormente usado para el cálculo de resistencia a la rotura.

- S_{cd}^2 Es el esfuerzo de contacto para el cálculo y su valor es igual a $176 \times 10^6 \text{ Kg/cm}^2$.

- C_c^2 es el coeficiente elástico el cual es igual a $551 \times 10^6 \text{ Kg/cm}^2$.
- El coeficiente I es el coeficiente geométrico para el desgaste y es igual a 0.065.

Ahora si reemplazamos y despejamos "b".

$$F_d = D_p \times b \times l \times \frac{S_{cd}^2}{C_c^2} \times \left(\frac{C_l}{C_t C_r}\right)^2 \times 10^3$$

$$1578.6 \text{ Kg} = 9.8 \text{ cm} \times b \times 0.065 \times \frac{176 \times 10^6 \text{ Kg/cm}^2}{551 \times 10^6 \text{ Kg/cm}^2} \times \left(\frac{1.5}{1 \times 1}\right)^2 \times 10^3$$

$$b = 3.44 \text{ cm}$$

El espesor del diente recomendado es de 3.44 cm pero para dar un número más exacto proponemos 3.5 cm quedando este como el espesor de diente que soportara la rotura y al desgaste ante las sollicitaciones del corte.

2.13 Cálculo de caja Derivadora

Esta caja está compuesta por tres engranajes cónicos, donde sus tres ejes se encuentran a 45° uno del otro.

El material de los engranajes es un acero AISI 8620, donde su resistencia a la rotura y a la fluencia es la siguiente, $S_u = 13217 \text{ Kg/Cm}^2$ y $S_y = 10475 \text{ Kg/Cm}^2$ respectivamente. Su dureza se logra después del temple y alcanza los BHN 388. La caja derivadora se encarga de transmitir los 30 Hp a las tres cajas escuadra. También esta caja debe tomar las 540 RPM que son entregadas por el tractor y mantenerlas siendo la relación de transmisión 1:1.

Para realizar los cálculos se sigue el procedimiento de la bibliografía¹¹ la cual indica como primer paso calcular la fuerza transmitida, para esto debemos definir la cantidad de dientes del engranaje más solicitado, siendo este el de 20 dientes. El modulo dispuesto para el cálculo del engranaje es igual a 7.

La ecuación que muestra cual es la fuerza a la cual va a ser sometido el diente es la siguiente:

$$F_t = 4500 \frac{Hp}{\pi \times M \times Z \times RPM}$$

Reemplazando y calculando llegamos a:

$$F_t = 4500 \frac{30Hp}{\pi \times 7 \times 20 \times 540RPM} \times 1000$$

$$F_t = 568.7Kg$$

Esta fuerza es la que el diente debe soportar para poder cumplir con los requisitos de la máquina. Ahora partiendo de los datos conocidos calculamos las fuerzas capaces de soportar por la geometría del diente, pero antes debemos conocer la fuerza dinámica que se produce en el diente y luego si calcular la resistencia a la rotura y al desgaste.

Partiendo de estos cálculos obtendremos el ancho del diente óptimo.

Para obtener la fuerza dinámica aplicamos las siguientes formulas y coeficientes:

$$F_d = V_f \times N_{sf} \times K_m \times F_t$$

Dónde:

- V_f , es el coeficiente de velocidad extraído de la siguiente fórmula:

$$V_f = \frac{27,6 + \sqrt{\pi \times M \times z \times 1000}}{27.6}$$

Reemplazando y calculando:

$$V_f = \frac{27,6 + \sqrt{\pi \times 7 \times 20 \times 1000}}{27.6}$$

$$V_f = 1.55 \text{ m}/\text{min}$$

- N_{sf} , este coeficiente es denominado coeficiente de servicio y se selecciona por el tipo de sollicitación al que es sometido el diente, para nuestro caso es igual a 2.

- K_m , coeficiente de montaje y para nuestro caso un engranaje se encuentra en voladizo y el otro tiene un doble apoyo, por lo tanto $K_m = 1.20$.

Ahora si reemplazamos y resolvemos en la ecuación de fuerza dinámica.

$$F_d = V_f \times N_{sf} \times K_m \times F_t$$

$$F_d = 1.55 \text{ m/min} \times 2 \times 1.20 \times 568.7 \text{ Kg}$$

$$F_d = 2115.6 \text{ Kg}$$

Una vez que conocemos la magnitud del esfuerzo a que se somete el diente analizamos en primera instancia, si el diente es capaz de soportar dicho esfuerzo, la ecuación que arroja la resistencia del diente es la siguiente.

$$F_s = \frac{S_d \times b \times j \times M \times K_t}{K_s K_t K_v \times 10}$$

Donde cada coeficiente significa lo siguiente:

- S_d , es el esfuerzo de flexión de cálculo y depende de la dureza del material, para nuestro caso es igual a $S_d = 17.5 \times 388 \text{ BHN} = 6790 \text{ Kg/cm}^2$
- b , es el espesor de diente y el cual debemos encontrar.
- j , es el coeficiente geométrico y es igual a 0.2.
- K_t , coeficiente de temperatura, dado que la caja trabajara a menos de 70°C , nuestro $K_t = 1$.
- M , es el modulo del diente y nuestro modulo propuesto es igual a 7.
- K_s , este coeficiente vincula el tamaño del diente y de acuerdo al módulo este coeficiente es igual a 0.705.
- K_v , coeficiente de seguridad y es igual a 1.5.

- K_i , coeficiente de vida útil, el cual para este caso lo definimos igual a 1.

Para poder resolver esta ecuación es necesario igualarla a la fuerza dinámica para que el ancho del diente sea satisfactorio

Reemplazando e igualando:

$$F_s = F_d = 2115.6Kg = \frac{6790 \text{ Kg/cm}^2 \times b \times 0.2 \times 7 \times 1}{0.705 \times 1 \times 1.5 \times 10}$$

Despejando:

$$b = 2.38 \text{ cm}$$

Utilizando un espesor de diente igual a 2.5 cm el engranaje resistiría a la rotura perfectamente.

La capacidad del diente al desgaste está dada por la siguiente ecuación, que también es igualada a la fuerza dinámica.

$$F_s = F_d = D_p \times b \times l \times \frac{S_{cd}^2}{C_c^2} \times \left(\frac{C_l}{C_t C_r}\right)^2 \times 10^3$$

Los coeficientes C son iguales que los coeficientes K anteriormente usados para el cálculo de resistencia a la rotura.

- S_{cd}^2 es el esfuerzo de contacto para el cálculo y su valor es igual a $176 \times 10^6 \text{ Kg/cm}^2$.
- C_c^2 es el coeficiente elástico el cual es igual a $551 \times 10^6 \text{ Kg/cm}^2$.
- l es el coeficiente geométrico para el desgaste y es igual a 0.062.

Ahora si reemplazamos y despejamos “b”

$$F_d = D_p \times b \times l \times \frac{S_{cd}^2}{C_c^2} \times \left(\frac{C_l}{C_t C_r}\right)^2 \times 10^3$$

$$2115.6 \text{ Kg} = 14 \text{ cm} \times b \times 0.062 \times \frac{176 \times 10^6 \text{ Kg/cm}^2}{551 \times 10^6 \text{ Kg/cm}^2} \times \left(\frac{1.5}{1 \times 1}\right)^2 \times 10^3$$

$$b = 3.39 \text{ cm}$$

El espesor del diente recomendado es de 3.39 cm pero para dar un número más exacto proponemos 3.5 cm quedando este como el espesor de diente que soportara la rotura y al desgaste ante las sollicitaciones del corte.

2.14 Cálculo de limitador de par

El limitador de par está localizado en la entrada de las cajas escuadras, y es el encargado de proteger los componentes mecánicos del sistema de corte.

El método de protección del limitador es por medio de un disco de fricción cuya regulación está dada por resortes los cuales entregan la carga para producir la fricción.

El cálculo de este sistema está basado en la bibliografía¹². Como primera etapa debemos obtener el par de trabajo partiendo de los parámetros conocidos, siendo éstos los 30 Hp y las 540 RPM.

La ecuación que permite conocer el par es la siguiente.

$$T = \frac{Px716}{RPM}$$

Remplazando y evaluando

$$T = \frac{30HPx716}{540 \text{ RPM}}$$

$$T = 40 \text{ Kgm}$$

Las ecuaciones que relacionan el torque, geometrías y coeficientes de fricción son las siguientes.

$$T_f = fxFx \frac{(r_0+r_i)}{2} xC$$

$$r_0 = 1.4 \times r_i$$

Dónde:

- T_f , Torque capaz de soportar debido a la fricción.
- F , Fuerza producida por la carga del resorte.
- r_i , Radio interior del disco de fricción.
- r_o , Radio exterior del disco de fricción.
- f , Coeficiente de fricción del disco.
- C , Número de caras de contacto.

Combinando estas dos ecuaciones e igualándola al torque de entrada obtenemos la fuerza necesaria para producir la fricción necesaria.

Antes fijamos el radio exterior proponiendo 15 cm como el mismo.

$$T = T_f = f \times F \times 1.2 \times r_o \times C$$

$$40 \text{ Kgm} = 0.3 \times F \times 1.2 \times 0.15 \text{ m} \times 2$$

$$F_t = 370.4 \text{ Kg}$$

Esta fuerza proyectada en la superficie del disco genera una presión de contacto. Esta presión dado el tipo de dispositivo se estima alrededor de $2.10^{Kg/cm^2}$.

Calculando la superficie del disco.

$$r_o = 1.4 \times r_i$$

$$r_i = 10.71 \text{ cm}^2$$

$$A = \pi \times \frac{r_o^2 - r_i^2}{4}$$

Remplazando y calculando.

$$A = \pi \times \frac{15 \text{ cm}^2 - 10.71 \text{ cm}^2}{4}$$

$$A = 169.56 \text{ cm}^2$$

Por lo tanto la presión de contacto es.

$$P_c = \frac{F_t}{A}$$

Remplazando y calculando.

$$P_c = \frac{370.4 \text{ Kg}}{169.56 \text{ cm}^2}$$

$$P_c = 2.18 \text{ Kg/cm}^2$$

La presión obtenida es muy cercana a la presión recomendada por lo tanto los resultados son correctos.

Los elementos que se encargan de proporcionar la fuerza para producir la presión de contacto son un conjunto de **8 resortes** los cuales se distribuyen a lo largo del perímetro medio del limitador de par.

Procediendo con los cálculos, seleccionamos las geometrías del resorte en cuestión:

- Diámetro de alambre $D_w = 3 \text{ mm}$.
- Diámetro medio de resorte igual $D_m = 15 \text{ mm}$
- Material SAE 1095 donde su resistencia a la rotura es igual a $S_u = 9913 \text{ kg/cm}^2$.

Procediendo al cálculo se establece como primer paso, la carga por resorte y luego la comprobación de la geometría propuesta.¹³

Dado que se proponen 8 resorte iguales y la suma de cargas de cada uno de ellos es igual a $F = 370 \text{ Kg}$, al dividir esta por 8 queda la fuerza unitaria por resorte igual a $F = 46.3 \text{ kg}$.

El esfuerzo máximo al cierre para resortes fabricados con el material seleccionado es calculado con la siguiente formula.

$$S_s = \frac{7020}{D_w^{0.1}}$$

Por otro lado la tensión de trabajo a determinada carga está dada por la siguiente ecuación.

$$S_t = \frac{K \times 8 \times F \times D_m}{\pi \times D_w^3}$$

Donde K es un factor que relaciona el D_w y D_m .

Si igualamos estas dos ecuaciones y despejamos D_w comprobaremos si el resorte seleccionado es el correcto, si este coincide con el propuesto.

$$\frac{7020}{D_w^{0.1}} = \frac{K \times 8 \times F \times D_m}{\pi \times D_w^3}$$

Despejando D_w y calculando.

$$D_w^{2.9} \times 7020 = 230.05$$

$$D_w = 0.31 \text{ cm}$$

Dado que el resultado excede la medida propuesta, recalculamos y utilizamos un diámetro de alambre calidad 8 que es el superior inmediato al propuesto siendo este de $D_w = 4.115 \text{ mm}$.

El esfuerzo máximo al cierre para esta sección de alambre es:

$$S_s = \frac{7020}{D_w^{0.1}}$$

$$S_s = \frac{7020}{0.4115 \text{ cm}^{0.1}}$$

$$S_s = 7671.85 \text{ Kg/cm}^2$$

La tensión de trabajo producida por la carga requerida para permitir la correcta presión de contacto es:

$$S_t = \frac{Kx8xFxD_m}{\pi x D_w^3}$$

Remplazando y calculando.

$$S_t = \frac{1.45 \times 8 \times 46.3 \text{ kg} \times 1.5 \text{ cm}}{\pi \times 0.4115 \text{ cm}^3}$$

$$S_t = 3682.06 \text{ kg/cm}^2$$

Estos resultados al ser comparados permiten determinar que el resorte no se romperá cuando sea comprimido para alcanzar la carga requerida.

Las dimensiones del resorte serán las siguientes.

- Diámetro interior: $D_m - D_w = D_i = 15 \text{ mm} - 4.115 \text{ mm} = 10.885 \text{ mm}$.
- Numero de espiras: $N_c = \frac{\delta x G x D_w}{8 x F x}$, donde G es el coeficiente elástico a la torsión, δ es la deformación del resorte y C es el índice del resorte que vincula los diámetros.

Calculando:

$$N_c = \frac{\delta x G x D_w}{8 x F x} = \frac{0.5 \text{ cm} x 0.8085 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} x 10^6 x 0.4115 \text{ cm}}{8 x 46.3 \text{ kg} x 3.64^3} = 9$$

$$N_c = 9$$

- Altura de cierre : Para un resorte escuadrado y amolado la altura de cierre está dada por:

- $S_h = D_w x (N_c + 2) = 0.4145 \text{ cm} x (9 + 2) = 4.25 \text{ cm}.$

- Recorrido máximo:

- $L_l - S_h = R = 5.5 \text{ cm} - 4.25 \text{ cm} = 0.98 \text{ cm}.$

- Constante de resorte:

- $K = \frac{F}{\delta} = \frac{46.3 \text{ kg}}{0.5 \text{ cm}} = 92.6 \frac{\text{kg}}{\text{cm}}.$

- Esfuerzo al cierre:

- $E_c = \frac{R x K}{F} x S_{st} = \frac{0.98 \text{ cm} x 92.6 \frac{\text{kg}}{\text{cm}}}{46.3 \text{ kg}} x 3682.06 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$

$$E_c = 7216.2 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

- Esfuerzo a la fatiga:

- $S_{no} = \frac{3962}{D_w^{0.15}} = \frac{3962}{0.4115 \text{ cm}^{0.15}} = 4526.5 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$

$$S_{no} = 4526.5 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

Existe una relación entre el esfuerzo al cierre y el esfuerzo a la fatiga donde el primero no debe ser mayor al segundo, si eso pasara y el resorte trabajara en forma cíclica, el mismo se rompería.

Pero en nuestro caso el resorte solamente se deforma para entregar la carga correspondiente y se mantiene indefinidamente, por lo tanto el fenómeno de fatiga está lejano.

Para sostener el resorte y a su vez deformarlo se aplica un tornillo el

cual debe ser capaz de soportar la carga del resorte.

El tornillo seleccionado es un grado 5 cuya resisten a la fluencia es igual a $S_y = 6187 \text{ Kg/cm}^2$.

La ecuación¹⁴ de la cual despejaremos el diámetro del tornillo es la siguiente:

$$F = \frac{S_y}{15.24} A^{2/3}$$

Despejando el área y evaluando.

$$A = \sqrt[3/2]{\frac{Fx15.24}{S_y}}$$

$$A = \sqrt[3/2]{\frac{46.3kgx15.24}{6187 \text{ Kg/cm}^2}}$$

$$A = 0.235\text{cm}^2$$

El cual tiene un diámetro igual a:

$$d_t = \sqrt{\frac{Ax4}{\pi}}$$

$$d_t = 0.547\text{cm}$$

Dado que el tornillo también debe contener al resorte, se concluye que el diámetro del mismo sea el correspondiente a un M10. Si bien resulta exagerado para el cálculo de la resistencia, permite una buena posición del resorte en el lugar de trabajo.

3 CAPITULO III: PERNOS Y BUJES

3.1 Pernos y bujes

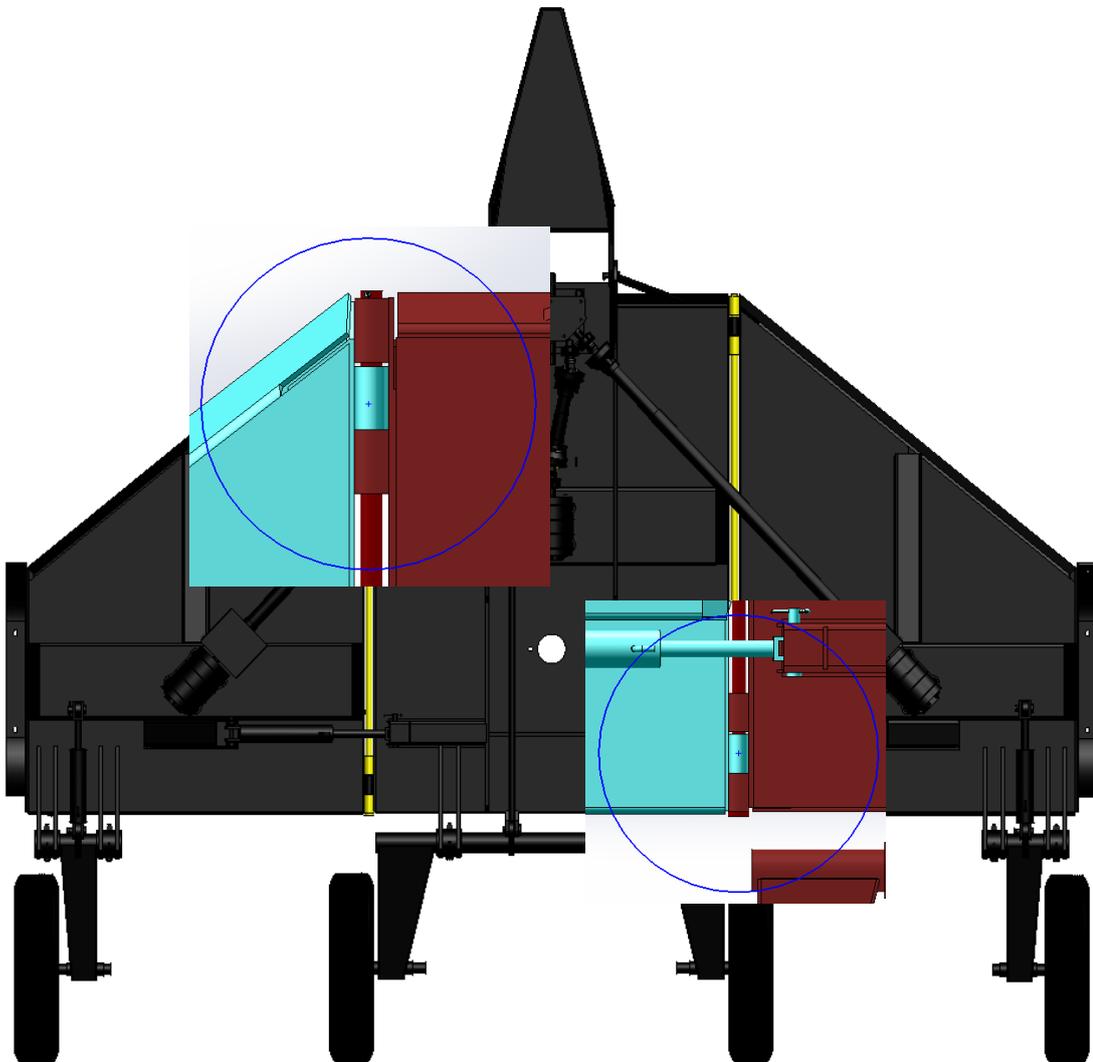


Figura 3.1 - Pernos y bujes de la segadora

En el presente capítulo se desarrollará todo lo referido a los elementos denominados pernos y bujes, éstos son los encargados de unir a dos piezas y quitarle dos grados de libertad por lo que esta sólo podrá girar sobre el perno y los bujes.

En este caso particular se toma como cálculo prioritario los elementos que están más solicitados al momento del trabajo, éstos son: en primer lugar, los pernos y bujes que permiten el rebatimiento de las alas laterales de la máquina, por ultimo también se consideraron para el cálculo estos mismos elementos situados en las uniones de los cilindros hidráulicos con la máquina.

3.2 Cálculo de fuerza resultante localizada en los alerones

Para determinar cuál es la fuerza resultante actuante en los pernos y bujes que actúan en los alerones es necesario analizar en qué momento existe la mayor sollicitación.

Se considera que el esfuerzo máximo, en condiciones normales de trabajo, aparece en el momento en el que se levanta el alerón (desde -15°) a la posición de transporte.

Para empezar el cálculo se deben conocer ciertas características físicas como el peso de alerón y la fuerza necesaria para empezar a elevar el alerón desde la posición de trabajo a la de transporte siendo esta igual a $F_h = 4500\text{Kg}$.

Otra fuerza que interviene es la de su propio peso siendo esta igual a $F_a = 450\text{Kg}$. Para calcular la fuerza resultante F_r se procedió de la siguiente forma.

$$F_r = \sqrt{F_h + F_a}$$

Remplazando los valores correspondientes.

$$F_r = \sqrt{4500\text{Kg} + 450\text{Kg}}$$

$$F_r = 4522,5 \text{ kg}$$

3.3 Fuerza aplicada a los pernos y bisagras de los alerones

La fuerza anteriormente calculada actúa sobre estos elementos de vinculación del alerón con el chasis central de la máquina, ésta no actúa directamente sino que es necesario un análisis de fuerzas para establecer correctamente cual es la sollicitación existente en cada una de las partes.

Para el cálculo se parte de un análisis de una viga simplemente apoyada a la cual se le aplica una fuerza localizada F_r y se encuentra apoyada en las bisagras ver figura 3.2

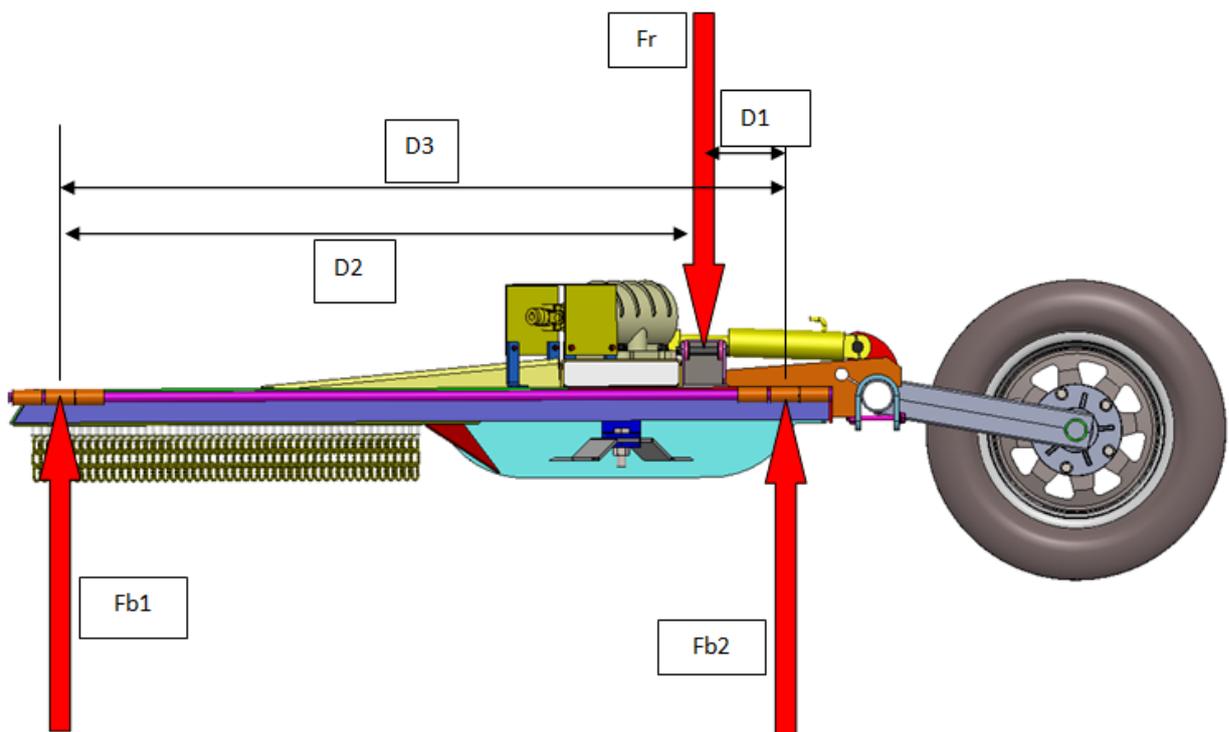


Figura 3.2 - Alerón

En esta figura se muestra cómo actúa la fuerza resultante y las bisagras de los alerones.

Para calcular las distintas reacciones se consideran las siguientes ecuaciones de momento y fuerzas.

$$\sum F_y = F_{b2} + F_{b1} - F_r$$

$$\sum M_{b2} = F_r x d_1 - F_{b1} x d_3$$

Reemplazando y despejando obtenemos los valores correspondientes a dada reacción.

$$\sum F_y = F_{b2} + F_{b1} - 4522,5 \text{ kg} = 0$$

$$\sum M_{b2} = 4522,5 \text{ kg} \times 28 \text{ cm} - F_{b1} \times 190 \text{ cm} = 0$$

$$F_{b1} = 666.5 \text{ kg.}$$

$$F_{b2} = 3854 \text{ kg.}$$

3.4 Cálculo de esfuerzo en los pernos de unión alerón-chasis

Debido a que ya se conoce como son las sollicitaciones de los pernos es posible determinar cuál va a ser el elemento que tomaremos a consideración para el cálculo.

Se observa que el perno y bisagra más comprometido es el que se encuentra próximo al sistema de levante, siendo éste el que será más factible que se rompa y para evitarlo se procede al siguiente cálculo.

Para el diseño de los componentes es necesario definir el material de construcción para el cual se propuso un material SAE 1010 estirado en frío cuya resistencia al corte es igual a $S_{us}=2355 \text{ Kg/cm}^2$ según lo especifica la bibliografía utilizada ¹⁵.

$$s_t = \frac{F_{b2}}{A_c \times N \times c}$$

En donde:

- s_t es la resistencia a la rotura por corte del material utilizado.
- F_{b2} es la fuerza existente en el elemento a calcular.
- A_c es el área expuesta al corte del perno.
- N es el coeficiente de seguridad en nuestro caso es igual a 6.
- c es la cantidad de secciones que intervienen en el corte y según nuestro diseño es igual 2.

Reemplazando y despejando el área.

$$2355 \text{ Kg/cm}^2 = \frac{3854 \text{ kg}}{A_c \times 6 \times 2}$$

$$A_c = 4.87 \text{ cm}^2$$

Paso siguiente es ver que diámetro corresponde a esta área.

$$A_c = 3.14 \times \frac{\phi^2}{4} = 4.87 \text{ cm}^2$$

$$\phi = 2.49 \text{ cm}$$

Dado este resultado, se propone un perno con un diámetro exterior de 25 mm. Por lo que cada alerón estará soportado por dos pernos con un diámetro igual al calculado.

3.5 Comprobación de pernos ante un choque

Un accidente muy común que suele suceder cuando se trabaja con estas máquinas, es que la punta del alerón choque contra algún objeto y dado el entorno donde se trabaja, este objeto podría ser un poste de quebracho.

Por lo general un poste tiene un diámetro de 120mm y su resistencia a la rotura es igual a 500 kg/cm² según lo mostrado en normas¹⁶.

Se propone según lo calculado por la geometría de la máquina que la altura mínima a la que se puede impactar al poste es a unos 250 mm desde el piso, este impacto provoca una fuerza que romperá al poste y repercutirá en los pernos y bujes que sostienen al alerón.

Para iniciar el cálculo comenzamos por obtener cual sería la máxima fuerza que soportaría el poste de acuerdo a las condiciones de choque. La ecuación planteada es similar a la de una viga en voladizo y se muestra a continuación.

$$s_u = \frac{F_{ch} \times d}{\frac{\pi \times \theta^3}{16}}$$

- s_u es la resistencia a la rotura del poste.
- F_{ch} fuerza de rotura.
- θ diámetro del poste.
- d distancia de impacto tomada desde el empotramiento.

Remplazando y calculando.

$$500 \text{ kg/cm}^2 = \frac{F_{ch} \times 25 \text{ cm}}{\frac{\pi \times (12 \text{ cm})^3}{16}}$$

$$F_{ch} = 6784 \text{ kg}$$

La máquina para poder aplicar esta fuerza debe tener una determinada característica la cual relaciona el peso de la misma, el terreno de trabajo y la distancia desde el centro de la máquina hasta el punto de choque dado que la misma podría correrse de la trayectoria de impacto en el momento del suceso.

Para saber cuál es la fuerza que produce el corrimiento de la máquina es necesario realizar el siguiente planteo.

- La fuerza de fricción existente en las ruedas es la encargada de oponerse al giro de la máquina en el momento de choque.
- El punto de giro se produce en el enganche del tractor.
- El punto de impacto está situado en el patín de la máquina el cual es el punto más propenso al choque.

Para calcular cual es la fuerza de rozamiento es necesario calcular cual es el peso que se transfiere a las ruedas, para esto debemos tomar momento en el enganche y conociendo la ubicación del centro de masa nos permite calcular la reacción en las ruedas al aplicar la siguiente ecuación y guiándonos por la figura 3.3

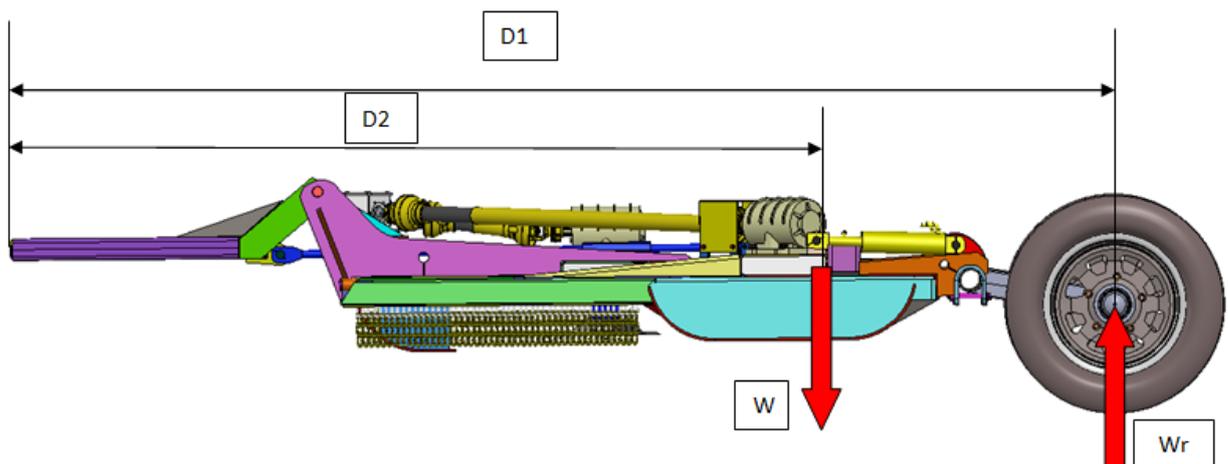


Figura 3.3 - Vista lateral segadora

Se muestra la ubicación del centro de masa con las distancias requeridas para el cálculo.

$$\sum M_e = d_2 x W - d_1 x W_r$$

Dónde:

M_e = Momento en el enganche.

d_1 = Distancia al centro de masa.

d_2 = Distancia desde el enganche a las ruedas.

W_r = Peso de la máquina.

Reemplazando y despejando w_r .

$$\sum M_e = 229.1 \text{ cm} x 1870 \text{ kg} - 387.3 \text{ cm} x W_r = 0$$

$$W_r = 1106.2 \text{ kg}.$$

Una vez calculada la reacción calculamos la fuerza de rozamiento.

$$F_r = \mu x W_r$$

Dónde:

μ : es el coeficiente de rozamiento dado para tierra y goma igual a 0.5.

Reemplazando y calculando.

$$F_r = 0.5 x 1106.2 \text{ kg}$$

$$F_r = 553.08 \text{ kg}$$

Una vez calculada esta fuerza es posible encontrar cual sería la fuerza para producir el corrimiento de la máquina, para esto es necesario tomar nuevamente momento en el enganche e igualar los momento producidos por la fuerza de choque y la fuerza de rozamiento calculada.

Para esto debemos analizar la figura 3.4

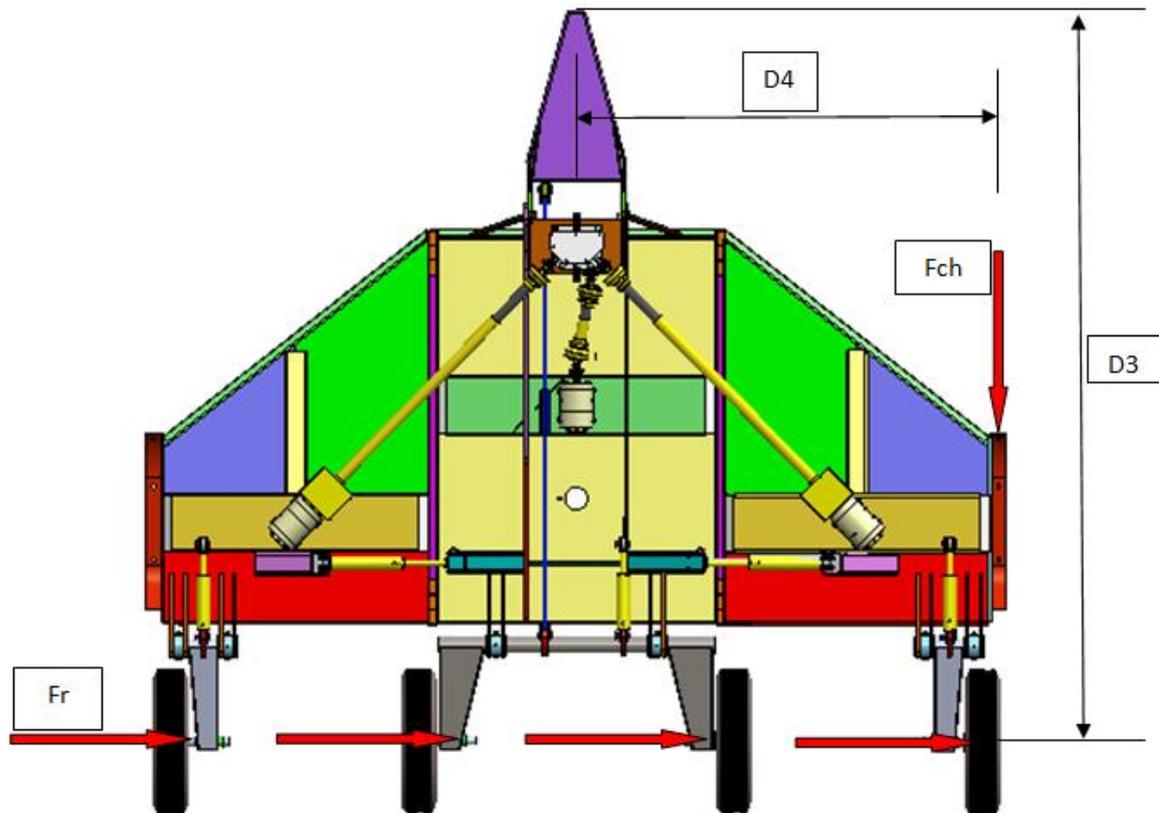


Figura 3.4 - Distancias y fuerzas existentes en el cálculo

$$\sum M_e = d_3 \times F_r - d_4 \times F_{ch} = 0$$

Donde.

Me= Momento en el enganche.

d4= Distancia desde el centro de la máquina al punto de impacto.

d3 =Distancia desde el enganche a las ruedas.

Fr= Fuerza de rozamiento.

F_{ch}= Fuerza de choque.

Remplazando y calculando:

$$\sum M_e = 387.3 \text{ cm} \times 553.08 \text{ kg} - 228.3 \text{ kg} \times F_{ch} = 0$$

$$F_{ch} = 1338 \text{ kg}$$

Este esfuerzo es menor al que se necesita para romper un poste típico de quebracho y debido a esto ocurrirá que la máquina al momento del choque se desplazara arrastrando las ruedas sobre el terreno.

Esta fuerza sería soportada estructuralmente por el sistema de bisagras del alerón, especialmente el perno y buje localizados en el frente de la máquina.

Para comprobar si el dimensionamiento previo es correcto, es necesario plantear la siguiente ecuación guiándose de la siguiente figura 2.5.

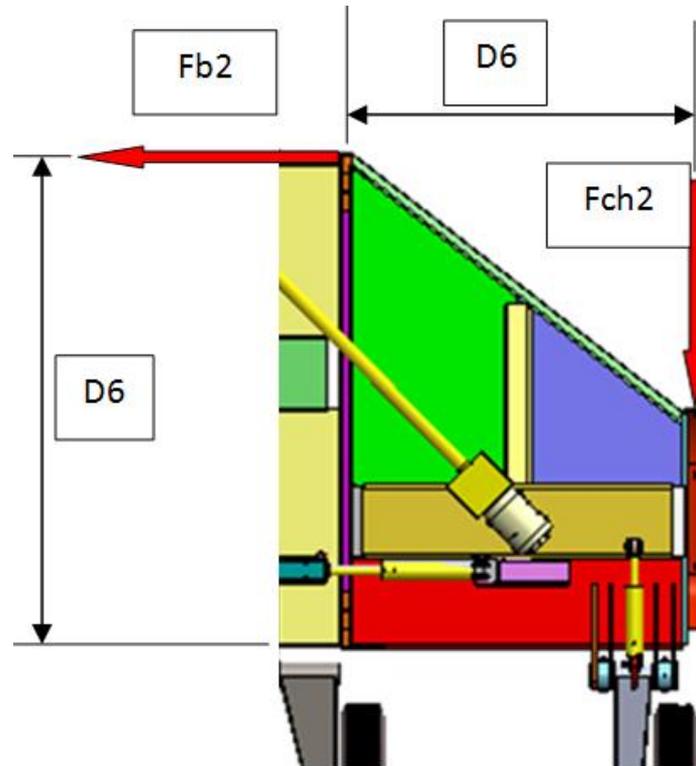


Figura 3.5 - Condiciones de cálculo

$$\sum M_b = d_5 \times F_{b2} - d_6 \times F_{ch} = 0$$

Remplazando y despejando la fuerza de reacción F_{b2} actuante en la bisagra.

$$\sum M_e = 190 \text{ cm} \times F_{b2} - 133.8 \text{ cm} \times 1338 \text{ kg} = 0$$

$$F_{b2} = 1126.73 \text{ kg}$$

Ahora calculando la tensión que produce esta carga en el perno de bisagra es necesario calcular el área de trabajo del perno.

$$A = \pi \times \frac{\theta^2}{4} \times 2$$

Remplazando y calculando.

$$A = \pi \times (2.5\text{cm})^2 / 4 \times 2$$

$$A = 9.81\text{cm}^2$$

Lo que da una tensión igual a:

$$S_s = F_{b2} / A$$

$$S_s = 1126.73 \text{ kg} / 9.81\text{cm}^2$$

$$S_s = 179.45 \text{ kg} / \text{cm}^2$$

Relacionando esta tensión con la tensión de rotura del material del perno siendo este de un acero estirado en frío SAE 1010 donde su tensión de rotura $S_u = 4710 \text{ kg/cm}^2$ es posible establecer que seguridad se tiene de acuerdo a la dimensión del perno y eso se calcula de la siguiente manera.

$$C.S = S_s / S_u$$

$$179.45 \text{ kg} / \text{cm}^2$$

$$C.S = \frac{179.45 \text{ kg/cm}^2}{4710 \text{ kg/cm}^2}$$

$$C.S = 26.24$$

Este coeficiente indica que el perno resistirá muy bien el impacto ya mencionado.

3.6 Cálculo de bujes de bisagra

Ya se ha calculado cual es la sección del perno que se colocará en los alerones, esta sección determinará el diámetro interior de los bujes por lo que se deberá encontrar una sección longitud de buje óptima para resistir los esfuerzos transmitidos por el perno.

Para establecer el dimensionamiento del buje es necesario calcular el buje al aplastamiento y al corte para lo cual comenzaremos con el aplastamiento.

Para esto definimos el material del buje siendo este de un acero estirado en frío SAE 1010 donde su $S_u = 4710 \text{ kg/cm}^2$ y $S_{us} = 2355 \text{ kg/cm}^2$ la ecuación utilizada para esto es la siguiente ecuación.

$$S_u = \frac{F_r}{\theta x l} x n$$

Donde:

Su: Es la resistencia a la rotura del Material.

Fr: Es la fuerza resultante calculada en el punto 3.1.

Ø: Es igual al diámetro del perno.

L: es la longitud del buje:

n: Es el coeficiente de seguridad¹⁷.

Remplazando y calculando “L”.

$$4710 \text{ kg/cm}^2 = \frac{4521.5 \text{ kg}}{2.5 \text{ cm} x l} x 8$$

$$l = 3.07 \text{ cm}$$

Pero dado a que el perno y el buje se encuentran en continua fricción y con escasa lubricación proponemos un mínimo de 40 mm.

Ahora es necesario determinar cuál es el espesor de pared que resista la carga para lo cual se procederá a calcular la misma utilizando la siguiente ecuación.

$$S_{us} = \frac{F_{ch}}{e x l x 2} x n$$

Dónde:

Sus: Es la resistencia al corte del Material.

F_{ch}: Es la fuerza que se podría producir por algún impacto y siendo esta mayor a cualquier otra ocasionada por el trabajo.

e : Es igual al espesor de pared.

L: Es la longitud del buje:

n: Es el coeficiente de seguridad.

Remplazando y calculando “e”.

$$2355 \text{ kg/cm}^2 = \frac{1338 \text{ kg}}{e x 4 \text{ cm} x 2} x 8$$

$$e = 0.56 \text{ cm}$$

Por lo tanto el buje tendrá una dimensión igual a:

Diámetro interior: 25 mm.

Diámetro exterior: 37 mm.

Longitud: 40 mm.

3.7 Cálculo del cordón de soldadura de la bisagra.

El elemento que vincula a los alerones con el chasis central de la máquina es el sistema de bisagra el cual está compuesto por tres bujes y un perno.

Estos bujes están vinculados al chasis de la máquina por medio de un cordón de soldadura el cual se procede a calcular.

Para comenzar es necesario tomar a consideración cuál es la posición de la máquina que produce la carga crítica, esta es la posición de transporte, la misma producirá el mayor esfuerzo en los bujes.

Una vez tomada esta consideración procedemos al cálculo, la ecuación utilizada es la aplicada a una viga en voladizo sometida a flexión pura, para ésto existe una ecuación según la bibliografía¹⁸ que permite calcular dicho cordón y se muestra a continuación.

$$S_s = 1.83x \frac{F x e}{l x a x h} x n$$

Dónde:

Ss: Es la tensión a la rotura del material aportado que ronda en los 7600 Kg/cm².

e : Es la distancia desde el empotramiento al sitio donde se aplica la fuerza en cm.

n: Es el coeficiente de seguridad, propondremos 4.

h: Es la separación de los cordones en cm.

a: Es el espesor de la garganta del cordón en cm.

L: es la longitud del cordón de soldadura el cual propondremos 3 cm.

Remplazando y despejando “a”.

$$7600 \text{ Kg/cm}^2 = 1.83x \frac{450 \text{ kg} \times 2.5 \text{ cm}}{3 \text{ cm} \times a \times 2 \text{ cm}} \times 4$$

$$a = 0.18 \text{ cm}$$

Este valor “a” es el teórico y resistirá correctamente, también, si este espesor fuera muy pequeño se puede pre-multiplicar dicho espesor de elemento a soldar por 0.7 y daría un valor no tan teórico y en nuestro caso daría un espesor “a” igual a:

$$a = 0.7 \times 0.56 \text{ cm} = 0.4 \text{ cm}$$

El cual nos parece más fácil de realizar y dado a que este es mayor al teórico nos asegura que el cordón no fallara.

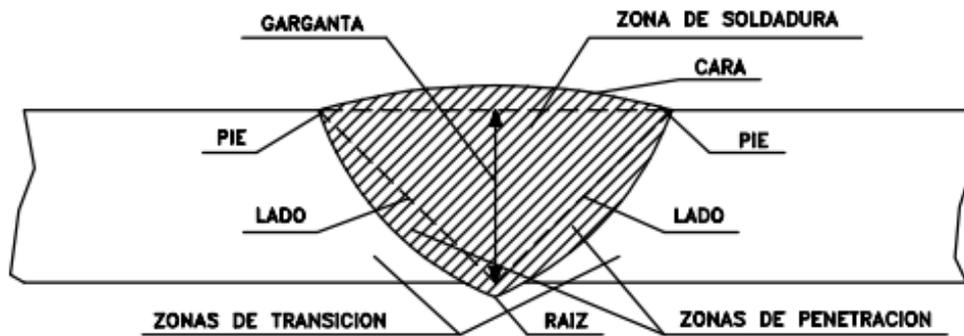


Figura 3.6 - Esquema de soldadura

4 CAPITULO IV: EJES

4.1 Cálculo de sistema de ejes.

El sistema de ejes de la máquina está localizado en la parte trasera de la misma y dividido en tres cuerpos, los cuales se vinculan hidráulicamente y permiten que la misma regule la altura de corte según los desplazamientos de los cilindros hidráulicos.

El sistema de eje central es el que se encuentra más solicitado dado que al momento de transporte, gran parte del peso de la máquina se apoya sobre él.

Según lo calculado en capítulos anteriores, específicamente en el punto 3.4, la máquina transfiere un peso de $W_r = 1106.2 \text{ kg}$ que en condiciones de transporte pudiera ser soportado por un solo brazo porta eje y por esta razón se deberá comprobar si el diseño planteado como se muestra en la figura 4.1 es correcto.

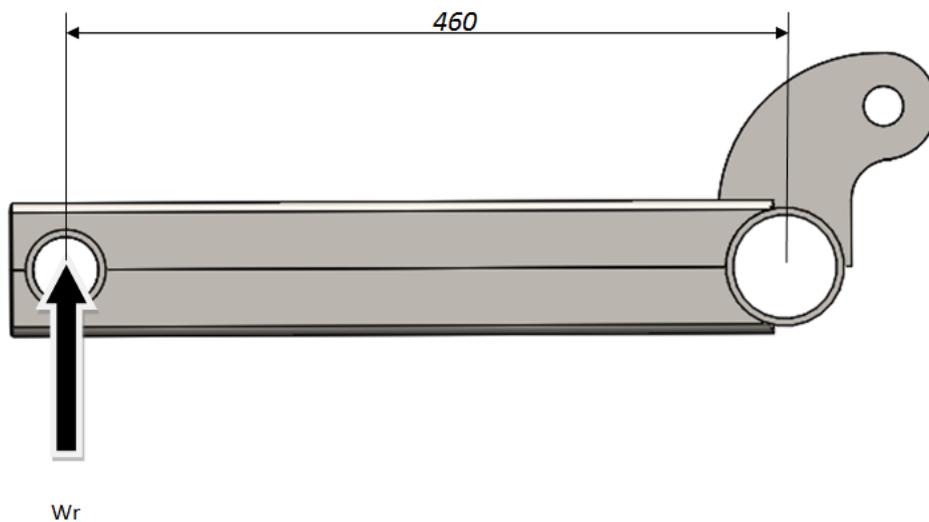


Figura 4.1 - Sistema de porta ejes centrales

La propuesta consiste en realizar un brazo porta eje armado por un cajón plegado de chapa, el cual se suelda al tubo que vincula a los dos brazos con el cilindro hidráulico.

Para asegurarnos del correcto dimensionamiento, se procedió de la forma siguiente, se fijó un espesor de chapa el cual es de 6.35 mm y luego se comenzó por conocer cuál es el momento flector que afecta a la sección del empotramiento, respecto al tubo central.

$$M_f = d_5 \times w_r$$

Donde d_5 es el largo del brazo porta eje el cual tiene una longitud igual a 460 mm.

Reemplazando y calculando.

$$M_f = 46 \text{ cm} \times 1106.2 \text{ kg}$$

$$M_f = 50885.2 \text{ kgcm}$$

El material usado para realizar el brazo porta eje es un SAE 1010 laminado en frío cuya resistencia a la tracción es igual a $S_u=4710 \text{ kg/cm}^2$ según la bibliografía utilizada¹⁹. También es necesario aplicar un coeficiente de seguridad para evitar la rotura temprano por algún imprevisto no tomado en cuenta en el cálculo y según las referencias tomadas²⁰ es igual a 4.

Paso siguiente es despejar el momento resistente de la siguiente ecuación.

$$S_u = \frac{M_f}{W} \times N$$

Dónde:

W: Es el momento resistente de la sección del brazo.

Reemplazando y despejando W.

$$4710 \text{ kg/cm}^2 = \frac{50885.2 \text{ kgcm}}{W} \times 4$$

$$W = 43.21 \text{ cm}^3$$

Ahora la ecuación del momento resistente de una sección rectangular igual a la sección del brazo es:

$$W = \frac{B \times H^2}{6} - \frac{b \times h^2}{6}$$

Dado a que también se ha fijado la altura $H = 100\text{mm}$ y el espesor de la chapa es posible despejar B . Quedando la última ecuación antes del despeje igual a:

$$43.21 = B \times 3.9 + 16.13$$

$$B = 6.95 \text{ cm}$$

Por lo tanto, la medida del brazo que soporta el eje en el lugar de unión entre ambos se propone sea de $100 \times 100 \text{ mm}$, se considera que los 69.5 cm son pocos para una flexión que no está en la dirección de la fuerza tomada en cuenta para el cálculo.

4.2 Cálculo de punta de eje.

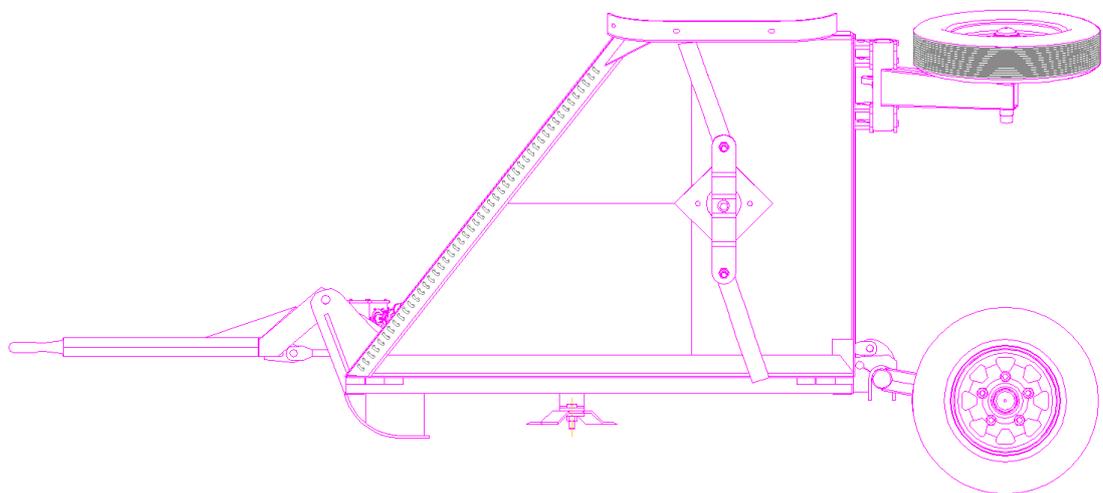


Figura 4.2 – Posición de transporte

Posición crítica: Estando ambas alas levantadas y siendo la misma trasladada.

Peso de la maquina: 1950kg.

Velocidad de transporte: 25 km/hs

Material: Acero N°4340 Templado en aceite y Revenido a 650°C cuya resistencia a la fluencia es de 9140 kg/cm^2 y su resistencia a la tracción es de 10546 kg/cm^2 .

$$\frac{Su}{N} = \frac{M}{W} \quad (\text{Cálculo a la Flexión})$$

Su = Resistencia a la tracción.

Sy = Resistencia a la Fluencia.

Sys = Resistencia al corte.

N = Coeficiente de seguridad para choque suave (5).

M = Momento Flector viga en voladizo con carga en la punta.

W = Modulo Resistente.

$$W = \frac{\pi D^3}{32}$$

$$\frac{10546}{5} = \frac{975 * 9}{\frac{\pi D^3}{32}}$$

$$D = 35 \text{ mm}$$

Para una sección circular maciza de radio R sometida a un esfuerzo cortante paralelo a una de las bases del mismo, la distribución de tensiones cortantes y la tensión cortante máximas son:

$$T_{max} = \frac{4F}{3A} \quad (\text{Jourawski})$$

$$A = \frac{\pi d^2}{4}$$

$$T_{max} = 135 \text{ kg/cm}^2$$

$$S_{ys} = 0.6S_y = 5484 \text{ kg/cm}^2$$

$$N = \frac{S_{ys}}{T_{max}} = 40$$

Flecha Máxima:

$$Y_{m\acute{a}x} = \frac{Fd^3}{3EI}$$

$$I = \frac{\pi d^4}{32}$$

$E = 2.1 \times 10^6$ Modulo de Young.

$$Y_{m\acute{a}x} = 0.009 \text{ mm}$$

No existe deformación apreciable.

4.3 Selección de rodamiento.

SKF Bearing Select es una herramienta para la selección de rodamientos en línea que calcula la vida nominal de los rodamientos. Los cálculos se fundamentan en las teorías presentadas en el Catálogo de rodamientosSKF10000EN.

SKF Bearing Select tiene las siguientes características:

- Cálculo de la vida nominal de un único rodamiento o dos rodamientos en un eje
 - Generador de informe integrado para documentación rápida
 - Base de datos de rodamientos actualizada que contiene lo último en datos de productos, incluidos los rodamientos SKF Explorer
 - Permite la búsqueda de rodamientos por designación y por parámetros clave como las dimensiones. La introducción de datos de la aplicación, de tipo asistente, es fácil de usar y los resultados aparecen presentados con claridad. Existen diversos programas de cálculo disponibles.

