

**“DISEÑO Y SÍNTESIS
DEL MECANISMO
BASCULANTE
DE REMOLQUES MEDIANTE
CUADRILATERO ARTICULADO”**

**DOCUMENTO N° 1
MEMORIA**

Héctor Iglesias Lorén

1.- INTRODUCCIÓN A LA MÁQUINA.	5
1.1.-Descripción de un remolque basculante y sus partes.	5
1.1.1.- Definición.	5
1.1.2.- Chasis.	6
1.1.3.- Caja.	7
1.1.4.- Lateral de apertura.	8
1.1.5.- Cilindro basculante.	9
1.1.6.- Lanza.	10
1.1.7.- Grupo de ejes.	10
1.1.8.- Pie de apoyo.	12
1.1.9.- Accesorios.	12
2.- OBJETIVOS DEL PROYECTO.	13
2.1.- Características.	13
2.2.- Mejoras.	14
2.3.- Diferenciación.	15
3.- COMPARACIÓN CON LOS OTROS PRODUCTOS DEL MERCADO.	15
4.- SÍNTESIS CINEMÁTICA DEL MECANISMO.	18
4.1.- Método empleado.	18
4.2. Soluciones posibles y adoptadas.	28
4.3.- Síntesis gráfica utilizando los módulos Sketcher y DMU Kinematics del programa CATIA.	36
5.- CALCULOS ESTÁTICOS.	42
5.1.- Cálculo Reacciones	48
5.2.- Calculo esfuerzos axiles eslabones 4 y 5	49
5.3.- Solido libre eslabón 2.	50

5.4.- Tablas de parámetros	51
5.5.- Tabla de fuerzas globales	53
5.6.- Cálculo de fuerzas locales en el eslabón 2.	54
5.6.1.- Fuerzas locales del cilindro.....	54
5.6.2.- Fuerzas locales del axil en el punto D	55
5.6.3.- Fuerzas locales de la reacción en el punto A	56
5.6.4.- Tabla de fuerzas locales en el eslabón 2.....	57
5.7.- Calculo de fuerzas locales en el eslabón 1	58
5.7.1.-Fuerza locales del cilindro.	58
5.7.2.- Fuerzas locales de la carga distribuida.....	59
5.7.3.- Tabla de fuerzas locales en el eslabón 1	59
5.8.- Cálculo del momento flector en el eslabón 1	60
5.9.- Cálculo del momento flector en el eslabon2.	61
5.10.- Resultados del momento flector en el eslabón 1	62
5.11.- Resultados del momento flector en el eslabón 2	63
6.- COMPROBACIONES ESTRUCTURALES.	64
6.1.- Cálculos a compresión de los eslabones 4 y 5	64
6.1.1.- Eslabón 4.....	65
6.1.2.- Eslabón 5.....	65
6.2.- Cálculos a pandeo de los eslabones 4 y 5.....	66
6.2.1.- Eslabón 4.....	66
6.2.2.- Eslabón 5.....	67
6.3.- Análisis por elementos finitos de los eslabones 1 y 2.	68
6.3.1.- Eslabón 1.....	68
6.3.2.- Eslabón 2.....	73
6.3.3.- Resultados del análisis por elementos finitos.	78

7.- CONCLUSIONES.	78
7.1.- Síntesis.	78
7.2.- Predimensionamiento y comprobación por Elementos Finitos.....	78
7.3.- Posibles mejoras.....	79
8.- ANEJOS.	80
8.1.- Bibliografía.	80
8.1.1.- Libros.	80
8.1.2.- Páginas de internet.	80
8.1.2.1- Fabricantes de remolques.	80
8.1.2.2.- Fabricantes de cilindros.....	80
8.1.2.3.- Fabricantes de Boggies.....	80
8.1.2.4.-Fabricantes de perfiles.	80
8.2.-Visita a fábrica.	80
8.3.- Catálogos utilizados.	81
8.4.- Planos.	86
01.00.- Vistas generales.	86
01.01.- Eslabón 1. Caja.....	86
01.02.- Eslabón 2. Lanza.	86
01.03.- Eslabón 4. Barra Languera.....	86
01.04.- Eslabón 5. Barra trasera.	86
8.5.- Fecha y Firma.	86

1.- INTRODUCCIÓN A LA MÁQUINA.

1.1.-Descripción de un remolque basculante y sus partes.

1.1.1.- Definición.

Un remolque es un tipo de maquinaria agrícola de arrastre, la cual se usa para transportar carga en su interior desde la zona agrícola a su futuro sitio de destino.

La carga que principalmente se transporta es cereal, también podría transportar cualquier otro tipo de carga en función de sus necesidades. Se puede encontrar varios tipos según la capacidad de carga requerida y de una serie de accesorios que el cliente pedirá dependiendo de sus necesidades.

Hay varios tipos según la disposición de sus ejes, hay remolques de dos ejes separados cada uno de ellos en las partes extremas del remolque lo que permite su estabilidad cuando este se encuentra desenganchado del tractor, su inconveniente es su difícil maniobrabilidad.



Dibujo 1

Por el contrario, la otra disposición de los ejes se encuentra en la parte trasera del remolque formando un grupo que este a su vez puede ser de diferentes tipos. Este tipo de disposición hace que la maniobrabilidad sea más fácil, a la hora de hacer desplazamiento marcha atrás. Su inconveniente es que cuando el remolque esta desenganchado del tractor necesita un pie de apoyo, que es un cilindro colocado en la lanza accionado por una bomba independiente del tractor.



Dibujo 2

1.1.2.- Chasis.

El chasis del remolque está compuesto por dos plataformas, las cuales son unas estructuras formadas principalmente por perfiles y chapas de acero. Estos perfiles y chapas variaran sus espesores dependiendo de la capacidad de carga que sea el remolque, variando también las alturas de los perfiles para lograr mayores inercias.

Es el encargado de soportar gran parte de esfuerzos producidos por la carga, tanto en el momento de descarga como cuando esta es transportada. La plataforma inferior es fija, esta enganchada al remolque mediante la lanza y sustentada respecto del suelo por medio de un grupo tándem, boggie o cualquier otra combinación. La plataforma superior es la encargada de reforzar

la caja y es móvil respecto a la inferior, ya que es la que se eleva a la hora de la descarga. Ambas plataformas están unidas mediante el cilindro telescópico y la plataforma superior tiene su eje de giro localizado en el final de la plataforma inferior.

1.1.3.- Caja.

La caja es el depósito del remolque en el que se almacena el cereal para su transporte, esta parte es la que diferencia el tamaño de los remolques ya que nos indica la capacidad de carga que posee. Está hecha de chapa de acero de unos espesores de entre cinco a ocho milímetros dependiendo del tipo de carga a utilizar. Utilizando los espesores mayores para cargas duras y de gran tamaño por los fuertes impactos que estos repercuten en la chapa, como puede ser el transporte de rocas, estos están destinados para obras.

En función de ella se centrará el dimensionamiento de las demás partes del remolque, empezando por su cilindro telescópico de elevación, siguiendo por los espesores necesarios tanto para las chapas de la caja como para los perfiles utilizados en la estructura, la elección del grupo de ejes a utilizar, y demás componentes del remolque.

Existen en el mercado diferentes formas geométricas para las cajas, pueden variar desde cubos rectangulares hasta medios cilindros, llamados bañeras. Pasando entre ambos extremos por distintas variantes, según cada fabricante, esto va a diferenciar el ángulo de deslizamiento que la carga tiene sobre las paredes de ella para favorecer tanto la descarga como su posterior limpieza.



Dibujo 3

Las caja además de estar reforzadas por la parte inferior, también están reforzadas por los laterales con unas chapas dobladas y soldadas a esta,

para evitar que cuando este cargada puedan producirse roturas debido a la presión que la carga ejerce sobre las paredes y estas tiendan a abrirse. Este tipo de refuerzo algunos fabricantes lo llaman costillas y el número de ellas dependerá de la capacidad de carga y del tipo de carga que se transporte.



Dibujo 4

1.1.4.- Lateral de apertura.

El lateral de apertura está situado en la parte trasera de la caja, el mecanismo de accionamiento para su apertura se realiza de forma hidráulica mediante dos cilindros de doble efecto situados uno a cada lado del remolque, como se puede ver en la fotografía superior, con la acción de mando desde el tractor sin necesidad de que el trabajador tenga que bajar de este para accionarlo. De este modo se mejora la comodidad, el tiempo y algún posible accidente por el desprendimiento de la carga estando el trabajador muy próximo a ella.

Hay un dispositivo de seguridad de apertura en la parte inferior de la puerta para evitar que esta se pueda abrir durante el transporte, perdiendo parte de la carga y posibles problemas para otros usuarios de la vía, este dispositivo está accionado mediante un cilindro de doble efecto.



Dibujo 5

1.1.5.- Cilindro basculante.

El cilindro basculante es de tipo telescópico, es un elemento comercial que se elige en función de la fuerza de elevación que se necesita para elevar la caja y dependiendo también del ángulo de basculación respecto del suelo que se desee, para conseguir una buena descarga el ángulo debe estar comprendido entre 41 y 45 grados. Dependiendo de estos dos parámetros los fabricantes calculan el diámetro y la carrera necesaria para lograr ambos requisitos. Teniendo en cuenta el número de tramos para evitar que se produzca el fenómeno de pandeo.

Para cargas muy elevadas como pueden ser de 20000 a 40000 kilogramos se utilizan dos cilindros telescópicos en lugar de uno.

1.1.6.- Lanza.

La lanza está hecha de chapa doblada de acero, es la encargada de mantener en contacto el remolque con el tractor. Por ella pasa todos los latiguillos encargados de llevar el aceite a sus respectivos cilindros. En un lateral de esta se sitúa la bomba y el cilindro que servirá de apoyo al remolque cuando este permanezca desenganchado del tractor.



Dibujo 6

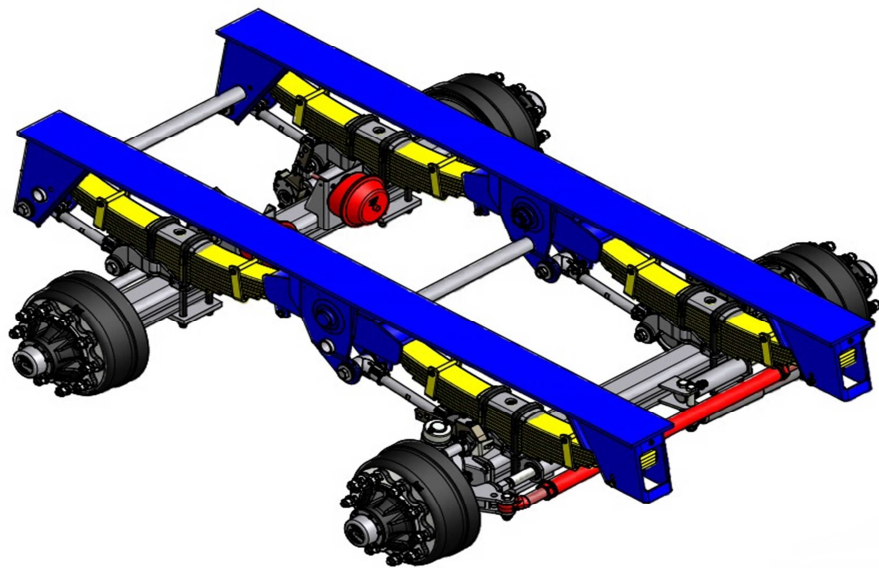
1.1.7.- Grupo de ejes.

El grupo de ejes pueden estar separados o próximos como ya se ha nombrado anteriormente. Son los encargados de sustentar toda la estructura del remolque y transportarla de un sitio a otro por medio de los neumáticos.

Se dispone de diferentes grupos en el mercado y dentro de ellos con muy diversas variantes como pueden ser con ejes rectos o direccionales, con múltiples ballestas, con los ejes por encima o por debajo de las ballestas, con varios tipos de frenos...

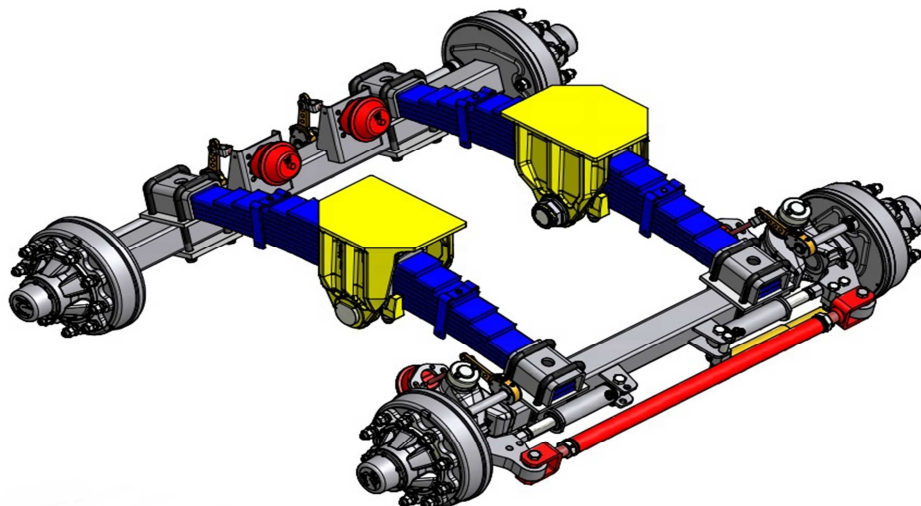
Los tipos más comunes son los de tipo tandem y los boggie, pero también podemos encontrar de tipo tridem o quadrem. Estos últimos son grupos compuestos por tres o cuatro ejes, siguen la misma disposición que los tandem, son utilizados para remolques de elevadas capacidades de carga.

Los más usados anteriormente eran los de tipo tándem. Están compuestos por cuatro juegos de ballestas, dos a cada lado teniendo estos tres puntos de apoyo siendo estas de una longitud pequeña, lo que esto implica menor amplitud de desplazamiento. Esto provoca que la movilidad de altura de sus ejes uno respecto del otro sea menor, no tiene importancia cuando se va a circular por un buen firme, pero en caso contrario podemos perder el contacto de alguna rueda con el suelo.



Dibujo 7

Actualmente ha surgido una nueva combinación llamada boggie, que ya es usada por algunos fabricantes. Solo están unidos a la plataforma inferior por un punto, esto provoca que al llevar solo un juego de ballestas a cada lado cada eje tenga mayor flexibilidad ante terreno adverso sin provocar en ningún momento la pérdida de contacto con el suelo.



Dibujo 8

1.1.8.- Pie de apoyo.

El pie de apoyo es un cilindro situado en la lanza y accionado por medio de una bomba de accionamiento manual situada a su lado. Es el encargado de mantener el remolque a una cierta altura del suelo cuando esta desenganchado del tractor, de lo contrario se caería al suelo.



Dibujo 9

1.1.9.- Accesorios.

Los accesorios son partes constructivas el remolque de menor importancia, como son la caja de herramientas, la escalera para ver la altura de carga, el toldo para tapar la carga, un depósito de agua y algún otro accesorio que el cliente requiera.



Dibujo 10

2.- OBJETIVOS DEL PROYECTO.

2.1.- Características.

Se ha elegido una capacidad de carga de 14 toneladas, de acuerdo a las necesidades de pequeños y medianos agricultores dedicados a explotaciones de cereal, ya sean en campos de secano o en campos de regadío.

La producción de cereal que suele producir una hectárea en secano varía entre 3500 a 4000 kilogramos en el caso de ser cebada, un tipo de cultivo muy extendido en zonas de secano. En campos de regadío la producción varía de entre 12000 a 14000 kilogramos en el caso del maíz, también muy cultivado en esta zona.

Esta capacidad de carga permite el acceso en la mayoría de situaciones por caminos en mal estado a pequeñas parcelas, que de otro modo con maquinaria de mayor tamaño sería más difícil y peligroso.

Es una medida adecuada a la hora de realizar las actividades de recogida, debida a las capacidades de almacenamiento que poseen las cosechadoras, alrededor de unas seis toneladas. De esta manera permite que se puedan vaciar dos depósitos de la cosechadora en el remolque y aun permite tener varias toneladas de capacidad sobrante, teniendo en cuenta la posible utilización de otras cosechadoras con mayores depósitos de almacenamiento.

Al ser una carga ya considerable y adecuada a estos cultivos, permite que los agricultores que posean tractores de media potencia puedan transportar este tipo de remolque. De este modo no se vean obligados a la compra de tractores de mayor potencia, con su consecuencia de un precio mucho más elevado tanto en la adquisición y en su posterior mantenimiento. O de tener que contratar esta actividad de recogida a otras personas que habría que remunerarles con sus respectivas tarifas.

El Volumen de la caja, se ha basado en función a las densidades de los cereales. Tomando como referencia la densidad de la cebada que es mínima en este tipo de cultivo. Por este motivo se ha adecuado el volumen de la caja a esta densidad del cereal.

Las dimensiones adoptadas a esta caja se han tomado en cuenta para que el remolque tenga la mayor estabilidad posible tanto en el momento de carga y descarga, como en el transcurso de su transporte desde los campos hasta su centro de descarga. Generalmente su centro de descarga son las cooperativas destinadas al almacenamiento de cereal para su posterior transformación o su venta a posibles empresas dedicadas a transformar esta materia prima en productos derivados.

Esta estabilidad se consigue al tomar como medida en anchura 2,55 metros, que es la máxima medida permitida por ley para el transporte por carretera. Al utilizar la máxima anchura se logra disminuir la altura, de esta manera se consigue que el centro de gravedad de la carga este más próximo del suelo y se produzca un menor balanceo de la carga. En lo referente a la longitud es menor, ya que cumple las especificaciones del volumen adecuado para albergar la capacidad de carga del remolque.

En conclusión es una buena carga para este tipo de clientes, desahogándoles en cierta medida con sus niveles económicos.

2.2.- Mejoras.

Las mejoras que se logran con este tipo de mecanismo articulado son una eficiencia estructural mayor debida a la utilización de menor material para lograr resultados equiparables con los actuales remolques del mercado, la utilización de menor material es lograda con la gran parte de la eliminación del subchasis del remolque.

A la hora de la fabricación con este diseño se consigue una producción con menor número de recursos y más sencilla de efectuar. Consecuencia de utilizar la mayor cantidad de productos comerciales posibles el mercado, ya sea en planchas de acero como en perfiles estructurales; a estos se les efectuara el menor número de procesos de fabricación y lo más sencillos posibles, para que la fábrica solo deba disponer de un número pequeño de maquinaria con la cual sea capaz de fabricar este tipo de diseño. El cual ha sido optimizado en lo posible como se verá más adelante en la síntesis del diseño y con un módulo del programa que sirve para optimizar ciertas medidas con relación a otras entre unos rangos que se dan al programa.

2.3.- Diferenciación.

La gran diferencia conseguida con este tipo de diseño es la disminución del peso que se logra en la estructura, esta disminución se consigue gracias a la utilización de menor material debida a su eficiencia estructural como ya se ha mencionado anteriormente. A consecuencia de esta pérdida de peso la potencia mecánica utilizada por los tractores para su transporte es menor, por tanto también se produce un menor consumo tanto de combustible como de neumáticos.

Esta diferencia de peso acompañada de su fabricación más sencilla da como consecuencia que su coste de producción sea menor. Por este motivo su precio de venta al mercado deberá ser inferior y esto incrementará un aumento de ventas ya que los agricultores tenderán por la compra de este remolque y no otros ya que logra idénticos resultados, esto se traducirá en un mayor beneficio para la empresa.

3.- COMPARACIÓN CON LOS OTROS PRODUCTOS DEL MERCADO.

Los actuales remolques del mercado se componen básicamente por dos estructuras. Una de ellas es la plataforma rígida inferior, la cual está enganchada al tractor por medio de una lanza y en la parte posterior se mantiene a una altura del suelo al estar sustentada por medio de un tándem o por un boggie. La estructura superior es la encargada de reforzar a la caja, esta es la que acompaña a la caja en el momento de basculación. Ambas estructuras están conectadas por medio de un cilindro telescópico encargado de levantar la caja para que se produzca la basculación de la carga.



Dibujo 11

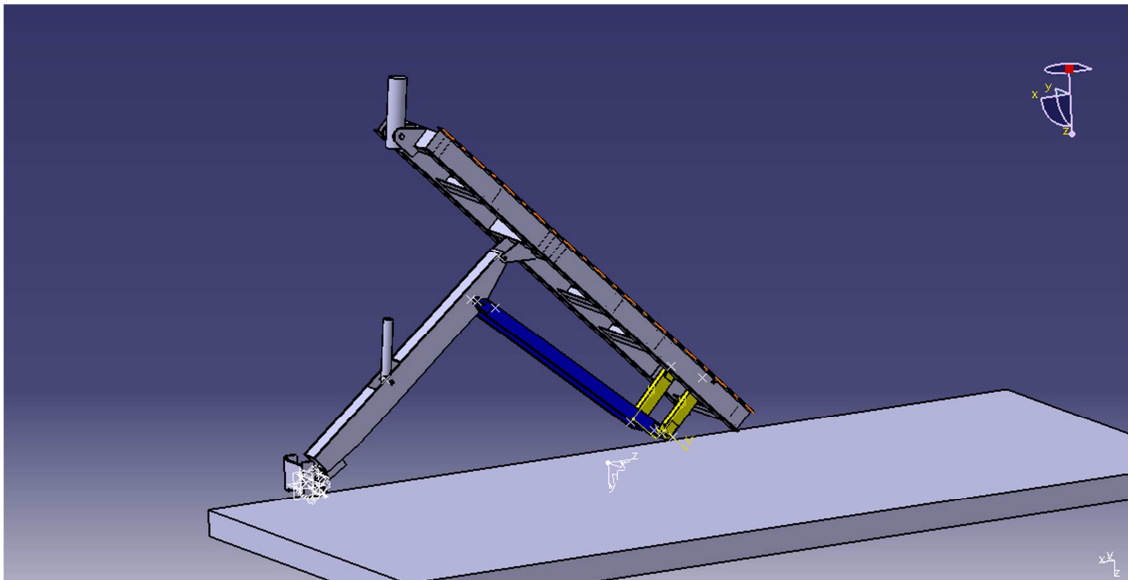
El peso aproximado de estos remolques con esta capacidad de carga oscila entre los 4000 y los 5000 kilogramo con las distintas marcas del mercado, como pueden ser Rigual, Beguer Gili, Hf, Macias...

Este diseño consta de una estructura que forma la plataforma superior, que se encarga del refuerzo de la caja y es que acompaña a esta en la basculación. La plataforma inferior de los remolques del mercado se ha sustituido por varios mecanismos, uno es un cuadrilátero articulado y el otro es un biela manivela.

El mecanismo cuadrilátero articulado está compuesto por dos barras, una de ellas actúa de eslabón flotante y el otro como conducido. Estas dos barras tienen su eje pivotamiento sobre un eje que está acoplado encima del boggye en la parte posterior.

El mecanismo biela manivela está constituido por el cilindro telescópico el cual va a ser el encargado de la elevación de la caja y está apoyado sobre la

lanza, la cual tendrá su punto de apoyo en la culera del tractor y su punto de giro en la estructura de elevación de la caja.



Dibujo 12

La principal causa de la disminución de peso entre ambos diseños está en la plataforma inferior. Ya que al hacerlo mediante mecanismos articulados se produce una disminución de material y por tanto de peso.

Otra diferencia con los remolques del mercado recae en el momento de descarga. En los actuales remolques se mantiene fija la distancia entre el enganche del tractor y el eje del boggie, esto es así porque la lanza y la plataforma inferior están fijas y no se produce ningún desplazamiento relativo entre estas partes. Por esta causa cuando un remolque actual bascula el tractor debe desplazarse poco a poco hacia delante para que toda la carga pueda caer al suelo, si el tractor no se desplazara hacia delante la carga se montaría sobre la que ya está depositada en el suelo y no podría deslizarse sobre el suelo de la caja.

En este nuevo diseño no ocurre este problema, ya que la distancia entre el enganche del tractor y el eje del boggie varía en función de la carrera del cilindro. Al extender el cilindro se produce la elevación de la caja y una disminución de distancia entre el tractor y el eje del boggie, de esta manera al

acercarse la caja no hace falta que se mueva el tractor porque ya deja espacio para que la carga pueda deslizarse y se deposite en el suelo.

Siempre manteniendo la distancia de seguridad entre el enganche del tractor y la caja, para que no se pudiera producir ninguna inestabilidad que acabara en accidente.

4.- SÍNTESIS CINEMÁTICA DEL MECANISMO

4.1.- Método empleado.

La síntesis cinemática de una máquina está dividida en varias partes, por un lado se encuentra la síntesis estructural compuesta a su vez de la síntesis de tipo y de la síntesis de número y por otro lado la síntesis dimensional. La síntesis de tipo es la parte encargada de seleccionar el tipo de mecanismo a utilizar, no es proceso sistemático, ni está estudiado analíticamente, por lo que su elección se basa en correspondencia a unas condiciones dadas y frecuentemente por analogía con otros mecanismos existentes. Varios autores como Artobolevski y Kotelnikov presentan un catálogo de esquemas cinemáticos clasificados por grupos y familias, e este tipo de síntesis también se le conoce con el nombre de síntesis de Reuleaux. En este caso se han utilizado varios mecanismos, un cuadrilátero articulado y biela manivela. La síntesis de número es la encargada de obtener el número de eslabones, de articulaciones y de pares de enlace necesarios para obtener la movilidad deseada, tampoco se trata de un proceso analítico, aunque en algunos casos se pueden plantear ciertos cálculos. A esta síntesis también se le conoce con el nombre de la síntesis de Grübler. Por último esta la síntesis dimensional la cual es la encargada de obtener las dimensiones de los eslabones para que proporcionen el movimiento deseado por el mecanismo.

Los dos primeros tipos de síntesis son el estudio principal de este proyecto, el dimensionamiento de todas las partes estructurales de este se realizara para la comprobación de que este tipo de mecanismo es capaz de realizarse.

Existen tipos de síntesis por métodos analíticos como puede de ser la síntesis numérica de Freudenstein, la cual se basa en el cálculo de las

dimensiones de las barras estableciendo la relación de las longitudes de las barras y los ángulos tratándolos como vectores.

El problema de utilizar este tipo de síntesis analíticas es la complejidad que se establece en la realización de ecuaciones y la gran facilidad de cometer errores cuando se intenta sacar las soluciones, tampoco se obtiene claridad visible con los resultados. Por estos motivos se realizara la síntesis con un método gráfico.

Se ha empleado para la síntesis de este mecanismo un método gráfico, sencillo y de rápida interpretación, permite su modificación en plano variando las dimensiones de sus elementos o las posiciones de estos ayudando a ver con claridad los cambios realizados. Este método va a permitir encontrar las medidas específicas de los eslabones del mecanismo y la posición de estos, para satisfacer las necesidades del diseño teniendo en cuenta los desplazamientos y posiciones que el mecanismo tomara a la hora de estar en funcionamiento.

Este método se lleva a cabo en el módulo Sketcher del Programa CATIA, ya que sin el programa de ordenador sería muy costoso la realización de todos los cálculos que se deben de realizar para poder modificar cada dimensión y cada posición del mecanismo, porque al cambiar alguna de estas dimensiones se debería de recalcular todas dimensiones de todos los eslabones y esto llevaría con gran facilidad a errores en el cálculo. Estos cálculos podrían realizarse en grandes tablas de cálculo en Excel para tener todos los cambios que se deseara, pero su inconveniente es la realización de sus fórmulas y la poca claridad que se obtendría al mirar los resultados.

