



Universidad de Valladolid

INGENIERO TÉCNICO INDUSTRIAL, ESPECIALIDAD EN MECÁNICA

PROYECTO FIN DE CARRERA

**DISEÑO, CÁLCULO Y DIMENSIONADO DE UNA
PLATAFORMA ELEVADORA MÓVIL DE PERSONAL
CON ACCIONAMIENTO HIDRÁULICO**

AUTOR

PABLO MARTÍNEZ DEL POZO

TUTOR

ROBERTO MOSTAZA FERNANDEZ

Septiembre 2012



ESCUELA DE INGENIERÍAS
INDUSTRIALES

Universidad de Valladolid

INGENIERO TÉCNICO INDUSTRIAL, ESPECIALIDAD EN MECÁNICA

PROYECTO FIN DE CARRERA

**DISEÑO, CÁLCULO Y DIMENSIONADO DE UNA
PLATAFORMA ELEVADORA MÓVIL DE PERSONAL
CON ACCIONAMIENTO HIDRÁULICO**

AUTOR

PABLO MARTÍNEZ DEL POZO

TUTOR

ROBERTO MOSTAZA FERNANDEZ

Septiembre 2012

INTRODUCCIÓN Y OBJETIVOS DEL PROYECTO

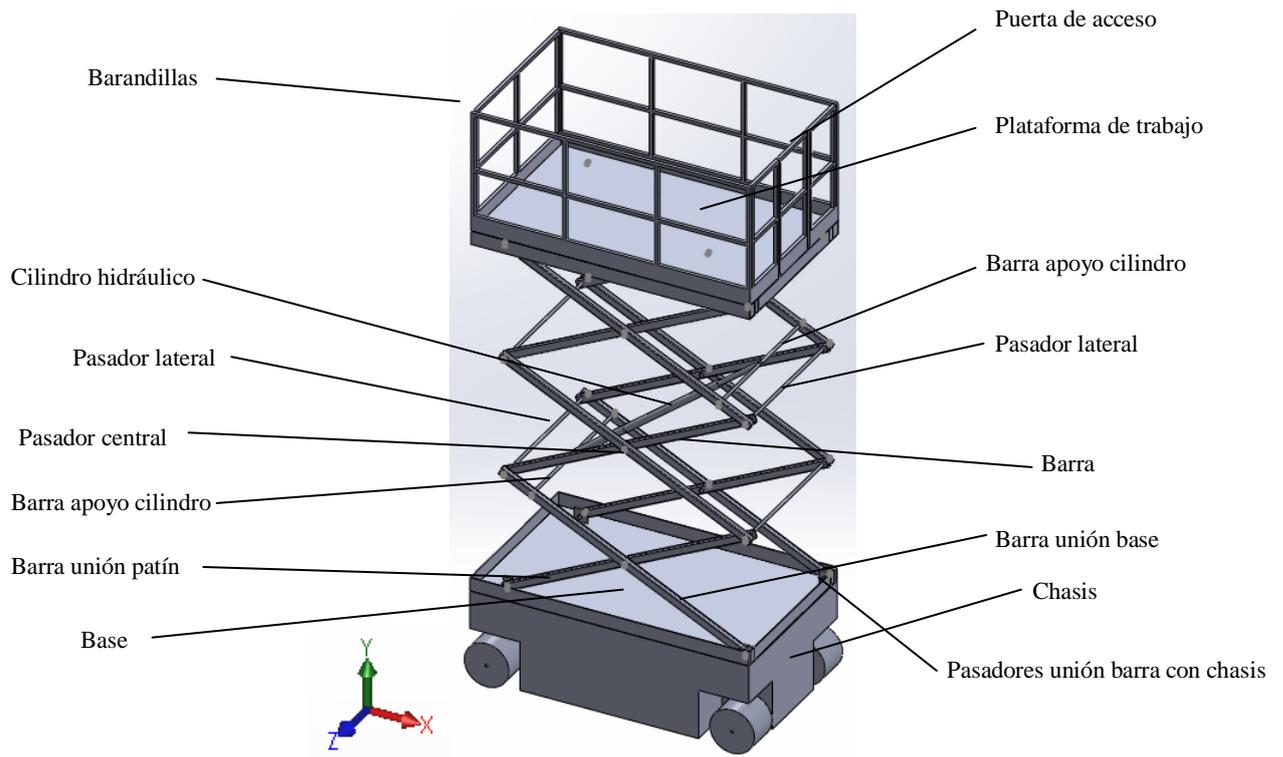
En el presente trabajo se ha llevado a cabo el diseño, cálculo y dimensionado de los elementos principales atendiendo a criterios de funcionalidad de una Plataforma Elevadora Móvil de Personal para un trabajador.

Se ha escogido una grúa de este tipo ya que supone una gran ayuda para trabajos de construcción, reparación, limpieza y mantenimiento de edificios y mobiliario urbano a bajas y medias alturas. Con este tipo de grúa se prescinde de los tradicionales andamios. Las principales ventajas a destacar son:

- Una vez transportada la grúa a la obra se puede desplazar con facilidad y sin necesidad de otro vehículo que transporte los andamios y un grupo de trabajadores que se encarguen del montaje del andamiaje.
- Se puede aumentar o disminuir la altura de trabajo con gran facilidad. Si se tuviesen andamios se requeriría la ayuda de varios operarios y la recepción de nuevos elementos para la estructura del andamiaje.
- Se trata de una máquina de gran rigidez, esto da al operario una mayor sensación de seguridad que resulta en un trabajo más eficaz.
- A la hora de alcanzar la altura de trabajo, en esta plataforma sólo es necesario accionar el sistema hidráulico para elevar las estructuras tijera; sin embargo en los andamios convencionales, hay que subir unas escaleras con los consecuentes riesgos: de caída y de golpeo con elementos de los andamios para los trabajadores.

Una máquina de este tipo se compone de los siguientes elementos (indicados en la imagen del ensamblaje de la grúa realizado en Solid Works de la página siguiente):

- Base de la estructura o chasis: elemento que da estabilidad al elevador y soporta todo el peso del mismo. Monta sobre él todos los grupos y sistemas de la plataforma y los transporta cuando se mueve propulsado por el grupo motriz.
- Barras de las tijeras: son de sección 70 x 50 x 3mm (alto x ancho x espesor) aunque con diferentes terminaciones debido a las posiciones que ocupan dentro de la estructura, están unidas entre sí, a la base y a la plataforma mediante pasadores. Constituyen el nexo de unión que hacen que la plataforma se eleve o descienda al transmitir el movimiento que les proporciona el cilindro hidráulico.
- Cilindro hidráulico: en este elevador es el elemento que nos da la fuerza necesaria para levantar la estructura. Siendo el fluido incompresible el encargado de transmitir la fuerza.
- Barras cilíndricas de unión, pasadores o bulones: son de sección circular, sirven como unión entre los distintos elementos del elevador.
- Escalera de acceso en posición replegada: se acopla a uno de los laterales o va implícita en la geometría del chasis.
- Plataforma de trabajo: superficie donde trabajan los operarios.
- Barandillas: elementos de seguridad necesarios para que el operario pueda trabajar sin riesgo alguno.
- Puerta de acceso: está instalada en uno de los laterales de la grúa.



El principio de funcionamiento del elevador se basa en una estructura metálica que utiliza la geometría y funcionamiento de las tijeras, para aumentar la distancia entre los extremos de las barras, mediante la fuerza que será aplicada por el cilindro hidráulico. A medida que el vástago avanza, va moviendo las barras en que se apoyan el cilindro y el vástago, y éstas a su vez, y gracias a sus uniones articuladas con los pasadores, mueven el resto de las barras elevando la estructura.

Si observamos la base, puede verse como dos de los brazos con igual inclinación van guiados mediante ruedas o patines y los otros dos van unidos mediante pasadores impidiéndose el movimiento a lo largo del eje 'X', los brazos que en la base son guiados, están anclados mediante articulación a la plataforma superior y los que en la base van articulados en la plataforma irán guiados pudiéndose desplazar en el eje 'X', para que así se pueda producir la variación del ángulo que forman brazos con distintas inclinaciones y la plataforma superior ascienda o descienda.

En este proyecto se han dimensionado los siguientes elementos:

- Sección de las barras.
- Base de la plataforma.
- Sección de las barandillas.
- Cilindro hidráulico.
- Pasadores

Se han seleccionado estos elementos por su especial interés en lo que respecta a los criterios de resistencia de materiales, tecnología de funcionamiento, su papel principal en el rendimiento de la plataforma y su disposición concreta en el conjunto de la grúa. Las dimensiones y geometría de estos elementos dependen de la cargas a los que estén sometidos, por lo tanto, en primer lugar calcularemos los esfuerzos que debe aguantar la plataforma. Para ello se consulta la normativa ya que en ella se indican las siguientes limitaciones y condiciones ha tener en cuenta:

- Masa de la persona = 80 kg. situada a 0,1m de la barandilla.

- Fuerza manual de la persona = 200 N a 1,1m de la plataforma de trabajo.
- Masa del equipo mínima = 40 kg. repartida por el 25% del piso de la plataforma de trabajo. Esta grúa está pensada para 220 kg.
- La fuerza del viento en la posición más desfavorable.

Todas las fuerzas actúan en el mismo plano, variando su dirección de aplicación:

- Vertical y hacia abajo para:
El peso del trabajador = 784 N.
El del equipo = 2156 N.
- Horizontal y hacia fuera de la plataforma para:
La fuerza manual = 200 N.
Fuerza del viento en el trabajador = 35 N.
Fuerza del viento en el equipo = 64,68 N.
Fuerzo del viento en las barandillas = 231 N.

Una vez calculadas las fuerzas, se combinan de la forma más desfavorable, en este caso todas en el mismo plano y en la misma zona de la barandilla.

Con las fuerzas exteriores que actúan sobre cada elemento, se hace un estudio estático de sólido rígido en cada pieza que se ha decidido estudiar. Se realiza un estudio estático por que la grúa va a estar la mayor parte del tiempo en reposo, ya sea en la posición inferior o a una altura determinada. Además en las fases de elevación y descenso las velocidades que se alcanzan son lo suficientemente lentas como para poder considerar que los resultados obtenidos son igualmente válidos que en reposo.

En primer lugar se establecen unos parámetros de diseño para las dimensiones de la plataforma:

Largo = 2500mm.

Ancho = 1500mm.

Angulo de inclinación máximo de las barras = 70°.

MATERIAL

Se decide utilizar un acero para usos generales: C1022 ya que la resistencia mecánica es suficiente y al ser propiedades estándar su coste no es excesivo.

Para garantizar que las fuerzas que actúan sobre cada pieza no superan los valores admisibles, se comparan los resultados de los esfuerzos con la resistencia a fluencia. El esfuerzo que se va a comparar es la Tensión de Von Mises. Esto es por que es una teoría menos conservadora que la del esfuerzo cortante máximo ya que además de tener en cuenta los esfuerzos de tensión y compresión simples como responsables del fenómeno de fractura en los materiales, también considera la distorsión angular y la contribución de los esfuerzos normales en las superficies a 45° de la pieza sometida a tensión.

Resistencia a fluencia del material = 365,6 N/mm².

Se aplica un coeficiente de seguridad de 3 y la nueva resistencia a fluencia es =

$$\frac{365,6}{3} = 121,86 \text{ N/mm}^2$$

PLATAFORMA

En la posición más elevada la plataforma tendrá un voladizo de 1644mm., el material escogido (acero) es de gran resistencia y las barandillas ejercen un efecto similar al de un arriostamiento, aun así se va a comprobar que los valores de la Tensión de Von Mises son menores que la resistencia a fluencia del material y que la deformación es aceptable si lo comparamos con el resto de las dimensiones. Para ello se mantendrán los parámetros de diseño y se variará el espesor de la plataforma.

Parámetros de diseño:

Largo 2500mm.

Ancho: 1500mm.

Se corta la plataforma por su unión articulada con el patín, al cortar un sólido rígido por un plano aparecen tres reacciones: dos fuerzas y un momento, esto se modeliza como un empotramiento.

Tras probar con varios valores de espesores se decide escoger el de 15 mm

Resultados en Solid Works para un espesor de 15mm:

$$\text{Tensión de von mises} = 76,67 \text{ N/mm}^2 < 121,86 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Desplazamiento vertical y hacia abajo en el extremo = 36mm.

El espesor de 15 mm es válido.

BARRAS

Con una longitud de 2500 mm, se calcula primer lugar la sección necesaria para que aguante las fuerzas a las que están sometidas atendiendo a la Teoría de von Mises. Para las barras se utilizará el programa NX-Ideas por las condiciones de apoyos articulados en los extremos de las barras.

Como ya hemos dicho el movimiento de las barras está ligado al de las articulaciones tanto del centro. Esta condición se impone con la opción de NX-Ideas “Couple DOF” permitiendo el giro en Z.

Se estudia la barra sometida a mayores esfuerzos que es la que es la que recibe la fuerza del vástago del cilindro. Los resultados para las distintas secciones son:

Perfil (ancho x alto x espesor)	Tensión von mises
50 x 100 x 5	45,8 N/mm ²
50 x 100 x 3	69,8 N/mm ²
40 x 100 x 5	56,4 N/mm ²
40 x 80 x 3	104 N/mm ²
50 x 70 x 4	84,6 N/mm ²
50 x 70 x 3	115 N/mm ²

El último perfil es con el que más se optimiza el material y es el escogido. Cuando una dimensión (longitud) predomina sobre las demás: alto, ancho y espesor, se puede tomar ese elemento como un perfil esbelto, por lo tanto, para estas barras hay que calcular la carga necesaria para que en la parte más larga sin arriostrar no se produzca el fenómeno del pandeo. Esta longitud es la mitad de la barra 1250 mm.

De acuerdo con el Documento Básico: Seguridad Estructural – Acero del Código Técnico, la carga necesaria para que en un elemento de longitud 1250mm. se produzca la inestabilidad por pandeo es:

$$\text{Eje Y} = 160776,17 \text{ N}$$

$$\text{Eje Z} = 116867,188 \text{ N}$$

La carga máxima a que van a estar sometidas las barras es: 29571,15N mucho menor que cualquiera de las dos. **Las barras no pandean.**

La altura que alcanza la plataforma en su posición máxima incluido el chasis es de 7847mm, esto da lugar a que sea necesario barajar la posibilidad de vuelco de la plataforma si durante su traslado se encuentra con un obstáculo. Sólo se considera a posibilidad de vuelco para la dirección longitudinal (eje X en la imagen del principio). Para evitar el vuelco en la dirección transversal (eje Z) se dotará de lastre al chasis de la

plataforma, no obstante cuando las condiciones de estabilidad del terreno no sean propicias, no se trabajará con la plataforma.

Si la plataforma chocase con un obstáculo a su máxima velocidad de circulación: 4 Km/h, se produciría un abalanzamiento de la plataforma, es decir, ésta ganará altura, y parte de la energía cinética se transformará en energía potencial. Para que la grúa no vuelque la energía debida a la velocidad, energía cinética, tienen que ser menor que la energía potencial debida al citado abalanzamiento. Esta condición se cumple tanto desplazando la grúa hacia adelante como hacia atrás.

PASADORES

Son los elementos que unen las barras. Se dividirán en tres grupos en función de su longitud: pasadores que unen las barras por lo extremos (1452,4 mm), pasadores que unen las barras por el centro (121,2 mm), pasadores que unen las barras con el chasis y la plataforma (91,2 mm). La sección será la misma para todos ellos y es esta sección la que se va a calcular, es decir, el diámetro mínimo necesario para que los pasadores aguanten los esfuerzos a que van a estar sometidos. Se calculará el diámetro para el mayor de los esfuerzos, de forma que así se asegurará que este pasador vale para el resto de los casos.

Se calcularán a fallo por cortante según la teoría del esfuerzo cortante máximo y a fallo por aplastadura. Se estudiarán los casos de simple cortadura (unión entre las barras) y a doble cortadura (unión de las barras con el chasis y la plataforma).

Fuerza máxima que va a soportar un pasador = 29692,5 N

Diámetro necesario para cortadura con un plano de corte = 25mm.

Diámetro necesario para aplastamiento con un plano de corte = 17mm.

Diámetro necesario para cortadura con dos planos de corte = 16mm.

Diámetro necesario para aplastamiento con dos planos de corte = 16mm.

Se escoge el mayor de los diámetros necesarios: 25mm.

Para que los pasadores no deslicen por sus uniones entre las barras con el consecuente peligro de desarme de la plataforma se pondrá una arandela en su extremo. Para poder colocar esta arandela se practica una entalla en el pasador, esta entalla es recta y de unas dimensiones muy pequeñas. El coeficiente de sensibilidad a la entalla “q” toma el valor $q = 0,55$, es un valor medio y teniendo en cuenta el coeficiente de seguridad que se ha introducido en el cálculos de fallo por aplastamiento y por cortante. Se puede decir que el rebaje que hay que realizar en el pasador para alojar la arandela no interfiere en el comportamiento del pasador.

CILINDRO HIDRÁULICO

Es el elemento que se empleará para transmitir la fuerza necesaria en la fase de elevación de la plataforma y el que aguantará el peso de la plataforma en la fase de descenso.

La longitud del cilindro comprimido es de 1890 mm.

La longitud del cilindro extendido es de 3000 mm.

En este caso el pistón tiene una gran carrera: 1100 mm.

Una carrera tan larga como esta hace que sea necesario considerar la posible inestabilidad por pandeo del vástago.

Se calcula el diámetro mínimo que ha de tener el vástago para que no pandee con la fuerza máxima que va a realizar. Después se busca en los catálogos de marcas comerciales (Cicrossa, SMC ó Rexroth) un cilindro hidráulico con un vástago de esas dimensiones. Como no se encuentra el diámetro exacto, poniéndonos del lado de la

seguridad se escoge uno mayor y se recalcula la fuerza necesaria para que ese vástago pandee. La fuerza para que el vástago pandee es de 15000 N con un diámetro de vástago de 40mm. Es válido ya que la máxima fuerza que tendrá que desarrollar el cilindro será de 10457 N.

Además es necesario establecer el espesor mínimo de pared para que no se produzca ninguna rotura por la presión del líquido. Según la teoría de esfuerzos en cilindros de pared delgada, este espesor es de 0,78 mm.

Se escoge un cilindro inicial de 40 mm de diámetro del vástago y 60 mm. de diámetro del cilindro.

Además hay que comprobar que la presión a la que va a trabajar el líquido en el cilindro cuando desarrolle la máxima fuerza es menor que la máxima que puede soportar el cilindro.

Presión máxima de utilización: 200 bares. Si se emplease esta presión bastaría con un radio de 1,29 mm. que es menor que los 30 mm de radio que tiene el cilindro escogido.

Dimensiones del cilindro:

Diámetro cilindro = 60mm.

Diámetro del vástago = 40mm.

Presión máxima de uso = 200 bares.

BARANDILLAS

En la norma UNE-EN 280: 2002+A2: 2009, en el apartado 5.6.2. se especifica que las barandillas deben aguantar en su posición más desfavorable una fuerza de 500N por persona. Esta plataforma ha sido dimensionada para que trabaje en ella una persona, por lo tanto y siguiendo el mismo proceso por el que se determinó el perfil necesario para las barras, se estudiarán con el programa NX-Ideas las tensiones que se producen en el tramo de la barandilla más desfavorable.

El tramo de la barandilla que estará sometido a mayores tensiones ante la misma fuerza exterior aplicada será el tramo más largo sin arriostrar, que en este caso son los tramos centrales de las barandillas frontales (señalados en verde en la figura inferior) que tienen una longitud de 794mm.

Las barandillas deben de ser de un perfil pequeño ya que deben poder agarrarse fácilmente con las manos y además la geometría del perfil debe ser sencilla. Con todo esto y atendiendo a catálogos consultados, se empieza escogiendo una sección cuadrada hueca.

Dimensiones: alto = 30 mm, ancho = 30 mm, espesor = 5mm.

Tensión de Von Mises máxima: $18,7 \frac{N}{mm^2} < 121,86 \frac{N}{mm^2}$

Nos quedamos con esta sección ya que aguanta los esfuerzos con un margen muy amplio.

Una vez dimensionados todos los elementos, se procede a su diseño en el software de dibujo en 3D “Solid Works”, dibujando primero cada pieza por separado y ensamblándolas posteriormente en un sólo conjunto representado en la imagen de la segunda página.

Después de haber dibujado la Plataforma Elevadora Móvil de Personal en Solid Works, se realizan los planos de cada pieza en este mismo programa.

ELEMENTO	Nº PLANO
Conjunto PEMP	0
Base grúa	1
Eje ruedas	2
Rueda grúa	3
Base plataforma tijera	4
Barra	5
Barra de apoyo inferior del cilindro	6
Barra de apoyo superior del cilindro	7
Barra de unión estructura tijera con base	8
Base plataforma	9
Barandillas	10
Puerta de barandilla	11
Detalle taladro central barras	12
Detalle extremo de barra	13
Detalle unión barra con base	14
Pasadores con entalla para arandela de sujeción	15
Pasadores centrales	16
Pasador de unión estructura tijera con base y con patín	17

ÍNDICE

Introducción	3
Objetivos	6
MEMORIA	7
Norma UNE EN 280	8
Clasificaciones según la norma	8
Otras clasificaciones:	9
Por el ambiente de trabajo	9
Por la geometría	9
Por la energía utilizada	10
Puesta en marcha de la PEMP	17
Partes de la grúa	19
Consejos de utilización de las PEMP según la norma	24
CÁLCULOS	26
Determinación de los factores de diseño	27
Factores de diseño	28
Análisis de los elementos de la plataforma sometidos a las cargas	30
Dimensionado de la plataforma	35
Cálculo analítico de la posición más desfavorable	46
Calculo de la sección necesaria para las barras	59
Carga de pandeo	78
Cálculo de vuelco	85
Pasadores	91

Determinación de las características del cilindro hidráulico	101
DISEÑO DE LA PLATAFORMA EN SOLID WORKS	112
Ensamblaje de la plataforma en Solid Works	136
SIMULACIÓN EN WORKING MODEL	142
ESTUDIO ECONÓMICO	146
CONCLUSIONES Y LÍNEAS FUTURAS	157

INTRODUCCIÓN

En el presente proyecto se van a exponer y desarrollar todos los aspectos a tener en cuenta en el cálculo, diseño, dimensionamiento y modelado de una plataforma elevadora móvil de personal.