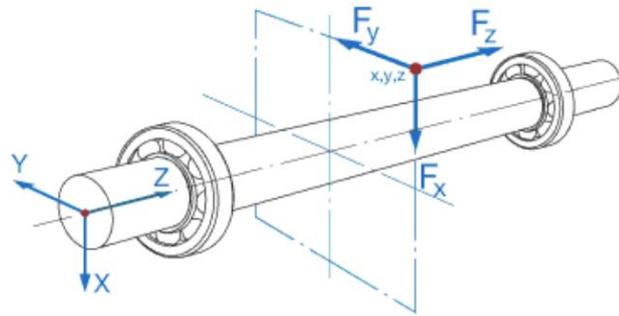


Figura 4.3 – Sistema de coordenadas cartesianas

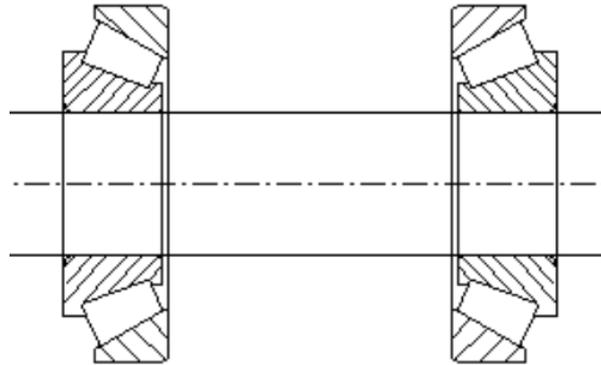


Figura 4.4 - Montaje

Information						
Title: SELECCION DE RODAMIENTOS						
Bearing:	Left side	Right side				
Designation:	30208	30208				
Position:	-20.0 mm	20.0 mm	Fig. N° 4.3			
Mounting:	Back-to-Back		Fig. N° 4.4			
Lubrication specification method: SKF grease						
Grease: LGEP 2:Extreme pressure, high load						
EP additives: Yes						
Time	Speed	Temp	Fx/Fr	Fz		
	r/min	°C	kN	kN		
100	200	70	10	7		
Cleanliness classification: Normal cleanliness (e.g. shielded bearing)						
Clean assembly; good sealing system relative to the operating conditions. Relubrication according to manufacturers specifications. Shielded bearings that are greased for life with appropriate sealing capacity for the operating conditions.						
SKF rating life						
Position: Left Side (-20,00 mm)						
L10mh: 3060 hours						
L10m: 37000000 rev						
ISO basic rating life						
L10h: 7940 hours						
L10: 95000000 rev						
Speed: 200 r/min						
Temperature: 70 °C						
Operating viscosity: 44.6 mm ² /s						
Viscosity ratio, κ : 0.723						
Contamination factor, η_c : 0.233						
SKF life modification factor, a SKF: 0.385						
Resulting loads						
30208 (Taper roller bearings, Single row) mounted against bearing with y-factor 1.6						
Radial load kN	Axial load kN	Equivalent load kN				
5.0	8,562	15,7				
SKF rating life						
Position : Right side (20.0 mm)						
L10mh: 336000 hours						
L10m: 4030000000rev						
ISO basic rating life						
L10h: 360000 hours						
L10: 4320000000rev						
Speed: 200 r/min						
Temperature: 70 °C						
Operating viscosity: 44.6 mm ² /s						
Viscosity ratio, κ : 0.723						
Contamination factor, η_c : 0.233						
SKF life modification factor, a SKF: 0.934						
Resulting loads						
30208 (Taper roller bearings, Single row) mounted against bearing with y-factor 1.6						
Radial load kN	Axial load kN	Equivalent load kN				
5.0	1,562	5				

Summary - SKF Rating Life						
Position: Left side (-20 mm)						
Designation	d mm	D mm	B mm	C kN	CokN	L10mh hours
30208	40	80	19,75	61,6	68	3060
Position: Right side (20 mm)						
Designation	d mm	D mm	B mm	C kN	CokN kN	L10mh hours
30208	40	80	19,75	61,6	68	336000

5 CAPITULO V: CIRCUITO HIDRAULICO¹⁹

5.1 Introducción

Incluimos en este capítulo el desarrollo del sistema hidráulico que acciona la segadora rotativa de eje vertical, el mismo se realizó para la cátedra “Mecánica de los Fluidos”. El mecanismo consta de actuadores hidráulicos, conectores y acoples, que se detallan a continuación:

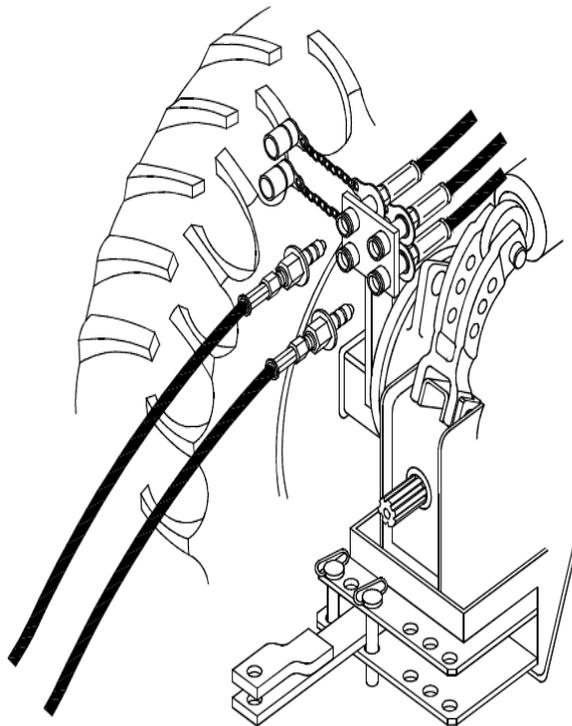


Figura 5.1 - Salida hidráulica tractor



Figura 5.2 - Accionamiento de la segadora

5.2Objetivos

Como objetivo principal del presente capítulo, se pretende afirmar conceptos desarrollados a lo largo del año de cursado en la cátedra mencionada, logrando así un trabajo integrador entre el proyecto final y la materia en sí.

Como objetivo general, conocer acerca de los diferentes componentes que se utilizan en la hidráulica fija para maquinaria agrícola y como debe procederse para realizar el cálculo y la posterior selección o verificación de sistemas ya existentes.

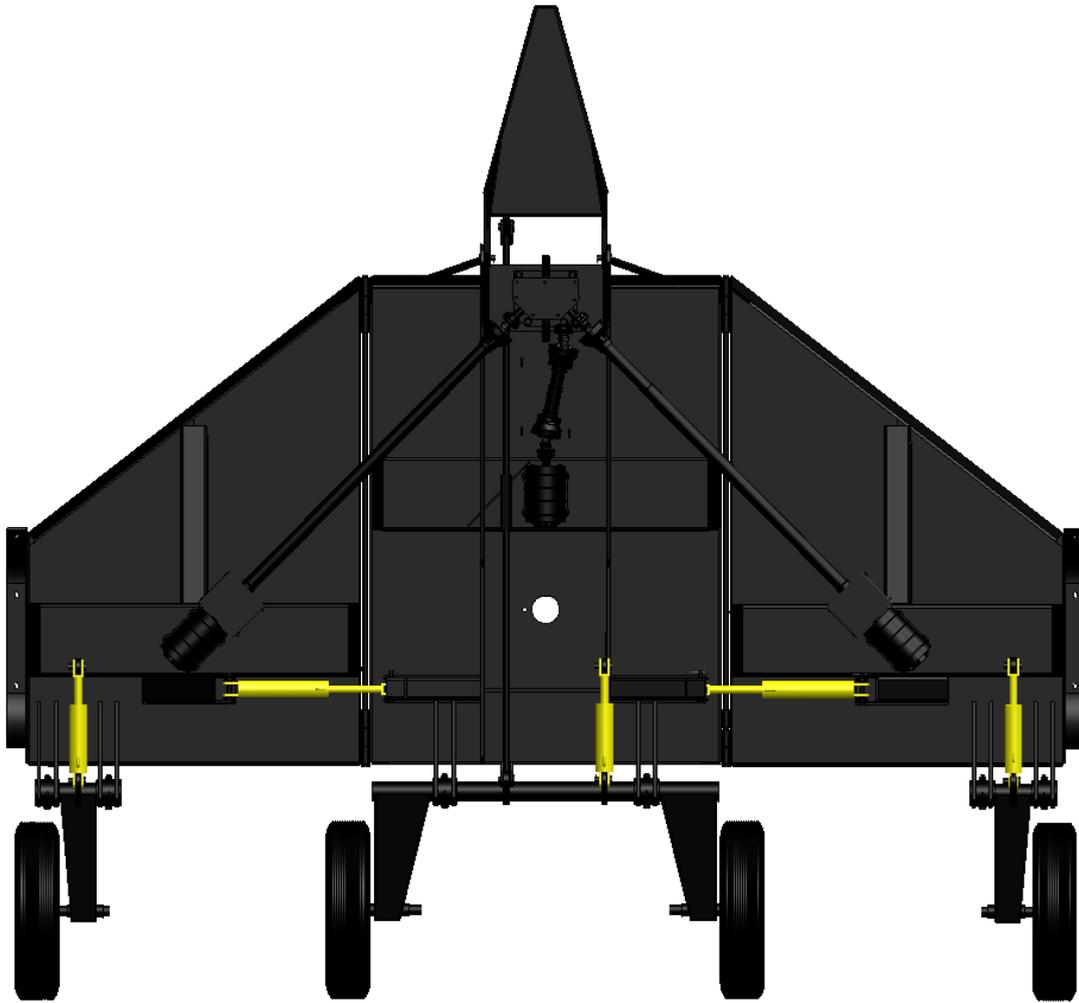


Figura 5.3 - Actuadores de la segadora

5.3 Desarrollo

Para comenzar con el cálculo del sistema hidráulico se dispone de información previa, ya que el tipo de tractor que se utiliza comúnmente para accionar estos implementos agrícolas, cuentan en general con una bomba hidráulica que proporciona un caudal constante de aproximadamente 60 litros por minuto y a una presión normal de trabajo que ronda las 120 kg/cm², fue necesario, además, determinar los esfuerzos que debían realizar cada uno de los actuadores hidráulicos en cuestión, para poder tomar esto como dato de entrada y poder dimensionar el circuito en sí.

A continuación se detalla en imágenes y cálculo como fue realizado este primer paso.

- Esfuerzo que debe realizar el actuador para levantar el ala de la máquina, pesando esta 450 kg:

$$f_c * a = f_a * b$$

$$f_c = f_a * \frac{b}{a} = 4500kg$$

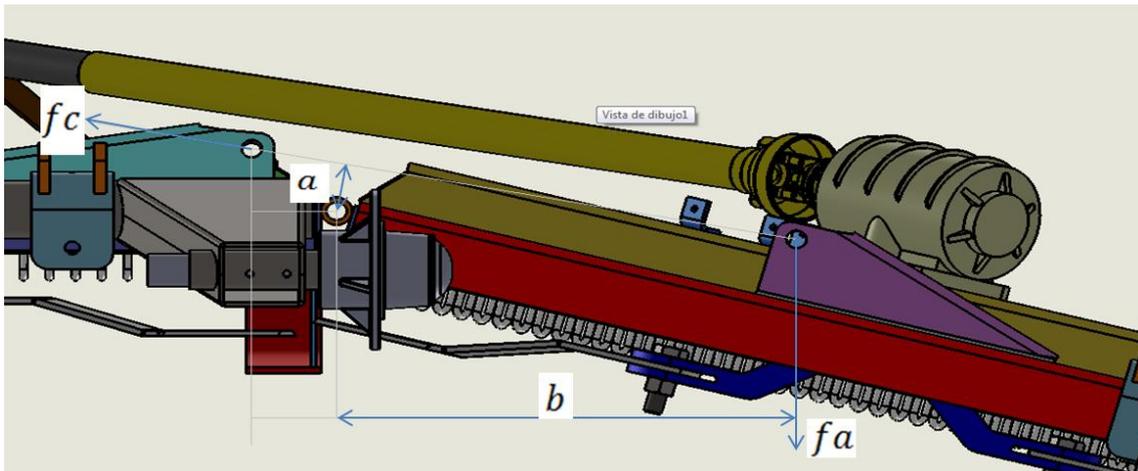


Figura 5.4 - Posición crítica de las alas

Posición crítica de las alas: 15° por debajo de la línea horizontal, esto se debe a que en las diferentes posiciones que adoptan las alas del implemento, el circuito hidráulico realizara menor esfuerzo que en esta posición.

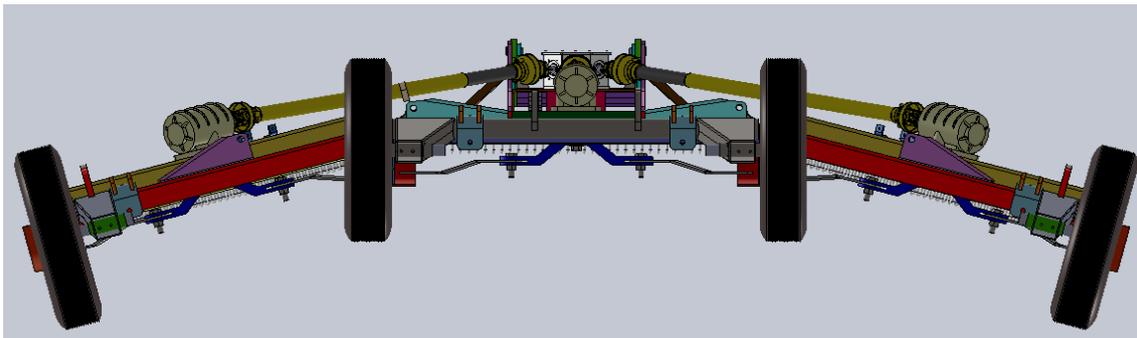


Figura 5.5 - Posición crítica de la segadora

- Esfuerzo que debe realizar el actuador para levantar la máquina, estando ésta en posición de transporte y pesando en total 1870 kg:

$$f_r * d = f_c' * e$$

$$fc' = fr * \frac{d}{e} = 9500kg$$

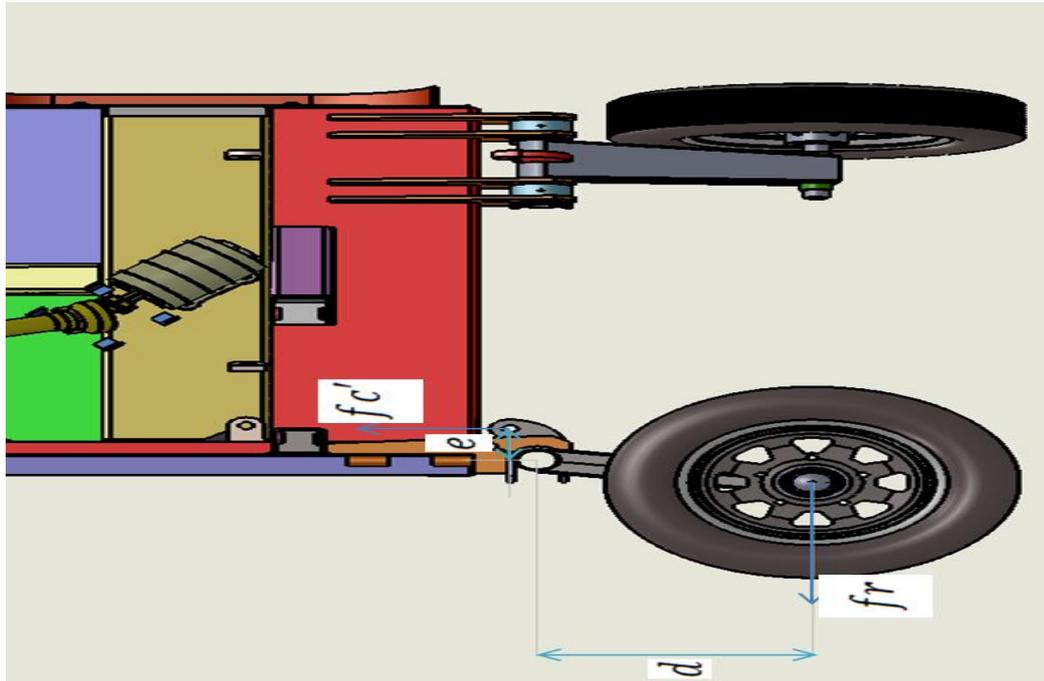


Figura 5.6 - Posición de transporte

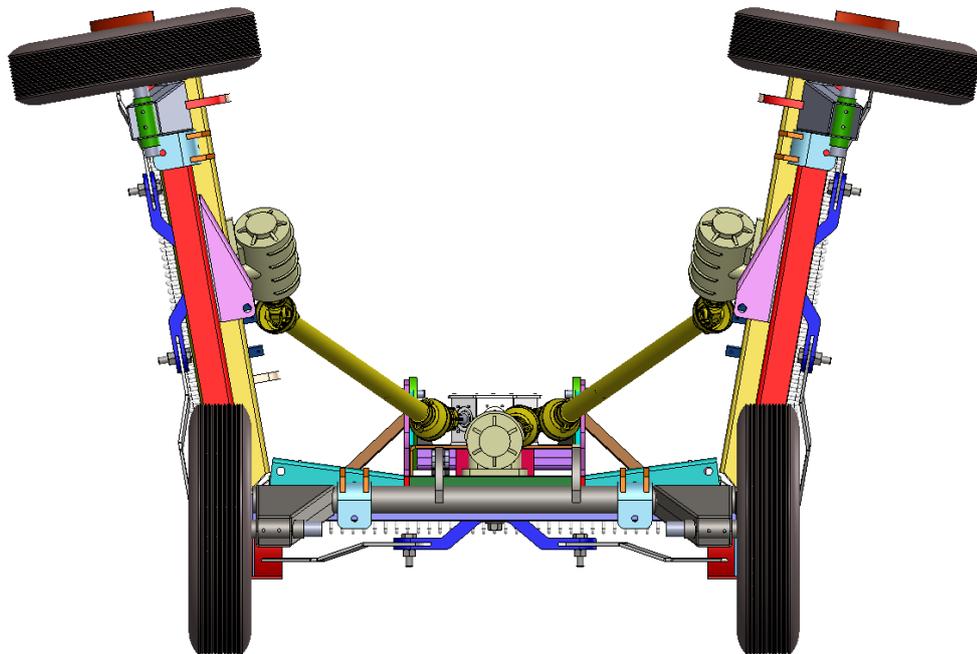


Figura 5.7 - Vista posterior de transporte

5.4 Cilindros

$$p = \frac{f}{a}$$

P: presión de trabajo.

F: esfuerzo que debe realizar el actuador

A: área del cilindro del actuador

$$120kg/cm^2 = \frac{9500kg}{a}$$

$$a = \pi * d^2/4$$

D: diámetro del cilindro del actuador

$$120kg/cm^2 = \frac{9500kg}{\pi * d^2/4}$$

$$d = 10 \text{ cm}$$

En base al cálculo realizado, se selecciona desde un catálogo comercial de cilindros el actuador indicado, que en este caso corresponde a un cilindro de cuatro pulgadas cuyo diámetro interior es de 100 milímetros.

Por cuestiones de diseño y estética se calcula el actuador más solicitado, en este caso es el que debe cumplir la función de elevar a la máquina cuando esta se encuentra en posición de transporte, y se emplea éste mismo en los demás sistemas.

No se ha dejado de lado el tema de costos ya que los actuadores hidráulicos que elevan las alas del implemento son de menor tamaño, pero por una cuestión de practicidad a la hora del armado y por motivos de estandarizar piezas se tomó la solución de compromiso antes mencionada.



Figura 5.8 - Actuador hidráulico

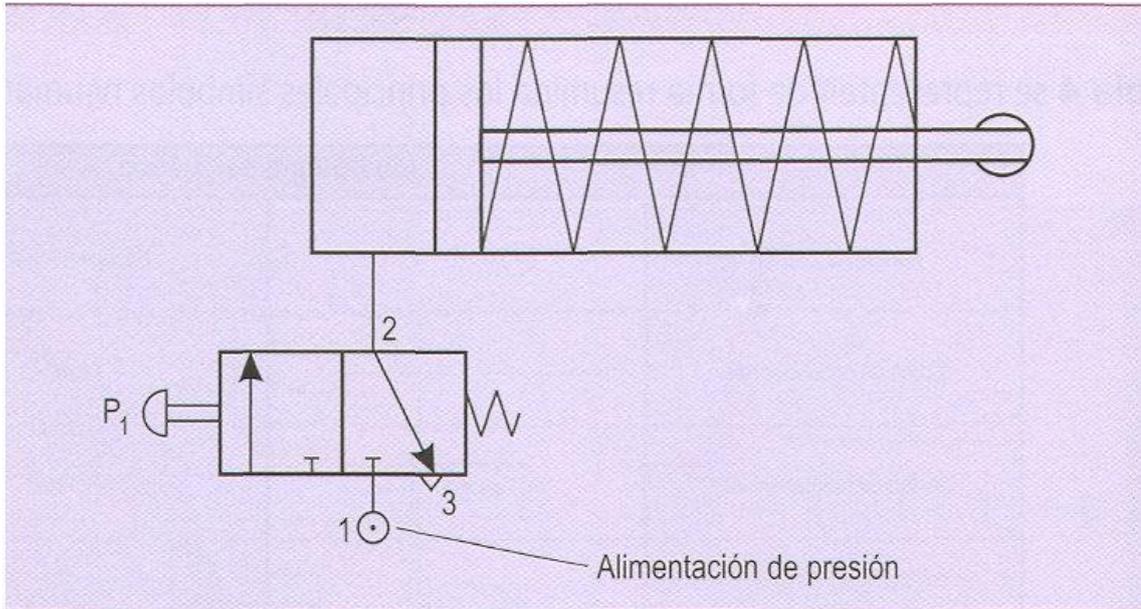


Figura 5.9 - Circuito de accionamiento

5.5 Conducciones (tuberías)

Velocidad recomendada para el fluido hidráulico: 5-6 m/s.
(Tratado practico de oleo hidráulica- Panzer-Bettler)

$$d = 4.6 * \sqrt[2]{\frac{q}{v}} = 16\text{mm}$$

D: diámetro interior del conducto en milímetros.

Q: caudal del fluido en litros por minuto.

V: velocidad de circulación del fluido en metros por segundo.

En base al cálculo realizado se selecciona de un catálogo comercial la manguera R2 AT ¾”.



Figura 5.10 - Manguera hidráulica

5.6 Pérdidas de carga primarias

Pérdidas de carga primarias. Conducciones.

$$hf = f * \frac{l}{d} * \frac{v^2}{2g} = 8 \text{ m. c. a}$$

$$hf = 0.02 * \frac{5m}{0.016m} * \frac{\left(\frac{5m}{s^2}\right)^2}{2 * \frac{9.8m}{s^2}} = 8 \text{ m. c. a}$$

$$\frac{e}{d} = 0.00009375$$

$$d * v = 8 \text{ cm} * \text{m/s}$$

$$\left. \begin{array}{l} \frac{e}{d} = 0.00009375 \\ d * v = 8 \text{ cm} * \text{m/s} \end{array} \right\} f = 0.02$$

HF: pérdida de carga en metros de columna de agua.

F: factor de fricción.

L: longitud del conducto.

D: diámetro interior del conducto.

V: velocidad de circulación del fluido.

G: gravedad.

E: rugosidad absoluta.

$\frac{e}{d}$: Rugosidad relativa.

5.7 Pérdidas de carga secundarias

Pérdida de carga producida por acople rápido, cantidad 4.

Data real: 0.4 bar = 4.08 m.c.a

Pérdidas de carga en codos:

Codo estándar: k=0.9

$$hf' = k * \frac{v^2}{2g} = 1.15 \text{ m. c. a}$$

$$hf' = 0.9 * \frac{\left(\frac{5m}{s}\right)^2}{2 * \frac{9.8m}{s^2}} = 1.15 \text{ m. c. a}$$

HF': pérdida de carga en metros de columna de agua.

K: coeficiente representativo para pérdida de carga en accesorio.

V: velocidad de circulación del fluido.

G: gravedad.

Pérdida de carga en conexión T estándar, cantidad 2.

T estándar: k=1.8

$$hf' = k * \frac{v^2}{2g} = 2.3 \text{ m. c. a}$$

$$hf' = 1.8 * \frac{\left(\frac{5m}{s^2}\right)^2}{2 * \frac{9.8m}{s^2}} = 2.3 \text{ m. c. a}$$

HF': pérdida de carga en metros de columna de agua.

K: coeficiente representativo para pérdida de carga en accesorio.

V: velocidad de circulación del fluido.

G: gravedad.

Pérdida de carga en válvula de retención, cantidad 3.

Válvula de retención (totalmente abierta): k=2.5

$$hf = k * \frac{v^2}{2g} = 3.2 \text{ m. c. a}$$

$$hf' = 2.5 * \frac{\left(\frac{5m}{s^2}\right)^2}{2 * \frac{9.8m}{s^2}} = 3.2 \text{ m. c. a}$$

HF': pérdida de carga en metros de columna de agua.

K: coeficiente representativo para pérdida de carga en accesorio.

V: velocidad de circulación del fluido.

G: gravedad.

5.8 Ecuación de Bernoulli

El planteo de la siguiente ecuación permite, en base a las condiciones de nuestro sistema, conocer la potencia mecánica necesaria, considerando todas las pérdidas de carga que el circuito ofrece, para accionar todo el mecanismo.

$$m + \frac{p1}{\rho1} + z1 + \frac{v1^2}{2g} = \frac{p2}{\rho2} + z2 + \frac{v2^2}{2g} + hf''$$

M: energía mecánica consumida por el sistema-

P1: presión en tanque deposito del fluido hidráulico.

$\rho_1 = \rho_2$: peso específico del fluido hidráulico.

Z1=Z2: altura medida con respecto a un nivel de los puntos de toma de presión (P1 y P2).

V1: velocidad del fluido medida en el mismo punto donde se mide P1.

V2: velocidad del fluido medida en el mismo punto donde se mide P2.

h_f'' : Pérdidas de carga primarias + pérdidas de carga secundarias.

El planteo de la ecuación se realiza para dos situaciones límites.

La primera se da cuando los actuadores hidráulicos deben elevar las alas de la segadora desde una posición de 15° por debajo de la horizontal y el segundo caso se da cuando el actuador del cuerpo central debe elevar la máquina cuando esta se dispone a ser transportada.

Ambas situaciones se aclaran en las imágenes precedentes, con las cuales se ha explicado las diferentes posiciones límites para la determinación de los esfuerzos que deben realizar los actuadores para accionar el implemento.

5.9M para elevar las alas

$$m + \frac{p_1}{r_1} + z_1 + \frac{v_1^2}{2g} = \frac{p_2}{r_2} + z_2 + \frac{v_2^2}{2g} + h_f$$

$$m = \frac{p_2}{r_2} + z_2 + \frac{v_2^2}{2g} + h_f - \frac{p_1}{r_1} - z_1 - \frac{v_1^2}{2g}$$

$$m = \frac{\frac{695674.8kg}{m^2}}{\frac{920kg}{m^3}} + 0 + \frac{\frac{5^2 m^2}{s^2}}{2 * \frac{9.8m}{s^2}} + 18.73m.c.a - \frac{\frac{10330kg}{m^2}}{\frac{920kg}{m^3}} - 0 - 0$$

$$\mathbf{M=765m.c.a=75bar=11.25cv}$$

5.10 M para elevar el cuerpo central en posición de traslado

$$m + \frac{p1}{r1} + z1 + \frac{v1^2}{2g} = \frac{p2}{r2} + z2 + \frac{v2^2}{2g} + hf$$

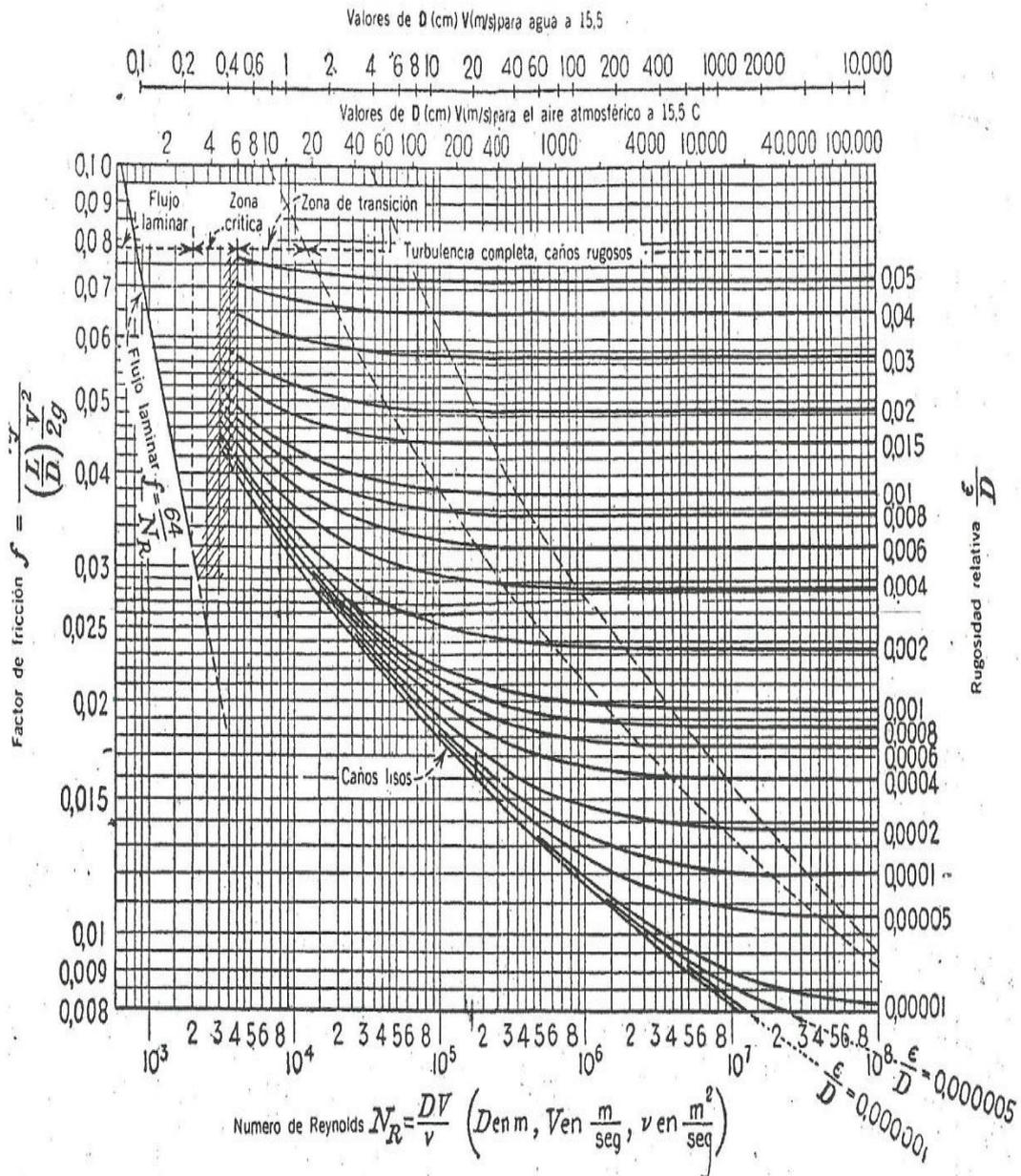
$$m = \frac{p2}{r2} + z2 + \frac{v2^2}{2g} + hf - \frac{p1}{r1} - z1 - \frac{v1^2}{2g}$$

$$m = \frac{\frac{1209577.6kg}{m^2}}{\frac{920kg}{m^3}} + 0 + \frac{\frac{5^2m^2}{s^2}}{2 * \frac{9.8m}{s^2}} + 18.73m.c.a - \frac{\frac{10330kg}{m^2}}{\frac{920kg}{m^3}} - 0 - 0$$

$$\mathbf{M=1323.3m.c.a=129.8bar=19.5cv}$$

Se considera que la potencia mínima necesaria para hacer funcionar el circuito hidráulico del implemento debe ser de 19.5 cv como mínimo, lo cual nos enmarca dentro de los parámetros normales de potencia que entregan los tractores promedio.

5.11 Referencias utilizadas para el cálculo de los sistemas



Factor de fricción para caños

– Cálculo CONDUCTOS:

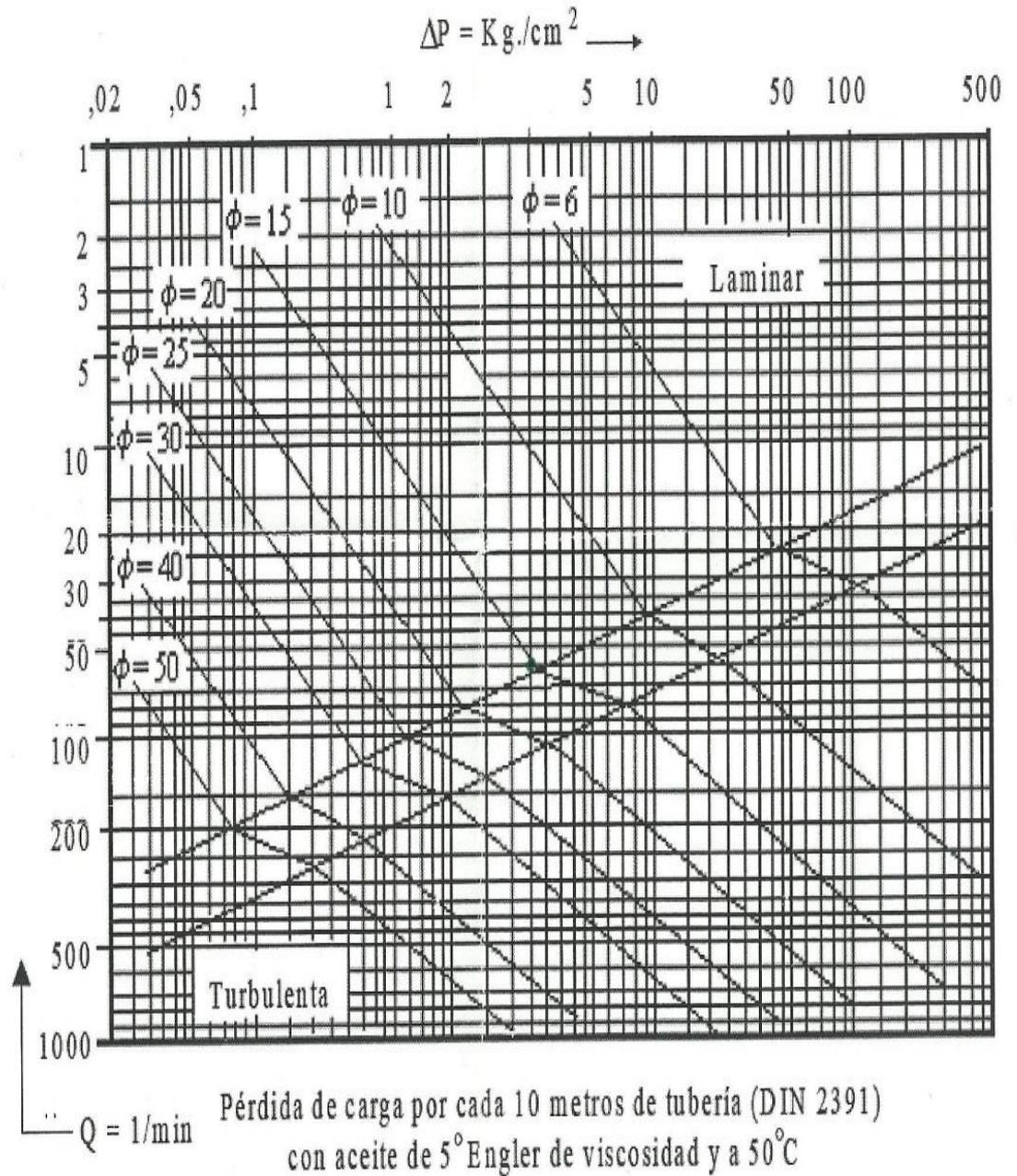


TABLA VI. VALORES DE LA RUGOSIDAD ABSOLUTA DE CAÑOS NUEVOS **E**

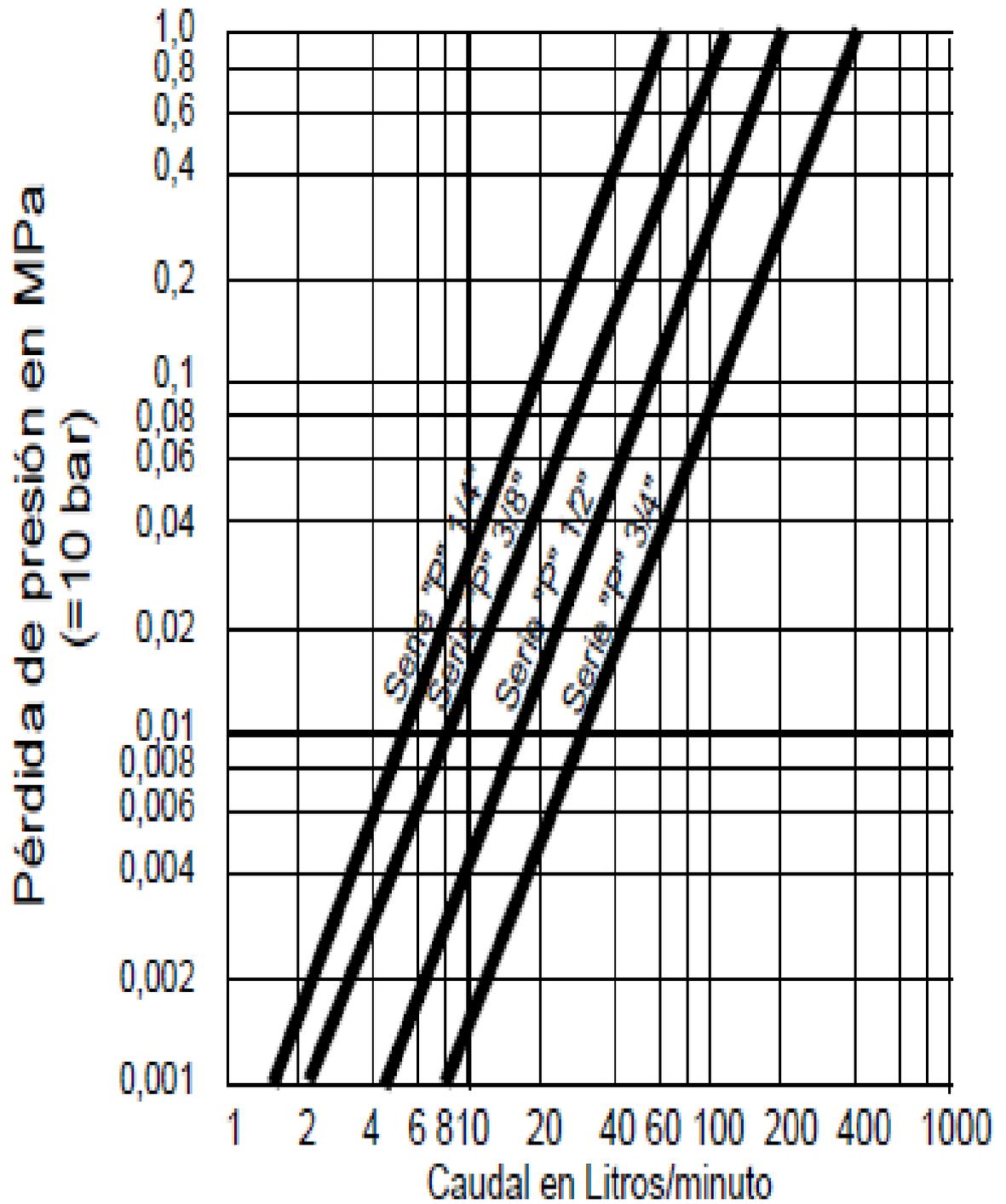
	Milímetros
Tubería estirada, latón, plomo, vidrio, cemento centrifugado, revestimiento bituminoso, transita	0,0015
Acero o hierro forjado comercial	0,045
Caño de acero soldado	0,045
Hierro fundido bañado en asfalto.....	0,120
Hierro galvanizado	0,150
Hierro fundido, promedio	0,255
Conductos de duelas de madera	0,180 a 0,900
Hormigón	0,300 a 3,00
Acero remachado	0,900 a 9,00

NOTA: $\frac{s}{D} = \frac{s \text{ en mm}}{\text{diámetro en mm}} = \frac{s \text{ en mm}}{25 \times \text{diámetro en pulgadas}}$

230 FUNDAMENTOS DE MECÁNICA DE FLUIDOS

Tabla 5.2 Coeficientes *K* representativos para pérdida de cabeza para varios accesorios [20, 21]

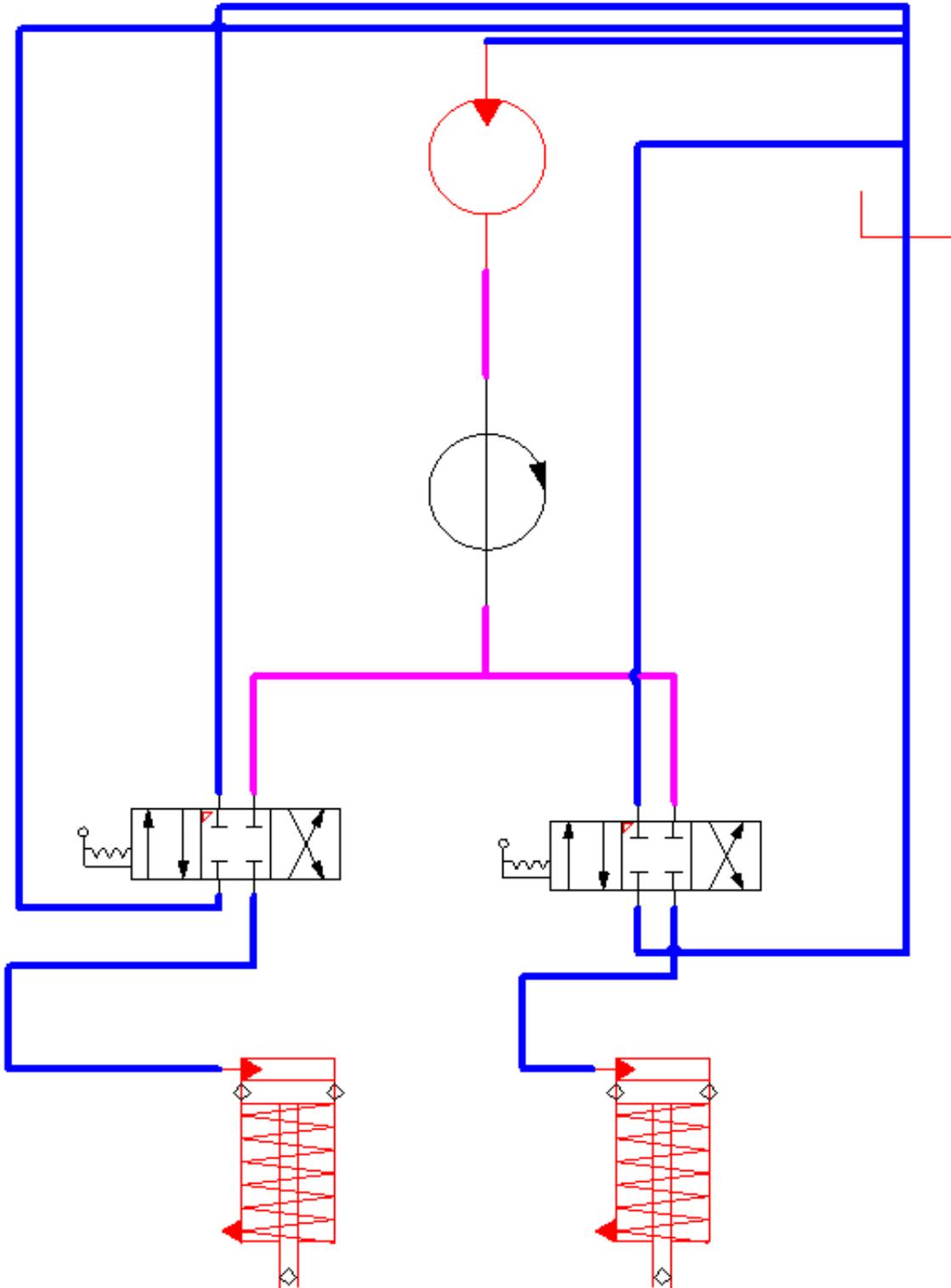
Accesorio	<i>K</i>
Válvula de globo (completamente abierta)	10.0
Válvula de ángulo (completamente abierta)	5.0
Válvula de retención de columpio (completamente abierta)	2.5
Válvula de compuerta (completamente abierta)	0.19
Codo en <i>U</i>	2.2
Conexión en <i>T</i> estándar	1.8
Codo estándar	0.9
Codo de radio medio	0.75
Codo de radio largo	0.60



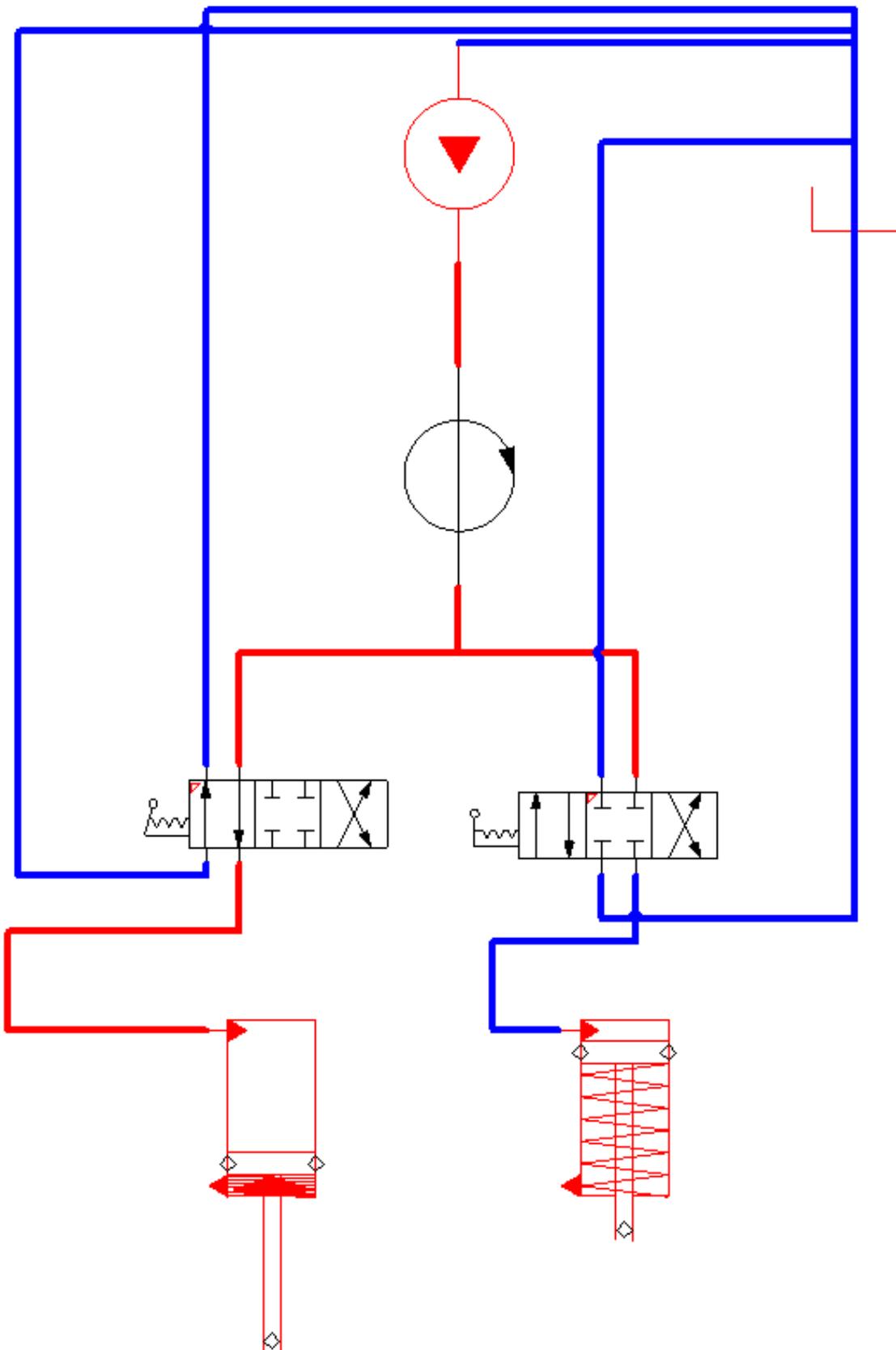
Pérdida de presión usando el acople en circuitos de fluidos hidráulicos.-

5.12 Circuitos Hidráulico

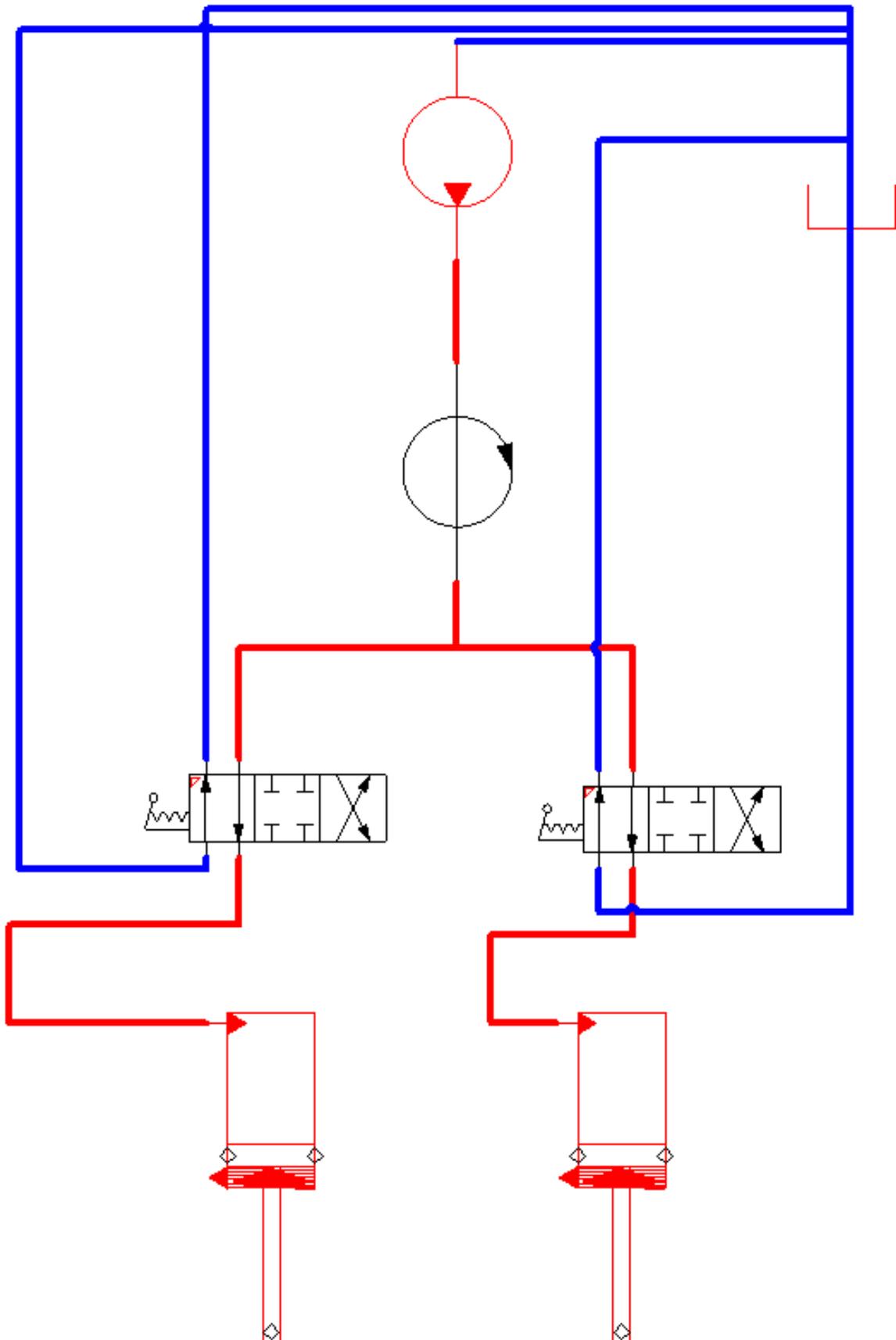
Circuito hidráulico alas



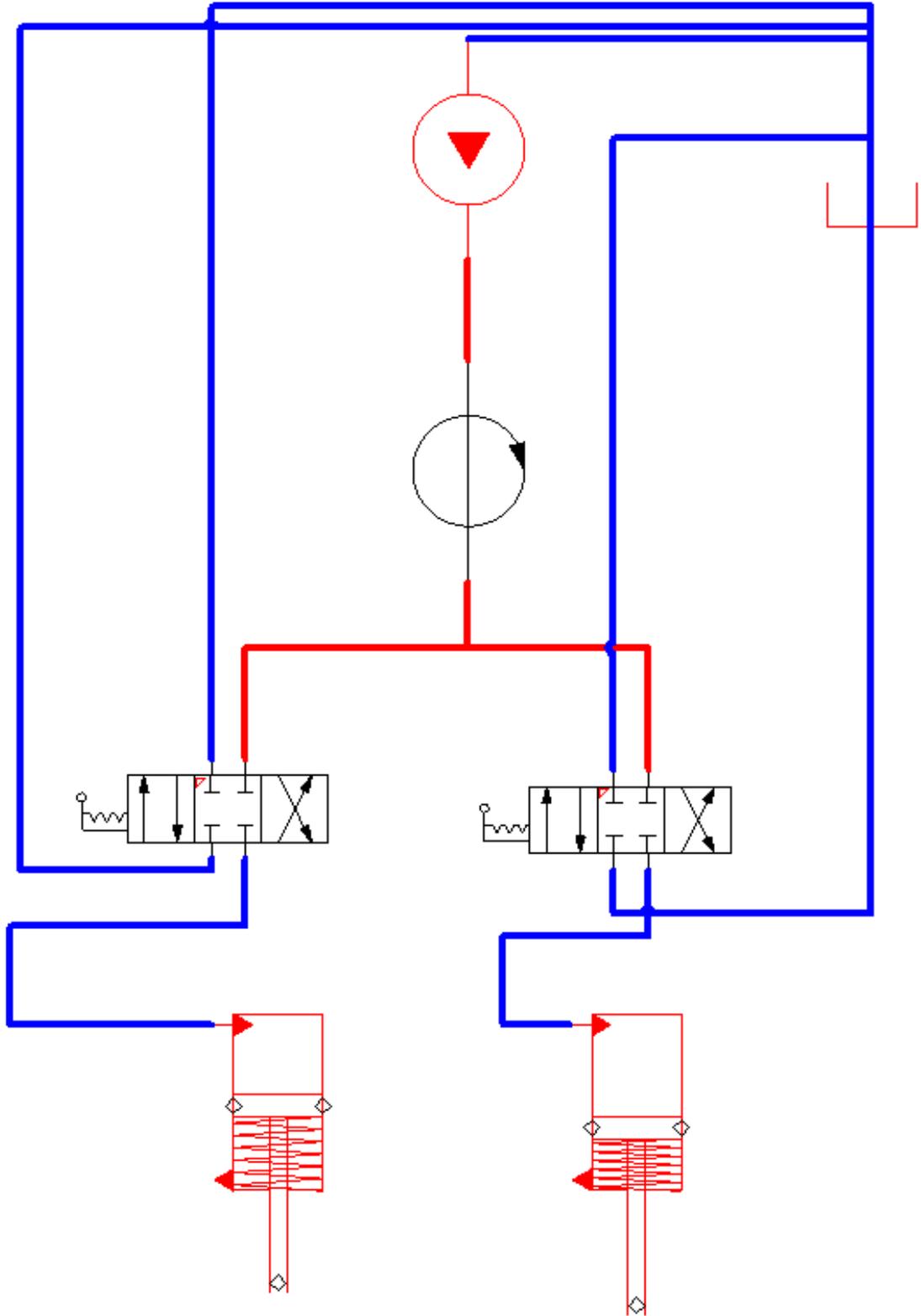
Una sola ala activada



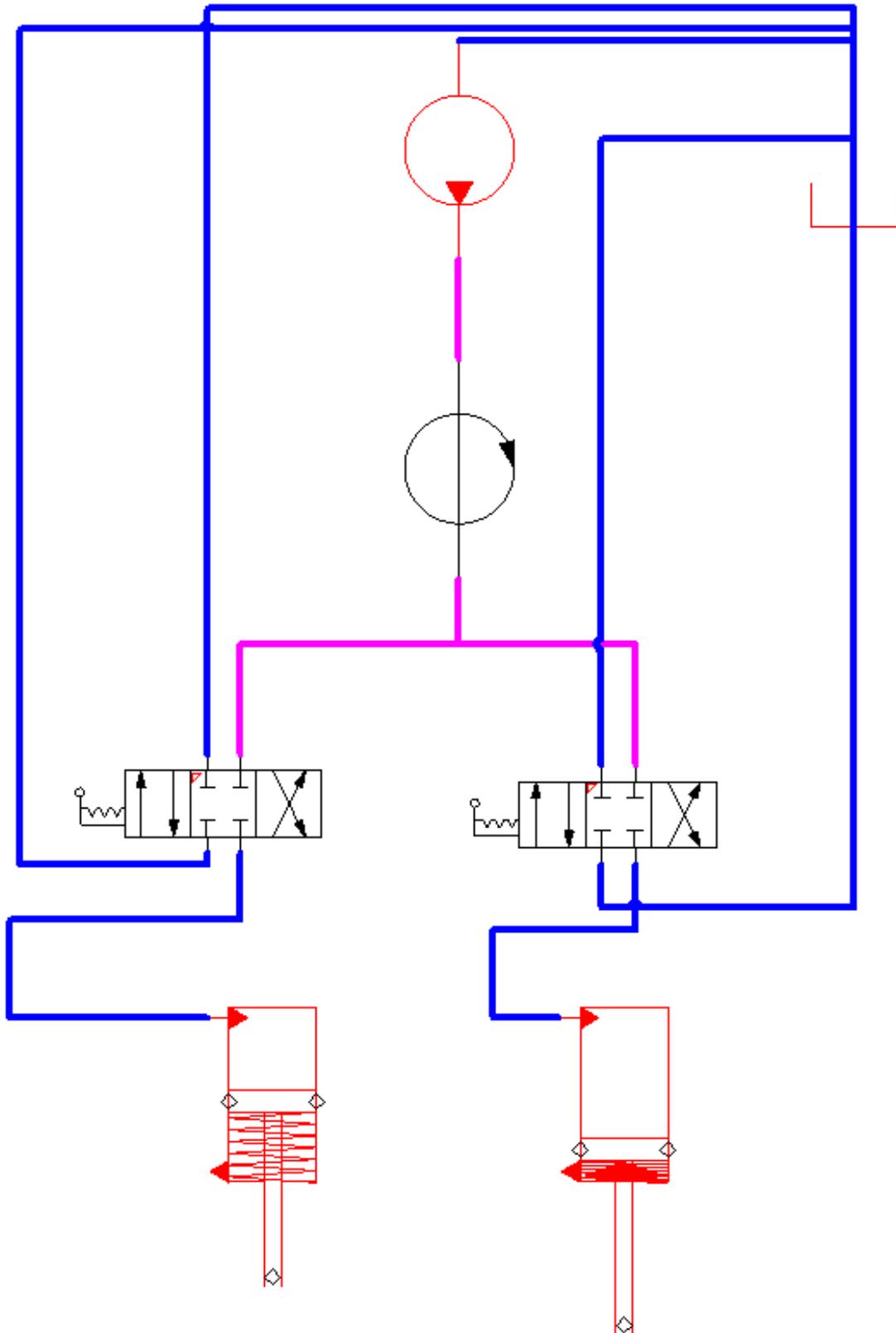
Ambas alas activadas



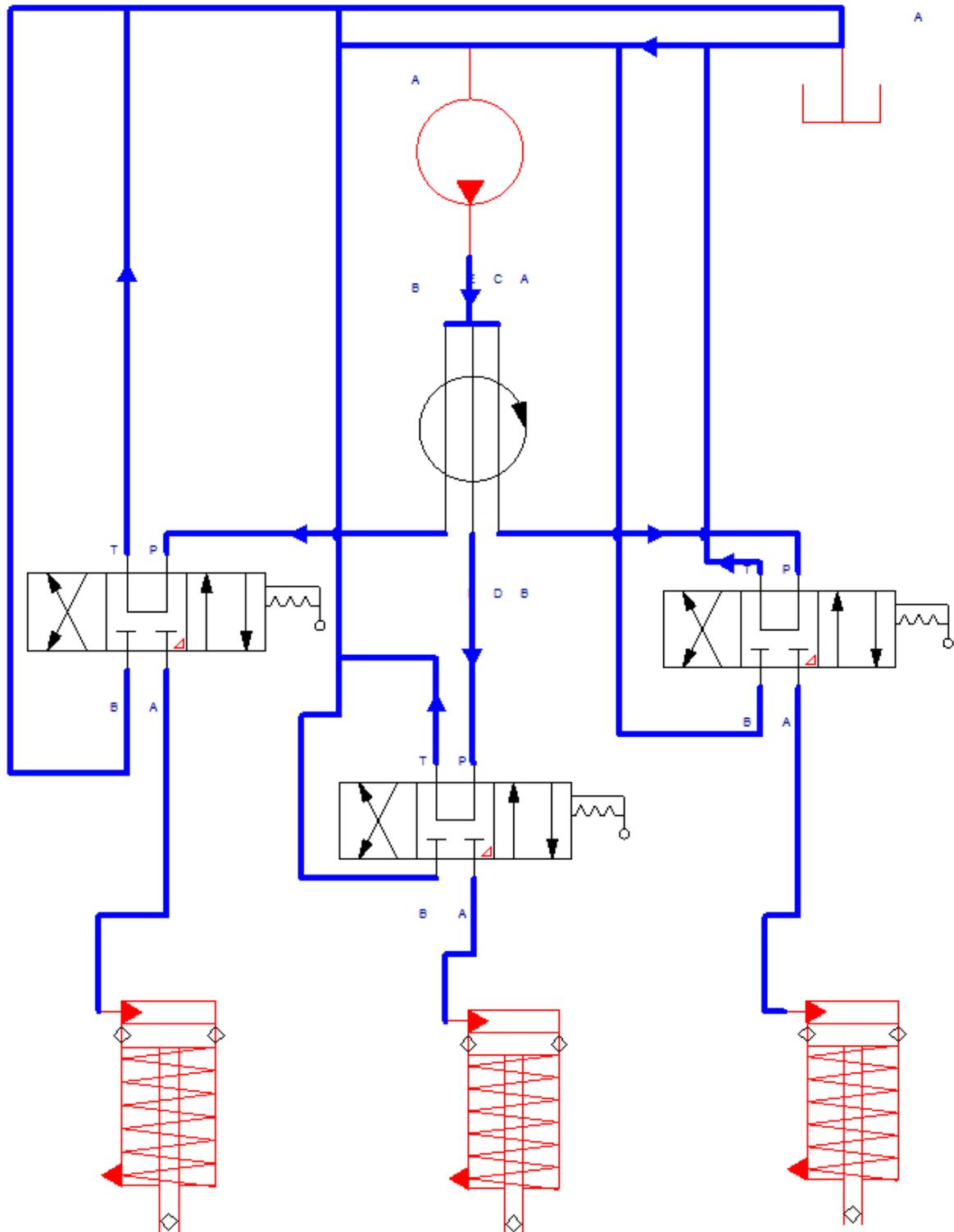
Activando alas en una posición cualquiera y diferentes entre si