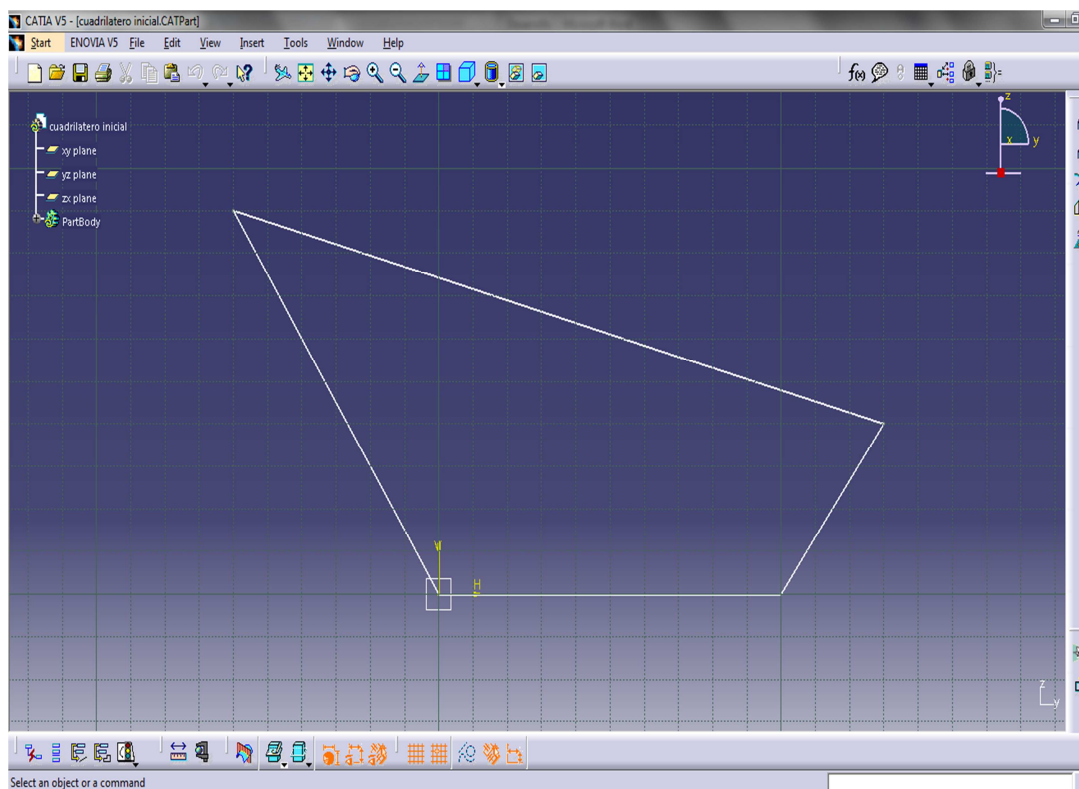
La función del módulo Sketcher del programa es la realización de bocetos en dos dimensiones que posteriormente se llevara a otro módulo llamado Part Design en el que se le dará la tercera dimensión. Para poder llevarse más tarde estas piezas ya con dimensiones a otros módulos de ensamblaje y movimiento para analizar posibles interferencias.

La característica principal de este método es la realización de la síntesis en que las dimensiones de los elementos que no están restringidas a un valor dimensional, angular o posicional, se adaptan a los cambios efectuados en los

otros elementos del mecanismo cambiando su longitud o su posición. De esta manera se puede ver gráficamente como van evolucionando esos cambios y si pueden ser efectuados o no.

Se va a explicar el método gráficamente para que se vea de una forma más clara, su funcionamiento y su capacidad de realizar estos cambios en función de las restricciones deseadas en el diseño.

Para ello en primer lugar se va a dibujar un cuadrilátero irregular que esquematiza un cuadrilátero articulado.



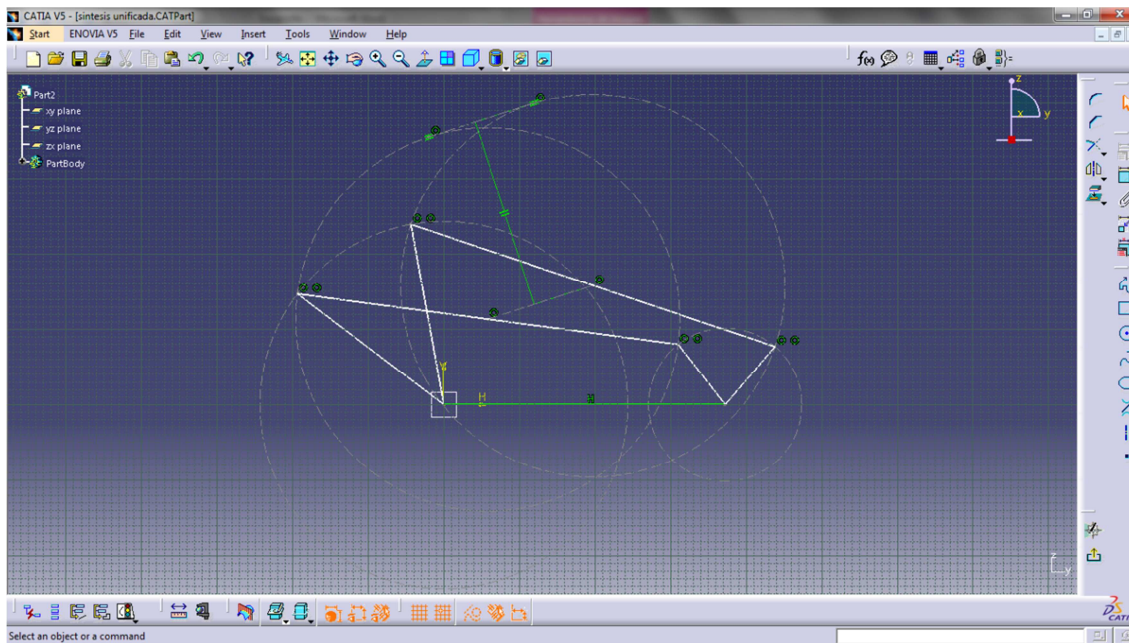
Dibujo13

En este módulo según el color de la geometría nos va a indicar los grados de libertad que tiene el dibujo. Este cuadrilátero está de color blanco porque hay por lo menos un grado de libertad, esto permite arrastrar el boceto en el espacio de dibujo sin tener ningún problema. Manteniendo las restricciones que se pudieran haber creado con anterioridad.

A continuación se va a mostrar el cuadrilátero en dos posiciones, para ello se dibuja sobre el inicial otro cuadrilátero con la misma base pero con las dimensiones y las posiciones de los otros lados distintas. A esta base se le da la restricción de horizontalidad y se va a quedar fija en el origen de coordenadas, para tener restringido este lado del cuadrilátero.

Lo fundamental es lograr que las longitudes de los otros eslabones sean iguales en las dos posiciones. Para ello se dibujan circunferencias de construcción, se llama así porque son de trazo discontinuo y sirven como referencia ya que no se les puede dar espesor en otros módulos, estas circunferencias tendrán sus centros en el eje de giro de los eslabones tanto del conducido como del conductor y su radio coincidirá con los extremos de estos eslabones.

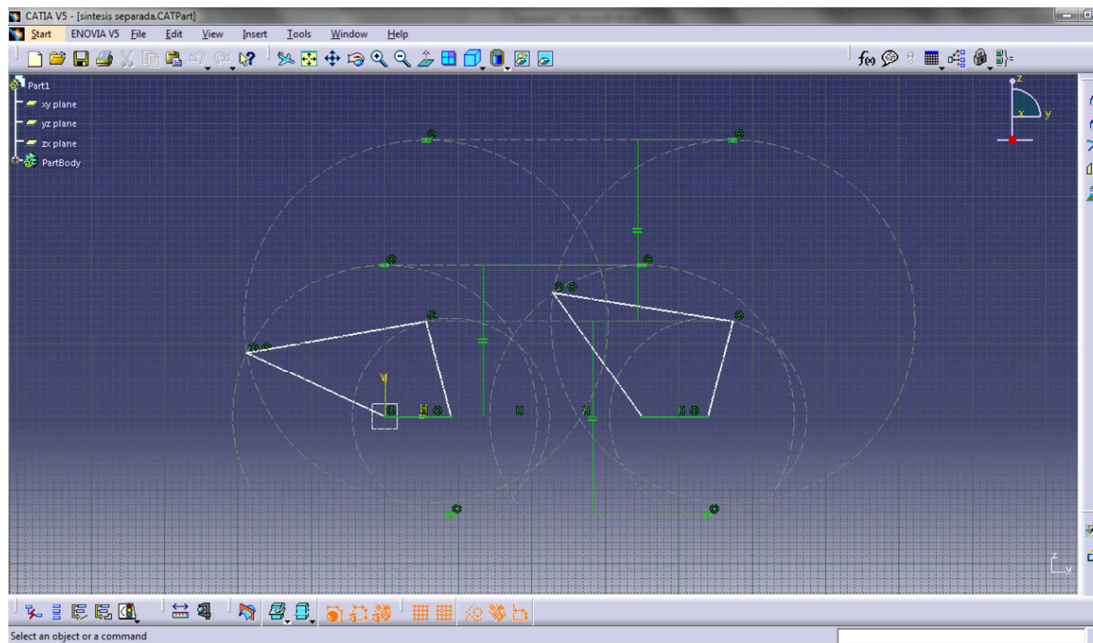
Para conseguir que la longitud de las bielas sean las mismas se dibujan también circunferencias de construcción una en cada posición haciendo coincidir sus centros con la línea de las bielas, a continuación se crean dos restricciones de coincidencia en ambas circunferencias para que estas coincidan con los extremos de sus respectivas bielas. Para crear la semejanza de ambas circunferencias se trazan unas líneas de referencia, una unirá los centros de ambas circunferencias y la otra línea será tangente a ambas circunferencias por el mismo lado. Estas dos líneas se les da la restricción de paralelismo, de esta forma va a producirse que las dos circunferencias sean iguales en todas las posiciones y así se mantenga la semejanza dimensional de las dos bielas.



Dibujo 14

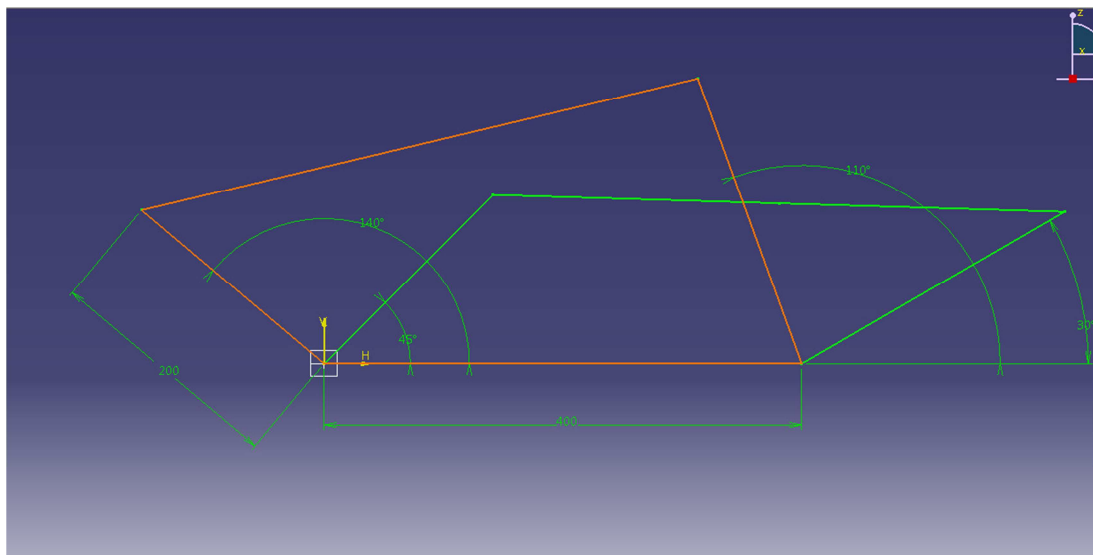
Se puede observar como todos los lados mantienen sus longitudes en distintas posiciones, pero con la base fija común para ambas. Estos lados aparecen de color blanco, esto indica que se puede añadir restricciones en los eslabones para adecuarlos a las necesidades de nuestro diseño.

A continuación se muestra dos posiciones de los cuadriláteros pero separadas, una la posición inicial y la otra posición final del mecanismo, el método va a seguir la misma mecánica. Pero en esta situación las semejanzas entre las dimensiones y posiciones de todos sus eslabones, se realiza con la misma construcción utilizada en el eslabón biela del ejemplo anterior. Esto es causa de que no tienen ningún eslabón común para ambas posiciones en el dibujo ya que están desplazadas una respecto a la otra para verlas posiciones con mayor claridad.



Dibujo 15

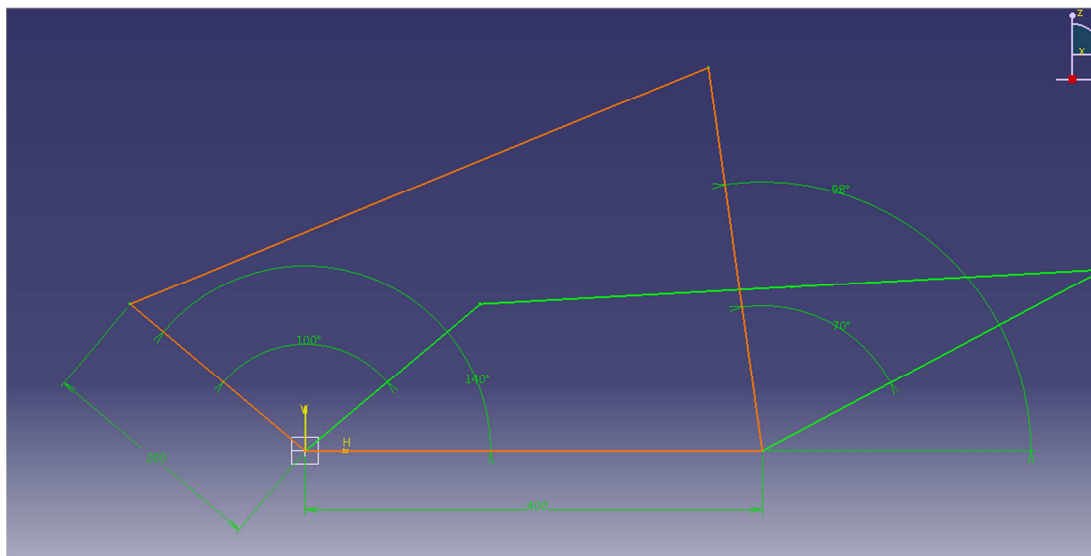
Se van a mostrar varios ejemplos para ver la gran utilidad de este método, para ello se van a ocultar toda la geometría de construcción y los símbolos de las restricciones, también se va a colorear una posición para poder ver los dibujos con mayor claridad.



Dibujo 16

En este primer ejemplo se le ha dado las longitudes de dos eslabones como restricciones de dimensión y a los eslabones conductor y conducido, se les ha restringido mediante ángulos las posiciones iniciales y finales. De esta forma el mecanismo se ha quedado completamente restringido, es decir con cero grado de libertad, esto es indicado cuando la geometría de este se pone de color verde. De esta manera se puede cambiar cualquiera de estas restricciones una por una según las necesidades del diseño y veremos si el mecanismo es posible de realizar ese movimiento.

El segundo ejemplo están restringidos también dos lados con sus longitudes y los eslabones conductor y conducido en la posición final. La posición inicial va a quedar restringida por las carreras de estos eslabones. Podría haber sido al contrario si el requisito principal hubiera sido la posición que debe ocupar el mecanismo en la posición inicial.

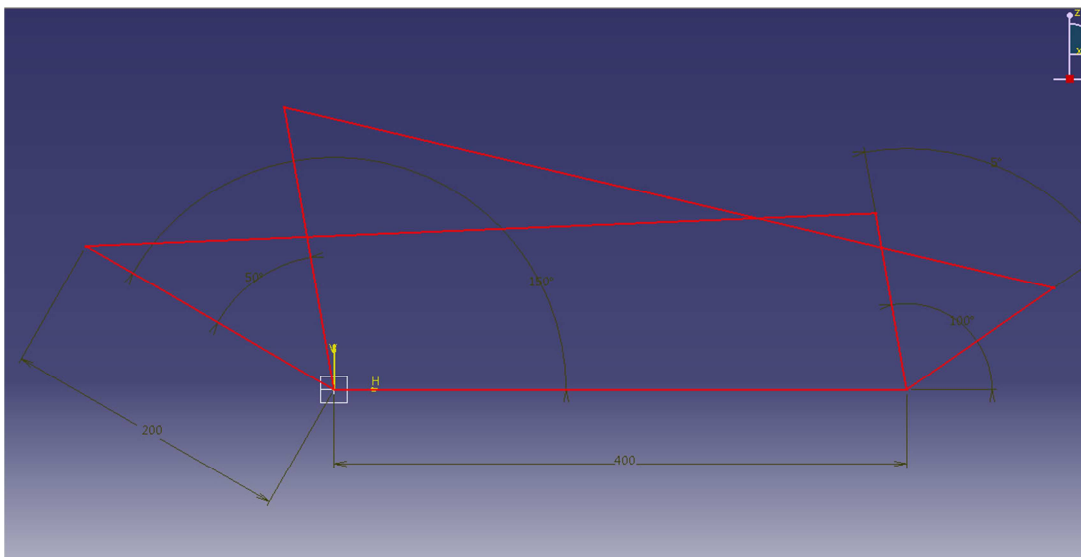


Dibujo 17

Con este ejemplo se puede controlar la posición final del mecanismo y las carreras angulares de los eslabones conductor y conducido.

El tercer ejemplo nos va a indicar que no existe solución para esta configuración, mostrando la geometría en color rojo. Si existieran estos requerimientos angulares la longitud de los eslabones sería muy elevada. Gracias este método vemos si los mecanismos con los ciertos requerimientos

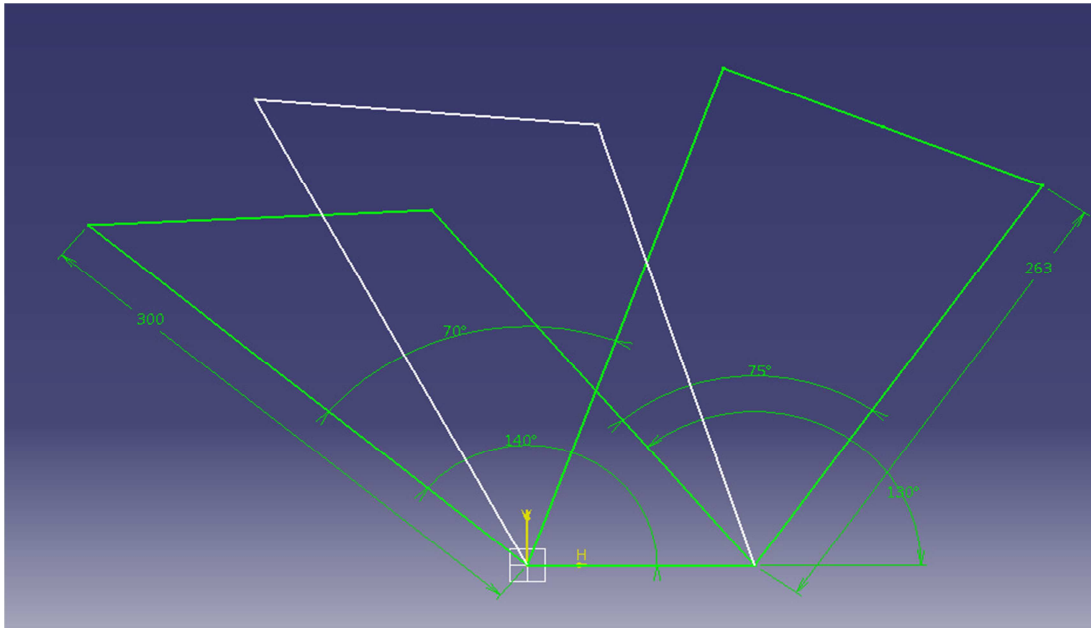
exigidos de ante mano son posibles realizarlos y cuáles de estas restricciones tendrían que ser modificas.



Dibujo 18

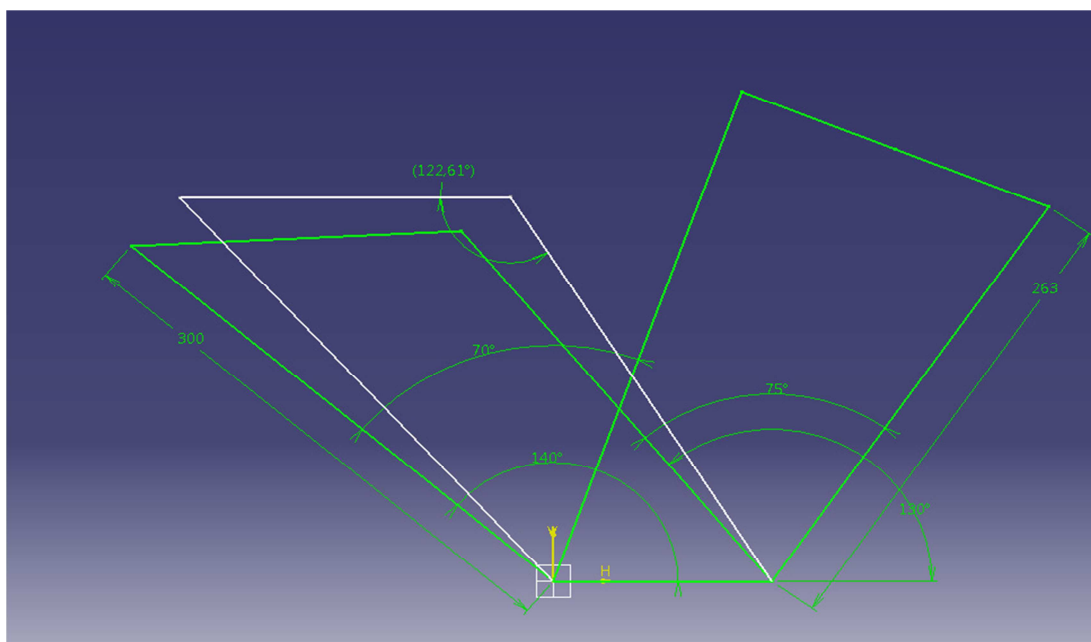
Hasta el momento solo se ha visto si el mecanismo es capaz de estar en dos posiciones, la inicial y la final. Pero al ser un método geométrico de posiciones puntuales cabría la posibilidad de que determinadas posiciones intermedias puedan ser imposibles debidas a interferencias o muy desfavorables.

Para resolver este problema se va a dibujar otro cuadrilátero con las restricciones necesarias para que sus dimensiones sean iguales a las de los otros dos, pero sin restricciones de posicionamiento angular. De este modo se podrá desplazar este nuevo cuadrilátero por toda la carrera angular y comprobar que las posiciones intermedias se pueden realizar sin ningún problema. En los siguientes dibujos aparecerá el proceso.



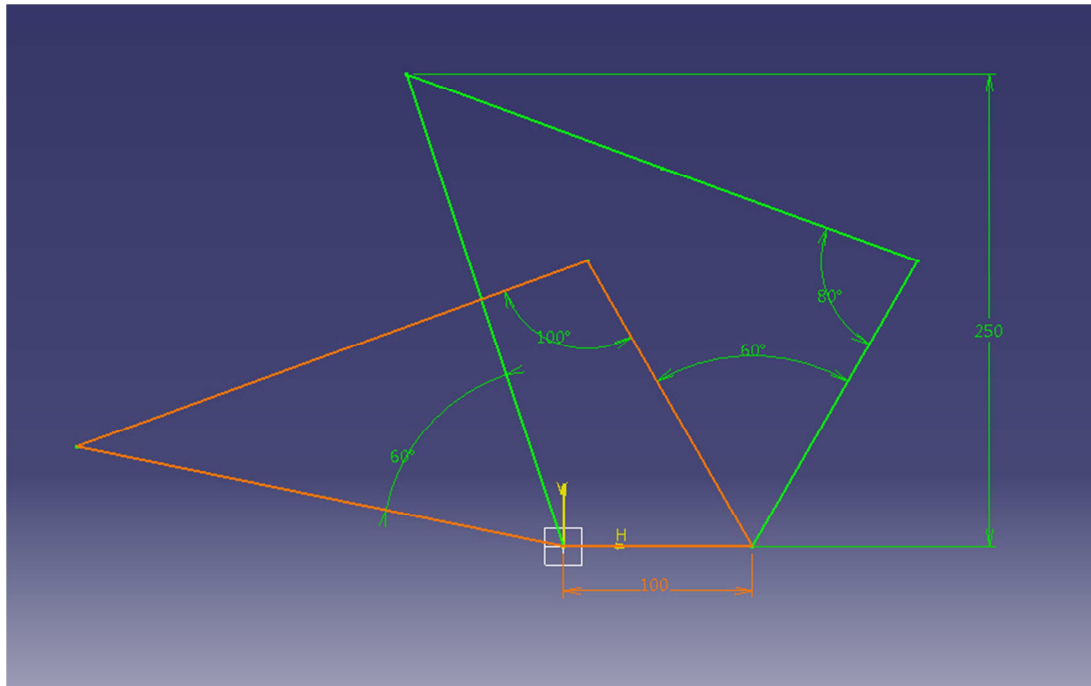
Dibujo 19

Esta posición intermedia está sin restringir, se pueden colocar restricciones angular en modo refence, estas aparecen entre paréntesis no influyen en la construcción, nos indicaran el ángulo de transmisión en todas las posiciones y de qué manera va evolucionando el mecanismo. Esto se va apreciar en los siguientes dibujos.



Dibujo 20

Por último se va a realizar una síntesis que parece más interesante. Se va a introducir como restricciones la longitud de un eslabón, las dos carreras y los ángulos de transmisión inicial y final. Además se va a restringir la altura máxima que puede ocupar el mecanismo.



Dibujo 21

Este caso es de mayor utilidad, ya que se pueden restringir las dimensiones a ocupar, lo cual es muy importante en mecanismos. Además los ángulos de transmisión son los más óptimos para la carrera a utilizar, los cuales hay que tenerlos muy en cuenta en los mecanismos. Si se utilizara ángulos desfavorables y las cargas fuesen elevadas este podría romperse o simplemente no podría realizar su función.

En conclusión es un sistema de diseño cinemático rápido y sencillo que permite muy bien la adaptación a los requerimientos, permitiendo fácilmente el cambio de cualquiera de ellos. Además permite ver los resultados gráficamente, lo cual es de gran importancia en el diseño de mecanismos, por tanto este es el método que se va a utilizar para encontrar la solución más idónea del mecanismo planteado.

4.2. Soluciones posibles y adoptadas.

La idea principal a la hora de realizar este mecanismo fue la eliminación de la plataforma fija de los remolques actuales, por unos eslabones capaces de tener movimientos relativos entre ellos para así poder obtener la misma funcionalidad con una mayor eficiencia estructural. Parte de la cual es conseguida debido a que en este mecanismo los eslabones están articulados, de esta manera están sometidos únicamente a esfuerzos axiales motivo por el cual se logra una mayor eficiencia estructural.

En primer lugar en cuanto a las leyes de circulación se refiere, el mecanismo debe estar dentro de las dimensiones máximas estipuladas. Partiendo de esto las restricciones más importantes son las siguientes:

El ángulo de descarga que debe de formar la caja respecto del suelo es un parámetro muy importante, ya que dependiendo de la inclinación que la caja forme con el suelo habrá mayor facilidad para la descarga total de la carga dejando de este modo la caja totalmente limpia sin necesidad de que el trabajador baje del tractor para ayudar a caer a la carga.

La altura del enganche del remolque con el tractor, la cual debe de poder tener un margen de variación dentro de un rango respecto de la altura estándar del enganche del tractor.

El ángulo de transmisión para el cilindro telescópico de elevación debe ser favorable ya que los esfuerzos a los cuales está sometido son muy elevados.

La distancia de seguridad que debe de tener la caja respecto del tractor en todo momento, tanto a la hora de ser transportada como en el momento de descarga.

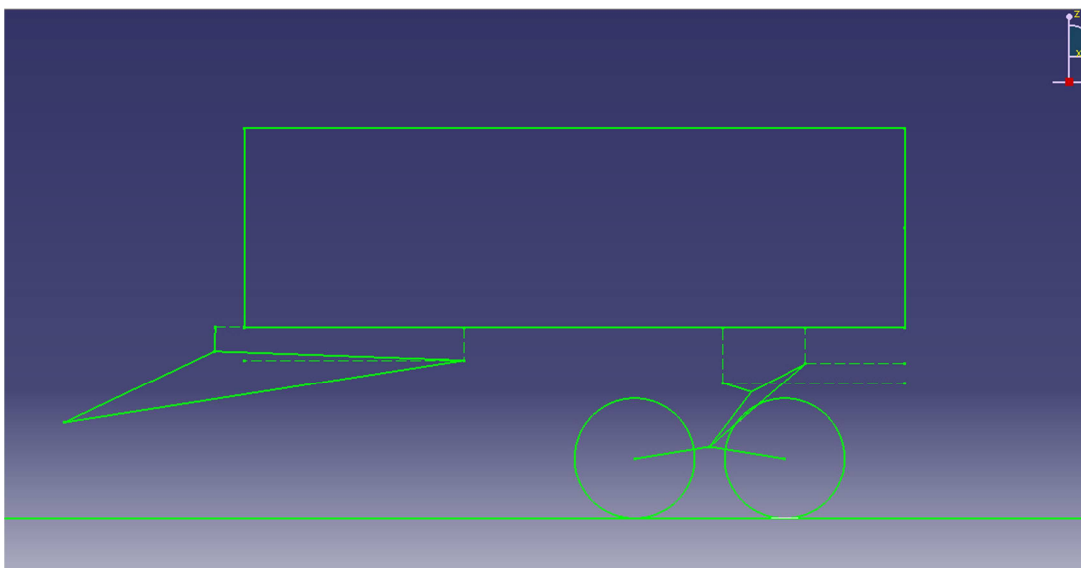
La altura del remolque respecto del suelo debe de ser la idónea para producir el menor balanceo posible durante su transporte y la altura que debe de tener en el momento de descarga respecto del suelo.