Con esta máquina se pretenden cubrir las necesidades que en algunas ocasiones se solventan con plataformas estáticas o andamios, proporcionando así flexibilidad en las tareas para las que ha sido pensada esta grúa, como son: mantenimiento, reparación y limpieza de fachadas de edificios, mobiliario urbano y en general cualquier tarea que requiera trabajar a cierta altura con ayuda de herramientas pesadas.

De este modo es posible proporcionar al operario la opción de desplazar, elevar o rotar la plataforma a cada momento dependiendo de la operación que esté realizando, y de este modo poder facilitarle el trabajo. Para alcanzar las diferentes posiciones de trabajo, será necesario estudiar las múltiples soluciones primando que el operario pueda trabajar de forma ergonómica y segura. Un requisito que cumple la plataforma es que se trata de una estructura extremadamente rígida para que la altura nunca de al operario sensación de inseguridad.

NOTA: EN EL PRESENTE ESCRITO LOS CONCEPTOS DE GRÚA Y PLATAFORMA SE EMPLEARÁN INDISTINTAMENTE DE SU SIGNIFICADO REFIRIÉNDONOS SIEMPRE A LA MÁQUINA QUE ES OBJETO DE ESTE ESTUDIO. YA QUE SEGÚN LA NORMATIVA APLICADA A ELLAS:

GRÚA: SE EMPLEA ÚNICAMENTE PARA TRANSPORTE DE MATERIAL Y NO DE PERSONAS.

PLATAFORMA: SE EMPLEA PARA TRANSPORTAR MATERIAL Y PERSONAS HASTA EL LUGAR DE TRABAJO, PERO NO DEBE NUNCA EMPLEARSE SOLAMENTE PARA EL TRANSPORTE DE CARGA. ESTO SE ACLARARÁ POSTERIORMENTE EN EL APARTADO: “CONSEJOS DE UTILIZACIÓN DE LAS PEMP SEGÚN LA NORMA”

Ventajas de una Plataforma Elevadora Móvil de Personal frente a los andamios:



- Una vez transportada la grúa a la obra se puede desplazar con facilidad y sin necesidad de otro vehículo que transporte los andamios y un grupo de trabajadores que se encarguen del montaje de las barras.
- Se puede aumentar o disminuir la altura de trabajo con gran facilidad, ya que sólo es necesario accionar la bomba hidráulica para que inyecte líquido a presión al cilindro. Si se tuviesen andamios se requeriría la ayuda de varios operarios y la recepción de nuevos elementos para la estructura del andamiaje.
- Al tratarse de una máquina de gran rigidez, esto da al operario una mayor sensación de seguridad que resulta en un trabajo más eficaz.

- A la hora de alcanzar la altura de trabajo, en esta plataforma sólo es necesario accionar el sistema hidráulico para elevar las estructuras tijera; sin embargo en los andamios convencionales, hay que subir unas escaleras con los consecuentes riesgos: de caída y de golpeo con elementos de los andamios para los trabajadores.



OBJETIVOS

El objetivo de este proyecto es mostrar todos los aspectos que se han de tener en cuenta para el diseño, cálculo, dimensionamiento y modelado de una Plataforma Elevadora Móvil de Personal.

En primer lugar, se partirán de unos parámetros estándares para todas las plataformas de este tipo como son: longitud, anchura y altura máxima alcanzable por la plataforma. Se consultará la normativa correspondiente a este tipo de máquinas para saber los criterios que se han de aplicar en la colocación de las cargas y las posibles limitaciones de dimensiones o prestaciones según la capacidad de carga de que queramos dotar a la grúa y los usos para los que esté pensada.

Una vez conocidas estas prestaciones, y según la estructura elegida para la plataforma, se calculará el reparto de fuerzas por sus diferentes elementos. Conociendo la magnitud de los esfuerzos en cada componente, se llevará a cabo el dimensionamiento de la sección necesaria para las barras y de la estructura tijera a través el software NX-Ideas.

Posteriormente, se calcularán los pasadores necesarios para las barras así como para el cilindro hidráulico.

El siguiente paso será elegir entre los catálogos de las marcas comerciales un pistón hidráulico que cumpla con todas las necesidades técnicas que requiere la grúa y que además se adapte correctamente a la estructura tijera en sus diferentes posiciones.

Una vez determinados todos estos componentes relativos al movimiento y capacidad de la Plataforma Elevadora Móvil de Personal, se pasará a diseñar los elementos relativos a la seguridad como son las barandillas.

Y por último, se harán los modelará cada pieza en el programa de 3D por ordenador Solid Works que nos ayudará a hacernos unas idea de la configuración real de la máquina.

MEMORIA

NORMA: UNE-EN 280:2002+A2

Plataforma elevadora móvil de personal:

Máquina móvil destinada a desplazar personas hasta una posición de trabajo, donde llevan a cabo una tarea desde la plataforma, con la intención de que las personas entren y salgan de la plataforma de trabajo en una posición de acceso definida de la plataforma, que consiste como mínimo en una plataforma de trabajo con controles, una estructura extensible y un chasis.

Plataforma de trabajo:

Plataforma rodeada por una barandilla o una cabina que puede desplazarse con su carga hasta una posición que permita efectuar trabajos de montaje, reparación, inspección u otros trabajos similares.

Clasificaciones

Esta norma clasifica las PEMP según la proyección vertical del centro de gravedad de la carga y según las posibilidades de transporte:

Según la proyección del centro de gravedad:

- Grupo A: PEMP en las que la proyección vertical del centro de gravedad de la carga está siempre en el interior de las líneas de vuelco.
- Grupo B: PEMP en las que la proyección vertical del centro de gravedad de la carga puede estar en el exterior de las líneas de vuelco.

Esta grúa pertenece al grupo A.

En función de las posibilidades de traslación:

- Tipo 1: la traslación sólo es posible si la PEMP se encuentra en posición de transporte.
- Tipo 2: la traslación con la plataforma de trabajo en posición elevada sólo se controla por un órgano situado sobre el chasis.
- Tipo 3: la traslación con la plataforma de trabajo en posición elevada se controla por un órgano situado sobre la plataforma de trabajo.

Esta grúa pertenece al grupo 3.

OTRAS CLASIFICACIONES

Según el ambiente en el que trabaje:

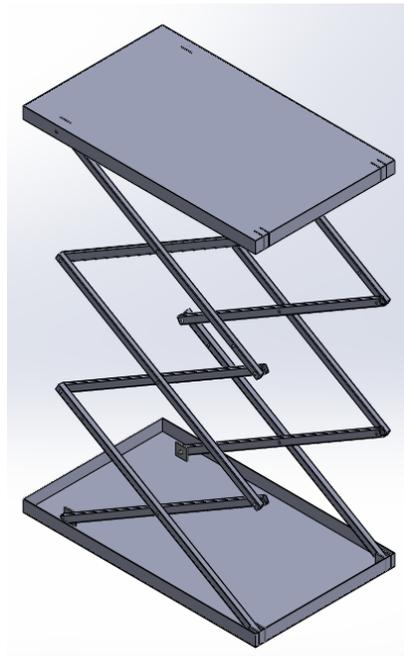
- Grupo 1: plataformas elevadoras para trabajos en el interior de espacios cerrados.
- Grupo 2: plataformas elevadoras para exteriores en todo tipo de terrenos.

Esta grúa pertenece al grupo 2.

Según su geometría:

- Simétrica: al ser una grúa simétrica, cada estructura tijera absorbe la mitad de la carga, el hecho de que las solicitaciones a que está sometido cada elemento son menores hace que cada parte sea menos robusta, por lo tanto necesita menos material y resulta más económico. Además el fallo de alguno de los elementos no supone una situación tan crítica como en otros tipos de grúas mecánicas.
- Asimétrica: en las máquinas que no son simétricas, cada elemento de la estructura absorbe la totalidad de las cargas y por lo tanto el fallo de uno de ellos puede tener consecuencias de mayor importancia que en el anterior caso.

Esta grúa es simétrica.



Según el tipo de energía utilizada:

ELÉCTRICA

Los elevadores eléctricos o elevador de tornillo, se componen de una estructura fija, que realiza dos funciones la primera cumple de guía para que en todo momento los movimientos sean correctos, mientras que la segunda es la encargada de ejercer los movimientos de ascenso y descenso por medio de un motor eléctrico de gran potencia y consumo que acciona un tornillo sin fin, que al girar produce la elevación y posterior bajada.

Las ventajas que encontramos con los elevadores eléctricos

- **Seguridad:** normalmente es muy difícil que en cualquier parte del recorrido, las partes móviles puedan fallar provocando una caída de la plataforma gracias a que esta guiada y a la vez situada sobre su tornillo sin fin en cualquier punto de todo el recorrido.
- **Fallo:** las posibilidades de que un día falle y parta un tornillo sin fin son muy bajas, siendo mayores otras como una rotura en las partes que soportan el peso del vehículo.

Sin embargo tiene una serie de desventajas a tener en cuenta:

- **Elevados consumos de corriente:** todo el movimiento de ascenso y descenso, se produce por medio de movimientos fraccionados por tornillos, piñones y cadenas. Esto hace que requiera de grandes picos de corriente tanto en ascenso como en descenso. Este es uno de los motivos de que estos elevadores se comercializaban con motores trifásicos 380v / 400v y aun así no consiguen desarrollar grandes esfuerzos. Cuando estos se intentaban transformar a motores monofásicos 220v, no funcionaban en todo sus cometidos, principalmente si el vehículo era algo pesado, y se detenía el ascenso en cualquier parte de la carrera, luego no tenía fuerza para reanudar un nuevo ascenso, obligando a descender el vehículo hasta el suelo y comenzando una nueva ascensión.

- **Capacidad de Carga Máxima reducida:** Normalmente estos elevadores se comercializaban con el fin de usos con vehículos no superiores a 1.500Kg los básicos o 2.500Kg las más especiales.
- **Vida limitada en cuanto a revisiones:** Todos los elevadores eléctricos de tornillo sin fin, están sometidos a un continuo esfuerzo y desgaste en su distribución, esta se compone de sus tornillos sin fin junto a piñones y cadenas. Estos sufren un desgaste prematuro, pese a que se revise o mantenga, el mantenimiento es costoso pues estas obligado a ir al fabricante, solicitando su kit de reparación, y este a veces alcanzaba precios muy parecidos al del elevador nuevo.

HIDRÁULICA

En este caso el movimiento se desarrolla a partir de un cilindro hidráulico que al recibir un fluido a presión impulsa el émbolo que esta contenido en un cilindro.

De esta forma el émbolo se convierte en una continuación del cilindro, separándose sus extremos.

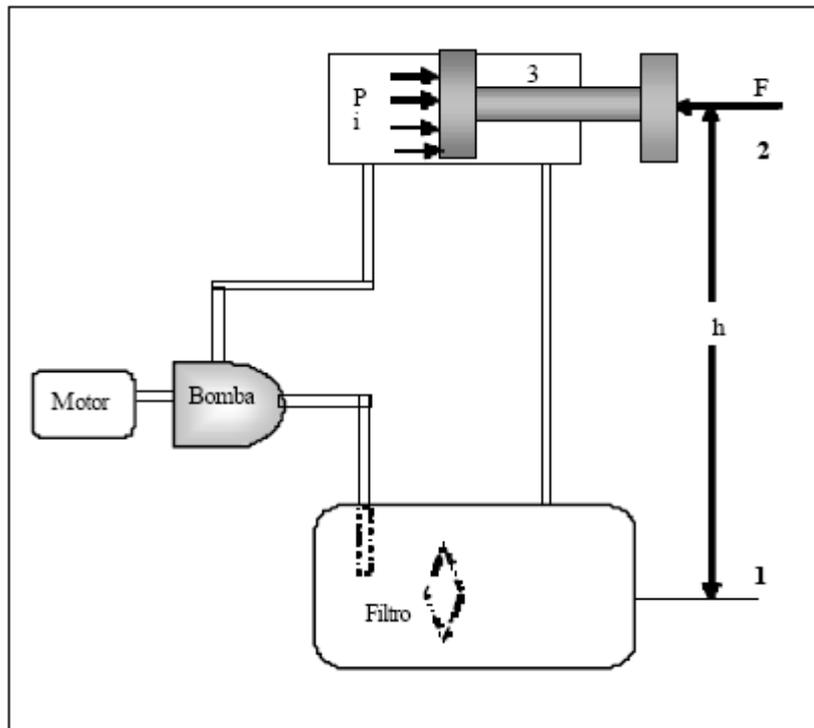
Consideraciones técnicas

La construcción del pistón hidráulico se fundamenta en el proceso iterativo del diseño, basado en los principios científicos y tecnológicos, uso de los modelos matemáticos, ciencia de los materiales, mecánica de materiales, válidos para determinar y establecer las dimensiones del cilindro.

Los materiales deben tener las cualidades adecuadas que respondan satisfactoriamente a las condiciones expuestas, para ello se procede a la clasificación, selección y control de las propiedades y por consiguiente la calidad de los materiales, que son de cumplimiento obligatorio según normas técnicas. Además se debe tener en cuenta el periodo de vida útil del grupo de presión asegurando largos periodos entre reparaciones, reducción de los gastos de explotación. Con la combinación de recursos tecnológicos y económicos, se logra la construcción del equipo con coeficiente de eficiencia apropiado.

Consideraciones del mecanismo de funcionamiento

En el esquema mostrado en la Figura 1 se ilustra la forma física que deberá tener el sistema hidráulico, cuya característica es como sigue: una masa de fluido localizado en el punto 1 pasa por la bomba a través de la válvula entrando en el cilindro y produce el trabajo empujando el pistón. Como resultado del movimiento del pistón, el fluido en el compartimiento del cilindro y a baja presión [3] es empujado de nuevo al depósito (tanque). Los estados de flujo en 1 y 2 deberán ser relacionados mediante un modelo matemático de la energía fluida del sistema, lo cual marcan las pautas para el diseño.



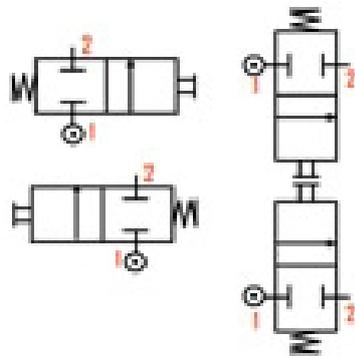
Consideraciones de seguridad en los circuitos hidráulicos.

Para garantizar la seguridad de los hidráulicos, se instalan una serie de dispositivos o válvulas que regulan el paso del fluido para evitar movimientos bruscos e indeseados.

A continuación se va a realizar un breve a descripción de las válvulas que hay en un sistema de presión de este tipo. Sin embargo en este proyecto no se especificarán cuales se instalarían ya que no entra dentro de los objetivos marcados.

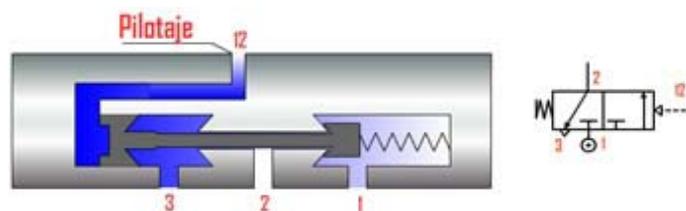
Válvulas distribuidoras 2/2

Gobiernan el paso de un fluido abriendo o cortando. Se emplean para abrir y cerrar circuitos.



Válvulas distribuidoras 3/2

Se utilizan para accionar cilindros de simple efecto. La figura muestra una válvula de corredera de tres vías (orificios 1,2 y 3) y dos posiciones: vía de presión (1) cerrada y vía de utilización (2), comunicada con el escape (3) o vía 1 comunicada con 2 y 3 cerrada.



En esta válvula ya no cabe hablar de posición de reposo, ya que puede adoptar de forma estable cualquiera de las posiciones cuando la válvula se encuentra sin conectar al circuito.

Estas válvulas que no tienen muelle de reposición se denominan biestables, de memoria o de impulsos. Biestables porque pueden ocupar cualquiera de las posiciones en la

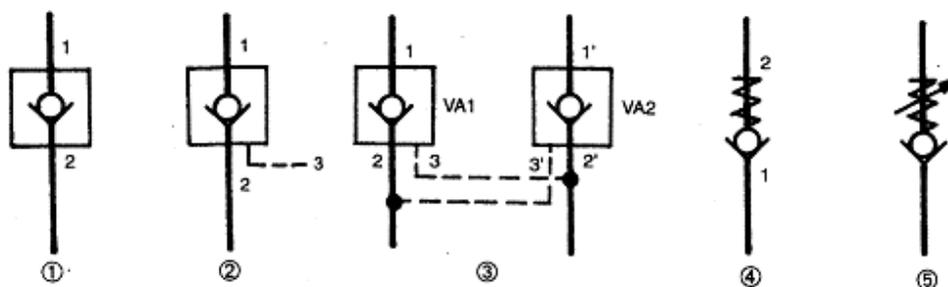
situación de reposo de la válvula. De memoria porque retienen la posición adquirida por la última orden recibida. De impulso porque basta con un impulso (manual, mecánico, eléctrico, hidráulico o neumático) para adquirir y mantener la posición obtenida con la orden dada.

Las válvulas 3/2 se utilizan en aquellas aplicaciones en las que se requiera gobernar el flujo hidráulico en una sola tubería, como el gobierno de cilindros de simple efecto o el gobierno del pilotaje neumático de válvulas.

Válvulas de Antiretorno o bloqueo

Las válvulas de bloqueo o antiretorno impiden el paso de fluido a presión en un sentido y le dejan pasar en el otro. Se emplea para evitar el retorno del líquido del sistema hidráulico (o del aire en un sistema neumático) a la bomba hidráulica (o al depósito de aire comprimido).

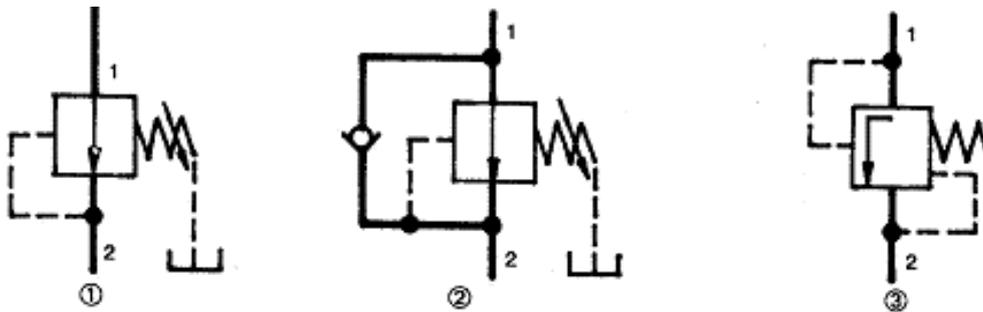
Estas válvulas están intercaladas en el circuito y constan de un muelle que está tarado a una cierta tensión que empuja a una bola o un disco contra un asiento cónico. Cuando la presión del fluido supera la fuerza del muelle, la bola se separa del asiento cónico y el fluido circula.



1. Fluido en el sentido 2-1. Se corta su paso al venir o regresar por uno.
2. Fluido en el sentido 2-1. Se puede abrir paso por 3.
3. Dos válvulas anti retornos conectadas entre sí utilizadas en pequeños circuitos hidráulicos que permiten su paso por medio de 3 y 3' de 1-2' y de 1'-2.
4. Válvula de bloqueo con presión límite dada que permite el paso del fluido de 1-2 pero no de 2-1. El flujo 1-2 se logra venciendo la fuerza de bloqueo.
5. Válvula de bloqueo con presión límite regulada manualmente. Se puede aclarar que estas dos últimas válvulas pueden ser utilizadas como válvulas de seguridad.

Válvulas reguladoras de presión.

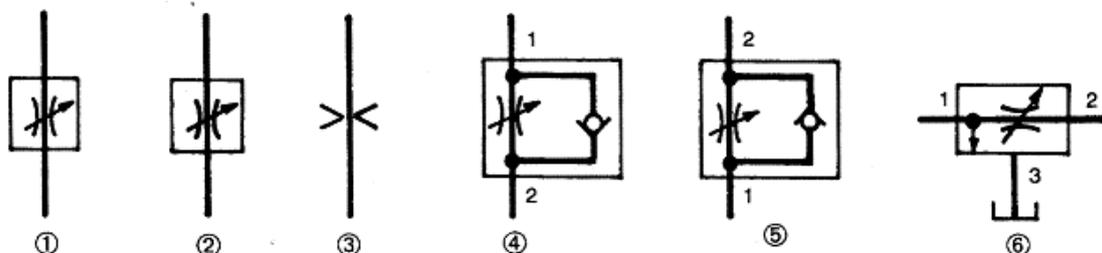
Estas válvulas limitan la presión máxima de un circuito. Su funcionamiento se basa en el equilibrio entre la presión y la fuerza de un muelle. Se utilizan en todos los circuitos hidráulicos y neumáticos como sistema de seguridad; se taran a un valor predeterminado y desvían el caudal hacia retorno cuando se alcanza el valor de presión estipulado.