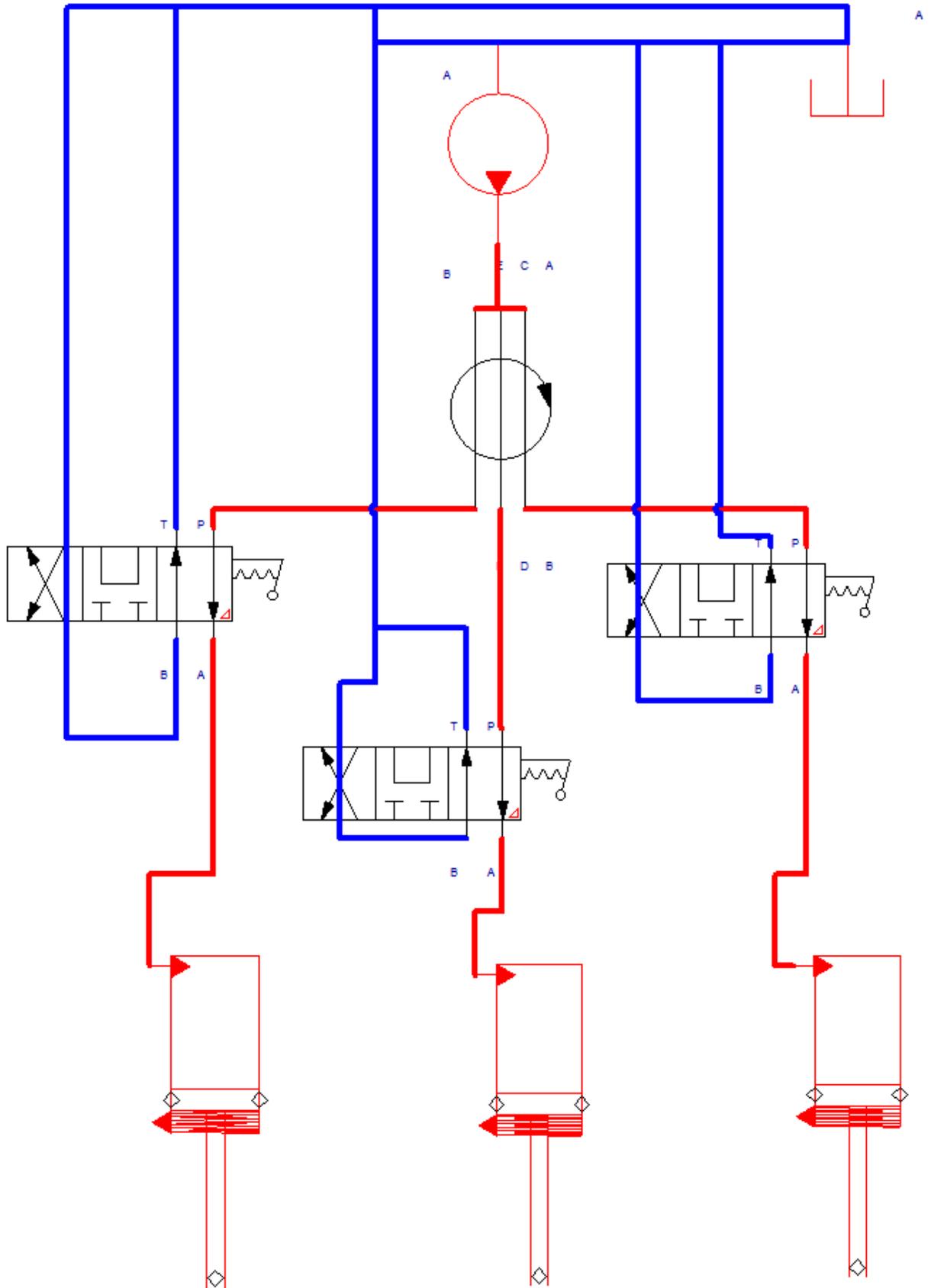
Alas en una posición de trabajo n



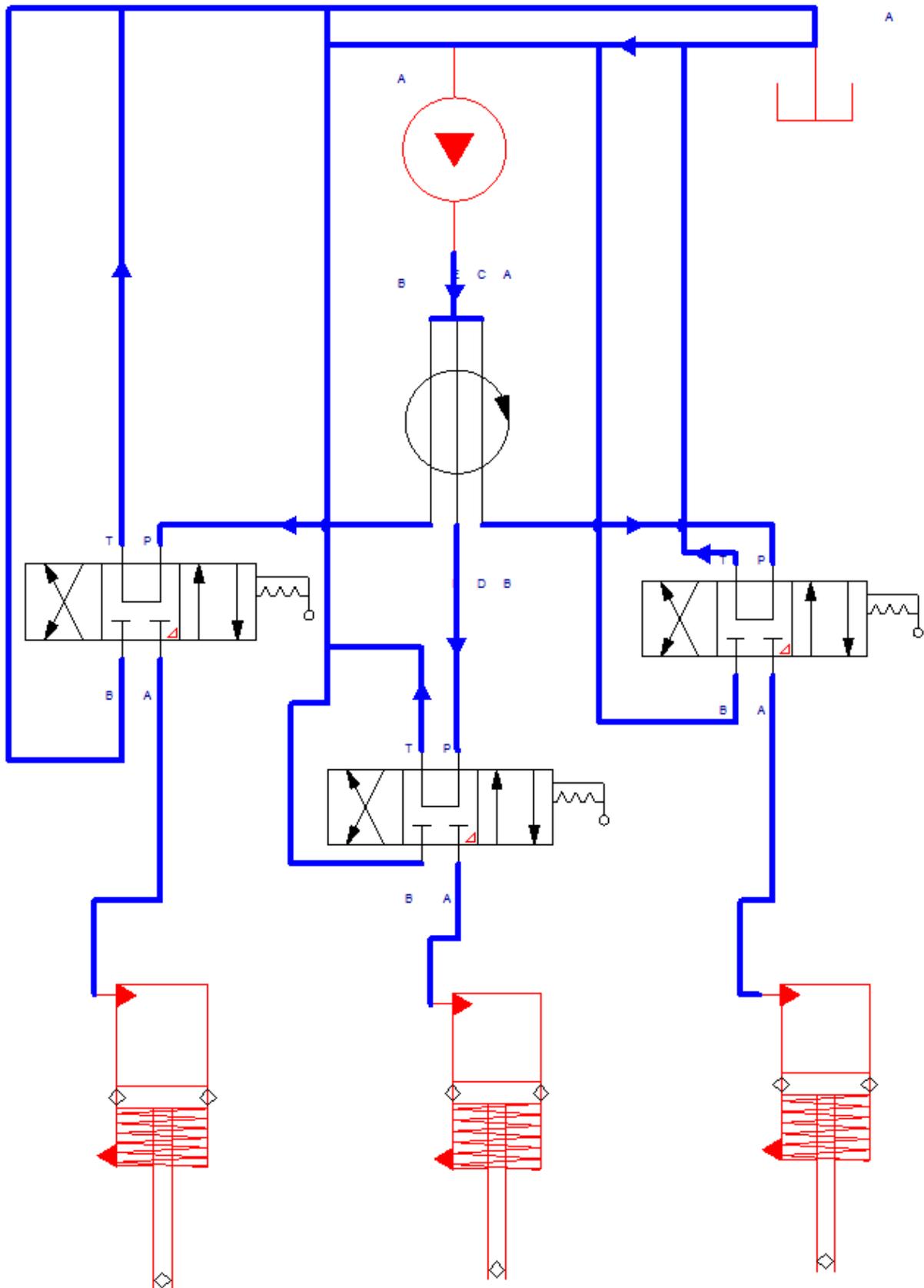
Circuito hidráulico Nivelación Ejes



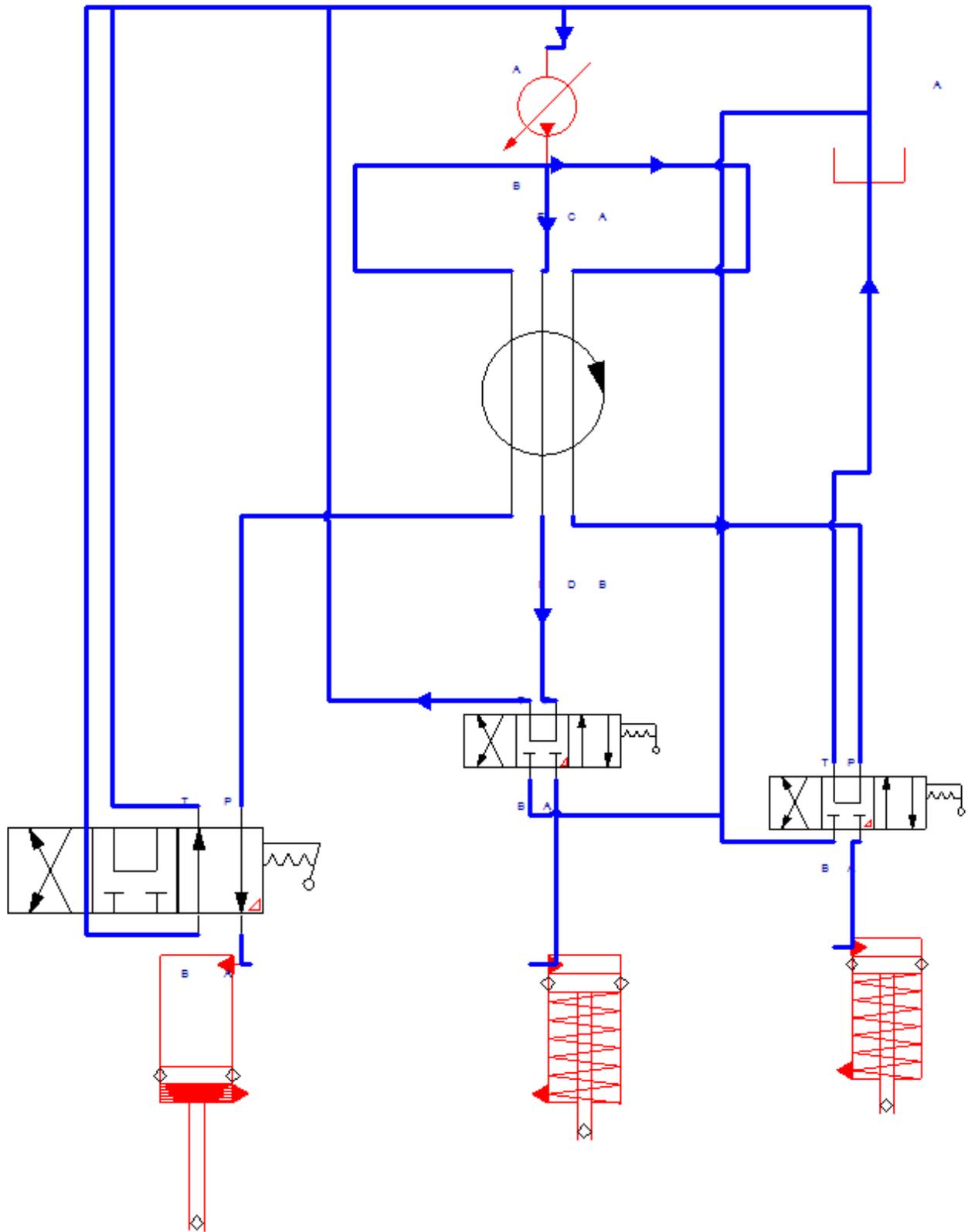
Tres cilindros activados en máxima posición



Cilindros posicionados individualmente



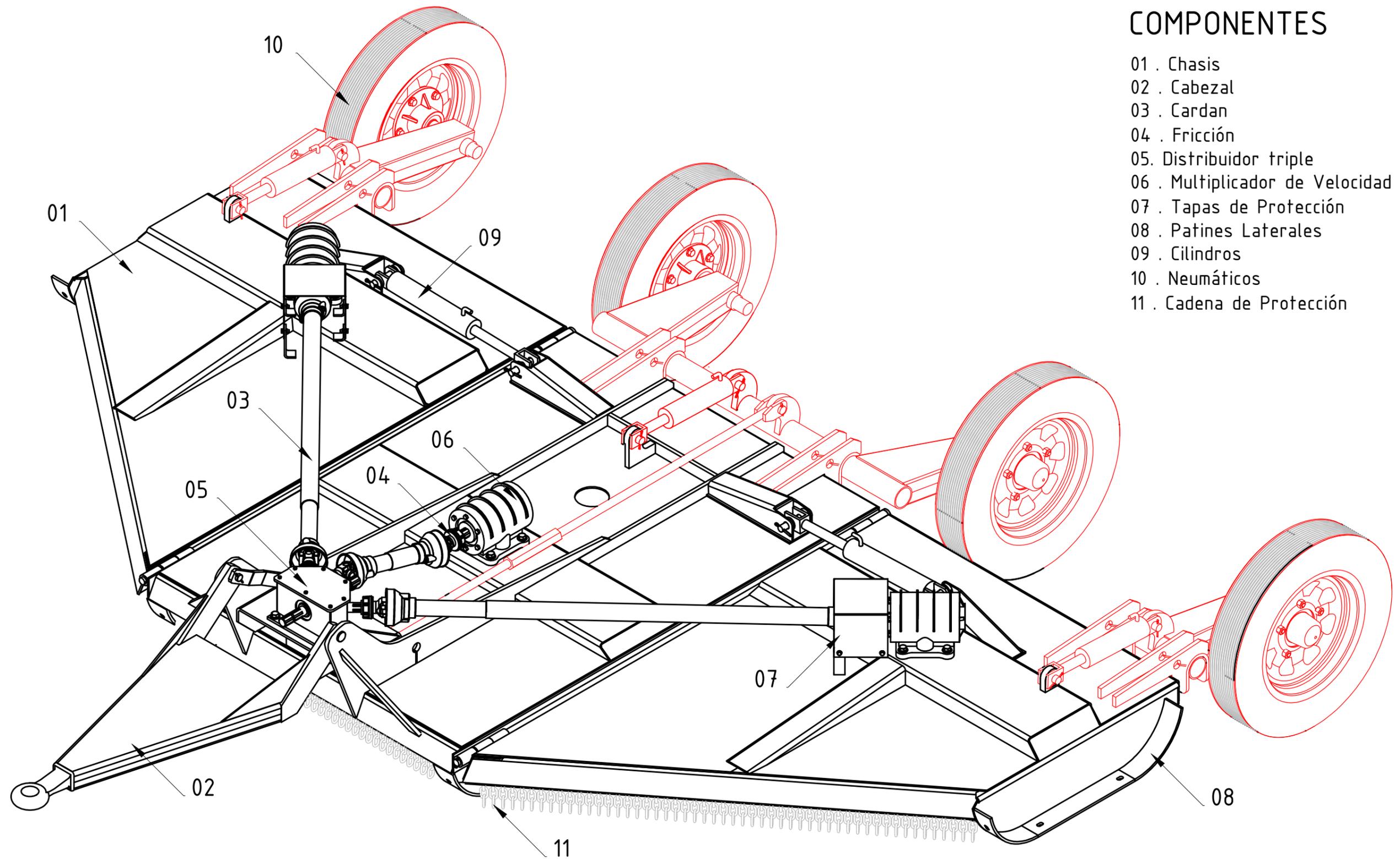
Un solo cilindro actuando



6 BIBLIOGRAFÍA

- 1- [Mechanics of cutting plant material de Sverker Persson, Editorial ASAE, 1974].
- 2- [Mechanics of cutting plant material de Sverker Persson, Editorial ASAE, 1974].
- 3- [Mechanics of cutting plant material de Sverker Persson, Editorial ASAE, 1974].
- 4- [Apéndice, Pág. 736, Faires, Diseño de elementos de máquinas por Virgil M. Faires, Editorial Noriega, 1963].
- 5- [Capítulo 4, Pág.129, Faires, Diseño de elementos de máquinas por Virgil M. Faires, Editorial Noriega, 1963].
- 6- [Capítulo 4, Pág.129, Faires, Diseño de elementos de máquinas por Virgil M. Faires, Editorial Noriega, 1963].
- 7- [Capítulo 4, Pág.129, Faires, Diseño de elementos de máquinas por Virgil M. Faires, Editorial Noriega, 1963].
- 8- [Capítulo 1, Pág. 24, Faires, Diseño de elementos de máquinas por Virgil M. Faires, Editorial Noriega].
- 9- [Capítulo 10, Pág. 365, Faires, Diseño de elementos de máquinas por Virgil M. Faires, Editorial Noriega, 1963].
- 10- [Capítulo 15, Pág. 533, Faires, Diseño de elementos de máquinas por Virgil M. Faires, Editorial Noriega].
- 11- [Capítulo 15, Pág. 533, Faires, Diseño de elementos de máquinas por Virgil M. Faires, Editorial Noriega].
- 12- [Capítulo 18, Pág. 650, Faires, Diseño de elementos de máquinas por Virgil M. Faires, Editorial Noriega, 1963].
- 13- [Capítulo 6, Pág. 235, Faires, Diseño de elementos de máquinas por Virgil M. Faires, Editorial Noriega].
- 14- [Capítulo 4, Pág. 129, Faires, Diseño de elementos de máquinas por Virgil M. Faires, Editorial Noriega, 1963].
- 15- Apéndice, Pág. 744, Faires, Diseño de elementos de máquinas por Virgil M. Faires, Editorial Noriega, 1963].
- 16- [ASTM, normas, año 1933].
- 17- [Capítulo 1, Pág. 24, Faires, Diseño de elementos de máquinas por Virgil M. Faires, Editorial Noriega, 1963].

- 18- [Capítulo 19, Pág. 659, Faires, Diseño de elementos de máquinas por Virgil M. Faires, Editorial Noriega, 1963].
- 19- Apéndice, Pág. 744, Faires, Diseño de elementos de máquinas por Virgil M. Faires, Editorial Noriega, 1963].
- 20- [Capítulo 1, Pág. 24, Faires, Diseño de elementos de máquinas por Virgil M. Faires, Editorial Noriega, 1963].
- 21- R.L. Daugherty A.C. Ingersoll "mecánica de los fluidos"



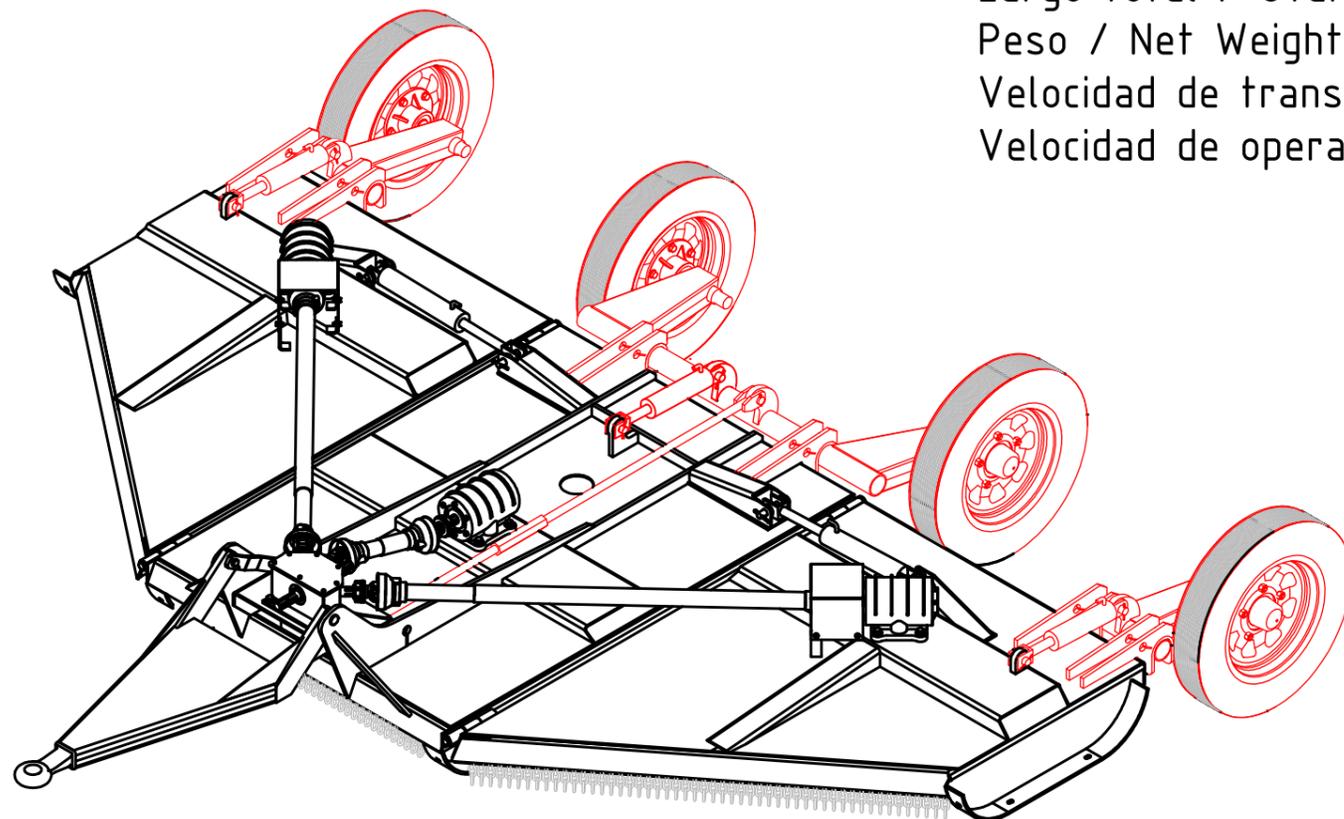
COMPONENTES

- 01 . Chasis
- 02 . Cabezal
- 03 . Cardan
- 04 . Fricción
- 05 . Distribuidor triple
- 06 . Multiplicador de Velocidad
- 07 . Tapas de Protección
- 08 . Patines Laterales
- 09 . Cilindros
- 10 . Neumáticos
- 11 . Cadena de Protección

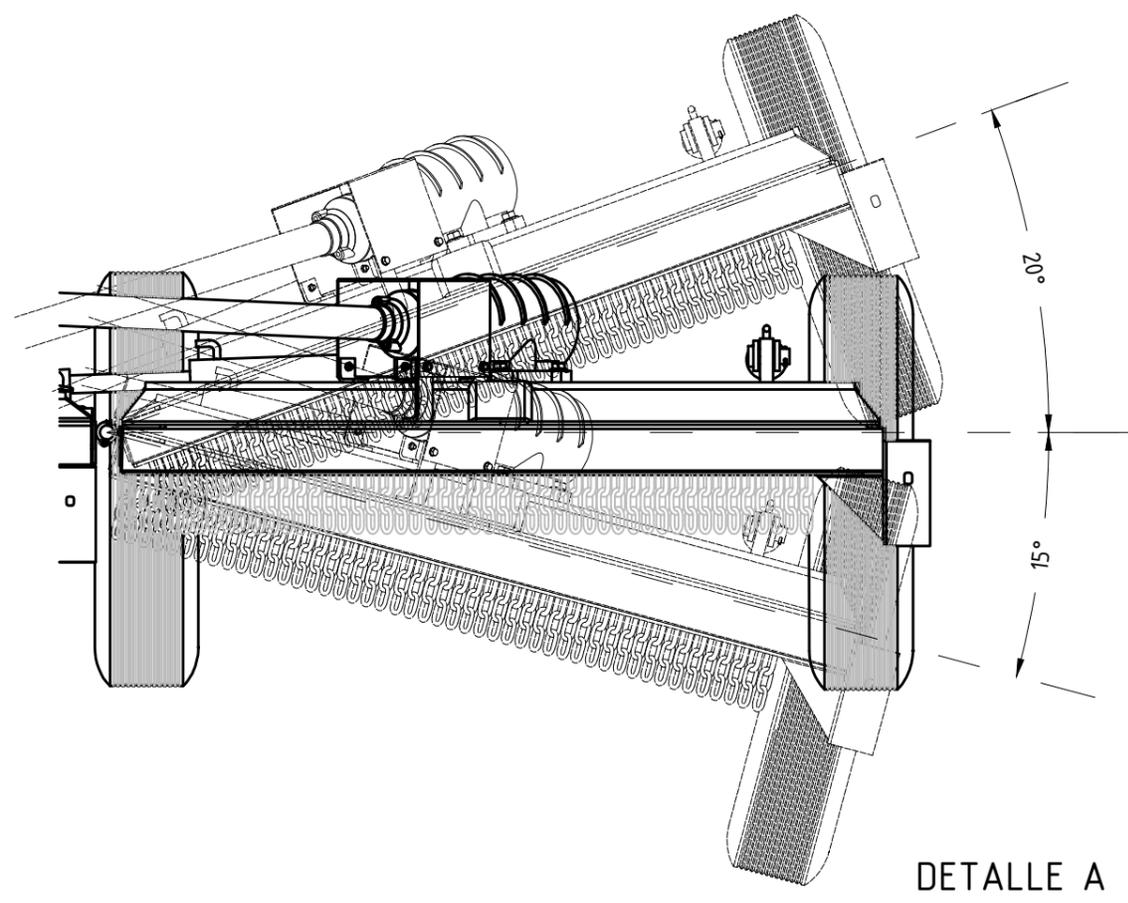
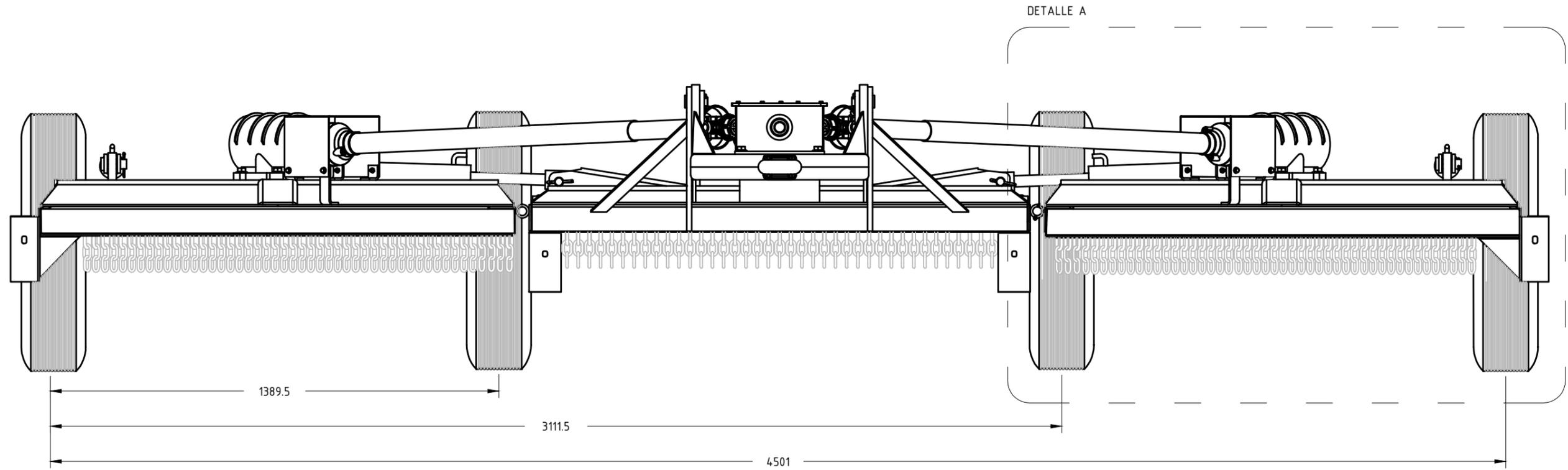
TOLERANCIAS NO INDICADAS											
PIEZAS MECANIZADAS			CONSTRUCCIONES SOLDADAS Y/O ESTRUCTURAS								
AGUJEROS: -0,00 +0,1	ANGULOS: ± 0° 30'	CHAFLANES NO ACOTADOS 1 X 45°	DESDE	0,5	3	6	30	120	315	1000	2000
EJE: +0,00 -0,1	MATAR CANTOS VIVOS	FORJA Y/O FUNDICION: ± 0,8	HASTA	3	6	30	120	315	1000	2000	4000
ESPESOR: ± 0,05	RADIOS NO ACOTADOS: 1/1,5		TOLERANCIA	± 0,1	± 0,1	± 0,2	± 0,3	± 0,5	± 0,8	± 1,2	± 2,0
MATERIAL	T/TERMICO		CANTIDAD							1	
FLIA / CONJUNTO	MAQUINA COMPLETA		DIBUJO		FRANCO E. BRINSONI						
DESIGNACION	COMPONENTES		APROBO								
MAQUINA	SEGADORA ROTATIVA DE EJE VERTICAL		FECHA		26/04/2018		REV. N°				
TESIS DE GRADO			CODIGO				PLANO N°		00010		
			OBSERVACIONES		NO MEDIR SOBRE EL PLANO					ESCALA	S/E
			UTN								

SEGADORA ROTATIVA DE EJE VERTICAL

Ancho de corte / Cutting width	4500	mm
Número de cuchillas / Number of blades	6	ud
Altura de corte / Cutting height	50 - 310	mm
Rotación de cuchillas / Blade tip speed	1038	rpm
Potencia mínima / Tractor required	70	cv
Ancho total / Overall width	4812	mm
Ancho de transporte / Transport Width	2720	mm
Altura total / Overall height	648	mm
Altura de transporte / Height for transport	2070	mm
Largo total / Overall length	4466	mm
Peso / Net Weight	1950	kg
Velocidad de transporte / Speed of transport	25	km/h
Velocidad de operación / Speed of operation	4 - 6	km/h



TOLERANCIAS NO INDICADAS											
PIEZAS MECANIZADAS						CONSTRUCCIONES SOLDADAS Y/O ESTRUCTURAS					
AGUJEROS: -0,00 +0,1	ANGULOS: ± 0° 30'	CHAFLANES NO ACOTADOS 1 X 45°	DESDE	0,5	3	6	30	120	315	1000	2000
EJE: +0,00 -0,1	MATAR CANTOS VIVOS	FORJA Y/O FUNDICION: ± 0,8	HASTA	3	6	30	120	315	1000	2000	4000
ESPESOR: ± 0,05	RADIOS NO ACOTADOS: 1/1,5		TOLERANCIA	± 0,1	± 0,1	± 0,2	± 0,3	± 0,5	± 0,8	± 1,2	± 2,0
MATERIAL	T/TERMICO					CANTIDAD					1
FLIA / CONJUNTO	MAQUINA COMPLETA					DIBUJO		FRANCO E. BRINSONI			
DESIGNACION	INFORMACION GENERAL					APROBO					
MAQUINA	SEGADORA ROTATIVA DE EJE VERTICAL					FECHA		26/04/2018	REV. N°		
TESIS DE GRADO	 UTN					CODIGO		PLANO N°		00020	
						OBSERVACIONES					NO MEDIR SOBRE EL PLANO



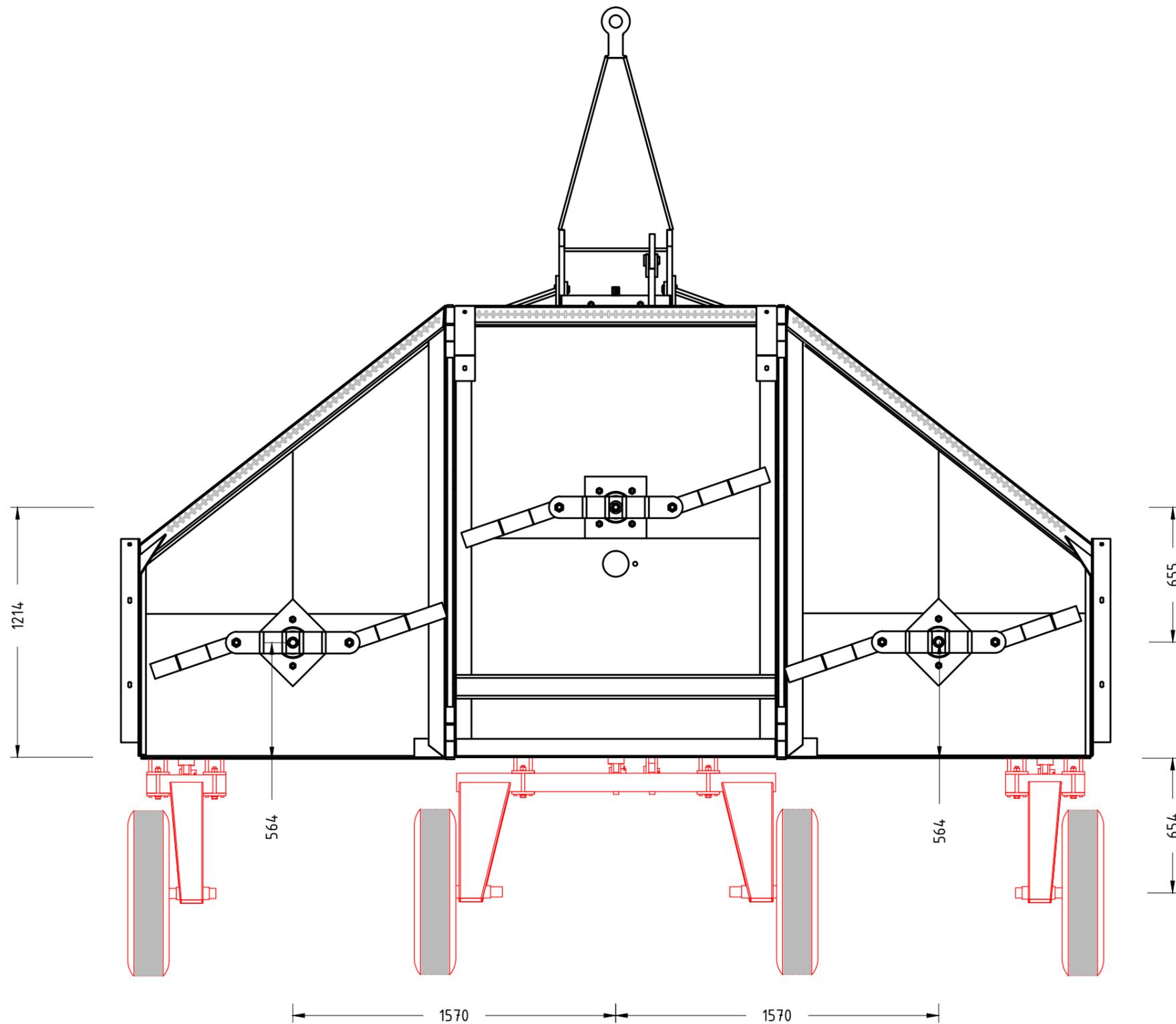
ARTICULACIONES LATERALES

- Los laterales poseen articulación de 15° hacia abajo.
- Hacia arriba el ángulo máximo de operación recomendado es de 20°.

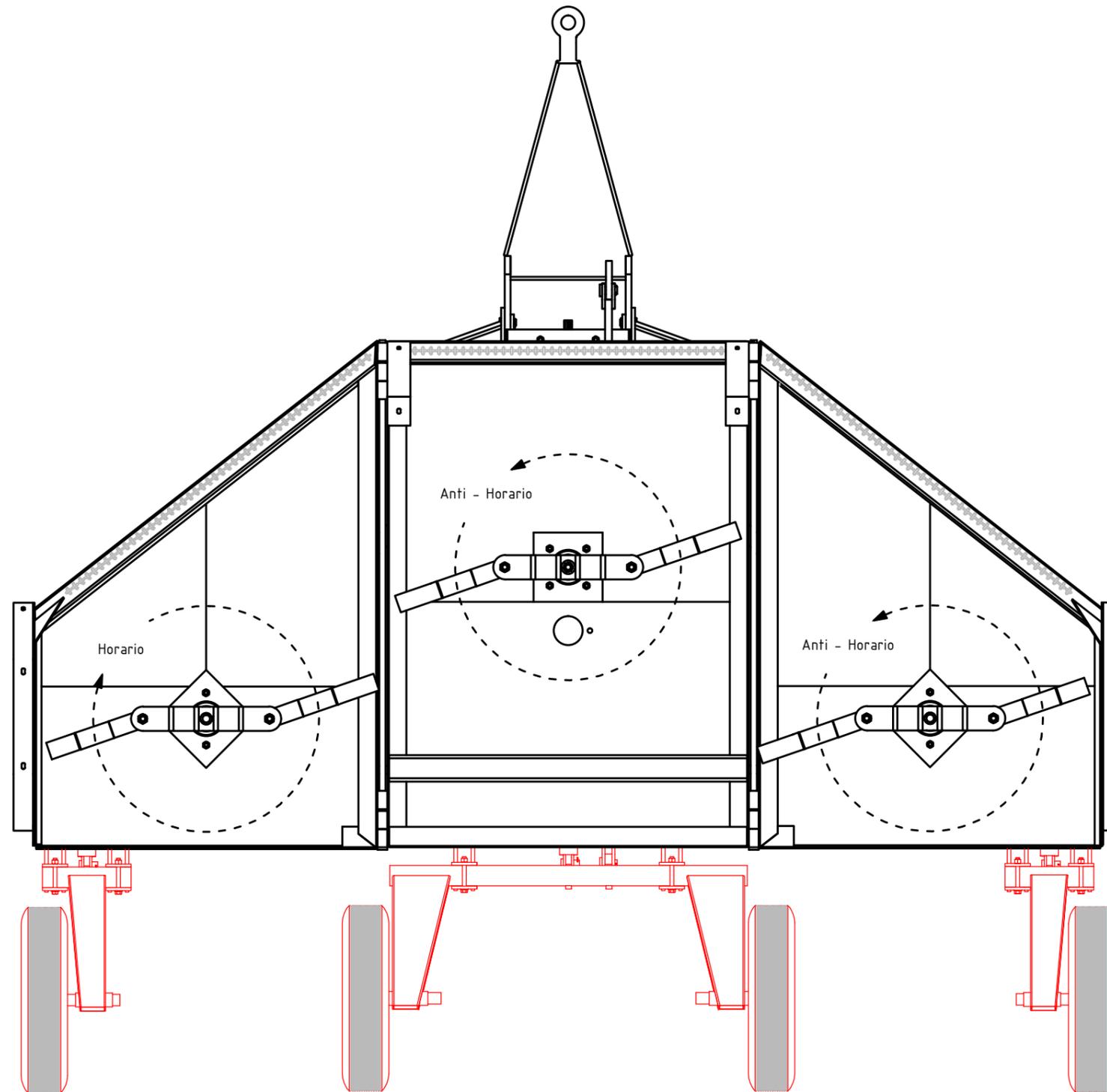
TOLERANCIAS NO INDICADAS

PIEZAS MECANIZADAS		CONSTRUCCIONES SOLDADAS Y/O ESTRUCTURAS										
AGUJEROS: -0,00 +0,1	ANGULOS: ± 0° 30'	CHAFLANES NO ACOTADOS 1 X 45°	DESDE	0,5	3	6	30	120	315	1000	2000	
EJE: +0,00 -0,1	MATAR CANTOS VIVOS	FORJA Y/O FUNDICION: ± 0,8	HASTA	3	6	30	120	315	1000	2000	4000	
ESPESOR: ± 0,05	RADIOS NO ACOTADOS: 1/1,5		TOLERANCIA	± 0,1	± 0,1	± 0,2	± 0,3	± 0,5	± 0,8	± 1,2	± 2,0	
MATERIAL	T/TERMICO		CANTIDAD								1	
FLIA / CONJUNTO	MAQUINA COMPLETA		DIBUJO	FRANCO E. BRINSONI								
DESIGNACION	VISTA ANTERIOR		APROBO									
MAQUINA	SEGADORA ROTATIVA DE EJE VERTICAL		FECHA	26/04/2018	REV. N°							
TESIS DE GRADO			CODIGO		PLANO N°	00030						
			OBSERVACIONES	NO MEDIR SOBRE EL PLANO							ESCALA	S/E



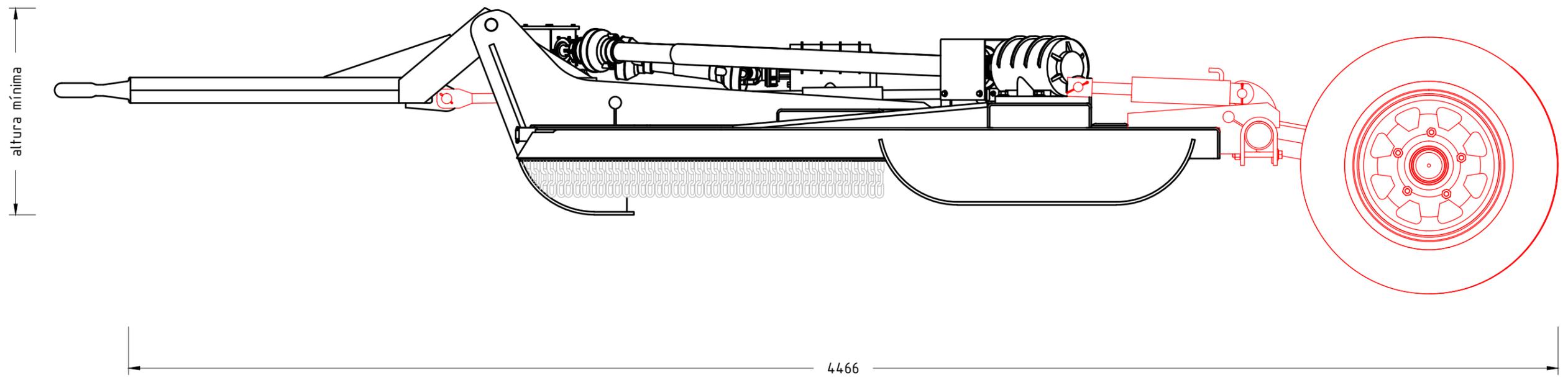


TOLERANCIAS NO INDICADAS											
PIEZAS MECANIZADAS			CONSTRUCCIONES SOLDADAS Y/O ESTRUCTURAS								
AGUJEROS: -0,00 +0,1	ANGULOS: ± 0° 30'	CHAFLANES NO ACOTADOS 1 X 45°	DESDE	0,5	3	6	30	120	315	1000	2000
EJE: +0,00 -0,1	MATAR CANTOS VIVOS	FORJA Y/O FUNDICION: ± 0,8	HASTA	3	6	30	120	315	1000	2000	4000
ESPESOR: ± 0,05	RADIOS NO ACOTADOS: 1/1,5		TOLERANCIA	± 0,1	± 0,1	± 0,2	± 0,3	± 0,5	± 0,8	± 1,2	± 2,0
MATERIAL	T/TERMICO		CANTIDAD						1		
FLIA / CONJUNTO	MAQUINA COMPLETA		DIBUJO			FRANCO E. BRINSONI					
DESIGNACION	VISTA INFERIOR		APROBO								
MAQUINA	SEGADORA ROTATIVA DE EJE VERTICAL		FECHA			26/04/2018		REV. N°			
TESIS DE GRADO			CODIGO					PLANO N°		00040	
			 UTN			OBSERVACIONES			ESCALA		
						NO MEDIR SOBRE EL PLANO			S/E		



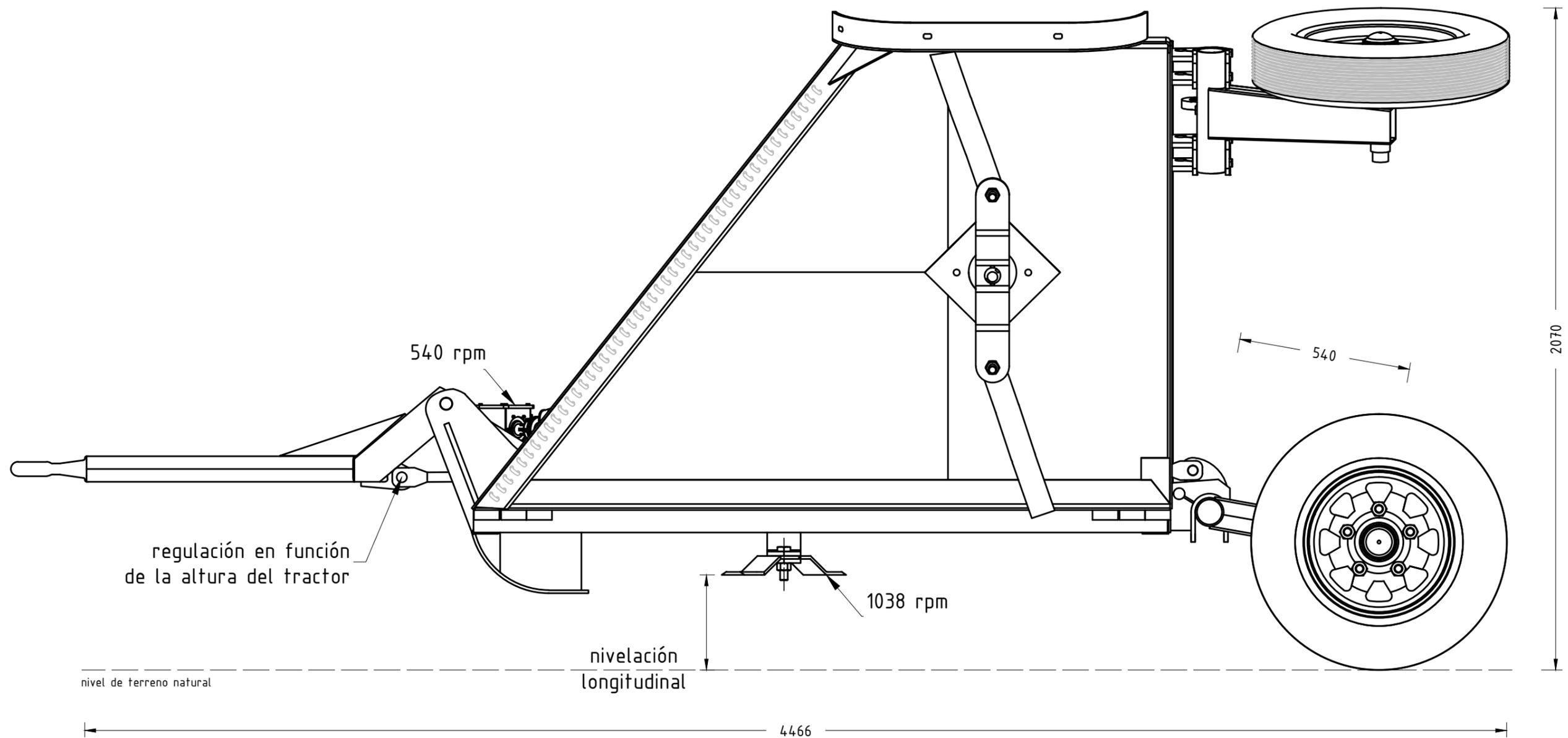
- Las cuchillas poseen doble filo, lo que posibilita usarlas de ambos lados y por mucho más tiempo. Para esto bastaría pasar las cuchillas que están girando en sentido horario hacia el soporte que está girando en sentido antihorario y viceversa.
- El ancho de corte total es de 4500 milímetros.

TOLERANCIAS NO INDICADAS											
PIEZAS MECANIZADAS				CONSTRUCCIONES SOLDADAS Y/O ESTRUCTURAS							
AGUJEROS: -0,00 +0,1	ANGULOS: ± 0° 30'	CHAFLANES NO ACOTADOS 1 X 45°	DESDE	0,5	3	6	30	120	315	1000	2000
EJE: +0,00 -0,1	MATAR CANTOS VIVOS	FORJA Y/O FUNDICION: ± 0,8	HASTA	3	6	30	120	315	1000	2000	4000
ESPESOR: ± 0,05	RADIOS NO ACOTADOS: 1/1,5		TOLERANCIA	± 0,1	± 0,1	± 0,2	± 0,3	± 0,5	± 0,8	± 1,2	± 2,0
MATERIAL	T/TERMICO		CANTIDAD							1	
FLIA / CONJUNTO	MAQUINA COMPLETA		DIBUJO		FRANCO E. BRINSONI						
DESIGNACION	VISTA INFERIOR		APROBO								
MAQUINA	SEGADORA ROTATIVA DE EJE VERTICAL		FECHA		26/04/2018		REV. N°				
TESIS DE GRADO			CODIGO				PLANO N°		00050		
			OBSERVACIONES		NO MEDIR SOBRE EL PLANO					ESCALA	S/E
			UTN								



- Altura mínima con respecto al piso de 648 milímetros.

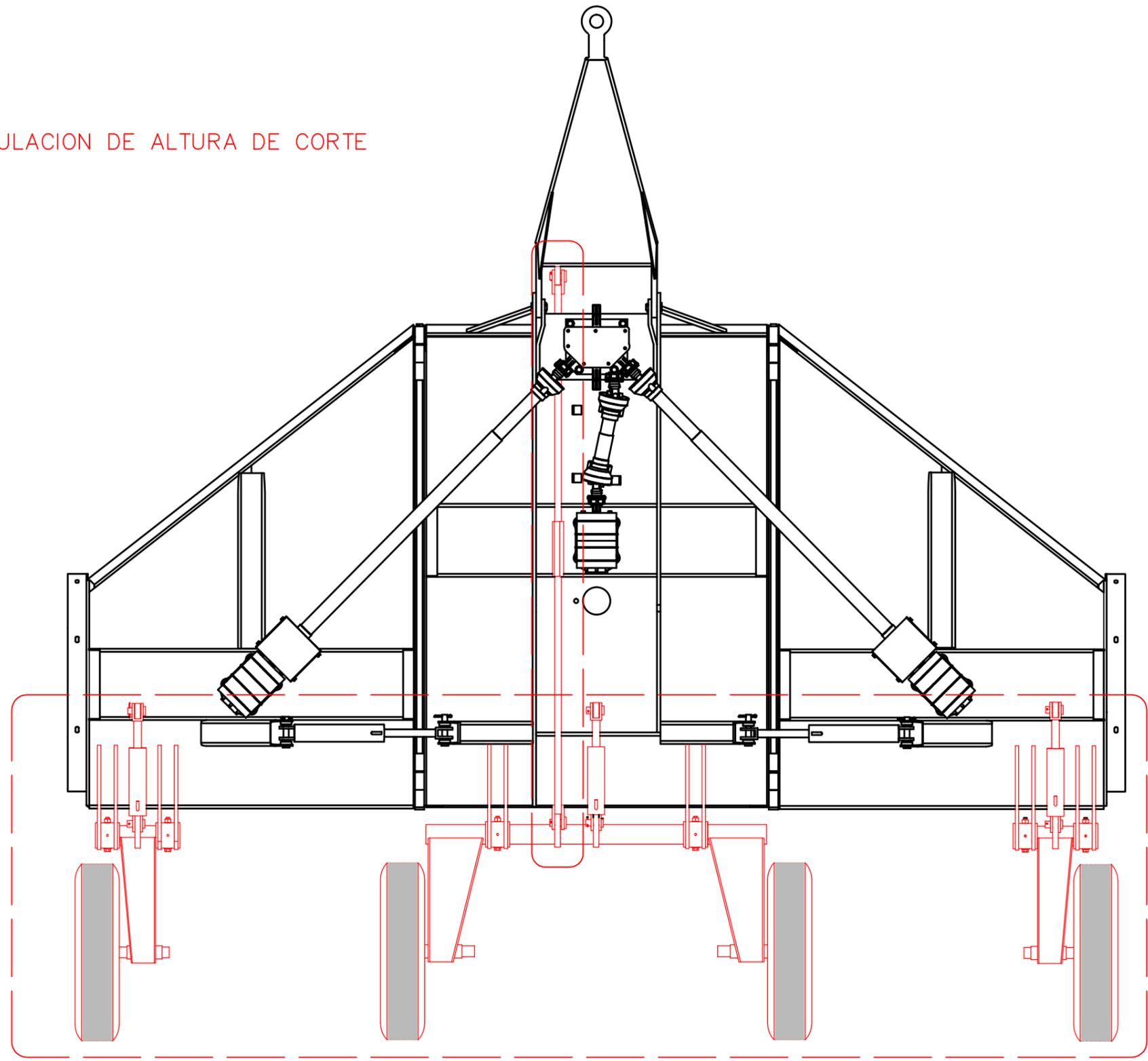
TOLERANCIAS NO INDICADAS											
PIEZAS MECANIZADAS						CONSTRUCCIONES SOLDADAS Y/O ESTRUCTURAS					
AGUJEROS: -0,00 +0,1	ANGULOS: ± 0° 30'	CHAFLANES NO ACOTADOS 1 X 45°	DESDE	0,5	3	6	30	120	315	1000	2000
EJE: +0,00 -0,1	MATAR CANTOS VIVOS	FORJA Y/O FUNDICION: ± 0,8	HASTA	3	6	30	120	315	1000	2000	4000
ESPESOR: ± 0,05	RADIOS NO ACOTADOS: 1/1,5		TOLERANCIA	± 0,1	± 0,1	± 0,2	± 0,3	± 0,5	± 0,8	± 1,2	± 2,0
MATERIAL	T/TERMICO		CANTIDAD						1		
FLIA / CONJUNTO	MAQUINA COMPLETA		DIBUJO			FRANCO E. BRINSONI					
DESIGNACION	VISTA LATERAL		APROBO								
MAQUINA	SEGADORA ROTATIVA DE EJE VERTICAL		FECHA			26/04/2018		REV. N°			
TESIS DE GRADO			CODIGO					PLANO N°		00060	
			UTN			OBSERVACIONES				ESCALA	
						NO MEDIR SOBRE EL PLANO				S/E	



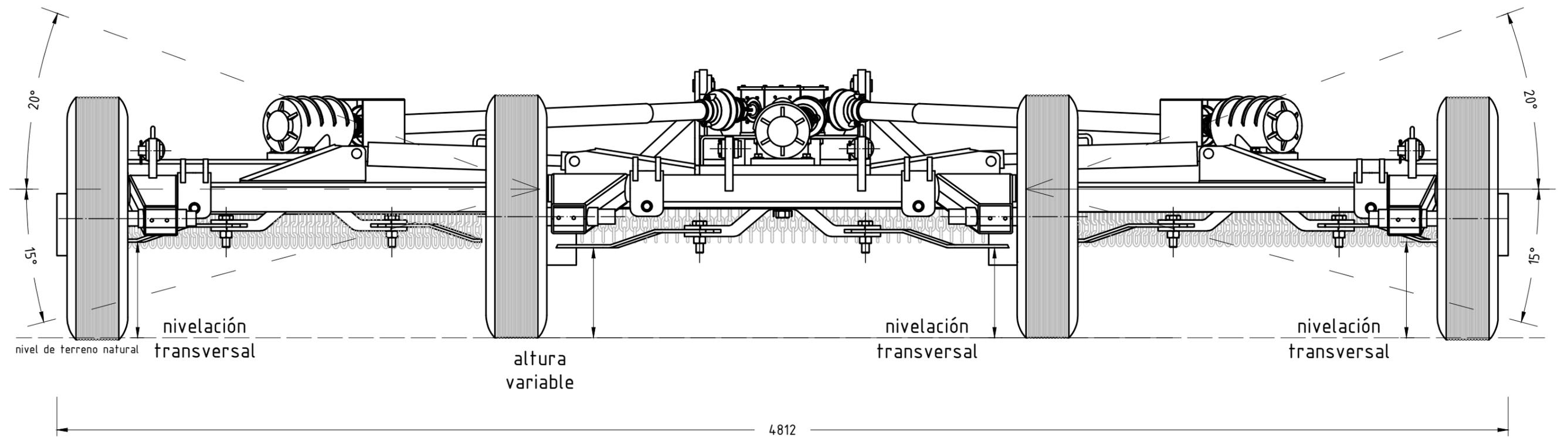
- La velocidad de rotación de la caja derivadora es de 540 revoluciones aportadas por la maquina de fuerza, las cajas escuadras se encargan de duplicar las mismas aplicadas en las cuchillas logrando 1038 revoluciones por minuto.