La Posición en la que está el eje del grupo de rodadura debe de mantenerse en todo momento en la parte posterior de la caja, para que no supere en ninguna posición el centro de gravedad de la carga.

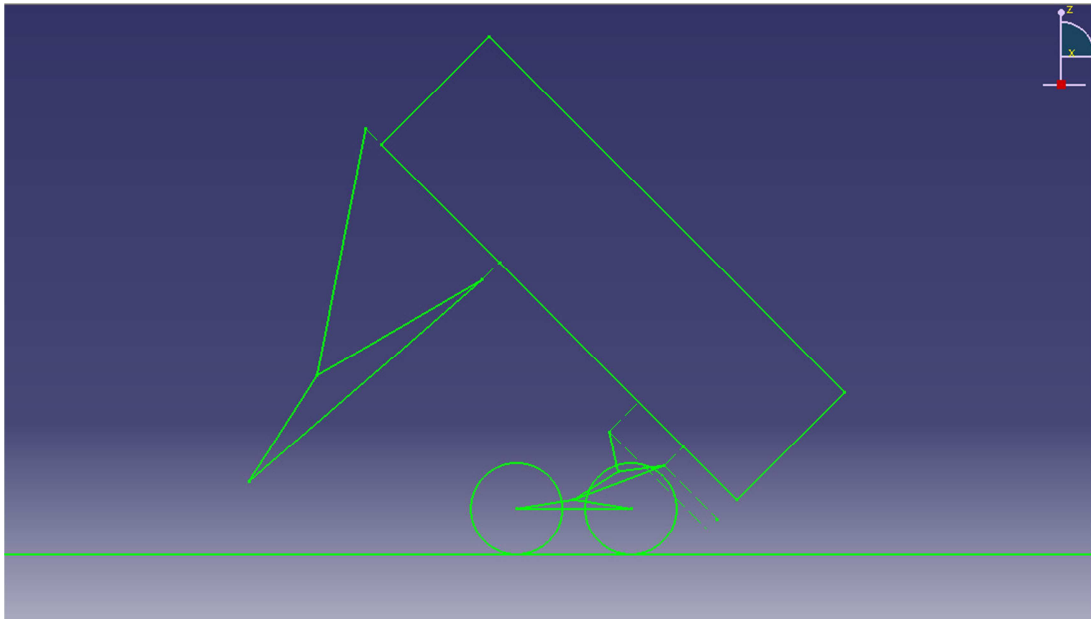
Hay algunos que dependen de la elección de los elementos comerciales como pueden ser dimensiones de cilindros, diámetros de neumáticos, alturas de ejes que podrán variar según los fabricantes que se decida escoger.

Para la realización de esta síntesis se dibuja de forma esquemática el mecanismo en las posiciones iniciales y finales en el módulo Sketcher tal como se ha definido anteriormente con este sistema gráfico. Se observa como varían tanto las longitudes de los eslabones como las posiciones donde estos deberán ir enganchados.

A continuación se va a mostrar el primer diseño realizado en sus posiciones inicial y final. Se han ocultado todas las cotas y toda la geometría utilizada en el módulo Sketcher para su construcción para que se pueda ver el mecanismo con claridad, ya que con ellas visibles resultaría casi imposible poder ver el mecanismo.



Dibujo 22



Dibujo 23

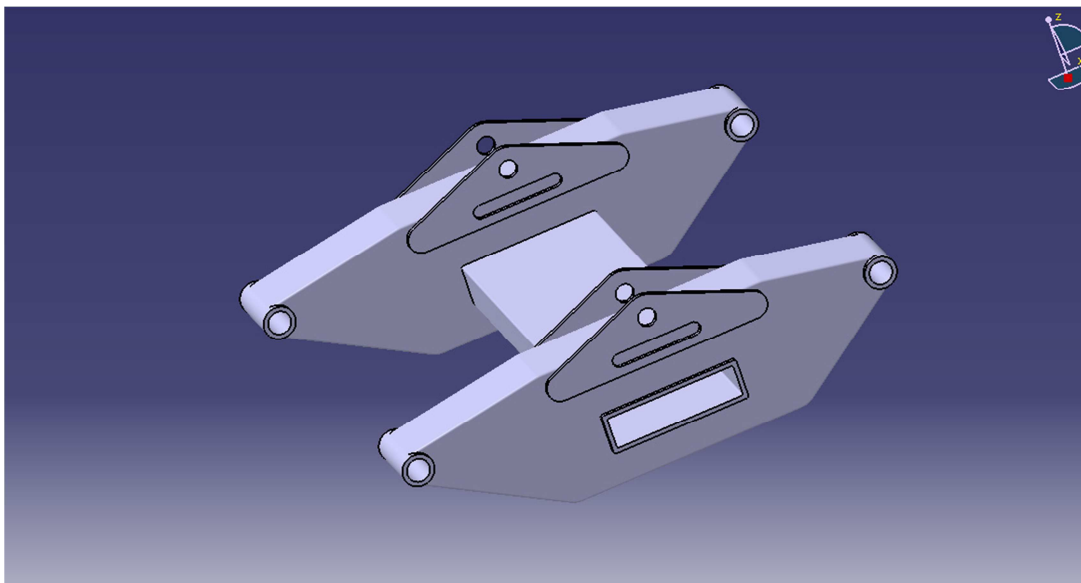
Aunque la geometría de construcción no aparezca se están controlando todas las dimensiones de los eslabones y las líneas a trazos que aparecen en los dibujos muestran las posiciones en las cuales irán enganchados los extremos de estos eslabones.

Como puede verse en el dibujo guarda las distancias estipuladas como restricciones, las cuales serían la altura del enganche del remolque, la altura de la caja respecto al suelo tanto en la posición inicial como en la posición final. Permite observar también una distancia de la entre las ruedas y la caja, la distancia entre el eje del grupo de rodadura y la parte posterior de la caja, el ángulo de descarga y las dimensiones del cilindro telescópico.

El funcionamiento de este mecanismo esta diferenciado en dos partes. La primera de ellas está situada en parte delantera que se puede simplificar como un mecanismo de biela manivela y la segunda se sitúa en la parte posterior formando un mecanismo cuadrilátero articulado.

El mecanismo biela manivela está formado por la lanza y el cilindro telescópico, el cual está situado en ella. A este cilindro le llega el aceite a presión directamente del tractor, es el encargado de realizar la fuerza y la carrera necesaria para la elevación requerida de la caja para poder efectuar la descarga con éxito.

El mecanismo cuadrilátero articulado está formado por un balancín, al cual se le unen unos cilindros uno a cada lado. Este balancín está unido por su parte inferior al eje del grupo de rodadura, el cual será su eje de giro. Por la parte superior se unirá a la caja con unas orejetas por medio de otro eje, las cuales están soldadas en la estructura que refuerza la caja. En su enganche intermedio estarán colocados los cilindros, los cuales se expandirán en función del movimiento de elevación del cilindro telescópico.



Dibujo 24

La manera de expandir estos cilindros de doble efecto se realiza con un circuito hidráulico cerrado formado por estos dos cilindros y un tercer cilindro de doble efecto enganchado uno de sus extremos a la estructura de la caja y el otro extremo a la parte superior de la lanza. Funciona de la siguiente manera, cuando el remolque está en la posición inicial los tres cilindros están cerrados teniendo conectados el orificio de retorno de aceite de la cámara del cilindro de la lanza conectado con las dos cámaras de avance de aceite de los dos cilindros traseros que permitirá que estos salgan para acompañar la elevación de la caja y a la hora de bajar ocurre justamente lo contrario el aceite que está en las cámaras de avance de los cilindros trasero pasara a la cámara de retorno del cilindro delantero volviendo los tres a su posición de estado inicial. Este movimiento tiene lugar al elevar la caja con el cilindro telescópico se crea un incremento de distancia entre la lanza y la caja, esto provoca que el cilindro

situado entre la caja y la lanza tenga su movimiento de avance y el aceite de la cámara de retorno haga salir a los dos cilindros traseros y cuando baja la caja hace fuerza sobre los cilindros traseros las cuales desalojan el aceite de sus cámaras de avance y lo impulsan a la cámara de retorno del tercer cilindro, este a su vez baja por el propio decrecimiento de distancia que hay entre la lanza y la caja.

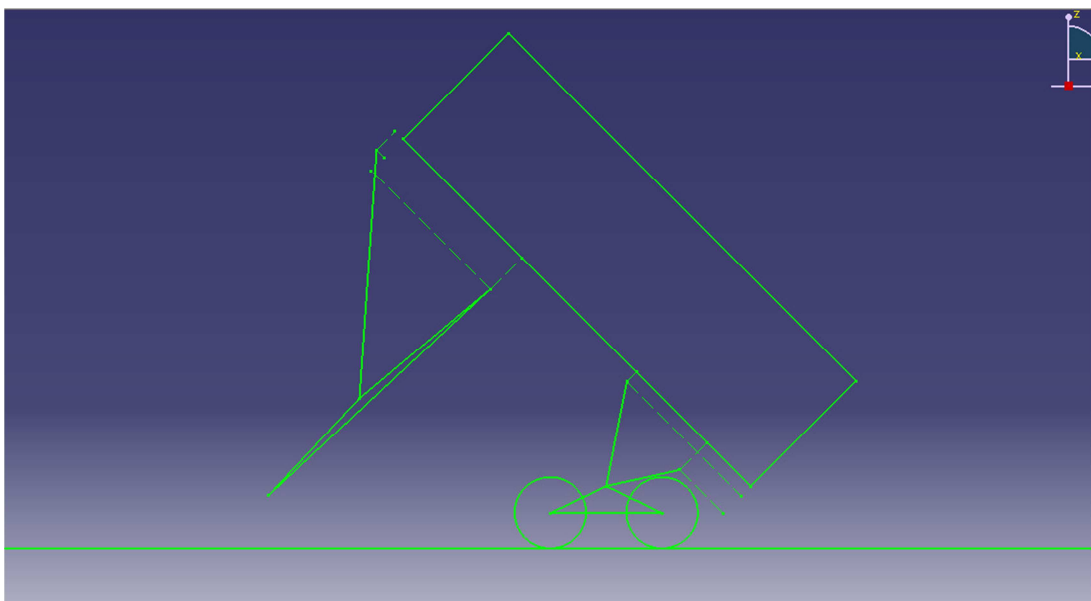
El tercer cilindro debe de ser de un mayor diámetro capaz de albergar un volumen de aceite en su cámara igual al de las dos cámaras de los cilindros traseros, este volumen podría ser superior si en este circuito cerrado se intercalara un vaso de expansión. Gracias a el cual sería más fácil encontrar cilindros en el mercado con el volumen apropiado y también proporciona una amortiguación extra al mecanismo.

El inconveniente de este mecanismo está en la complejidad de la parte posterior debida al balancín, ya que se crean demasiados ejes de giro y el coste de producción del balancín sería algo elevado. Por esta razón se ideó un nuevo diseño eliminando el balancín y poniendo tanto los dos cilindros como las dos barras traseras con en el mismo eje de giro situado encima del grupo de rodadura. Otro inconveniente debido a este balancín supuso la elevada altura de la caja respecto del suelo, lo cual suponía una característica perjudicial. Un requerimiento muy logrado fue el ángulo de transmisión óptimo del cilindro telescópico de elevación.

A continuación se muestra este diseño en sus posiciones iniciales y finales para poder ver las diferencias.



Dibujo 25



Dibujo 26

Como puede verse la complejidad estructural del cuadrilátero articulado ha disminuido al quitar el balancín, con ello se ha logrado también disminuir tanto la altura de la caja respecto del suelo como la altura del enganche del remolque con el tractor considerablemente, pero aumentando la altura de la

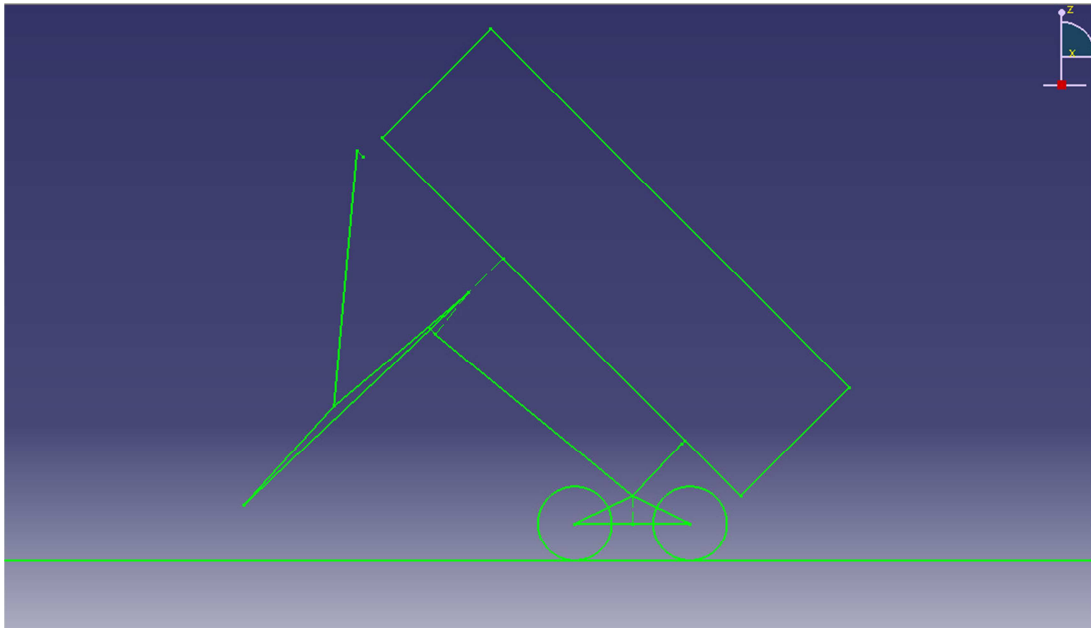
caja en la posición de descarga. El ángulo de transmisión se ha aumentado pero sigue siendo favorable para realizar la elevación. También aumento la distancia del eje trasero del grupo de rodadura respecto de la parte posterior de la caja.

Este diseño funciona con el mismo sistema de circuito hidráulico cerrado que el anterior, pero con el problema que en el mercado no existen cilindro de doble efecto de un solo tramo capaces de tener una carrera mayor que la dimensión de estos en posición inicial. La solución que se podría optar para salvar este problema sería utilizar cilindros telescópicos, pero esto no resultaría nada económico, por ello se decide hacer un nuevo diseño en la estructura.

Este es el diseño finalmente adoptada en la síntesis del mecanismo, se va a mostrar a continuación las posiciones iniciales y finales.



Dibujo 27



Dibujo 28

En este diseño se produce la eliminación total del circuito hidráulico cerrado de la parte posterior, debido al económico que suponía. En su lugar se ha introducido dos nuevos eslabones, uno a cada lado, enganchado uno de sus extremos a la lanza y el otro al eje del grupo de rodadura donde también conectan las barras traseras. Con esta nueva configuración se han resuelto los problemas anteriores mejorando el ángulo de transmisión respecto del modelo de los cilindros y se ha disminuido la distancia entre el eje del grupo de rodadura y la caja. Se ha mantenido las distancias positivas logradas con los otros diseños como son la altura de la caja respecto del suelo tanto en carga como en descarga, altura del enganche con el tractor y la distancia de seguridad entre el tractor y la caja en posiciones de carga y descarga.

A continuación se muestra una tabla que recoge características principales que se han tenido a cabo en la realización de estos diseños. Las unidades de los valores que aparecen exceptuando el ángulo de transmisión están expresadas en milímetros.

Como puede apreciarse notablemente la altura respecto del suelo cuando la caja está cargada, favoreciendo a disminuir la altura del centro de gravedad de la carga y así la caja sea más estable.

La distancia de seguridad al cambiar de diseño se ha aumentado siendo este valor tanto con la caja cargada como en la posición de descarga.

El ángulo de transmisión del cilindro tiene un valor medio entre ambos diseños siendo este muy favorable.

DIFERENCIACION DE PARAMETROS ENTRE DISEÑOS

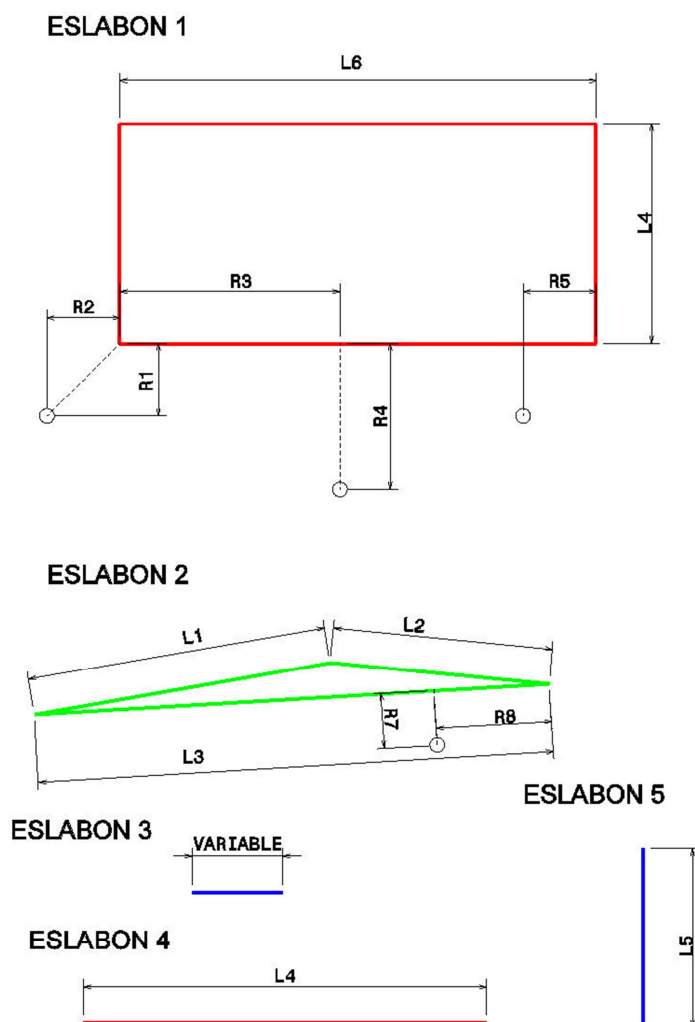
	Balancín	Cilindros	Cuadrilátero
Altura Caja-Suelo en Descarga	600	700	700
Altura Caja-Suelo Cargada	1589	1227	1250
Angulo de Transmisión	90°	120°	102°
Altura del Enganche	800	600	600
Distancia Tractor-Caja	1448	1500	1500
Atura Eje Trasero	1625	1806	1450

4.3.- Síntesis gráfica utilizando los módulos Sketcher y DMU Kinematics del programa CATIA.

En primer lugar para realizar la síntesis del mecanismo se dibuja en el módulo Sketcher las posiciones iniciales y finales, relacionando todas las dimensiones y posiciones mediante el método gráfico explicado anteriormente. De este modo aunque el dibujo se encuentra de forma esquemática todas las partes están bien relacionadas. Posteriormente se trasladara a otro módulo para realizar cada parte del mecanismo con dimensiones reales. Para más tarde juntar todas estas piezas en el módulo DMU Kinematics, que permite darle movimiento ya con el sistema real y poder ver si existe alguna interferencia entre sus piezas o se debe cambiar alguna forma de ellas. Todas las dimensiones de los eslabones y las posiciones de contacto de todos los

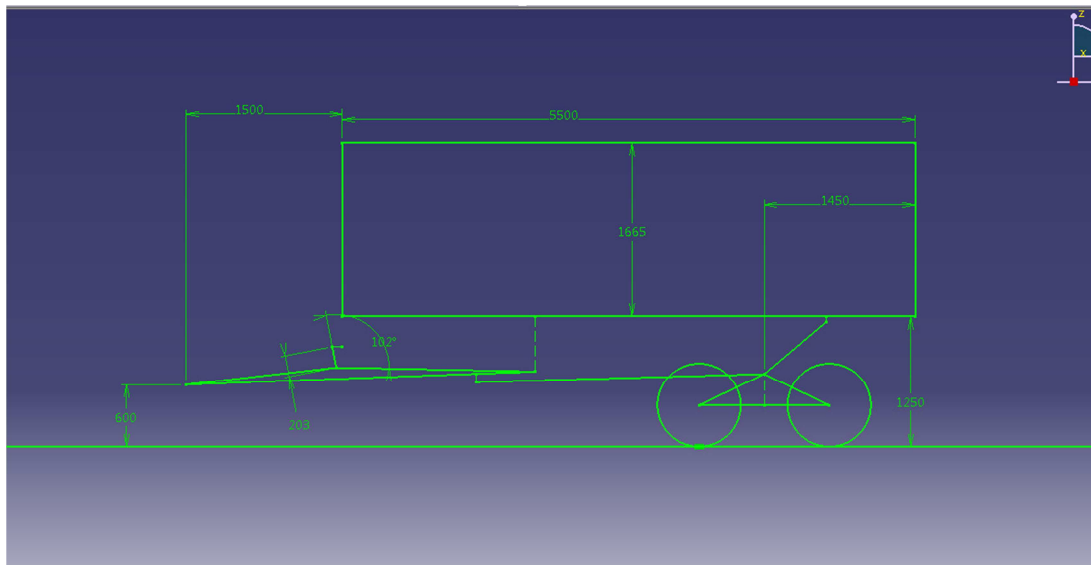
elementos están definidas con parámetros, para poder realizar cualquier cambio de estos valores y así cambie automáticamente la dimensión de las piezas o el punto de posicionamiento de estas.

Esta imagen muestran los parámetros que se han utilizado en la síntesis.

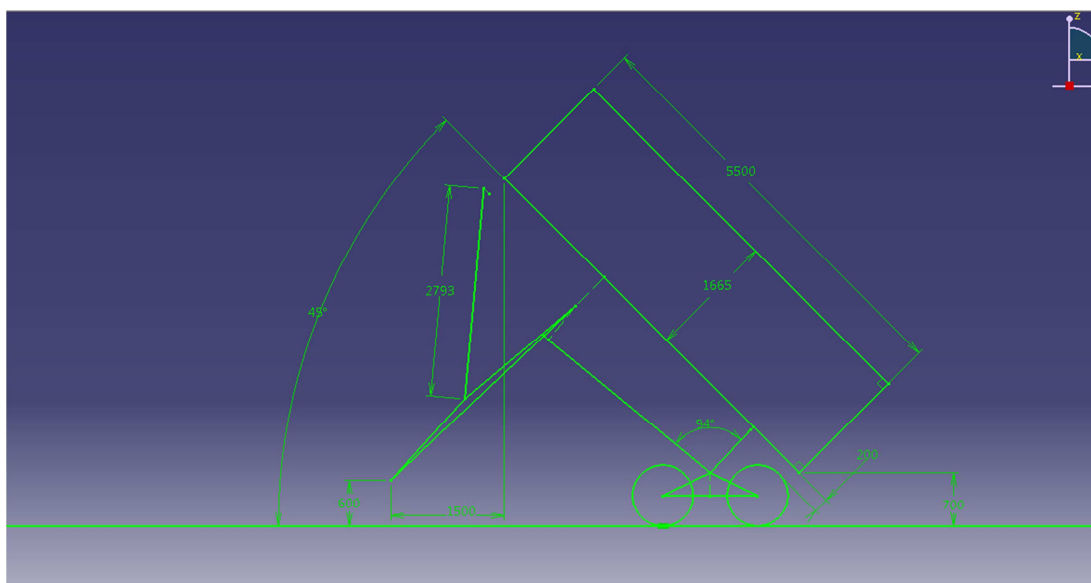


Dibujo 29

A continuación se puede ver en los dibujos el valor de las medidas restrictivas principales de este mecanismo.



Dibujo 30



Dibujo 31

Una restricción principal es el ángulo de descarga, en este caso 45 grados, para conseguir este ángulo se debe colocar un cilindro que con su carrera sea capaz de elevar la carga hasta lograr alcanzar tal ángulo. Una vez definida la carrera se debe encontrar entre los fabricantes del mercado, un cilindro comercial con tal carrera y tomar como una nueva restricción de aquí en adelante las longitudes del cilindro en posición de plegado y en posición de

desplegado. Otros elementos comerciales como el grupo de rodadura, que está compuesto por los neumáticos, las ballestas y los ejes de las ruedas. Todo esto se escogerá en función de la carga, de esta elección se obtiene la altura del neumático, la separación entre los ejes y la altura de la posición del eje de giro de las barras traseras y de los largueros.

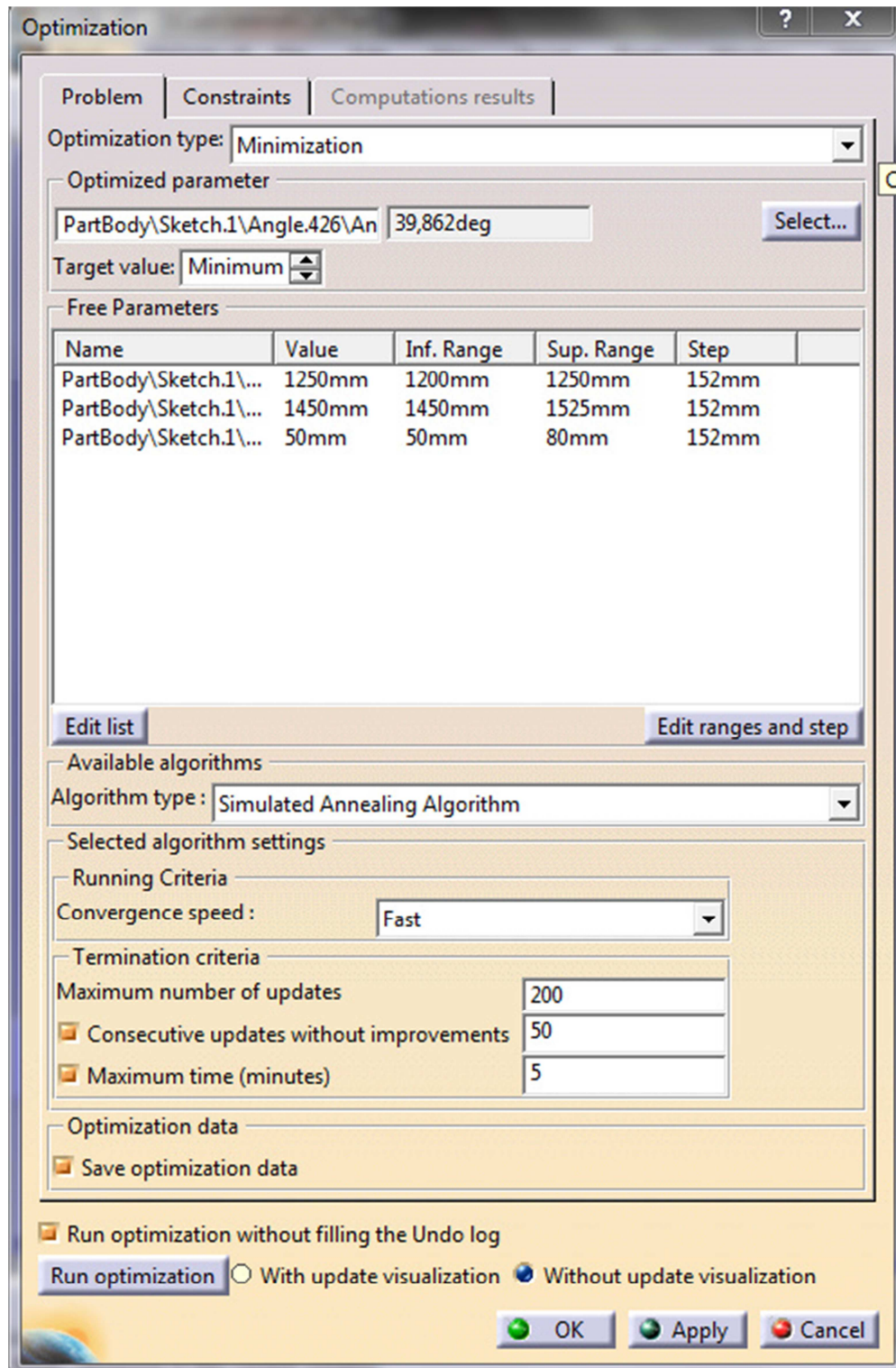
Las longitudes restrictivas del cilindro serán de 203mm en posición de plegado y de 2793mm en posición de desplegado, esta es la longitud total del cilindro entre sus dos puntos de apoyo, lo que significa que se debe de escoger un cilindro con una carrera de 2590mm.