1. Símbolo general de una válvula reductora de presión. Permite regular la presión a utilizarse. Es posible que en todos los puntos del circuito, no necesitemos que la misma presión sea recibida y se precise una necesaria.
2. Válvula reductora de presión de una sola vía.
3. Válvula reductora de presión que funciona de forma diferencial entre las presiones de 1 a 2.

Válvulas reguladoras de caudal

Este tipo de válvula se utiliza como reguladoras de caudal. La aplicación más común es la que va a llevar a cabo en el grupo de presión de esta plataforma, regular la velocidad de salida del vástago de el cilindro.



1. Símbolo general del regulador de Caudal
2. Regulador de Caudal con regulación posible.

3. Reducción de la tubería en un caso dado para la reducción de caudal en un punto específico.
4. Regulador de caudal de 2 – 1. En una dirección.
5. Regulador de caudal unidireccional.
6. Regulador de caudal de 1 – 2. Con descarga del flujo en la vía tres.

Las principales ventajas que presenta un sistema hidráulico son:

- **Consumos de corriente muy bajos:** producciones en 110v y 220v. Picos de corriente apenas nulos.
- **Grandes capacidades de levantar peso:** el peso no suele ser un inconveniente cuando se trabaja con sistemas hidráulicos, ya que apenas hay limitación. Sino que es la estructura del elevador la que suele limitar la carga máxima que se puede levantar.
- **No averías o incidencias:** Al no estar equipados de sistemas de distribución basados en engranajes, tornillos sin fin, piñones y cadenas, estos no tienen elementos que estén sometidos a desgaste físico, por lo tanto la probabilidad de que un elemento del circuito hidráulico falle por desgaste es muy baja, a no ser que fuese por causas de factor humano. Normalmente, el funcionamiento de un elevador hidráulico se compone de su motor (parte eléctrica, bomba y depósito) junto con su circuito de líquido hidráulico, manguitos y elementos hidráulicos que arrastran las partes móviles por medio de una cadena no sometida a esfuerzo o desgaste, porque estas no friccionan con absolutamente ningún piñón, únicamente el contacto pistón cilindro y el vástago como elemento tensor para ascender o descender el vehículo.
- **Seguridades por bloqueos físicos:** Todos los elevadores hidráulicos se componen de una serie de bloqueos, los cuales se accionan de forma física, bien sea manual o automática, el cual hace que en la posición con el bloqueo activado, sea imposible que la plataforma descienda.

- **Descensos por descarga de presión:** En todos los elevadores hidráulicos, el descenso, es por medio de descarga de presión hidráulica, lo cual facilita una descarga controlada en todo momento, y la velocidad de bajada es lo suficientemente lenta como para que no se produzcan atrapamientos y evita el gasto eléctrico porque no requiere de motor.

PUESTA EN MARCHA DE LA PEMP según norma UNE 58921-2002

Antes de la puesta en marcha, el operador debe realizar diariamente las siguientes inspecciones:

- Limpieza general de la máquina, así como de todas las superficies de trabajo, en busca de posibles derrames de aceite, combustible o líquidos hidráulicos, evitando la presencia de objetos extraños.
- Mantenimiento de todos los letreros de operación e información limpios y libres de obstrucciones.
- Cerciorarse de que está disponible y en su lugar el manual de instrucciones de fabricante, y en su caso, el del propietario o el alquilador.
- Cumplimiento escrupuloso del registro de tareas.

Además debe prestarse especial atención a los siguientes factores:

- El orden y el mantenimiento normal en perfecto estado de todas las partes y mecanismos son las condiciones principales de la seguridad y funcionamiento de la PEMP.
- Las herramientas que pertenecen a la PEMP, los recipientes de aceite y grasa necesarios para la lubricación, así como los materiales de limpieza, deben estar siempre listos para su empleo y conservados en recipientes o cajas destinados al uso previsto.
- Todas las operaciones de mantenimiento deben efectuarse siempre con la máquina parada y en posición bajada, adoptando las medidas de seguridad correspondientes.

Mantenimiento de la parte mecánica:

- Verificación de que todas las piezas desmontables y dispositivos de seguridad, tales como pasadores, tornillos, espárragos de ruedas, chavetas, anillos de seguridad, etc., están fijados sólidamente y reapretados según sea su desatino y necesidad.
- Ajuste de acoplamientos y cadenas con su tensión.
- Limpieza de filtros de aire, válvulas y conmutadores.
- Revisión de los frenos, reajuste de los mismos.
- Examen de rodamientos, cojinetes, articulaciones, piñones, cajas de velocidades, etc., comprobando sus niveles adecuados de lubricante.

Mantenimiento de la parte neumática:

- Limpieza del filtro de la toma de aire cuando esté sucio.
- Purga frecuente del agua del depósito de aire comprimido y todos los días, si es posible, en invierno.
- Verificación de la estanquidad del aparato neumático y cambio de las juntas o arandelas defectuosas.
- Limpieza del filtro del compresor de aire.

Mantenimiento de la parte hidráulica:

- Examen y reapriete de todas las uniones roscadas.
- Engrase de todas las piezas móviles, excepto los pistones de los cilindros, conforme al cuadro de lubricación.
- Limpieza del filtro de aceite según las instrucciones.
- Cambio inmediato de los tubos, racores, manguitos o camisas dañados.

Mantenimiento de la parte eléctrica:

- Ninguna operación de verificación o limpieza debe efectuarse sobre el material eléctrico mientras se encuentre conectado.
- No deben emplearse fusibles distintos de los de tipo o intensidad especificados.
- Limpieza de los polos y zona de contacto y verificación del grado de apretadura de las pinzas para los cables.
- Mantenimiento de todas las baterías en perfecto estado de limpieza, y con las especificaciones expresamente determinadas.

Además la PEMP cumple con todas las disposiciones establecidas en el Real Decreto 56 – 1995 y el Real Decreto 1435 / 1992

DESCRIPCIÓN DE LOS ELEMENTOS DE LA PLATAFORMA

A continuación se van a describir los distintos conjuntos, subconjuntos y elementos que forman parte de la Plataforma Elevadora Móvil de Personal.

Partes de la grúa:

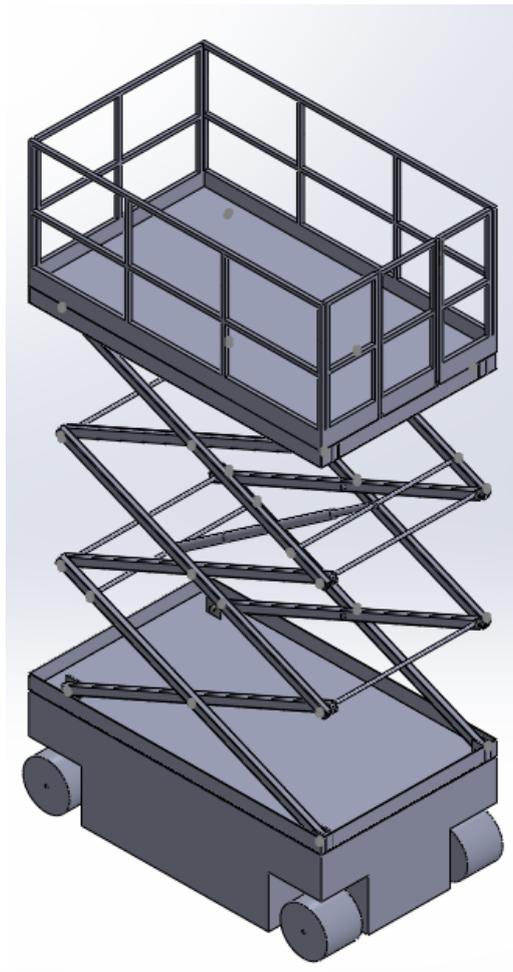
- Base de la estructura o chasis: Es el elemento que da estabilidad al elevador y soporta todo el peso del mismo. Se mueve por el suelo gracias a las ruedas. Monta sobre él todos los grupos y sistemas de la plataforma y los transporta cuando se mueve propulsado por el grupo motriz.
- Barras de las tijeras: son de sección 70 x 50 x 3mm (alto x ancho x espesor) aunque con diferentes terminaciones debido a las posiciones que ocupan dentro de la estructura, están unidas entre si, a la base y a la plataforma mediante pasadores. Constituyen el nexo de unión que hacen que la plataforma se eleve o descienda al transmitir el movimiento que les proporciona el cilindro hidráulico.
- Cilindro hidráulico: en este elevador es el elemento que nos da la fuerza necesaria para levantar la estructura. Siendo el fluido incompresible el encargado de transmitir la fuerza.
- Barras cilíndricas de unión y pasadores o bulones: son de sección circular, sirven como unión entre los distintos elementos del elevador.
- Escalera de acceso en posición replegada: se acopla en uno de los laterales y sirve para que el trabajador pueda subir a la plataforma de trabajo cuando la estructura tijera está replegada. También se puede darse el caso de la geometría de la tijera esté construida sobre el chasis de forma que no se pueda separar (imagen). El diseño de esta escalera no se va a llevar a cabo ya en este proyecto.



- Plataforma de trabajo: es la superficie donde trabajan los operarios. En los extremos tendrá una inclinación de $2,5^\circ$ que permitirá la evacuación de agua de forma que se evite en lo posible que caiga en el interior de la estructura tijera (indicado en la norma UNE-EN 280:2001+A2:2009).
- Barandillas: son un elemento de seguridad necesario para que los operarios puedan trabajar sin riesgo alguno. Tienen 1,1m de altura y un pretil intermedio así como un zócalo para evitar la caída tanto de personas como de materiales. La puerta que sirve para acceder a la barandilla se abre hacia dentro y cuenta con dispositivos de seguridad y anclajes que impiden que se abra involuntariamente.

ELEVADOR TIJERA

Las plataformas tijera pueden utilizar la energía hidráulica, mecánica o neumática. En un principio el mecanismo tipo tijera fue diseñado como un elevador industrial que ha sido modificado para adaptarse a entornos de venta al por menor y al por mayor, como por ejemplo la adaptación a elevadores de coches que utilizan los talleres de reparación o el caso que nos ocupa de elevar a personas para facilitar su trabajo a ciertas alturas y con necesidad de útiles pesados.



Entre sus principales ventajas están:

- Que el peso de la carga levantada se distribuye de manera uniforme, debido al movimiento de tijera vertical debajo de una plataforma plana.
- La facilidad con que se pueden manejar.

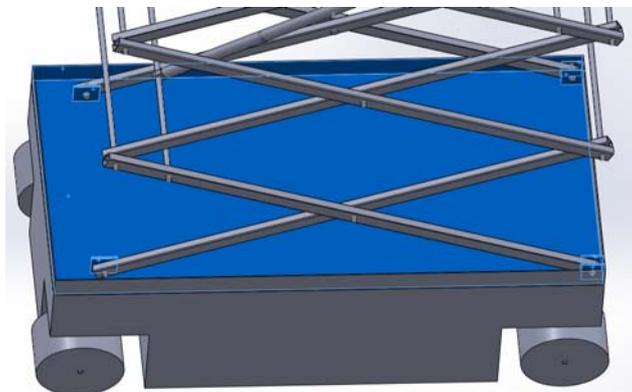
- La seguridad que aportan los bloqueos instalados en ella y que impiden que se muevan sin la acción de un operario.

El elevador de tijera que se estudia en el presente escrito se compone de dos estructuras tipo tijera compuestas de tres tijeras cada una. Cada estructura está unida tanto por arriba como por abajo a la base de la plataforma propiamente dicha y a la base que forma parte del chasis de la grúa.

PRINCIPIO DE FUNCIONAMIENTO

El principio de funcionamiento del elevador se basa en una estructura metálica que utiliza la geometría y funcionamiento de las tijeras para aumentar la distancia mediante la fuerza que será aplicada por el cilindro hidráulico. A medida que el vástago avanza va elevando la estructura, ya que al estar unido a ella cuanto más avanza mayor ángulo adquiere el cilindro con respecto a la horizontal.

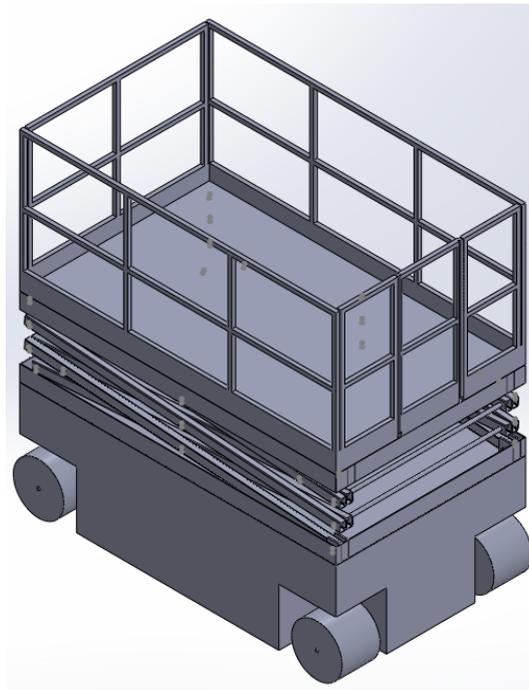
La plataforma y la base constan de guías a lo largo del eje 'X' para el desplazamiento de los brazos. Si observamos la base (en la figura resaltado en azul) puede verse como dos de los brazos con igual inclinación van guiados mediante ruedas o patines y los otros dos van unidos mediante pasadores impidiéndose el movimiento a lo largo del eje 'X', los brazos que en la base son guiados, están anclados mediante articulación a la plataforma superior y los que en la base van articulados en la plataforma irán guiados pudiéndose desplazar en el eje 'X', para que así se pueda producir la variación del ángulo que forman brazos con distintas inclinaciones y la plataforma superior ascienda o descienda.



En el caso del elevador aquí planteado la estructura al cerrarse queda totalmente plegada. Esto facilita el transporte y evita los posibles imprevistos que se pudieran dar en zonas urbanas en las que la grúa en su posición más elevada puede ocasionar algún inconveniente.

La potencia del elevador se diseñará y construirá en base a procesos de construcción, tales como las teorías de rotura de barras y pasadores; y teorías de estructuras de nudos articulados, aprovechando el principio de la prensa hidráulica, todo esto junto con una correcta utilización de componentes y materiales.

En la fase de acceso, la plataforma se encuentra en su posición mínima (ver figura), los pies de seguridad del chasis subidos y la escalera plegada. Cuando el operario conecta la plataforma, se despliega la escalera de acceso en posición de reposo, y éste puede acceder de forma cómoda.

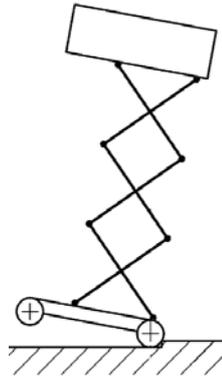


En la fase de elevación, una vez que el trabajador ha accedido a la plataforma, se acciona el mando remoto o el cuadro de control de la plataforma para subir de posición. En este momento, la escalera de acceso en posición de reposo se pliega, los pies del chasis bajan hasta hacer contacto con el suelo, y el cilindro de las tijeras comienza a empujar las tijeras hasta la posición deseada por el usuario de la plataforma.

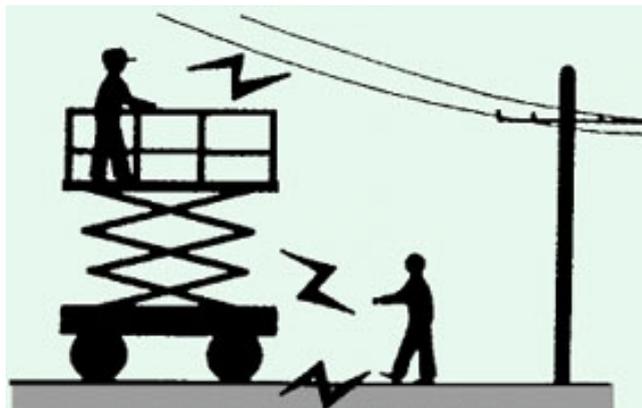
Para desplazarse, la plataforma debe encontrarse conectada, con las tijeras en la posición mínima, la escalera de acceso plegada y con los pies de la plataforma arriba. Cuando se cumplan estos requisitos, el operario puede utilizar el joystick del control remoto para desplazar la máquina hasta la posición deseada.

CONSEJOS DE UTILIZACIÓN DE LAS PEMP SEGÚN LA NORMA

- Prohibido de utilizar la PEMP como grúa. (cuestión a la me he referido en la nota de la introducción)
- Evitar contactos con obstáculos fijos o móviles.



- Evitar contactos con conducciones eléctricas.



- Prohibido aumentar la altura de trabajo utilizando escalera o cualquier otro equipo complementario.

- Prohibido añadir elementos que puedan aumentar la carga debida al viento sobre la PEMP.
- La PEMP está diseñada para que trabaje sólo una persona.
- Los operarios deben equiparse con calzado antideslizante, guantes y casco.
- Los operarios deben sujetarse a la estructura de la plataforma con arneses, que no deben quitarse hasta que la plataforma alcanza la posición de reposo.
- No trabajar con pendiente superiores al 5%.
- La zona de trabajo alrededor de las plataformas elevadoras debe permanecer libre de personas, para evitar accidentes producidos por los objetos que puedan caer desde altura.
- Ni la carga ni los usuarios pueden sobresalir de la planta de la plataforma.
- Los trabajadores que utilicen la plataforma deberán haber sido formados en el uso de esta antes de su utilización.

CÁLCULOS

DETERMINACIÓN DE LOS FACTORES DE DISEÑO

Al tratarse de una plataforma elevadora móvil de personal, el diseño de esta máquina cumple con la normativa UNE-EN 280:2002+A2 y la NTP 634. Esta norma se titula “*Plataformas elevadoras móviles de personal: Cálculos de diseño, criterios de estabilidad, construcción, seguridad, exámenes y ensayos*”. Para el cálculo y diseño de esta plataforma se han utilizado estas normas como guía a la hora de definir las diferentes soluciones para los requisitos que estas normativas tratan.

En ellas se indica los parámetros de diseño con los que se llevan a cabo los cálculos para determinar los esfuerzos a lo que está sometida la estructura. De esta forma podremos realizar el dimensionado de sus partes para asegurarnos estabilidad en cuanto a que aguanta todas las sollicitaciones y a que la grúa no vuelca.

Estos parámetros de diseño dependen de las dimensiones principales de la grúa: largo, alto, ancho. Por ello primero fijamos éstas y a partir de ellas y con las condiciones establecidas en las normas determinamos las fuerzas que actúan en nuestra grúa tijera.

Dimensiones:

- La base, la plataforma y las barras de la estructura tijera tendrán la misma longitud al objeto de que en la posición replegada ninguna sobresalga de la otra en la vista en planta.
 - Largo: 2,5 metros.
- En cuanto a las demás dimensiones se tomarán:
 - Ancho: 1,5 metros.
 - Altura de las barandillas: 1,1 metros.

En caso de que luego fuese necesario modificar alguno de los parámetros establecidos por las citadas cuestiones de capacidad de carga o inestabilidad al vuelco, se llevaría a cabo un proceso de optimización.

FACTORES DE DISEÑO

- Carga nominal: es la suma del peso de las personas que trabajaran a la vez sobre la plataforma más el peso de las herramientas y materiales. Para el caso que nos ocupa:

➤ N° personas = 1	Peso por persona (según norma) =	80 Kg.
➤ Peso de las herramientas y material =		220 Kg.

CARGA NOMINAL TOTAL = 300 Kg.

- Cargas debidas al viento:
 - En las barandillas: está aplicada en dirección perpendicular y en el centro de la superficie.

Para calcular las cargas del viento considero las barandillas como una superficie plana. Teniendo en cuenta que la carga del viento depende de la superficie, parece que el caso más desfavorable sería calcular la fuerza del viento para los dos lados mayores de la plataforma ya que es en estos en los que la superficie será mayor.

Sin embargo, aunque este sería el caso en el que las cargas del viento alcanzarían su mayor valor, si combinamos este estado de cargas con las cargas debidas a las personas y el equipo no es el más desfavorable, ya que la carga de las personas y del equipo siempre van a estar en dirección vertical y hacia abajo.

De forma que si ponemos la carga del viento perpendicularmente al resto de las cargas, las barras estarían sometidas a tres estados de cargas:

- Cortante: carga de equipo y personas verticalmente hacia abajo.
- Flexión: carga de equipo y personas en el plano XY.
- Torsión: carga del viento perpendicularmente al plano XY.

El valor del esfuerzo que originaría esta torsión es despreciable frente al resto de valores, y además, como se indicará posteriormente, se ha aplicado un coeficiente de seguridad para el caso de que la torsión alcanzara valores puntualmente altos.

Por todo esto, para el dimensionamiento de las barras que nos ocupa ahora, tomaré la dirección del viento del eje x, mientras que más tarde para el establecer el máximo momento de vuelco, tomaré la dirección perpendicular.

- Superficie de actuación en dirección x: $1,1 \cdot 1,5 = 1,65 \text{ m}^2$
- Fuerza del viento $= 100 \text{ N/m}^2$
(Para una velocidad del viento según norma = 12,5 m/s)
- Factor de forma $= 1,4$

$$\text{Carga total} = 1,65 \cdot 100 \cdot 1,4 = 165 \text{ N}$$

- En las personas: es la debida a la que actúa en la superficie de las personas que sobresale por encima de las barandillas.

- Superficie $= 0,35 \text{ m}^2$
- Fuerza del viento $= 100 \text{ N/m}^2$
- Factor de forma $= 1,0$

$$\text{Carga total} = 0,35 \cdot 100 \cdot 1,0 = 35 \text{ N}$$

- En los útiles de trabajo y demás materiales empleados: se sitúa a 0,5 m. de sobre el piso de la plataforma de trabajo.

Fuerza: 3% de la masa.

Masa = 220 Kg.