TOLERANCIAS NO INDICADAS											
PIEZAS MECANIZADAS				CONSTRUCCIONES SOLDADAS Y/O ESTRUCTURAS							
AGUJEROS: -0,00 +0,1	ANGULOS: ± 0° 30'	CHAFLANES NO ACOTADOS 1 X 45°	DESDE	0,5	3	6	30	120	315	1000	2000
EJE: +0,00 -0,1	MATAR CANTOS VIVOS	FORJA Y/O FUNDICION: ± 0,8	HASTA	3	6	30	120	315	1000	2000	4000
ESPESOR: ± 0,05	RADIOS NO ACOTADOS: 1/1,5		TOLERANCIA	± 0,1	± 0,1	± 0,2	± 0,3	± 0,5	± 0,8	± 1,2	± 2,0
MATERIAL	T/TERMICO		CANTIDAD								1
FLIA / CONJUNTO	MAQUINA COMPLETA		DIBUJO		FRANCO E. BRINSONI						
DESIGNACION	POSICION DE TRANSPORTE / VISTA LATERAL		APROBO								
MAQUINA	SEGADORA ROTATIVA DE EJE VERTICAL		FECHA		26/04/2018		REV. N°				
TESIS DE GRADO			CODIGO				PLANO N°		00070		
		 UTN		OBSERVACIONES		NO MEDIR SOBRE EL PLANO				ESCALA S/E	

SISTEMAS DE REGULACION DE ALTURA DE CORTE



TOLERANCIAS NO INDICADAS											
PIEZAS MECANIZADAS			CONSTRUCCIONES SOLDADAS Y/O ESTRUCTURAS								
AGUJEROS: -0,00 +0,1	ANGULOS: ± 0° 30'	CHAFLANES NO ACOTADOS 1 X 45°	DESDE	0,5	3	6	30	120	315	1000	2000
EJE: +0,00 -0,1	MATAR CANTOS VIVOS	FORJA Y/O FUNDICION: ± 0,8	HASTA	3	6	30	120	315	1000	2000	4000
ESPESOR: ± 0,05	RADIOS NO ACOTADOS: 1/1,5		TOLERANCIA	± 0,1	± 0,1	± 0,2	± 0,3	± 0,5	± 0,8	± 1,2	± 2,0
MATERIAL	T/TERMICO		CANTIDAD						1		
FLIA / CONJUNTO	MAQUINA COMPLETA		DIBUJO			FRANCO E. BRINSONI					
DESIGNACION	SECCION DE INTERVENCION		APROBO								
MAQUINA	SEGADORA ROTATIVA DE EJE VERTICAL		FECHA			26/04/2018		REV. N°			
TESIS DE GRADO			CODIGO					PLANO N°		00080	
			UTN			OBSERVACIONES			NO MEDIR SOBRE EL PLANO		
									ESCALA S/E		

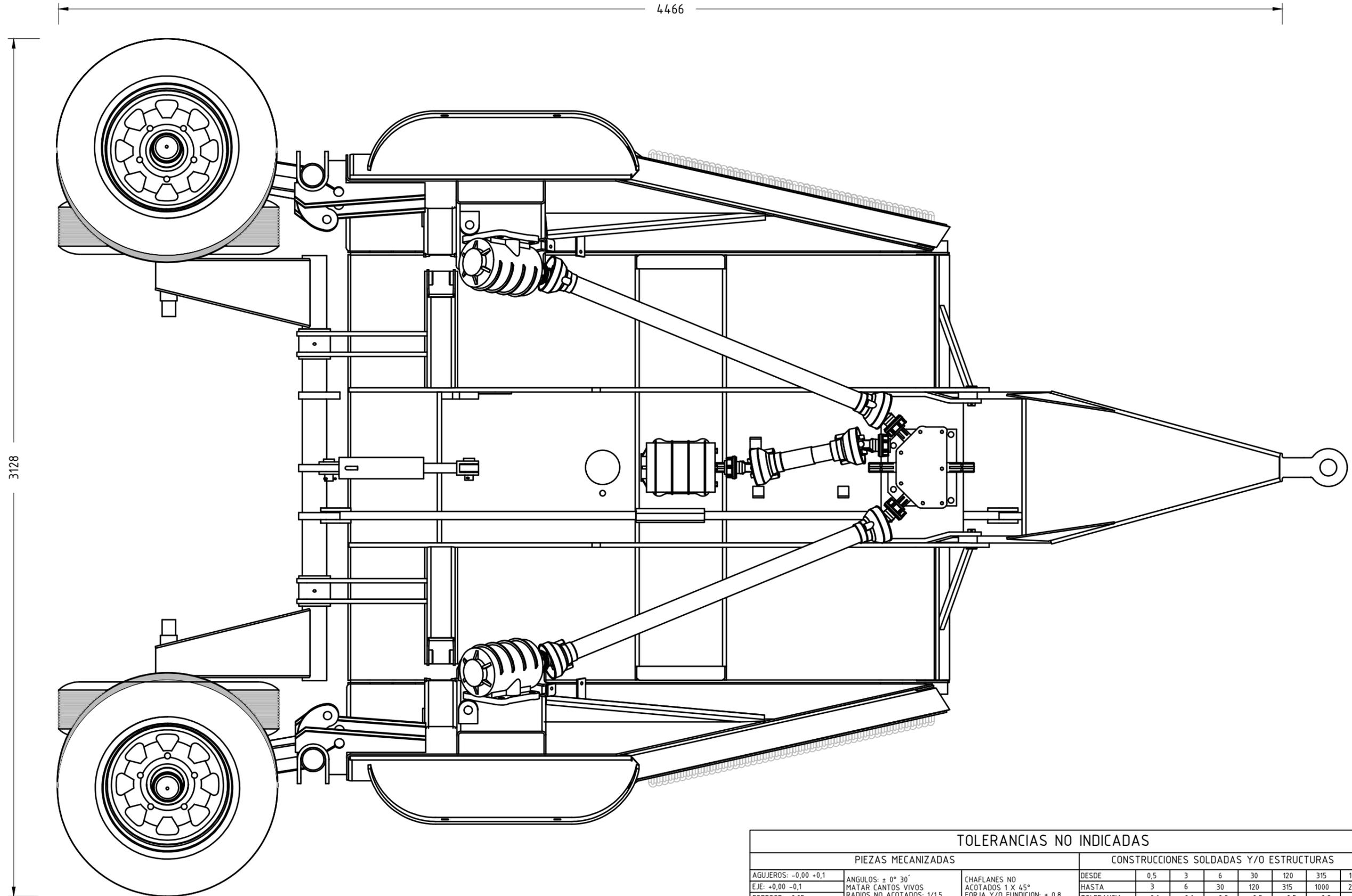


- Altura de corte variable 50 / 310 mm.
- Amplitud durante operación.

TOLERANCIAS NO INDICADAS											
PIEZAS MECANIZADAS				CONSTRUCCIONES SOLDADAS Y/O ESTRUCTURAS							
AGUJEROS: -0,00 +0,1	ANGULOS: ± 0° 30'	CHAFLANES NO ACOTADOS 1 X 45°	DESDE	0,5	3	6	30	120	315	1000	2000
EJE: +0,00 -0,1	MATAR CANTOS VIVOS	FORJA Y/O FUNDICION: ± 0,8	HASTA	3	6	30	120	315	1000	2000	4000
ESPESOR: ± 0,05	RADIOS NO ACOTADOS: 1/1,5		TOLERANCIA	± 0,1	± 0,1	± 0,2	± 0,3	± 0,5	± 0,8	± 1,2	± 2,0
MATERIAL	T/TERMICO		CANTIDAD							1	
FLIA / CONJUNTO	MAQUINA COMPLETA		DIBUJO	FRANCO E. BRINSONI							
DESIGNACION	VISTA POSTERIOR		APROBO								
MAQUINA	SEGADORA ROTATIVA DE EJE VERTICAL		FECHA	26/04/2018		REV. N°					
TESIS DE GRADO			CODIGO			PLANO N°	00090				
			OBSERVACIONES	NO MEDIR SOBRE EL PLANO							ESCALA S/E

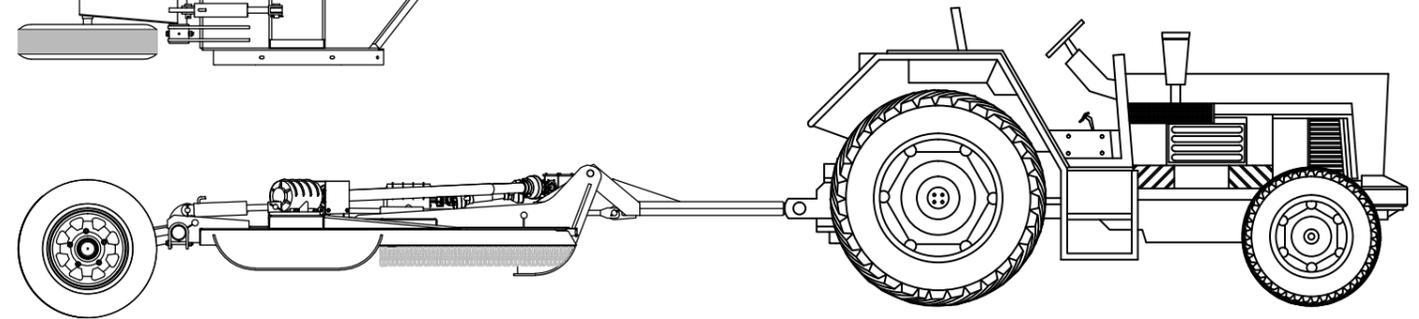
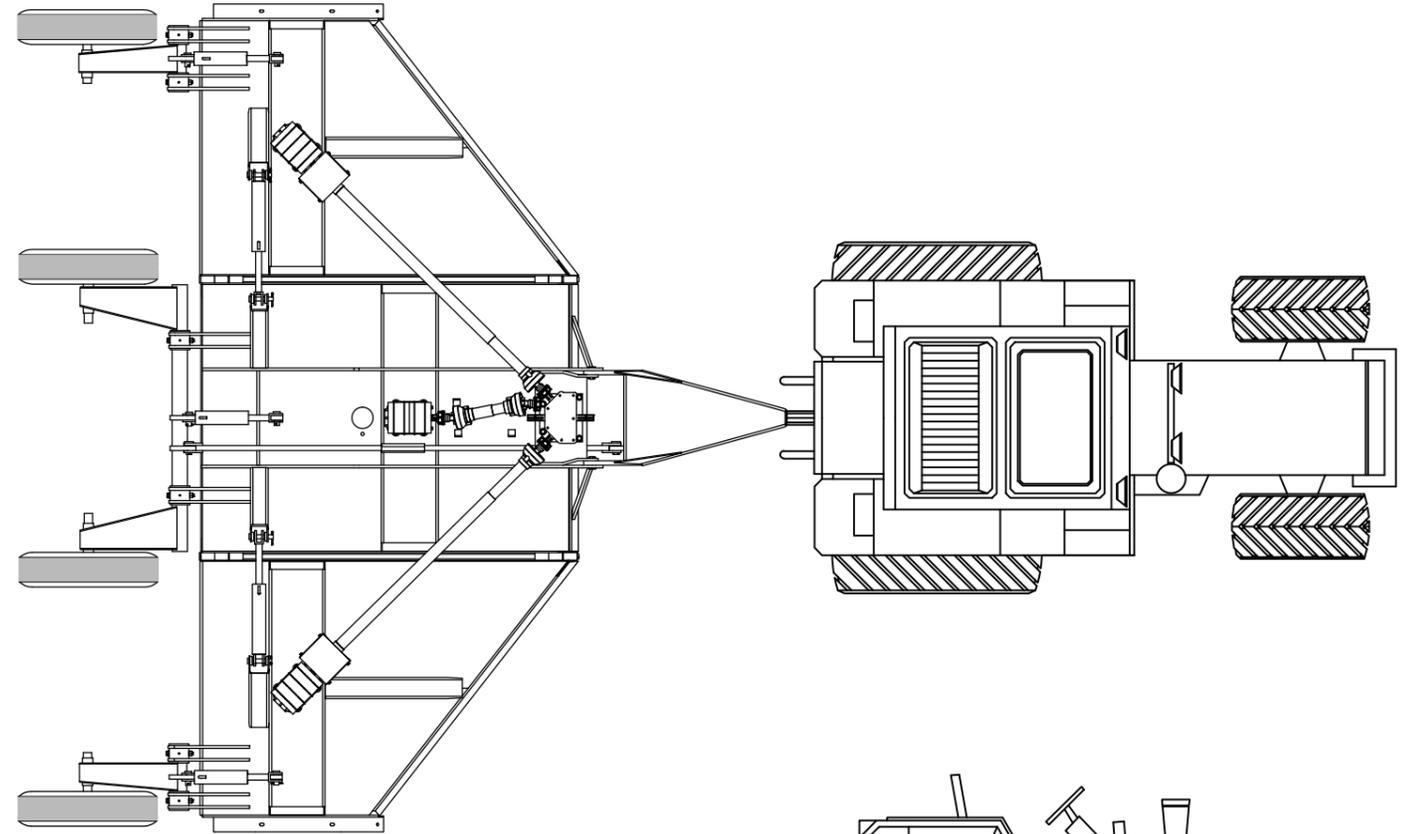
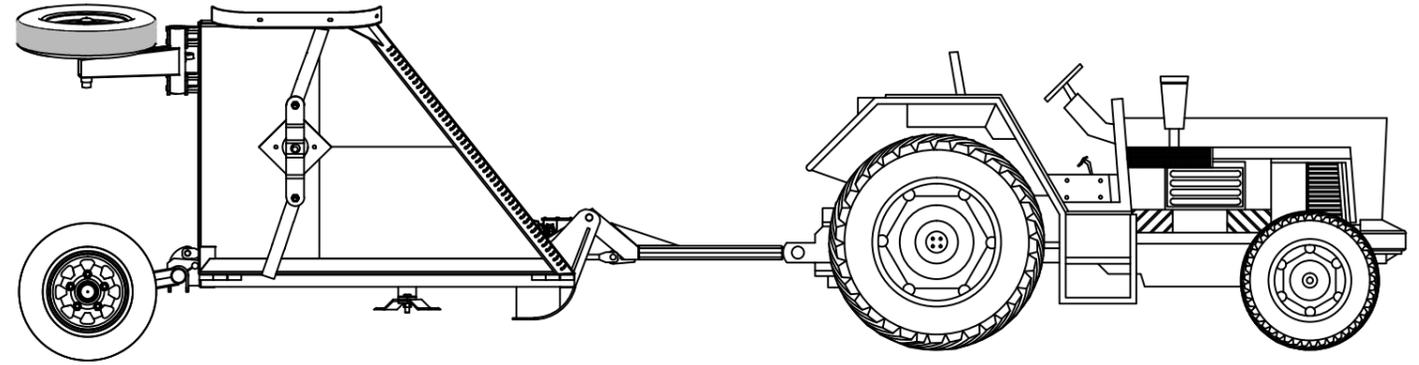
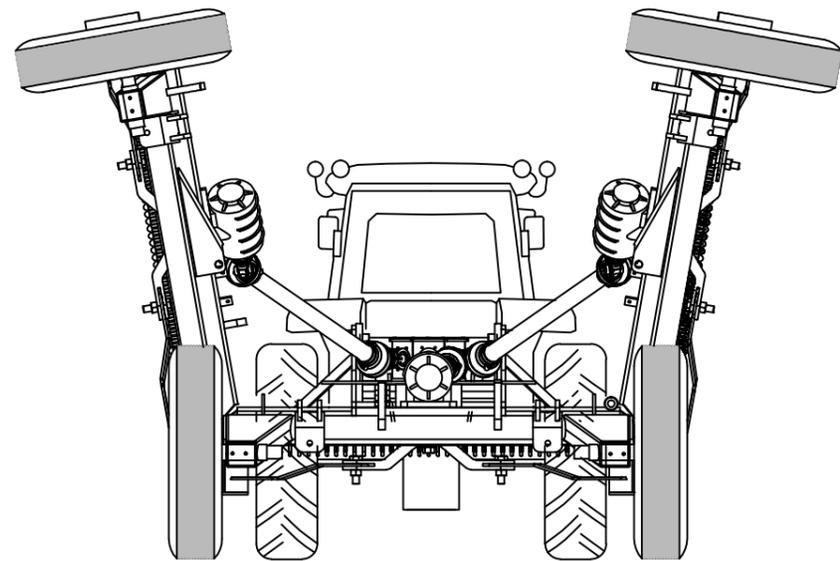
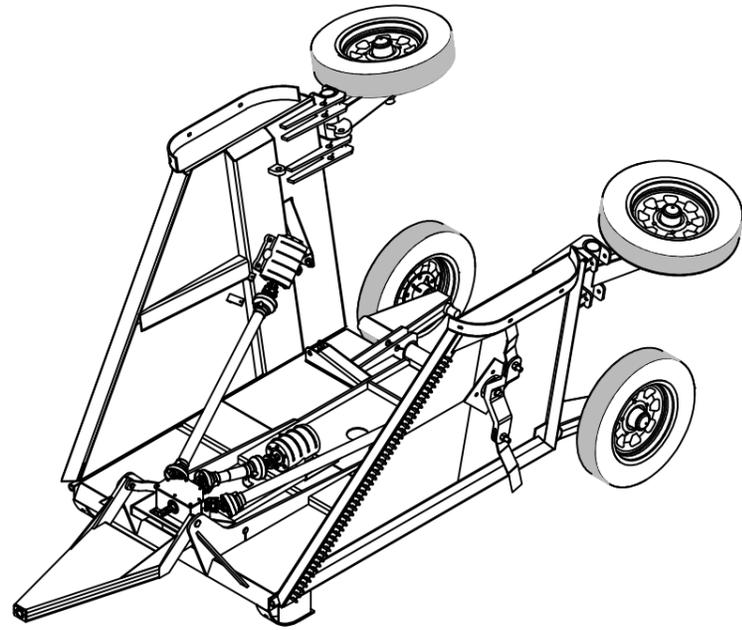


UTN



TOLERANCIAS NO INDICADAS											
PIEZAS MECANIZADAS			CONSTRUCCIONES SOLDADAS Y/O ESTRUCTURAS								
AGUJEROS: $-0,00$ $+0,1$	ANGULOS: $\pm 0^\circ 30'$	CHAFLANES NO ACOTADOS $1 \times 45^\circ$	DESDE	0,5	3	6	30	120	315	1000	2000
EJE: $+0,00$ $-0,1$	MATAR CANTOS VIVOS	FORJA Y/O FUNDICION: $\pm 0,8$	HASTA	3	6	30	120	315	1000	2000	4000
ESPESOR: $\pm 0,05$	RADIOS NO ACOTADOS: 1/1,5		TOLERANCIA	$\pm 0,1$	$\pm 0,1$	$\pm 0,2$	$\pm 0,3$	$\pm 0,5$	$\pm 0,8$	$\pm 1,2$	$\pm 2,0$
MATERIAL	T/TERMICO		CANTIDAD							1	
FLIA / CONJUNTO	MAQUINA COMPLETA		DIBUJO		FRANCO E. BRINSONI						
DESIGNACION	VISTA SUPERIOR (POSICIÓN DE TRANSP.)		APROBO								
MAQUINA	SEGADORA ROTATIVA DE EJE VERTICAL		FECHA		26/04/2018		REV. N°				
TESIS DE GRADO			CODIGO				PLANO N°		00100		
			OBSERVACIONES		NO MEDIR SOBRE EL PLANO					ESCALA	S/E



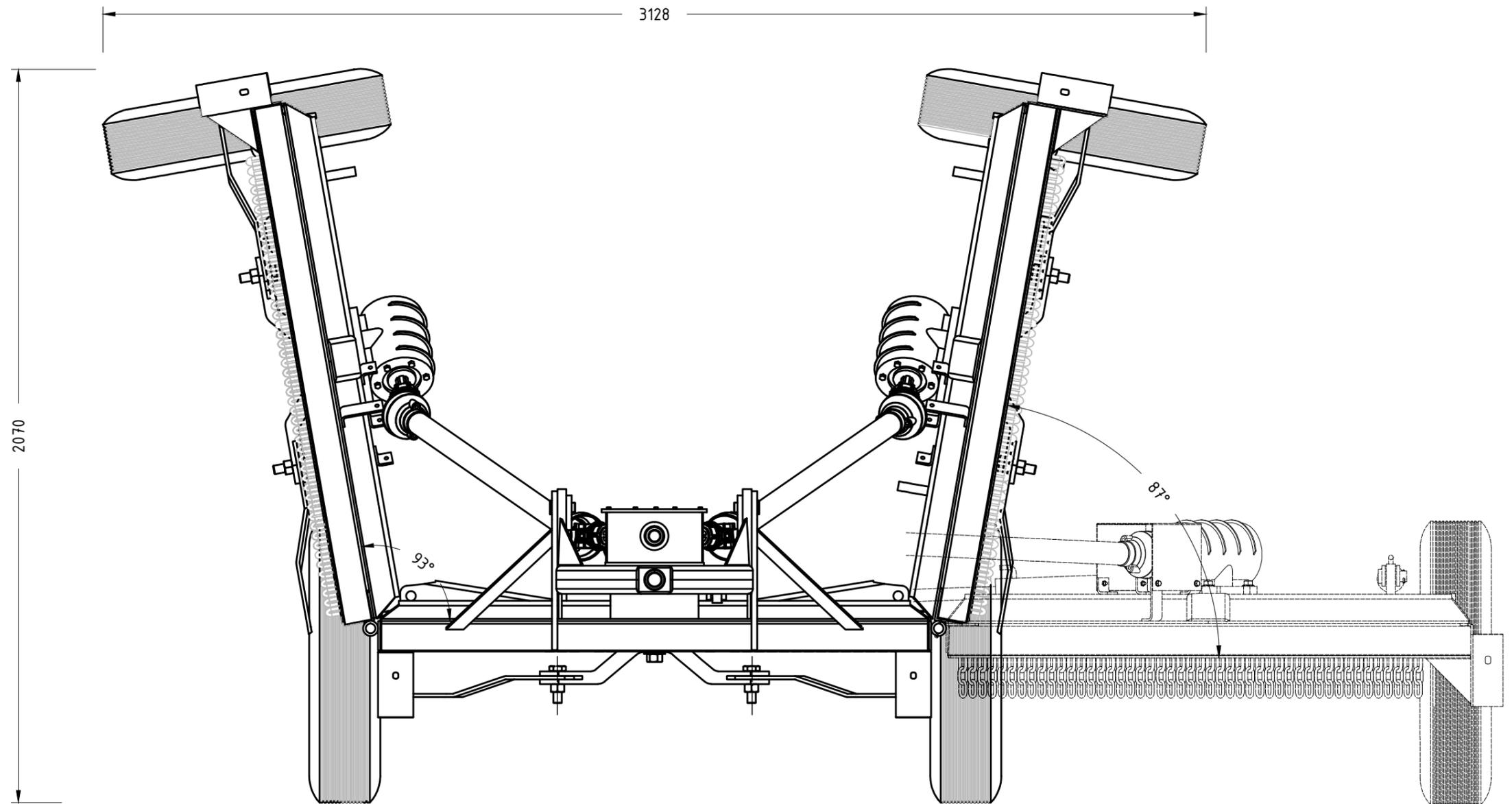


TOLERANCIAS NO INDICADAS

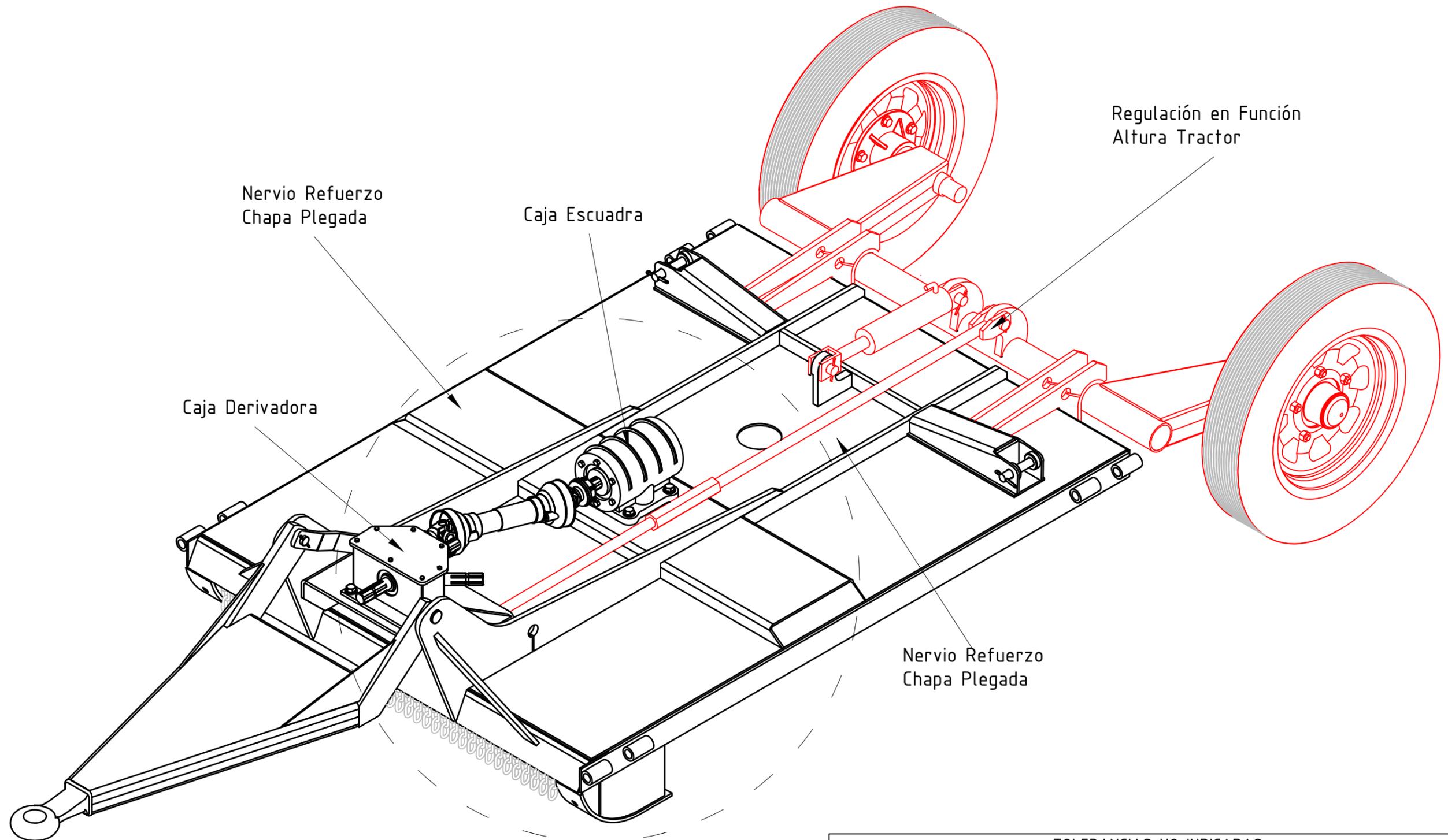
PIEZAS MECANIZADAS			CONSTRUCCIONES SOLDADAS Y/O ESTRUCTURAS								
AGUJEROS: $-0,00$ $+0,1$	ANGULOS: $\pm 0^\circ 30'$	CHAFLANES NO ACOTADOS $1 \times 45^\circ$	DESDE	0,5	3	6	30	120	315	1000	2000
EJE: $+0,00$ $-0,1$	MATAR CANTOS VIVOS	FORJA Y/O FUNDICION: $\pm 0,8$	HASTA	3	6	30	120	315	1000	2000	4000
ESPESOR: $\pm 0,05$	RADIOS NO ACOTADOS: 1/1,5		TOLERANCIA	$\pm 0,1$	$\pm 0,1$	$\pm 0,2$	$\pm 0,3$	$\pm 0,5$	$\pm 0,8$	$\pm 1,2$	$\pm 2,0$
MATERIAL	T/TERMICO		CANTIDAD							1	
FLIA / CONJUNTO	MAQUINA COMPLETA		DIBUJO		FRANCO E. BRINSONI						
DESIGNACION	TRANSPORTE		APROBO								
MAQUINA	SEGADORA ROTATIVA DE EJE VERTICAL		FECHA		26/04/2018	REV. N°					
TESIS DE GRADO			CODIGO				PLANO N°		00110		
			OBSERVACIONES		NO MEDIR SOBRE EL PLANO					ESCALA	S/E



UTN



TOLERANCIAS NO INDICADAS											
PIEZAS MECANIZADAS			CONSTRUCCIONES SOLDADAS Y/O ESTRUCTURAS								
AGUJEROS: -0,00 +0,1	ANGULOS: ± 0° 30'	CHAFLANES NO ACOTADOS 1 X 45°	DESDE	0,5	3	6	30	120	315	1000	2000
EJE: +0,00 -0,1	MATAR CANTOS VIVOS	FORJA Y/O FUNDICION: ± 0,8	HASTA	3	6	30	120	315	1000	2000	4000
ESPESOR: ± 0,05	RADIOS NO ACOTADOS: 1/1,5		TOLERANCIA	± 0,1	± 0,1	± 0,2	± 0,3	± 0,5	± 0,8	± 1,2	± 2,0
MATERIAL	T/TERMICO		CANTIDAD							1	
FLIA / CONJUNTO	MAQUINA COMPLETA		DIBUJO	FRANCO E. BRINSONI							
DESIGNACION	POSICION DE TRANSPORTE / VISTA ANT.		APROBO								
MAQUINA	SEGADORA ROTATIVA DE EJE VERTICAL		FECHA	26/04/2018		REV. N°					
TESIS DE GRADO			CODIGO			PLANO N°		00120		ESCALA	
			UTN		OBSERVACIONES					S/E	
			NO MEDIR SOBRE EL PLANO								



Nervio Refuerzo
Chapa Plegada

Caja Escuadra

Regulación en Función
Altura Tractor

Caja Derivadora

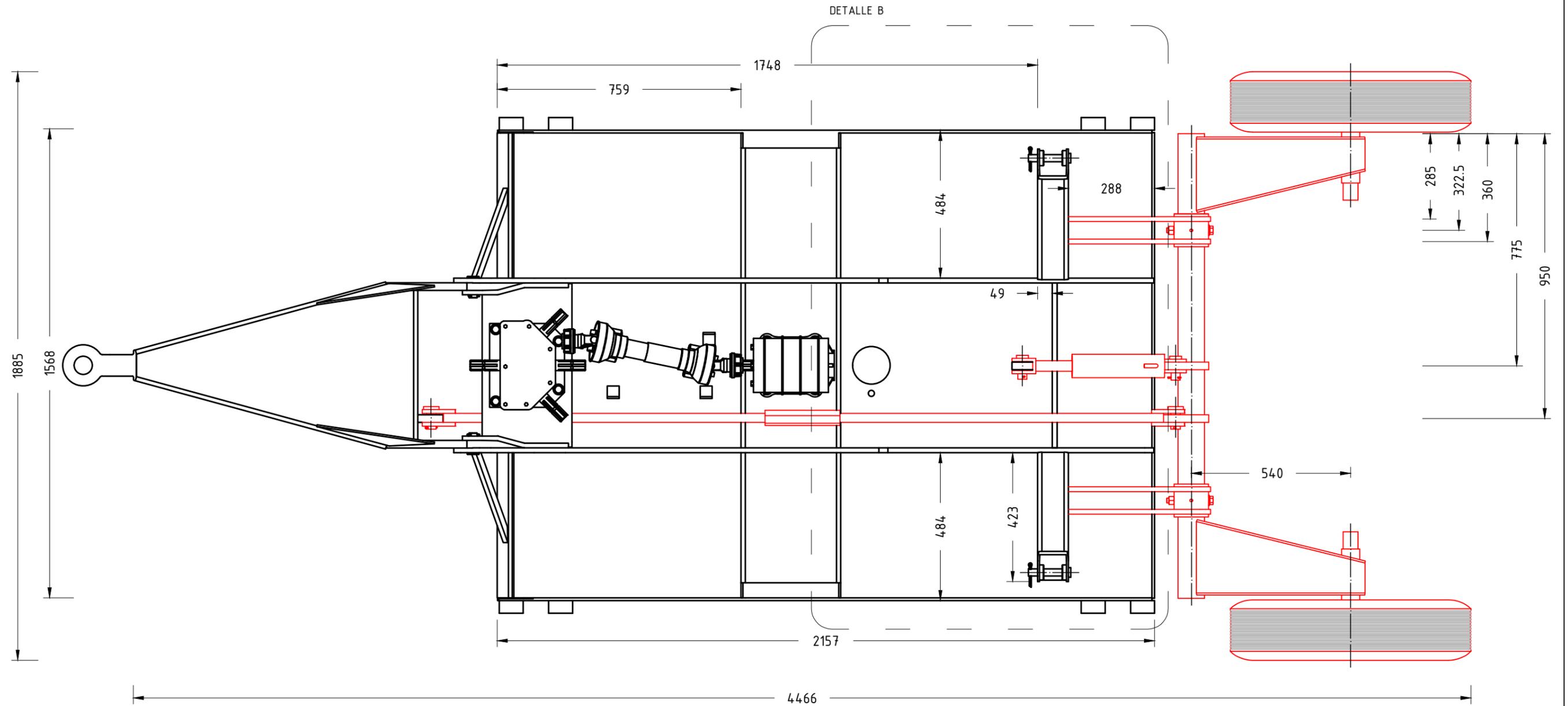
Nervio Refuerzo
Chapa Plegada

DETALLE C

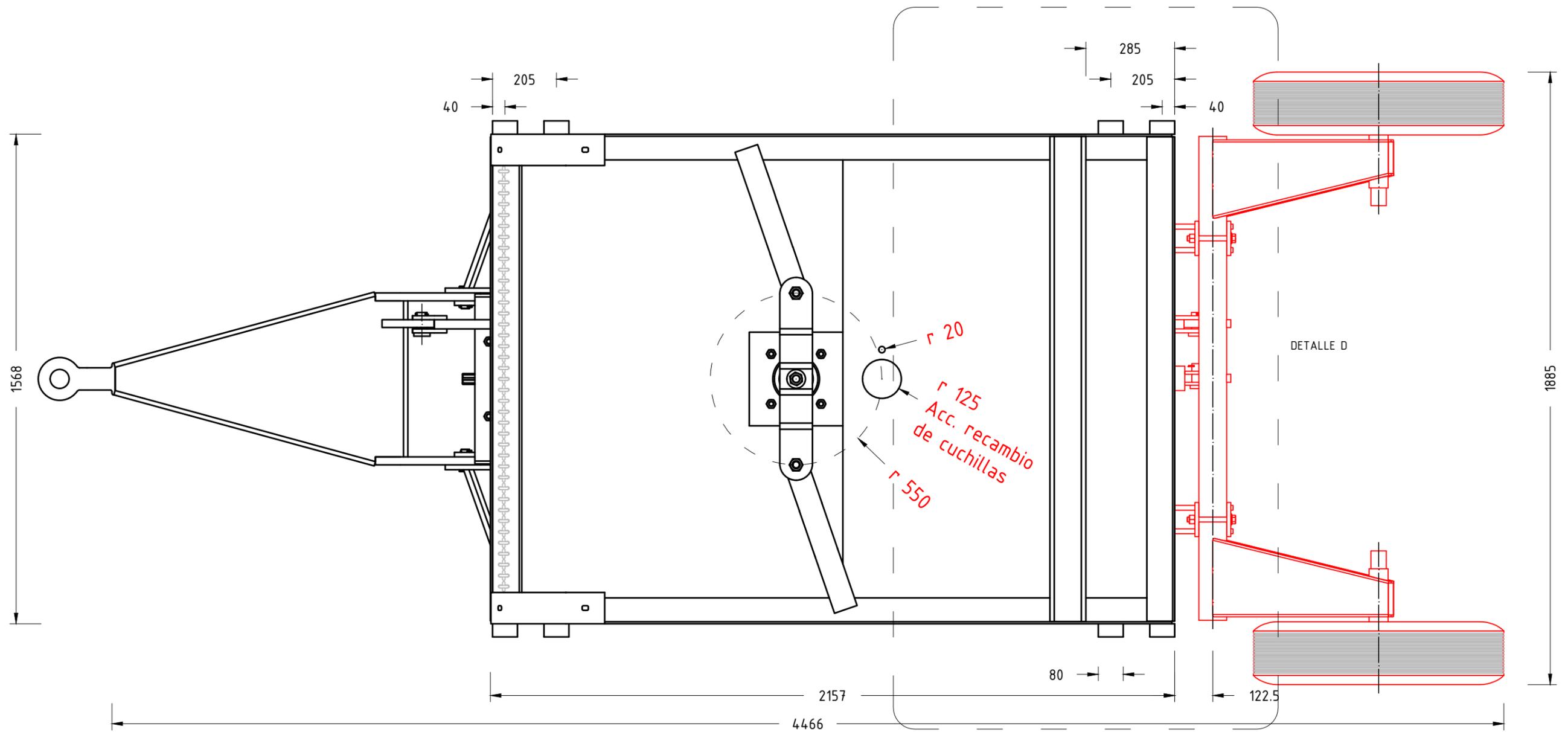
TOLERANCIAS NO INDICADAS

PIEZAS MECANIZADAS			CONSTRUCCIONES SOLDADAS Y/O ESTRUCTURAS								
AGUJEROS: -0,00 +0,1	ANGULOS: ± 0° 30'	CHAFLANES NO ACOTADOS 1 X 45°	DESDE	0,5	3	6	30	120	315	1000	2000
EJE: +0,00 -0,1	MATAR CANTOS VIVOS	FORJA Y/O FUNDICION: ± 0,8	HASTA	3	6	30	120	315	1000	2000	4000
ESPESOR: ± 0,05	RADIOS NO ACOTADOS: 1/1,5		TOLERANCIA	± 0,1	± 0,1	± 0,2	± 0,3	± 0,5	± 0,8	± 1,2	± 2,0
MATERIAL	T/TERMICO		CANTIDAD							1	
FLIA / CONJUNTO	CUERPO CENTRAL		DIBUJO		FRANCO E. BRINSONI						
DESIGNACION	PERSPECTIVA		APROBO								
MAQUINA	SEGADORA ROTATIVA DE EJE VERTICAL		FECHA		26/04/2018		REV. N°				
TESIS DE GRADO			CODIGO				PLANO N°		00130		
			OBSERVACIONES		NO MEDIR SOBRE EL PLANO					ESCALA	S/E

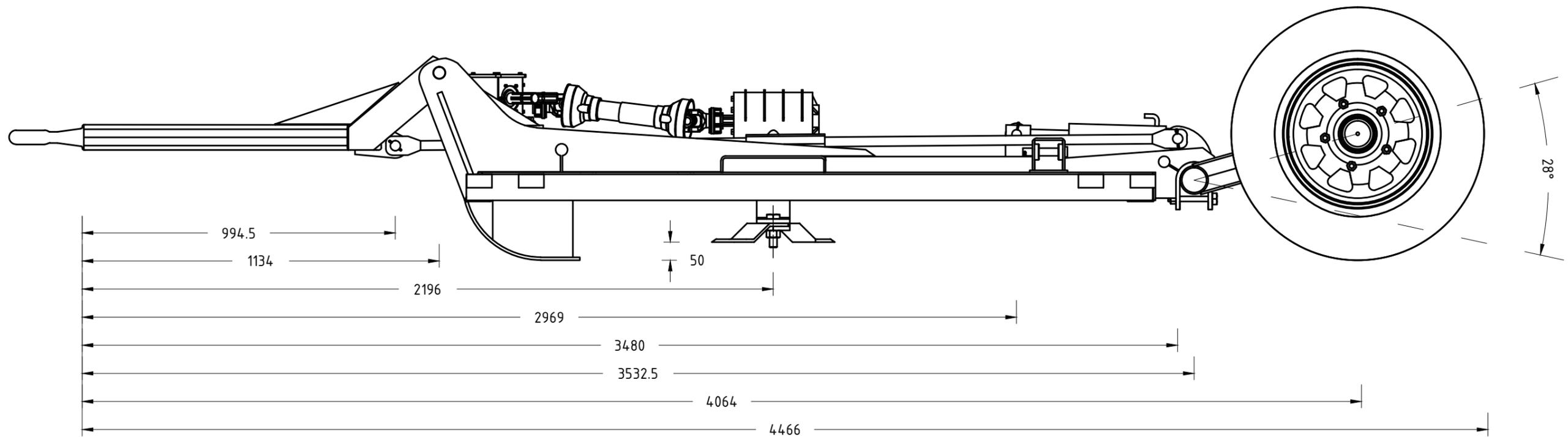
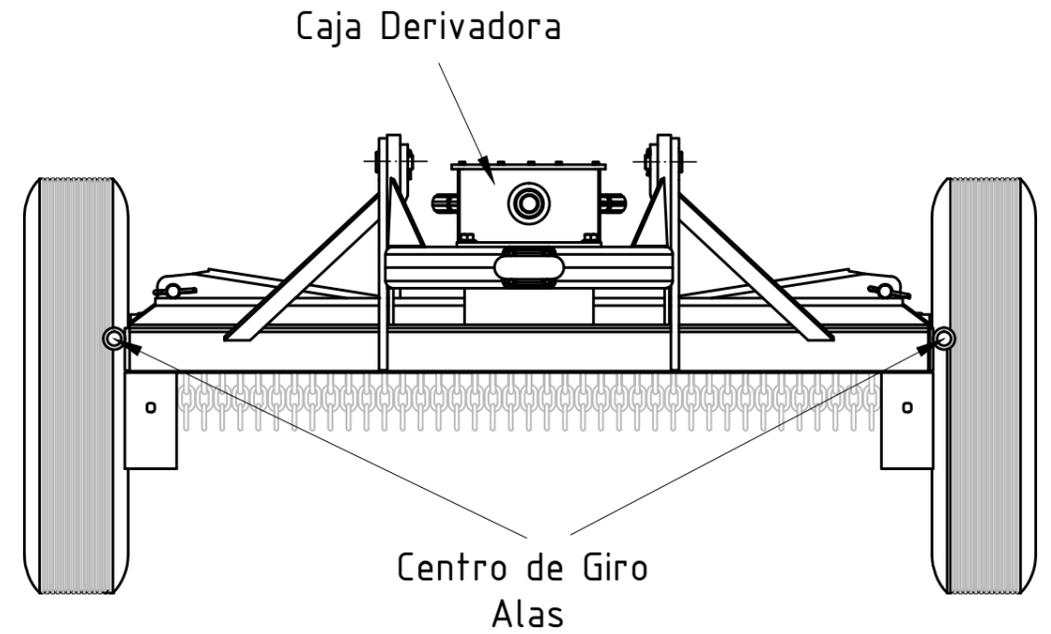
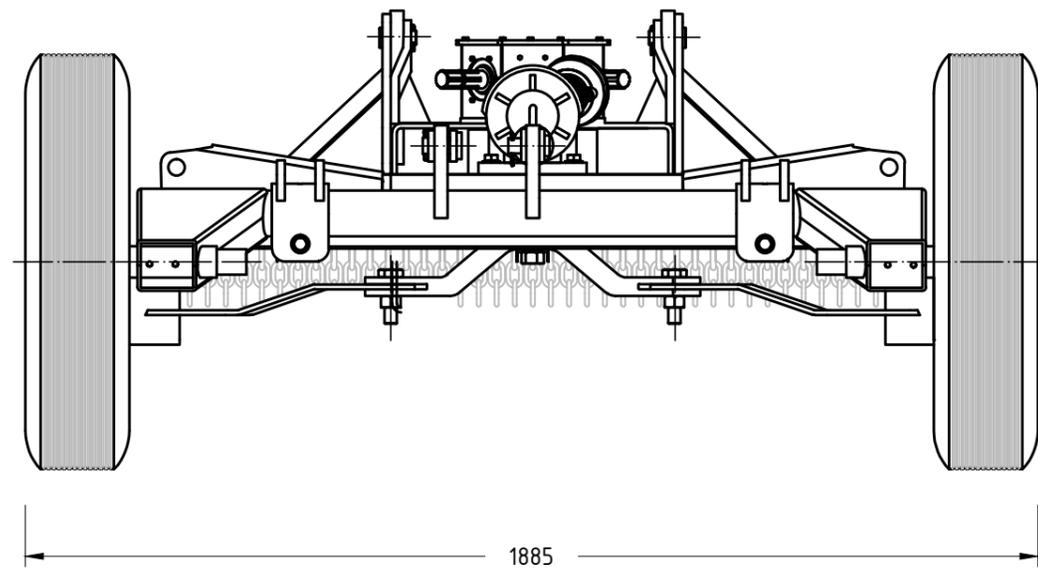




TOLERANCIAS NO INDICADAS											
PIEZAS MECANIZADAS			CONSTRUCCIONES SOLDADAS Y/O ESTRUCTURAS								
AGUJEROS: $-0,00$ $+0,1$	ANGULOS: $\pm 0^\circ 30'$	CHAFLANES NO ACOTADOS $1 \times 45^\circ$	DESDE	0,5	3	6	30	120	315	1000	2000
EJE: $+0,00$ $-0,1$	MATAR CANTOS VIVOS	FORJA Y/O FUNDICION: $\pm 0,8$	HASTA	3	6	30	120	315	1000	2000	4000
ESPESOR: $\pm 0,05$	RADIOS NO ACOTADOS: $1/1,5$		TOLERANCIA	$\pm 0,1$	$\pm 0,1$	$\pm 0,2$	$\pm 0,3$	$\pm 0,5$	$\pm 0,8$	$\pm 1,2$	$\pm 2,0$
MATERIAL	T/TERMICO		CANTIDAD							1	
FLIA / CONJUNTO	CUERPO CENTRAL		DIBUJO		FRANCO E. BRINSONI						
DESIGNACION	VISTA SUPERIOR		APROBO								
MAQUINA	SEGADORA ROTATIVA DE EJE VERTICAL		FECHA		26/04/2018	REV. N°					
TESIS DE GRADO			CODIGO			PLANO N°		00140			
		 UTN		OBSERVACIONES							ESCALA
NO MEDIR SOBRE EL PLANO							S/E				



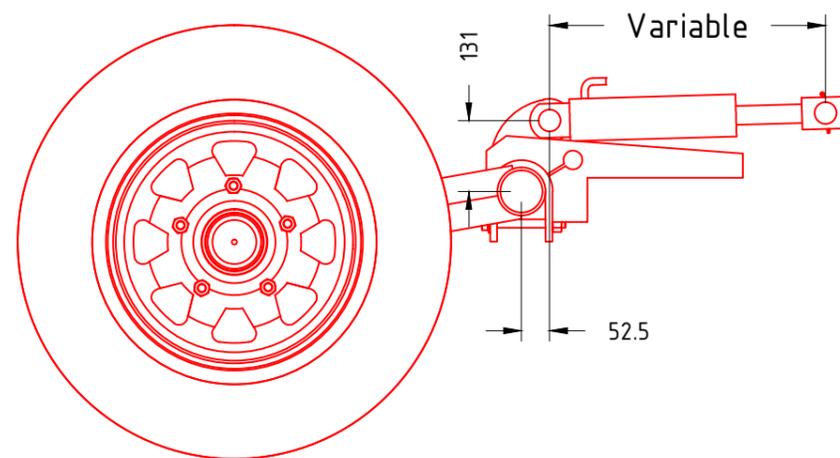
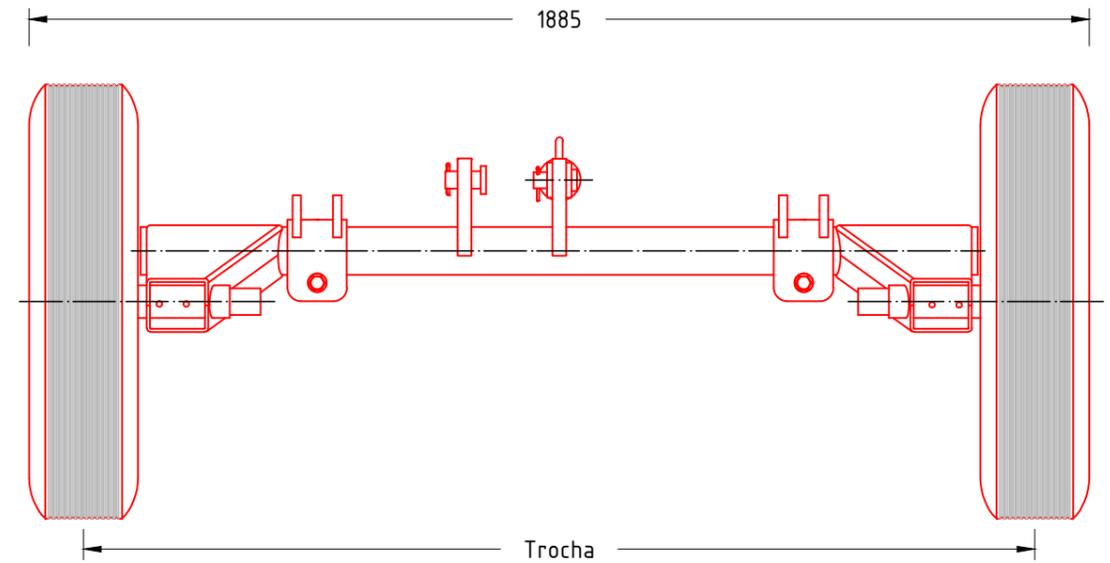
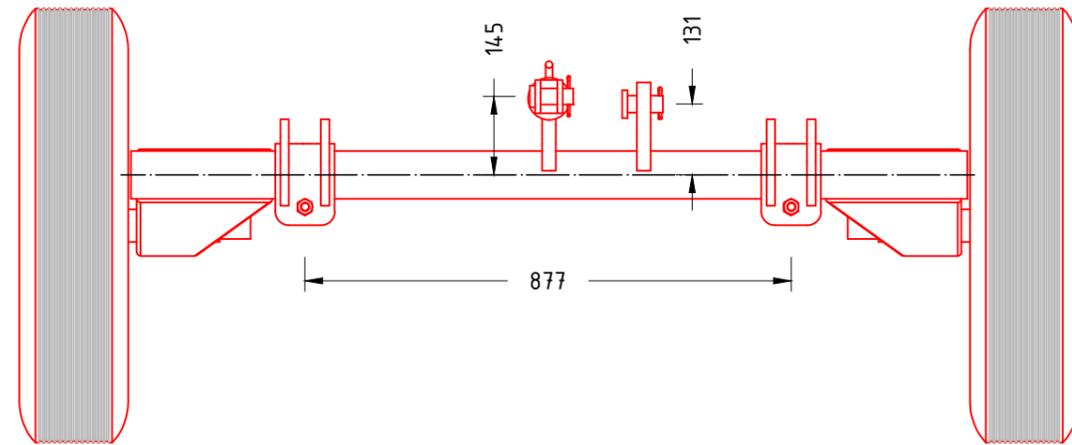
TOLERANCIAS NO INDICADAS											
PIEZAS MECANIZADAS			CONSTRUCCIONES SOLDADAS Y/O ESTRUCTURAS								
AGUJEROS: -0,00 +0,1	ANGULOS: ± 0° 30'	CHAFLANES NO ACOTADOS 1 X 45°	DESDE	0,5	3	6	30	120	315	1000	2000
EJE: +0,00 -0,1	MATAR CANTOS VIVOS	FORJA Y/O FUNDICION: ± 0,8	HASTA	3	6	30	120	315	1000	2000	4000
ESPESOR: ± 0,05	RADIOS NO ACOTADOS: 1/1,5		TOLERANCIA	± 0,1	± 0,1	± 0,2	± 0,3	± 0,5	± 0,8	± 1,2	± 2,0
MATERIAL	T/TERMICO		CANTIDAD								1
FLIA / CONJUNTO	CUERPO CENTRAL		DIBUJO	FRANCO E. BRINSONI							
DESIGNACION	VISTA INFERIOR		APROBO								
MAQUINA	SEGADORA ROTATIVA DE EJE VERTICAL		FECHA	26/04/2018		REV. N°					
TESIS DE GRADO			CODIGO			PLANO N°		00150			
			UTN		OBSERVACIONES					ESCALA	S/E
					NO MEDIR SOBRE EL PLANO						



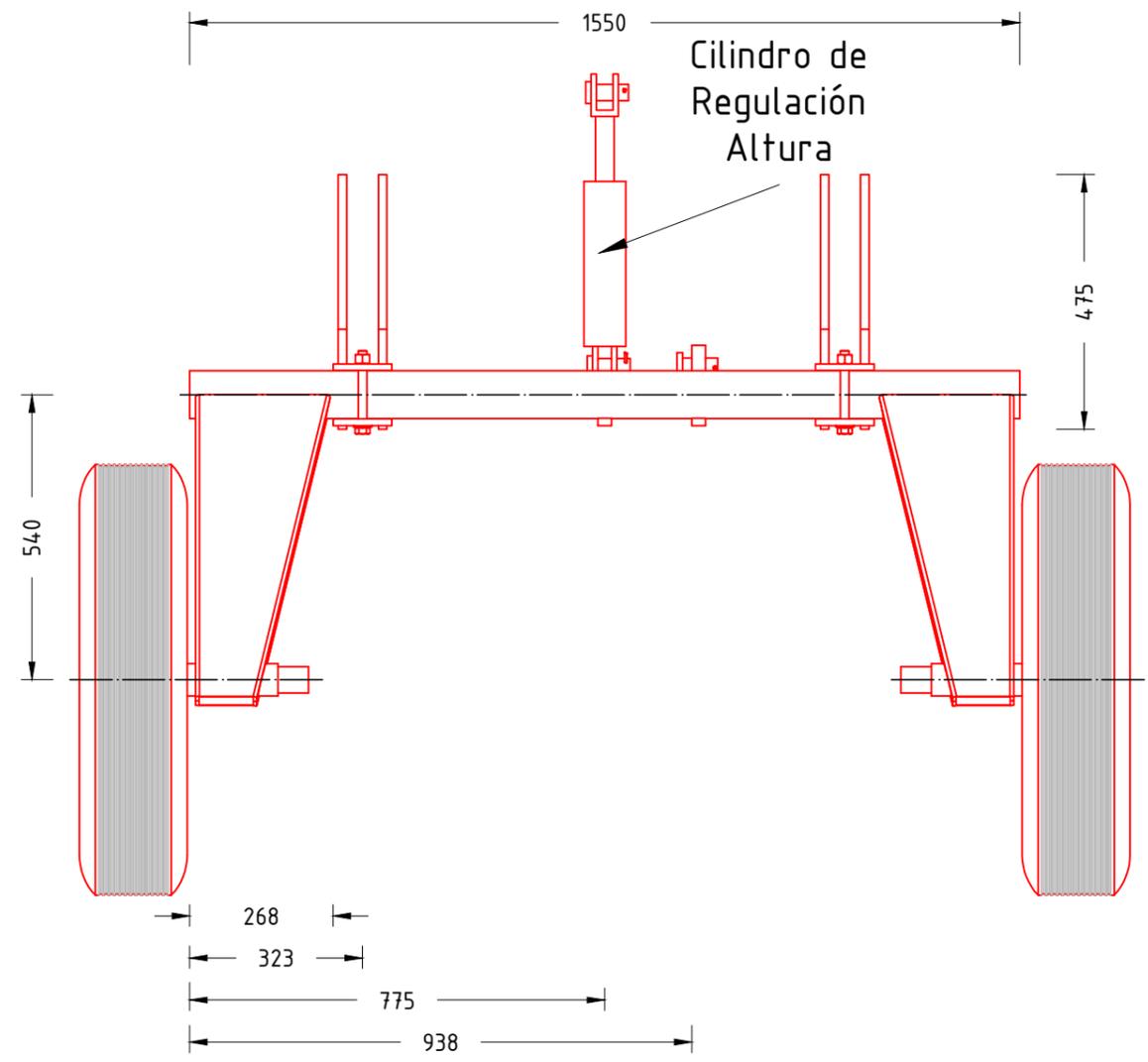
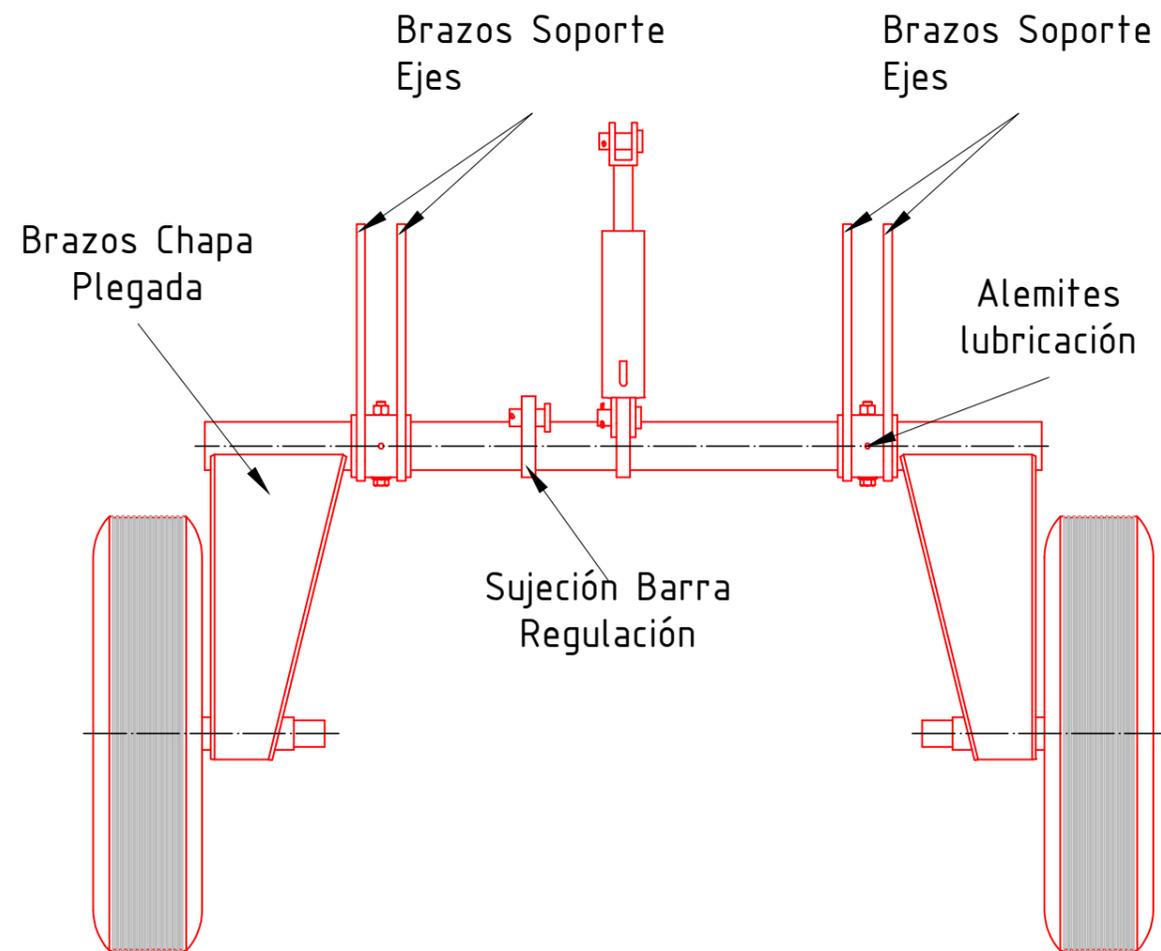
- La mínima altura de corte (50 mm) se desarrolla entre las cuchillas y el patín en posición pasiva del sistema hidráulico.
- La máxima altura de corte (310 mm) se desarrolla mediante el barrido de 28° del sistema de ejes.