En cuanto al grupo de rodadura es escogido debido a la carga, por tanto de aquí se elige el neumático adecuado, en este caso el valor de su radio es de 400 mm. La separación entre los ejes del grupo es de 1250 mm y la altura de estos al punto G del modelo de síntesis es de 300 mm.

Se ha tenido en cuenta el valor de una altura estándar del enganche de un tractor que asciende a 600 mm, ya con estos valores se han ido variando los datos más referencias en el diseño, como puede ser la altura de la caja respecto del suelo, la distancia entre la caja y el tractor, ángulo de transmisión para poder conseguir uno óptimo para el buen funcionamiento del mecanismo.

Para conseguir optimizar alguno parámetros se ha utilizado un módulo del programa CATIA denominado Product Engineering Optimizer. En este módulo se pueden realizar cuatro tipos de optimización se buscar la manera de minimizar, maximizar un valor de una restricción en función de otras restricciones que elijas, acotando estas restricciones entre un rango inferior y otro superior de un determinado número de ensayos. De esta manera el programa te da el valor máximo o mínimo óptimo para unos valores sacados dentro de los rangos de las restricciones que se han colocado en función de la restricción que se requería optimizar.

A continuación se muestra un ejemplo de la manera de hacerlo y la tabla de resultados obtenidos, se ha quitado muchos de los ensayos ya que el número era muy elevado.



Dibujo 32

Ensayos	Mejor (deg)	Long pto G- final caja	Altura caja al suelo	R6
0	35,1408	1525	1200	50
1	36,0164	1525,6162	1.210,0355	50
2	37,2496	1526,4789	1.224,0853	50
3	38,9901	1527,6866	1.243,7550	50
41	39,8206	1468,3796	1250	50
42	39,8264	1466,3208	1250	50
43	39,8340	1463,4383	1250	50
44	39,8437	1459,4030	1250	50
45	39,8554	1453,7535	1250	50
46	39,8620	1450	1250	50
47	39,8620	1450	1250	50
48	39,8620	1546,4711	1250	50
49	39,8620	1550	1250	50
146	39,8620	1450	1250	50
147	39,8620	1450,0125	1250	50,0244
148	39,8620	1450,0131	1250	50
149	39,8620	1450,0140	1250	50
150	39,8620	1450,0225	1.249,8614	50
151	39,8620	1450	1.249,9324	50
152	39,8620	1450	1250	50

Como puede verse los valores remarcados en rojo son los óptimos para el mecanismo. Ha calculado el mejor ángulo en función de las otras tres restricciones, de las cuales nos da los valores con los que se ha conseguido el ángulo más óptimo.

5.- CALCULOS ESTÁTICOS

Se va a realizar los cálculos estáticos para saber que fuerzas afectan al mecanismo, para ello se va a tener en cuenta el peso propio de tal y la capacidad de carga.

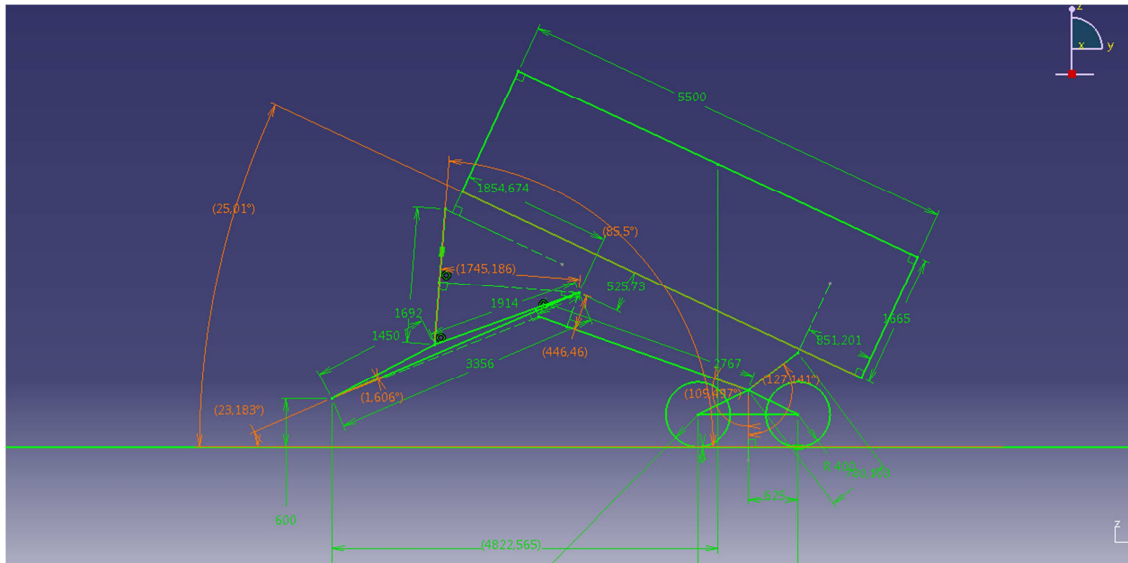
Todos los cálculos se van a realizar con todo el total de la carga siendo esta la situación más perjudicial, hay que tener en cuenta que en la realidad en función de que el ángulo de inclinación va aumentando la carga va disminuyendo.

Este análisis de fuerzas va a servir para determinar las fórmulas generales, las cuales serán usadas iterativamente mediante una tabla de Excel para conocer los esfuerzos en el rango de ángulos que tomara el mecanismo.

Las distancias en cada posición y los ángulos que se obtengan en este primer análisis estático servirá para el resto de análisis, ya que las dimensiones entre los pares de enlace no varían en función de la forma constructiva ni del tamaño de los perfiles, sino que estos se deben adaptar a las dimensiones obtenidas en el cálculo cinemático si este no necesita ser cambiado.

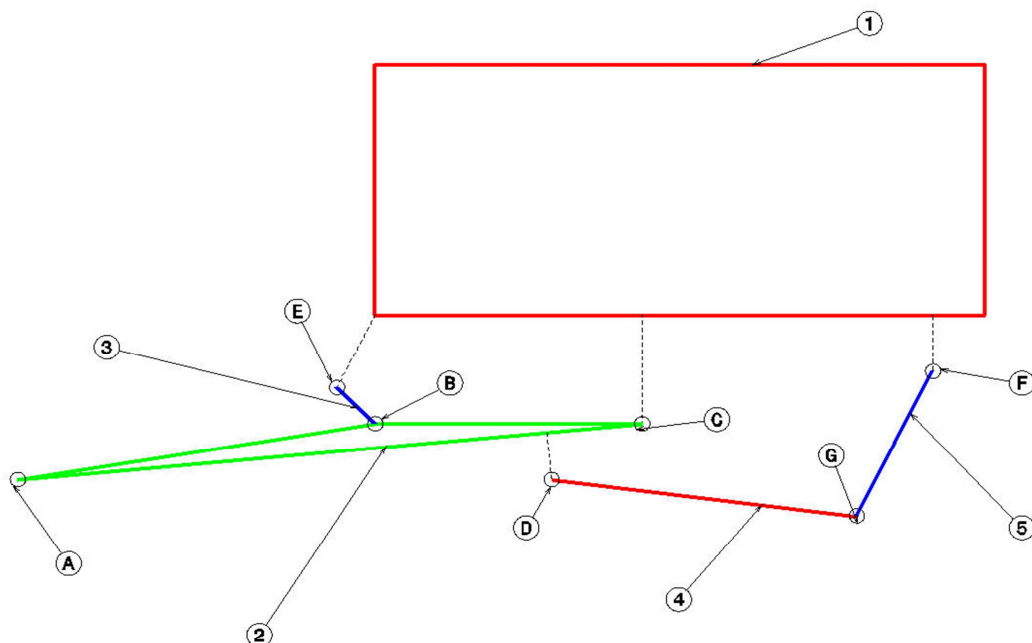
Las dimensiones de posicionamiento de los ángulos de enlace y las dimensiones longitudinales de los eslabones son las obtenidas en la síntesis realizada con anterioridad. Para la obtención de todos los ángulos necesarios en el cálculo estático se ha recurrido al modelo de síntesis realizado en el módulo Sketcher. Se ha aislado el mecanismo de una sola posición, restringiendo todos los parámetros menos la carrera del cilindro, de esta manera variando la carrera se puede posicionar el mecanismo en una serie de ángulos que toma la caja respecto del suelo para poder tomar el valor de los demás ángulos. También se ha tomado la dimensión de las líneas perpendiculares formadas con las líneas de fuerza respecto del punto C para su posterior cálculo en la realización del sólido libre del eslabón 2. Todas estas medidas se ponen en modo reference, así no afectan como restricciones y sirven para informar de cómo cambian esos valores.

Las medidas remarcadas son las que se han tomado del siguiente dibujo.



Dibujo 33

A continuación se va a mostrar un esquema de la disposición del mecanismo, marcando el número de cada eslabón y la letra de cada par de enlace.

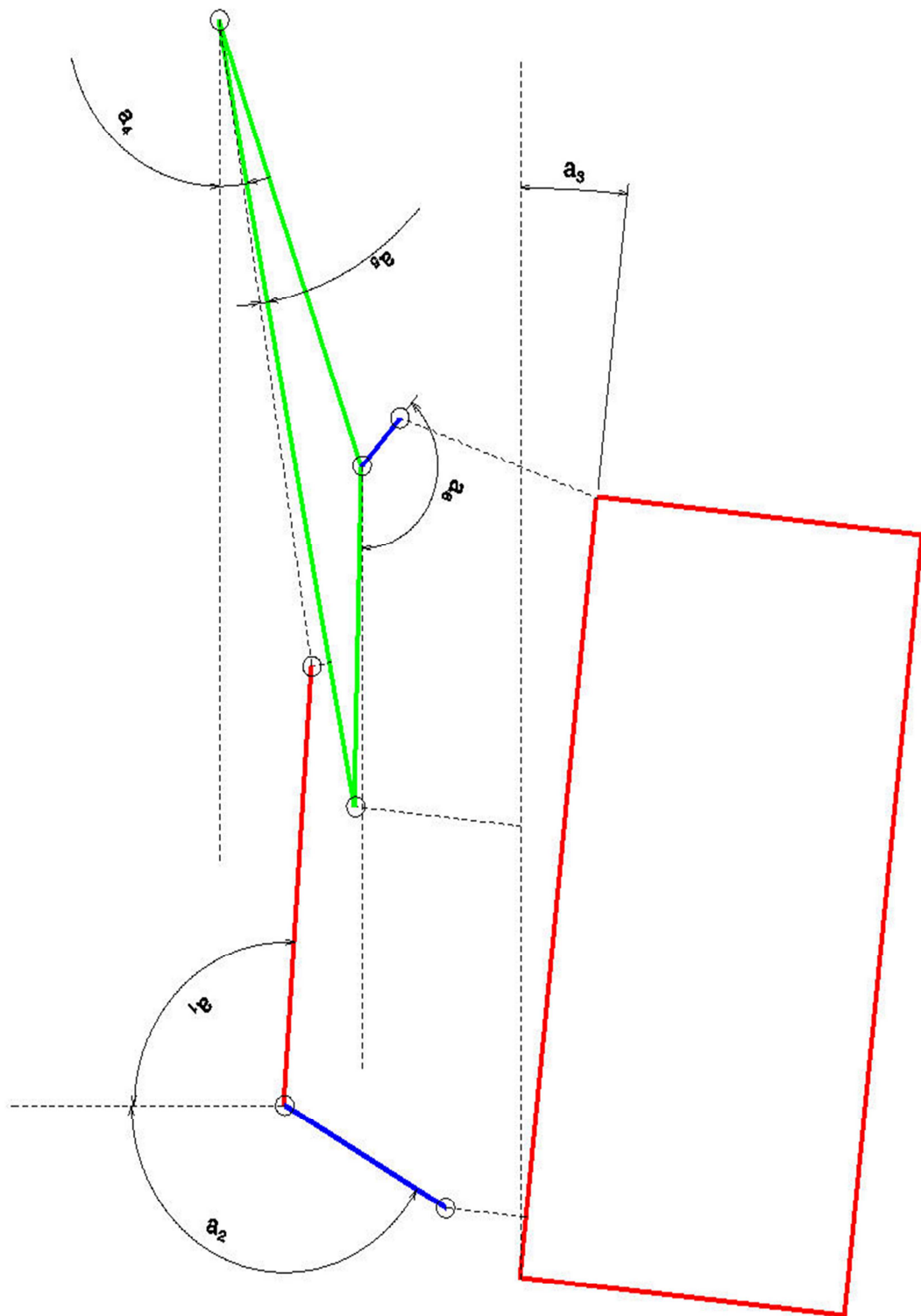


Dibujo 34

Para hallar el peso propio de la estructura se utilizan los dibujos realizados en el 3D a los cuales se les ha asignado un material previamente. Este diseño tiene un predimensionamiento meramente estético y es muy probable que este sobredimensionados, no obstante esto es necesario para realizar una estimación de las cargas y así poder conocer la viabilidad de la estructura del mecanismo en cuanto a resistencia mecánica. De este modo se comprueba que además de ser viable en cuanto a la cinemática se refiere también será capaz de aguantar estructuralmente y por tanto ser construido. También servirá como patrón del tipo de construcción y su adaptación a que resista estructuralmente será simplemente reduciendo o aumentando las áreas o las inercias en la medida que sea necesaria. Además el programa también proporciona el centro de gravedad de la estructura completa o de cada uno de sus eslabones.

Durante la realización de los cálculos se ha tenido en cuenta que existen eslabones duplicados, los cuales son el 4 y el 5. Por eso al poner sus fuerzas en el cálculo éstas han sido divididas por dos, estos eslabones están solicitados únicamente a esfuerzos axiales.

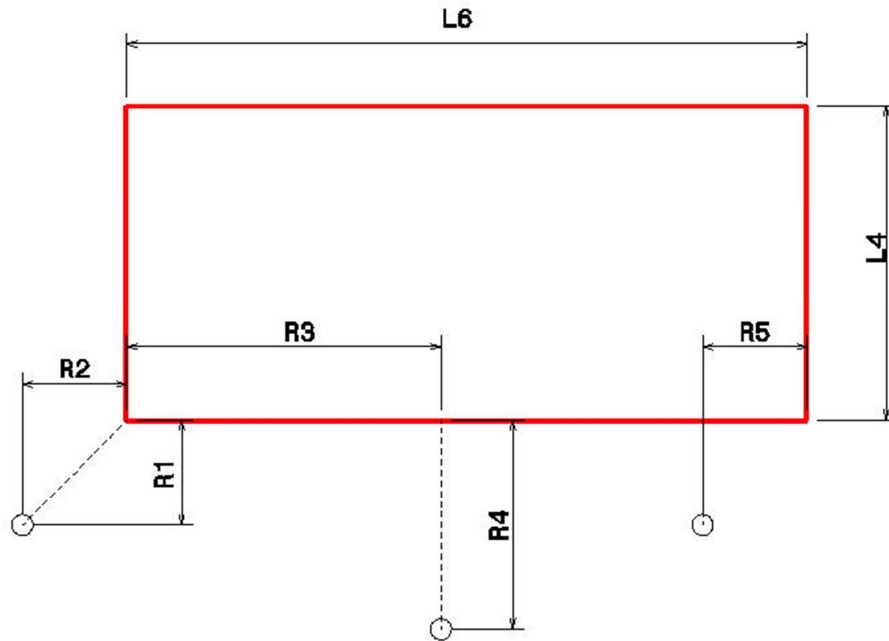
A continuación se muestra un esquema con los ángulos que se van a utilizar en la realización del cálculo.



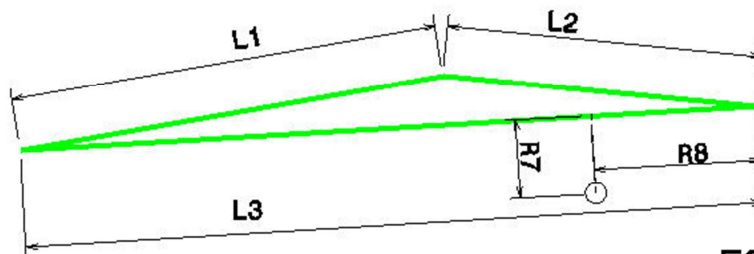
Dibujo 35

Las restricciones tanto longitudinales como de restricción de cada eslabón son las siguientes:

ESLABON 1

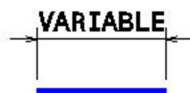


ESLABON 2

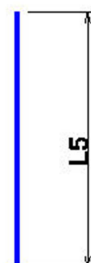


ESLABON 5

ESLABON 3



ESLABON 4



Dibujo 36

En primer lugar se van a considerar todas las cargas como una única carga equivalente al peso total del remolque más la capacidad de carga máxima que puede llevar, el CDG de tal carga es extraída del programa CATIA respecto del punto A (apoyo del remolque con el tractor) en dirección paralela el suelo y se le denomina L_G y a la carga total N_G .

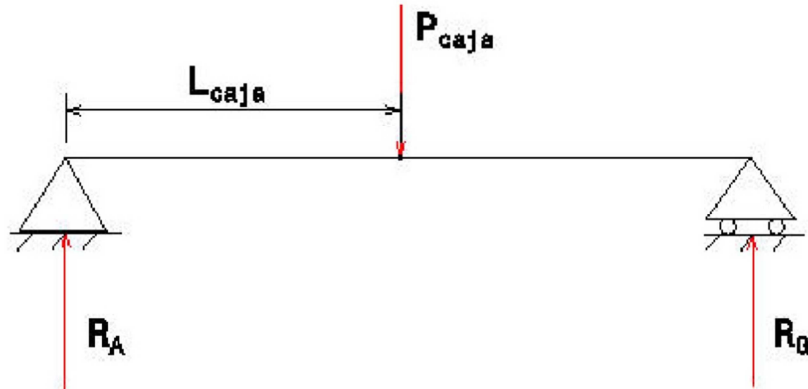
Se esquematiza todo el mecanismo como si fuese una viga con dos puntos de apoyo uno de ellos el tractor y otro el eje del grupo de rodadura, al que se le denomina R_G .

Con las reacciones halladas, se pueden realizar los cálculos de esfuerzos de la estructura ya que esta es isostática. Con estas se hallara mediante un equilibrio en el punto G los esfuerzos axiles, a los cuales están solicitados los eslabones 4 y 5.

Posteriormente se realizará el cálculo del solido libre del eslabón 2, para poder obtener la fuerza necesaria que debe tener el cilindro y las reacciones que se darán en el punto C.

Ya con todas las fuerzas calculadas en los siguientes apartados se realizada un dimensionamiento para poder analizarlo y así comprobar que la estructura será viable constructivamente.

5.1.- Cálculo Reacciones



Dibujo 37

$$\sum M_z^A = 0$$

$$R_G \left[\left(\sqrt{(L_3 - R_8)^2 + R_7^2} \right) * \cos(a_4 - a_5) + L_4 * \sin a_1 \right] = P_{CAJA} * L_{CAJA}$$

$$R_G = \frac{P_{CAJA} * L_{CAJA}}{\left(\sqrt{(L_3 - R_8)^2 + R_7^2} \right) * \cos(a_4 - a_5) + L_4 * \sin a_1}$$

$$\sum F_V = 0$$

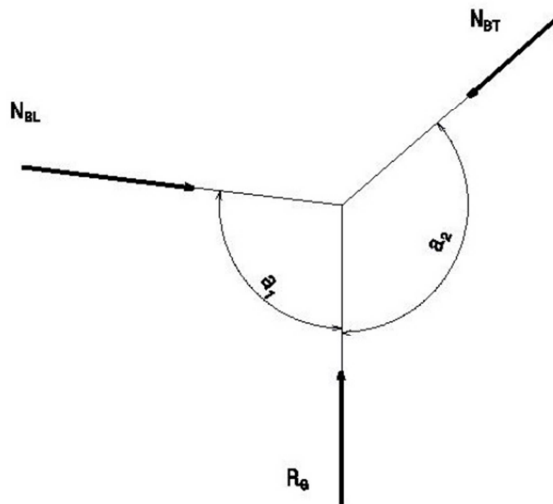
$$P_{CAJA} = R_A + R_G$$

$$R_A = P_{CAJA} - R_G$$

Conocidas las reacciones ahora se procede al cálculo de los esfuerzos axiales de los eslabones 4 y 5, mediante el equilibrio en el punto G.

5.2.- Cálculo esfuerzos axiales eslabones 4 y 5

PUNTO G



Dibujo 38

$$\sum F_H = 0$$

$$\frac{N_{BL}}{2} * \sin a_1 = \frac{N_{BT}}{2} * \sin a_2$$

$$\sum F_V = 0$$

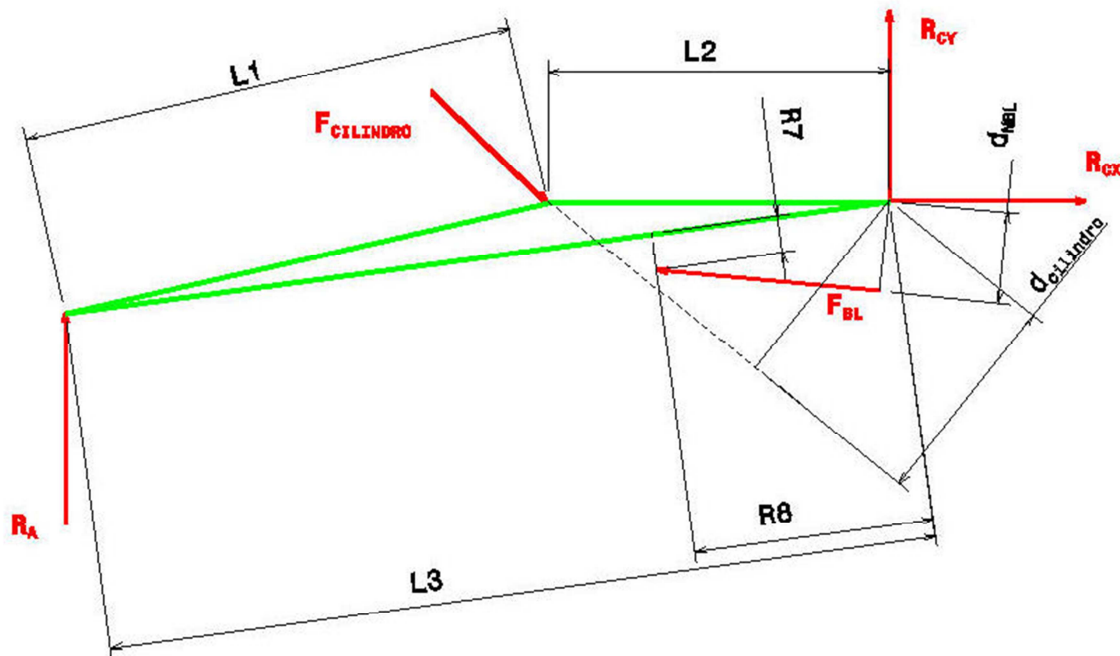
$$R_G = -\frac{N_{BL}}{2} * \cos a_1 - \frac{N_{BT}}{2} * \cos a_2$$

$$N_{BT} = \left[-\frac{R_G}{\left(\frac{\cos a_1 * \sin a_2}{\sin a_1} + \cos a_2 \right)} \right] / 2$$

$$N_{BL} = \left[-\frac{R_G}{\left(\frac{\cos a_1 * \sin a_2}{\sin a_1} + \cos a_2 \right)} * \frac{\sin a_2}{\sin a_1} \right] / 2$$

5.3.- Solido libre eslabón 2

ESLABON 2



Dibujo 39

Las distancias perpendiculares a las líneas de acción de las fuerzas $F_{CILINDRO}$ y F_{BL} se han sacado del programa CATIA, podrían sacarse a base de trigonometría aunque es algo más costoso se obtienen idénticos resultados.

$$\sum M_z^C = 0$$

$$R_A * L_3 * \cos \alpha_4 + 2 * N_{BL} * d_{NBL} = F_{CILINDRO} * d_{CILINDRO}$$

$$F_{CILINDRO} = \frac{R_A * L_3 * \cos \alpha_4 + 2 * N_{BL} * d_{NBL}}{d_{CILINDRO}}$$

$$\sum F_H = 0$$

$$R_{CX} = 2 * N_{BL} * \sin a_1 - F_{CILINDRO} * (-\cos a_6)$$

$$\sum F_V = 0$$

$$R_{CY} = -R_A + F_{CILINDRO} * \sin a_6 - 2 * N_{BL} * (-\cos a_1)$$

5.4.- Tablas de parámetros

La tabla de los ángulos utilizados en los cálculos es la siguiente:

ANGULOS EN GRADOS

a_3	a_1	a_2	a_4	a_5	a_6
0	88,524	129,779	2,198	1,606	100,791
5	92,151	126,988	5,807	1,606	91,351
10	96,123	125,447	9,768	1,606	88,449
15	100,368	125,103	14,009	1,606	86,971
20	104,835	125,745	18,494	1,606	86,076
25	109,497	127,141	23,183	1,606	85,5
30	114,292	129,072	28,026	1,606	85,127
35	119,219	131,377	33,023	1,606	84,898
40	124,246	133,916	38,149	1,606	84,782
45	129,448	136,62	43,49	1,606	84,766

A continuación se muestran las tablas de los parámetros de restricciones longitudinales y de posición.

DISTANCIAS			
a_3	d_{NBL}	d_{CIL}	L_{CAJA}
0	85,23	1871,952	4250
5	156,718	1913,699	4336
10	232,188	1895,927	4401
15	307,918	1860,34	4437
20	380,553	1809,956	4442
25	446,46	1745,186	4413
30	501,953	1666,529	4349
35	544,273	1573,859	4249
40	570,709	1467,753	4112
45	579,235	1346,648	3934

DIMENSION DE
POSICIONAMIENTO

R_1	288,565
R_2	97,337
R_3	1854,674
R_4	525,73
R_5	851
R_6	50
R_7	78
R_8	574

DIMENSIONES
LONGITUDINALES

L_1	1450
L_2	1914
L_3	3356
L_4	2767
L_5	780,103
L_6	5500
L_7	1665

5.5.- Tabla de fuerzas globales

FUERZAS GLOBALES

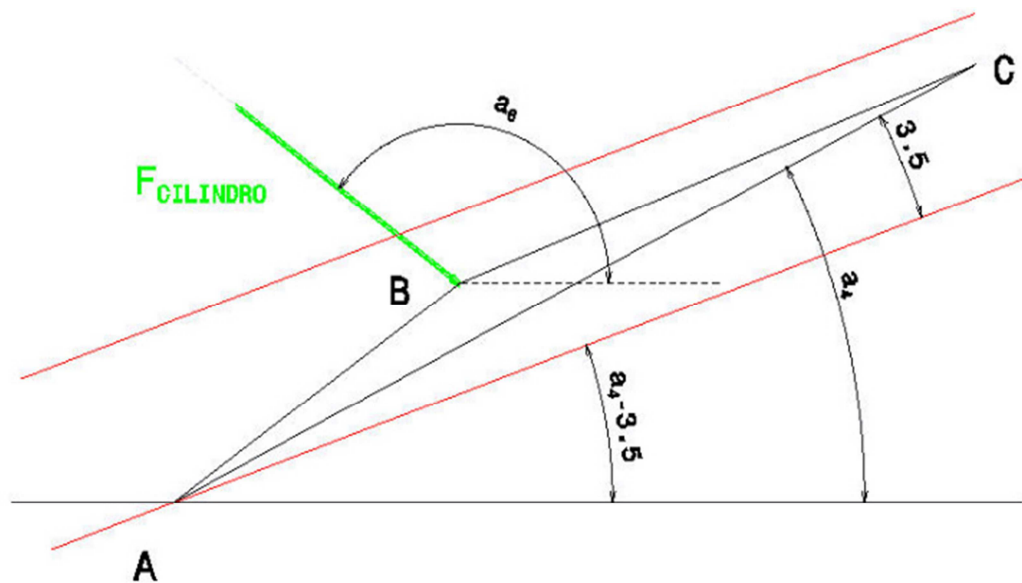
a_3	N_G	R_G	R_A	N_{BT}	N_{BL}	F_{CIL}	R_{CX}	R_{CY}
0	160000	122544,02	37455,98	197643,40	151942,94	74018,94	138034,18	39167,83
5	160000	125212,39	34787,61	198230,97	158450,92	73668,97	156602,36	32913,71
10	160000	127886,86	32113,14	191636,27	157012,66	75248,56	158153,67	26360,37
15	160000	130500,97	29499,03	180068,68	149763,03	76420,99	151355,91	19862,37
20	160000	133147,52	26852,48	166611,45	139888,90	76630,67	140470,09	13781,91
25	160000	135878,60	24121,40	153358,75	129686,61	75816,93	128198,77	8177,93
30	160000	138767,54	21232,46	141497,96	120523,66	74044,59	116142,47	2962,61
35	160000	141928,76	18071,24	131329,36	112913,55	71356,75	104892,15	-2115,86
40	160000	145453,00	14547,00	122848,47	107055,05	67783,52	94659,41	-7289,32
45	160000	149557,26	10442,74	115760,83	102963,35	63168,36	85270,90	-12958,38

Con estos valores se realizarán los análisis de resistencia a los eslabones para comprobar de esta manera que el mecanismo es viable estructuralmente a parte de cinemáticamente. Para eso previamente se tendrá que realizar un cambio de coordenadas, pasando estas fuerzas de ejes globales a fuerzas locales de cada pieza que vaya a ser calculada. Para ello a continuación se realizarán los cambios de base oportunos de los eslabones que sean necesarios.