Total = $0,03 \cdot 220 = 6,6 \text{ Kg.}$

Total = $6,6 \text{ Kg} \cdot 9,8 \text{ N/Kg.} = 64,68 \text{ N}$

CARGA TOTAL VIENTO: $165 + 35 + 64,68 = 264,68 \text{ N}$

- Carga manual: se sitúa a 1,1 m sobre el piso de la plataforma de trabajo.

- Fuerza $= 200 \text{ N/persona}$
- N° personas $= 1$

$$\text{CARGA TOTAL MANUAL} = 200 \cdot 1 = 200 \text{ N}$$

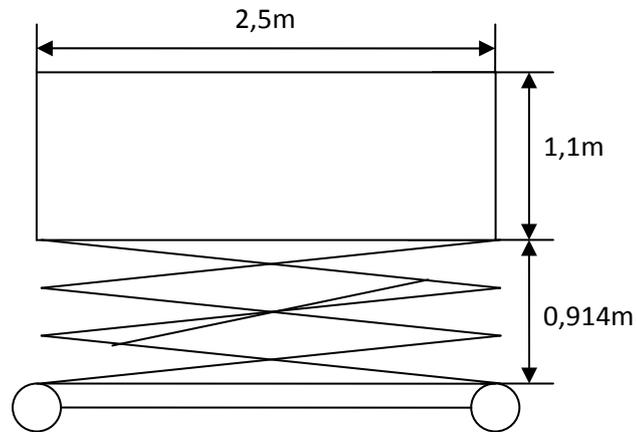
ANÁLISIS DE LOS ELEMENTOS DE LA PLATAFORMA SOMETIDOS A ESTAS CARGAS

Una vez calculadas las magnitudes de las cargas debidas a todas las fuerzas exteriores que actúan sobre la plataforma elevadora, se situarán en la estructura siguiendo las indicaciones de la norma.

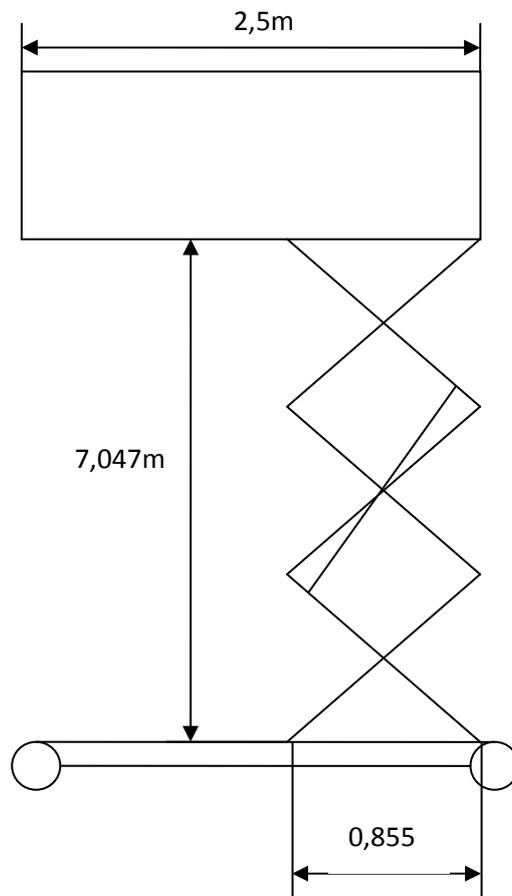
Con las cargas colocadas, se realizará el estudio de la posición más desfavorable, que será aquella en la que el cilindro tenga que hacer más fuerza para elevar y/o sostener la estructura. Se estudiará la posición en que la plataforma esta en su punto más bajo con las tijeras plegadas así como cuando alcanza las altura máxima de trabajo.

Como ya se ha dicho todas las fuerzas se van a situar en el plano XY ya que es la combinación en que las fuerzas alcanzan su mayor magnitud.

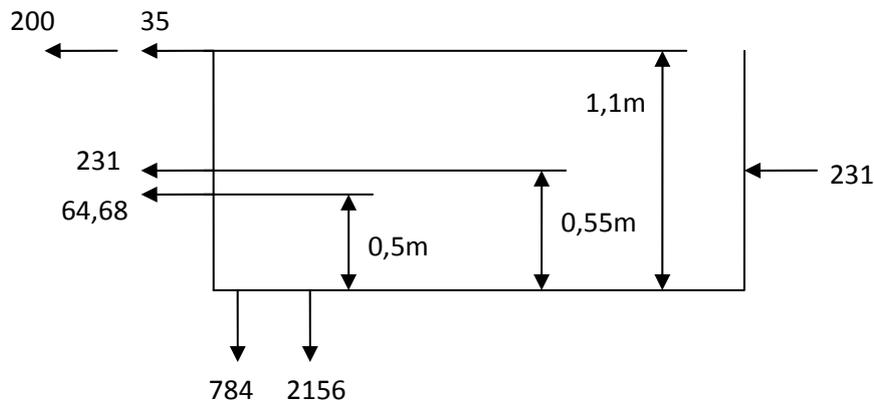
Plataforma Elevadora móvil de Personal en su posición inferior con las tijeras plegadas.



Plataforma Elevadora móvil de Personal en su posición superior con las tijeras extendidas.

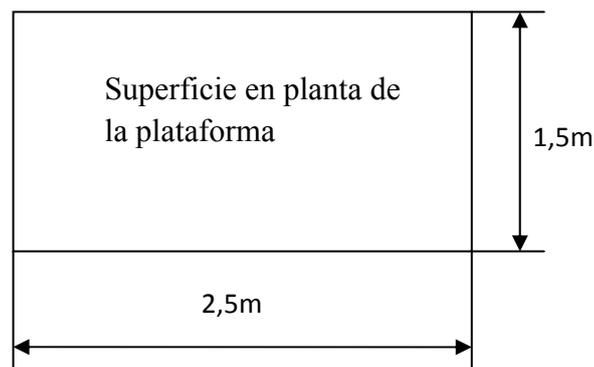


Las fuerzas que se han determinado en el apartado de factores de diseño, se indican ahora sobre la vista en alzado de la plataforma.



Según la norma, la fuerza del equipo se tiene que repartir como una fuerza uniformemente distribuida sobre el 25% de la superficie y esta fuerza distribuida no debe rebasar el valor de 3KN/m^2 . Y en el caso de que la fuerza presión sobre la plataforma sea mayor, puede aumentarse el porcentaje del 25% hasta alcanzar la proporción con la que se cumpla la limitación de 3KN/m^2 .

- Superficie de la plataforma = $2,5 \cdot 1,5 = 3,75\text{m}^2$
- El 25% de la superficie es = $0,25 \cdot 3,75 = 0,9375\text{m}^2$
- Masa del equipo = 200Kg
- Peso del equipo = $200 \cdot 9,8 = 2156\text{N}$



Para producir una fuerza puntual de 2156N se requiere una fuerza distribuida de $\frac{2156}{0,9375} = 2299\text{N/m}^2 = 2,299\text{N/m}^2 < 3\text{KN/m}^2$ Cumple con la condición.

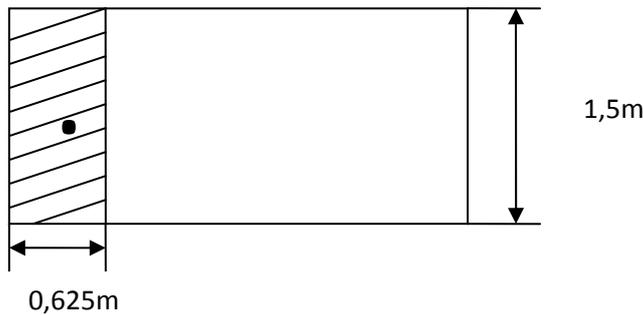
Las posiciones más desfavorables en que se va a cumplir son:

- Que se distribuya a lo largo del menor de los lados (1,5m). Queda como se indica en la figura (área sombrada):

$$1,5 \cdot x = 0,9375\text{m}^2$$

$$x = 0,625\text{m}$$

Dado que el punto de actuación está en la mitad del rectángulo: $\frac{0,625}{2} = 0,3125\text{m}$



Vista en planta de plataforma

0,3125m



Punto de aplicación de la masa del equipo en la vista en alzado de la plataforma

Este es el estado de cargas más desfavorable para la plataforma, ya que, si bien en la posición inferior todas las cargas van a quedar entre los puntos de apoyo de base de la plataforma a la estructura tijera; en la posición superior en cambio, esta fuerza va a quedar por fuera de esa área de alcance y lo más alejado posible del apoyo más cercano.

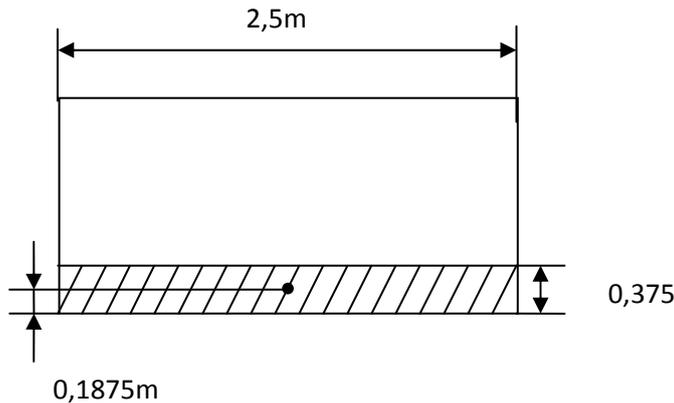
Esto ocasiona un momento que provocará la flexión y consecuente deformación de la plataforma que se analizará posteriormente con la aplicación del programa Solid Works: “Asistente para análisis SimulationXpress”.

➤ Que se distribuya a lo largo del lado mayor (2,5m):

$$2,5 \cdot x = 0,9375\text{m}^2$$

$$x = 0,375\text{m}$$

Punto de actuación en mitad del rectángulo: $\frac{0,375}{2} = 0,1875\text{m}$



Vista en planta de plataforma



Vista en alzado de plataforma

En esta situación es en la que base de la plataforma sufre un mayor momento flector en la posición inferior, pero las reacciones en los apoyos son menores ya que en el sumatorio de momentos las mismas cargas tienen menor distancia aplicada.

Además, este momento flector se va a despreciar puesto que el material y la geometría de la base de la plataforma, como seguidamente se va a calcular, aportan a esta la suficiente rigidez como para permitir que un trabajador desarrolle las actividades para las que ha sido pensada la grúa.

DIMENSIONAMIENTO DE LA PLATAFORMA

El objetivo de este apartado es determinar el material que se va a emplear, y un espesor adecuado para la plataforma puesto que el resto de las dimensiones (largo y ancho) se han propuesto como factores de diseño:

Largo = 2500mm.

Ancho = 1500mm.

Selección del material

La resistencia de un material es su capacidad para resistir la acción de fuerzas aplicadas y no se puede medir con un solo número ya que la actitud de un material para resistir las cargas depende de la naturaleza de las cargas y de los tipos de esfuerzos inducidos entre otras cosas. El origen de la falla ocurre cuando un tipo particular de esfuerzo alcanza el nivel de una resistencia correspondiente al material.

Sin embargo hay un límite, llamado límite elástico, que al ser superado puede dejar fuera de servicio el material. Por lo tanto se puede tomar este parámetro como un criterio de suficiente importancia para determinar tanto el material de la pieza que se estudia, como su geometría. En cambio para este estudio se tomará como referencia la resistencia a fluencia del material, ya que es un parámetro que no se diferencia en gran medida del límite elástico y es más fácil de determinar experimentalmente.

El material utilizado será acero para toda la estructura. Ya que las dimensiones de los elementos de la Plataforma Elevadora Móvil de Personal dependen tanto del material como de la geometría.

Las propiedades del acero escogido dependerán de la sección:

- Si se elige un acero de buenas propiedades, se necesitará menos material para la sección, pero el acero será más caro.
- Si tomamos un acero de propiedades inferiores, se requerirá una sección mayor y por lo tanto mayor cantidad de acero.

Se decide utilizar un acero de propiedades estándar y por ello no excesivamente caro. Para ello, en el libro “Diseño de elementos de máquinas” autora: Virgil Morgan Faires, se consulta la tabla AT 7 y se ve como aparecen algunos usos típicos de los aceros. Entre los diversos usos que se indican, el nuestro corresponde con el de “Aplicaciones generales”, en concreto se escogerá el que se identifica como:

- AISI C1022
- Laminado simple
- Resistencia de fluencia: $S_y = 3656 \text{ Kg/cm}^2 = 365,6 \text{ N/mm}^2$

TABLA 7 PROPIEDADES TÍPICAS DE MATERIALES

(Véase también átomos para C1040, 3140, 4340; y tablas AT 8-AT 10, inclusivas)
 Para todos los aceros forjados:
 Módulo de elasticidad en tracción o compresión, $E = 2109000 \text{ kg/cm}^2$ (o bien $30 \times 10^6 \text{ psi}$). (Para hierro dulce, $E = 1968000 \text{ kg/cm}^2$, o bien $28 \times 10^6 \text{ psi}$).
 Módulo de elasticidad en cizalladura o torsión, $G = 808500 \text{ kg/cm}^2$ (o bien $11,5 \times 10^6 \text{ psi}$). (Para hierro dulce, $G = 783000 \text{ kg/cm}^2$, o bien $10 \times 10^6 \text{ psi}$).
 La resistencia de fluencia en torsión (cizalladura) está comprendida frecuentemente entre $0,5\sigma_s$ y $0,6\sigma_s$. Se emplea $0,6\sigma_s$.
 Límite de fatiga de una probeta pulida, flexión invertida, aproximadamente $s \pm 2$; tabla AT 10.
 Límite de fatiga en torsión invertida, aproximadamente $0,6s$; véase 3.4.7.
 El coeficiente de Poisson es aproximadamente de 0,25 a 0,33. Se emplea 0,3 para el acero.
 La densidad es aproximadamente $7,85 \text{ kg/dm}^3$ (o bien $0,284 \text{ lb/pulg}^3$). (Para hierro dulce, $7,75 \text{ kg/dm}^3$, o bien $0,28 \text{ lb/pulg}^3$.)

MATERIAL N.º AISI	ESTADO (c)	MÁXIMA RESISTENCIA		RESISTENCIA ALARGA		REDUC- CIÓN EN ÁREA	SEB (BHN)
		f_u kg/cm ²	f_u ksi	f_t kg/cm ²	f_t ksi		
Hierro dulce	Laminado simple	3374(484a)	2.531	36	1.757(a)25(a)	35	
Acero forjado							
C1010(k)	Estrado en frío	4710	67	3.515	50	3.867	55
C1015(k)	Estrado en frío	5413	77	4.077	58	4.429	63
C1020	Laminado simple	4.569	65	3.465	49	3.794	48
C1020	Normalizado	4.499	64	3.797	54	3.515	39
C1020	Recocido	4.007	57	3.023	43	2.952	42
C1020(k)	Estrado en frío	5.483	78	4.077	58	4.660	66
C1022	Laminado simple	5.062	72	3.797	54	3.515	39
C1022	Laminado simple	4.524	65	3.218	46	3.506	51
C1035	Laminado simple	5.976	85	4.499	64	3.867	55
C1045	Laminado simple	6.749	96	5.062	72	4.148	59
C1095	Normalizado	9.913	141	7.381	105	5.624	80
B1113(k)	Acabado en frío	5.815	83	4.359	62	5.062	72
B1113	Laminado simple	4.921	70	3.163	45	25	40
C1118	Laminado simple	5.273	75	3.937	56	3.234	46
C1118(k)	Estrado en frío	5.624	80	4.218	60	5.273	75
C1144	OQT 1000 (538° C)	8.296	118	6.187	88	5.835	83
1340	OQT 1200 (649° C)	7.945	113	5.905	84	6.468	92
1345	OQT 800 (427° C)	13.147	187	9.843	140	12.303	175
2117(e)	OQT 1000 (538° C)	7.451	106	5.554	79	4.991	71
2340(e)	OQT 1000 (538° C)	8.632	123	7.241	103	8.437	120
3150	OQT 1000 (538° C)	10.616	151	7.945	113	9.140	130
3250(e)	OQT 1000 (538° C)	11.670	166	8.577	122	10.264	146
4063	OQT 1000 (538° C)	12.655	180	9.491	135	11.249	160
4130	WQT 1100 (593° C)	8.929	127	6.679	95	8.015	114
4130(e)	Estrado en frío	8.577	122	6.398	91	7.381	105
4340(e)	Estrado en frío	8.972	128	6.988	91	7.381	105
4640(e)	OQT 1000 (538° C)	10.686	152	7.311	104	9.140	130
5140(e)	OQT 1000 (538° C)	10.546	150	7.945	113	8.999	128
5140(e)	Estrado en frío	7.381	105	5.554	79	6.187	88
8630	Estrado en frío 10-10	8.085	115	6.046	86	7.030	100
8640	OQT 1000 (538° C)	11.249	160	8.437	120	10.546	150
8760	OQT 800 (427° C)	15.608	220	11.600	165	14.068	200
9255	OQT 1000 (538° C)	12.655	180	9.491	135	11.249	160
9440	OQT 1000 (538° C)	10.686	152	7.311	104	9.491	135
9850	OQT 1100 (593° C)	12.655	180	9.491	135	11.108	158

FERROSOS FORJADOS («DULCES») (1.1.2.1.2.2.2.2.10)

El coeficiente de dilatación térmica (lineal) es de $0,000126 \text{ cm/cm} \cdot \text{C}$ (o bien $0,00007 \text{ pulg/pulg} \cdot \text{F}$). (Para hierro dulce es de $0,000117 \text{ cm/cm} \cdot \text{C}$, o bien $0,000065 \text{ pulg/pulg} \cdot \text{F}$).
 Varía apreciablemente con un cambio grande de temperatura. Véase 2.22 para aplicaciones criogénicas.
 Notas: Una B precedido al número AISI indica Bessemer, como B1113; C delante indica acero Siemens-Martin, como C1020. (a) Valores mínimos. (b) Recocido. (c) QT 1000 indica estirado y revenido a 1000°F (o sea a 538°C), etc. Las expresiones OQT o bien WQT significan que el correspondiente tratamiento térmico se efectúa en aceites (oil), o bien en agua (water), respectivamente. (d) La resistencia máxima en cizalladura se ha tomado arbitrariamente igual a $0,75$ de la máxima resistencia a la tracción; excepto los valores señalados con asterisco * que son valores de ensayo. (e) Probeta de $25,40 \text{ mm}$ (una pulgada). (f) Torsión. (g) Recocido en Factoria. (h) Estrado en frío. (i) Véase 2.22 para definición. (j) Muestra en V Charpy, $21,1^\circ \text{C}$ (o bien 70°F). (k) Las propiedades dependen de la magnitud del trabajo en frío.

ROCK	IZOO	MAQUI- LIDAD (i)	ALGUNOS USOS TÍPICOS OBSERVACIONES
kgm	psf-lb		
B60		50(b)	ASTM A85-36, A41-36.
		50	Barras, tiras, chapa, placa. Perfiles estirado, en frío.
	(18,94)(j)	137(j)	Barras, chapas. Tabla AT 8. Para cementación: tabla AT 11.
B75	8,84	64	Acero estructural; placa, chapa, tira, alambre.
B74	9,85	72	Calidad de cementación, tabla AT 11.
B86	11,06	80	Aplicaciones generales.
B83		62	Piezas diversas de máquinas, forjadas en frío; barras.
B81	8,29	60	Piezas de máquinas. Pueden ser tratadas térmicamente. Tabla AT 9.
B88	7,60	55	Piezas de máquinas. Tabla AT 8.
B91	6,22	45	Piezas de máquinas. Pueden ser tratadas térmicamente. Tabla AT 9.
	4,14	30	Ejes grandes.
C25	0,41	3	Herramientas, muelles. Usualmente, tratadas térmicamente. Tabla AT 9.
B87		135	Mecanizado fácil; alto contenido de azufre.
		87e	Mecanizado fácil; alto contenido de azufre.
B81	11,06	80	Mecanizado fácil; ordinariamente sin soldadura. Cementación, tabla AT 11.
	(15,20)(k)	110(k)	Tabla AT 8 para C1117.
C22	4,97	36	Mecanizado fácil; alto contenido de azufre. Tablas AT 8 y AT 9 para C1117.
C31	13,13	95	45(g) (1,35% Mn); Acero al manganeso.
C42			1345 con boro para mejorar la templeabilidad.
B97	11,75	85	55(h) (0,35% Ni); Engranajes, torres (camisas) de bomba, etc.
C10	6,91	50	31 (1,25% Ni); Engranajes, etc.
C12	6,36	46	(1,25% Ni, 0,8% Cr); Engranajes, pernos, ejes, etc.
C8,5	4,14	30	55(b) (1,65% Ni, 1,05% Cr); Engranajes, etc.
C40	8,15	59	(0,25% Mo); Ejes, barras, etc.
C25	11,75	85	65(b) (0,85% Cr, 0,20% Mo); Ejes, piezas forjadas, pasadores, tubos, para aviación.
		45(g)	(1,65% Ni, 0,8% Cr, 0,25% Mo); Aplicaciones generales. Figura AF 3.
C33	5,66	41	55(b) (1,85% Ni, 0,25% Mo).
C32			60(b) (0,80% Cr); Engranajes, ejes, pasadores, etc.
		66(g)	(0,55% Ni, 0,5% Cr, 0,2% Mo); Tabla AT 9.
C35	4,97	36	60(b) (0,55% Ni, 0,50% Cr, 0,20% Mo).
C46	2,62	19	50(b) (0,55% Ni, 0,50% Cr, 0,25% Mo); Herramientas, engranajes, pernos.
C36	0,96	7	45(b) (2,00% Si, 0,82% Mo); Muelles, cinceles, herramientas.
C33	10,09	73	60(b) (0,45% Ni, 0,4% Cr, 0,11% Mo).
C37	6,91	50	50(b) (1,2% Ni, 0,8% Mn, 0,8% Cr, 0,25% Mo); Servicio pesado; aplicaciones generales.