TOLERANCIAS NO INDICADAS											
PIEZAS MECANIZADAS			CONSTRUCCIONES SOLDADAS Y/O ESTRUCTURAS								
AGUJEROS: -0,00 +0,1	ANGULOS: ± 0° 30'	CHAFLANES NO ACOTADOS 1 X 45°	DESDE	0,5	3	6	30	120	315	1000	2000
EJE: +0,00 -0,1	MATAR CANTOS VIVOS	FORJA Y/O FUNDICION: ± 0,8	HASTA	3	6	30	120	315	1000	2000	4000
ESPESOR: ± 0,05	RADIOS NO ACOTADOS: 1/1,5		TOLERANCIA	± 0,1	± 0,1	± 0,2	± 0,3	± 0,5	± 0,8	± 1,2	± 2,0
MATERIAL	T/TERMICO		CANTIDAD							1	
FLIA / CONJUNTO	CUERPO CENTRAL		DIBUJO	FRANCO E. BRINSONI							
DESIGNACION	VISTA LATERAL / ANTERIOR / POSTERIOR		APROBO								
MAQUINA	SEGADORA ROTATIVA DE EJE VERTICAL		FECHA	26/04/2018	REV. N°						
TESIS DE GRADO			CODIGO		PLANO N°	00160					
			OBSERVACIONES	NO MEDIR SOBRE EL PLANO							ESCALA S/E



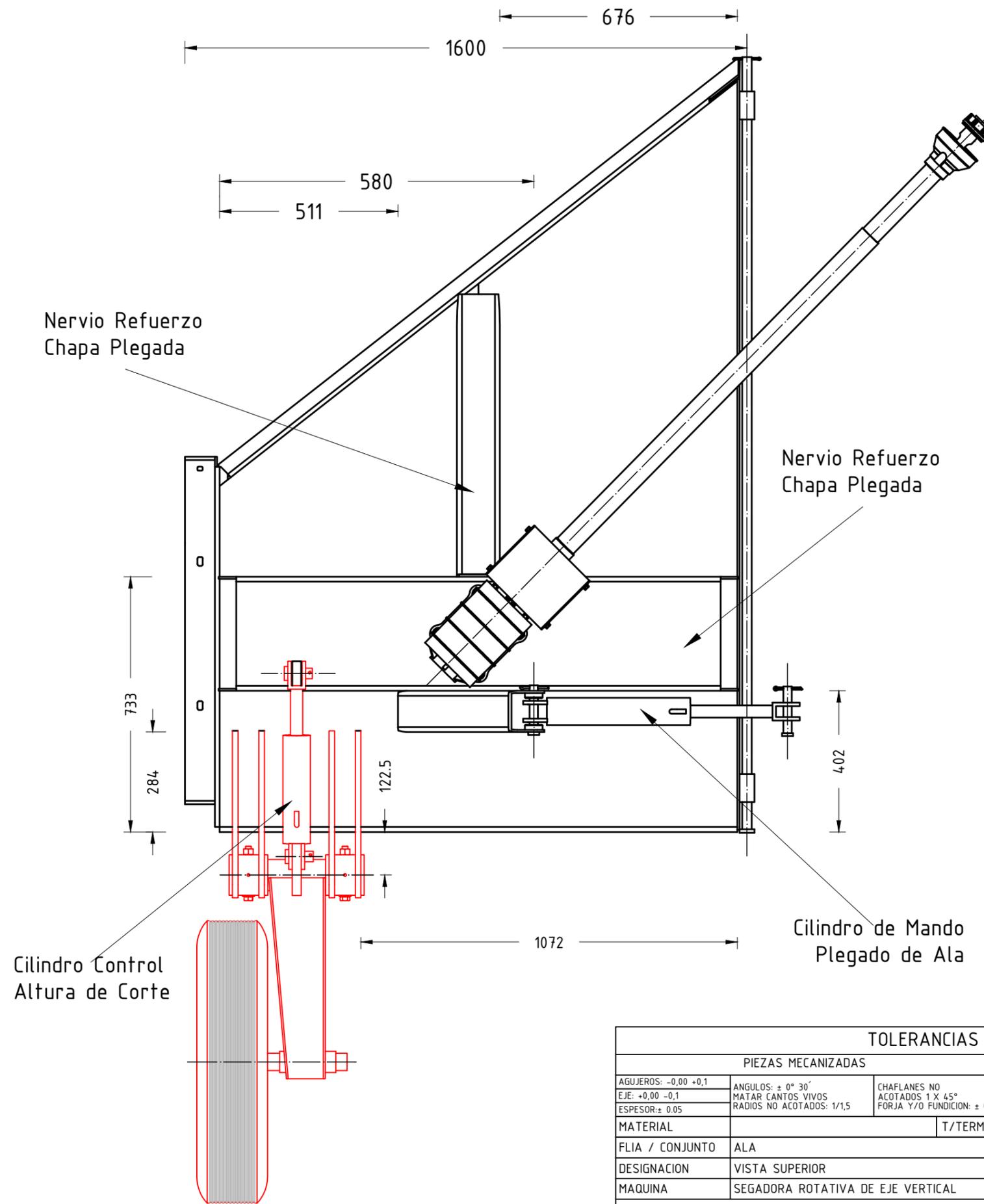


TOLERANCIAS NO INDICADAS											
PIEZAS MECANIZADAS				CONSTRUCCIONES SOLDADAS Y/O ESTRUCTURAS							
AGUJEROS: -0,00 +0,1	ANGULOS: ± 0° 30'	CHAFLANES NO ACOTADOS 1 X 45°	DESDE	0,5	3	6	30	120	315	1000	2000
EJE: +0,00 -0,1	MATAR CANTOS VIVOS	FORJA Y/O FUNDICION: ± 0,8	HASTA	3	6	30	120	315	1000	2000	4000
ESPESOR: ± 0,05	RADIOS NO ACOTADOS: 1/1,5		TOLERANCIA	± 0,1	± 0,1	± 0,2	± 0,3	± 0,5	± 0,8	± 1,2	± 2,0
MATERIAL	T/TERMICO		CANTIDAD								1
FLIA / CONJUNTO	EJE CUERPO CENTRAL		DIBUJO		FRANCO E. BRINSONI						
DESIGNACION	VISTAS ANTERIOR / POSTERIOR / LATERAL		APROBO								
MAQUINA	SEGADORA ROTATIVA DE EJE VERTICAL		FECHA		26/04/2018		REV. N°				
TESIS DE GRADO			CODIGO				PLANO N°		00170		
			UTN		OBSERVACIONES					ESCALA	
					NO MEDIR SOBRE EL PLANO					S/E	

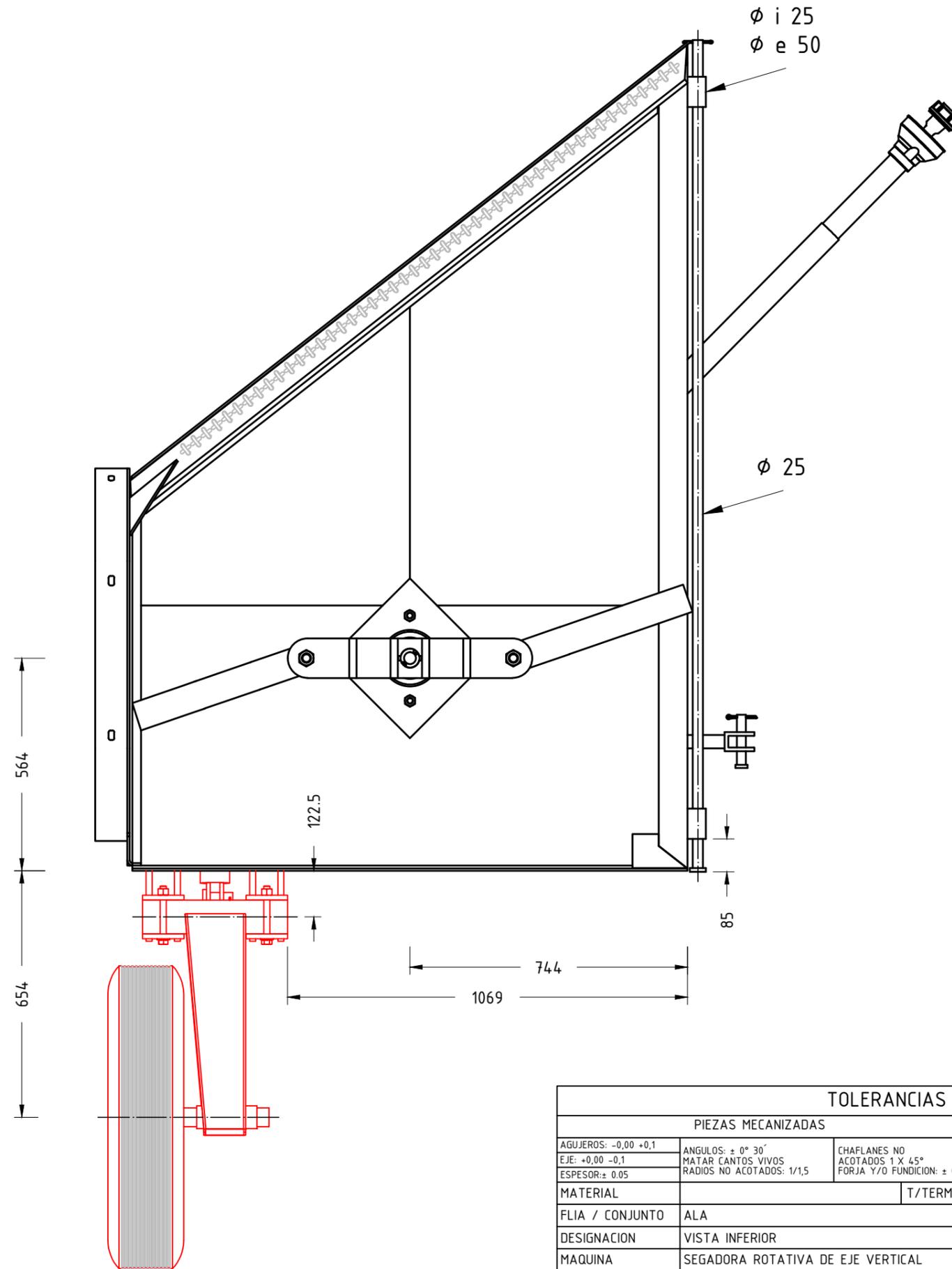


TOLERANCIAS NO INDICADAS											
PIEZAS MECANIZADAS				CONSTRUCCIONES SOLDADAS Y/O ESTRUCTURAS							
AGUJEROS: -0,00 +0,1	ANGULOS: ± 0° 30'	CHAFLANES NO ACOTADOS 1 X 45°	DESDE	0,5	3	6	30	120	315	1000	2000
EJE: +0,00 -0,1	MATAR CANTOS VIVOS	FORJA Y/O FUNDICIÓN: ± 0,8	HASTA	3	6	30	120	315	1000	2000	4000
ESPESOR: ± 0,05	RADIOS NO ACOTADOS: 1/1,5		TOLERANCIA	± 0,1	± 0,1	± 0,2	± 0,3	± 0,5	± 0,8	± 1,2	± 2,0
MATERIAL	T/TERMICO		CANTIDAD							1	
FLIA / CONJUNTO	EJE CUERPO CENTRAL		DIBUJO	FRANCO E. BRINSONI							
DESIGNACION	VISTAS SUPERIOR / INFERIOR		APROBO								
MAQUINA	SEGADORA ROTATIVA DE EJE VERTICAL		FECHA	26/04/2018	REV. N°						
TESIS DE GRADO			CODIGO		PLANO N°	00180					
			OBSERVACIONES	NO MEDIR SOBRE EL PLANO							ESCALA S/E



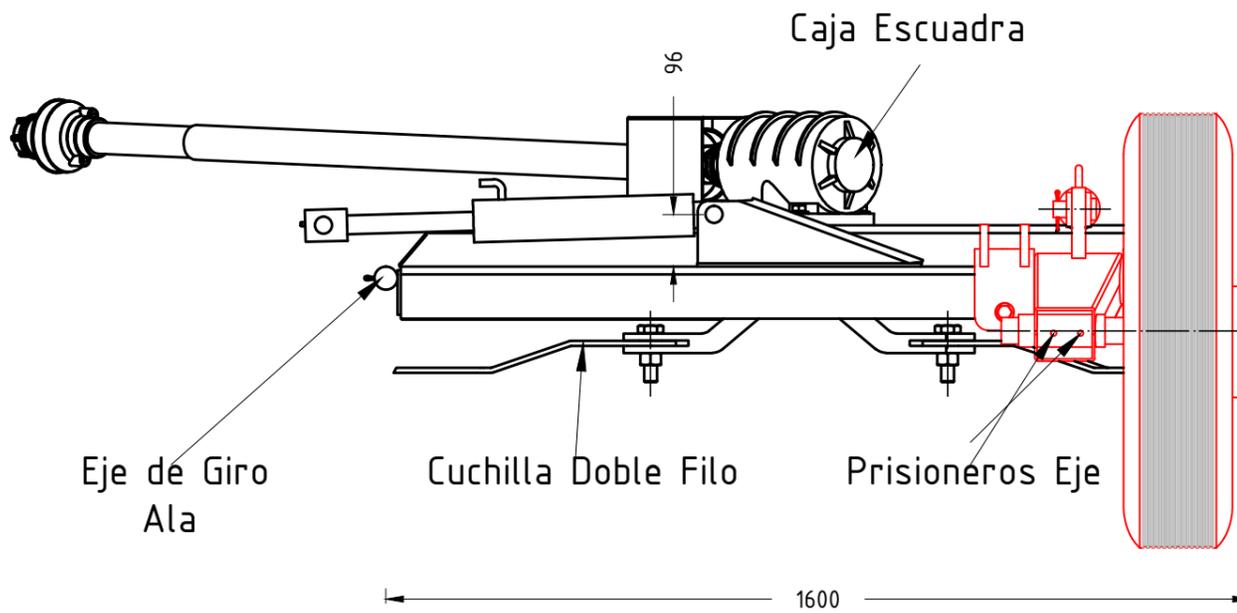
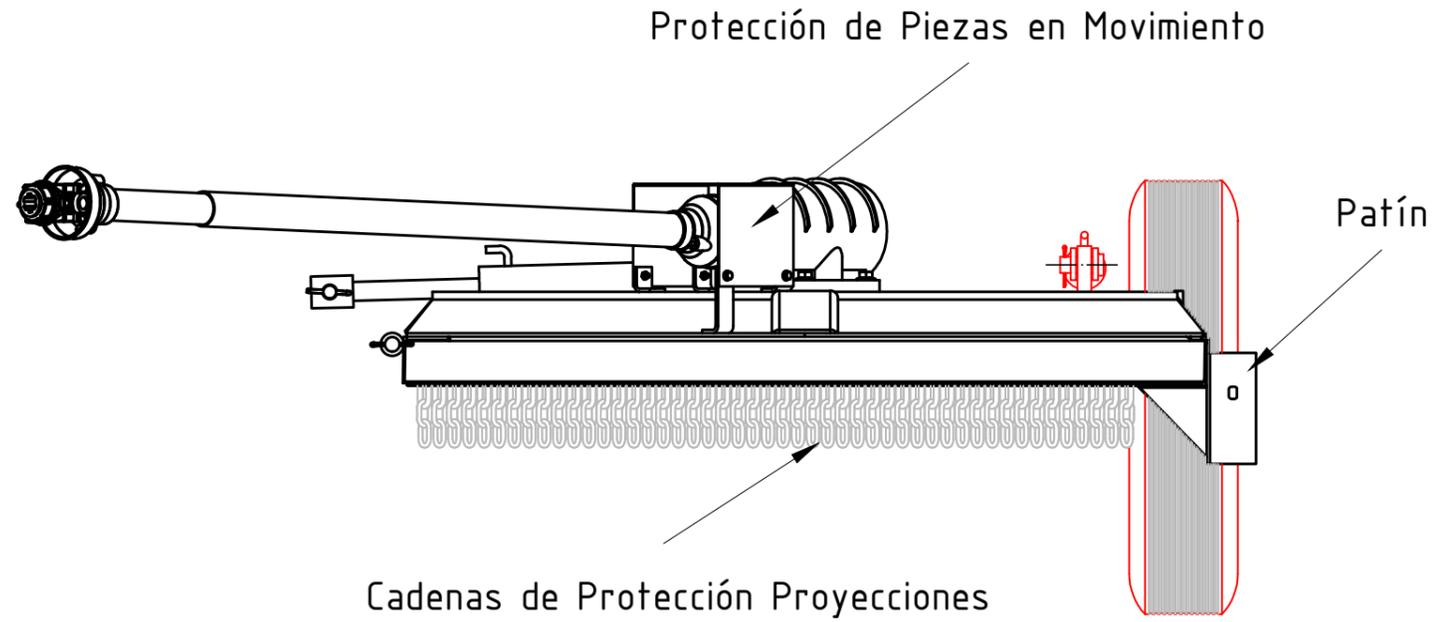


TOLERANCIAS NO INDICADAS											
PIEZAS MECANIZADAS				CONSTRUCCIONES SOLDADAS Y/O ESTRUCTURAS							
AGUJEROS: -0,00 +0,1	ANGULOS: ± 0° 30'	CHAFLANES NO ACOTADOS 1 X 45°	DESDE	0,5	3	6	30	120	315	1000	2000
EJE: +0,00 -0,1	MATAR CANTOS VIVOS	FORJA Y/O FUNDICION: ± 0,8	HASTA	3	6	30	120	315	1000	2000	4000
ESPESOR: ± 0,05	RADIOS NO ACOTADOS: 1/1,5		TOLERANCIA	± 0,1	± 0,1	± 0,2	± 0,3	± 0,5	± 0,8	± 1,2	± 2,0
MATERIAL	T/TERMICO		CANTIDAD							1	
FLIA / CONJUNTO	ALA		DIBUJO		FRANCO E. BRINSONI						
DESIGNACION	VISTA SUPERIOR		APROBO								
MAQUINA	SEGADORA ROTATIVA DE EJE VERTICAL		FECHA		26/04/2018		REV. N°				
TESIS DE GRADO			CODIGO				PLANO N°		00190		
			OBSERVACIONES		NO MEDIR SOBRE EL PLANO					ESCALA	S/E
			UTN								



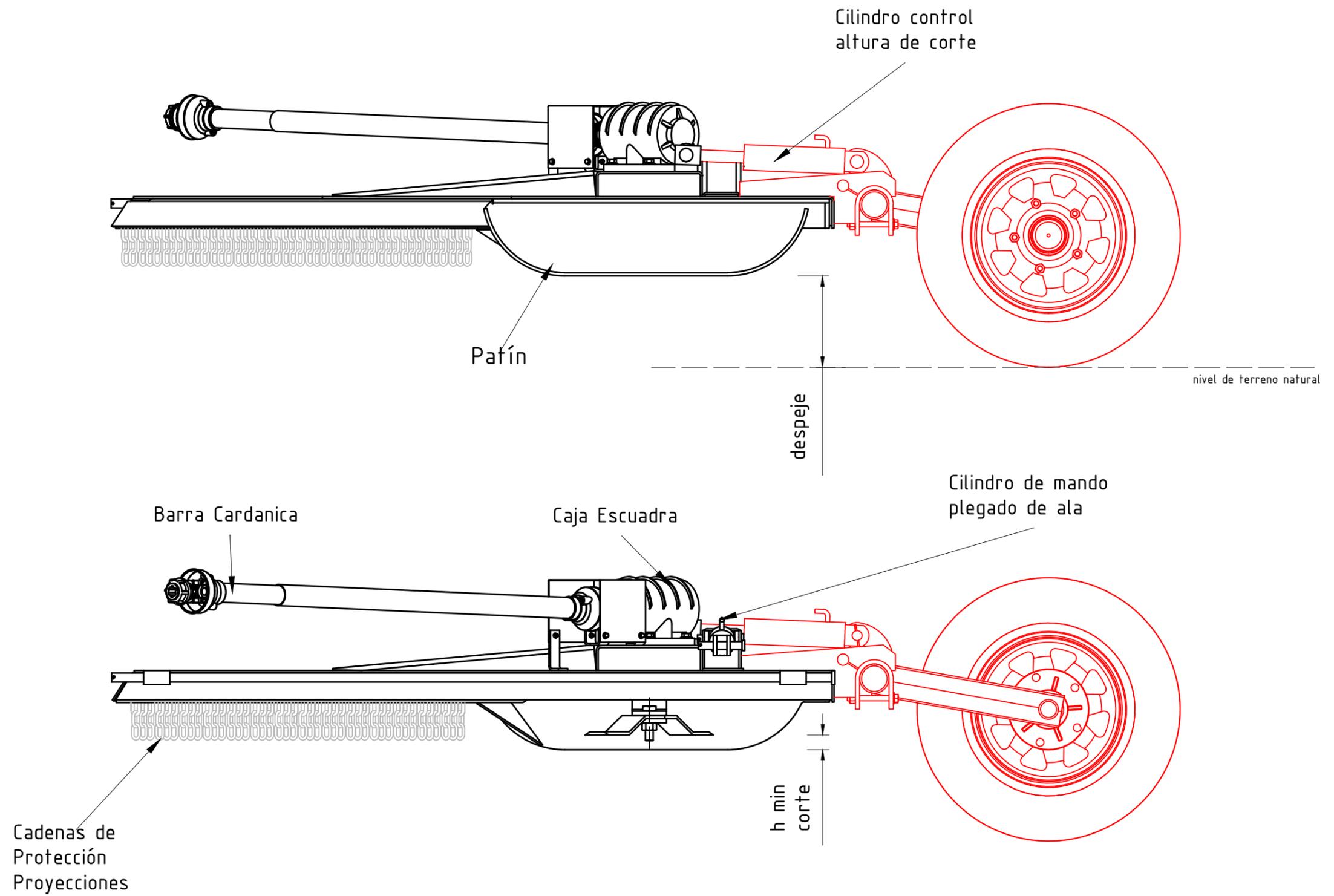
TOLERANCIAS NO INDICADAS											
PIEZAS MECANIZADAS			CONSTRUCCIONES SOLDADAS Y/O ESTRUCTURAS								
AGUJEROS: $-0,00 +0,1$	ANGULOS: $\pm 0^\circ 30'$	CHAFLANES NO ACOTADOS $1 \times 45^\circ$	DESDE	0,5	3	6	30	120	315	1000	2000
EJE: $+0,00 -0,1$	MATAR CANTOS VIVOS	FORJA Y/O FUNDICION: $\pm 0,8$	HASTA	3	6	30	120	315	1000	2000	4000
ESPESOR: $\pm 0,05$	RADIOS NO ACOTADOS: 1/1,5		TOLERANCIA	$\pm 0,1$	$\pm 0,1$	$\pm 0,2$	$\pm 0,3$	$\pm 0,5$	$\pm 0,8$	$\pm 1,2$	$\pm 2,0$
MATERIAL	T/TERMICO		CANTIDAD								1
FLIA / CONJUNTO	ALA		DIBUJO		FRANCO E. BRINSONI						
DESIGNACION	VISTA INFERIOR		APROBO								
MAQUINA	SEGADORA ROTATIVA DE EJE VERTICAL		FECHA		26/04/2018		REV. N°				
TESIS DE GRADO			CODIGO				PLANO N°		00200		
			OBSERVACIONES		NO MEDIR SOBRE EL PLANO					ESCALA S/E	



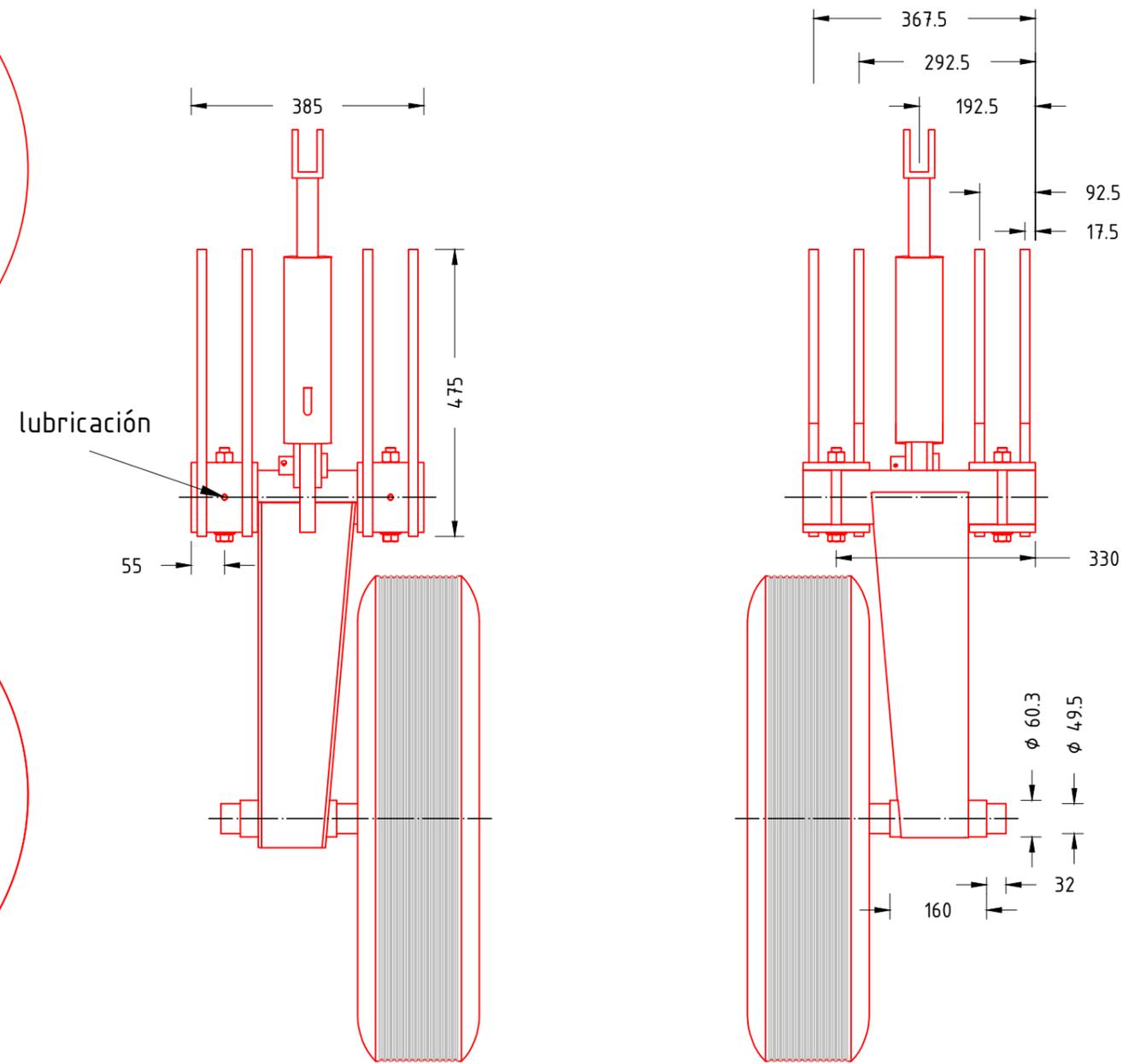
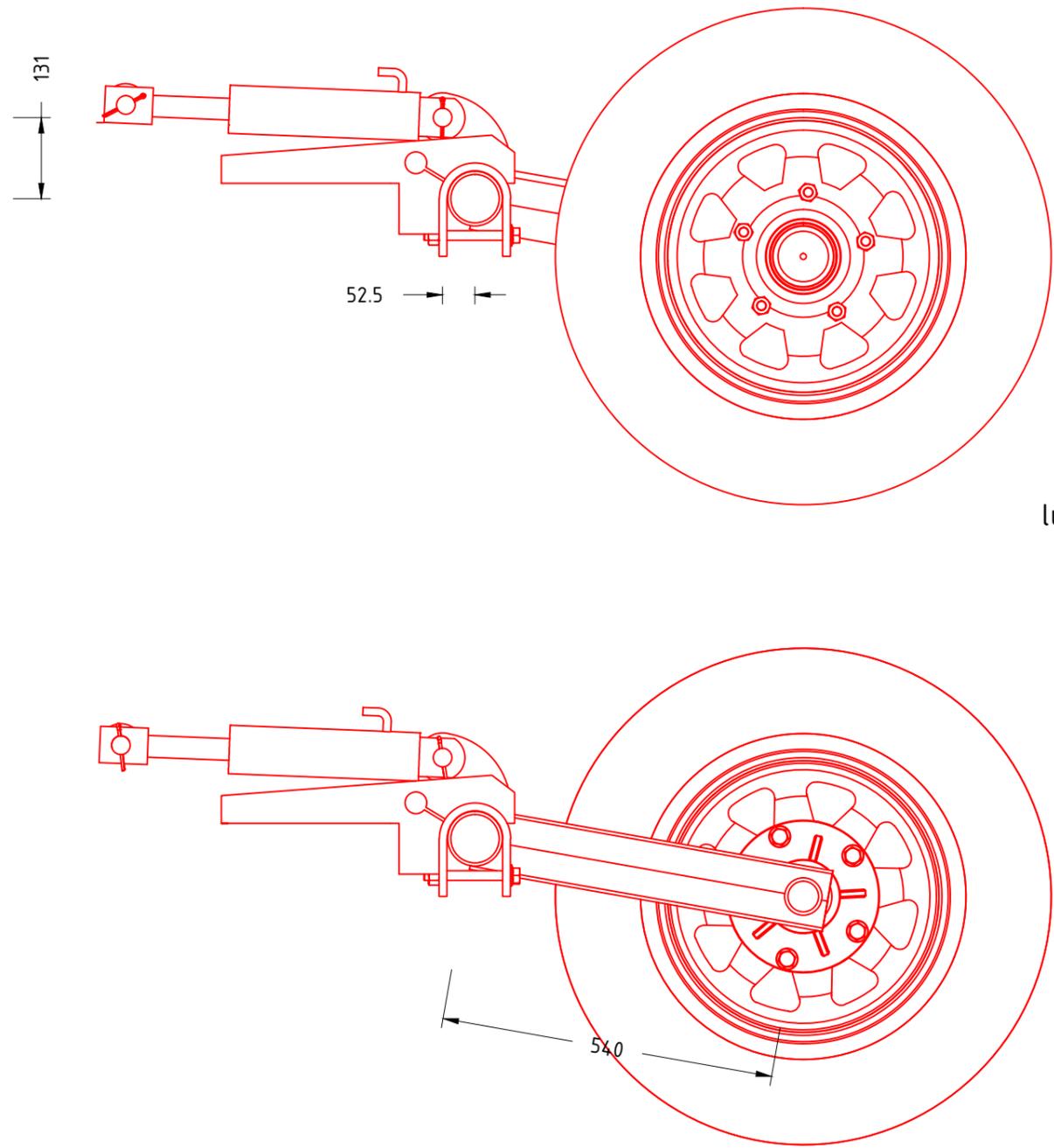


TOLERANCIAS NO INDICADAS											
PIEZAS MECANIZADAS				CONSTRUCCIONES SOLDADAS Y/O ESTRUCTURAS							
AGUJEROS: $-0,00$ $+0,1$	ANGULOS: $\pm 0^\circ 30'$	CHAFLANES NO ACOTADOS $1 \times 45^\circ$	DESDE	0,5	3	6	30	120	315	1000	2000
EJE: $+0,00$ $-0,1$	MATAR CANTOS VIVOS	FORJA Y/O FUNDICION: $\pm 0,8$	HASTA	3	6	30	120	315	1000	2000	4000
ESPESOR: $\pm 0,05$	RADIOS NO ACOTADOS: 1/1,5		TOLERANCIA	$\pm 0,1$	$\pm 0,1$	$\pm 0,2$	$\pm 0,3$	$\pm 0,5$	$\pm 0,8$	$\pm 1,2$	$\pm 2,0$
MATERIAL	T/TERMICO		CANTIDAD						1		
FLIA / CONJUNTO	ALA		DIBUJO		FRANCO E. BRINSONI						
DESIGNACION	VISTAS ANTERIOR / POSTERIOR		APROBO								
MAQUINA	SEGADORA ROTATIVA DE EJE VERTICAL		FECHA		26/04/2018		REV. N°				
TESIS DE GRADO			CODIGO				PLANO N°		00210		
			OBSERVACIONES		NO MEDIR SOBRE EL PLANO					ESCALA	S/E



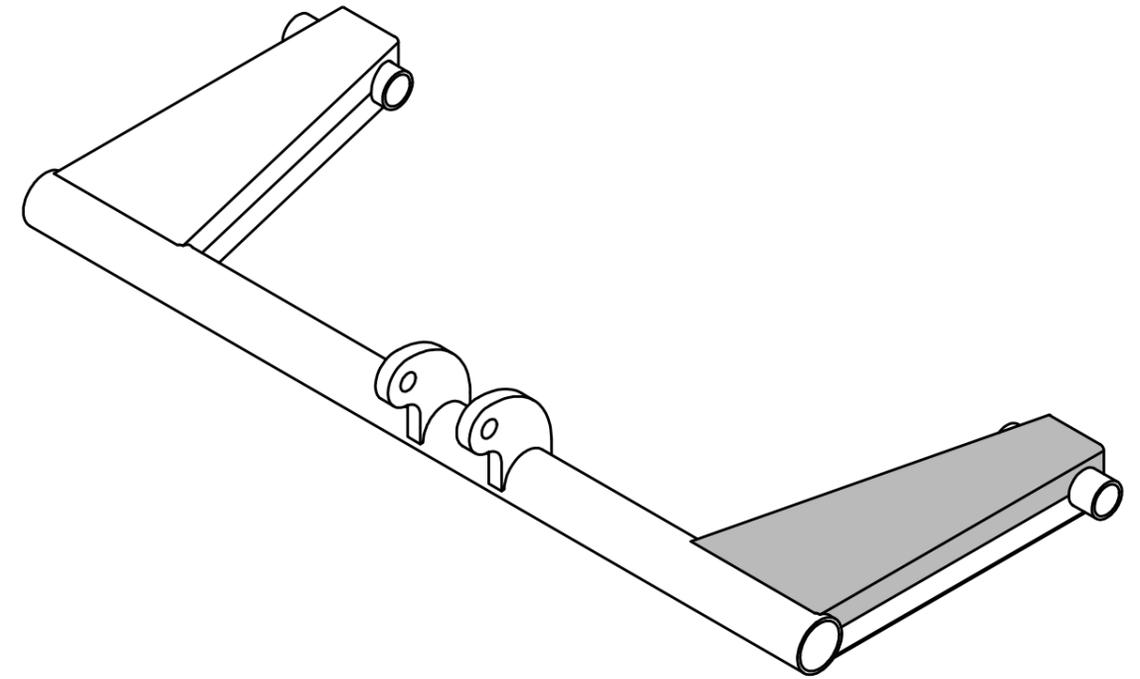
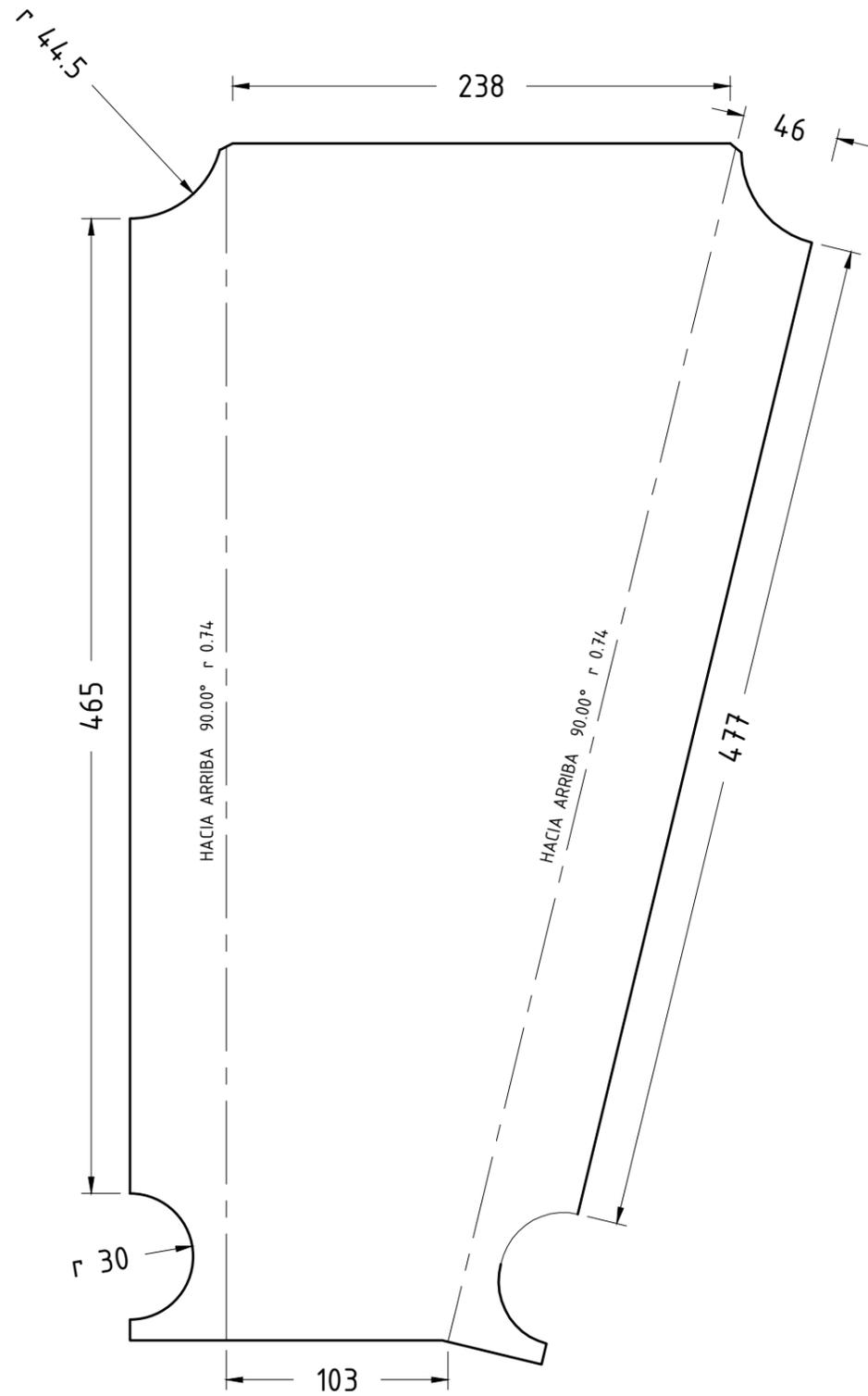


TOLERANCIAS NO INDICADAS											
PIEZAS MECANIZADAS			CONSTRUCCIONES SOLDADAS Y/O ESTRUCTURAS								
AGUJEROS: $-0,00$ $+0,1$	ANGULOS: $\pm 0^\circ 30'$	CHAFLANES NO ACOTADOS $1 \times 45^\circ$	DESDE	0,5	3	6	30	120	315	1000	2000
EJE: $+0,00$ $-0,1$	MATAR CANTOS VIVOS	FORJA Y/O FUNDICION: $\pm 0,8$	HASTA	3	6	30	120	315	1000	2000	4000
ESPESOR: $\pm 0,05$	RADIOS NO ACOTADOS: 1/1,5		TOLERANCIA	$\pm 0,1$	$\pm 0,1$	$\pm 0,2$	$\pm 0,3$	$\pm 0,5$	$\pm 0,8$	$\pm 1,2$	$\pm 2,0$
MATERIAL	T/TERMICO		CANTIDAD							1	
FLIA / CONJUNTO	ALA		DIBUJO	FRANCO E. BRINSONI							
DESIGNACION	VISTAS LATERALES		APROBO								
MAQUINA	SEGADORA ROTATIVA DE EJE VERTICAL		FECHA	26/04/2018	REV. N°						
TESIS DE GRADO			CODIGO		PLANO N°	00220					
			UTN		OBSERVACIONES					ESCALA	
					NO MEDIR SOBRE EL PLANO					S/E	



TOLERANCIAS NO INDICADAS												
PIEZAS MECANIZADAS				CONSTRUCCIONES SOLDADAS Y/O ESTRUCTURAS								
AGUJEROS: -0,00 +0,1	ANGULOS: ± 0° 30'	CHAFLANES NO ACOTADOS 1 X 45°	DESDE	0,5	3	6	30	120	315	1000	2000	
EJE: +0,00 -0,1	MATAR CANTOS VIVOS	FORJA Y/O FUNDICION: ± 0,8	HASTA	3	6	30	120	315	1000	2000	4000	
ESPESOR: ± 0,05	RADIOS NO ACOTADOS: 1/1,5		TOLERANCIA	± 0,1	± 0,1	± 0,2	± 0,3	± 0,5	± 0,8	± 1,2	± 2,0	
MATERIAL	T/TERMICO		CANTIDAD						1			
FLIA / CONJUNTO	ALAS		DIBUJO	FRANCO E. BRINSONI								
DESIGNACION	EJE INDIVIDUAL		APROBO									
MAQUINA	SEGADORA ROTATIVA DE EJE VERTICAL		FECHA	26/04/2018	REV. N°							
TESIS DE GRADO			CODIGO			PLANO N°	00230					
			OBSERVACIONES	NO MEDIR SOBRE EL PLANO							ESCALA	S/E

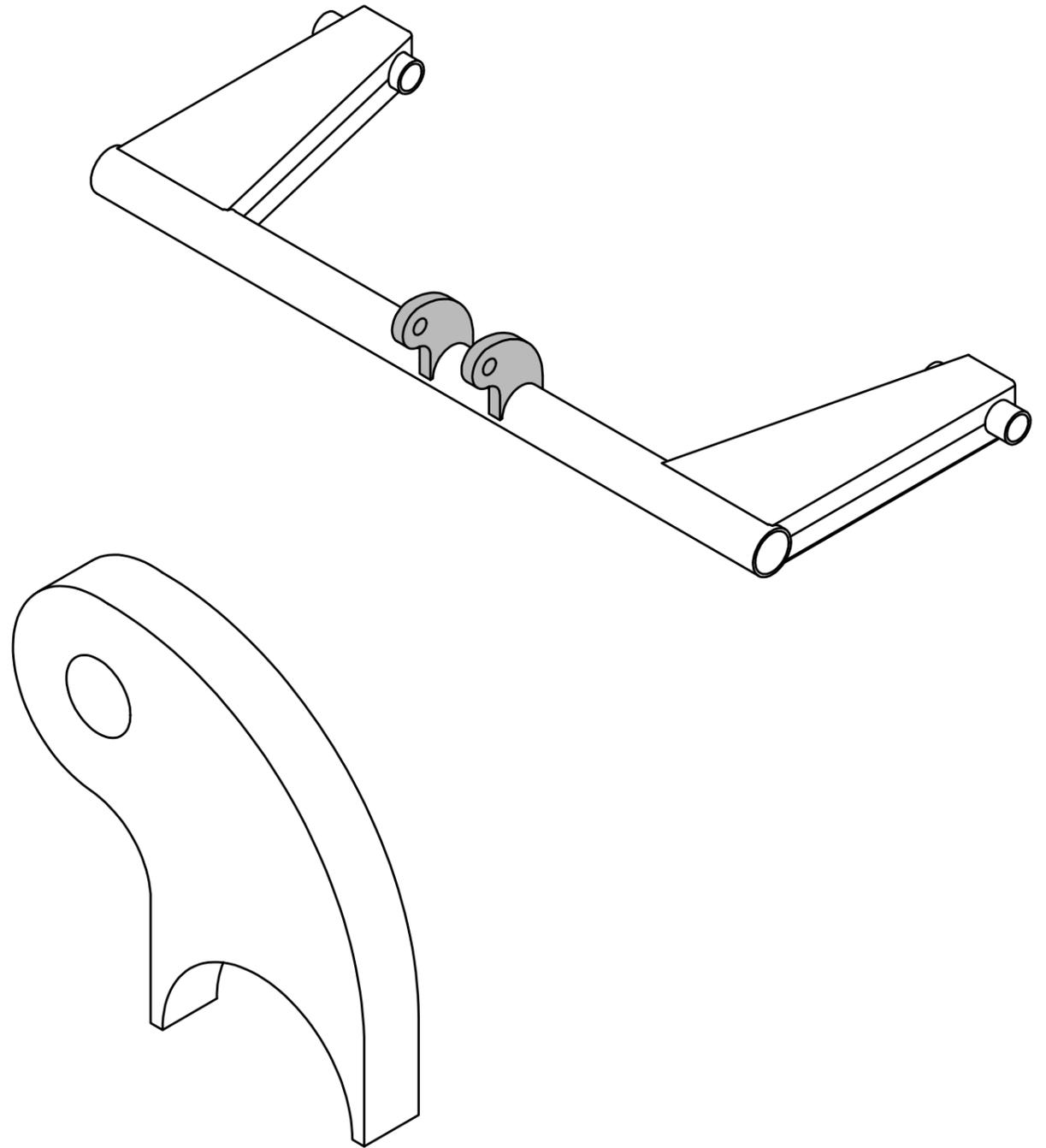
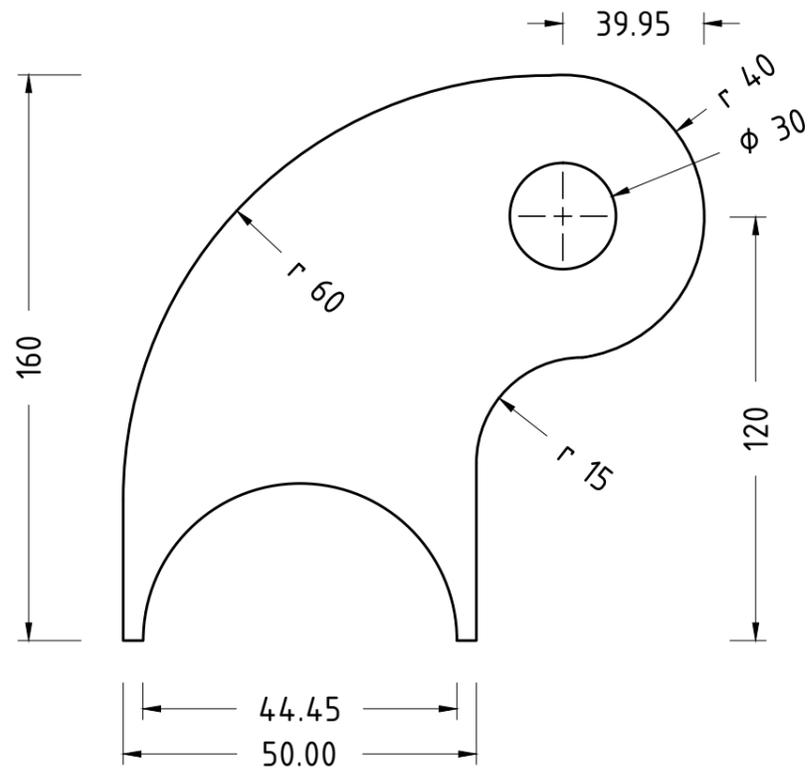




e = 6.35 mm

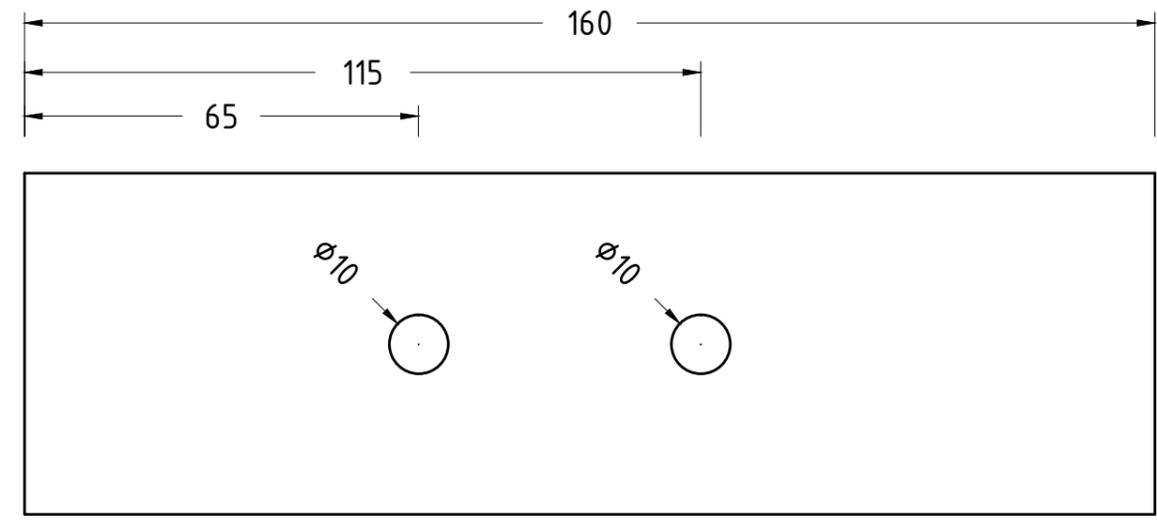
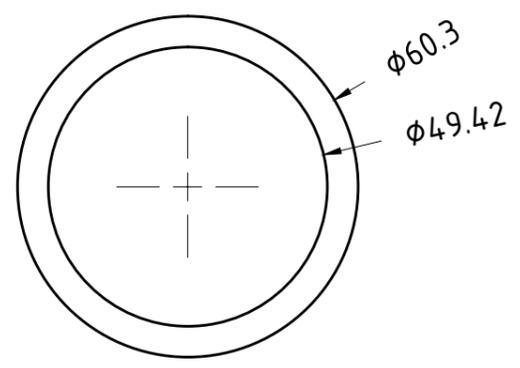
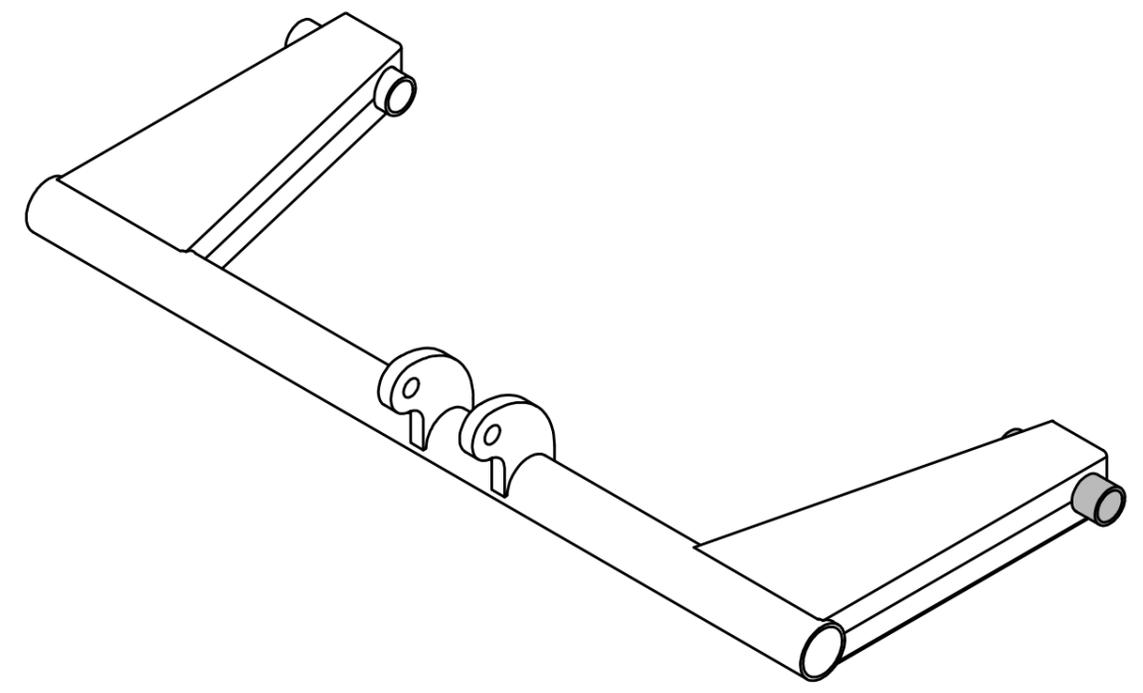
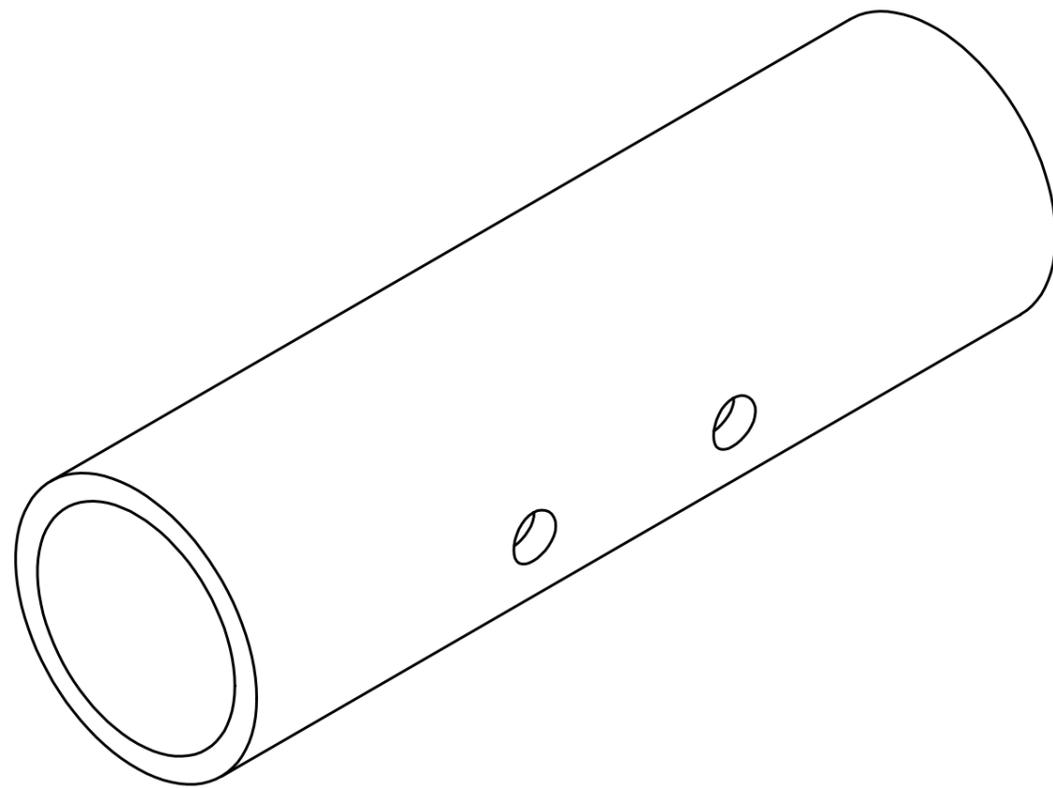
TOLERANCIAS NO INDICADAS											
PIEZAS MECANIZADAS			CONSTRUCCIONES SOLDADAS Y/O ESTRUCTURAS								
AGUJEROS: -0,00 +0,1	ANGULOS: ± 0° 30'	CHAFLANES NO ACOTADOS 1 X 45°	DESDE	0,5	3	6	30	120	315	1000	2000
EJE: +0,00 -0,1	MATAR CANTOS VIVOS	FORJA Y/O FUNDICION: ± 0,8	HASTA	3	6	30	120	315	1000	2000	4000
ESPESOR: ± 0,05	RADIOS NO ACOTADOS: 1/1,5		TOLERANCIA	± 0,1	± 0,1	± 0,2	± 0,3	± 0,5	± 0,8	± 1,2	± 2,0
MATERIAL	T/TERMICO		CANTIDAD						1		
FLIA / CONJUNTO	EJE CUERPO CENTRAL		DIBUJO			FRANCO E. BRINSONI					
DESIGNACION	PLEGADO BRAZO		APROBO								
MAQUINA	SEGADORA ROTATIVA DE EJE VERTICAL		FECHA			26/04/2018		REV. N°			
TESIS DE GRADO			CODIGO					PLANO N°		00240	
			OBSERVACIONES						ESCALA		
			NO MEDIR SOBRE EL PLANO						S/E		