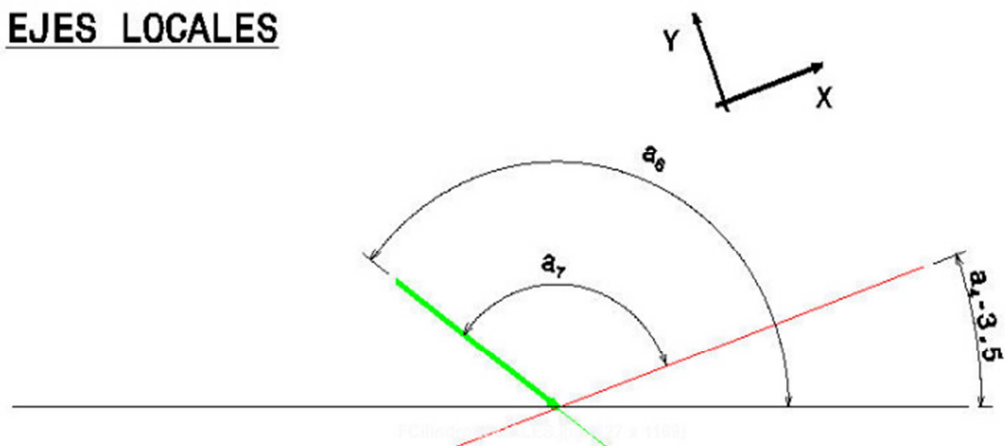
5.6.- Cálculo de fuerzas locales en el eslabón 2.

5.6.1.- Fuerzas locales del cilindro.

Las líneas rojas en todos los dibujos representan la línea neutra de las caras de la lanza.



EJES LOCALES



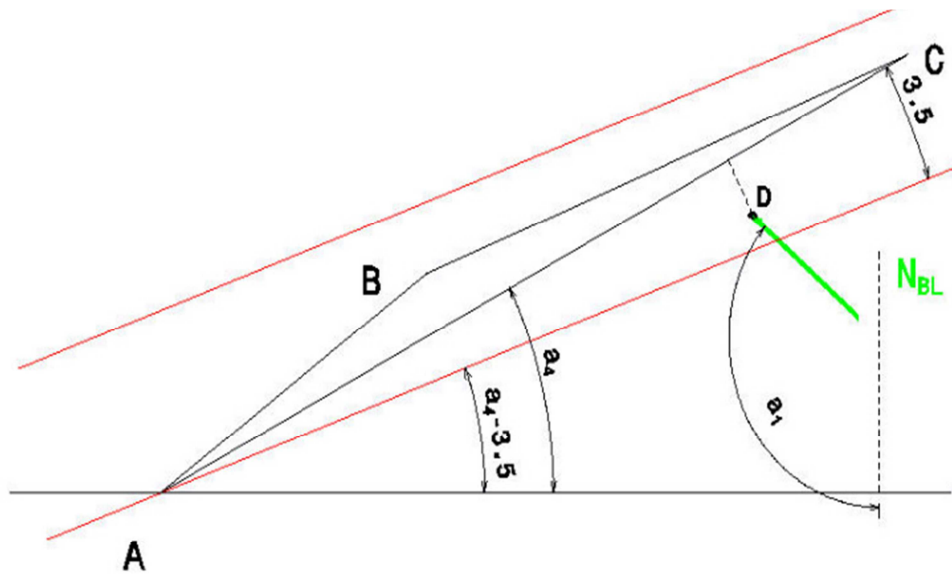
Dibujo 40

$$a_7 = a_6 - (a_4 - 3.5)$$

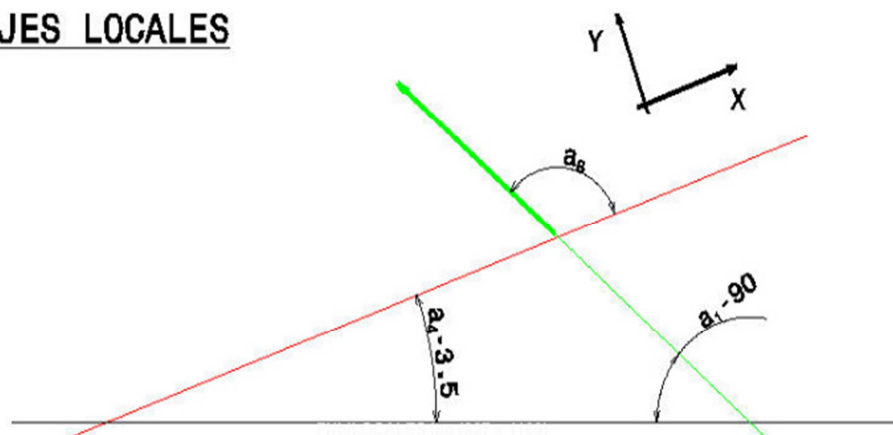
$$F_{CILINDRO X'} = F_{CILINDRO} * (-\cos a_7)$$

$$F_{CILINDRO Y'} = F_{CILINDRO} * \sin a_7$$

5.6.2.- Fuerzas locales del axil en el punto D



EJES LOCALES



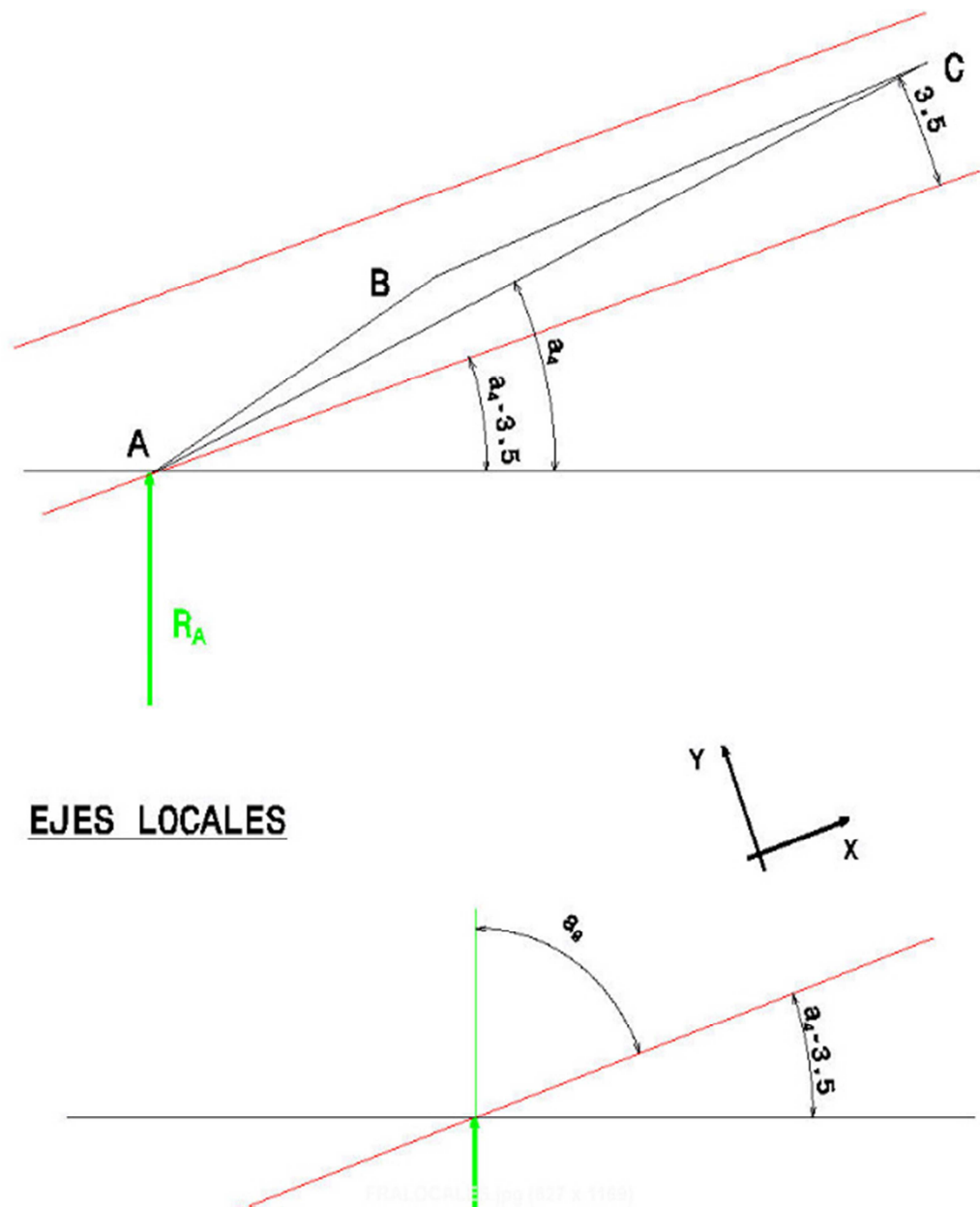
Dibujo 41

$$a_8 = 180 - [(a_4 - 3.5) + (a_1 - 90)]$$

$$N_{BLX'} = N_{BL} * \cos a_8$$

$$N_{BLY'} = N_{BL} * \sin a_8$$

5.6.3.- Fuerzas locales de la reacción en el punto A



Dibujo 42

$$a_9 = 90 - (a_4 - 3.5)$$

$$R_{AX'} = R_A * \cos a_9$$

$$R_{AY'} = R_A * \sin a_9$$

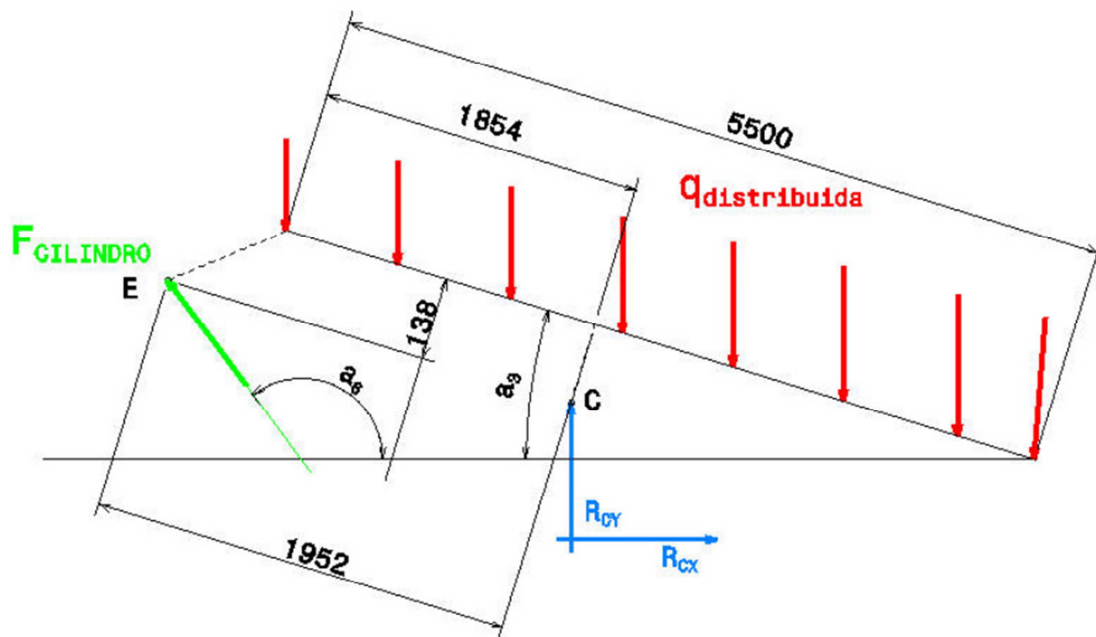
5.6.4.- Tabla de fuerzas locales en el eslabón 2

Con los resultados obtenidos de la realización de hacer los cambios de base de las fuerzas en el eslabón 2, se procederá a hacer los cálculos del momento flector de los puntos más desfavorables de este eslabón. Para posteriormente comprobar el eslabón el eslabón en la posición más desfavorable mediante un análisis con elementos finitos.

FUERZAS LOCALES SOBRE EL ESLABON 2

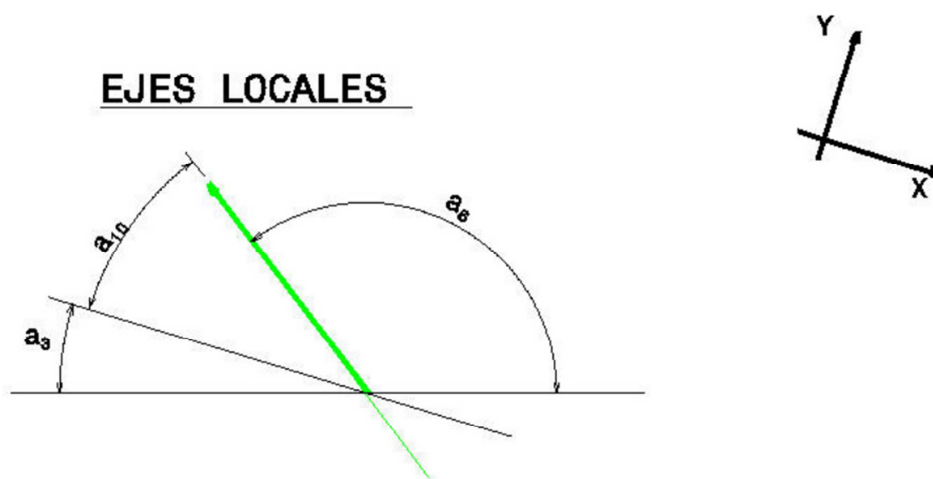
a_3	$F_{CILX'}$	$F_{CILY'}$	$N_{BLX'}$	$N_{BLY'}$	$R_{AX'}$	$R_{AY'}$
0	15506,90	72376,37	-151764,38	-7364,10	-851,08	37446,31
5	-1229,14	73658,72	-157971,54	12316,12	1400,34	34759,42
10	-10237,12	74548,96	-153355,20	33692,08	3506,09	31921,17
15	-17889,41	74297,62	-139930,73	53370,00	5380,33	29004,22
20	-24844,79	72491,36	-121355,55	69582,57	6947,22	25938,23
25	-31058,58	69163,36	-100528,53	81930,65	8124,47	22711,99
30	-36347,64	64509,30	-79359,17	90708,73	8813,72	19316,72
35	-40545,11	58718,65	-58590,01	96522,96	8905,02	15724,83
40	-43449,76	52026,19	-38548,19	99874,02	8270,66	11967,10
45	-44841,06	44491,81	-18873,12	101218,85	6711,07	8000,78

5.7.- Cálculo de fuerzas locales en el eslabón 1



Dibujo 43

5.7.1.- Fuerzas locales del cilindro.



Dibujo 44

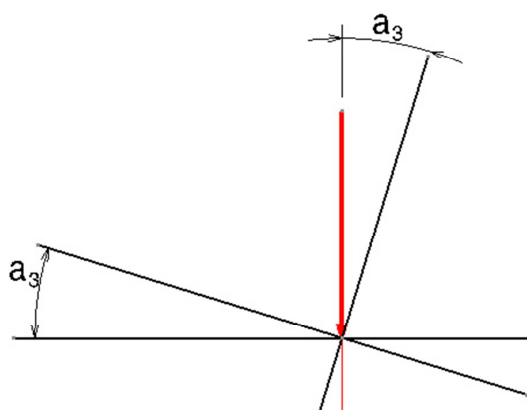
$$a_{10} = 180 - (a_6 - a_3)$$

$$F_{CILINDRO X'} = F_{CILINDRO} * (-\cos a_{10})$$

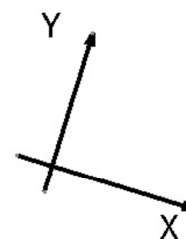
$$F_{CILINDRO Y'} = F_{CILINDRO} * \sin a_{10}$$

5.7.2.- Fuerzas locales de la carga distribuida.

EJES LOCALES



Dibujo 45



$$q_{X'} = q_x * \sin a_3$$

$$q_{Y'} = q_y * \cos a_3$$

5.7.3.- Tabla de fuerzas locales en el eslabón 1

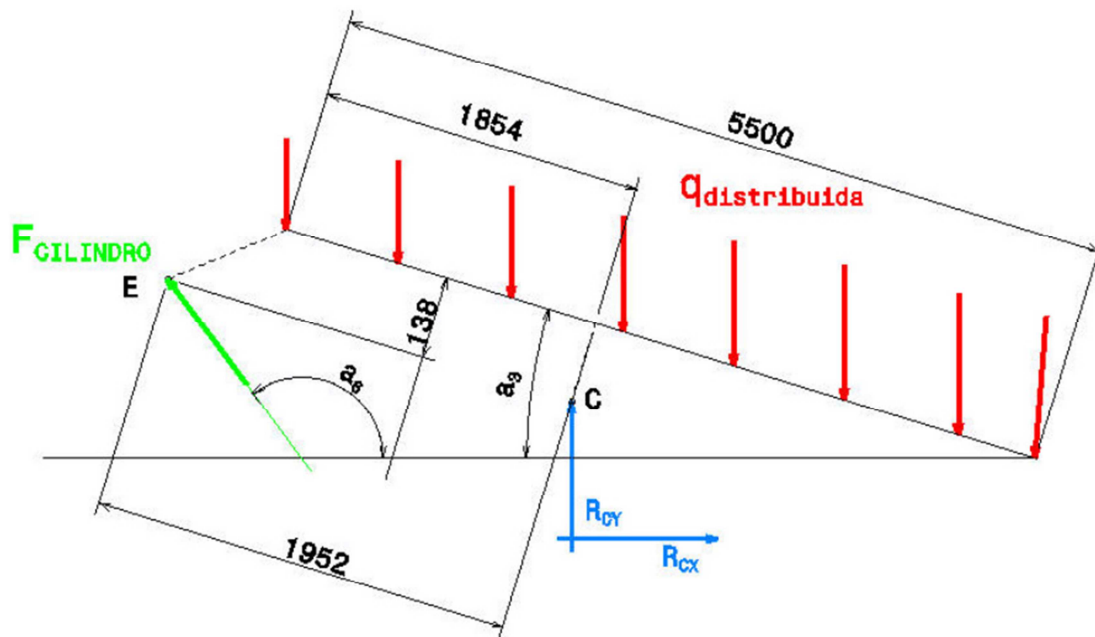
FUERZAS LOCALES SOBRE LA CAJA

a_3	$F_{CILX'}$	$F_{CILY'}$
0	-13858,3446	72710,0359
5	-8149,18886	73216,858
10	-11056,1966	74431,8904
15	-15850,9804	74759,0407
20	-21219,9669	73634,0493
25	-26551,647	71015,6057
30	-31441,2648	67037,6577
35	-35568,3037	61860,1727
40	-38667,4861	55672,5339
45	-40405,8712	48555,1929

CARGAS DISTRIBUIDAS LOCALES

a_3	X	Y
0	0	25
5	2,18	24,90
10	4,34	24,62
15	6,47	24,15
20	8,55	23,49
25	10,57	22,66
30	12,50	21,65
35	14,34	20,48
40	16,07	19,15
45	17,68	17,68

5.8.- Cálculo del momento flector en el eslabón 1



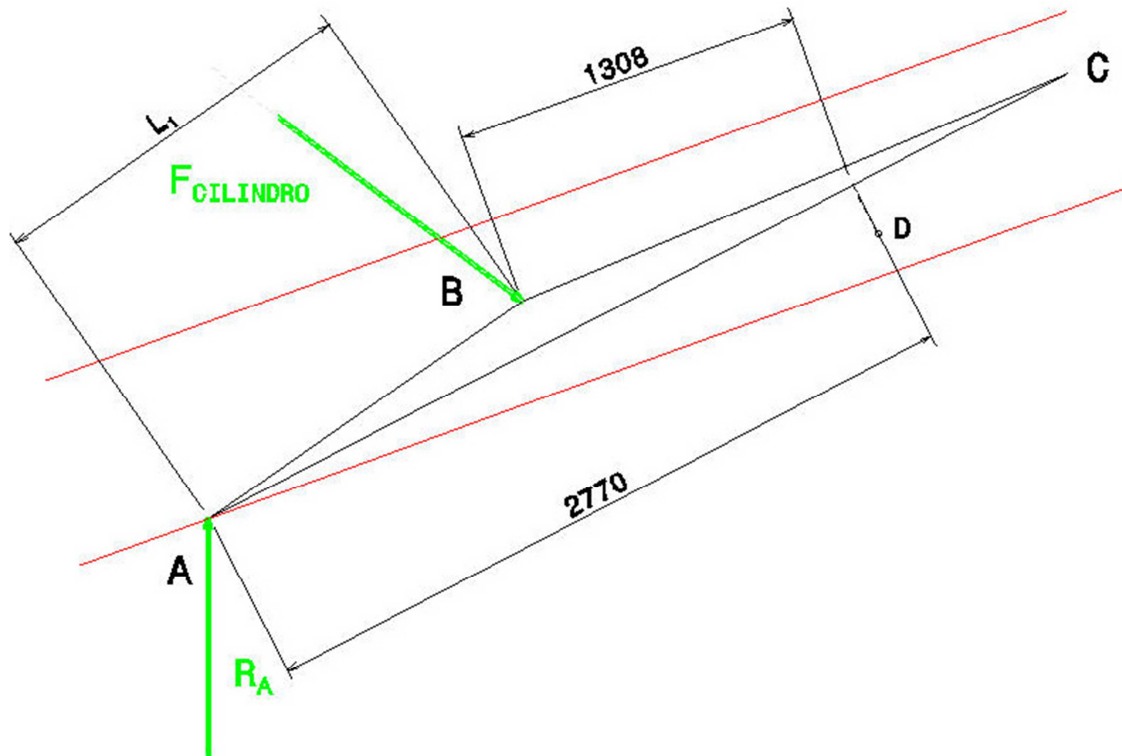
Dibujo 46

El momento flector máximo se dará en la proyección del punto C sobre la estructura por ello no ha sido necesario en cambio de base de las reacciones del punto C a coordenadas locales. Se hallará el momento con las fuerzas del cilindro en coordenadas locales y con la carga distribuida también en coordenadas locales que afectan a ese tramo de la estructura. De aquí se sacará en que ángulo de inclinación se da el momento flector máximo, así posteriormente se cogerán esas fuerzas en coordenadas de tal ángulo y con ellas se someterá la estructura a un análisis por el método de elementos finitos.

$$q_{distribuida} = \frac{Q_T}{L_T} = \frac{14000 * 9.8}{5500} \cong 25 \text{ N/mm}$$

$$Mf_C = (F_{CILINDRO Y'} * 1952) + (F_{CILINDRO X'} * 138) - \left(q_{Y'} * \left(\frac{1854^2}{2} \right) \right)$$

5.9.- Cálculo del momento flector en el eslabon2.



Dibujo 47

El momento flector máximo se dará en el punto B, anclaje del cilindro, de todos modos se va a calcular también el momento en el punto D, por comprobarlo. Por simplificar los cálculos la distancia al punto B se ha cogido L_1 . Como resultado del cálculo se va a poder saber en qué ángulo de inclinación se da el momento flector máximo, con esas fuerzas en coordenadas locales se someterá a la estructura a un análisis por el método de elementos finitos. Así se podrá comprobar si la forma constructiva de este elemento aguantaría o habría que reforzarla o simplemente cambiar la forma constructiva del eslabón.

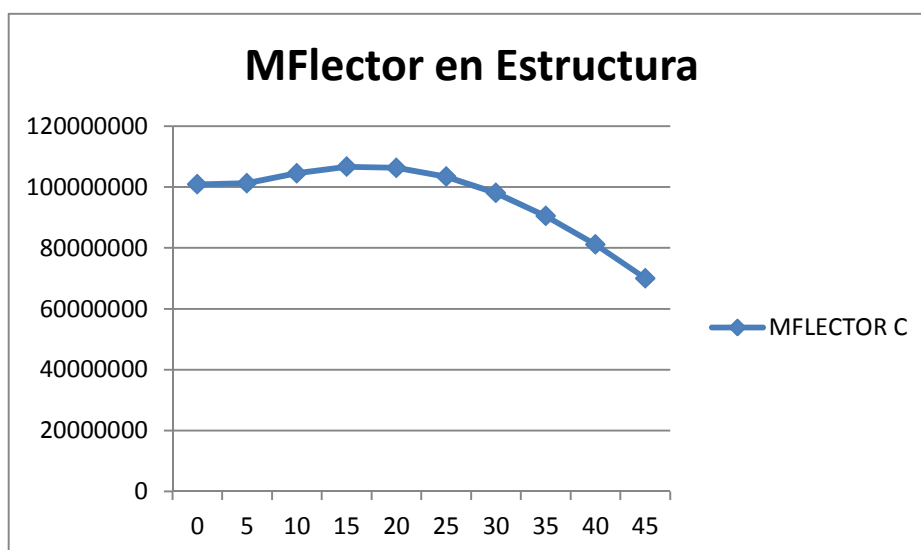
$$Mf_B = R_{AY'} * L_1$$

$$Mf_C = R_{AY'} * 2770 - F_{CILINDRO Y'} * L_1$$

5.10.- Resultados del momento flector en el eslabón 1

MOMENTO FLECTOR EN EL PTO C

a_3	$M_{\text{FLECTOR C}}$
0	100883821,7
5	101245549,5
10	104509358,9
15	106623634,9
20	106298753,0
25	103360763,1
30	98004129,6
35	90483523,7
40	81116536,0
45	69996707,9

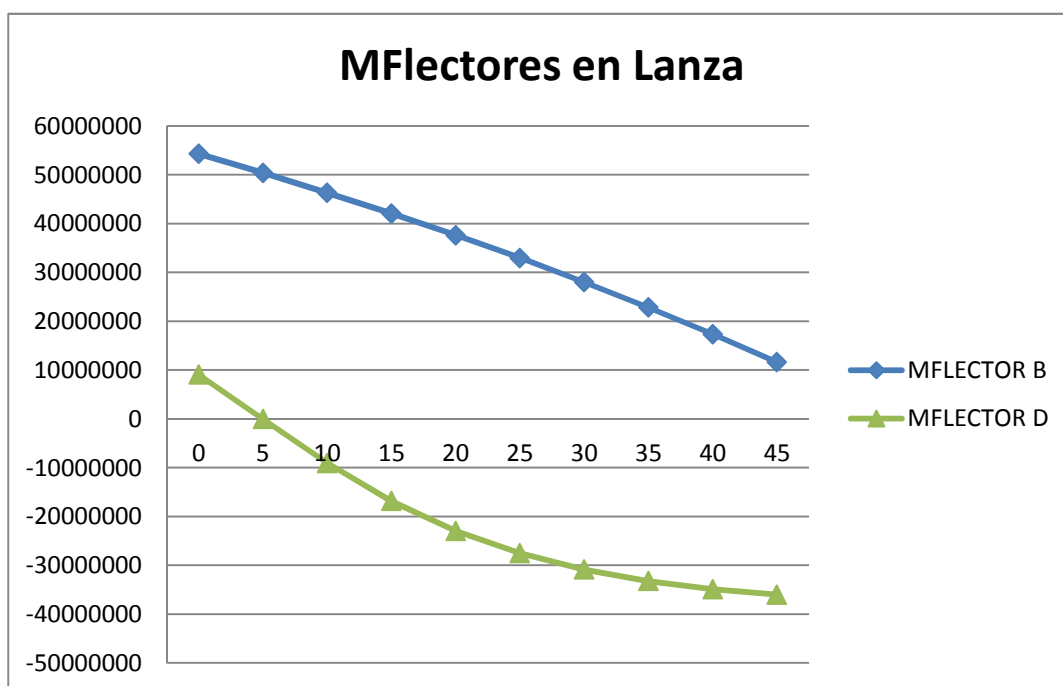


El momento flector máximo en el eslabón 1 se da en el ángulo de inclinación de 15 grados en el punto C, se tomaran las fuerzas locales en ese ángulo para la realización del análisis por elementos finitos.