Además se aplicará un coeficiente de seguridad siguiendo las indicaciones del libro “Fundamentos de diseño para ingeniería mecánica” autor: R.C. Juvinall, que en las páginas 208 a 210 proporciona los siguientes datos para la elección de este parámetro:

- $N = 1,25$ a $1,5$: para materiales excepcionalmente confiables que se usan bajo condiciones controladas y sujetos a cargas y esfuerzos que pueden determinarse con certeza; usados en forma casi invariable donde el bajo peso es una consideración particularmente importante.
- $N = 1,5$ a 2 : para materiales bien conocidos, bajo condiciones razonablemente constantes del ambiente, sujetos a cargas y esfuerzos que pueden determinarse fácilmente.
- $N = 2$ a $2,5$: para materiales promedio que operan en ambientes comunes y sujetos a cargas y esfuerzos que pueden determinarse.
- $N = 2,5$ a 3 : para materiales frágiles o para los que no han sido examinados bajo condiciones promedio del ambiente, carga y esfuerzo.
- $N = 3$ a 4 : para materiales que no se han examinado y que se han usado bajo condiciones promedio de ambiente, carga y esfuerzo.
- $N = 3$ a 4 : debe usarse también con materiales mejor conocidos que se usarán en medios inciertos o estarán sometidos a esfuerzos indeterminados.

De acuerdo con esto se tomará $N = 3$ como coeficiente de seguridad para la determinación del perfil necesario de las barras y del espesor de la plataforma. Es decir que el valor de la resistencia a fluencia que tomaremos como referencia será:

$$S_y = \frac{365,6}{3} = 121,86 \text{ N/mm}^2$$

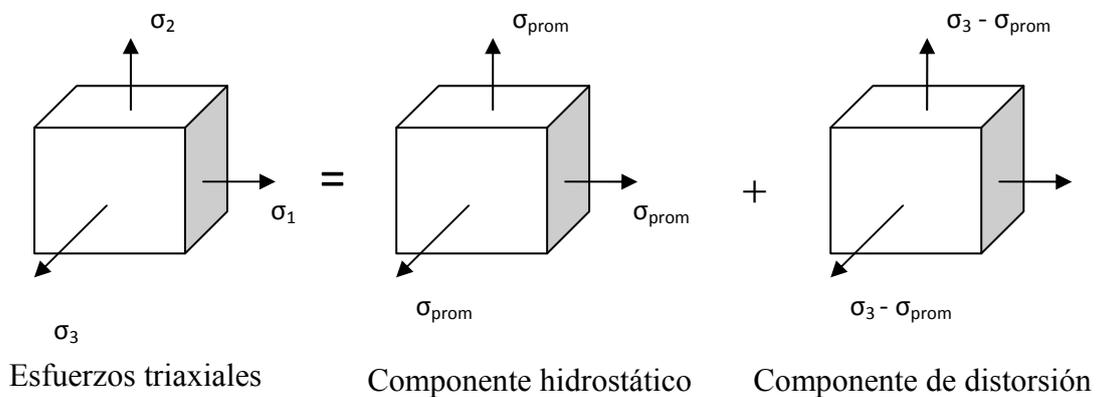
Este valor se comparará con la tensión de von Mises que por la teoría de la energía de la distorsión es un valor que representa el estado de tensiones en un punto independientemente de la dirección en que tomemos el valor.

Teoría de la energía de distorsión para materiales dúctiles

“La falla por fluencia ocurre cuando la energía de deformación total por unidad de volumen alcanza o excede la energía de deformación por unidad de volumen correspondiente a la resistencia a la fluencia en tensión o en compresión del mismo material”

Esta teoría se originó porque se comprobó que los materiales dúctiles sometidos a esfuerzos hidrostáticos tenían una resistencia a fluencia que supera los valores que obtenidos en el ensayo de tensión simple. De esta forma se llegó a la conclusión de que la fluencia no era un fenómeno que aparecía por esfuerzos de tensión o compresión simples, sino que estaba relacionada con la distorsión angular del elemento sometido a esfuerzos.

Según esta teoría cualquier estado tridimensional de esfuerzos se puede descomponer en tres estados:



- La componente hidrostática experimenta cambio de volumen sin distorsión angular.
- La componente de distorsión está sometida a distorsión angular sin cambio de volumen.

La energía de deformación para un volumen unitario es:

$$u = \frac{1}{2 \cdot E} \left[(\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - 2 \cdot \nu (\sigma_1 \cdot \sigma_2 + \sigma_2 \cdot \sigma_3 + \sigma_3 \cdot \sigma_1)) \right]$$

La energía de distorsión para producir sólo cambio de volumen es:

$$u_v = \frac{1 - 2\nu}{6 \cdot E} \left[(\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - 2 \cdot (\sigma_1 \cdot \sigma_2 + \sigma_2 \cdot \sigma_3 + \sigma_3 \cdot \sigma_1)) \right]$$

La energía de distorsión es la resta de estas dos:

$$u_d = u - u_v = \frac{1 + \nu}{3 \cdot E} \left[\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}{2} \right]$$

Por otra parte, en un ensayo de tensión simple la energía de distorsión y el límite elástico cumplen la siguiente expresión:

$$u_d = \frac{1 + \nu}{3 \cdot E} S_y^2$$

El esfuerzo de von Mises es:
$$\sigma' = \left[\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}{2} \right]^{1/2}$$

Las ecuaciones que demuestran esta teoría indican que una situación de esfuerzo complejo puede representarse por medio de un solo valor, el esfuerzo de von Mises. El valor de este esfuerzo es el que compararemos al límite elástico del material de manera que se cumpla la siguiente relación:

$$\sigma' = \frac{S_y}{n}$$

S_y = límite elástico del material.

n = coeficiente de seguridad.

Ahora introducimos la geometría de la plataforma en el asistente de cálculo de Solid Works: “Asistente para análisis SimulationXpress”.

No se va a introducir la plataforma entera, sino que se selecciona sólo la parte en voladizo. La unión de la plataforma con el patín es articulada, sin embargo, esta unión tiene como único objetivo permitir el deslizamiento del patín a lo largo de la plataforma durante las fases de elevación y descenso; mientras que cuando el trabajador esta activo la grúa está bloqueada. Así, la plataforma se considera como un sólido rígido de forma que, al cortarla por cualquier punto se obtienen tres reacciones: dos fuerzas (una vertical y otra horizontal) y momento, esto corresponde a un empotramiento.

Por lo tanto se corta la plataforma a la altura de su unión por el patín, y se introduce el empotramiento.

La fuerza que se ejerce en el extremo del voladizo es la correspondiente a la carga del trabajador y el equipo:

$$300\text{Kg}\cdot 9,8 \text{ N/Kg} = 2940 \text{ N}$$

En el asistente de cálculo de Solid Works se introducirá como una fuerza distribuida por toda la superficie, lo que significa que se transformará en una fuerza puntual aplicada en el centro. Calculo entonces la fuerza que ejercida en el centro del voladizo produce el mismo momento que esta fuerza de 2940 N aplicada en el extremo. (ver esquema abajo para situación de fuerzas)

$$\Sigma MA = 2940 \cdot 1645 = 4836300 \text{ N}\cdot\text{mm}$$

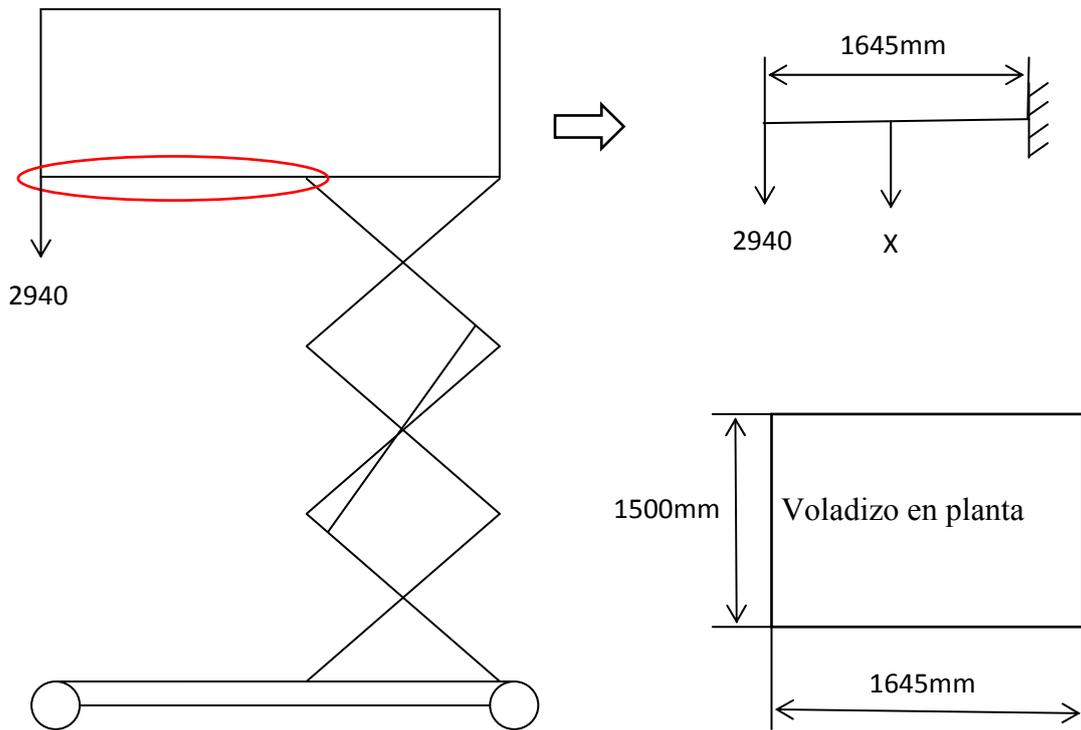
$$\Sigma MA = X \cdot \frac{1645}{2} = 4836300 \text{ N}\cdot\text{mm}$$

$X = 5880 \text{ N}$ fuerza que aplicada en el centro origina el mismo momento que los 2940 en el extremo.

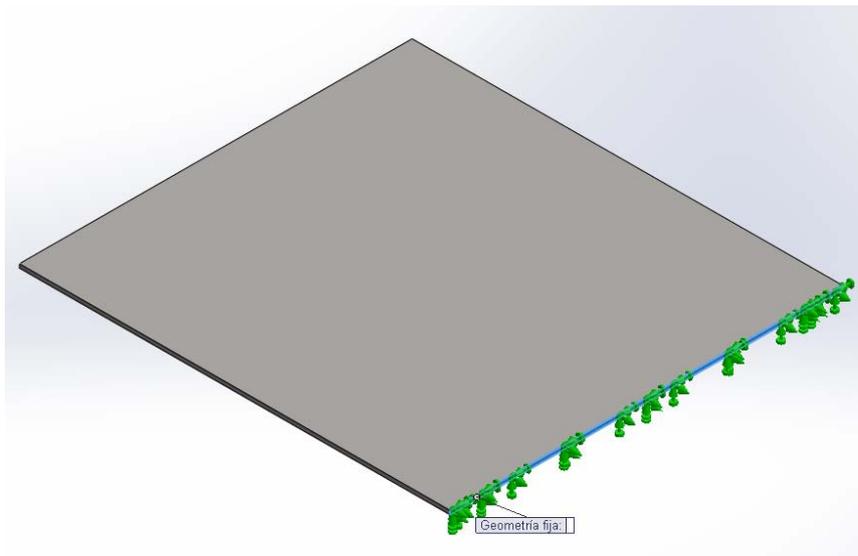
Finalmente, la presión que se introducirá es:

$$Y \cdot (1,645 \cdot 1,5) = 5880$$

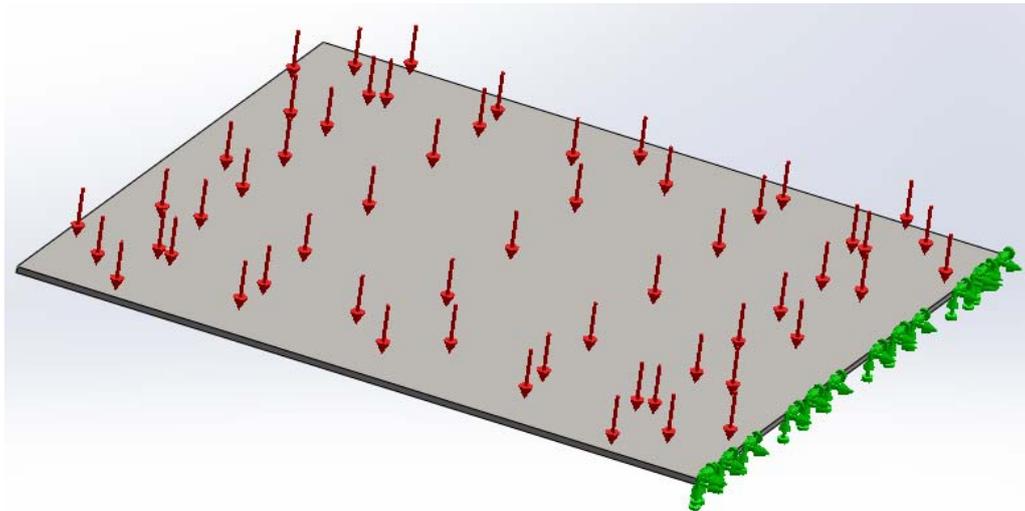
$$Y = 2382,97 \text{ N/m}^2$$



En primer lugar se introduce la geometría del voladizo y se aplican las condiciones del empotramiento. Se empezará utilizando un espesor de 15mm:



Aplicando la presión.



Características del material.

Material

solidworks materials

- Acero
 - 1023 Chapa de acero al carbono (SS)
 - 201 Acero inoxidable recocido (SS)
 - A286 Súper aleación a base de hierro
 - AISI 1010 Barra de acero laminada en caliente
 - AISI 1015 Acero estirado en frío (SS)
 - AISI 1020
 - AISI 1020 Acero laminado en frío
 - AISI 1035 Acero (SS)
 - AISI 1045 Acero estirado en frío
 - AISI 304
 - AISI 316 Barra de acero inoxidable recocido
 - AISI 316 Chapa de acero inoxidable (SS)
 - AISI 321 Acero inoxidable recocido (SS)
 - AISI 347 Acero inoxidable recocido (SS)
 - AISI 4130 Acero recocido a 865C
 - AISI 4130 Acero normalizado a 870C
 - AISI 4340 Acero recocido
 - AISI 4340 Acero normalizado
 - AISI 316L Acero inoxidable
 - AISI Acero para herramientas tipo A2
 - Acero aleado**
 - Acero aleado (SS)
 - ASTM A36 Acero
 - Acero aleado fundido
 - Acero al carbono fundido
 - Acero inoxidable fundido
 - Acero inoxidable al cromo
 - Acero galvanizado
 - Acero al carbono no aleado
 - Acero inoxidable (ferrítico)
 - Acero inoxidable forjado
- Hierro
- Aleaciones de aluminio
- Aleaciones de cobre

Propiedades Favoritos

Propiedades de material

No se pueden editar los materiales en la biblioteca predeterminada. Para editar un material, cópielo primero a una biblioteca personalizada.

Tipo de modelo: Isotrópico elástico lineal

Unidades: SI - N/m² (Pa)

Categoría: Acero

Nombre: Acero aleado

Descripción:

Origen:

Sostenibilidad: Definido

Propiedad	Valor	Unidades
Módulo elástico	2.1e+011	N/m ²
Coefficiente de Poisson	0.28	N/D
Módulo cortante	7.9e+010	N/m ²
Densidad	7700	kg/m ³
Límite de tracción	723825600	N/m ²
Límite de compresión en X		N/m ²
Límite elástico	620422000	N/m ²
Coefficiente de expansión térmica	1.3e-005	/K
Conductividad térmica	50	W/(m·K)
Calor específico	460	J/(kg·K)
Cociente de amortiguamiento del material		N/D

Aplicar Cerrar Guardar Config... Ayuda

La malla utilizada en el método de los elementos finitos es:

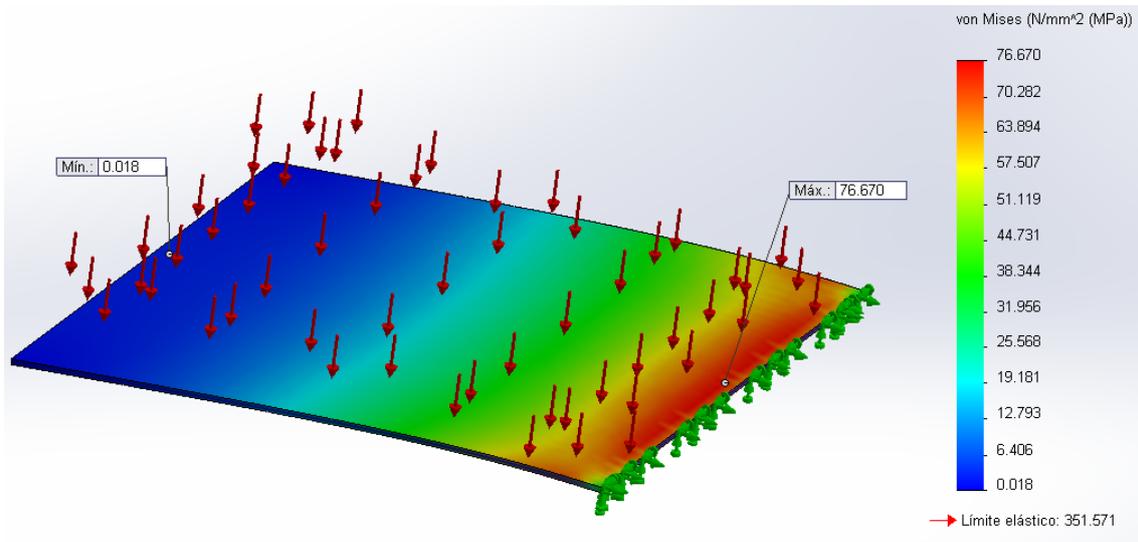
Información de malla

Tipo de malla	Malla sólida
Mallador utilizado:	Malla estándar
Transición automática:	Desactivar
Incluir bucles automáticos de malla:	Desactivar
Puntos jacobianos	4 Puntos
Tamaño de elementos	44.712 mm
Tolerancia	2.2356 mm
Calidad de malla	Elementos cuadráticos de alto orden

Información de malla - Detalles

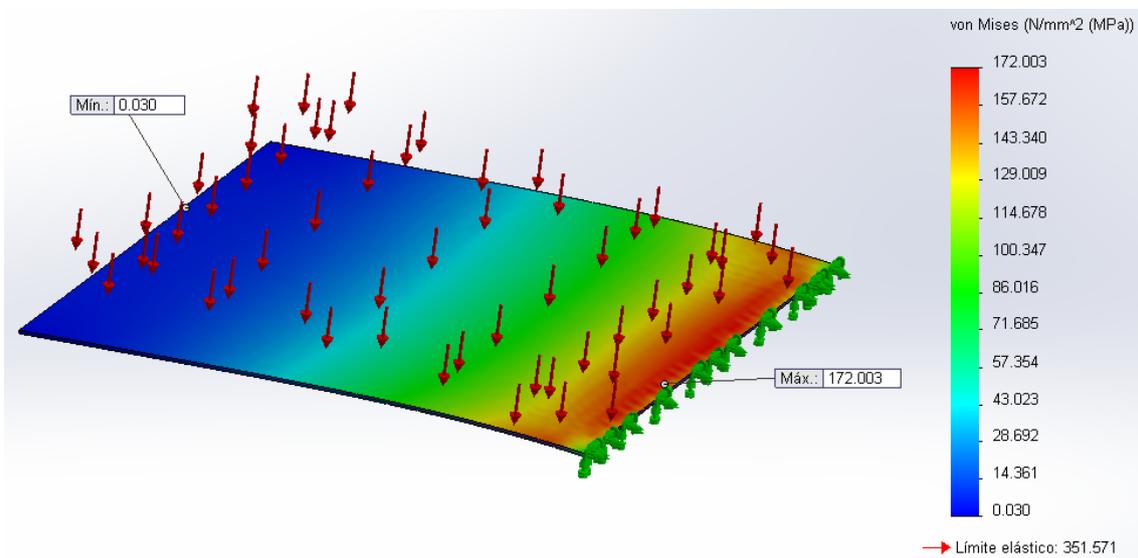
Número total de nodos	16589
Número total de elementos	8448
Cociente máximo de aspecto	17.122
% de elementos cuyo cociente de aspecto es < 3	11.6
% de elementos cuyo cociente de aspecto es > 10	0.568
% de elementos distorsionados (Jacobiana)	0
Tiempo para completar la malla (hh:mm:ss):	00:00:10
Nombre de computadora:	PC

Valoramos la tensión de von mises.



Aplicando el coeficiente de seguridad hemos reducido el límite elástico de referencia a: 121,86 N/mm².