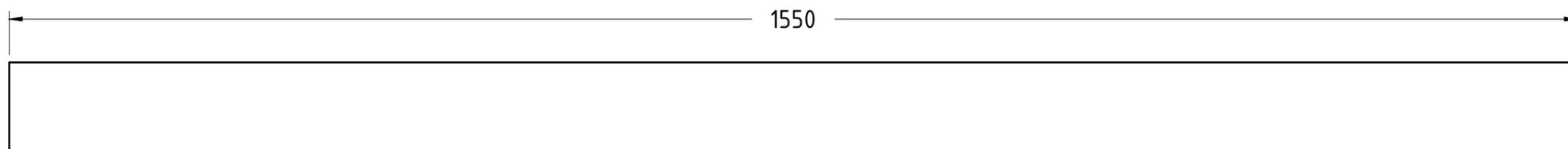
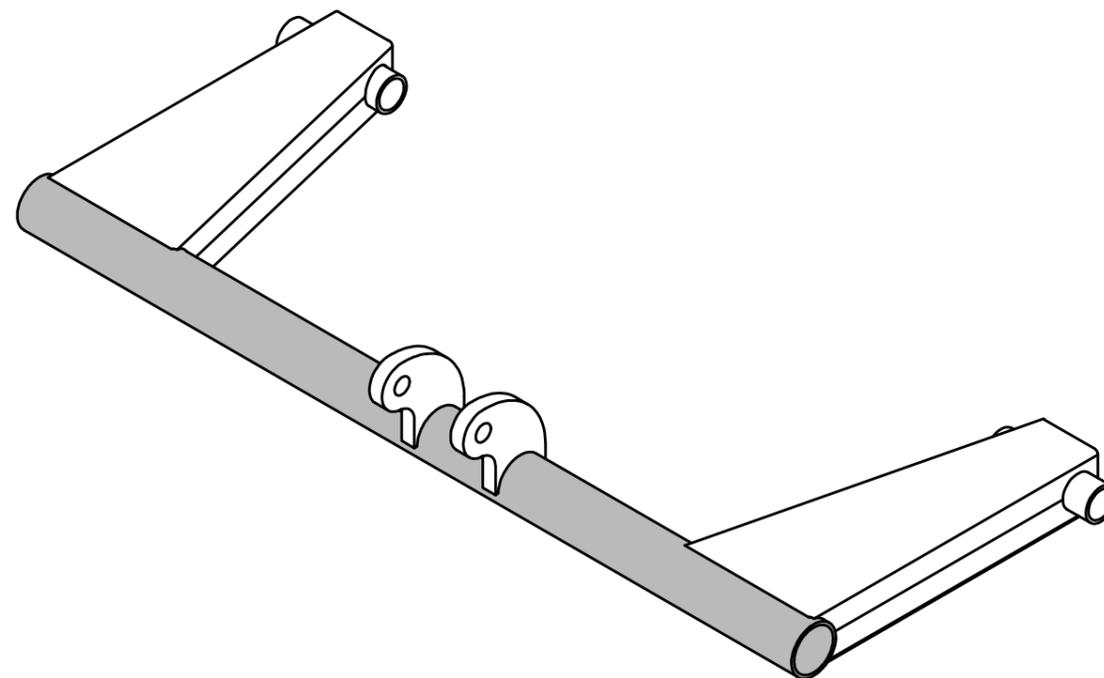
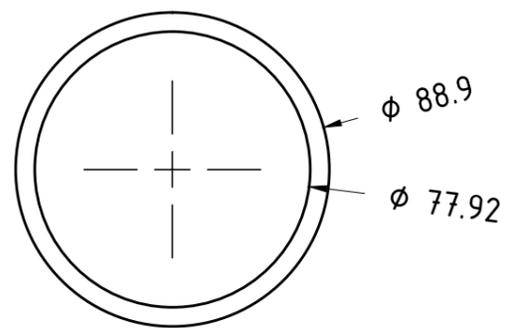


e = 25.4mm

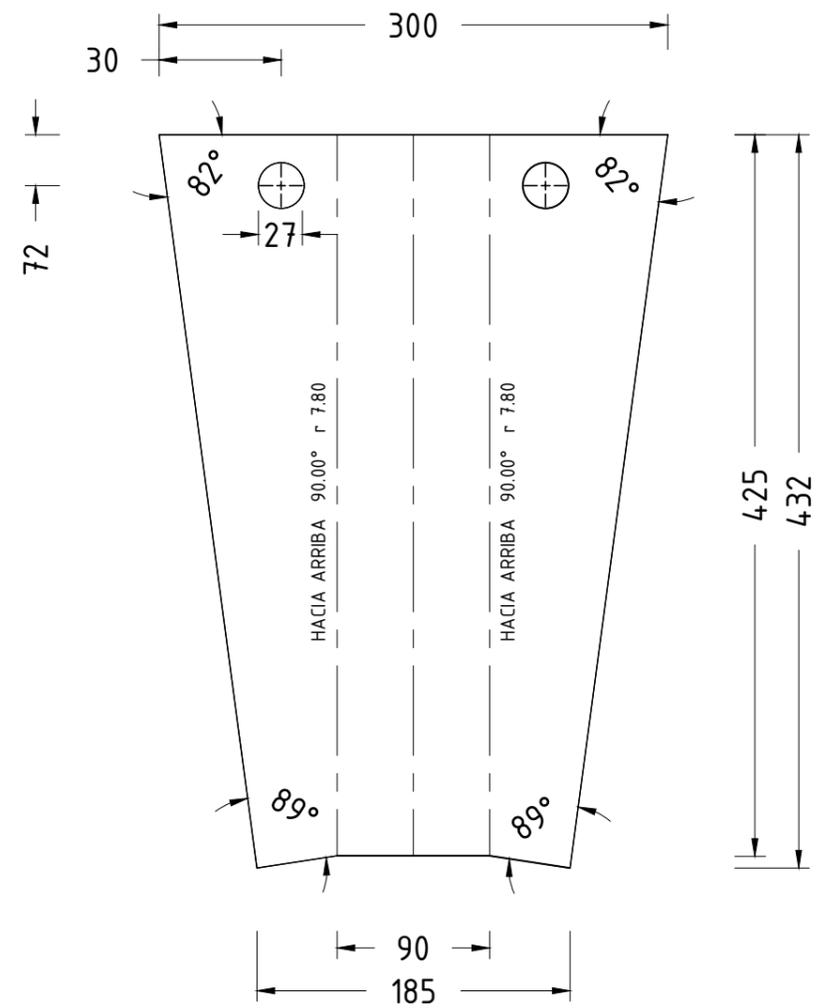
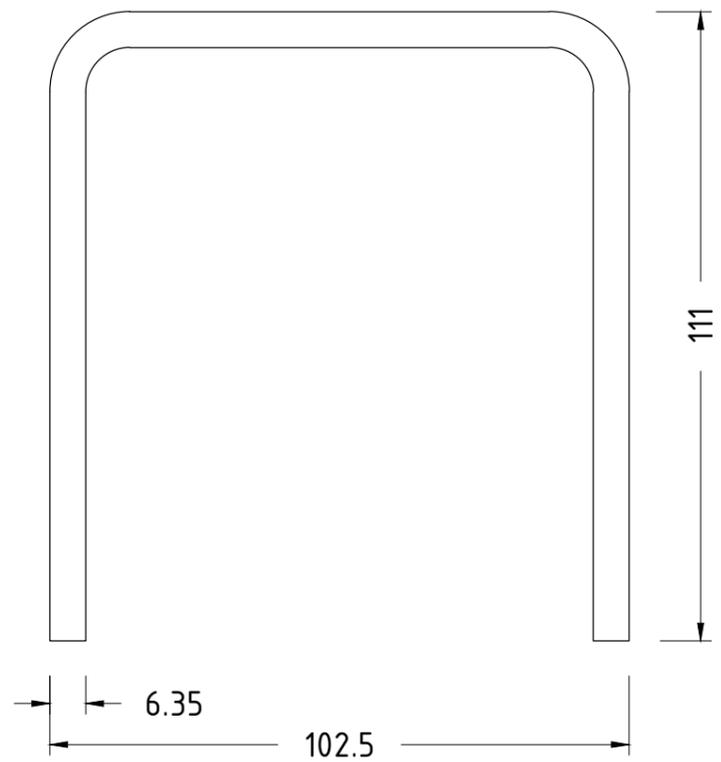
TOLERANCIAS NO INDICADAS											
PIEZAS MECANIZADAS				CONSTRUCCIONES SOLDADAS Y/O ESTRUCTURAS							
AGUJEROS: -0,00 +0,1	ANGULOS: ± 0° 30'	CHAFLANES NO ACOTADOS 1 X 45°	DESDE	0,5	3	6	30	120	315	1000	2000
EJE: +0,00 -0,1	MATAR CANTOS VIVOS	FORJA Y/O FUNDICION: ± 0,8	HASTA	3	6	30	120	315	1000	2000	4000
ESPESOR: ± 0,05	RADIOS NO ACOTADOS: 1/1,5		TOLERANCIA	± 0,1	± 0,1	± 0,2	± 0,3	± 0,5	± 0,8	± 1,2	± 2,0
MATERIAL	T/TERMICO		CANTIDAD							1	
FLIA / CONJUNTO	EJE CUERPO CENTRAL		DIBUJO		FRANCO E. BRINSONI						
DESIGNACION	ANCLAJES CENTRALES		APROBO								
MAQUINA	SEGADORA ROTATIVA DE EJE VERTICAL		FECHA		26/04/2018		REV. N°				
TESIS DE GRADO			CODIGO				PLANO N°		00250		
			UTN		OBSERVACIONES					ESCALA	
					NO MEDIR SOBRE EL PLANO					S/E	



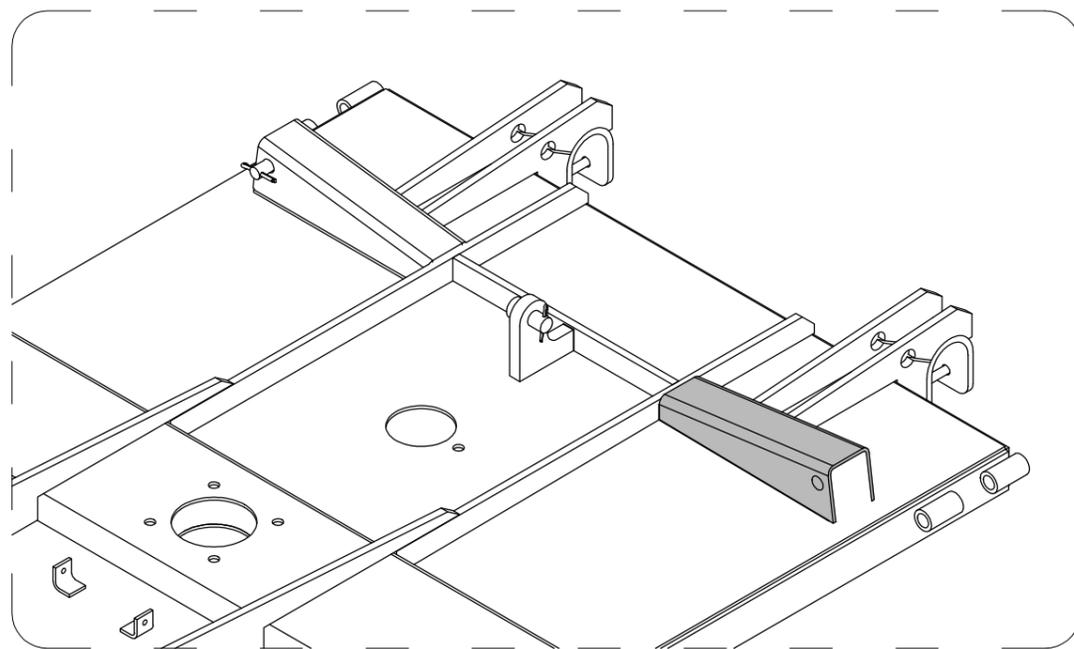
TOLERANCIAS NO INDICADAS											
PIEZAS MECANIZADAS						CONSTRUCCIONES SOLDADAS Y/O ESTRUCTURAS					
AGUJEROS: -0,00 +0,1	ANGULOS: ± 0° 30'	CHAFLANES NO ACOTADOS 1 X 45°	DESDE	0,5	3	6	30	120	315	1000	2000
EJE: +0,00 -0,1	MATAR CANTOS VIVOS	FORJA Y/O FUNDICION: ± 0,8	HASTA	3	6	30	120	315	1000	2000	4000
ESPESOR: ± 0,05	RADIOS NO ACOTADOS: 1/1,5		TOLERANCIA	± 0,1	± 0,1	± 0,2	± 0,3	± 0,5	± 0,8	± 1,2	± 2,0
MATERIAL	T/TERMICO					CANTIDAD					1
FLIA / CONJUNTO	EJE CUERPO CENTRAL					DIBUJO		FRANCO E. BRINSONI			
DESIGNACION	BUJE PORTA MAZA					APROBO					
MAQUINA	SEGADORA ROTATIVA DE EJE VERTICAL					FECHA		26/04/2018	REV. N°		
TESIS DE GRADO	 UTN					CODIGO		PLANO N°		00260	
						OBSERVACIONES					NO MEDIR SOBRE EL PLANO



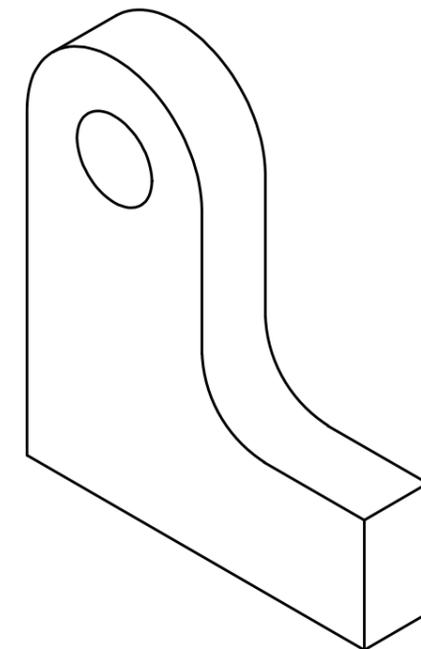
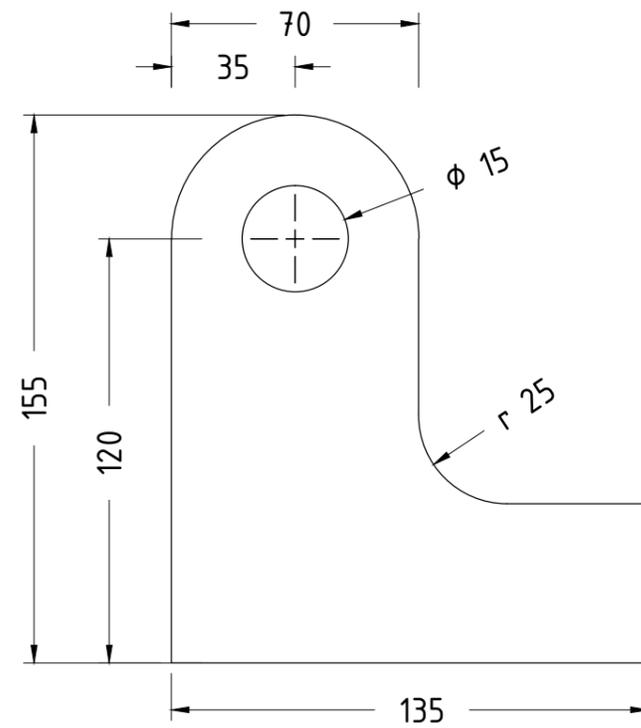
TOLERANCIAS NO INDICADAS											
PIEZAS MECANIZADAS						CONSTRUCCIONES SOLDADAS Y/O ESTRUCTURAS					
AGUJEROS: -0,00 +0,1	ANGULOS: $\pm 0^\circ 30'$	CHAFLANES NO ACOTADOS 1 X 45°	DESDE	0,5	3	6	30	120	315	1000	2000
EJE: +0,00 -0,1	MATAR CANTOS VIVOS	FORJA Y/O FUNDICION: $\pm 0,8$	HASTA	3	6	30	120	315	1000	2000	4000
ESPESOR: $\pm 0,05$	RADIOS NO ACOTADOS: 1/1,5		TOLERANCIA	$\pm 0,1$	$\pm 0,1$	$\pm 0,2$	$\pm 0,3$	$\pm 0,5$	$\pm 0,8$	$\pm 1,2$	$\pm 2,0$
MATERIAL	T/TERMICO		CANTIDAD						1		
FLIA / CONJUNTO	EJE CUERPO CENTRAL		DIBUJO			FRANCO E. BRINSONI					
DESIGNACION	CAÑO EJE		APROBO								
MAQUINA	SEGADORA ROTATIVA DE EJE VERTICAL		FECHA			26/04/2018		REV. N°			
TESIS DE GRADO			CODIGO					PLANO N°		00270	
		 UTN		OBSERVACIONES						ESCALA	
				NO MEDIR SOBRE EL PLANO						S/E	



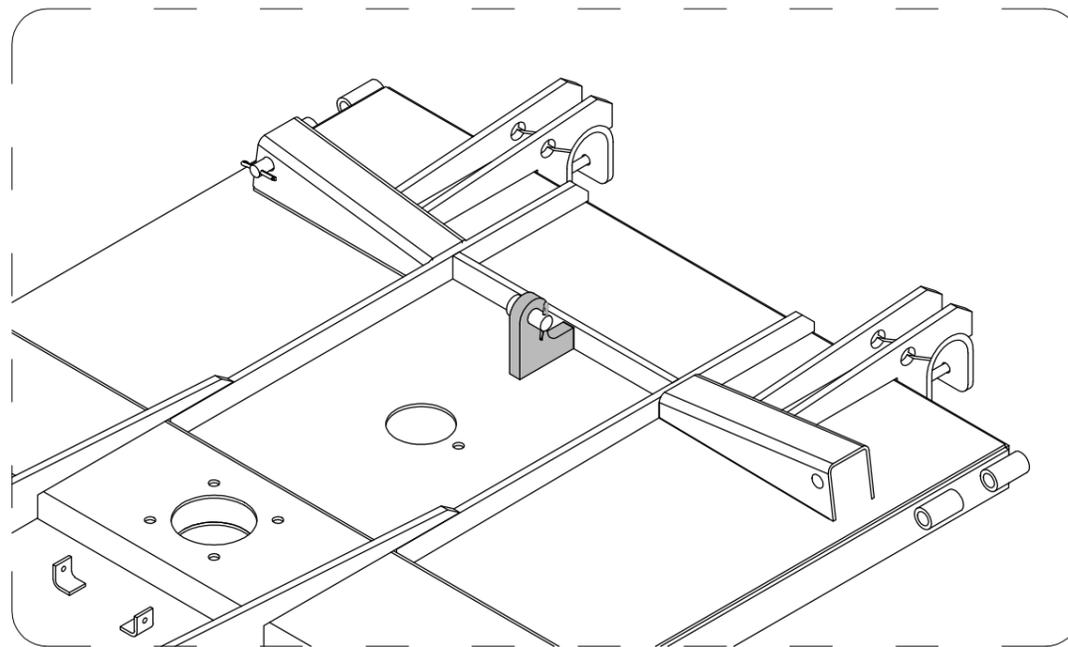
DETALLE B



TOLERANCIAS NO INDICADAS											
PIEZAS MECANIZADAS				CONSTRUCCIONES SOLDADAS Y/O ESTRUCTURAS							
AGUJEROS: -0,00 +0,1	ANGULOS: ± 0° 30'	CHAFLANES NO ACOTADOS 1 X 45°	DESDE	0,5	3	6	30	120	315	1000	2000
EJE: +0,00 -0,1	MATAR CANTOS VIVOS	FORJA Y/O FUNDICION: ± 0,8	HASTA	3	6	30	120	315	1000	2000	4000
ESPESOR: ± 0,05	RADIOS NO ACOTADOS: 1/1,5		TOLERANCIA	± 0,1	± 0,1	± 0,2	± 0,3	± 0,5	± 0,8	± 1,2	± 2,0
MATERIAL	T/TERMICO		CANTIDAD								1
FLIA / CONJUNTO	CUERPO CENTRAL		DIBUJO		FRANCO E. BRINSONI						
DESIGNACION	SOPORTE CILINDRO HIDRÁULICO		APROBO								
MAQUINA	SEGADORA ROTATIVA DE EJE VERTICAL		FECHA		26/04/2018		REV. N°				
TESIS DE GRADO			CODIGO				PLANO N°		00280		
			OBSERVACIONES		NO MEDIR SOBRE EL PLANO					ESCALA	S/E
			UTN								



DETALLE B

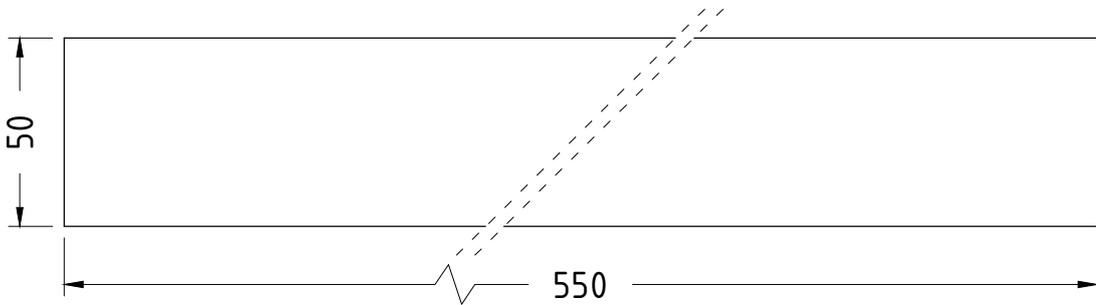
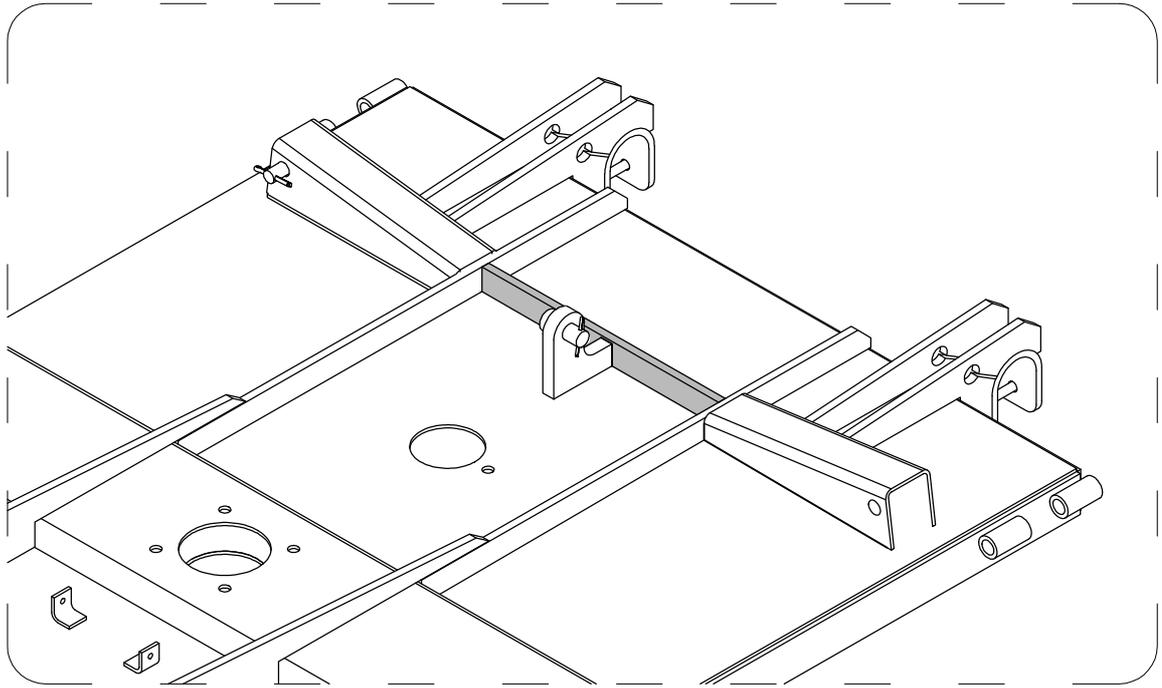


e = 25.4mm

TOLERANCIAS NO INDICADAS

PIEZAS MECANIZADAS			CONSTRUCCIONES SOLDADAS Y/O ESTRUCTURAS								
AGUJEROS: -0,00 +0,1	ANGULOS: ± 0° 30'	CHAFLANES NO ACOTADOS 1 X 45°	DESDE	0,5	3	6	30	120	315	1000	2000
EJE: +0,00 -0,1	MATAR CANTOS VIVOS	FORJA Y/O FUNDICION: ± 0,8	HASTA	3	6	30	120	315	1000	2000	4000
ESPESOR: ± 0,05	RADIOS NO ACOTADOS: 1/1,5		TOLERANCIA	± 0,1	± 0,1	± 0,2	± 0,3	± 0,5	± 0,8	± 1,2	± 2,0
MATERIAL	T/TERMICO		CANTIDAD								1
FLIA / CONJUNTO	CUERPO CENTRAL		DIBUJO		FRANCO E. BRINSONI						
DESIGNACION	ANCLAJE CILINDRO CENTRAL		APROBO								
MAQUINA	SEGADORA ROTATIVA DE EJE VERTICAL		FECHA		26/04/2018		REV. N°				
TESIS DE GRADO			CODIGO				PLANO N°		00290		
			UTN		OBSERVACIONES					ESCALA	
					NO MEDIR SOBRE EL PLANO					S/E	

DETALLE B



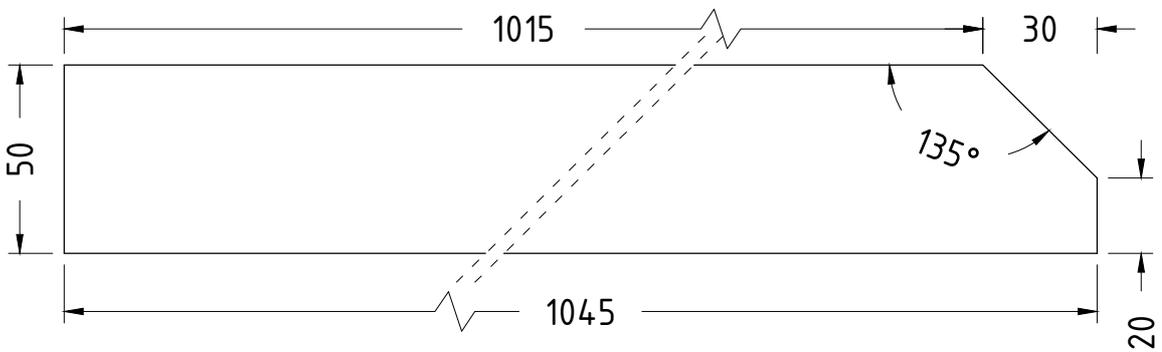
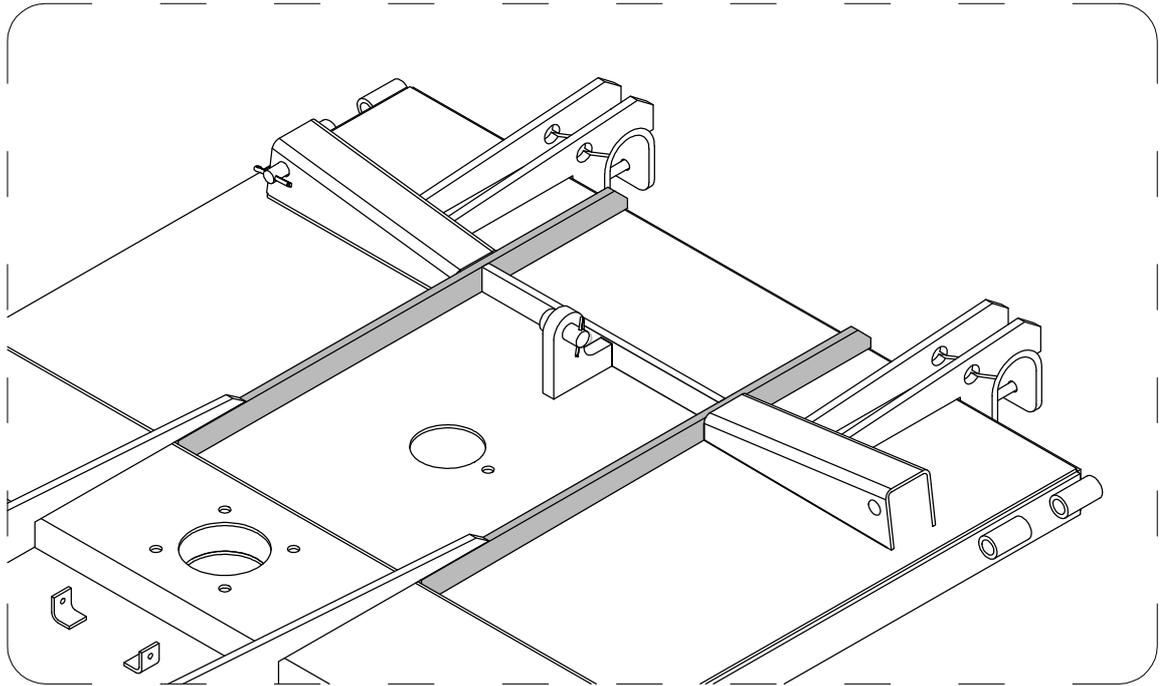
e = 15.88 mm

TOLERANCIAS NO INDICADAS

PIEZAS MECANIZADAS			CONSTRUCCIONES SOLDADAS Y/O ESTRUCTURAS								
AGUJEROS: -0,00 +0,1	ANGULOS: ± 0° 30'	CHAFLANES NO ACOTADOS 1 X 45° FORJA Y/O FUNDICION: ± 0,8	DESDE	0,5	3	6	30	120	315	1000	2000
EJE: +0,00 -0,1	MATAR CANTOS VIVOS RADIOS NO ACOTADOS: 1/1,5		HASTA	3	6	30	120	315	1000	2000	4000
ESPESOR: ± 0,05			TOLERANCIA	± 0,1	± 0,1	± 0,2	± 0,3	± 0,5	± 0,8	± 1,2	± 2,0
MATERIAL		T/TERMICO							CANTIDAD	1	
FLIA / CONJUNTO	CUERPO CENTRAL		DIBUJO	FRANCO E. BRINSONI							
DESIGNACION	BARRA REFUERZO TRANSVERSAL		APROBO								
MAQUINA	SEGADORA ROTATIVA DE EJE VERTICAL		FECHA	26/04/2018		REV. N°					
TESIS DE GRADO			CODIGO			PLANO N°		00291			
			OBSERVACIONES	NO MEDIR SOBRE EL PLANO						ESCALA S/E	



DETALLE B

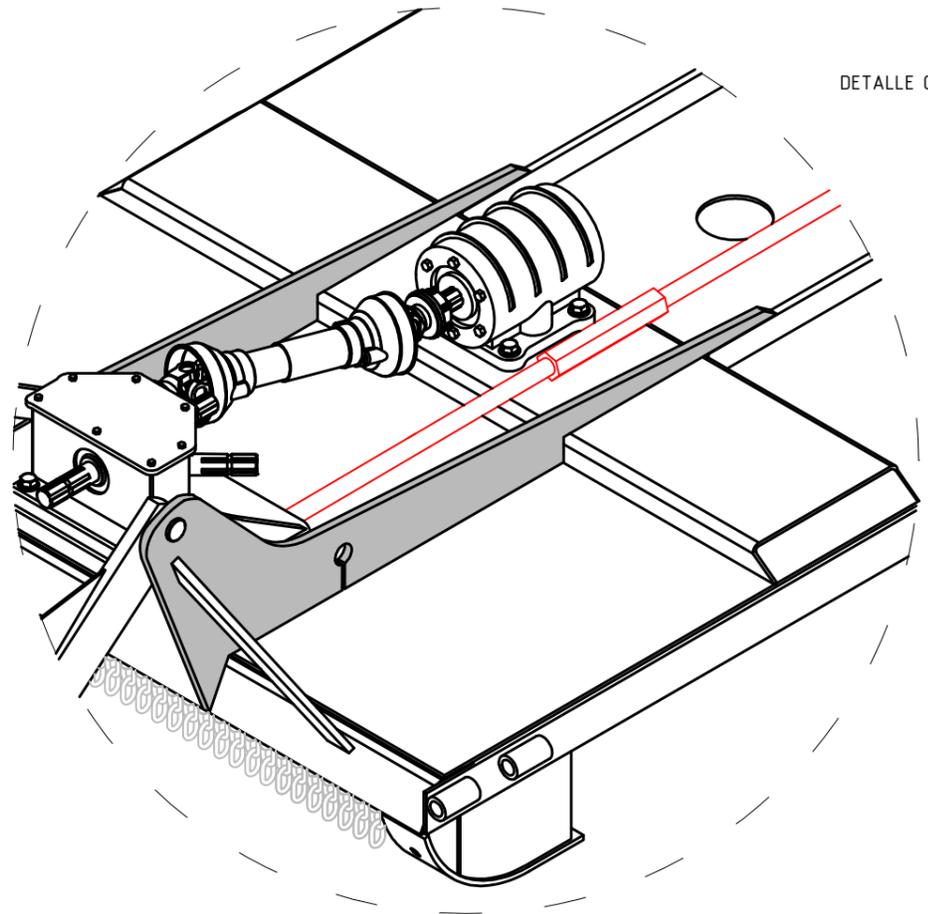


e = 15.88 mm

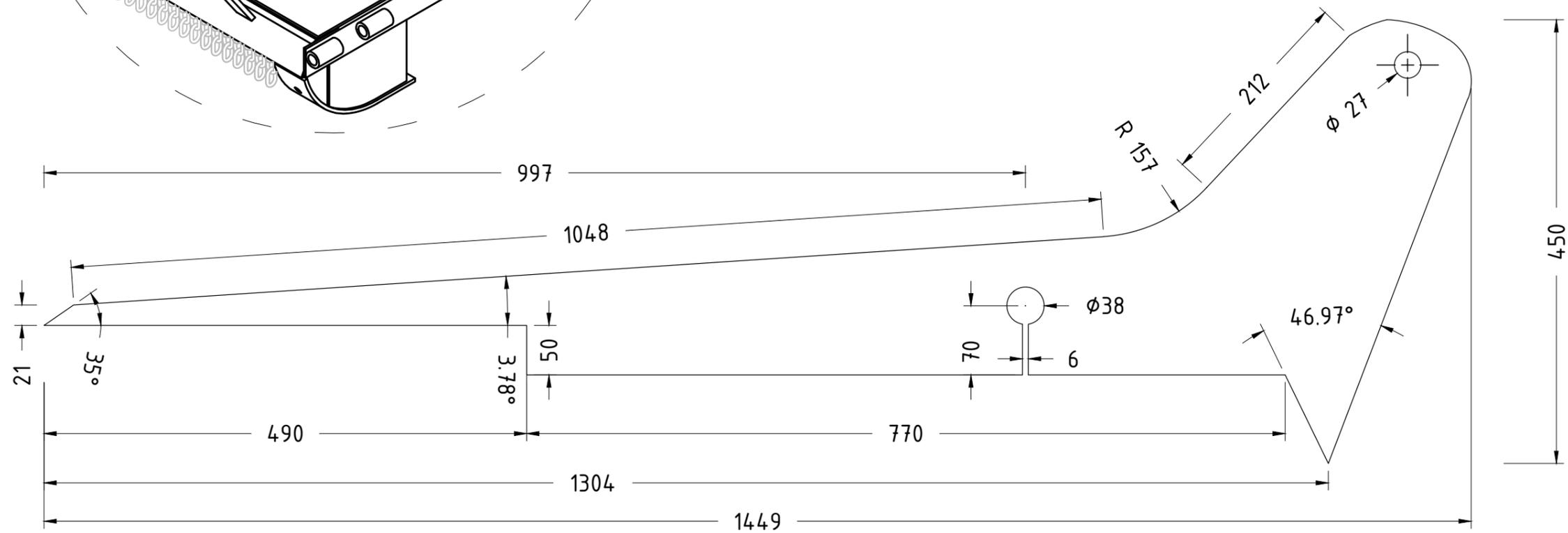
TOLERANCIAS NO INDICADAS

PIEZAS MECANIZADAS			CONSTRUCCIONES SOLDADAS Y/O ESTRUCTURAS									
AGUJEROS: -0,00 +0,1	ANGULOS: ± 0° 30'	CHAFLANES NO ACOTADOS 1 X 45° FORJA Y/O FUNDICION: ± 0,8	DESDE	0,5	3	6	30	120	315	1000	2000	
EJE: +0,00 -0,1	MATAR CANTOS VIVOS RADIOS NO ACOTADOS: 1/1,5		HASTA	3	6	30	120	315	1000	2000	4000	
ESPESOR: ± 0,05			TOLERANCIA	± 0,1	± 0,1	± 0,2	± 0,3	± 0,5	± 0,8	± 1,2	± 2,0	
MATERIAL		T/TERMICO						CANTIDAD	1			
FLIA / CONJUNTO	ALAS		DIBUJO	FRANCO E. BRINSONI								
DESIGNACION	BARRA REFUERZO LONGITUDINAL		APROBO									
MAQUINA	SEGADORA ROTATIVA DE EJE VERTICAL		FECHA	26/04/2018	REV. N°							
TESIS DE GRADO			CODIGO		PLANO N°	00292						
			OBSERVACIONES	NO MEDIR SOBRE EL PLANO						ESCALA	S/E	





DETALLE C



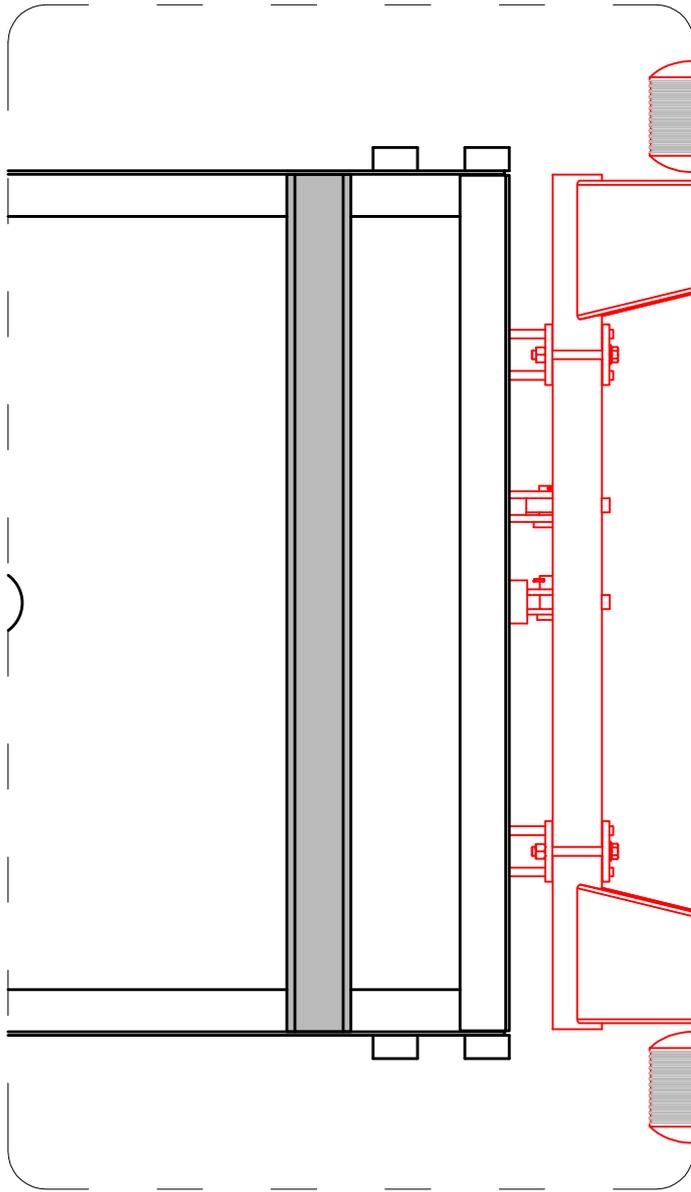
TOLERANCIAS NO INDICADAS

PIEZAS MECANIZADAS			CONSTRUCCIONES SOLDADAS Y/O ESTRUCTURAS								
AGUJEROS: -0,00 +0,1	ANGULOS: ± 0° 30'	CHAFLANES NO ACOTADOS 1 X 45°	DESDE	0,5	3	6	30	120	315	1000	2000
EJE: +0,00 -0,1	MATAR CANTOS VIVOS	FORJA Y/O FUNDICION: ± 0,8	HASTA	3	6	30	120	315	1000	2000	4000
ESPESOR: ± 0,05	RADIOS NO ACOTADOS: 1/1,5		TOLERANCIA	± 0,1	± 0,1	± 0,2	± 0,3	± 0,5	± 0,8	± 1,2	± 2,0
MATERIAL	T/TERMICO		CANTIDAD								1
FLIA / CONJUNTO	CUERPO CENTRAL		DIBUJO		FRANCO E. BRINSONI						
DESIGNACION	PLACA ENGANCHE DELANTERO		APROBO								
MAQUINA	SEGADORA ROTATIVA DE EJE VERTICAL		FECHA		26/04/2018		REV. N°				
TESIS DE GRADO			CODIGO				PLANO N°		00293		
			OBSERVACIONES		NO MEDIR SOBRE EL PLANO					ESCALA S/E	

e = 15.88 mm

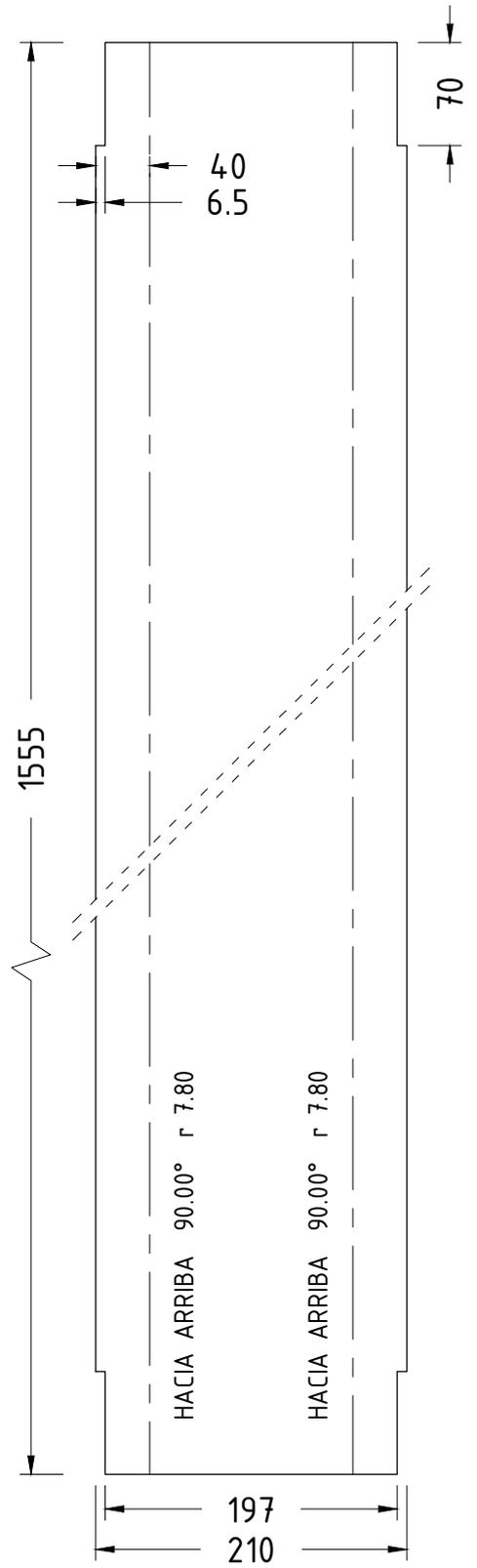


UTN



DETALLE D

e = 6.35 mm

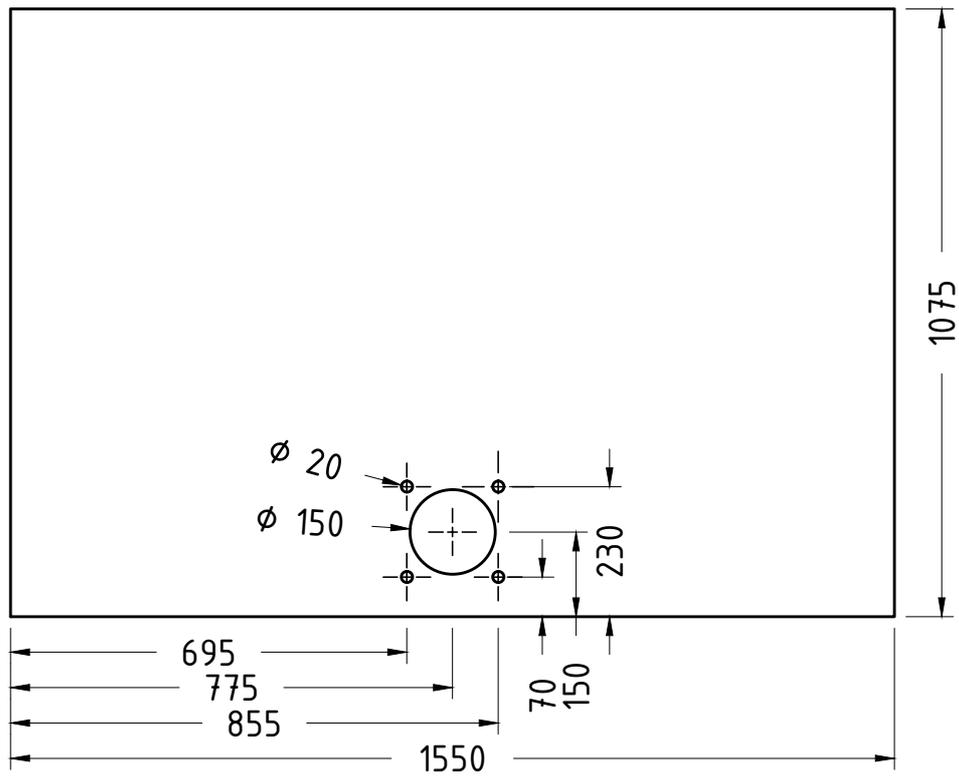


TOLERANCIAS NO INDICADAS

PIEZAS MECANIZADAS			CONSTRUCCIONES SOLDADAS Y/O ESTRUCTURAS									
AGUJEROS: -0,00 +0,1	ANGULOS: ± 0° 30'	CHAFLANES NO ACOTADOS 1 X 45° FORJA Y/O FUNDICION: ± 0,8	DESDE	0,5	3	6	30	120	315	1000	2000	
EJE: +0,00 -0,1	MATAR CANTOS VIVOS RADIOS NO ACOTADOS: 1/1,5		HASTA	3	6	30	120	315	1000	2000	4000	
ESPESOR: ± 0,05			TOLERANCIA	± 0,1	± 0,1	± 0,2	± 0,3	± 0,5	± 0,8	± 1,2	± 2,0	
MATERIAL		T/TERMICO						CANTIDAD	1			
FLIA / CONJUNTO	CUERPO CENTRAL		DIBUJO	FRANCO E. BRINSONI								
DESIGNACION	ARANDELA REFUERZO		APROBO									
MAQUINA	SEGADORA ROTATIVA DE EJE VERTICAL		FECHA	26/04/2018			REV. N°					
TESIS DE GRADO			CODIGO					PLANO N°	00294			
			OBSERVACIONES	NO MEDIR SOBRE EL PLANO						ESCALA	S/E	



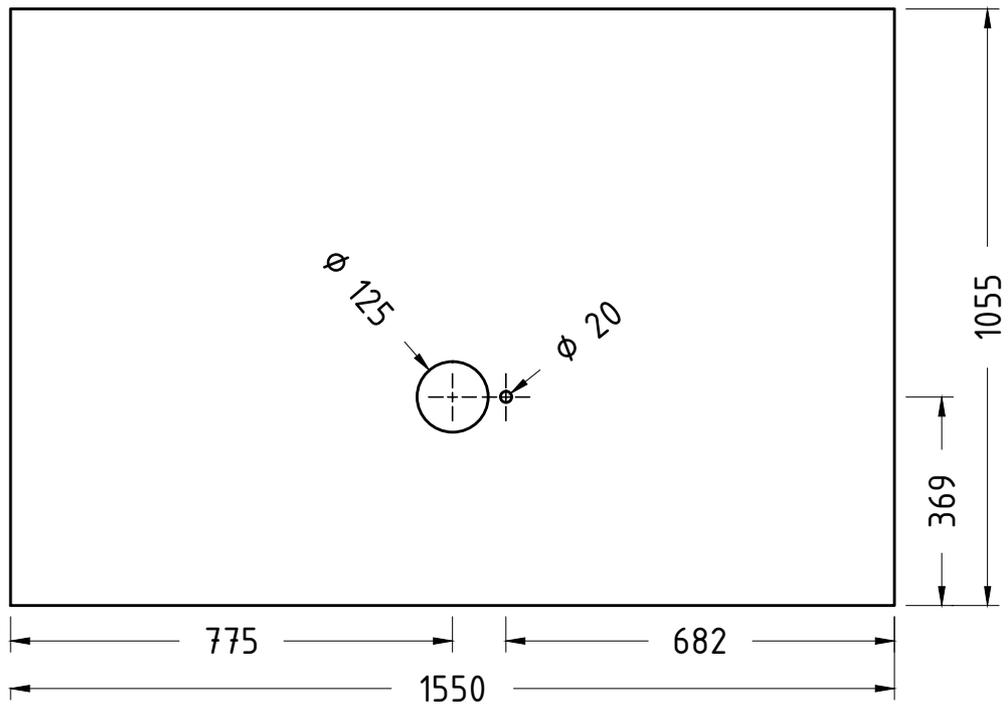
UTN



e = 6.35 mm

TOLERANCIAS NO INDICADAS

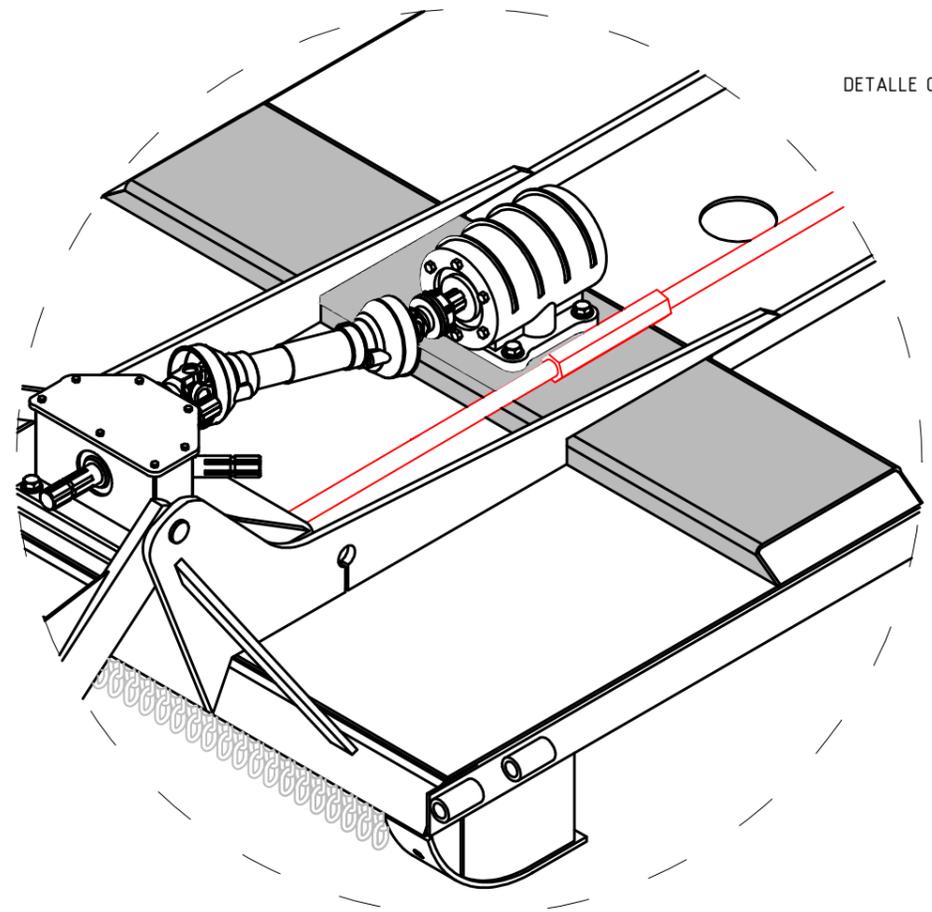
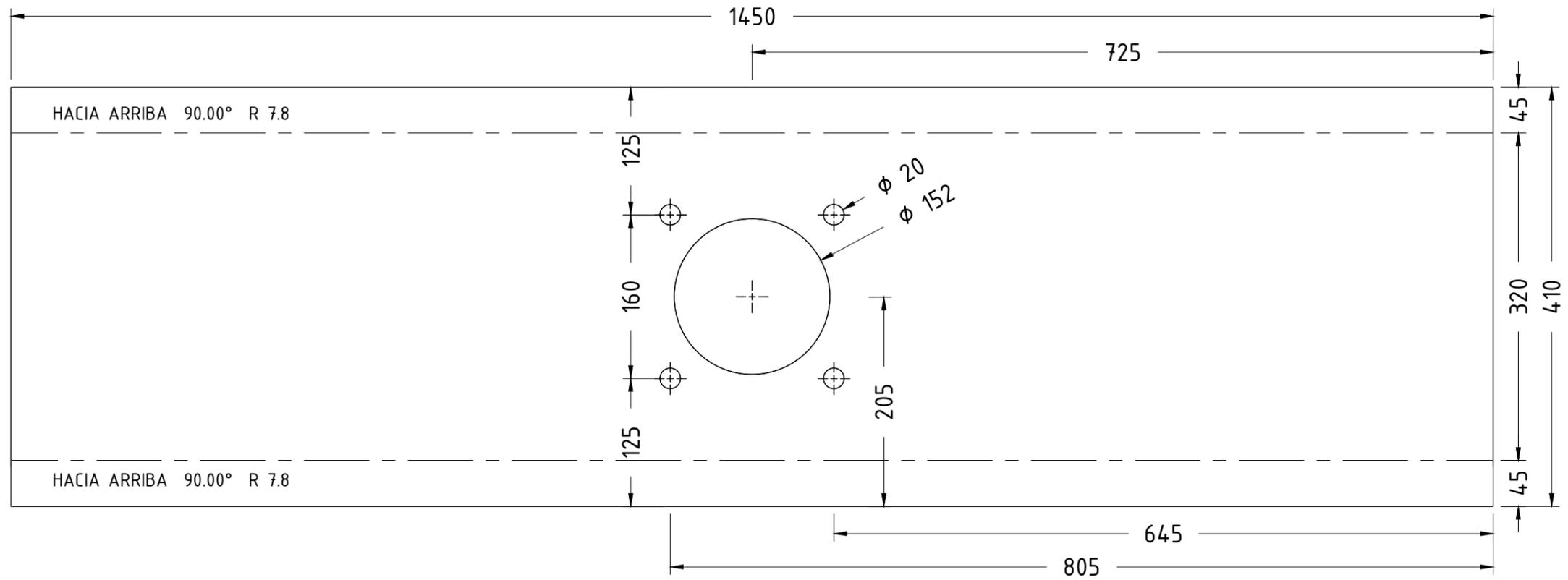
PIEZAS MECANIZADAS			CONSTRUCCIONES SOLDADAS Y/O ESTRUCTURAS								
AGUJEROS: -0,00 +0,1	ANGULOS: ± 0° 30'	CHAFLANES NO ACOTADOS 1 X 45° FORJA Y/O FUNDICION: ± 0,8	DESDE	0,5	3	6	30	120	315	1000	2000
EJE: +0,00 -0,1	MATAR CANTOS VIVOS		HASTA	3	6	30	120	315	1000	2000	4000
ESPESOR: ± 0,05	RADIOS NO ACOTADOS: 1/1,5		TOLERANCIA	± 0,1	± 0,1	± 0,2	± 0,3	± 0,5	± 0,8	± 1,2	± 2,0
MATERIAL	T/TERMICO		CANTIDAD							1	
FLIA / CONJUNTO	CUERPO CENTRAL		DIBUJO	FRANCO E. BRINSONI							
DESIGNACION	PLACA DELANTERA		APROBO								
MAQUINA	SEGADORA ROTATIVA DE EJE VERTICAL		FECHA	26/04/2018			REV. N°				
TESIS DE GRADO	 UTN		CODIGO					PLANO N°	00295		
			OBSERVACIONES	NO MEDIR SOBRE EL PLANO					ESCALA	S/E	



e = 6.35 mm

TOLERANCIAS NO INDICADAS

PIEZAS MECANIZADAS			CONSTRUCCIONES SOLDADAS Y/O ESTRUCTURAS								
AGUJEROS: -0,00 +0,1	ANGULOS: $\pm 0^\circ 30'$	CHAFLANES NO ACOTADOS 1 X 45° FORJA Y/O FUNDICION: $\pm 0,8$	DESDE	0,5	3	6	30	120	315	1000	2000
EJE: +0,00 -0,1	MATAR CANTOS VIVOS		HASTA	3	6	30	120	315	1000	2000	4000
ESPESOR: $\pm 0,05$	RADIOS NO ACOTADOS: 1/1,5		TOLERANCIA	$\pm 0,1$	$\pm 0,1$	$\pm 0,2$	$\pm 0,3$	$\pm 0,5$	$\pm 0,8$	$\pm 1,2$	$\pm 2,0$
MATERIAL	T/TERMICO		CANTIDAD						1		
FLIA / CONJUNTO	CUERPO CENTRAL		DIBUJO		FRANCO E. BRINSONI						
DESIGNACION	PLACA TRASERA		APROBO								
MAQUINA	SEGADORA ROTATIVA DE EJE VERTICAL		FECHA		26/04/2018		REV. N°				
TESIS DE GRADO		 UTN	CODIGO				PLANO N°		00296		
			OBSERVACIONES						ESCALA		S/E
				NO MEDIR SOBRE EL PLANO							