5.11.- Resultados del momento flector en el eslabón 2

MOMENTO FLECTOR EN LOS PTOS B Y D

a_3	$M_{\text{FLECTOR B}}$	$M_{\text{FLECTOR D}}$
0	54297155,8	9057997,6
5	50401157,0	-62014,2
10	46285702,1	-9088385,1
15	42056119,6	-16839601,5
20	37610437,3	-22969790,8
25	32932392,4	-27553451,0
30	28009238,6	-30870860,6
35	22801008,1	-33246202,6
40	17352291,4	-34901393,7
45	11601124,6	-36033133,1



Como puede verse en la gráfica el momento máximo se da en el punto B, el eje de giro del cilindro, y esto se realiza en el ángulo de inclinación de 0 grados, en el ángulo inicial. A continuación se cogerán las fuerzas en coordenadas locales que producen este momento y se someterá al eslabón a un análisis por el método de elementos finitos.

6.- COMPROBACIONES ESTRUCTURALES.

El estudio principal de este mecanismo es la síntesis cinemática, esta comprobación se realiza para ver si esta configuración de construcción podría ser viable o debería de ser modificada.

Se realiza las comprobaciones estructurales de los eslabones del mecanismo, los eslabones 1 y 2 se van a realizar mediante el método de elementos finitos ya que están sometidos a esfuerzos flectores. Para ello se han identificado anteriormente cual es un Angulo de inclinación en el cual se da el momento flector máximo. Con las fuerzas en coordenadas locales que causan este momento flector se introducirán en el análisis de elementos finitos y se podrá ver en qué zonas de cada eslabón se dan las máximas tensión. De este modo se sabrá si el eslabon aguanta estructuralmente, sino es así se deberá cambiar la forma constructiva, poner algún refuerzo o cambiar el tipo de material a utilizar.

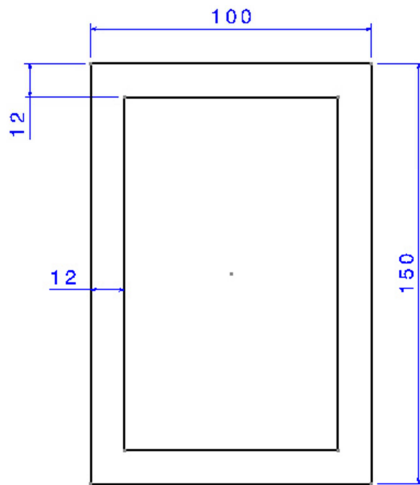
Para los eslabones 4 y 5 al estar sometidos solo a esfuerzos axiales se hará la comprobación directamente con unos cálculos. Se utilizaran los axiles máximos que se han identificado anteriormente en el Angulo de inclinación más desfavorable.

El material a utilizar para todo el mecanismo va a ser ST- 52 con las siguientes propiedades: Tensión de fluencia al límite elástico de 350 Mega Pascales, Módulo de Young 2×10^{11} , Coeficiente de Poisson de 0,266 y una densidad de 7860 Kg/m^3 .

6.1.- Cálculos a compresión de los eslabones 4 y 5

Los dos eslabones son perfiles con la misma sección y son del mismo acero por tanto lo único que va cambiar en el cálculo va a ser los esfuerzos a los cuales están sometidos.

Como se va a ver a continuación en ambos eslabones el coeficiente de seguridad es muy elevado de 9 a 12 por lo tanto no van a fallar a compresión, es decir estos eslabones pueden ser construido y podrían incluso disminuir su sección para ser más ligeros.

6.1.1.- Eslabón 4.

Dibujo 48

$$\sigma = \frac{N}{A} = \frac{79225}{5424} = 15 \text{ MPa}$$

$$N_{BL} = 158450 / 2 = 79225 \text{ Newton}$$

$$A = (100 * 150)^2 - (76 * 126)^2$$

$$A = 5424 \text{ mm}^2$$

$$C_S = \frac{\sigma_F}{\sigma_t} = \frac{350}{15} = 23$$

6.1.2.- Eslabón 5.

$$\sigma = \frac{N}{A} = \frac{99115}{5424} = 18 \text{ MPa}$$

$$N_{BT} = 198230 / 2 = 99115 \text{ Newton}$$

$$A = (100 * 150)^2 - (76 * 126)^2 = 5424 \text{ mm}$$

$$A = 5424 \text{ mm}^2$$

$$C_S = \frac{\sigma_F}{\sigma_t} = \frac{350}{18} = 20$$

6.2.- Cálculos a pandeo de los eslabones 4 y 5.

Los dos eslabones son perfiles con la misma sección y son del mismo acero. Para el cálculo del pandeo se ha elegido el criterio de Johnson, es el de columna corta ya que la esbeltez es menor que la esbeltez límite. Se utiliza la inercia en el eje crítico, la cual es la menor inercia de las dos.

6.2.1.- Eslabón 4.

$$\lambda_{BL} = \frac{Le}{i} = \frac{2767}{38.1} = 72.6$$

$$Le = \beta * L_{BL} = 1 * 2767 = 2767 \text{ mm}$$

$$I = \frac{1}{12} * (b * h^3 - b * h^3) = \frac{1}{12} * (150 * 100^3 - 126 * 76^3) =$$

$$I = 7890752 \text{ mm}^4$$

$$A = (100 * 150)^2 - (76 * 126)^2 = 5424 \text{ mm}^2$$

$$i = \sqrt{\frac{I}{A}} = \sqrt{\frac{7890752}{5424}} = 38.1 \text{ mm}$$

$$\lambda_{lim} = \sqrt{\frac{2 * \pi^2 * E}{\sigma_F}} = \sqrt{\frac{2 * \pi^2 * 2 * 10^5}{350}} = 106.2$$

$$\lambda_{BL} < \lambda_{lim} \quad \text{Criterio de Johnson} \quad 72.6 < 106.2$$

$$F_{CR} = A * \sigma_F * \left[1 - \frac{\sigma_F * \lambda^2}{4 * \pi^2 * E} \right] = 5424 * 350 * \left[1 - \frac{350 * 72.6^2}{4 * \pi^2 * 2 * 10^5} \right] =$$

$$F_{CR} = 1454853 \text{ Nw}$$

$$C_S = \frac{F_{CR}}{F_{COMPRESION}} = \frac{1454853}{40000} = 36$$

6.2.2.- Eslabón 5.

$$\lambda_{BT} = \frac{Le}{i} = \frac{780}{38.1} = 20.47$$

$$Le = \beta * L_{BT} = 1 * 780 = 780mm^2$$

$$I = \frac{1}{12} * (b * h^3 - b * h^3) = \frac{1}{12} * (150 * 100^3 - 126 * 76^3) =$$

$$I = 7890752mm^4$$

$$A = (100 * 150)^2 - (76 * 126)^2 = 5424 mm$$

$$i = \sqrt{\frac{I}{A}} = \sqrt{\frac{7890752}{5424}} = 38.1mm$$

$$\lambda_{lim} = \sqrt{\frac{2 * \pi^2 * E}{\sigma_F}} = \sqrt{\frac{2 * \pi^2 * 2 * 10^5}{350}} = 106.2$$

$$\lambda_{BT} < \lambda_{lim} \quad \text{Criterio de Johnson} \quad 20.47 < 106.2$$

$$F_{CR} = A * \sigma_F * \left[1 - \frac{\sigma_F * \lambda^2}{4 * \pi^2 * E} \right] = 5424 * 350 * \left[1 - \frac{350 * 20.47^2}{4 * \pi^2 * 2 * 10^5} \right] =$$

$$F_{CR} = 1863138Nw$$

$$C_S = \frac{F_{CR}}{F_{COMPRESION}} = \frac{1863138}{50000} = 37$$

6.3.- Análisis por elementos finitos de los eslabones 1 y 2.

El análisis por elementos finitos se va a realizar con un módulo de CATIA denominado Generative Structural Analysis, este análisis va a indicar cuales son las zonas con mayor tensión.

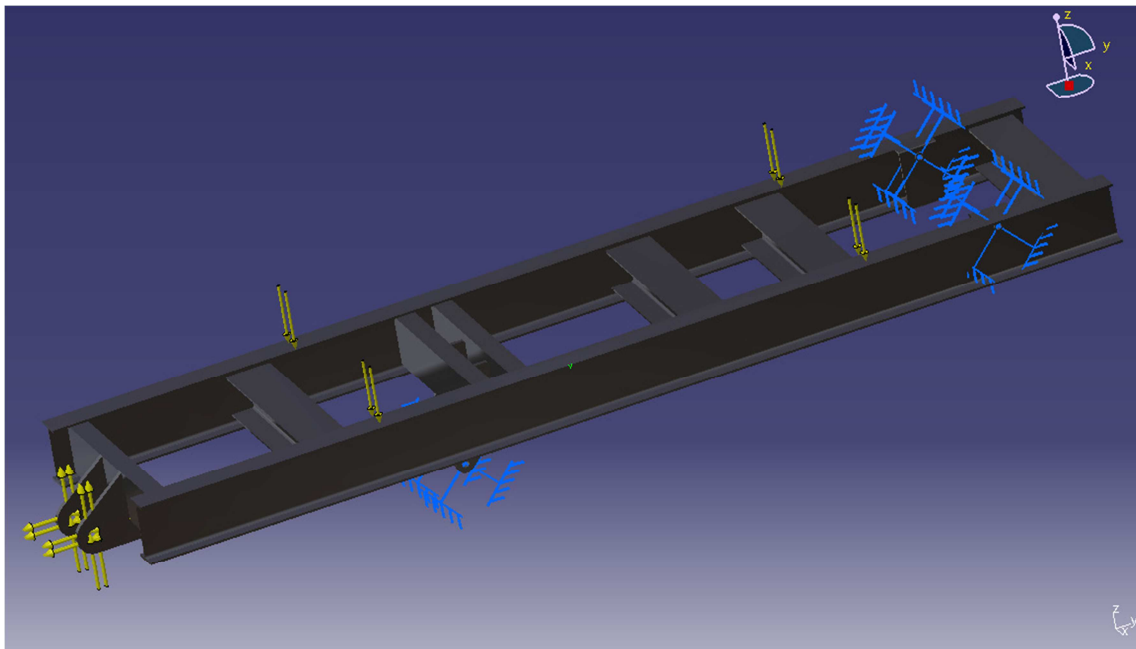
Para poder ver con mayor claridad la diferenciación de las zonas de tensiones, se irán disminuyendo los valores máximos en la escala de tensiones de Von Mises.

6.3.1.- Eslabón 1.

Este eslabón representa la estructura de la caja del remolque, el análisis se va a realizar utilizando las fuerzas locales que dan el momento flector máximo, el cual se da en el ángulo de inclinación de 15 grados.

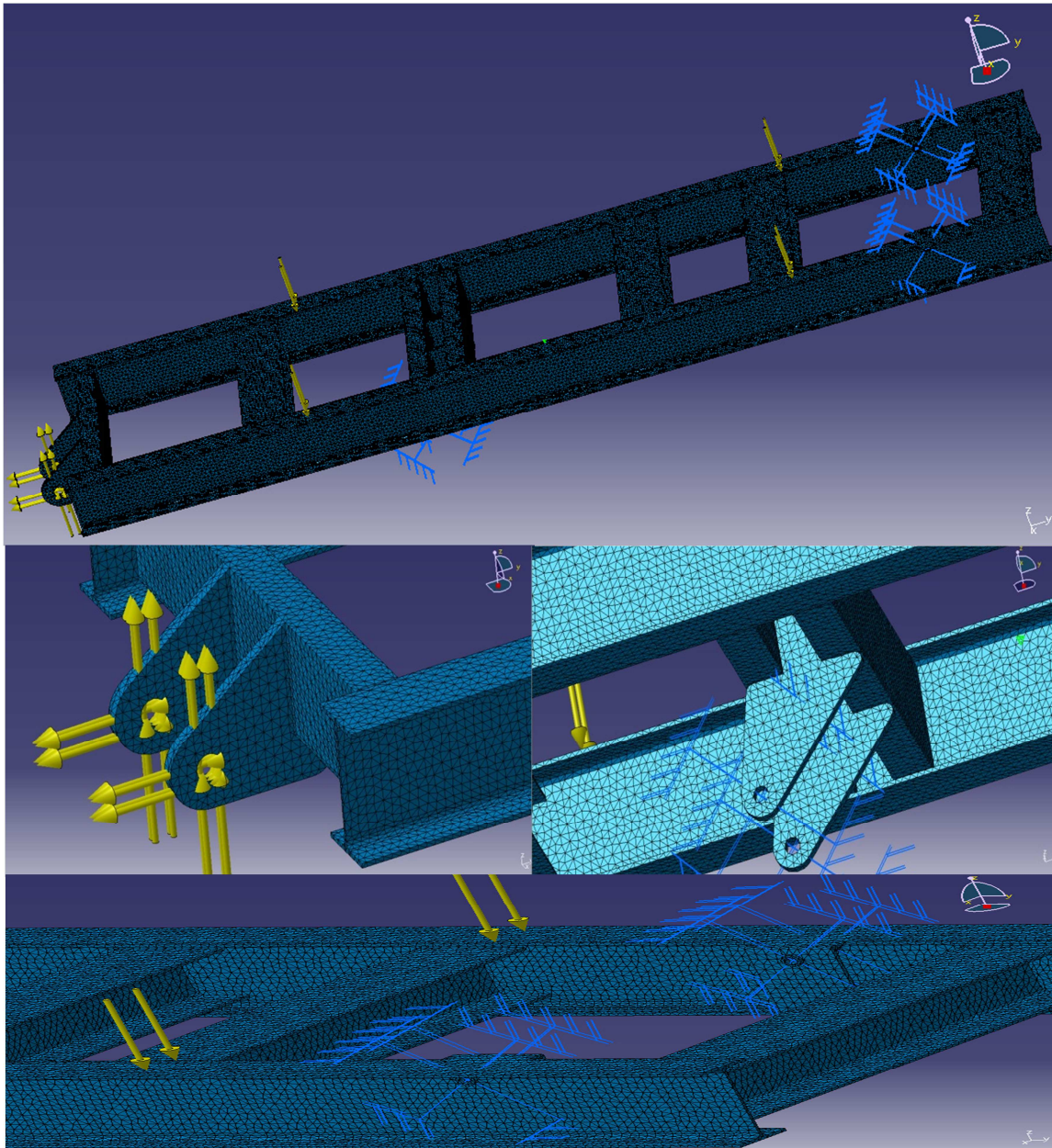
Anclando los pares de enlace C y F.

En el siguiente dibujo se representan las fuerzas y los anclajes. Las fuerzas son: $F_{CILY} = 37500Nw$, $F_{CILX} = 8000Nw$ y $q_{DISTRIBUIDA Y} = 66000Nw$ están divididas por dos porque se aplican en dos partes diferentes.



Dibujo 49

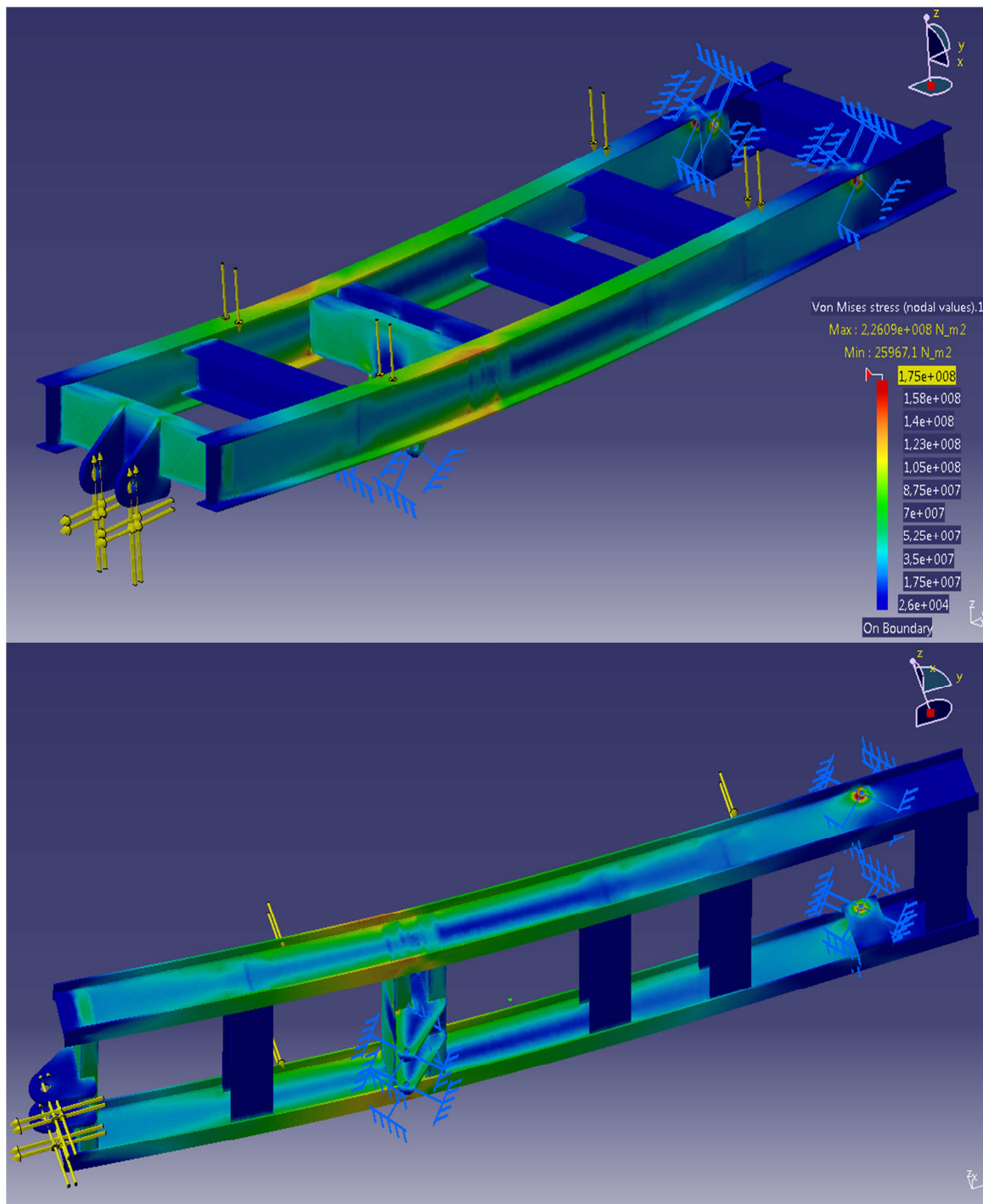
A continuación se muestra la una foto de la estructura mallada completa y unas por zonas para poder verse con mayor claridad, ya que la pieza es de gran tamaño.



Dibujo50

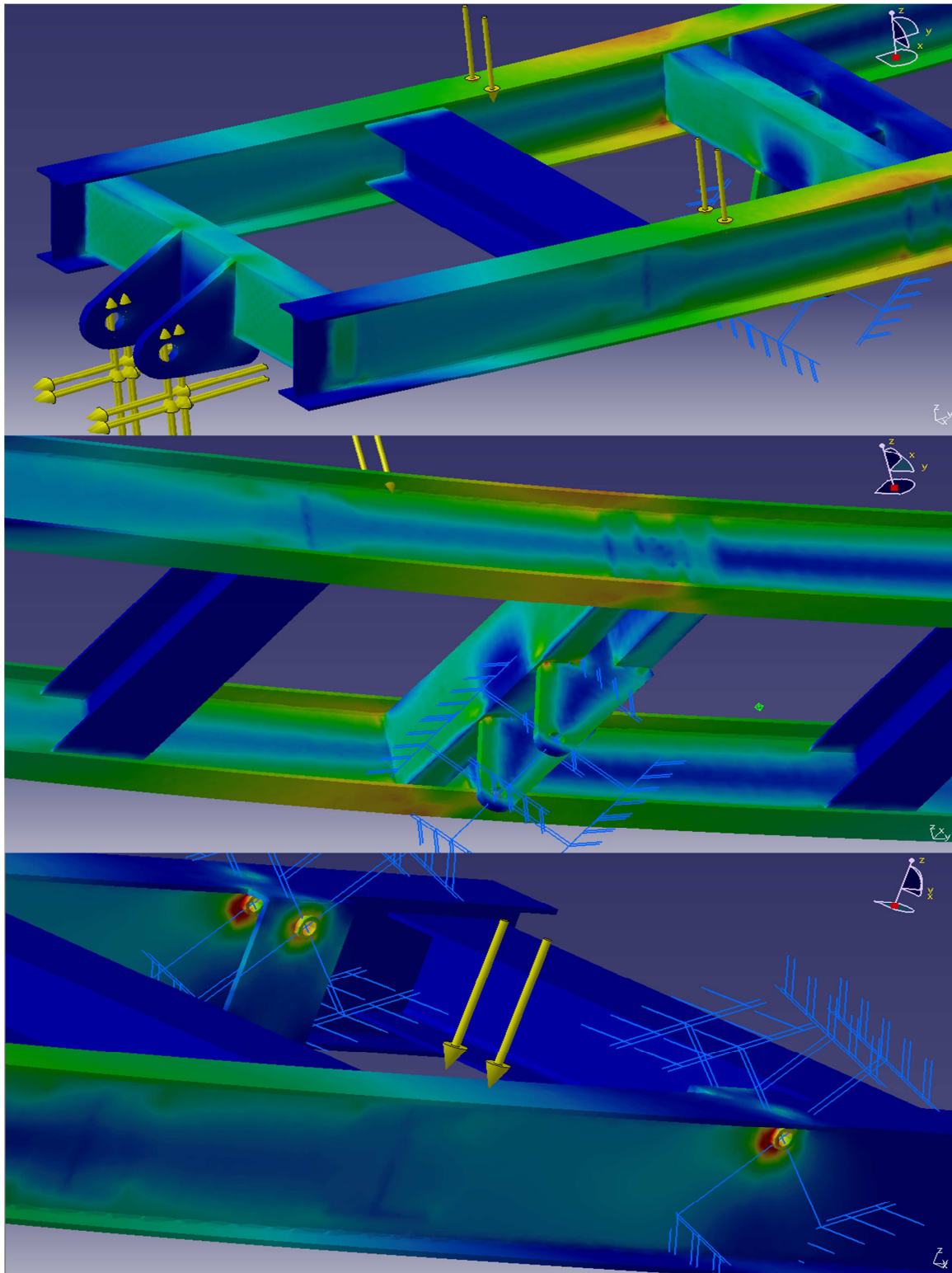
Se ha realizado un mallado fino con elementos de geometría tetraédrica lineal, el tamaño de estos tetraedros es de 20mm con una desviación de la realidad de 2mm, el número de elementos utilizados es de 222421 y el número de nodos es de 74548, el total de grados de libertad asciende a 223644.

En el siguiente dibujo se muestra las tensiones de Von Mises que se producen en la estructura, se ha puesto la escala a la mitad de la tensión de fluencia por límite elástico que soporta el material para ver con más claridad donde se dan las mayores tensiones.



Dibujo 51

A continuación se muestran unas imágenes por zonas para ver con mayor detalle cómo afecta la tensión en puntos más críticos.

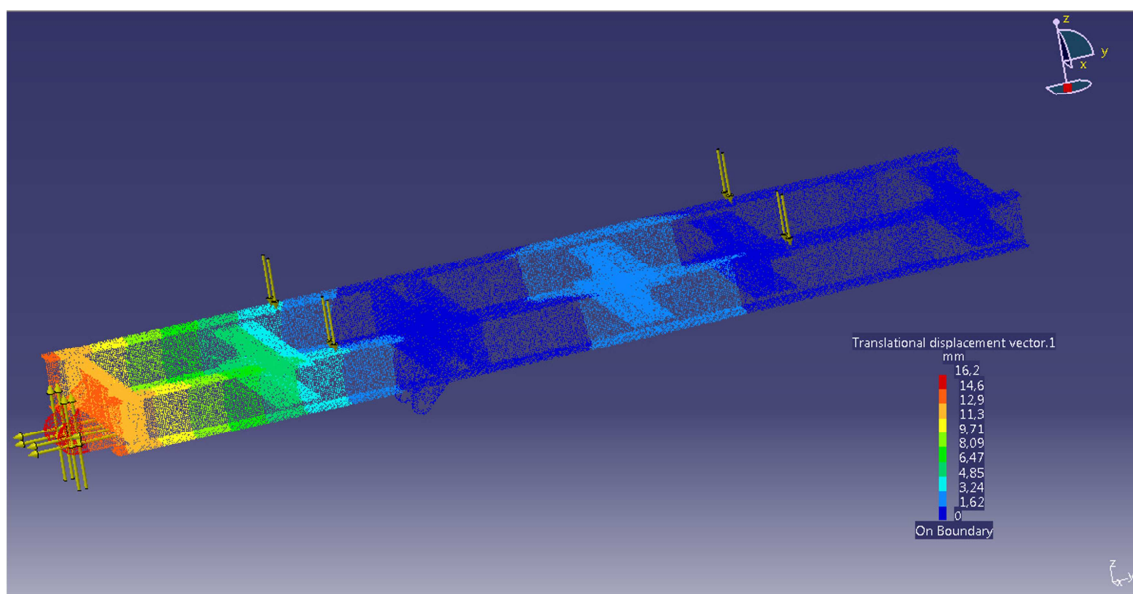


Dibujo 52

El valor de la tensión máxima es de 226MPa está localizada en el par de enlace F es una zona donde la concentración de tensiones es mayor, ya que las vigas principales de la estructuras están agujereadas. Este problema podría disminuirse si la unión de los casquillos con las vigas se hicieran mediante redondeos para que el cambio de sección no fuese tan brusco. Salvo estas zonas de concentración el resto de la estructura soportaría las tensiones, así que habría que solucionar esas zonas con alguna modificación constructiva.

Otro punto donde la tensión se eleva pero en menor medida se localiza en zona de las vigas que están encima del par de enlace C, que es el punto donde se produce el mayor momento flector de la estructura.

En el siguiente dibujo están representados los desplazamientos que sufre la estructura, como puede observarse los mayores desplazamientos se dan en el par de enlace E, punto donde empuja el cilindro. Aumentaría la rigidez de la estructura si se le colocara la caja, pero son valores de desplazamiento admitidos. En todo caso siempre se podría mejorar la forma constructiva de la pieza que posee el par de enlace.



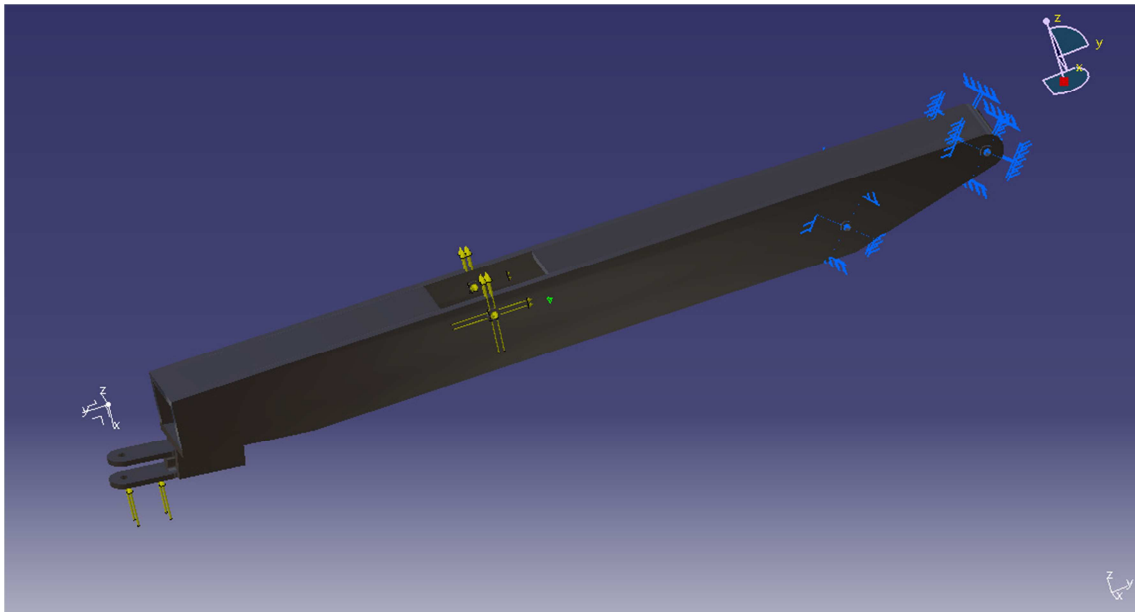
Dibujo 53

6.3.2.- Eslabón 2.

Este eslabón representa la lanza del mecanismo, el análisis se ha realizado en la posición más desfavorable en la cual el momento flector es máximo, el ángulo de inclinación es en 0 grados, en el momento en que empieza la elevación de la carga.