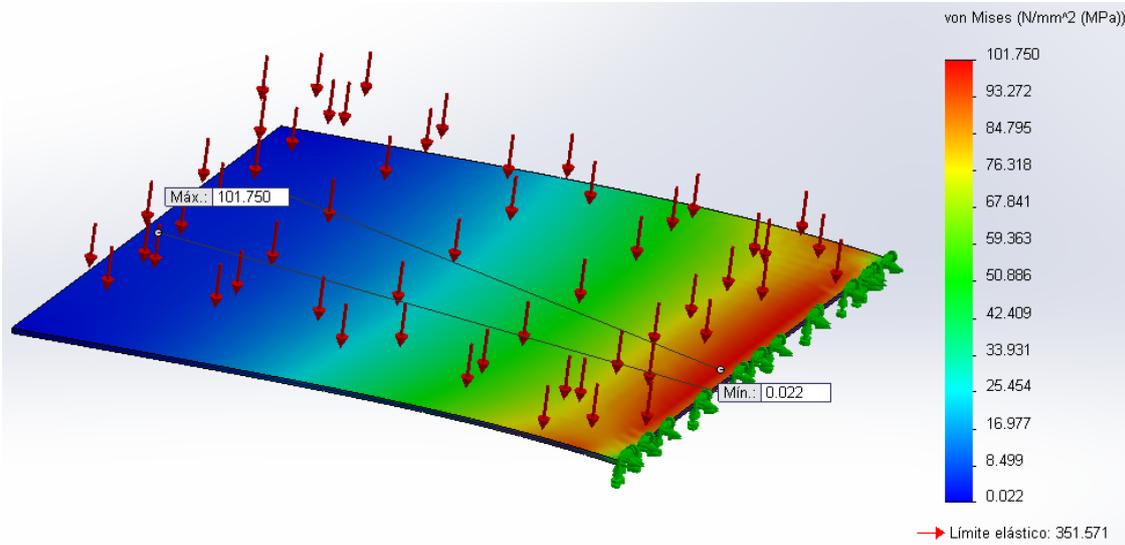
Tensión von mises = 76,67 N/mm² < 121,86 N/mm² la geometría propuesta es válida, pero podemos optimizar el material, cambio el espesor a 10mm.



Tensión von mises = 172 N/mm² > 121,86 N/mm² el espesor no es válido.

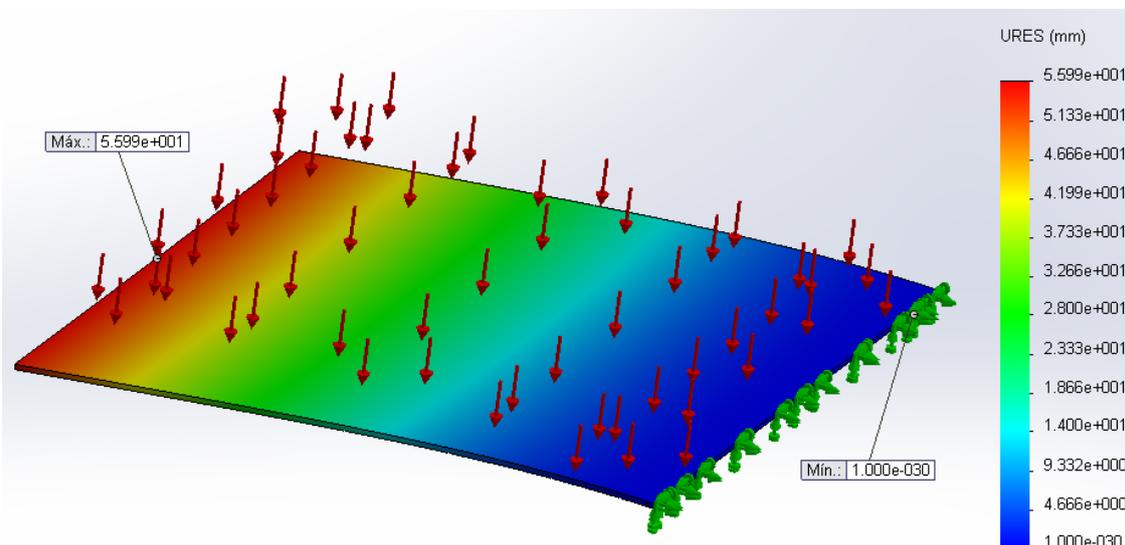
Tratamos de seguir optimizando el perfil e introducimos un valor que esté entre los anteriormente probados: $10 < \text{espesor} < 15\text{mm}$.

Elijo 13mm.

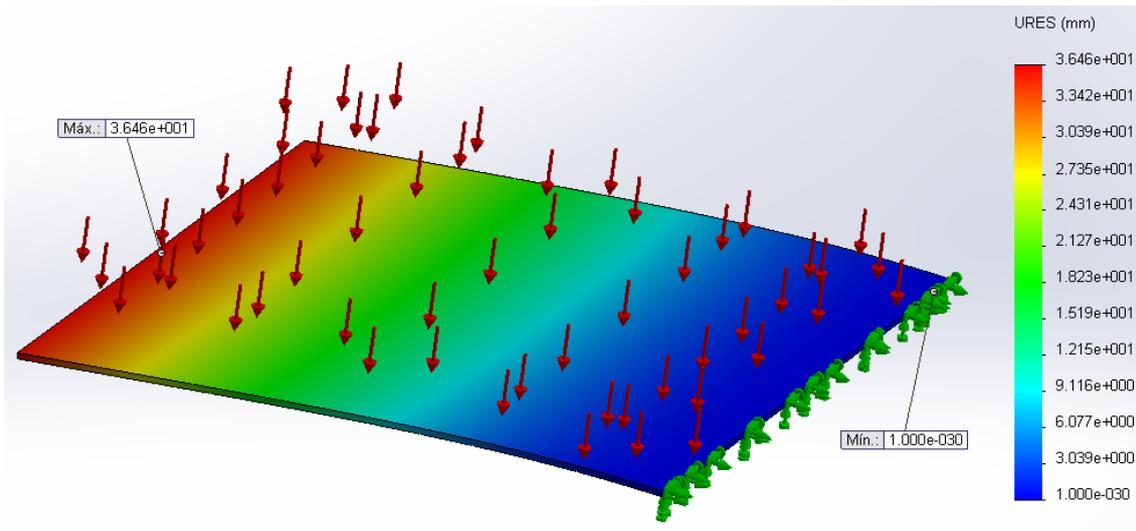


Tensión von mises = $101,75 \text{ N/mm}^2 < 121,86 \text{ N/mm}^2$ el espesor vale y la optimización realizada es correcta.

Se obtiene el desplazamiento en el extremo del voladizo:



Un desplazamiento de 56mm en los 2500mm de largo que tiene la plataforma no es peligroso, sin embargo vamos a calcular el desplazamiento que se produciría con el primer espesor considerado 15mm.



El desplazamiento se reduce a 36mm en 2500mm. A pesar de que desde el punto de vista de la tensión de von mises, se aprovecha mejor el material con un espesor de 13mm. la deformación con esta geometría es menor, consecuentemente será la geometría escogida.

Geometría de la plataforma:

Largo = 2500mm.

Ancho = 1500mm.

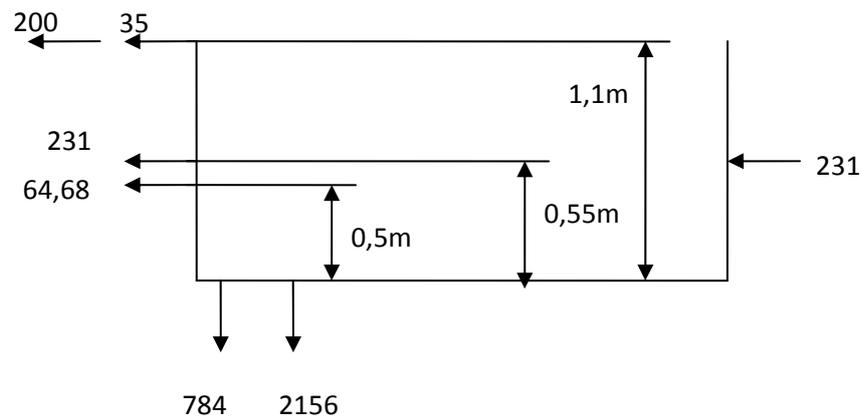
Espesor = 15mm.

CÁLCULO ANALÍTICO DE LA POSICIÓN MÁS DESFAVORABLE

En este apartado se va a calcular las posición mas desfavorable en lo que se refiere a las esfuerzos a los que están sometidos los elementos. Cuando se tengan los mayores esfuerzos en cada elemento, se podrá dimensionar cada uno ellos ya que una vez calculada la geometría necesaria para la peor situación de carga, esta geometría será válida para el resto de las situaciones de esfuerzos.

PRIMER CASO DE CARGA: POSICIÓN INFERIOR

Se considera que el trabajador está situado a 0,1m de la barandilla de 1,5m de longitud y que el operario ejerce una fuerza de 200 N en el borde superior de la barandilla y hacia fuera. Además, la carga del equipo se reparte por el lado de 1,5m de longitud situado a la izquierda según la siguiente vista en alzado:



La grúa tiene dos estructuras tijera a cada lado de la plataforma, es simétrica, por lo tanto, cada una de las estructuras sobre que se apoya absorberá la mitad del peso. Lo que se calcula continuación es el peso es la carga que absorbe una de las tijeras, y de este, dividiéndolo a la mitad, se determina el peso de una sola de ellas:

$$\Sigma F_h = -530,68 - 231 + R_{HB} = 0$$

$$R_{HB} = 761,68N$$

$$\text{Para una tijera: } R_{HB} = 380,84 N$$

$$\Sigma M_B = 235 \cdot 231,2 \cdot \frac{1,1}{2} + 64,68 \cdot 0,5 + 784 \cdot (2,5 - 0,1) + 2156 \cdot (2,5 - 0,3125) - R_{VA} \cdot 2,5 = 0$$

$$R_{VA} = 2857,116 \text{ N}$$

Para una tijera: $R_{VA} = 1428,558 \text{ N}$

$$\Sigma F_v = -784 - 2156 + 2857,116 + R_{VB} = 0$$

$$R_{VB} = -82,884 \text{ N}$$

Para una tijera: $R_{VB} = 41,442 \text{ N}$

Las barras de las estructuras tijera tienen una inclinación de 7° respecto a la horizontal.

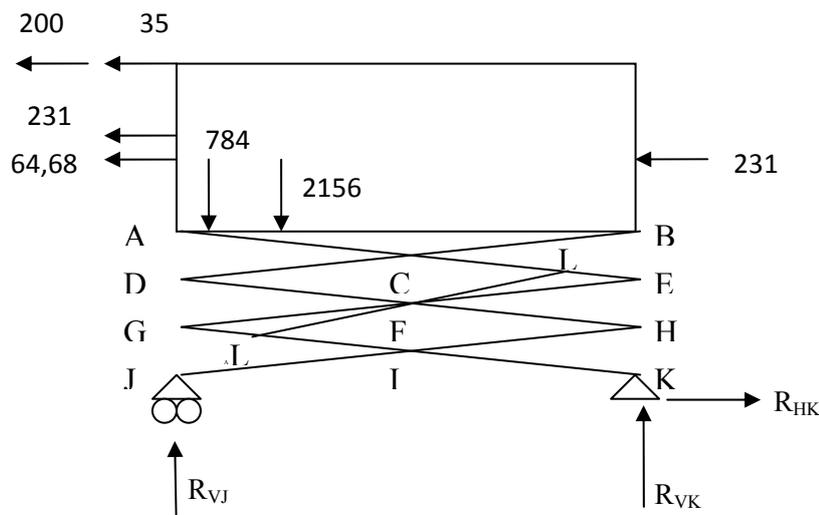
Dimensiones de las barras = 2,5m

Dimensión de la proyección sobre la vertical de las barras = $2,5 \cdot \sin(7) = 0,304\text{m}$.

Dimensión de la proyección sobre la horizontal de las barras = $2,5 \cdot \cos(7) = 2,48\text{m}$.

Altura desde los apoyos J y K a la base de la plataforma A y B = $0,304 \cdot 3 = 0,914\text{m}$.

En la siguiente figura, se muestra la grúa con las condiciones de unión de la estructura tijera al chasis, que como ya se ha comentado anteriormente, consta de un apoyo fijo en una unión, y un patín o apoyo móvil en la otra en la otra ya que tiene que permitir el movimiento necesario en las maniobras de elevación y descenso de la plataforma.



$$\Sigma F_H = -231 - 200 - 35 - 231 + R_{HK} - 64,68 = 0$$

$$R_{HK} = 761,68 \text{ N}$$

Para una tijera: $R_{HK} = 380,84 \text{ N}$

$$\Sigma M_K = (200 + 35) \cdot (1,1 + 0,914) + 231 \cdot \left(\frac{1,1}{2} + 0,914 \right) \cdot 2 + 784 \cdot 2,4 + 2156 \cdot 2,185 - R_{VJ} \cdot 2,5$$

$$+ 64,68 \cdot 1,414 = 0$$

$$R_{VJ} = 3133,4 \text{ N}$$

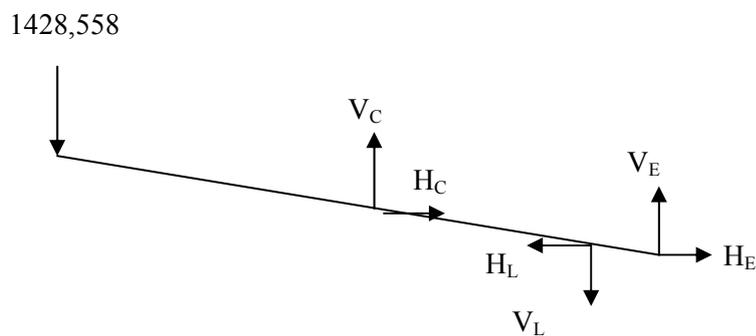
Para una tijera: $R_{VJ} = 1566,7 \text{ N}$

$$\Sigma F_V = -784 - 2156 + 3133,4 + R_{VK} = 0$$

$$R_{VK} = -193,4 \text{ N}$$

Para una tijera: $R_{VK} = -96,7 \text{ N}$

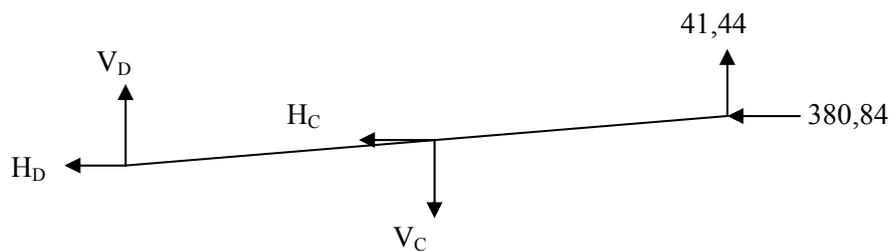
Estas reacciones pasarán a las barras con la misma dirección y sentidos contrarios.



$$\Sigma F_H = H_C + H_E - H_L = 0$$

$$\Sigma F_V = -2857,116 + V_C + V_E - V_L = 0$$

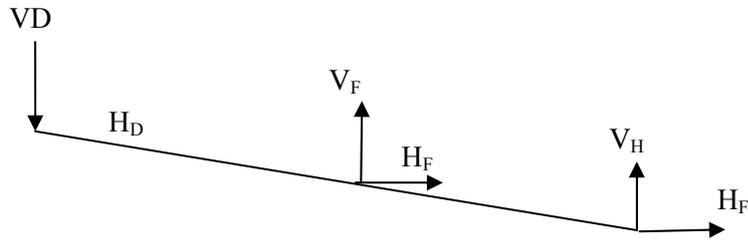
$$\Sigma M_E = 2857,116 \cdot 2,48 - V_C \cdot 1,24 - H_C \cdot 0,15 + V_L \cdot 0,31 + H_L \cdot 0,038 = 0$$



$$\Sigma F_H = -H_D - H_C - 380,84 = 0$$

$$\Sigma F_V = V_D + 41,44 - V_C = 0$$

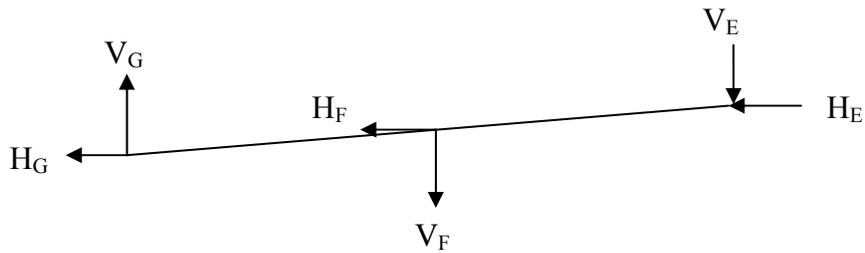
$$\Sigma M_D = 41,44 \cdot 2,48 + 380,84 \cdot 0,3046 + H_C \cdot 0,15 - V_C \cdot 1,24 = 0$$



$$\Sigma F_H = H_D + H_F + H_H = 0$$

$$\Sigma F_V = -V_D + V_F + V_H = 0$$

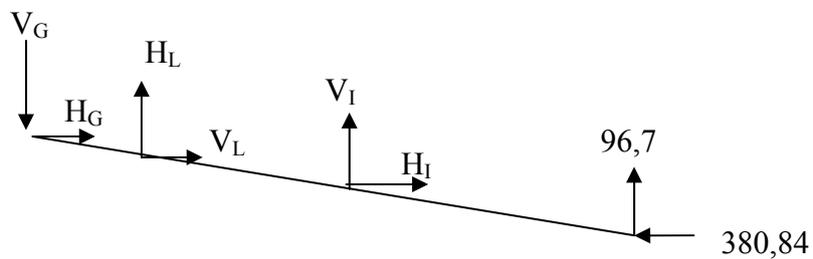
$$\Sigma M_H = V_D \cdot 2,48 - H_D \cdot 0,3046 - V_F \cdot 1,24 - H_F \cdot 0,15 = 0$$



$$\Sigma F_H = -H_G - H_F + H_E = 0$$

$$\Sigma F_V = V_G - V_F - V_E = 0$$

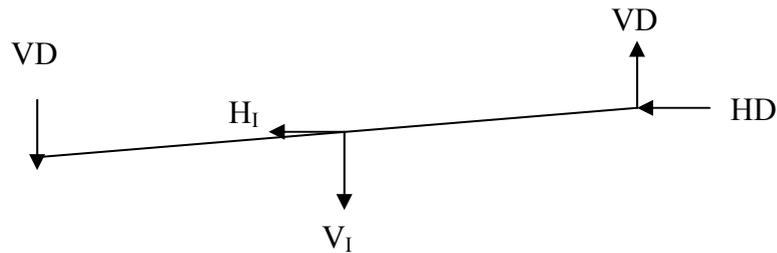
$$\Sigma M_G = -V_E \cdot 2,48 + H_E \cdot 0,3046 - V_F \cdot 1,24 + H_F \cdot 0,15 = 0$$



$$\Sigma F_H = H_G + H_I - 380,84 + H_L = 0$$

$$\Sigma F_V = -V_G + V_I + 96,7 + V_L = 0$$

$$\Sigma M_K = V_G \cdot 2,48 - 0,3046 - V_L \cdot 2,171 - H_L \cdot 0,266 - V_I \cdot 1,24 - H_I \cdot 0,15 = 0$$



$$\Sigma F_H = -H_I - H_H = 0$$

$$\Sigma F_V = -1566,7 - V_I - V_H = 0$$

$$\Sigma M_J = -V_H \cdot 2,48 + H_H \cdot 0,3046 - V_I \cdot 1,24 + H_I \cdot 0,15 = 0$$

SOLUCIONES			
VC =	787,07	VG =	-3187,55
HC =	5047,96	HG =	14232,39
VD =	269,44	VH =	-177,159
HD =	-5301,86	HH =	-10290,79
VE =	-2681,79	VI =	-913,35
HE =	-29571,15	HI =	10417,74
VF =	-29,578	VL =	-2847,085
HF =	15465,7	HL =	-24396,238

Fuerza que ejerce el cilindro para levantar la plataforma en la posición inferior:

$$F_L = \sqrt{V_L^2 + H_L^2} = \sqrt{(-2847,085)^2 + (-24396,238)^2} = 24561,806 \text{ N}$$

Los esfuerzos que hemos hallado corresponden a una de las tijeras, sin embargo el pistón hidráulico tiene que levantar las dos tijeras, por lo tanto la fuerza anteriormente calculada hay que multiplicarla por 2:

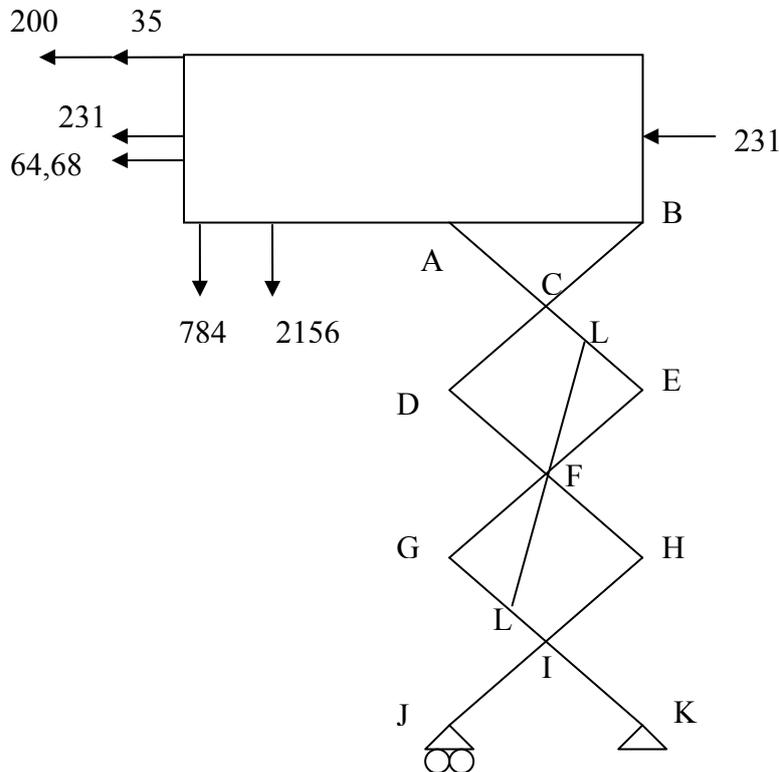
$$24561,806 \cdot 2 = 49123,612 \text{ N}$$

Además se le aplica un coeficiente de seguridad del 50%, de esta forma necesitaremos un cilindro con una fuerza de: $49123,612 \cdot 1,5 = 73685,418 \text{ N}$

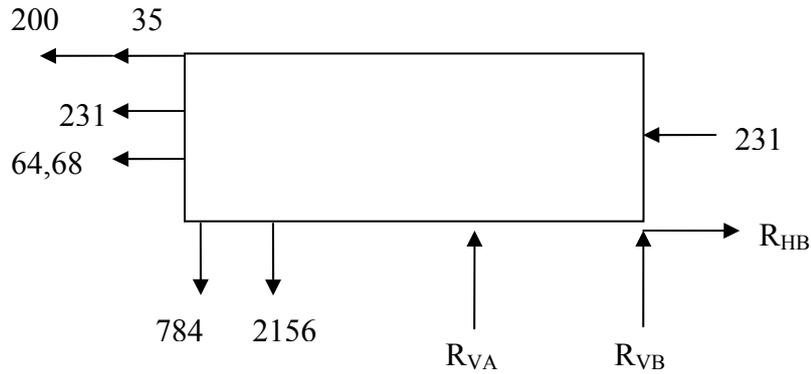
SEGUNDO CASO DE CARGA: POSICIÓN SUPERIOR

La plataforma se encuentra en la posición superior. En esta situación la estructura tijera está completamente extendida. El apoyo fijo B seguirá estando en el extremo, mientras que el apoyo deslizante A, debido a la inclinación en las tijeras por el efecto del pistón hidráulico, se desplazará hasta que la longitud AB = 0,855m.