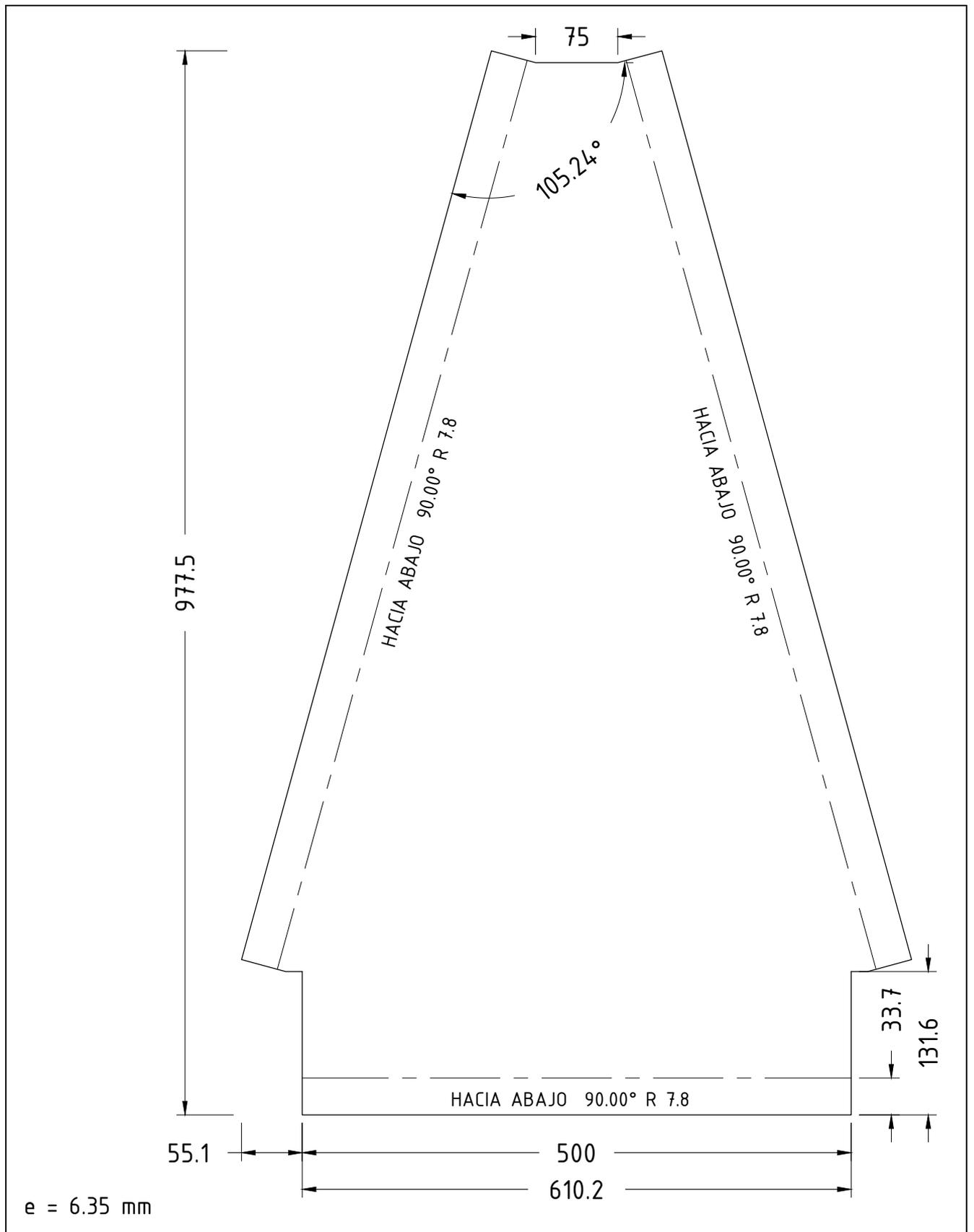


e = 6.35 mm

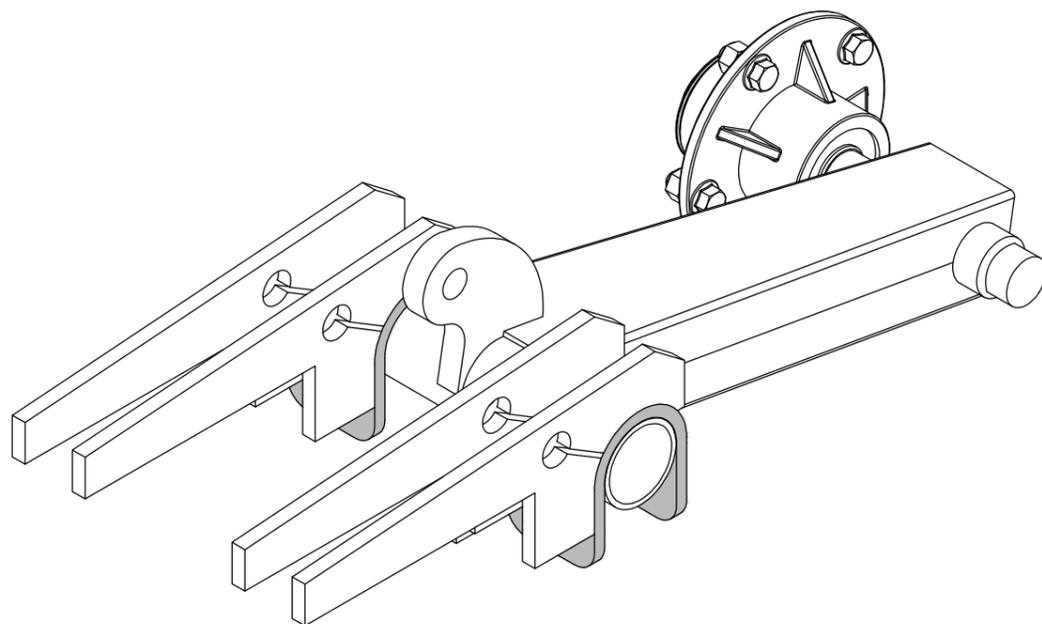
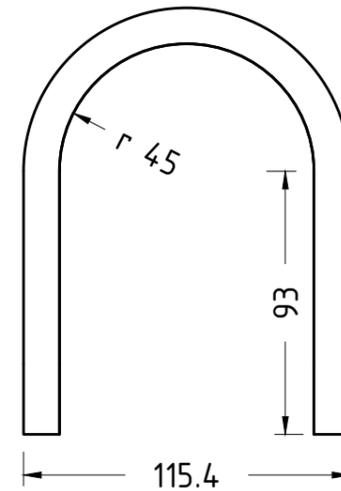
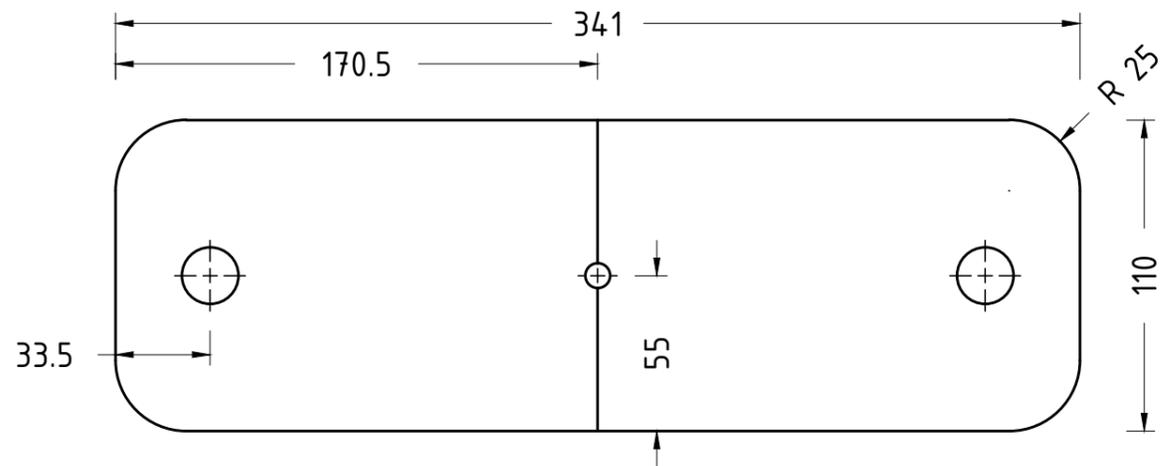
TOLERANCIAS NO INDICADAS												
PIEZAS MECANIZADAS						CONSTRUCCIONES SOLDADAS Y/O ESTRUCTURAS						
AGUJEROS: -0,00 +0,1	ANGULOS: ± 0° 30'	CHAFLANES NO ACOTADOS 1 X 45°	DESDE	0,5	3	6	30	120	315	1000	2000	
EJE: +0,00 -0,1	MATAR CANTOS VIVOS	FORJA Y/O FUNDICION: ± 0,8	HASTA	3	6	30	120	315	1000	2000	4000	
ESPESOR: ± 0,05	RADIOS NO ACOTADOS: 1/1,5		TOLERANCIA	± 0,1	± 0,1	± 0,2	± 0,3	± 0,5	± 0,8	± 1,2	± 2,0	
MATERIAL	T/TERMICO					CANTIDAD					1	
FLIA / CONJUNTO	CUERPO CENTRAL					DIBUJO		FRANCO E. BRINSONI				
DESIGNACION	CAJON REFUERZO TRANSVERSAL					APROBO						
MAQUINA	SEGADORA ROTATIVA DE EJE VERTICAL					FECHA		26/04/2018	REV. N°			
TESIS DE GRADO						CODIGO			PLANO N°		00297	
										OBSERVACIONES		ESCALA
										NO MEDIR SOBRE EL PLANO		S/E



UTN

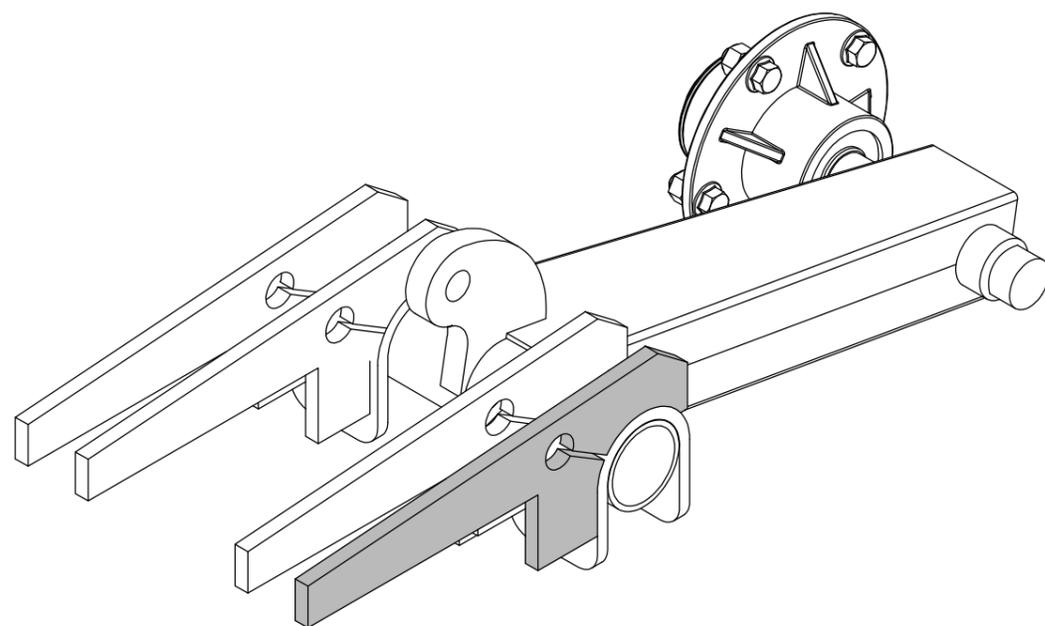
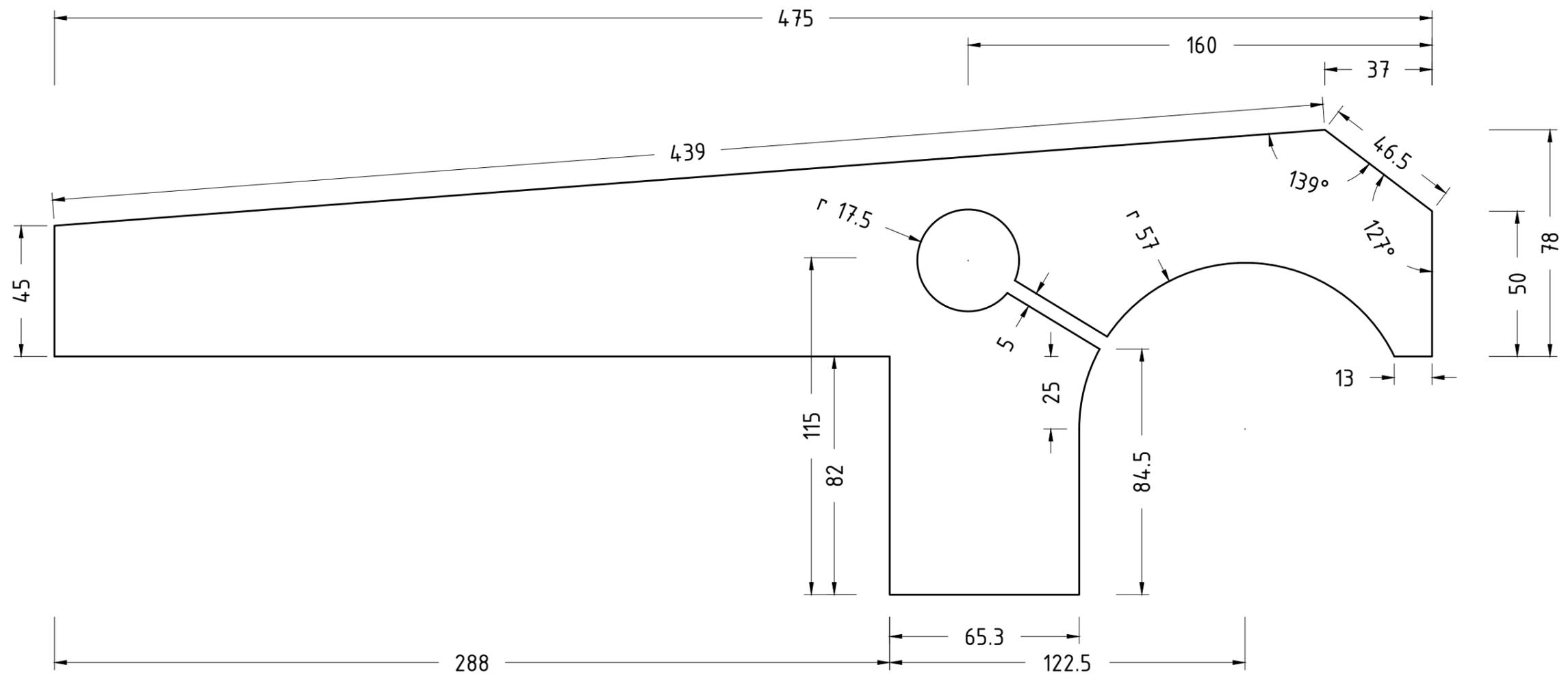


TOLERANCIAS NO INDICADAS											
PIEZAS MECANIZADAS				CONSTRUCCIONES SOLDADAS Y/O ESTRUCTURAS							
AGUJEROS: -0,00 +0,1	ANGULOS: ± 0° 30'	CHAFLANES NO ACOTADOS 1 X 45° FORJA Y/O FUNDICION: ± 0,8	DESDE	0,5	3	6	30	120	315	1000	2000
EJE: +0,00 -0,1	MATAR CANTOS VIVOS		HASTA	3	6	30	120	315	1000	2000	4000
ESPESOR: ± 0,05	RADIOS NO ACOTADOS: 1/1,5		TOLERANCIA	± 0,1	± 0,1	± 0,2	± 0,3	± 0,5	± 0,8	± 1,2	± 2,0
MATERIAL	T/TERMICO		CANTIDAD						1		
FLIA / CONJUNTO	CUERPO CENTRAL		DIBUJO		FRANCO E. BRINSONI						
DESIGNACION	PLACA PARA LANZA		APROBO								
MAQUINA	SEGADORA ROTATIVA DE EJE VERTICAL		FECHA		26/04/2018		REV. N°				
TESIS DE GRADO	 UTN		CODIGO				PLANO N°		00298		
			OBSERVACIONES						ESCALA		S/E
NO MEDIR SOBRE EL PLANO											



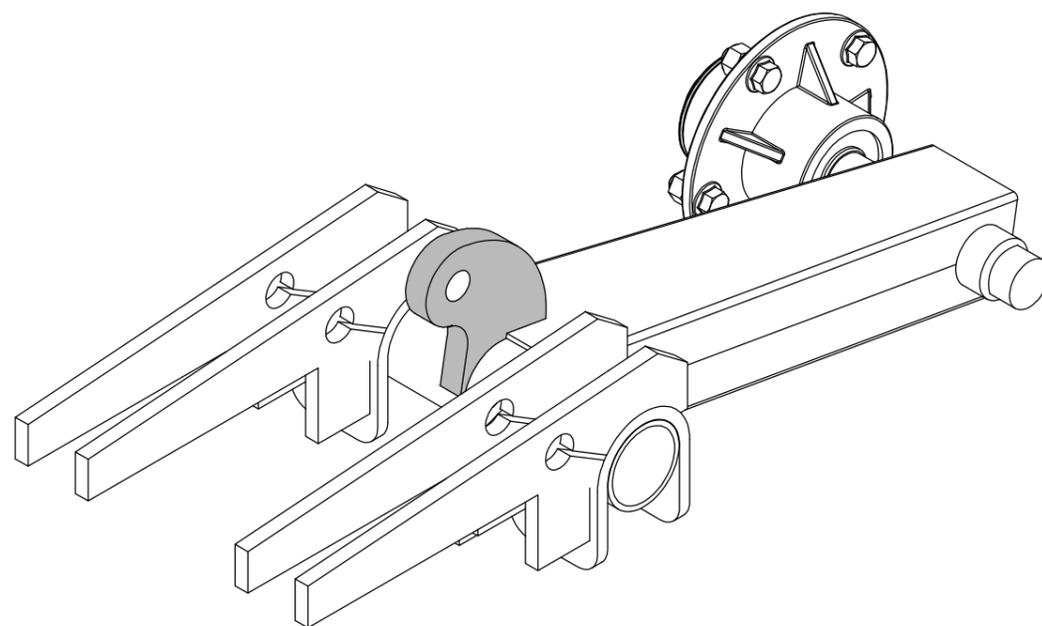
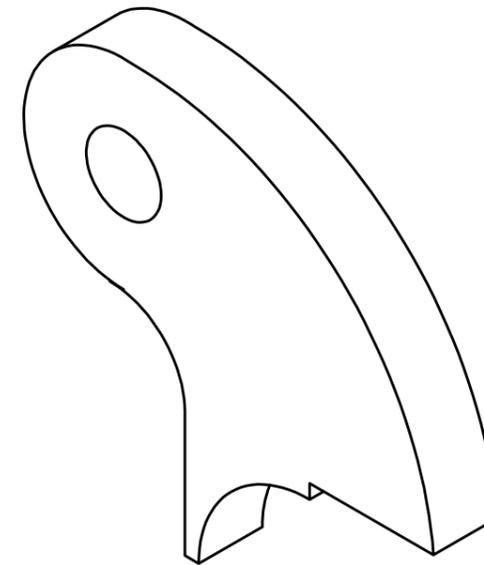
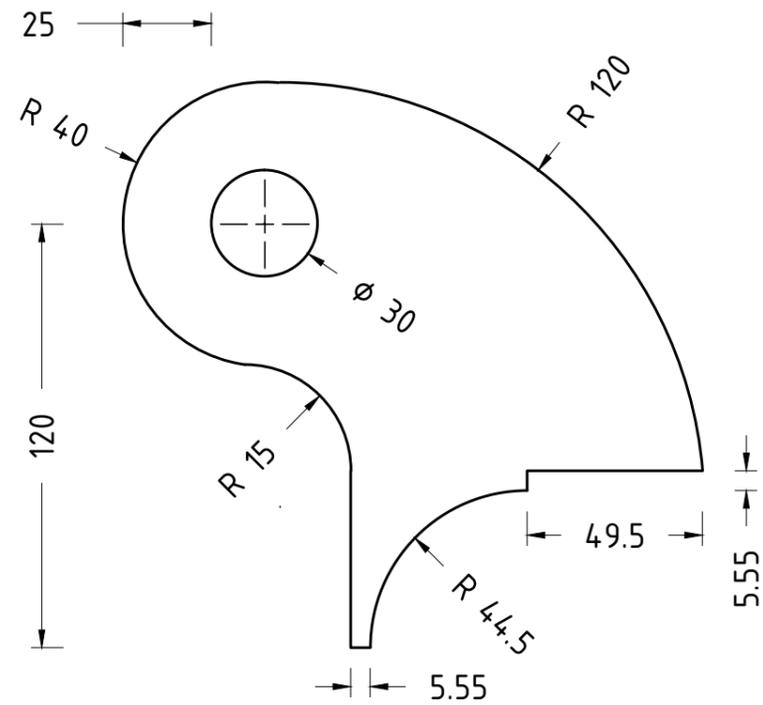
e = 12.7 mm

TOLERANCIAS NO INDICADAS											
PIEZAS MECANIZADAS				CONSTRUCCIONES SOLDADAS Y/O ESTRUCTURAS							
AGUJEROS: -0,00 +0,1	ANGULOS: ± 0° 30'	CHAFLANES NO ACOTADOS 1 X 45°	DESDE	0,5	3	6	30	120	315	1000	2000
EJE: +0,00 -0,1	MATAR CANTOS VIVOS	FORJA Y/O FUNDICION: ± 0,8	HASTA	3	6	30	120	315	1000	2000	4000
ESPESOR: ± 0,05	RADIOS NO ACOTADOS: 1/1,5		TOLERANCIA	± 0,1	± 0,1	± 0,2	± 0,3	± 0,5	± 0,8	± 1,2	± 2,0
MATERIAL	T/TERMICO		CANTIDAD								1
FLIA / CONJUNTO	EJE ALAS		DIBUJO		FRANCO E. BRINSONI						
DESIGNACION	U SOPORTE EJE		APROBO								
MAQUINA	SEGADORA ROTATIVA DE EJE VERTICAL		FECHA		26/04/2018		REV. N°				
TESIS DE GRADO			CODIGO				PLANO N°		00300		
			UTN		OBSERVACIONES					ESCALA	
					NO MEDIR SOBRE EL PLANO					S/E	



e = 16 mm

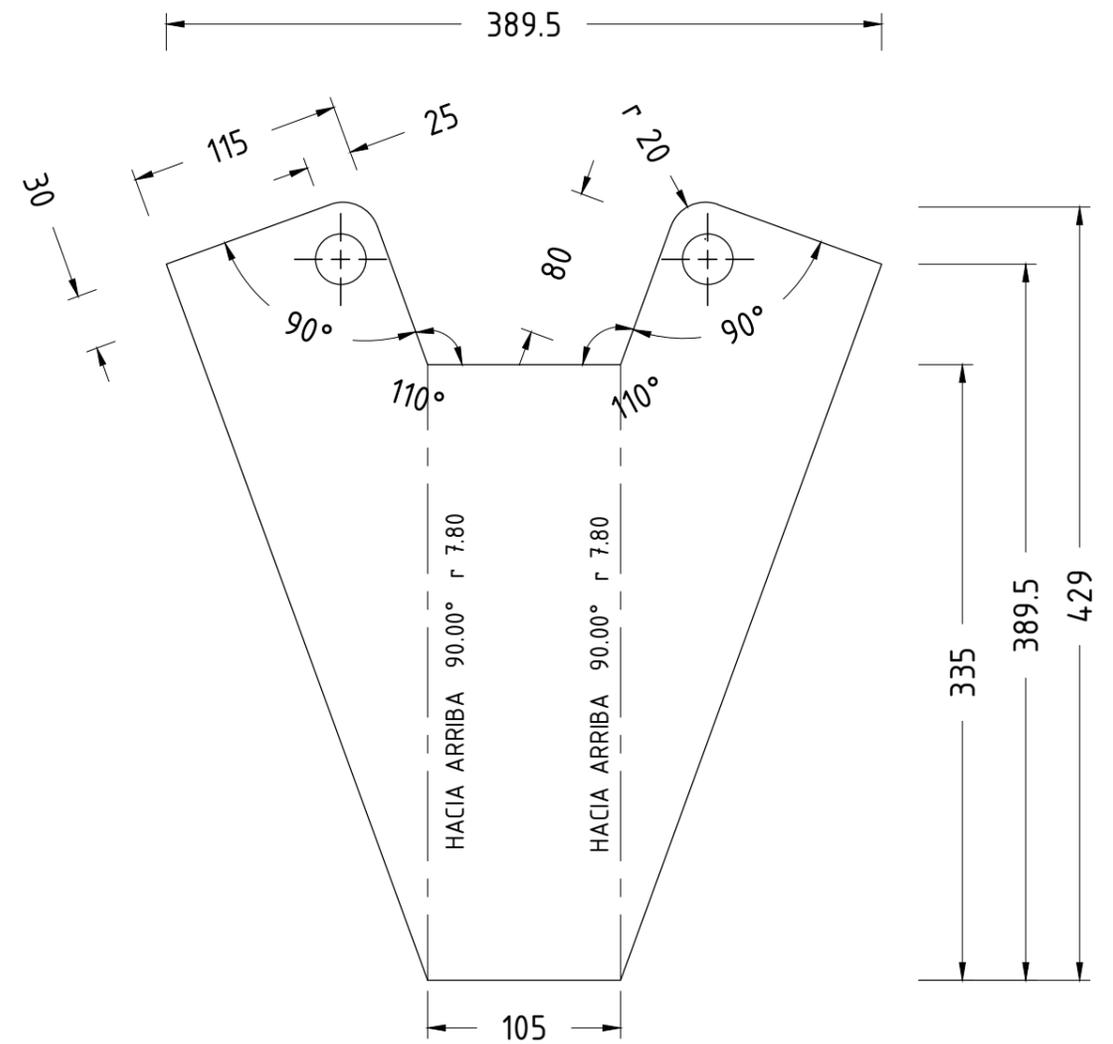
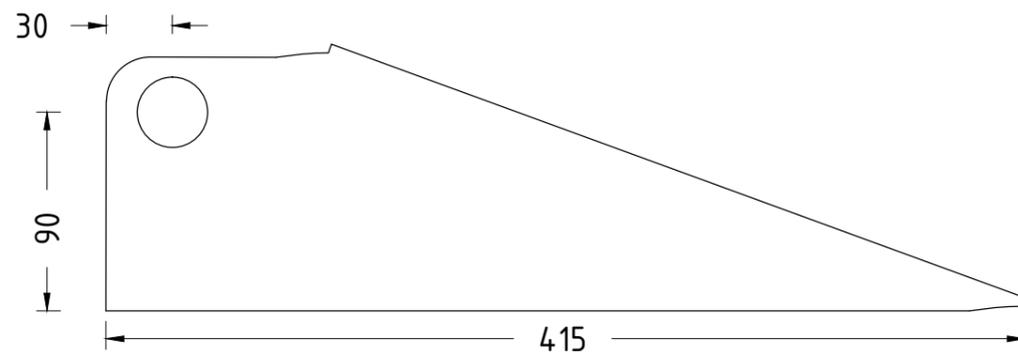
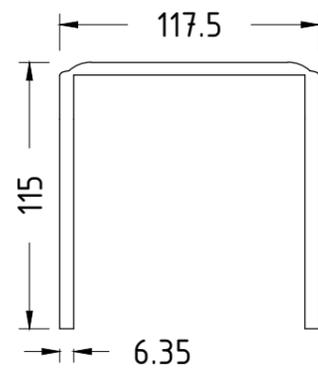
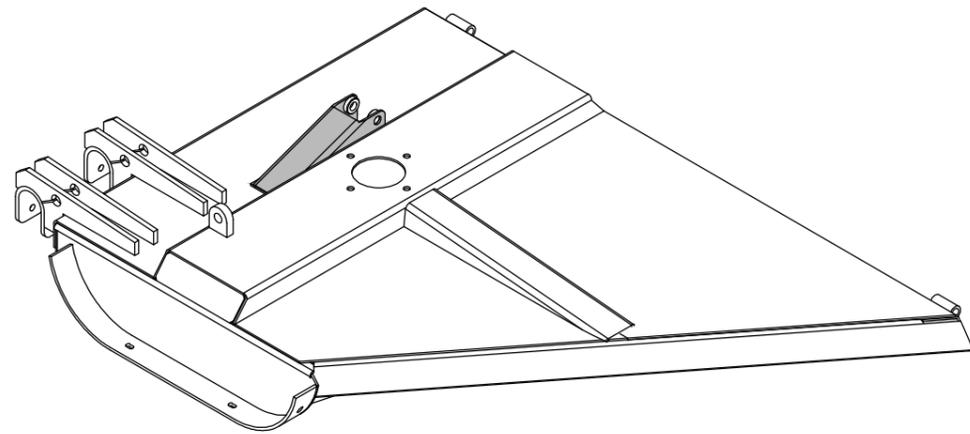
TOLERANCIAS NO INDICADAS											
PIEZAS MECANIZADAS				CONSTRUCCIONES SOLDADAS Y/O ESTRUCTURAS							
AGUJEROS: -0,00 +0,1	ANGULOS: ± 0° 30'	CHAFLANES NO ACOTADOS 1 X 45°	DESDE	0,5	3	6	30	120	315	1000	2000
EJE: +0,00 -0,1	MATAR CANTOS VIVOS	FORJA Y/O FUNDICION: ± 0,8	HASTA	3	6	30	120	315	1000	2000	4000
ESPESOR: ± 0,05	RADIOS NO ACOTADOS: 1/1,5		TOLERANCIA	± 0,1	± 0,1	± 0,2	± 0,3	± 0,5	± 0,8	± 1,2	± 2,0
MATERIAL	T/TERMICO		CANTIDAD								1
FLIA / CONJUNTO	EJE ALAS		DIBUJO		FRANCO E. BRINSONI						
DESIGNACION	PLACA SOPORTE EJE		APROBO								
MAQUINA	SEGADORA ROTATIVA DE EJE VERTICAL		FECHA		26/04/2018		REV. N°				
TESIS DE GRADO			CODIGO				PLANO N°		00310		
			OBSERVACIONES		NO MEDIR SOBRE EL PLANO					ESCALA	S/E
			UTN								



e = 25.4mm

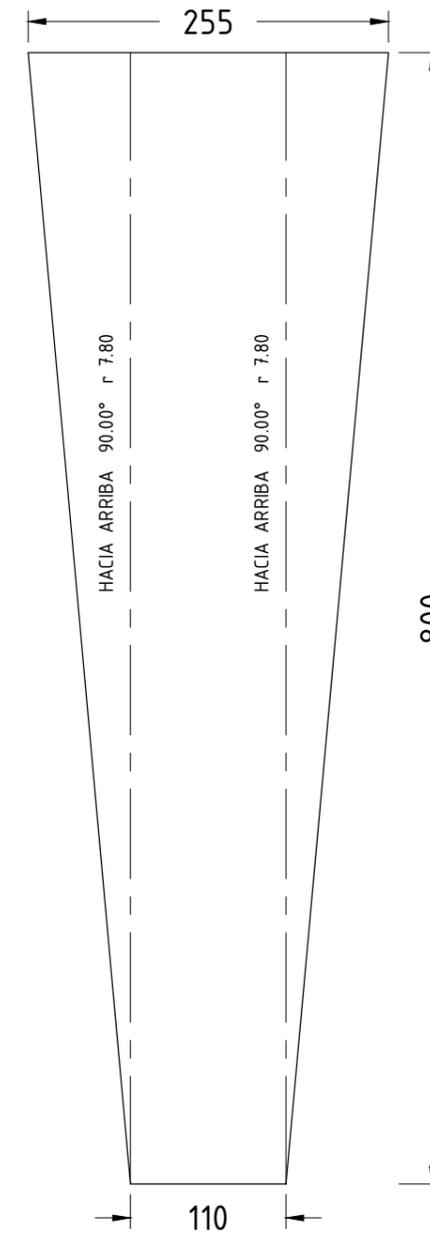
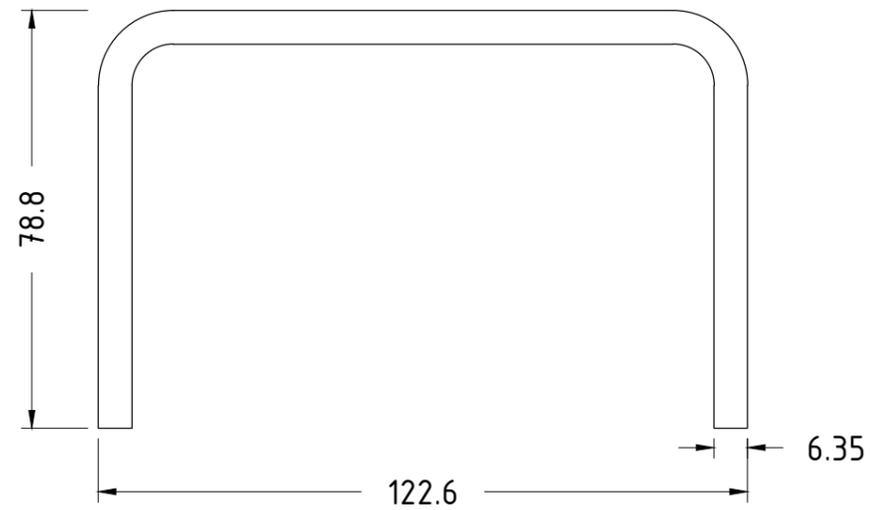
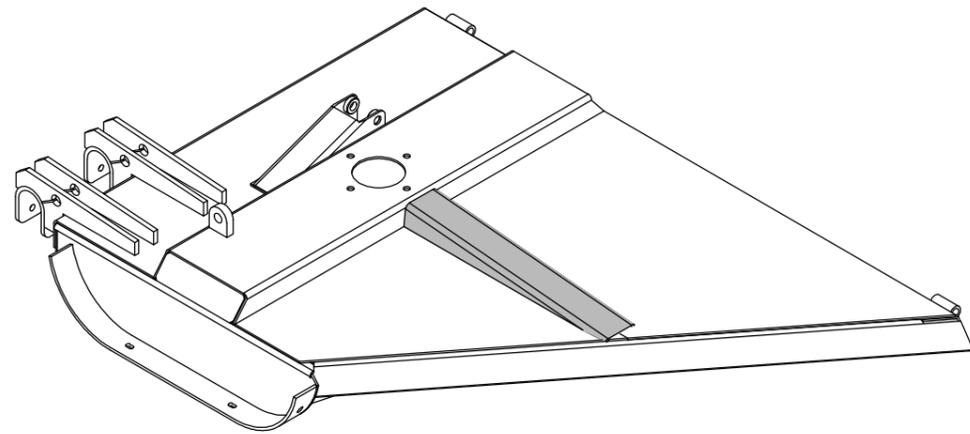
TOLERANCIAS NO INDICADAS											
PIEZAS MECANIZADAS			CONSTRUCCIONES SOLDADAS Y/O ESTRUCTURAS								
AGUJEROS: -0,00 +0,1	ANGULOS: $\pm 0^\circ 30'$	CHAFLANES NO ACOTADOS 1 X 45°	DESDE	0,5	3	6	30	120	315	1000	2000
EJE: +0,00 -0,1	MATAR CANTOS VIVOS	FORJA Y/O FUNDICION: $\pm 0,8$	HASTA	3	6	30	120	315	1000	2000	4000
ESPESOR: $\pm 0,05$	RADIOS NO ACOTADOS: 1/1,5		TOLERANCIA	$\pm 0,1$	$\pm 0,1$	$\pm 0,2$	$\pm 0,3$	$\pm 0,5$	$\pm 0,8$	$\pm 1,2$	$\pm 2,0$
MATERIAL	T/TERMICO		CANTIDAD						1		
FLIA / CONJUNTO	EJE ALAS		DIBUJO			FRANCO E. BRINSONI					
DESIGNACION	ANCLAJE CILINDRO HIDRÁULICO		APROBO								
MAQUINA	SEGADORA ROTATIVA DE EJE VERTICAL		FECHA			26/04/2018		REV. N°			
TESIS DE GRADO			CODIGO					PLANO N°		00320	
			OBSERVACIONES			NO MEDIR SOBRE EL PLANO			ESCALA S/E		





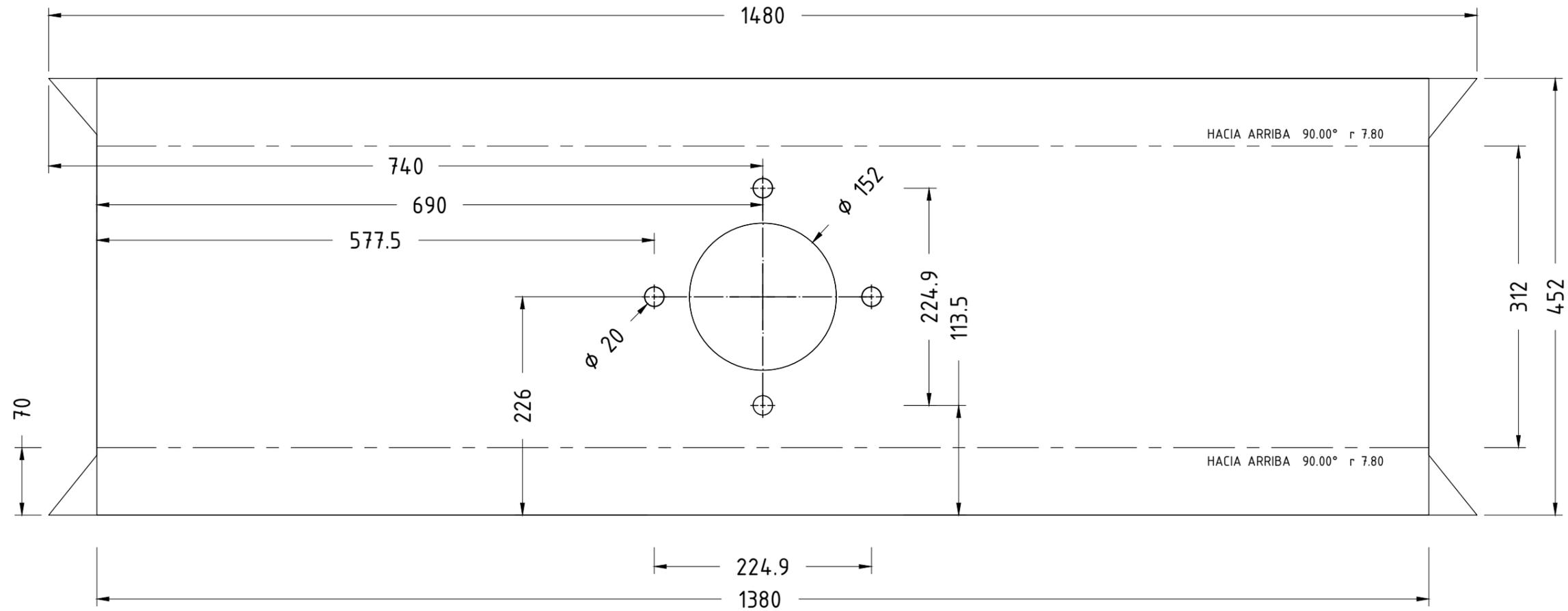
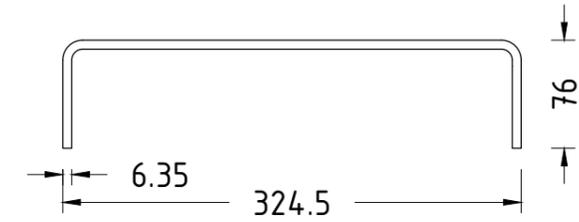
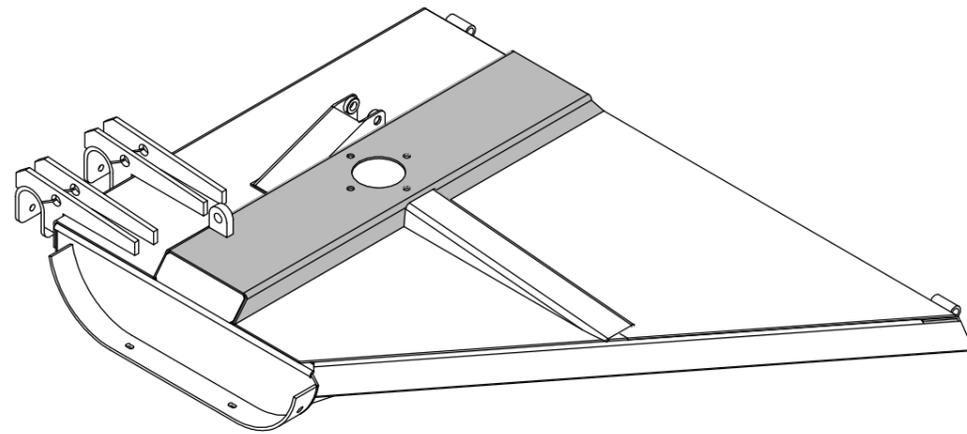
TOLERANCIAS NO INDICADAS											
PIEZAS MECANIZADAS				CONSTRUCCIONES SOLDADAS Y/O ESTRUCTURAS							
AGUJEROS: -0,00 +0,1	ANGULOS: ± 0° 30'	CHAFLANES NO ACOTADOS 1 X 45°	DESDE	0,5	3	6	30	120	315	1000	2000
EJE: +0,00 -0,1	MATAR CANTOS VIVOS	FORJA Y/O FUNDICION: ± 0,8	HASTA	3	6	30	120	315	1000	2000	4000
ESPESOR: ± 0,05	RADIOS NO ACOTADOS: 1/1,5		TOLERANCIA	± 0,1	± 0,1	± 0,2	± 0,3	± 0,5	± 0,8	± 1,2	± 2,0
MATERIAL	T/TERMICO		CANTIDAD						1		
FLIA / CONJUNTO	ALAS		DIBUJO		FRANCO E. BRINSONI						
DESIGNACION	SOPORTE CILINDRO HIDRÁULICO		APROBO								
MAQUINA	SEGADORA ROTATIVA DE EJE VERTICAL		FECHA		26/04/2018		REV. N°				
TESIS DE GRADO			CODIGO				PLANO N°		00330		
			OBSERVACIONES		NO MEDIR SOBRE EL PLANO					ESCALA S/E	





TOLERANCIAS NO INDICADAS

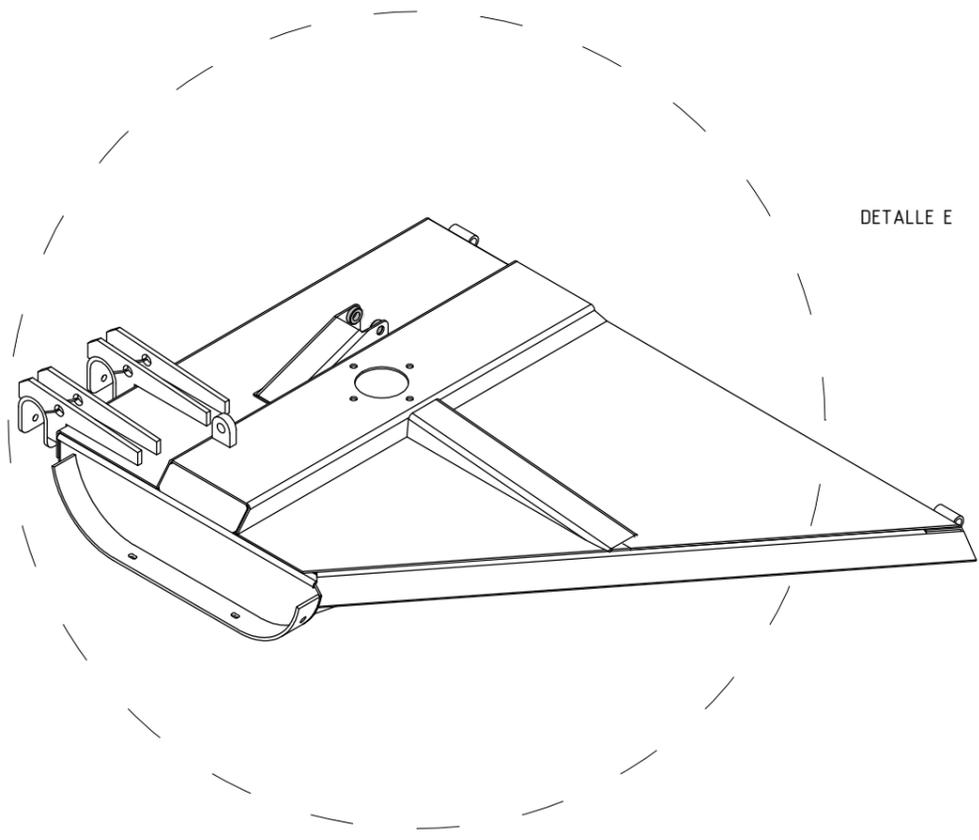
PIEZAS MECANIZADAS			CONSTRUCCIONES SOLDADAS Y/O ESTRUCTURAS								
AGUJEROS: -0,00 +0,1	ANGULOS: ± 0° 30'	CHAFLANES NO ACOTADOS 1 X 45°	DESDE	0,5	3	6	30	120	315	1000	2000
EJE: +0,00 -0,1	MATAR CANTOS VIVOS	FORJA Y/O FUNDICION: ± 0,8	HASTA	3	6	30	120	315	1000	2000	4000
ESPESOR: ± 0,05	RADIOS NO ACOTADOS: 1/1,5		TOLERANCIA	± 0,1	± 0,1	± 0,2	± 0,3	± 0,5	± 0,8	± 1,2	± 2,0
MATERIAL	T/TERMICO		CANTIDAD								1
FLIA / CONJUNTO	ALAS		DIBUJO		FRANCO E. BRINSONI						
DESIGNACION	REFUERZO LONGITUDINAL		APROBO								
MAQUINA	SEGADORA ROTATIVA DE EJE VERTICAL		FECHA		26/04/2018		REV. N°				
TESIS DE GRADO			CODIGO				PLANO N°		00340		
			OBSERVACIONES		NO MEDIR SOBRE EL PLANO					ESCALA	S/E
			UTN								



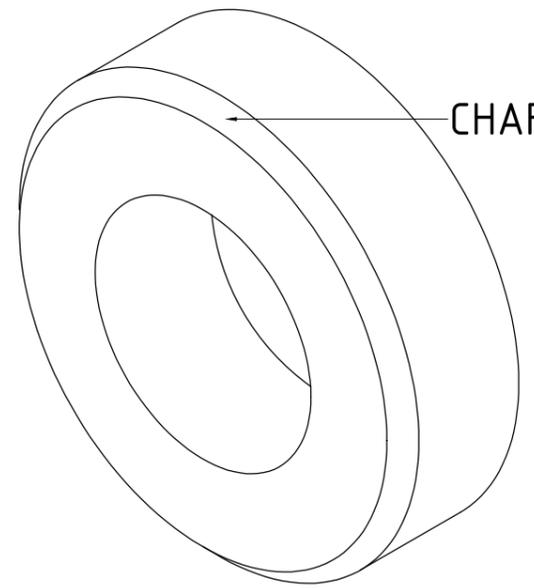
TOLERANCIAS NO INDICADAS

PIEZAS MECANIZADAS			CONSTRUCCIONES SOLDADAS Y/O ESTRUCTURAS								
AGUJEROS: -0,00 +0,1	ANGULOS: ± 0° 30'	CHAFLANES NO ACOTADOS 1 X 45°	DESDE	0,5	3	6	30	120	315	1000	2000
EJE: +0,00 -0,1	MATAR CANTOS VIVOS	FORJA Y/O FUNDICION: ± 0,8	HASTA	3	6	30	120	315	1000	2000	4000
ESPESOR: ± 0,05	RADIOS NO ACOTADOS: 1/1,5		TOLERANCIA	± 0,1	± 0,1	± 0,2	± 0,3	± 0,5	± 0,8	± 1,2	± 2,0
MATERIAL	T/TERMICO		CANTIDAD							1	
FLIA / CONJUNTO	ALAS		DIBUJO		FRANCO E. BRINSONI						
DESIGNACION	REFUERZO TRANSVERSAL		APROBO								
MAQUINA	SEGADORA ROTATIVA DE EJE VERTICAL		FECHA		26/04/2018		REV. N°				
TESIS DE GRADO			CODIGO				PLANO N°		00350		
			OBSERVACIONES		NO MEDIR SOBRE EL PLANO					ESCALA S/E	