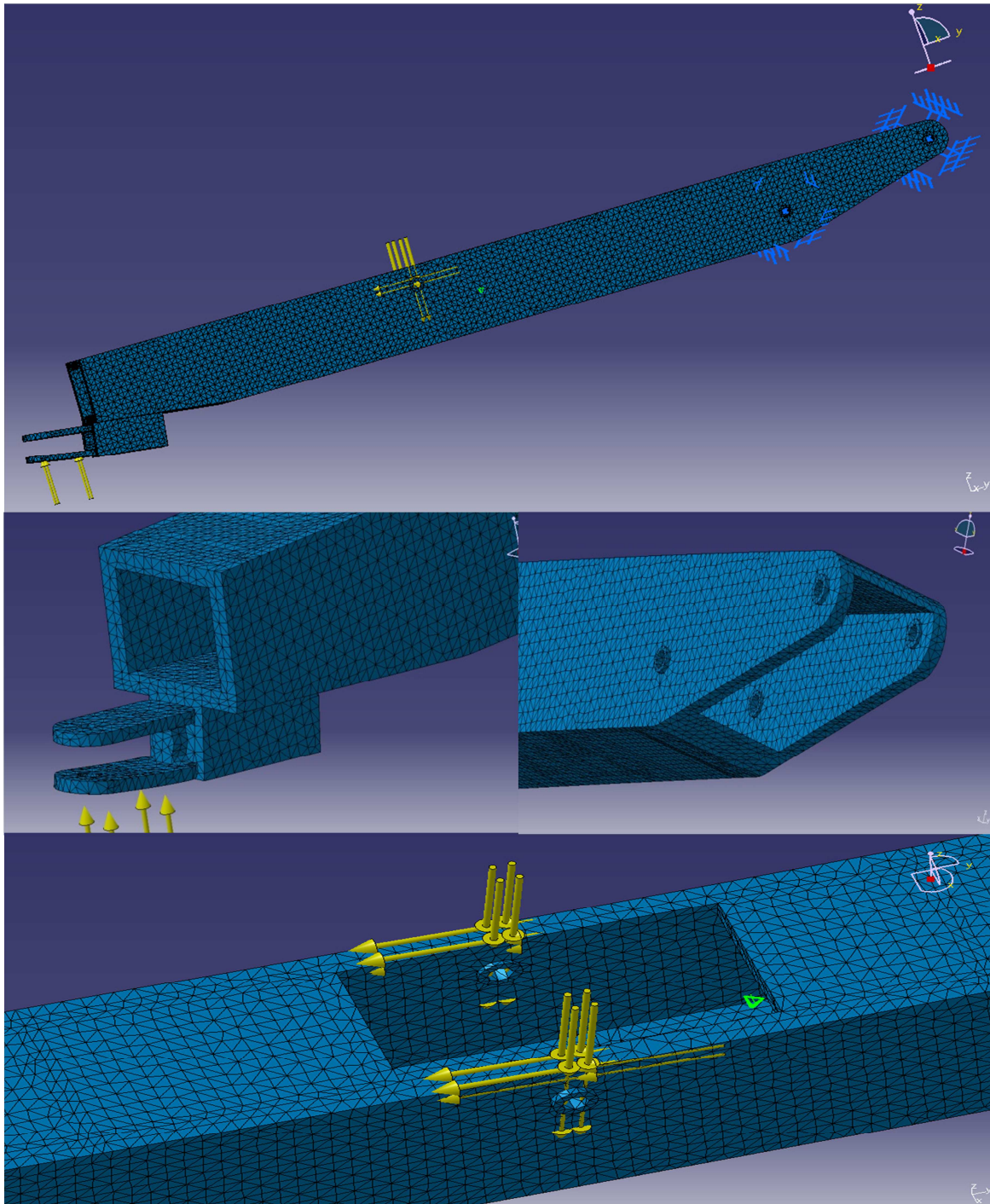
Las fuerzas utilizadas son las del cilindro y las reacciones en el enganche con el tractor, las fuerzas serán en las coordenadas locales de la línea neutra del eslabón 2. El eslabón se anclara en el par de enlace C y D.

En el siguiente dibujo se representan las fuerzas y los anclajes. Las fuerzas en coordenadas locales son las siguientes: $F_{CILY} = 36250Nw$, $F_{CILX} = 7750Nw$ están divididas por dos porque se aplican en dos partes diferentes, $R_{AX} = 850Nw$ y $R_{AY} = 37500Nw$.



Dibujo 54

Se muestra la una foto de la estructura mallada completa y unas por zonas para poder verse con mayor claridad, ya que la pieza es de gran tamaño.

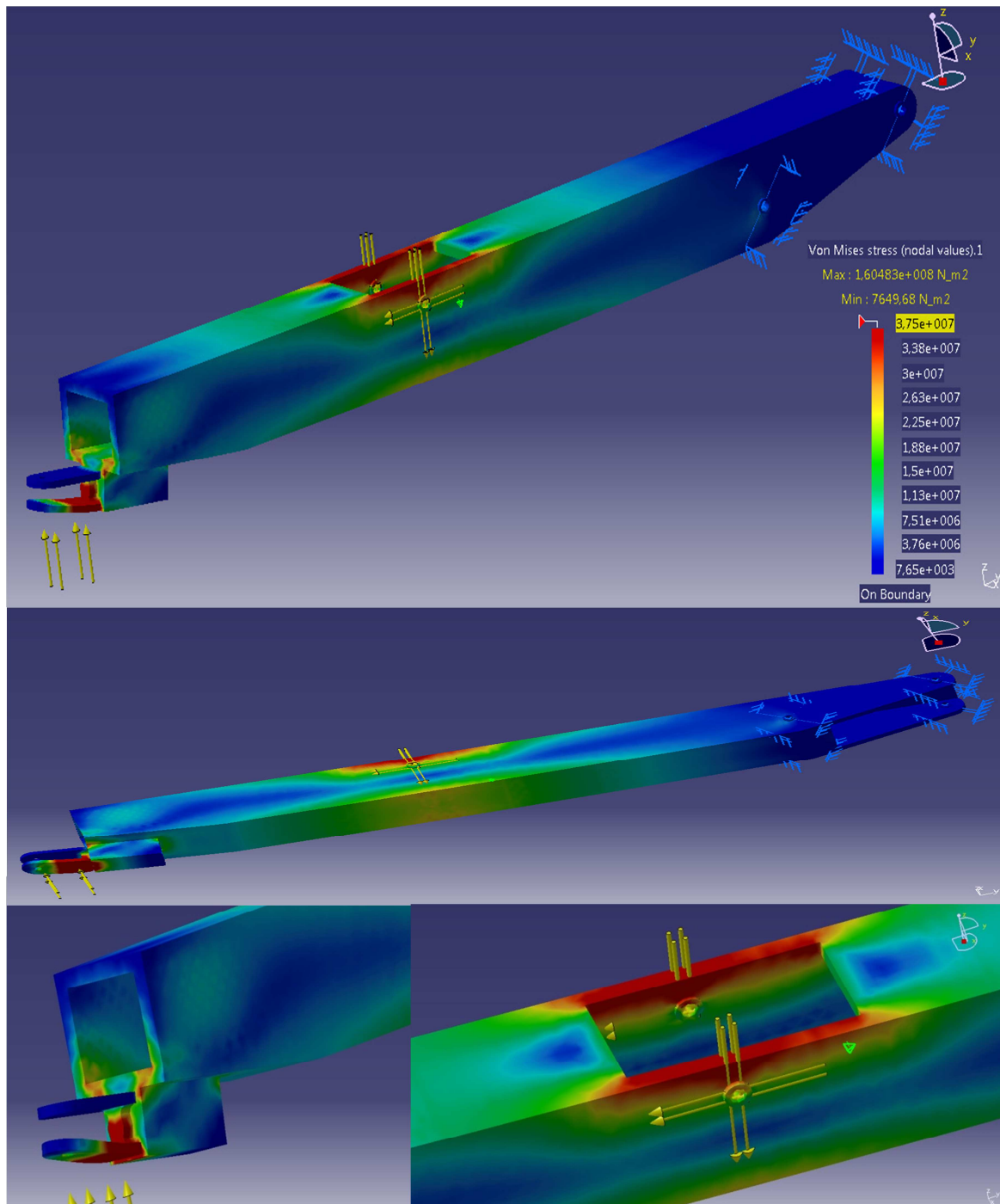


Dibujo 55

Se ha realizado un mallado fino con elementos de geometría tetraédrica lineal, el tamaño de estos tetraedros es de 20mm con una desviación de la realidad de 2mm, el número de elementos utilizados es de

92252 y el número de nodos es de 25040, el total de grados de libertad asciende a 75120.

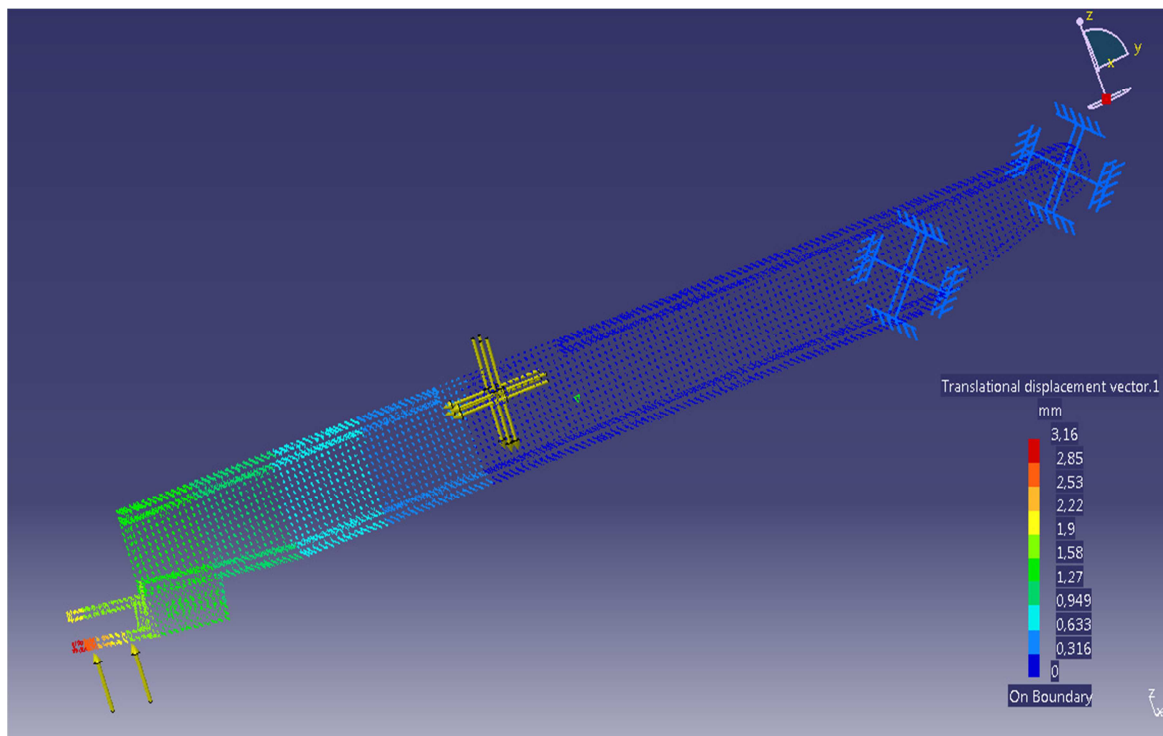
En el siguiente dibujo se muestra las tensiones de Von Mises que se producen en la estructura por medio de dos fotos generales y dos por zonas, se ha disminuido la escala diez veces en función de la tensión de fluencia por límite elástico que soporta el material para ver con más claridad donde se dan las mayores tensiones.



Dibujo 56

En este eslabón el momento flector máximo se da en el par de enlace B, pero hay dos zonas donde se localizan las mayores tensiones. Una de ellas se localiza en cavidad que se ha realizado en el perfil encima del par de enlace B, y la otra en el enganche del remolque con el tractor. En esta zona se debe a que en la placa inferior recae mucho peso. Pero aun así seguirían teniendo

estas zonas un coeficiente de seguridad próximo de diez. Bastaría con hacer unas pequeñas reformas constructivas en puntos donde se localizan las tensiones máximas.



Dibujo 57

Este dibujo muestra los desplazamientos que se producen en la lanza del remolque, como puede verse el enganche con el tractor es la zona de mayor desplazamiento. Ya que es un punto principal de apoyo del tractor, sale bastante pequeño, tan solo de 3.16mm, bastante bueno aunque se podría mejorar aumentando el espesor de las placas del enganche o cambiar este por otro modelo u otra configuración constructiva diferente.

6.3.3.- Resultados del análisis por elementos finitos.

ESLABON	TENSION MAX	DESPLAZAMIENTO MAX	C _{SEGURIDAD}
1	226 MPa	15,8mm	1,54
2	160MPa	3,16mm	2,18

Estos son los resultados más críticos del análisis, pero se dan en unos puntos muy concretos debido a concentraciones de tensiones ocasionadas por cambios bruscos de secciones o por agujeros. El resto de zonas posee coeficientes de seguridad muy elevados cercanos a diez.

7.- CONCLUSIONES.

7.1.- Síntesis.

La realización de la síntesis se ha realizado con un método gráfico, gracias a este se pueden ver los cambios de manera que se han ido ajustando cada parámetro hasta conseguir la configuración más óptima en este diseño. Como se explicó anteriormente se ha ido perfeccionando el diseño hasta alcanzar un mecanismo con mayor eficiencia estructural, menor peso y de un modo de fabricación más sencilla. La eficiencia estructural se logra en las barras traseras y largueras del mecanismo al someterlas únicamente a esfuerzos axiales. La fabricación del mecanismo es más sencilla porque se ha utilizado todo el mayor número posible de elementos comerciales de acuerdo a un diseño sencillo para disminuir en lo más posible los procesos de fabricación.

7.2.- Predimensionamiento y comprobación por Elementos Finitos.

El predimensionamiento del mecanismo se ha elegido siguiendo algunas similitudes con otros remolques del mercado. Los perfiles de la estructura tienen una medida común con otros remolques, pero tanto en la lanza como las barras traseras y largueras se han sobredimensionado para que cuando se sometieran a cálculos o al análisis por elementos finitos no diesen problemas. Al hacer los cálculos se ve como en la gran parte de los elementos no fallan teniendo unos coeficientes de seguridad muy elevados. Se podrían reajustar todos los espesores de las piezas para obtener un peso todavía menor.

En cuanto a la comprobación por elementos finitos se refiere, se dan puntos de máximas tensiones en las zonas donde están las mayores

concentraciones de tensiones, pero en las demás zonas las tensiones son muy reducidas en comparación a las que podría soportar.

7.3.- Posibles mejoras.

Se podrían realizar mejoras para reducir las concentraciones de tensiones por medio de mejores uniones y menores cambios de secciones.

En cuanto al grupo de rodadura se le podría introducir algún sistema que redujese el giro relativo de este ante grandes cambios de nivel en el firme.

8.- ANEJOS.

8.1.- Bibliografía.

8.1.1.- Libros.

Síntesis de mecanismos, Autor Justo Nieto Nieto, Editorial AC.

Teoría de máquinas y mecanismos, Autor Joseph E. Shigley. Editorial
Mc Graw Hill

Proyecto de Alfredo Ferrando Sixtac.

8.1.2.- Páginas de internet.

8.1.2.1- Fabricantes de remolques.

www.beguer.es

www.rigual.es

www.giligroup.com

www.remolqueshf.com

8.1.2.2.- Fabricantes de cilindros.

www.cicrosa.com

www.hferrer.com

www.copes.es

8.1.2.3.- Fabricantes de Boggies.

www.colaertessieux.fr

www.geplasmetal.com

8.1.2.4.-Fabricantes de perfiles.

www.constructalia.com

www.materialeslosandes.com

8.2.-Visita a fábrica.

Visita a la fábrica de rigual y explicación detallada de todo el proceso de fabricación de un remolque agrícola guiada por el ingeniero de la oficina técnica.

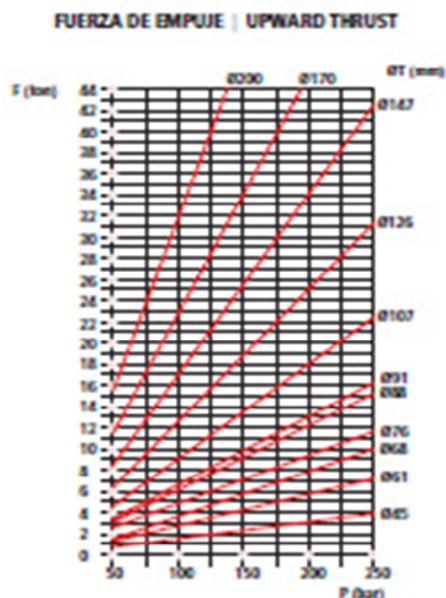
8.3.- Catálogos utilizados.

Cilindros telescópicos de simple efecto

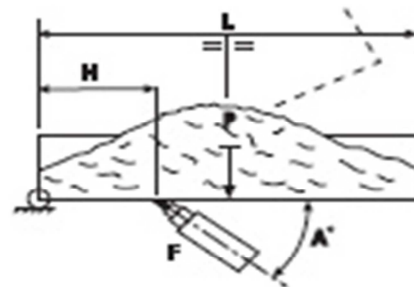
Cilindros telescópicos estándar

Single acting telescopic cylinders

Standard telescopic cylinders



A°	R
0°	0
10°	0.17
20°	0.34
30°	0.50
40°	0.64
45°	0.71
50°	0.76
60°	0.86
70°	0.94
80°	0.98
90°	1

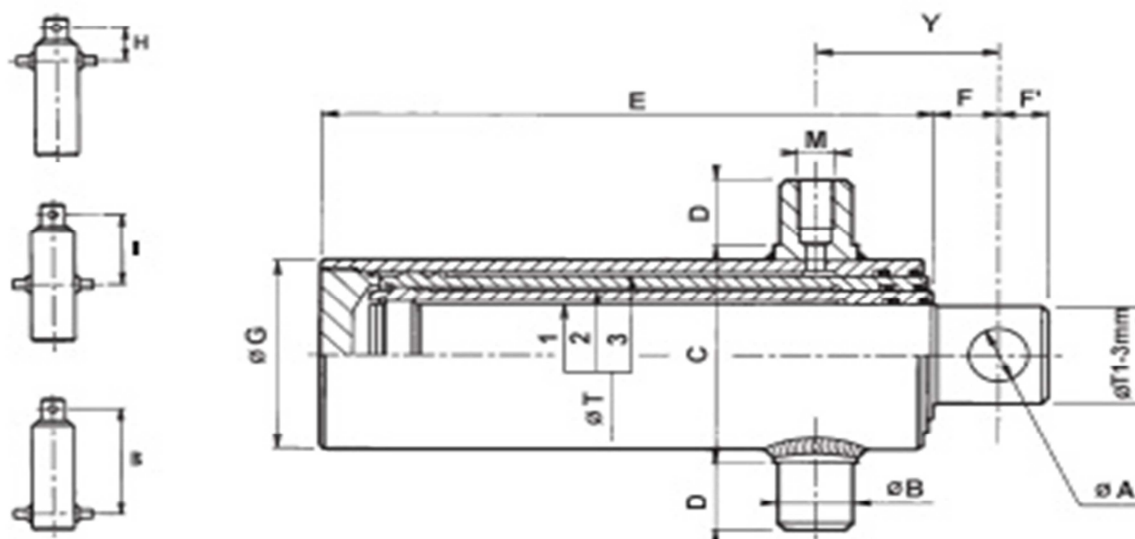


$$F_{min} = \frac{\text{Ton} \quad \text{Ton} \quad \text{m}}{2 \times R \times H \quad \text{m}}$$

$$F_{min} = \frac{P \quad L}{2 \times R \times H}$$

Cilindros telescópicos estándar

Standard telescopic cylinders



Cilindros telescópicos de simple efecto

Single acting telescopic cylinders

Cilindros telescópicos estándar

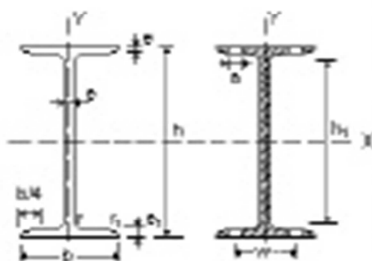
Standard telescopic cylinders

REF.	Y			Ø T					CARRERA STROKE			A	B	C	D	E	F	P	G	M	Vol. (L)	Ø PESO Ø WEIGHT Kg/lb	*ton.	Opción Soporta Craddle no.
	H	I	B	1	2	3	4	5																
294	100	-	283	45	61				390	26	25	98	25	293	30	25	80	16x1,5	1,0	10,4	2,5		00	
295	100	-	338	45	61				500	26	25	98	25	348	30	25	80	16x1,5	1,3	12,3	2,5		00	
296	107	-	399	45	61				620	26	40	100	40	409	30	25	80	1/2	1,6	15,1	3		0	
267	100	-	439	45	61				700	26	40	100	40	449	30	25	80	1/2	2	16,3	3		0	
298	107	-	499	45	61				820	26	40	100	40	509	30	25	80	1/2	2,1	18,2	3		0	
201	107	-	396	61	76				595	31	45	115	45	406	30	25	95	1/2	2,5	23	3,5		1	
202	107	-	496	61	76				795	26	45	115	45	506	30	25	95	1/2	3,3	26	3,5		1	
203	107	197	589	68	88				950	36	45	128	45	594	40	30	108	1/2	5,1	40	5		1	
204	107	194	584	68	107				930	36	45	148	45	589	40	30	128	1/2	7,8	41	7		2	
305	110	-	283	45	61	76			570	26	45	115	45	293	30	25	95	1/2	1,9	15,4	5		1	
306	110	-	399	45	61	76			910	26	45	115	45	409	30	25	95	1/2	3,1	20,8	5,5		1	
307	110	200	391	61	76	91			875	31	45	128	45	406	30	25	108	1/2	4,5	26	5		1	
308	110	200	454	61	76	91			1060	36	45	128	45	469	30	30	108	1/2	5,5	30,1	6		1	
310	110	200	413	68	88	107			895	36	45	148	45	418	40	30	128	1/2	6,2	37	6		2	
311	110	200	502	68	88	107			1160	36	45	148	45	507	40	30	128	1/2	8,0	45	6		2	
312	110	200	548	68	88	107			1300	36	45	148	45	553	40	30	128	1/2	9,0	49	7		2	
313	110	200	540	88	107	126			1260	36	45	170	45	545	40	30	150	1/2	12,6	55	8		3	
314	110	200	494	88	107	126			1125	36	45	170	45	499	40	30	150	1/2	11,2	52	9		3	
315	110	200	579	88	107	126			1380	36	45	170	45	584	40	30	150	1/2	13,8	58	9		3	
316	110	200	-	88	107	126			1710	45	45	170	45	694	50	35	150	1/2	17	72	10		3	
317	-	200	-	107	126	147			1670	45	50	198	50	699	50	35	178	1/2	23,2	99	14		4	
445	113	203	394	45	61	76	91		1190	26	45	128	45	409	30	25	108	1/2	5	25	6		1	
447	113	209	449	61	76	91	107		1380	36	45	148	45	464	30	30	128	1/2	8,4	40	7		2	
418	113	-	-	68	88	107	126		910	36	45	170	45	349	40	30	150	1/2	7,7	43	9		3	
419	113	203	497	68	88	107	126		1520	36	45	170	45	502	40	30	150	1/2	12,9	61	10		3	
420	113	203	543	68	88	107	126		1705	36	45	170	45	548	40	30	150	1/2	14,5	64	12		3	
421	113	203	582	68	88	107	126		1860	36	45	170	45	587	40	35	150	1/2	15,8	71	12		3	
451	113	203	-	68	88	107	126		2305	36	45	170	45	697	50	35	150	1/2	19,7	81	13		3	
422	-	203	494	88	107	126	147		1470	45	50	198	50	507	50	35	178	1/2	17,6	77	12		4	
423	-	203	579	88	107	126	147		1810	45	50	198	50	592	50	35	178	1/2	21,7	88	14		4	
424	-	203	-	88	107	126	147		2250	45	50	198	50	702	50	35	178	1/2	27	103	16		4	
425	-	203	-	107	126	147	170		2200	45	50	238	50	702	50	35	204	1/2	36	134	24		5	
426	-	203	-	107	126	147	170		1760	45	50	238	50	592	50	35	204	1/2	29,5	116	22		5	
429	-	203	-	107	126	147	170		2590	45	50	238	50	802	50	35	204	1/2	46	130	25		5	
525	-	206	-	88	107	126	147	170	1805	45	50	238	50	510	50	35	204	1/2	25,8	104	19		5	
526	-	206	-	88	107	126	147	170	2230	45	50	238	50	595	50	35	204	1/2	31,9	120	20		5	
527	-	206	-	88	107	126	147	170	2780	45	50	238	50	705	50	35	204	1/2	39,9	140	22		5	
528	-	206	-	88	107	126	147	170	2035	45	50	238	50	556	50	35	204	1/2	29	111	20		5	

* Capacidad de empuje aconsejable | Advisable upward thrust

SOMOS LOS ÚNICOS FABRICANTES DE CILINDROS HIDRÁULICOS DEL MUNDO QUE SOLEMOS CON TECNOLOGÍA LÁSER
WE ARE THE ONLY HYDRAULIC CYLINDER MANUFACTURERS IN THE WORLD THAT WEILD WITH LASER TECHNOLOGY



Tabla 2.A1.1.- Perfiles IPN

A = Área de la sección
 S_x = Momento estático de media sección, respecto a X.
 I_x = Momento de inercia de la sección, respecto a X.
 $W_x = 2I_x : h$. Módulo resistente de la sección, respecto a X.
 $i_x = (I_x : A)^{1/2}$. Radio de giro de la sección, respecto a X.
 I_y = Momento de inercia de la sección, respecto a Y.
 $W_y = 2I_y : b$. Módulo resistente de la sección, respecto a Y.
 $i_y = (I_y : A)^{1/2}$. Radio de giro de la sección, respecto a Y

I_t = Módulo de torsión de la sección.
 I_a = Módulo de alabeo de la sección.
 u = Perímetro de la sección.
 a = Diámetro del agujero del roblón normal.
 w = Gramil, distancia entre ejes de agujeros.
 h_1 = Altura de la parte plana del alma.
 e_2 = Espesor del ala en el eje del agujero.
 p = Peso por metro.