Las barras de las estructuras tijera tienen una inclinación de 70° respecto a la horizontal.
 Dimensiones de las barras = 2,5m
 Dimensión de la proyección sobre la vertical de las barras = $2,5 \cdot \sin(70) = 2,349\text{m}$.
 Dimensión de la proyección sobre la horizontal de las barras = $2,5 \cdot \cos(70) = 0,855\text{m}$.
 Altura desde los apoyos J y K a la base de la plataforma A y B = $0,304 \cdot 3 = 7,047\text{m}$.



Cálculo de las reacciones en A y B:



$$\Sigma F_H = -235 - 2 \cdot 231 - 64,68 + R_{BH} = 0$$

$$R_{BH} = 761,68 \text{ N}$$

Para una tijera $R_{BH} = 380,84 \text{ N}$

$$\Sigma M_B = 235 \cdot 1,1 + 231 \cdot 2 \cdot \frac{1,1}{2} + 64,68 \cdot 0,5 + 784 \cdot (2,5 - 0,1) + 2156 \cdot (2,185) - R_{AV} \cdot 0,855 = 0$$

$$R_{AV} = 8347,836 \text{ N}$$

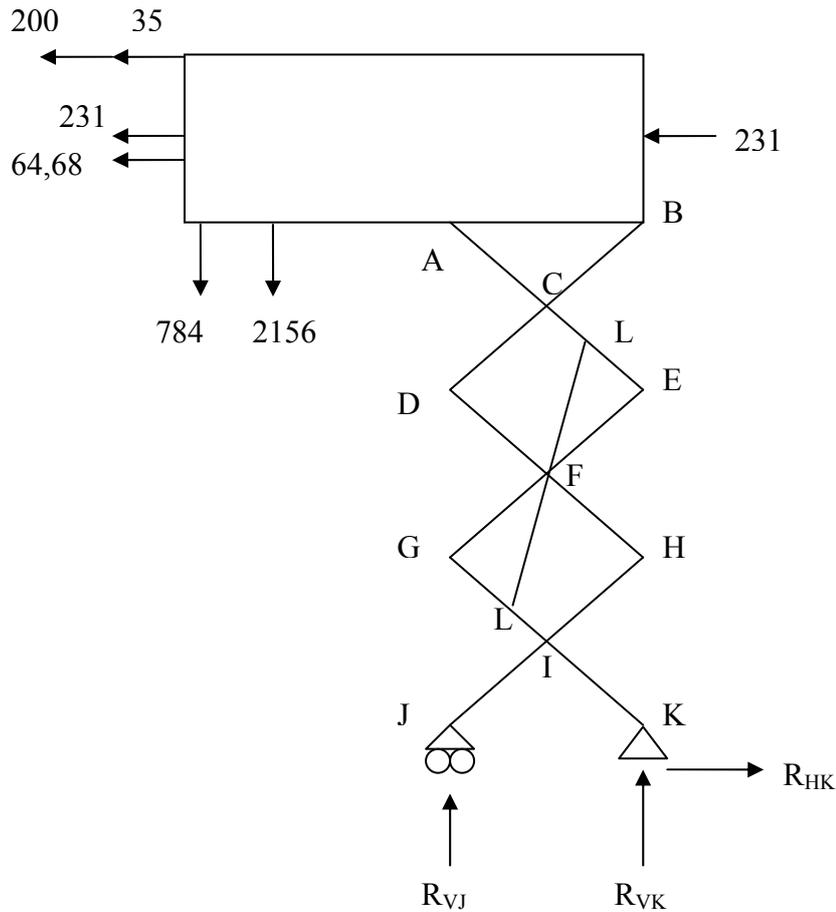
Para una tijera $R_{AV} = 4173,91 \text{ N}$

$$\Sigma F_V = -784 - 2156 + R_{AV} + R_{BV} = 0$$

$$R_{BV} = -5407,836 \text{ N}$$

Para una tijera $R_{BV} = 2703,91 \text{ N}$

Cálculo de las reacciones en los apoyos J y K.



$$\Sigma F_H = -35 - 200 - 231 - 231 + R_{HK} - 64,68 = 0$$

$$R_{HK} = 761,68 \text{ N}$$

Para una tijera: $R_{HK} = 380,84 \text{ N}$

$$\Sigma M_K = (35 + 200) \cdot (1,1 + 7,047) + 231 \cdot 2 \cdot (1,1/2 + 7,047) + 784 \cdot 2,4 + 2156 \cdot 2,185 - R_{VJ} \cdot 0,855 + 64,68 \cdot (7,047 + 0,5) = 0$$

$$R_{VJ} = 14625,68 \text{ N}$$

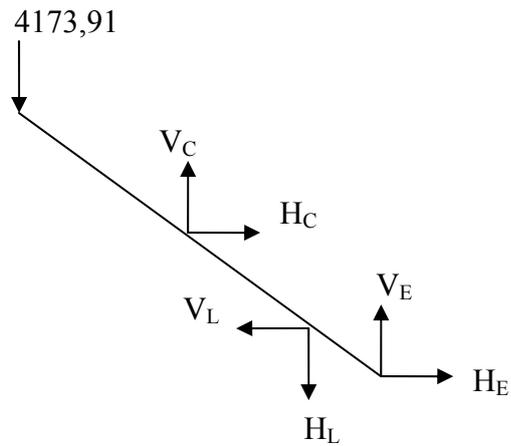
Para una tijera: $R_{VJ} = 7312,84 \text{ N}$

$$\Sigma F_V = -784 - 2156 + R_{VJ} + R_{VK} = 0$$

$$R_{VK} = -11685,68 \text{ N}$$

Para una tijera: $R_{VK} = 5842,84 \text{ N}$

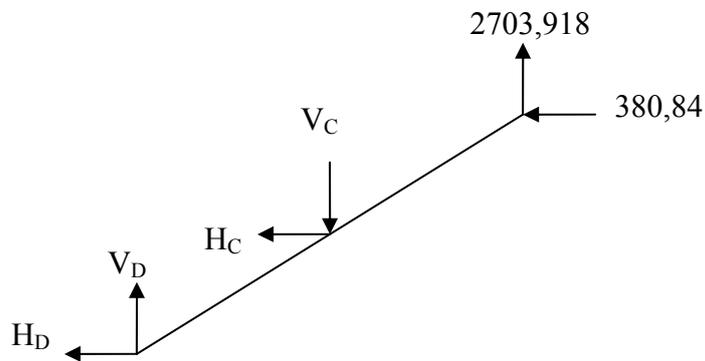
Estas reacciones pasarán a las barras con la misma dirección y sentidos contrarios.



$$\Sigma F_H = H_C + H_E - H_L = 0$$

$$\Sigma F_V = V_C - V_L + V_E - 4173,91 = 0$$

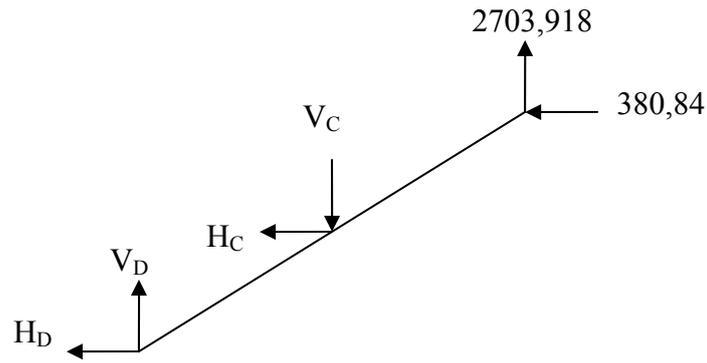
$$\Sigma M_E = 4173 \cdot 0,855 - V_C \cdot 0,427 - H_C \cdot 1,17 + H_L \cdot 0,2936 + V_L \cdot 0,106 = 0$$



$$\Sigma F_H = -380,84 - H_C - H_D = 0$$

$$\Sigma F_V = -V_C + V_D + 2703,918 = 0$$

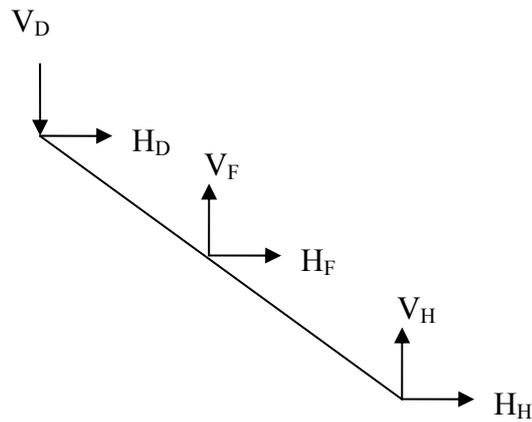
$$\Sigma M_D = 380,84 \cdot 2,34 + 2701,918 \cdot 0,855 - V_C \cdot 0,428 + H_C \cdot 1,174 = 0$$



$$\Sigma F_H = -380,84 - H_C - H_D = 0$$

$$\Sigma F_V = -V_C + V_D + 2703,918 = 0$$

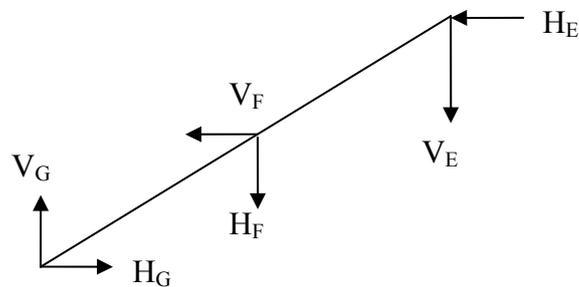
$$\Sigma M_D = 380,84 \cdot 2,34 + 2701,918 \cdot 0,855 - V_C \cdot 0,428 + H_C \cdot 1,174 = 0$$



$$\Sigma F_H = H_D + H_F + H_H = 0$$

$$\Sigma F_V = -V_D + V_F + V_H = 0$$

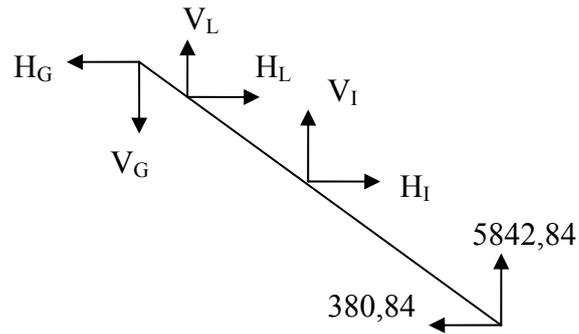
$$\Sigma M_H = V_D \cdot 0,855 - H_D \cdot 2,34 - V_F \cdot 0,428 - H_F \cdot 1,17 = 0$$



$$\Sigma F_H = -H_E - H_F + H_G = 0$$

$$\Sigma F_V = -V_E - V_F + V_G = 0$$

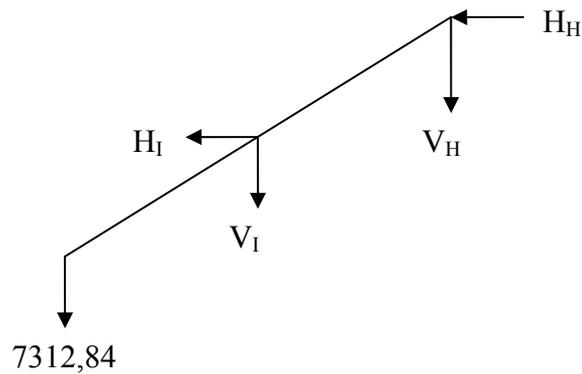
$$\Sigma M_G = -V_E \cdot 0,855 + H_E \cdot 2,349 - V_F \cdot 0,428 + H_F \cdot 1,174 = 0$$



$$\Sigma F_H = -H_G + H_L + H_I - 380,84 = 0$$

$$\Sigma F_V = -V_G + V_L + V_I + 5842,84 = 0$$

$$\Sigma M_K = V_G \cdot 0,855 + H_G \cdot 2,34 - V_L \cdot 0,75 - H_L \cdot 2,055 - V_I \cdot 0,488 - H_I \cdot 1,17 = 0$$



$$\Sigma F_H = -H_H - H_I = 0$$

$$\Sigma F_V = -V_H - V_I - 7312,84 = 0$$

$$\Sigma M_J = -V_H \cdot 0,855 + H_H \cdot 2,34 - V_I \cdot 0,428 + H_I \cdot 1,17 = 0$$

SOLUCIONES			
HC =	-2509,91	VG =	-10094,47
VC =	-3646,42	HG =	-2948,523
VD =	-5703,83	VH =	3975,61
HD =	3392,53	HH =	-1171,89
VE =	564,97	VI =	-10798,45
HE =	-473,991	HI =	1298,839
VF =	-10169,45	VL =	-5628,85
HF =	-2347,586	HL =	-3993,47

Fuerza que ejerce el cilindro para levantar la plataforma en la posición inferior:

$$F_L = \sqrt{V_L^2 + H_L^2} = \sqrt{(-5628,85)^2 + (-3993,47)^2} = 6901,57 \text{ N}$$

Los esfuerzos que hemos hallado corresponden a una de las tijeras, sin embargo el pistón hidráulico tiene que levantar las dos tijeras, por lo tanto la fuerza anteriormente calculada hay que multiplicarla por 2:

$$6901,57 \cdot 2 = 13803,14 \text{ N}$$

Análisis de resultados.

Como se ve la posición en la que el pistón hidráulico tiene que desarrollar una fuerza más grande es la posición inferior.

Esto se debe no solo al menor ángulo de inclinación de las barras, sino que además, el cilindro parte del reposo y tiene que romper la inercia debida a la carga de la grúa, del trabajador y el equipo.

Ya tenemos todos los esfuerzos a los que están sometidos las barras, tenemos todos los datos necesarios para determinar la sección de las barras.

CÁLCULO DE LA SECCIÓN NECESARIA PARA LAS BARRAS

El cálculo de la sección necesaria en las barras que forman la estructura tijera se hará por simulación en ordenador mediante el programa NX-Ideas. En este programa es necesario poner una sección inicial aunque se trabaje con un modelo unidimensional, por lo tanto el proceso que se llevará a cabo será partir de una sección y calcular la tensión de von Mises.

Es seguro que un perfil normalizado es más barato que mandar fabricar uno con las dimensiones óptimas. Por lo tanto y de modo orientativo, consultando los catálogos de los fabricantes de Plataformas Elevadoras Móviles de Personal, se decide empezar con un perfil rectangular hueco.

Las piezas normalizadas siempre suponen una gran economía de fabricación, por lo tanto, se empieza eligiendo un perfil rectangular hueco de grandes dimensiones entre los disponibles en el prontuario.

Conocemos los esfuerzos a los que van a estar sometidas las barras, entonces empezaremos por aquellas que estén sometidas a los esfuerzos más desfavorables, y valoraremos la tensión de von mises en ellas.

Se pueden dar dos casos:

- La tensión de von mises es inferior a la resistencia a fluencia. En este caso, si la diferencia es pequeña, se puede tomar el perfil como definitivo. Sin embargo, en caso de que la diferencia sea significativa, el perfil está desaprovechado y debemos optimizarle.
- La tensión de von mises es superior al valor de la resistencia a fluencia que hemos tomado como referencia. Hay dos alternativas: cambiar de geometría de sección o utilizar la misma geometría pero aumentando alguna de sus dimensiones.

Las barras se modelizarán como biarticuladas, ya que aunque la estructura tiene tres movimientos: desplazamientos en X e Y y el giro ene. eje Z, los desplazamientos en X e Y son posibles gracias al giro en Z. Se pondrán apoyos fijos que permiten este giro en todas las barras salvo en dos:

- La barra ACLE: tiene un apoyo fijo en el punto E y un apoyo móvil en el punto A que es desliza por debajo de la plataforma.
- La barra JIH, porque es la que permite el movimiento al deslizarse sobre la base en el punto J, punto que se modelará con un apoyo móvil.

Por otra parte, el cilindro empuja las barras que están unidas a él, estas barras moverán el resto de la estructura al comunicar este esfuerzo a las demás a través de los pasadores, por lo tanto en las condiciones de modelización de las barras, hay que añadir la dependencia que tienen las barras con respecto a la unión que las transmite el movimiento. Para aplicar esta condición en el programa NX-Ideas se escoge la opción Couple DOF en el apartado de “Boundary Conditions” donde también se introducen las fuerzas y los apoyos.

En las barras a las que se une el cilindro, la barra ACLE y la barra GLIK, se pone en punto L como nudo independiente y el los demás puntos como nudos dependientes.

En las demás barras se aplicará la condición de nudo independiente a los nudos centrales de las barras, los puntos C, F, I, y los demás puntos se pondrán como dependientes de estos.

Al establecer la relación de dependencia hay que permitir el giro en el eje Z.

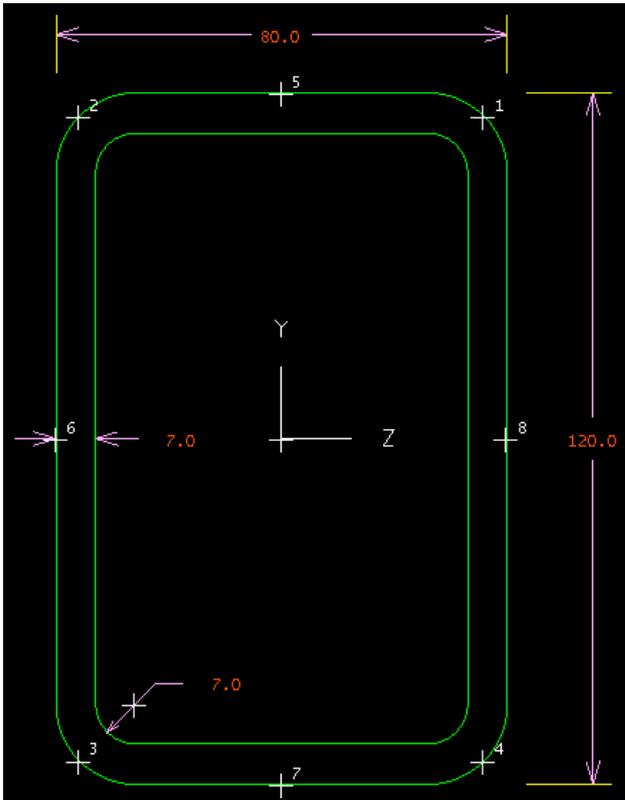
Mallado en NX-Ideas: este software utiliza el método de los elementos finitos para la resolución de estructuras. Cuando se realiza el mallado, se puede dejar que el programa lo haga de forma automática o se puede elegir el tamaño de cada elemento de la malla. En este caso se ha preferido hacer un mallado personalizado.

Se ha elegido una longitud de elemento de malla de 310mm que divide cada barra en 8 partes que es suficiente para los resultados que se quieren analizar.

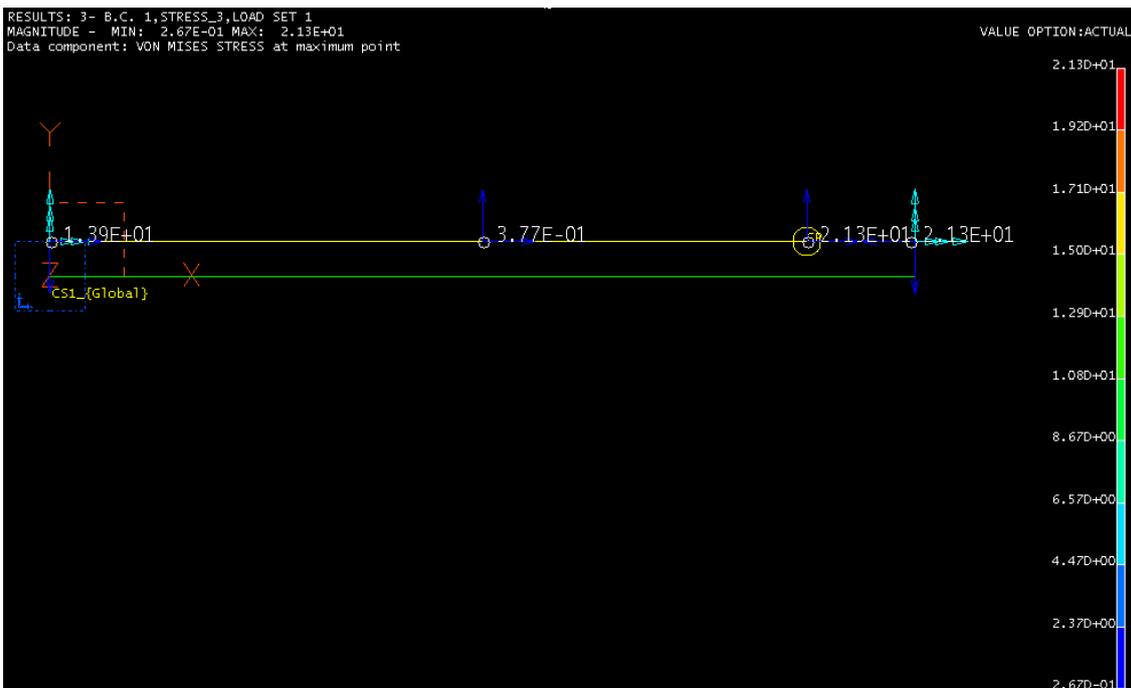
Tipo de elemento = “Beam element”

Mallado unidimensional: como ya se ha dicho, aunque se “dibuja” una línea, el programa considera la sección.