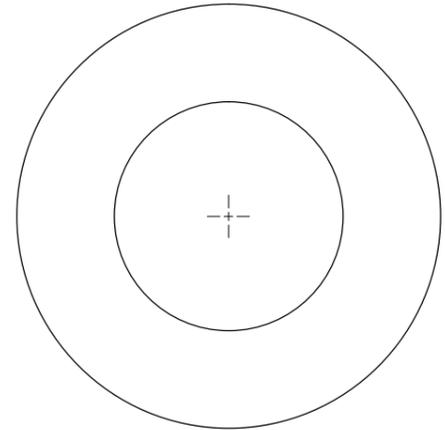


DETALLE E

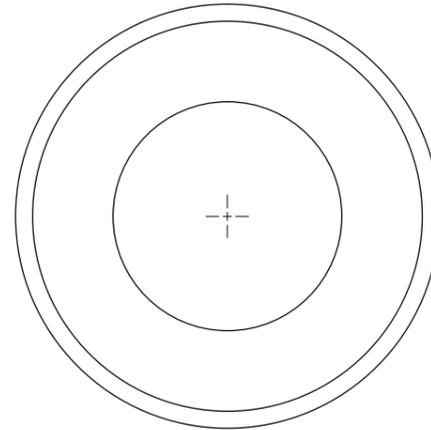


CHAFLAN 2 X 45°

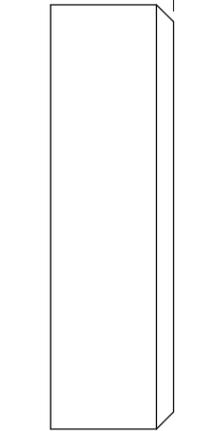
50
27



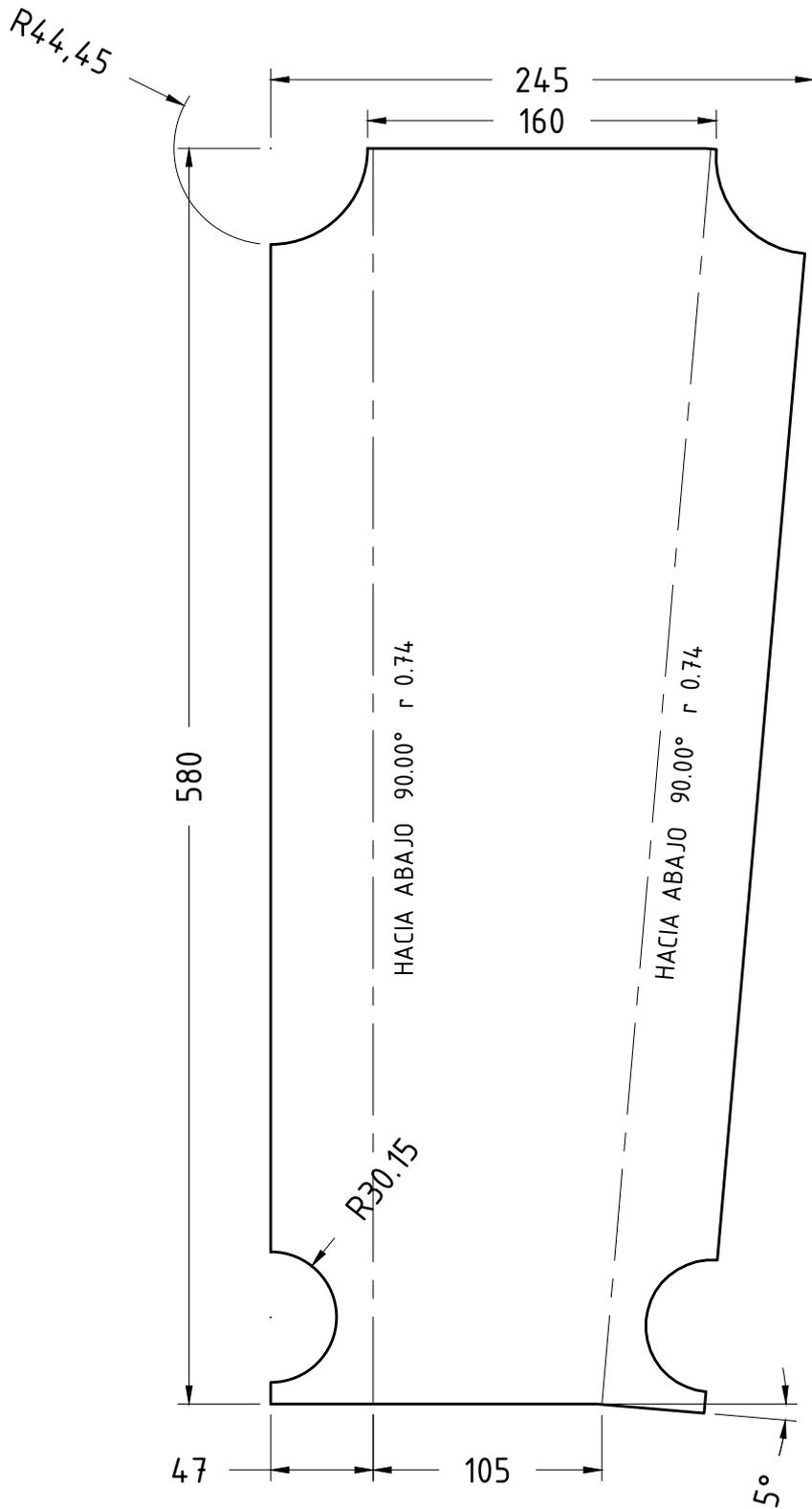
46



14.5



TOLERANCIAS NO INDICADAS											
PIEZAS MECANIZADAS						CONSTRUCCIONES SOLDADAS Y/O ESTRUCTURAS					
AGUJEROS: -0,00 +0,1	ANGULOS: ± 0° 30'	CHAFLANES NO ACOTADOS 1 X 45°	DESDE	0,5	3	6	30	120	315	1000	2000
EJE: +0,00 -0,1	MATAR CANTOS VIVOS	FORJA Y/O FUNDICION: ± 0,8	HASTA	3	6	30	120	315	1000	2000	4000
ESPESOR: ± 0,05	RADIOS NO ACOTADOS: 1/1,5		TOLERANCIA	± 0,1	± 0,1	± 0,2	± 0,3	± 0,5	± 0,8	± 1,2	± 2,0
MATERIAL	T/TERMICO					CANTIDAD					1
FLIA / CONJUNTO	ALAS					DIBUJO		FRANCO E. BRINSONI			
DESIGNACION	ARANDELA REFUERZO					APROBO					
MAQUINA	SEGADORA ROTATIVA DE EJE VERTICAL					FECHA		26/04/2018	REV. N°		
TESIS DE GRADO	 UTN					CODIGO		PLANO N°		00360	
						OBSERVACIONES					NO MEDIR SOBRE EL PLANO

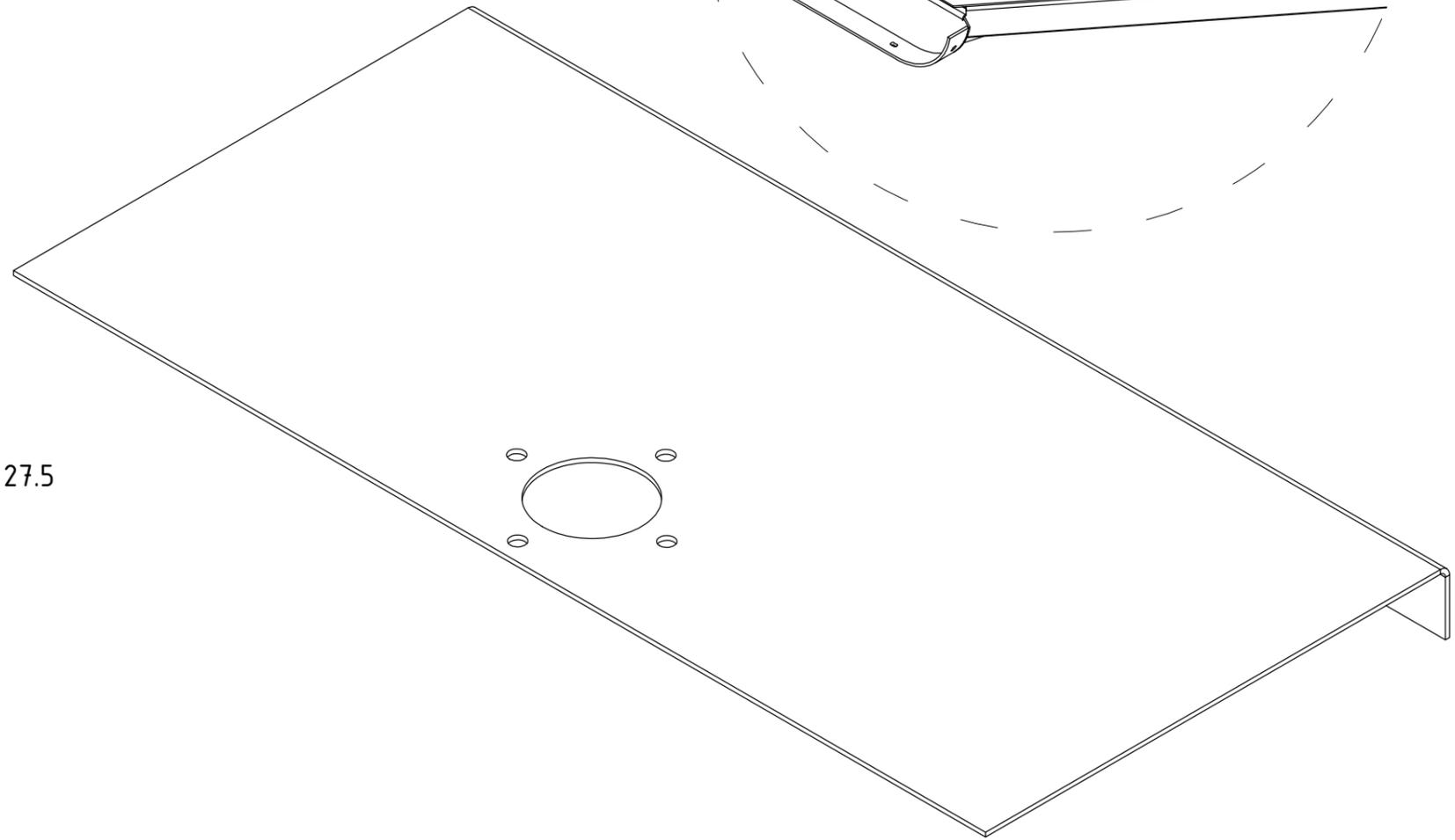
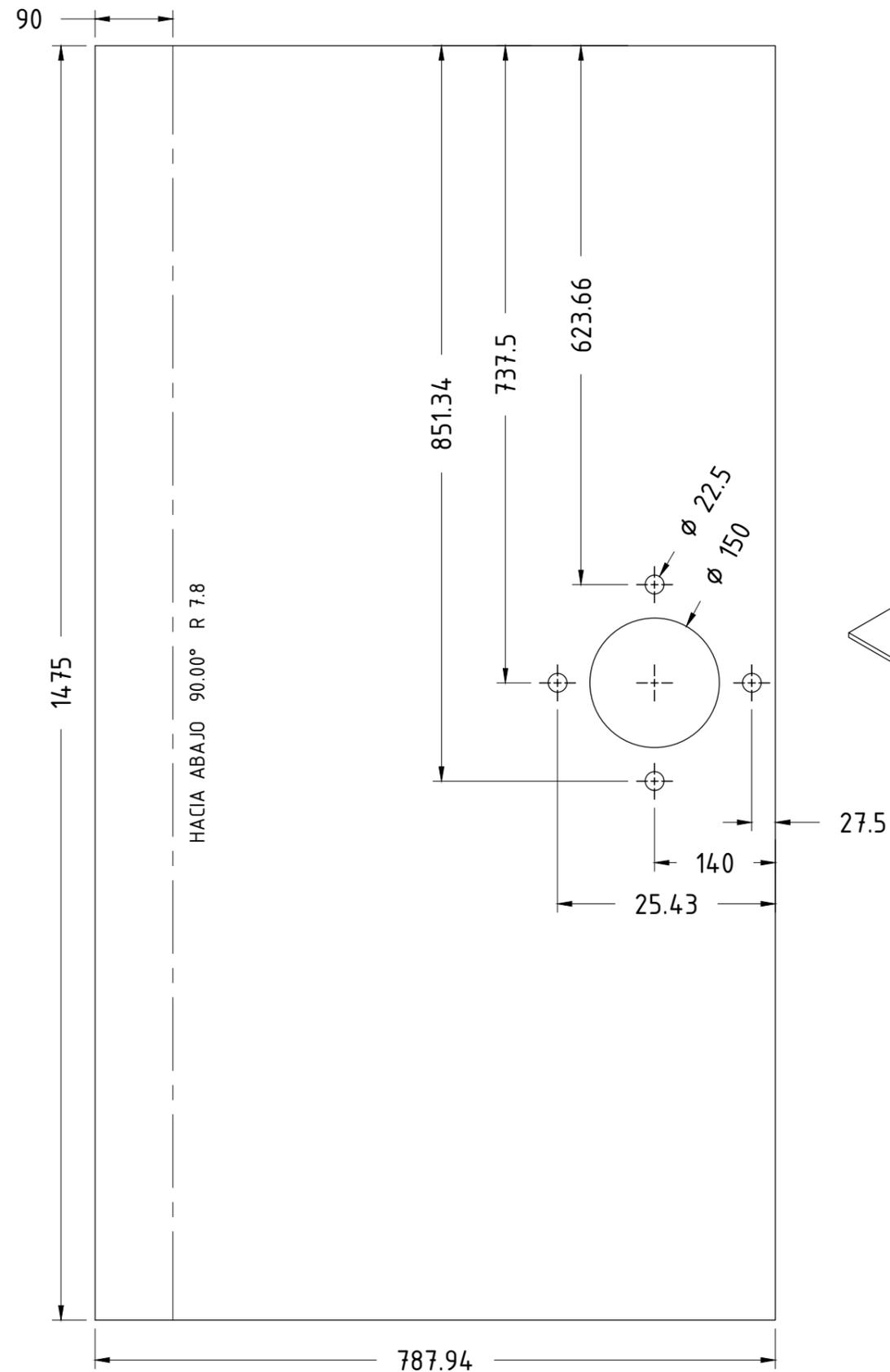
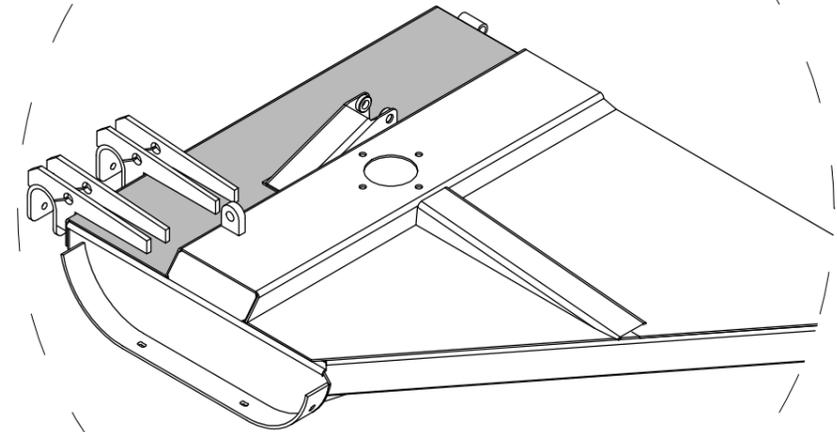


e = 6.35 mm

TOLERANCIAS NO INDICADAS

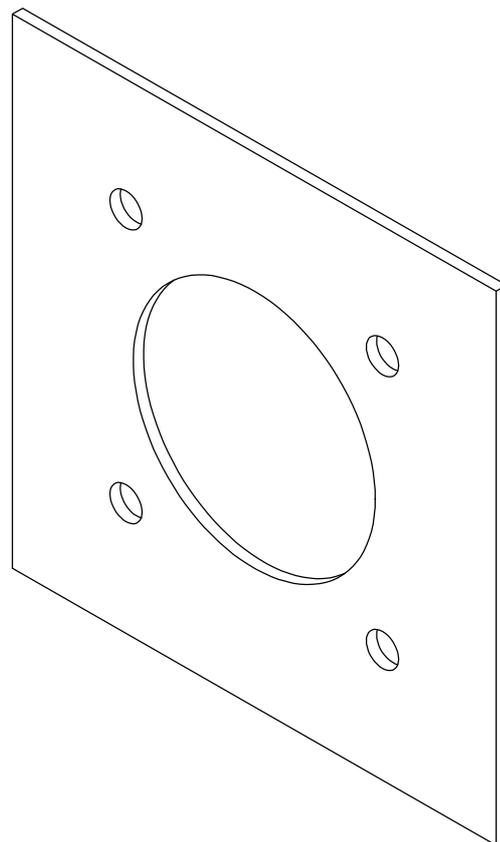
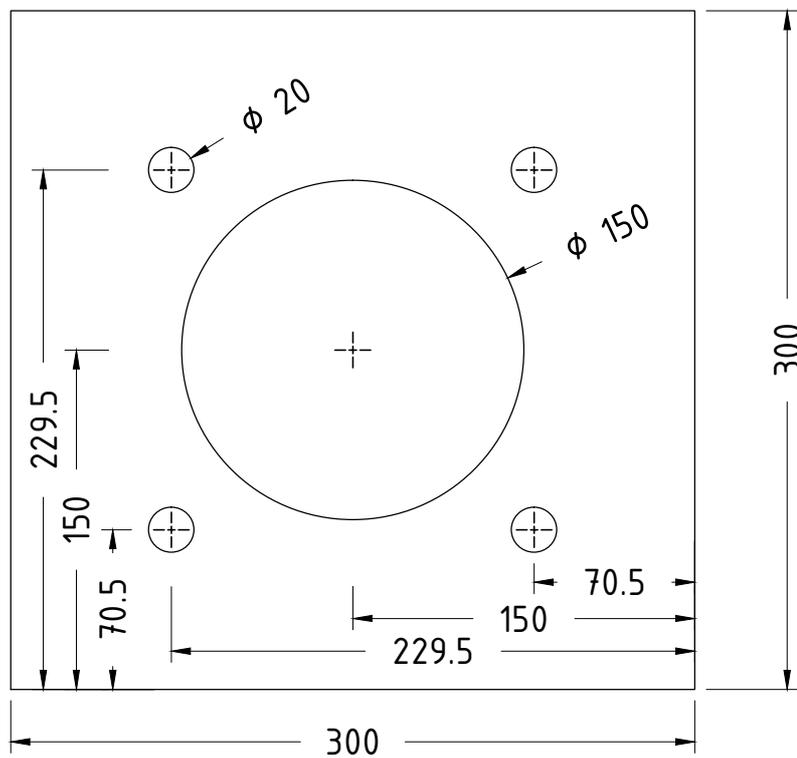
PIEZAS MECANIZADAS			CONSTRUCCIONES SOLDADAS Y/O ESTRUCTURAS								
AGUJEROS: -0,00 +0,1	ANGULOS: ± 0° 30'	CHAFLANES NO ACOTADOS 1 X 45° FORJA Y/O FUNDICION: ± 0,8	DESDE	0,5	3	6	30	120	315	1000	2000
EJE: +0,00 -0,1	MATAR CANTOS VIVOS		HASTA	3	6	30	120	315	1000	2000	4000
ESPESOR: ± 0,05	RADIOS NO ACOTADOS: 1/1,5		TOLERANCIA	± 0,1	± 0,1	± 0,2	± 0,3	± 0,5	± 0,8	± 1,2	± 2,0
MATERIAL	T/TERMICO		CANTIDAD							1	
FLIA / CONJUNTO	ALAS		DIBUJO	FRANCO E. BRINSONI							
DESIGNACION	PLEGADO SUPERIOR BRAZO ALA		APROBO								
MAQUINA	SEGADORA ROTATIVA DE EJE VERTICAL		FECHA	26/04/2018			REV. N°				
TESIS DE GRADO	 UTN		CODIGO					PLANO N°	00370		
			OBSERVACIONES							ESCALA	
			NO MEDIR SOBRE EL PLANO							S/E	

DETALLE E



TOLERANCIAS NO INDICADAS

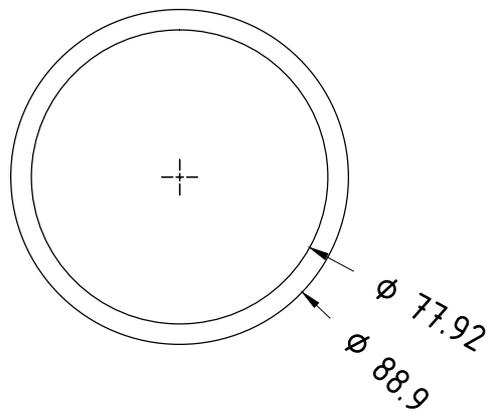
PIEZAS MECANIZADAS			CONSTRUCCIONES SOLDADAS Y/O ESTRUCTURAS								
AGUJEROS: -0,00 +0,1	ANGULOS: ± 0° 30'	CHAFLANES NO ACOTADOS 1 X 45°	DESDE	0,5	3	6	30	120	315	1000	2000
EJE: +0,00 -0,1	MATAR CANTOS VIVOS	FORJA Y/O FUNDICION: ± 0,8	HASTA	3	6	30	120	315	1000	2000	4000
ESPESOR: ± 0,05	RADIOS NO ACOTADOS: 1/1,5		TOLERANCIA	± 0,1	± 0,1	± 0,2	± 0,3	± 0,5	± 0,8	± 1,2	± 2,0
MATERIAL	T/TERMICO		CANTIDAD								
FLIA / CONJUNTO	ALAS		DIBUJO		FRANCO E. BRINSONI						
DESIGNACION	PLACA TRASERA		APROBO								
MAQUINA	SEGADORA ROTATIVA DE EJE VERTICAL		FECHA		26/04/2018		REV. N°				
TESIS DE GRADO			CODIGO				PLANO N°		00380		
			OBSERVACIONES		NO MEDIR SOBRE EL PLANO					ESCALA	
			UTN							S/E	



e = 6.35 mm

TOLERANCIAS NO INDICADAS

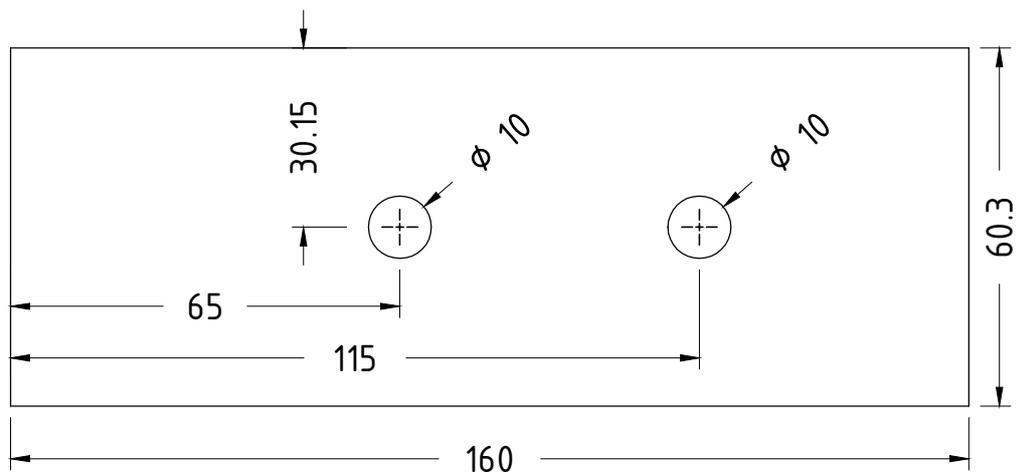
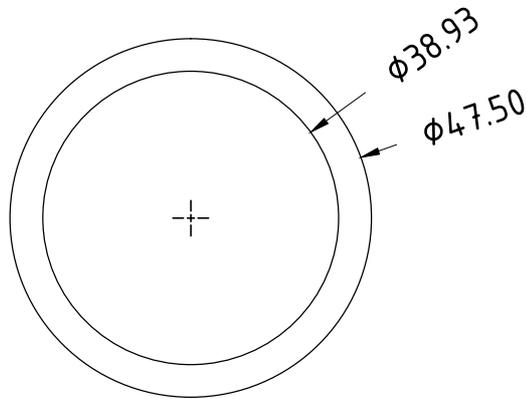
PIEZAS MECANIZADAS			CONSTRUCCIONES SOLDADAS Y/O ESTRUCTURAS								
AGUJEROS: -0,00 +0,1	ANGULOS: $\pm 0^\circ 30'$	CHAFLANES NO ACOTADOS 1 X 45° FORJA Y/O FUNDICION: $\pm 0,8$	DESDE	0,5	3	6	30	120	315	1000	2000
EJE: +0,00 -0,1	MATAR CANTOS VIVOS		HASTA	3	6	30	120	315	1000	2000	4000
ESPESOR: $\pm 0,05$	RADIOS NO ACOTADOS: 1/1,5		TOLERANCIA	$\pm 0,1$	$\pm 0,1$	$\pm 0,2$	$\pm 0,3$	$\pm 0,5$	$\pm 0,8$	$\pm 1,2$	$\pm 2,0$
MATERIAL	T/TERMICO		CANTIDAD							1	
FLIA / CONJUNTO	ALAS		DIBUJO		FRANCO E. BRINSONI						
DESIGNACION	PLACA REFUERZO INFERIOR CAJA		APROBO								
MAQUINA	SEGADORA ROTATIVA DE EJE VERTICAL		FECHA		26/04/2018		REV. N°				
TESIS DE GRADO		 UTN	CODIGO				PLANO N°		00390		
OBSERVACIONES							NO MEDIR SOBRE EL PLANO		ESCALA S/E		



385

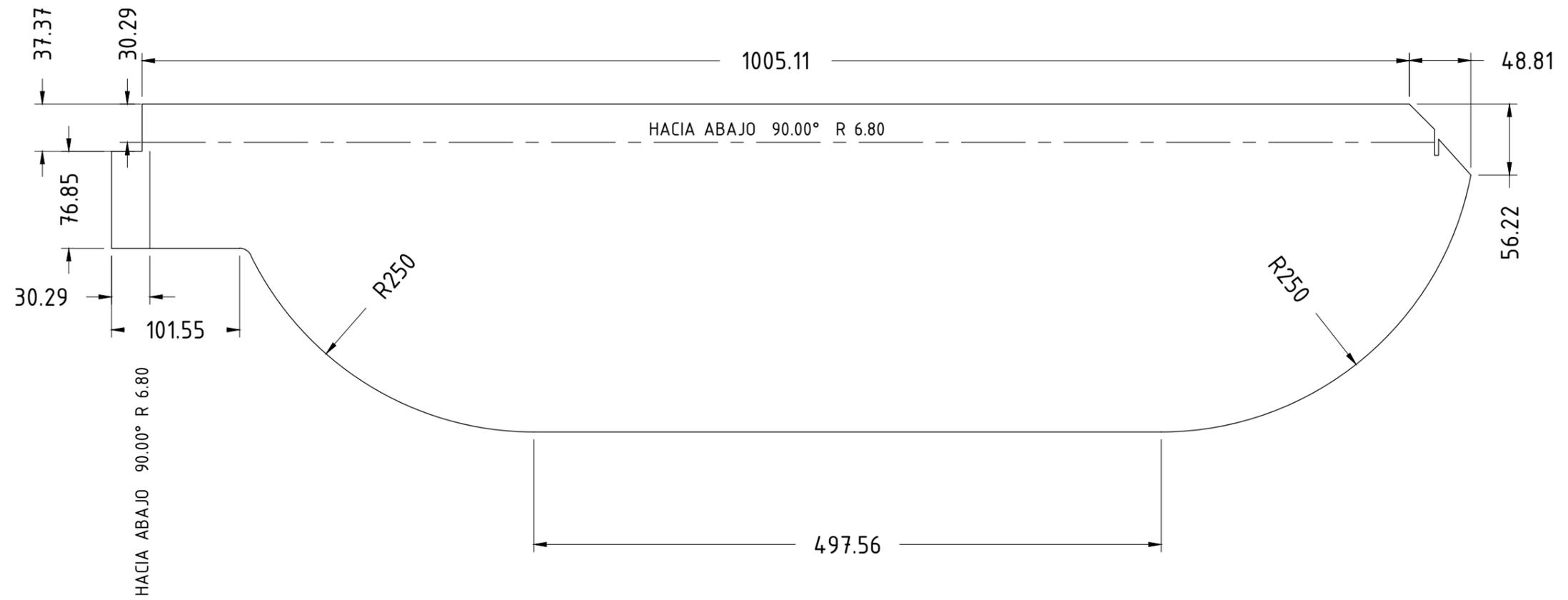
TOLERANCIAS NO INDICADAS

PIEZAS MECANIZADAS			CONSTRUCCIONES SOLDADAS Y/O ESTRUCTURAS								
AGUJEROS: -0,00 +0,1	ANGULOS: ± 0° 30'	CHAFLANES NO ACOTADOS 1 X 45° FORJA Y/O FUNDICION: ± 0,8	DESDE	0,5	3	6	30	120	315	1000	2000
EJE: +0,00 -0,1	MATAR CANTOS VIVOS		HASTA	3	6	30	120	315	1000	2000	4000
ESPESOR: ± 0,05	RADIOS NO ACOTADOS: 1/1,5		TOLERANCIA	± 0,1	± 0,1	± 0,2	± 0,3	± 0,5	± 0,8	± 1,2	± 2,0
MATERIAL	T/TERMICO		CANTIDAD							1	
FLIA / CONJUNTO	ALAS	DIBUJO	FRANCO E. BRINSONI								
DESIGNACION	CAÑO EJE	APROBO									
MAQUINA	SEGADORA ROTATIVA DE EJE VERTICAL	FECHA	26/04/2018	REV. N°							
TESIS DE GRADO	 UTN	CODIGO			PLANO N°	00400					
		OBSERVACIONES	NO MEDIR SOBRE EL PLANO							ESCALA	S/E

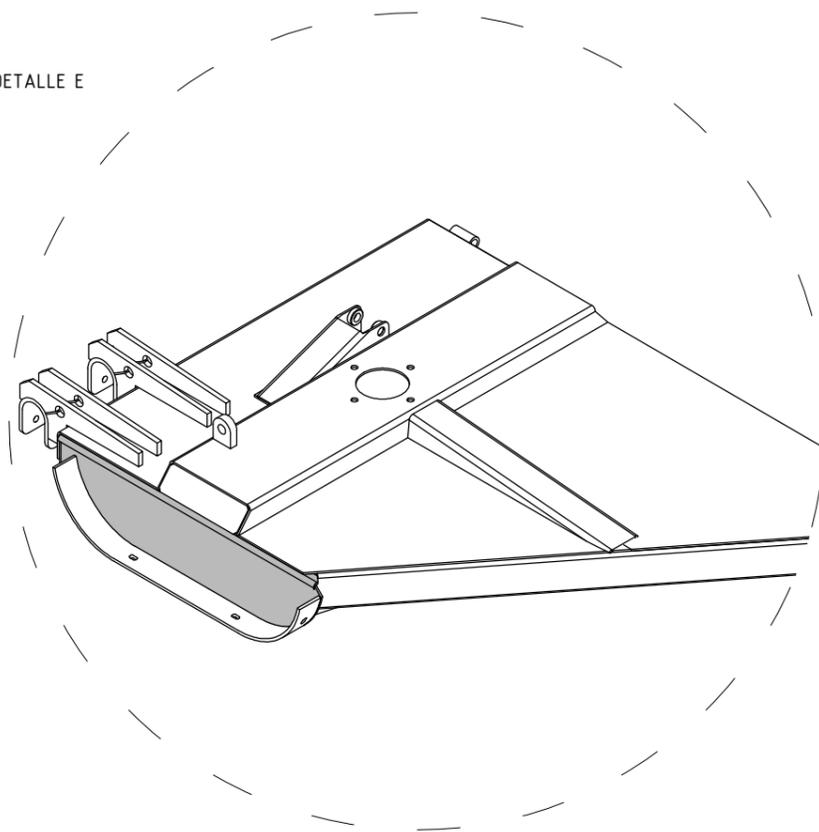


TOLERANCIAS NO INDICADAS

PIEZAS MECANIZADAS			CONSTRUCCIONES SOLDADAS Y/O ESTRUCTURAS								
AGUJEROS: -0,00 +0,1	ANGULOS: $\pm 0^\circ 30'$	CHAFLANES NO ACOTADOS 1 X 45° FORJA Y/O FUNDICION: $\pm 0,8$	DESDE	0,5	3	6	30	120	315	1000	2000
EJE: +0,00 -0,1	MATAR CANTOS VIVOS		HASTA	3	6	30	120	315	1000	2000	4000
ESPESOR: $\pm 0,05$	RADIOS NO ACOTADOS: 1/1,5		TOLERANCIA	$\pm 0,1$	$\pm 0,1$	$\pm 0,2$	$\pm 0,3$	$\pm 0,5$	$\pm 0,8$	$\pm 1,2$	$\pm 2,0$
MATERIAL	T/TERMICO		CANTIDAD							1	
FLIA / CONJUNTO	ALAS	DIBUJO	FRANCO E. BRINSONI								
DESIGNACION	BUJE PORTA MAZA	APROBO									
MAQUINA	SEGADORA ROTATIVA DE EJE VERTICAL	FECHA	26/04/2018	REV. N°							
TESIS DE GRADO		CODIGO	PLANO N°		00410						
	 UTN	OBSERVACIONES	NO MEDIR SOBRE EL PLANO							ESCALA S/E	



DETALLE E



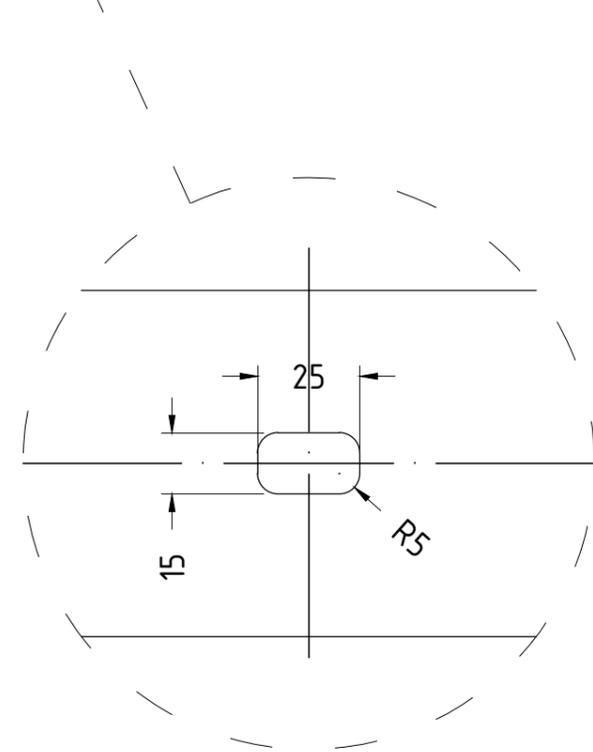
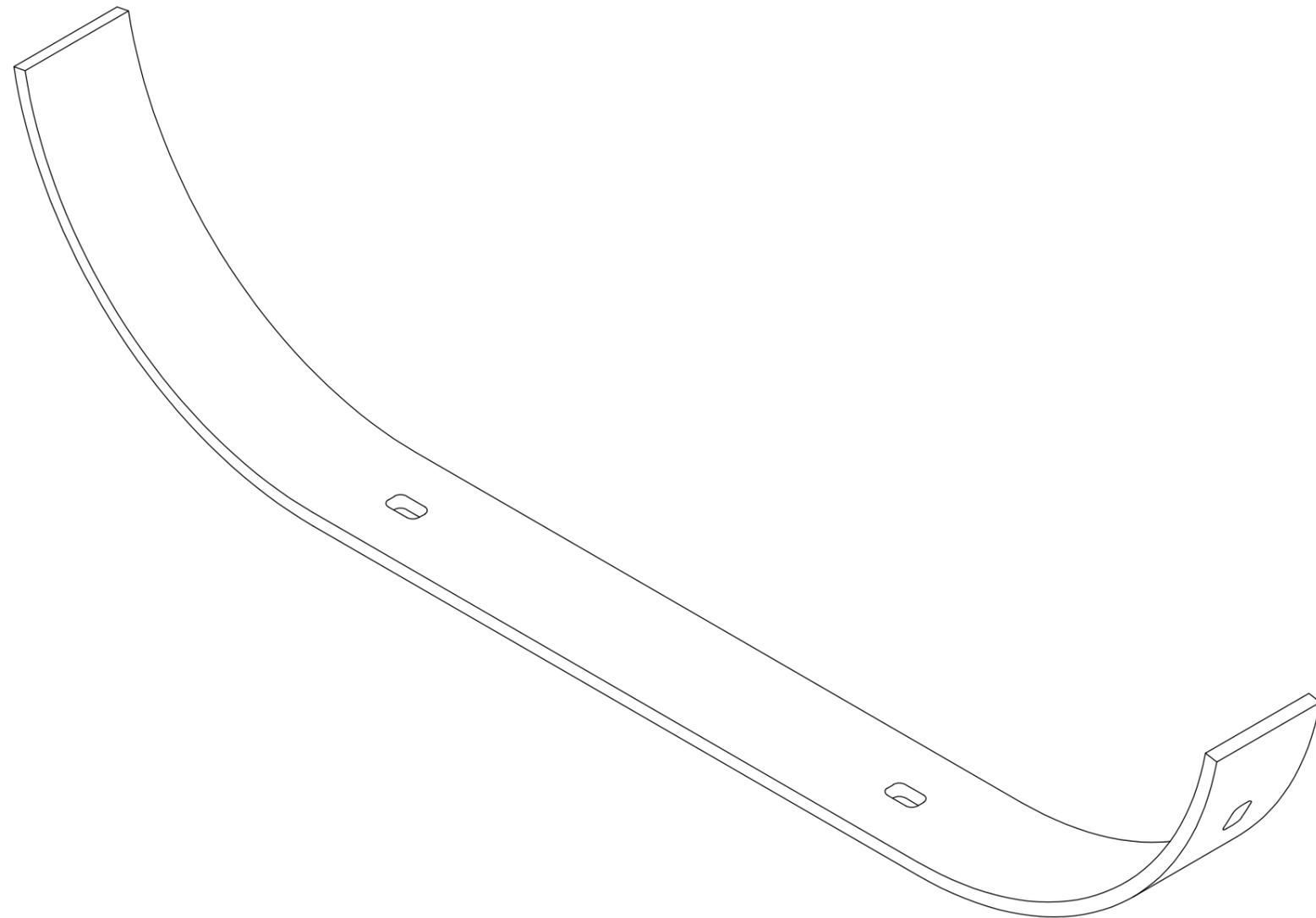
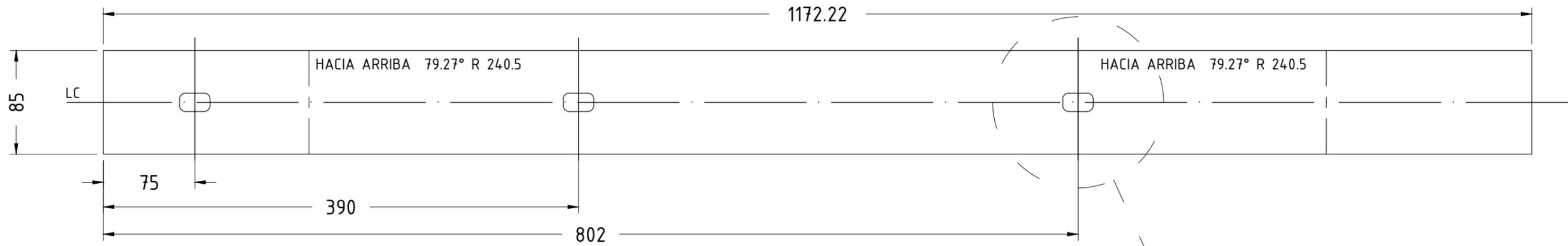
e = 6.35 mm

TOLERANCIAS NO INDICADAS

PIEZAS MECANIZADAS			CONSTRUCCIONES SOLDADAS Y/O ESTRUCTURAS								
AGUJEROS: -0,00 +0,1	ANGULOS: ± 0° 30'	CHAFLANES NO ACOTADOS 1 X 45°	DESDE	0,5	3	6	30	120	315	1000	2000
EJE: +0,00 -0,1	MATAR CANTOS VIVOS	FORJA Y/O FUNDICION: ± 0,8	HASTA	3	6	30	120	315	1000	2000	4000
ESPESOR: ± 0,05	RADIOS NO ACOTADOS: 1/1,5		TOLERANCIA	± 0,1	± 0,1	± 0,2	± 0,3	± 0,5	± 0,8	± 1,2	± 2,0
MATERIAL	T/TERMICO		CANTIDAD								1
FLIA / CONJUNTO	ALAS		DIBUJO		FRANCO E. BRINSONI						
DESIGNACION	PLEGADO LATERAL PATIN		APROBO								
MAQUINA	SEGADORA ROTATIVA DE EJE VERTICAL		FECHA		26/04/2018		REV. N°				
TESIS DE GRADO			CODIGO				PLANO N°		00420		
			OBSERVACIONES		NO MEDIR SOBRE EL PLANO					ESCALA	S/E

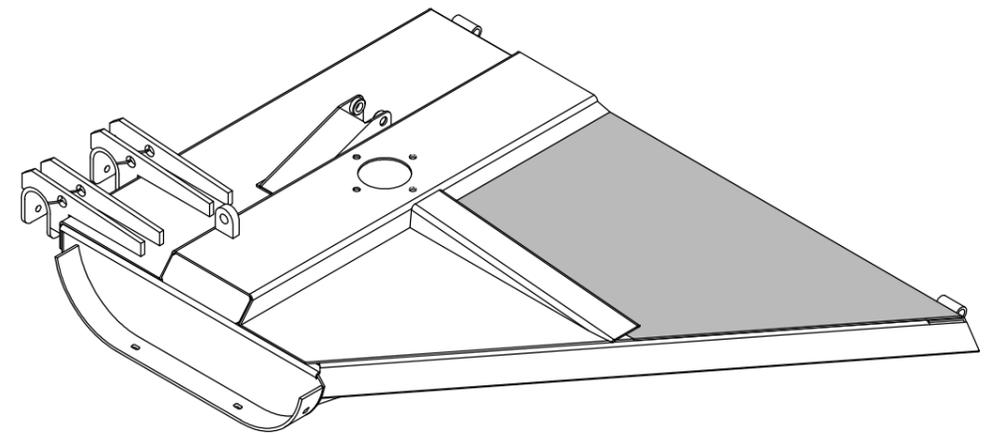
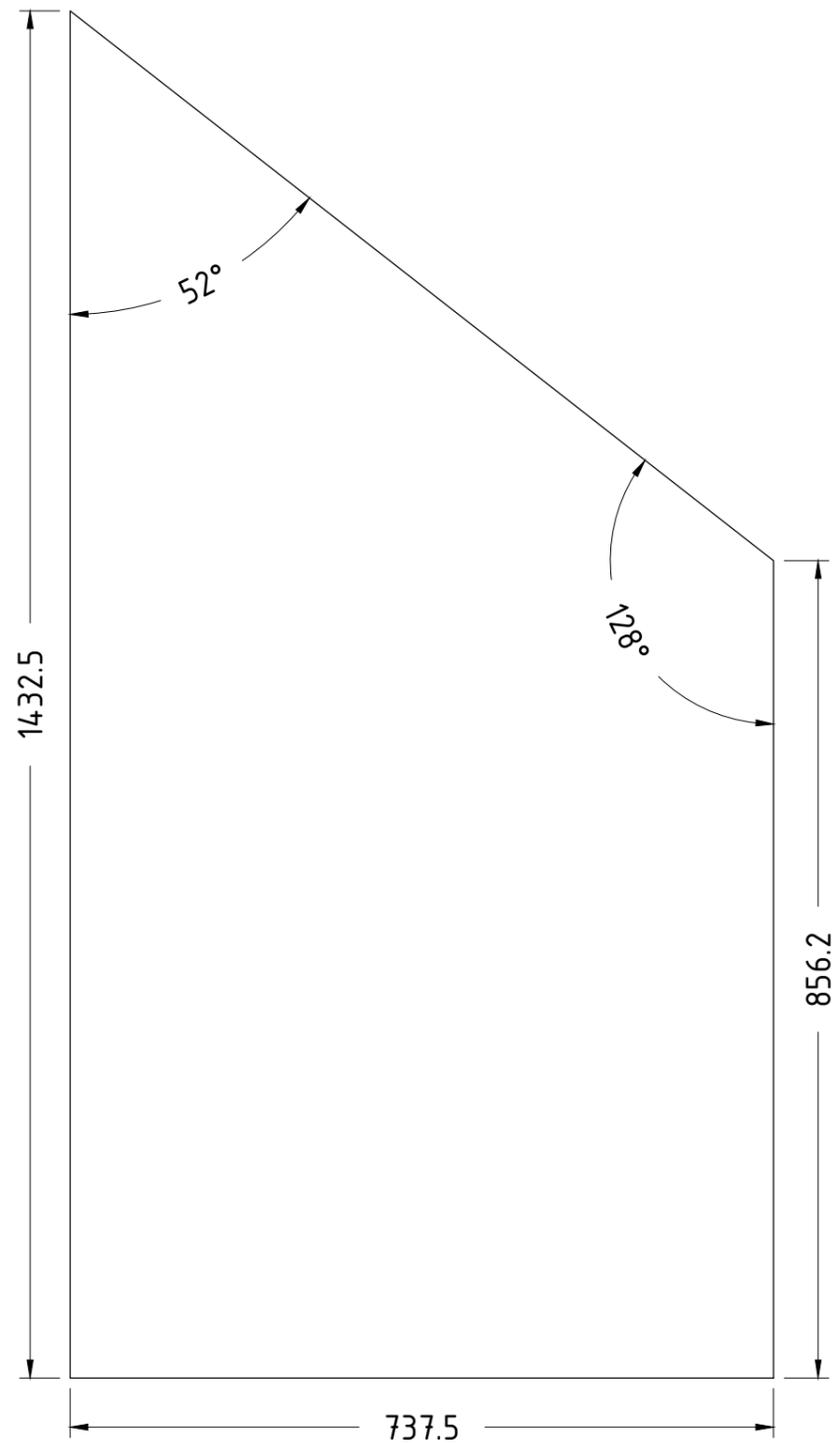


UTN



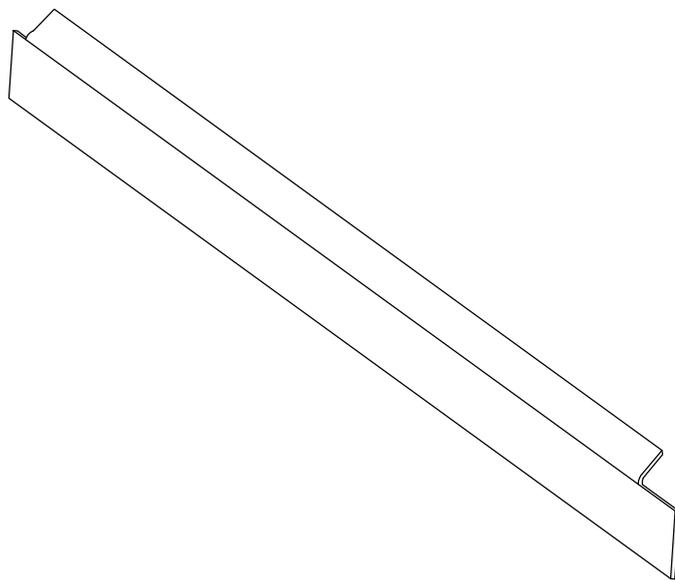
e = 9.5 mm

TOLERANCIAS NO INDICADAS												
PIEZAS MECANIZADAS						CONSTRUCCIONES SOLDADAS Y/O ESTRUCTURAS						
AGUJEROS: -0,00 +0,1	ANGULOS: ± 0° 30'	CHAFLANES NO ACOTADOS 1 X 45°	DESDE	0,5	3	6	30	120	315	1000	2000	
EJE: +0,00 -0,1	MATAR CANTOS VIVOS	FORJA Y/O FUNDICION: ± 0,8	HASTA	3	6	30	120	315	1000	2000	4000	
ESPESOR: ± 0,05	RADIOS NO ACOTADOS: 1/1,5		TOLERANCIA	± 0,1	± 0,1	± 0,2	± 0,3	± 0,5	± 0,8	± 1,2	± 2,0	
MATERIAL	T/TERMICO		CANTIDAD							1		
FLIA / CONJUNTO	ALAS		DIBUJO	FRANCO E. BRINSONI								
DESIGNACION	PATIN		APROBO									
MAQUINA	SEGADORA ROTATIVA DE EJE VERTICAL		FECHA	26/04/2018		REV. N°						
TESIS DE GRADO			CODIGO			PLANO N°		00430		ESCALA		
			UTN		OBSERVACIONES					S/E		
NO MEDIR SOBRE EL PLANO												

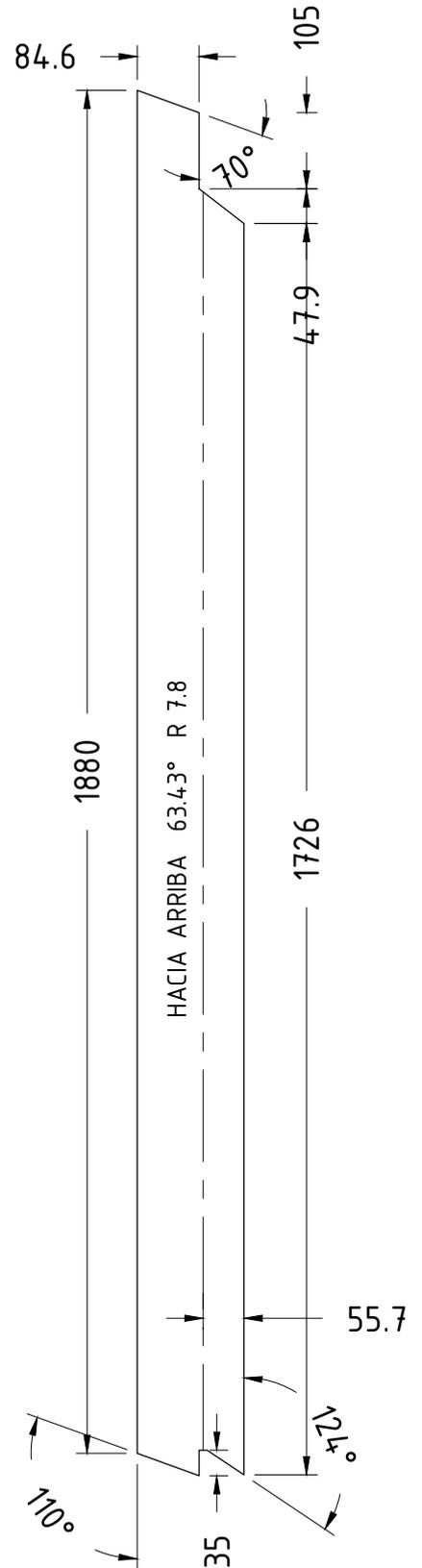


e = 6.35 mm

TOLERANCIAS NO INDICADAS											
PIEZAS MECANIZADAS				CONSTRUCCIONES SOLDADAS Y/O ESTRUCTURAS							
AGUJEROS: -0,00 +0,1	ANGULOS: ± 0° 30'	CHAFLANES NO ACOTADOS 1 X 45°	DESDE	0,5	3	6	30	120	315	1000	2000
EJE: +0,00 -0,1	MATAR CANTOS VIVOS	FORJA Y/O FUNDICION: ± 0,8	HASTA	3	6	30	120	315	1000	2000	4000
ESPESOR: ± 0,05	RADIOS NO ACOTADOS: 1/1,5		TOLERANCIA	± 0,1	± 0,1	± 0,2	± 0,3	± 0,5	± 0,8	± 1,2	± 2,0
MATERIAL	T/TERMICO		CANTIDAD						1		
FLIA / CONJUNTO	ALAS		DIBUJO		FRANCO E. BRINSONI						
DESIGNACION	PLACA INTERIOR		APROBO								
MAQUINA	SEGADORA ROTATIVA DE EJE VERTICAL		FECHA		26/04/2018		REV. N°				
TESIS DE GRADO		 UTN		CODIGO		PLANO N°		00440			
				OBSERVACIONES						ESCALA	
		NO MEDIR SOBRE EL PLANO						S/E			

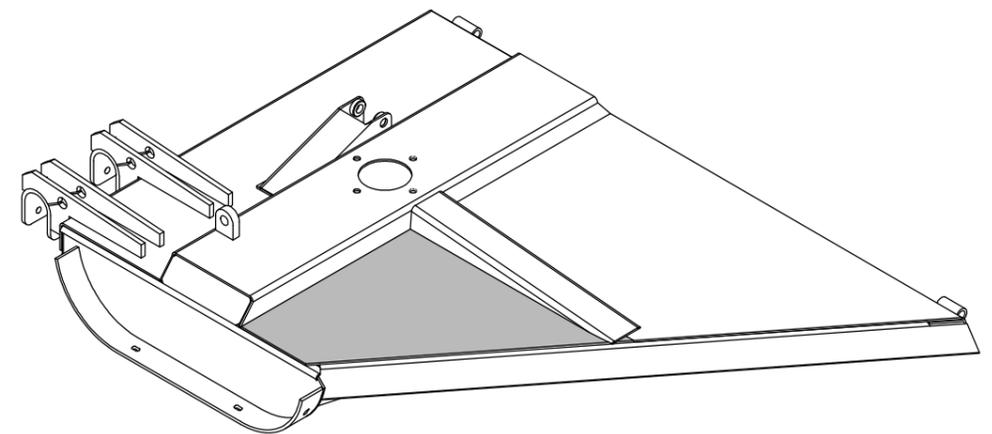
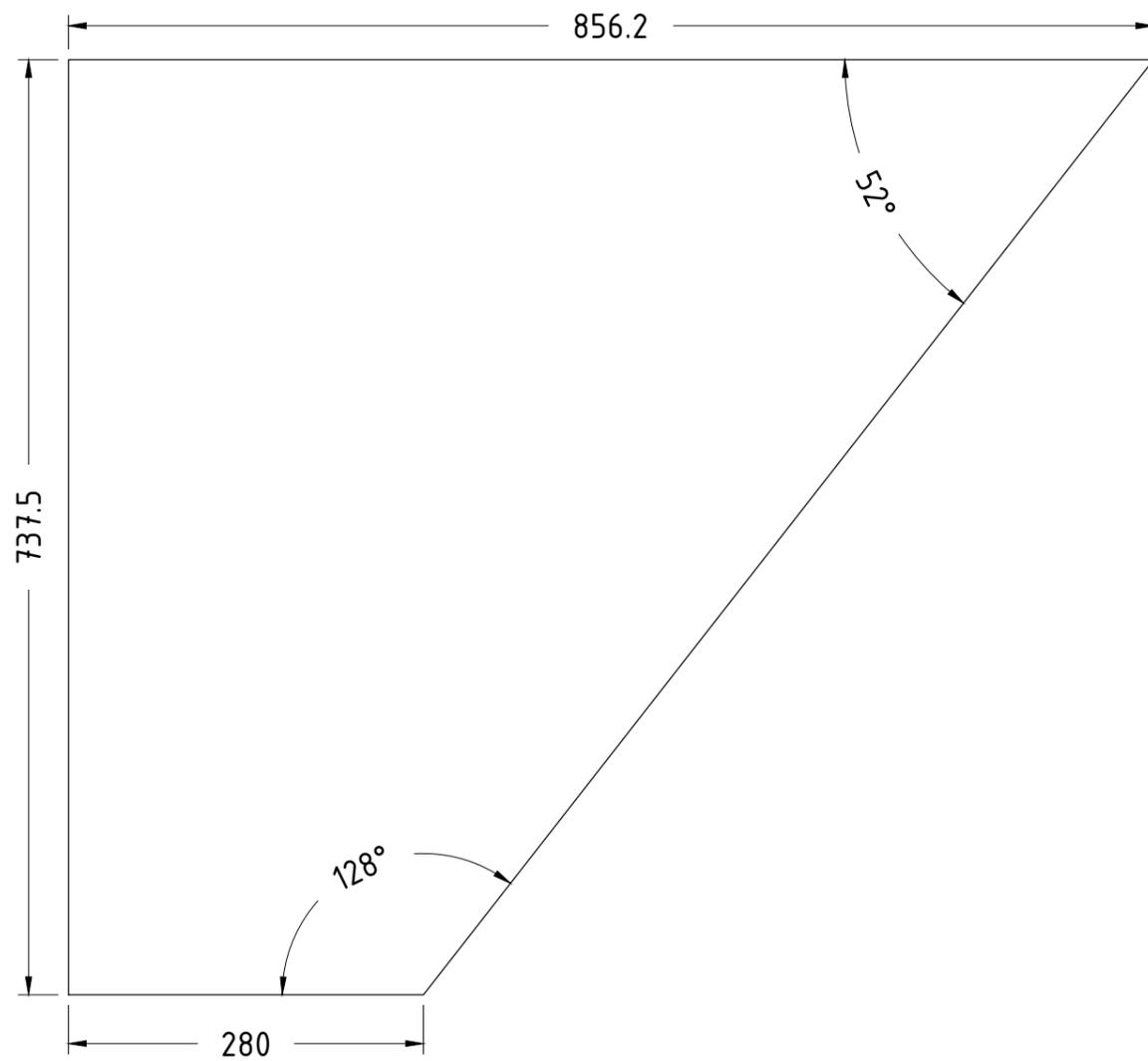


e = 6.35 mm



TOLERANCIAS NO INDICADAS

PIEZAS MECANIZADAS			CONSTRUCCIONES SOLDADAS Y/O ESTRUCTURAS								
AGUJEROS: -0,00 +0,1	ANGULOS: ± 0° 30'	CHAFLANES NO ACOTADOS 1 X 45° FORJA Y/O FUNDICION: ± 0,8	DESDE	0,5	3	6	30	120	315	1000	2000
EJE: +0,00 -0,1	MATAR CANTOS VIVOS		HASTA	3	6	30	120	315	1000	2000	4000
ESPESOR: ± 0,05	RADIOS NO ACOTADOS: 1/1,5		TOLERANCIA	± 0,1	± 0,1	± 0,2	± 0,3	± 0,5	± 0,8	± 1,2	± 2,0
MATERIAL	T/TERMICO		CANTIDAD							1	
FLIA / CONJUNTO	ALAS		DIBUJO	FRANCO E. BRINSONI							
DESIGNACION	PLIEGUE DELANTERO CIERRE		APROBO								
MAQUINA	SEGADORA ROTATIVA DE EJE VERTICAL		FECHA	26/04/2018		REV. N°					
TESIS DE GRADO	 UTN		CODIGO				PLANO N°	00450			
			OBSERVACIONES	NO MEDIR SOBRE EL PLANO					ESCALA	S/E	



e = 6.35 mm

TOLERANCIAS NO INDICADAS											
PIEZAS MECANIZADAS				CONSTRUCCIONES SOLDADAS Y/O ESTRUCTURAS							
AGUJEROS: -0,00 +0,1	ANGULOS: ± 0° 30'	CHAFLANES NO ACOTADOS 1 X 45°	DESDE	0,5	3	6	30	120	315	1000	2000
EJE: +0,00 -0,1	MATAR CANTOS VIVOS	FORJA Y/O FUNDICION: ± 0,8	HASTA	3	6	30	120	315	1000	2000	4000
ESPESOR: ± 0,05	RADIOS NO ACOTADOS: 1/1,5		TOLERANCIA	± 0,1	± 0,1	± 0,2	± 0,3	± 0,5	± 0,8	± 1,2	± 2,0
MATERIAL	T/TERMICO		CANTIDAD						1		
FLIA / CONJUNTO	ALAS		DIBUJO		FRANCO E. BRINSONI						
DESIGNACION	PLACA EXTERIOR		APROBO								
MAQUINA	SEGADORA ROTATIVA DE EJE VERTICAL		FECHA		26/04/2018		REV. N°				
TESIS DE GRADO		 UTN		CODIGO				PLANO N°		00460	
OBSERVACIONES				NO MEDIR SOBRE EL PLANO				ESCALA S/E			