Perfu	Dimensiones							Términos de sección										Agujeros			Pe so p kp/ m
	h mm	b mm	e mm	e ₁ mm	r ₁ mm	h ₁ mm	u mm	A cm ²	S _x cm ³	I _x cm ⁴	W _x cm ³	i _x cm	I _y cm ⁴	W _y cm ³	i _y cm	I _t cm ⁴	I _a cm ⁶	w mm	a mm	e ₂ mm	
IPN 80	80	42	3,9	5,9	2,3	59	304	7,58	11,4	77,8	19,5	3,20	6,29	3,00	0,91	0,93	87,5	22	-	4,43	5,95
IPN 100	100	50	4,5	6,8	2,7	75	370	10,6	19,9	171	34,2	4,01	12,2	4,88	1,07	1,72	268	28	-	5,06	8,32
IPN 120	120	58	5,1	7,7	3,1	92	439	14,2	31,8	328	54,7	4,81	21,5	7,41	1,23	2,92	685	32	-	5,67	11,2
IPN 140	140	66	5,7	8,6	3,4	109	502	18,3	47,7	573	81,9	5,61	35,2	10,7	1,40	4,66	1540	34	11	6,29	14,4
IPN 160	160	74	6,3	9,5	3,8	125	575	22,8	68,0	938	117	6,40	54,7	14,8	1,55	7,06	3138	40	11	6,91	17,9
IPN 180	180	82	6,9	10,4	4,1	142	640	27,9	93,4	1450	161	7,20	81,2	19,8	1,71	10,3	5924	44	13	7,53	21,9
IPN 200	200	90	7,5	11,3	4,5	159	709	33,5	128	2140	214	8,00	117	26,0	1,87	14,6	10520	48	13	8,15	26,3
IPN 220	220	98	8,1	12,2	4,9	175	775	39,6	162	3060	278	8,80	162	33,1	2,02	20,1	17760	52	13	8,77	31,1
IPN 240	240	106	8,7	13,1	5,2	192	844	46,1	206	4050	364	9,59	221	41,7	2,20	27,0	26730	56	17	9,39	36,2
IPN 260	260	113	9,4	14,1	5,6	208	906	53,4	257	5740	442	10,4	288	51,0	2,32	36,1	44070	60	17	10,15	41,9
IPN 280	280	119	10,1	15,2	6,1	225	966	61,1	316	7590	542	11,1	364	61,2	2,45	47,8	64580	62	17	11,04	48,0
IPN 300	300	125	10,8	16,2	6,5	241	1030	69,1	381	9800	683	11,9	451	72,2	2,56	61,2	91850	64	21	11,83	54,2
IPN 320	320	131	11,5	17,3	6,9	257	1090	77,8	457	12510	782	12,7	555	84,7	2,67	78,2	128800	70	21	12,72	61,1
IPN 340	340	137	12,2	18,3	7,3	274	1150	86,8	540	15700	923	13,5	674	96,4	2,80	97,5	176300	74	21	13,51	68,1
IPN 360	360	143	13,0	19,5	7,8	290	1210	97,1	638	19610	1090	14,2	818	114	2,90	123	240100	78	23	14,50	76,2
IPN 380	380	149	13,7	20,5	8,2	306	1270	107	741	24010	1280	15,0	975	131	3,02	150	318700	82	23	15,29	84,0
IPN 400	400	155	14,4	21,6	8,6	323	1330	118	857	29210	1460	15,7	1160	149	3,13	183	419600	86	23	16,18	92,6
IPN 450	450	170	16,2	24,3	9,7	363	1478	147	1200	45880	2040	17,7	1730	203	3,43	268	791100	94	28	18,36	115
IPN 500	500	185	18,0	27	10,8	404	1626	180	1620	68740	2780	19,6	2480	268	3,72	449	1403000	100	28	20,53	141
IPN 550	550	200	19,0	30	11,9	445	1787	213	2120	99180	3610	21,6	3490	349	4,02	618	2389000	110	28	23,0	167
IPN 600	600	215	21,6	32,4	13	485	1924	254	2730	139000	4630	23,4	4670	443	4,30	875	3821000	120	28	24,88	199

BOGIE

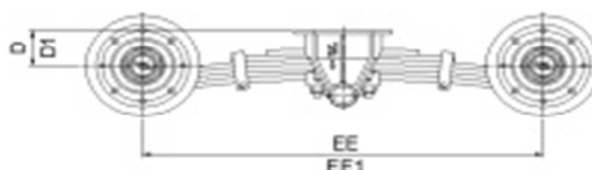
TYPE - TYPE - TYP - TIPO

" D " 5140-5160

CHARGE - CAPACITY - TRAGKRAFT - PORTATA

13.5 - 15 ton**STANDARD**

C	EE	LF		Q = 80			Q = 90			Q = 100		
				D	D1	EE1	D	D1	EE1	D	D1	EE1
kg	mm			mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm
13 500	1320	R120P551	5x20 (3 LM)	310	275	1293	315	280	1291	-	-	-
15 000	1200	R120P551	5x20 (3 LM)	-	-	-	303	275	1174	308	280	1171

SURBAISSE
UNDERSLUNG
TIEFLADER
RIBASSATO


C	EE	LF		Q = 80			Q = 90			Q = 100		
				D	D1	EE1	D	D1	EE1	D	D1	EE1
kg	mm			mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm
13 500	1320	R120P551	5x20 (3 LM)	140	105	1347	135	100	1349	-	-	-
15 000	1200	R120P551	5x20 (3 LM)	-	-	-	123	95	1226	118	90	1229

	Francois	English	Deutschland	Italiano
C	CHARGE	CAPACITY	TRAGFAEHIGKEIT	PORTATA
EE	EMPATTEMENT	WHEEL BASE	ACHSABSTAND BELADEN	PASSO
EE1	EMPATTEMENT A VIDE	WHEEL BASE WHEN EMPTY	ACHSABSTAND-LEER	PASSO A VUOTO
LF	RESSORT	LEAF SPRING	FEDERTYP	TIPO BALESTRA
D	HAUTER A VIDE	HEIGHT WHEN EMPTY	BETRIEBSHOEHE-LEER	ALTEZZA A VUOTO
D1	HAUTER EN CHARGE	HEIGHT WHEN LOADED	BETRIEBSHOEHE-BELADEN	ALTEZZA SOTTO CARICO
Q	TYPE ESSIEUX (CORPS CARRS)	AXLE TYPE (SQUARE BEAM)	ACHSENTYP (VKT)	TIPO ASSALE (LATO QUADRO)

8.4.- Planos.

01.00.- Vistas generales.

01.01.- Eslabón 1. Caja.

01.02.- Eslabón 2. Lanza.

01.03.- Eslabón 4. Barra Languera

01.04.- Eslabón 5. Barra trasera.

8.5.- Fecha y Firma.

En Zaragoza a 21 de Febrero de 2011.

Firmado: Héctor Iglesias Lorén. Ingeniero técnico industrial en Mecánica.

D

C

B

A

4

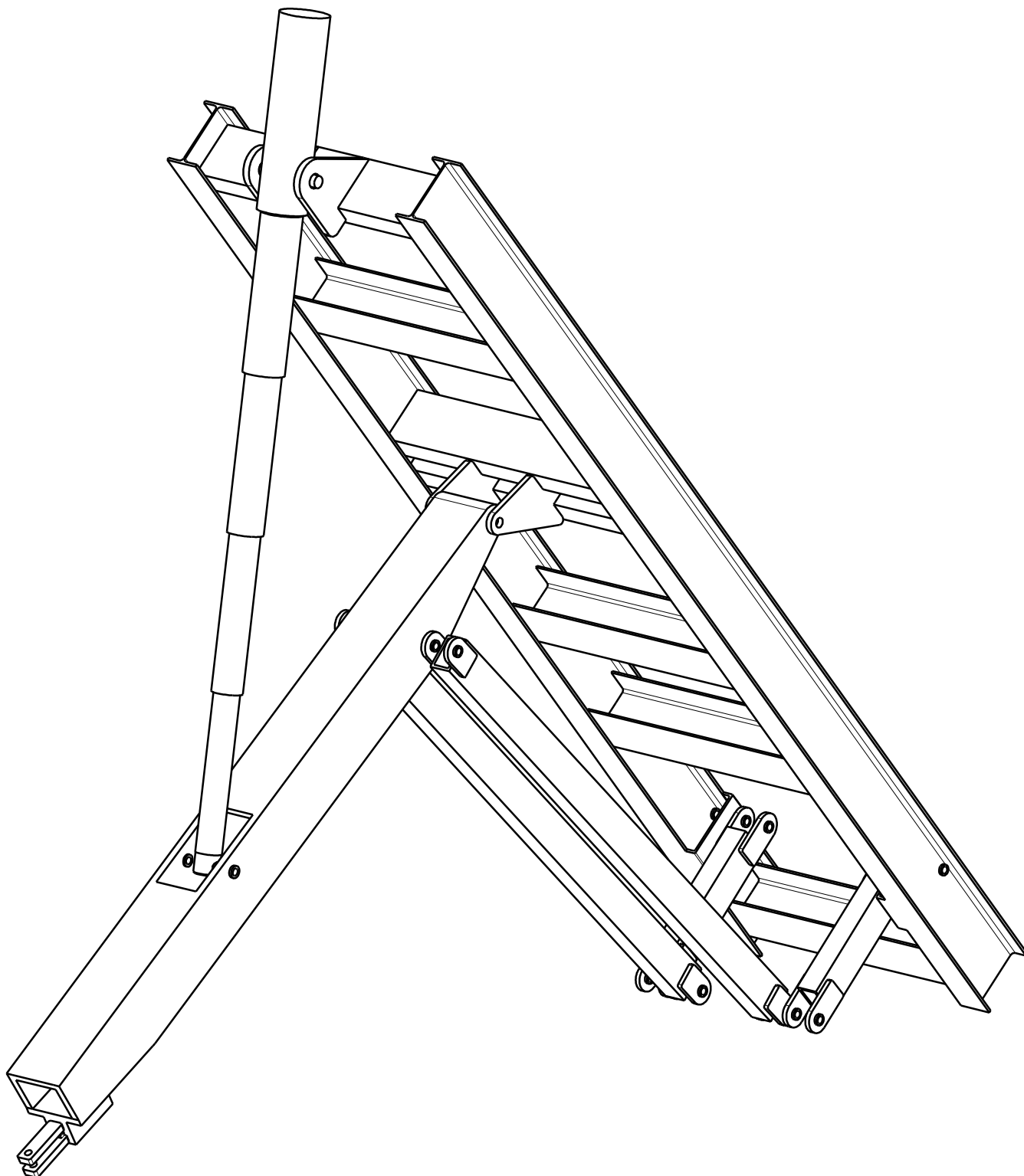
4

3

3

2

2



CANTIDAD

MARCA

DENOMINACION

MATERIAL

ESCUELA UNIVERSITARIA DE INGENIERIA TECNICA INDUSTRIAL DE ZARAGOZA

DIBUJADO:

H. IGLESIAS

FECHA:

18/02/2011

TITULO:

VISTA GENERAL

REVISADO:

FECHA:

REFERENCIA:

FABRICACION:

DISEÑADO:

H. IGLESIAS

FECHA:

18/02/2011

ESCALA:

NUMERO DE PLANO:

01.00

D

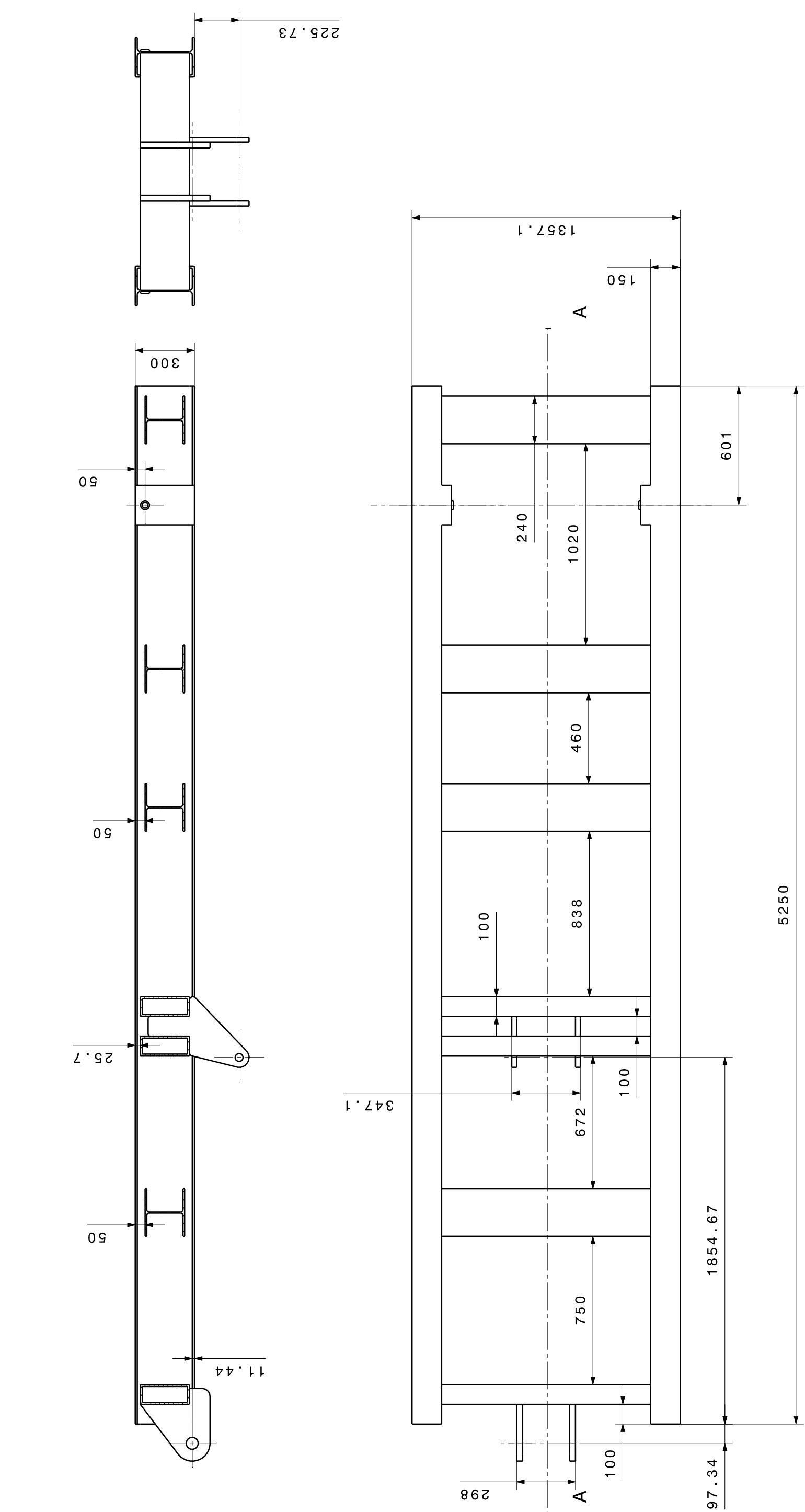
A

1

1

A B C D E F G H

4 3 2 1



1	ESLABON 1	ACERO ST-52
CANTIDAD	MARCA	DENOMINACION
ESCUELA UNIVERSITARIA DE INGENIERIA TECNICA INDUSTRIAL DE ZARAGOZA		
DIBUJADO:	FECHA:	TITULO:
H. IGLESIAS	18/02/2011	CAJA
REVISADO:	FECHA:	REFERENCIA:
DISEÑADO:	FECHA:	ESCALA:
H. IGLESIAS	18/02/2011	1:20
NUMERO DE PLANO:		01.01

H G B A

H

G

F

E

D

C

B

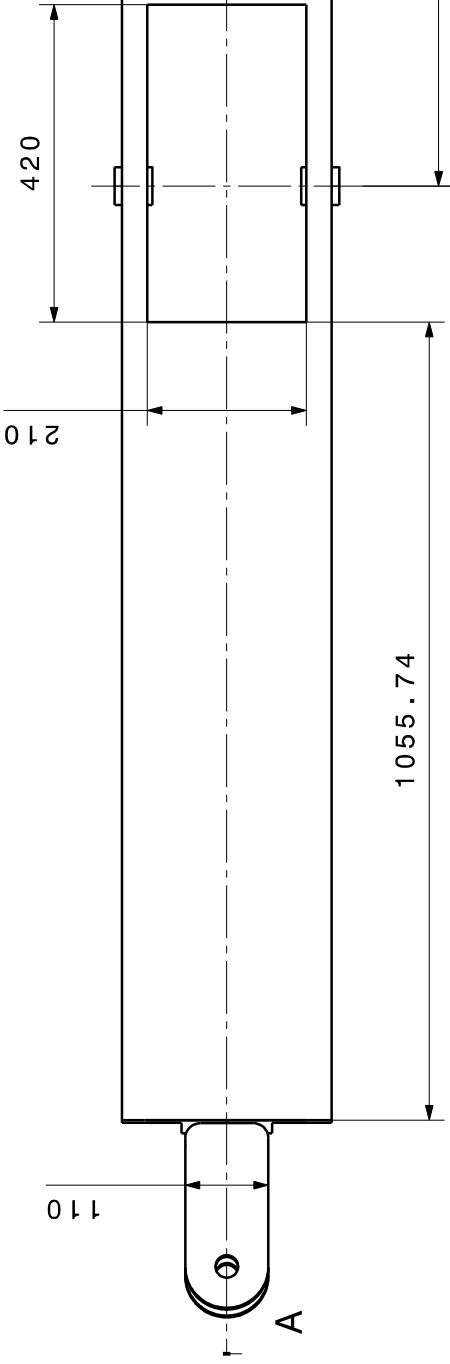
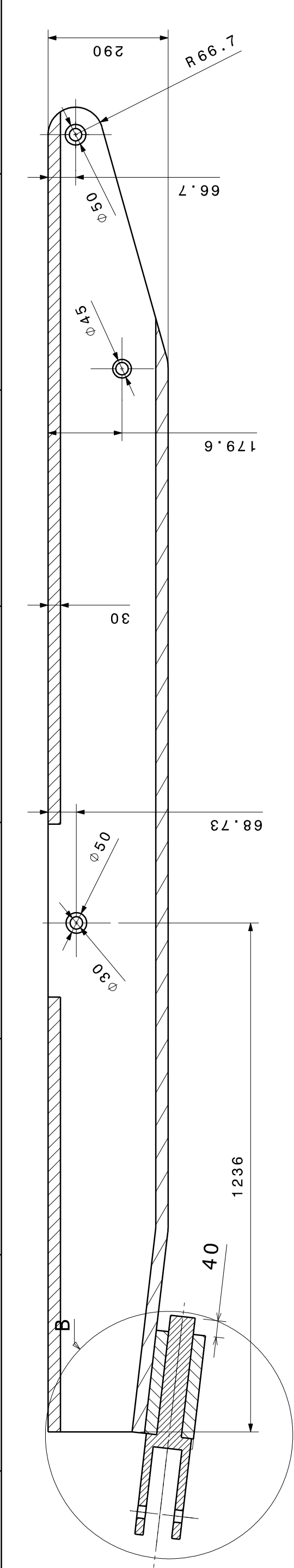
A

4

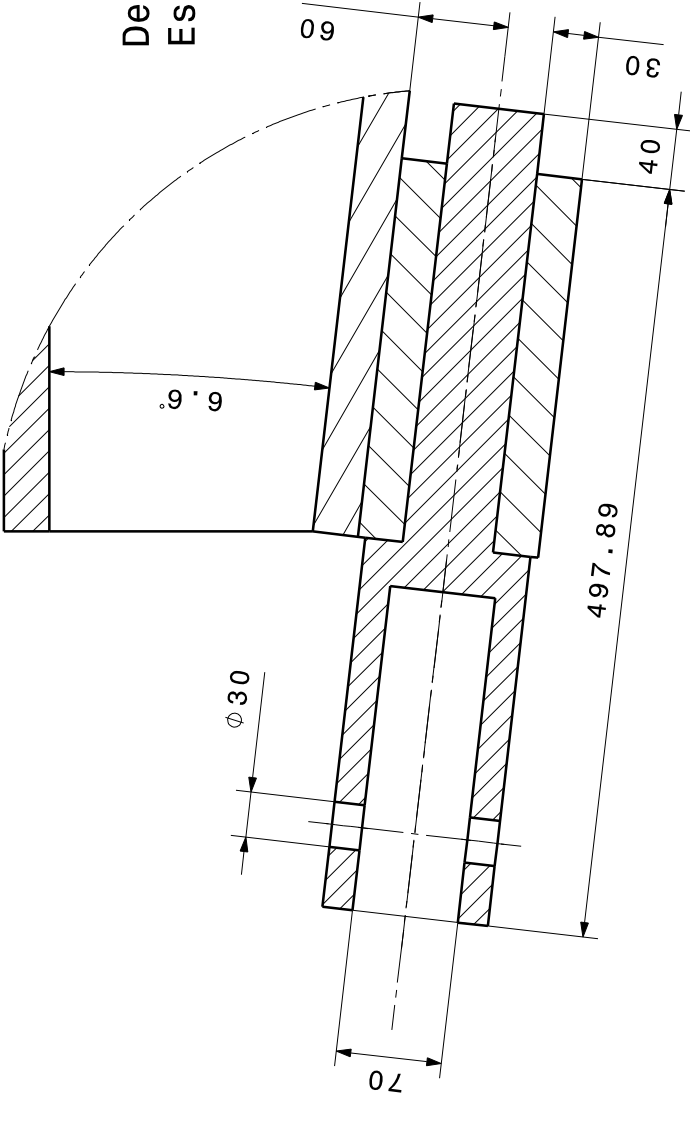
3

2

1



Detalle B
Escala: 1:5



1	ESLABON 2	ACERO ST-52	
CANTIDAD	MARCA	DENOMINACION	MATERIAL
ESCUELA UNIVERSITARIA DE INGENIERIA TECNICA INDUSTRIAL DE ZARAGOZA			
DIBUJADO:	FECHA:	TITULO:	
H. IGLESIAS	18/02/2011	LANZA	
REVISADO:	FECHA:	REFERENCIA:	FABRICACION:
DISEÑADO:	FECHA:	ESCALA:	NUMERO DE PLANO:
H. IGLESIAS	18/02/2011	1:10	01.02

H

G

F

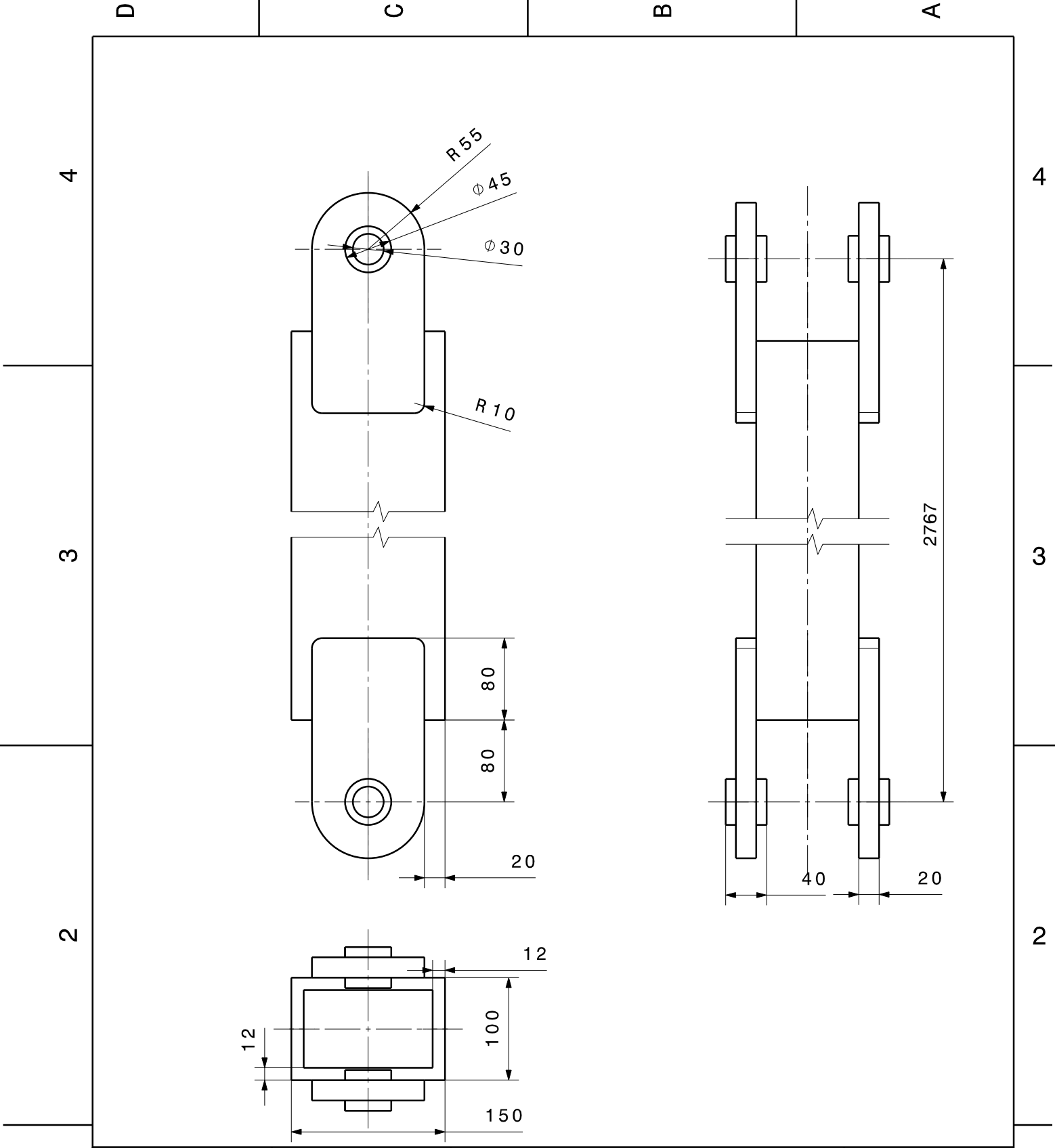
E

D

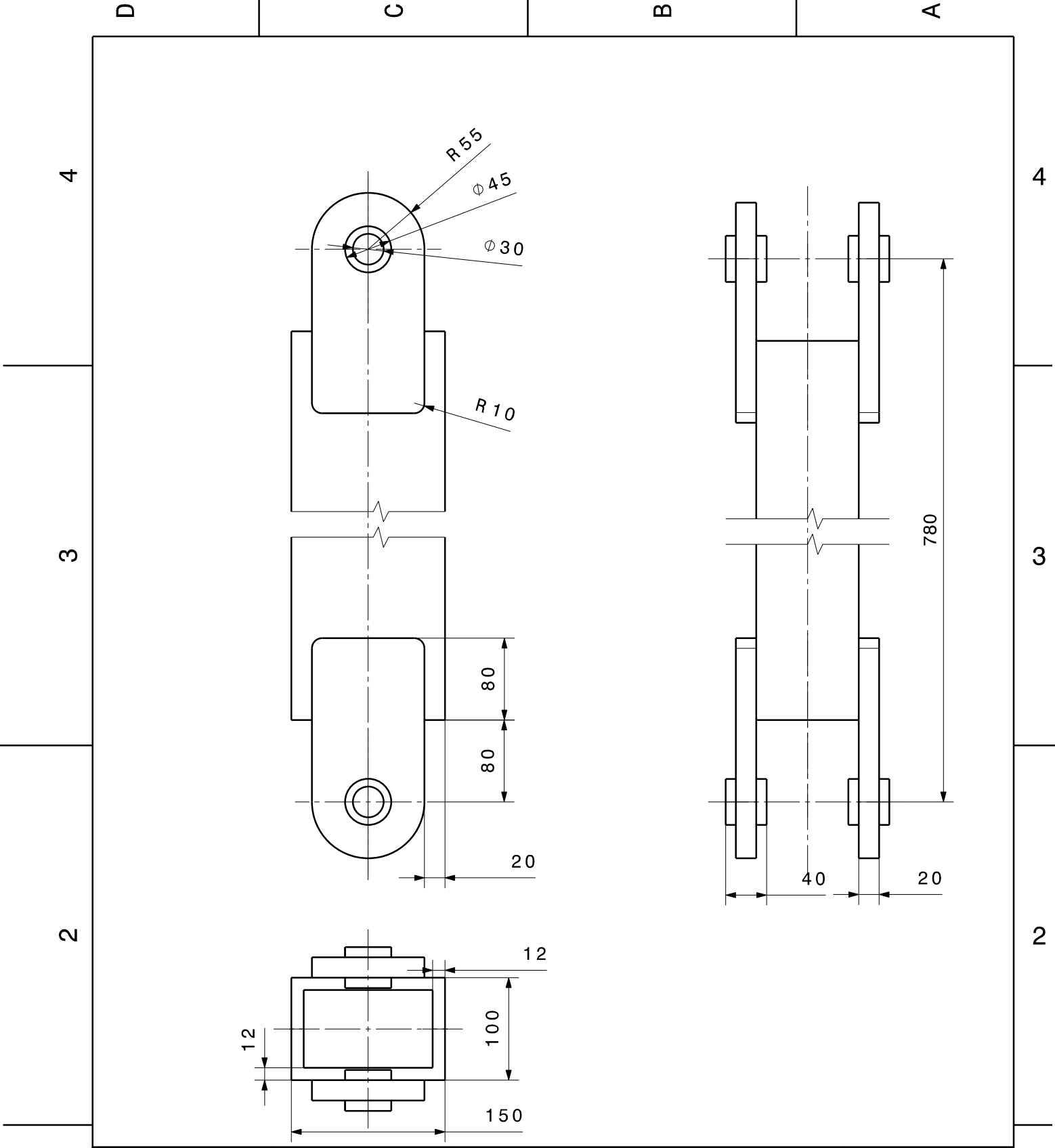
C

B

A



2	ESLABON 4	ACERO ST-52	
CANTIDAD	MARCA	DENOMINACION	MATERIAL
ESCUELA UNIVERSITARIA DE INGENIERIA TECNICA INDUSTRIAL DE ZARAGOZA			
DIBUJADO: H. IGLESIAS	FECHA: 18/02/2011	TITULO: BARRA LARGUERA	
REVISADO:	FECHA:	REFERENCIA:	FABRICACION:
DISEÑADO: H. IGLESIAS	FECHA: 18/02/2011	ESCALA: 1:5	NUMERO DE PLANO: 01.03



2	ESLABON 5	ACERO ST-52	
CANTIDAD	MARCA	DENOMINACION	MATERIAL
ESCUELA UNIVERSITARIA DE INGENIERIA TECNICA INDUSTRIAL DE ZARAGOZA			
DIBUJADO: H. IGLESIAS	FECHA: 18/02/2011	TITULO: BARRA TRASERA	
REVISADO:	FECHA:	REFERENCIA:	FABRICACION:
DISEÑADO: H. IGLESIAS	FECHA: 18/02/2011	ESCALA: 1:5	NUMERO DE PLANO: 01.04