Sección inicial (todas las medidas se expresan en milímetros):



Estudio de la barra ACLE:

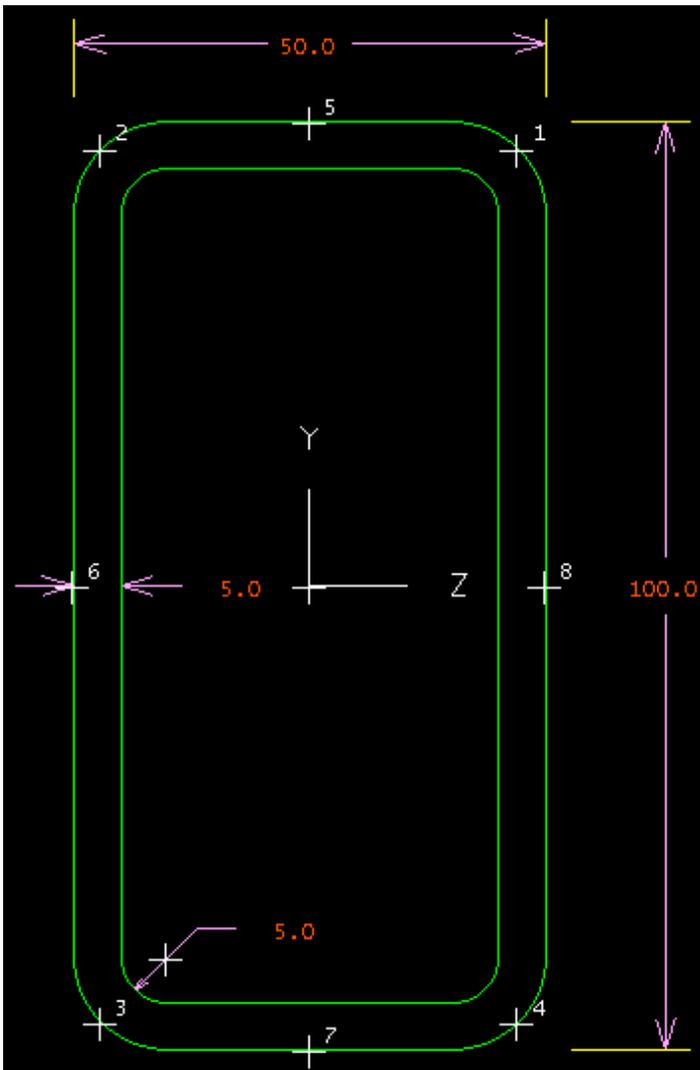


La tensión máxima de von mises toma el valor:

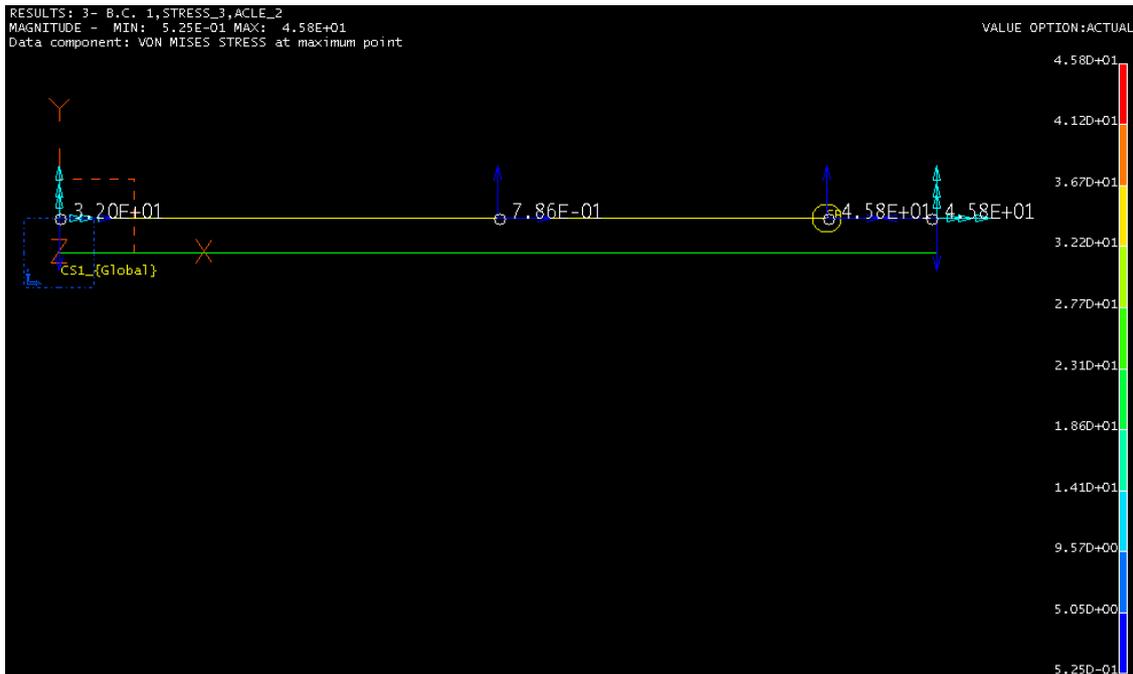
$$\sigma_{\text{von mises}} = 21,3 \text{ N/mm}^2 < S_y = 121,86 \text{ N/mm}^2$$

que es mucho más pequeño que el valor que puede aguantar, esto significa que se está desaprovechando material, con una sección más pequeña sería suficiente.

La siguiente sección a estudiar es:



Estudio de la barra ACLE:



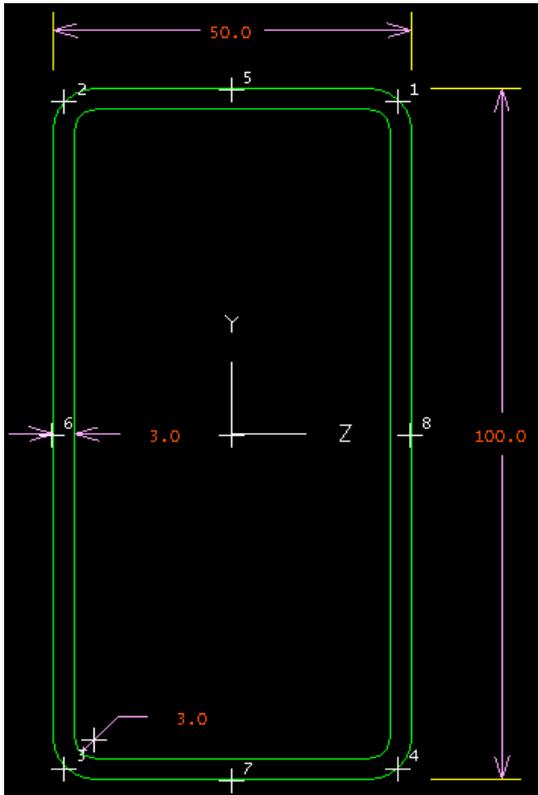
La tensión máxima de von mises toma ahora el valor:

$$\sigma_{\text{von mises}} = 45,8 \text{ N/mm}^2 < S_y = 121,86 \text{ N/mm}^2$$

Aunque se duplica el primer valor obtenido, sigue siendo más pequeño que el valor que puede aguantar, esto significa que probablemente una sección de menores dimensiones podría aguantar los mismos esfuerzos.

En los siguientes casos se a variar sólo una de las dimensiones, el espesor y la anchura respectivamente, para analizar como varía en cada caso la tensión de von mises y decidir que dimensiones es más conveniente modificar.

La siguiente sección a estudiar es:



Estudio de la barra ACLE:



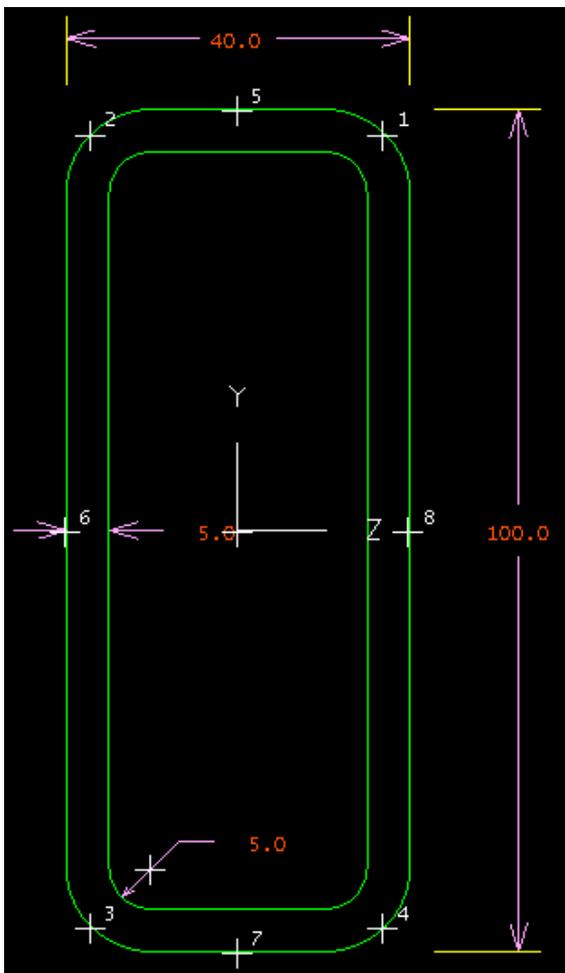
La tensión máxima de von mises toma ahora el valor:

$$\sigma_{\text{von mises}} = 69,8 \text{ N/mm}^2 < S_y = 121,86 \text{ N/mm}^2$$

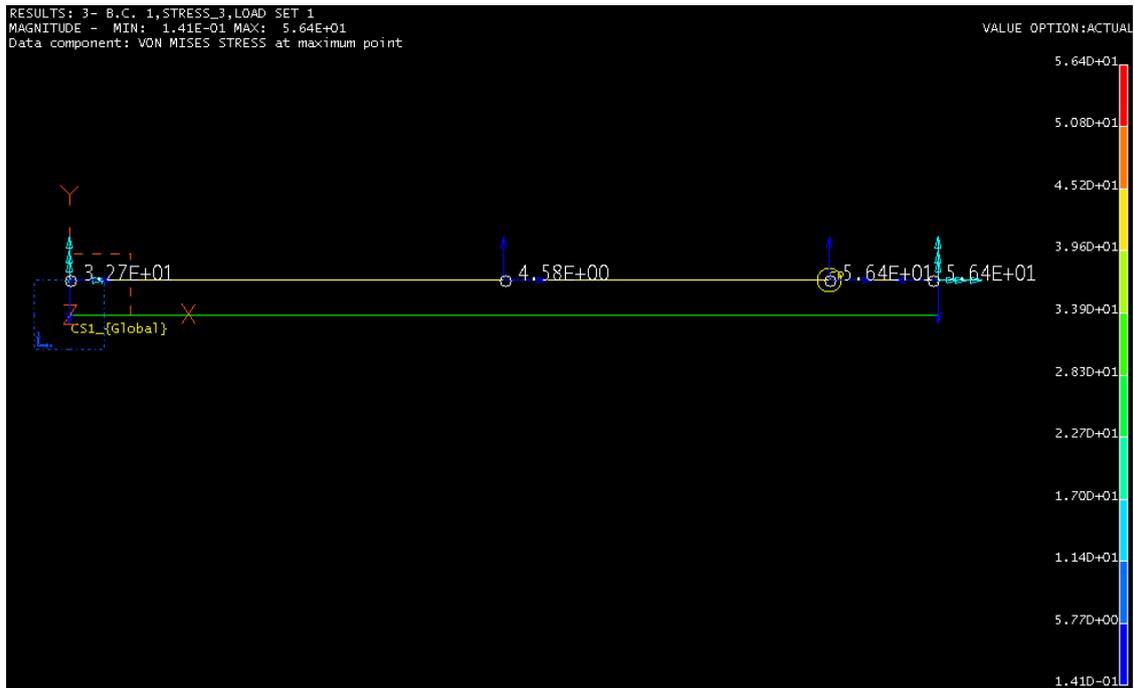
Ha aumentado aproximadamente un 50% de su valor anterior, por lo tanto el espesor va a condicionar en gran medida la geometría del perfil.

Veamos ahora la influencia de la variación de la anchura.

La siguiente sección a estudiar es:



Estudio de la barra ACLE:



La tensión máxima de von mises toma ahora el valor:

$$\sigma_{\text{von mises}} = 56,4 \text{ N/mm}^2 < S_y = 121,86 \text{ N/mm}^2$$

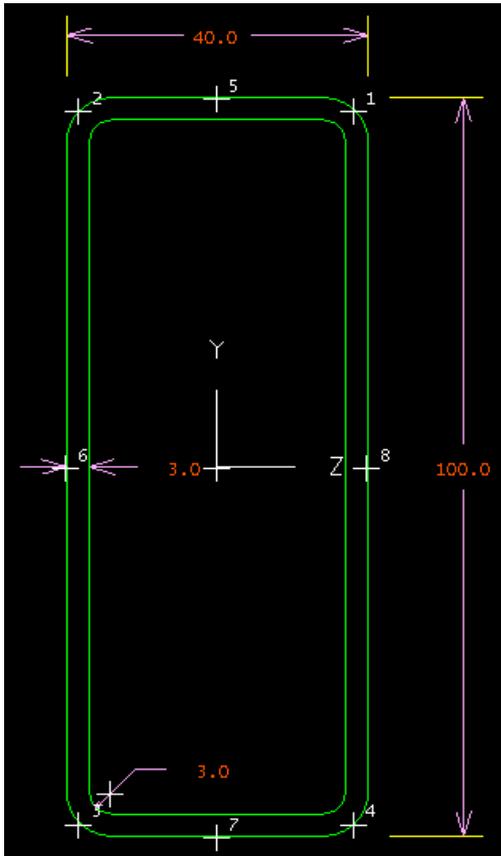
En la tabla se muestra la influencia en la tensión de von mises de la variación de las diferentes dimensiones del perfil.

Perfil (ancho x alto x espesor)	Tensión von mises
50 x 100 x 5	45,8 N/mm ²
50 x 100 x 3	69,8 N/mm ²
40 x 100 x 5	56,4 N/mm ²

La dimensión que más afecta es la del el espesor que hace que la tensión de von mises aumente en mas de un 50%.

En el siguiente caso se introducir ambas modificaciones: espesor y anchura.

La siguiente sección a estudiar es:



Estudio de la barra ACLE:



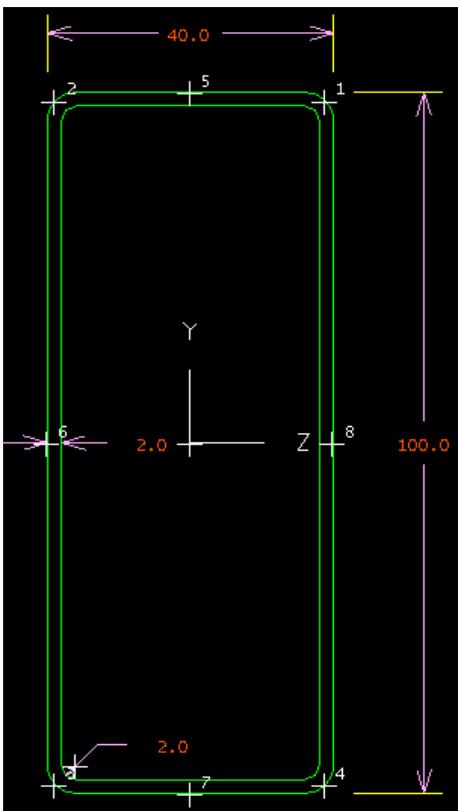
La tensión máxima de von mises toma ahora el valor:

$$\sigma_{\text{von mises}} = 85,6 \text{ N/mm}^2 < S_y = 121,86 \text{ N/mm}^2$$

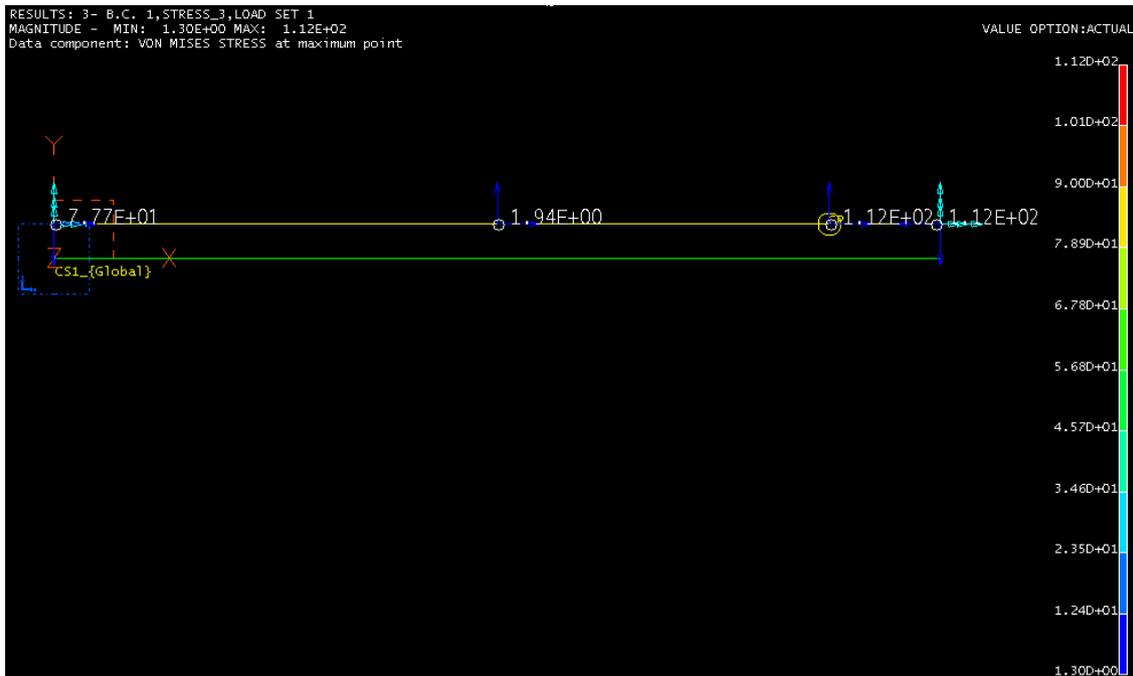
Como se ve modificar ambas dimensiones hace que la tensión aumente a más del doble, tiene efecto sinérgico: el incremento es mayor que la suma de los dos incrementos.

Como hemos dicho, el parámetro que más influye es el espesor, que es lo que se va seguir disminuyendo.

La siguiente sección a estudiar es:



Estudio de la barra ACLE:

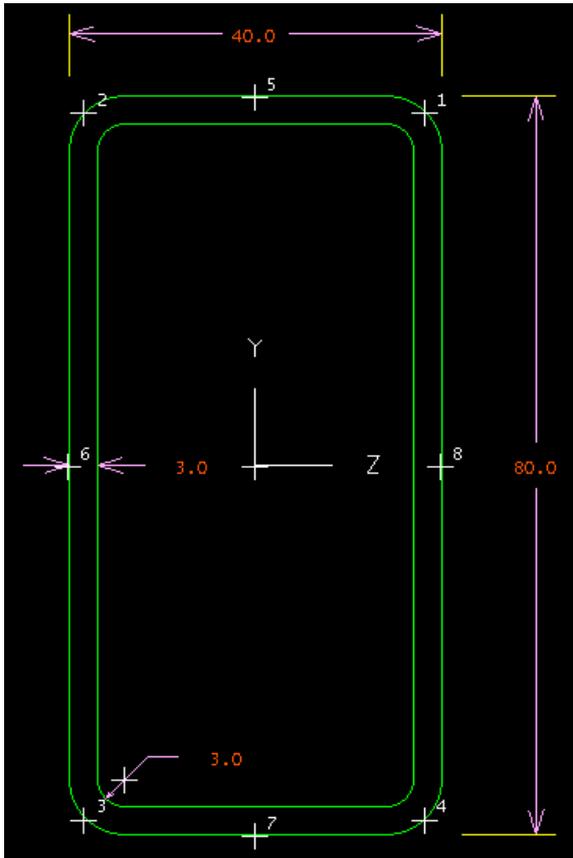


La tensión máxima de von mises toma ahora el valor:

$$\sigma_{\text{von mises}} = 112 \text{ N/mm}^2 < S_y = 121,86 \text{ N/mm}^2$$

El ajuste ya podría ser el adecuado, sin embargo esta geometría no se encuentra en el prontuario, no es un perfil normalizado, con el consecuente coste de fabricación. Por eso, se escogerá un perfil estándar, para lo cual es necesario cambiar la altura de la sección.

La siguiente sección a estudiar es:



Estudio de la barra ACLE:

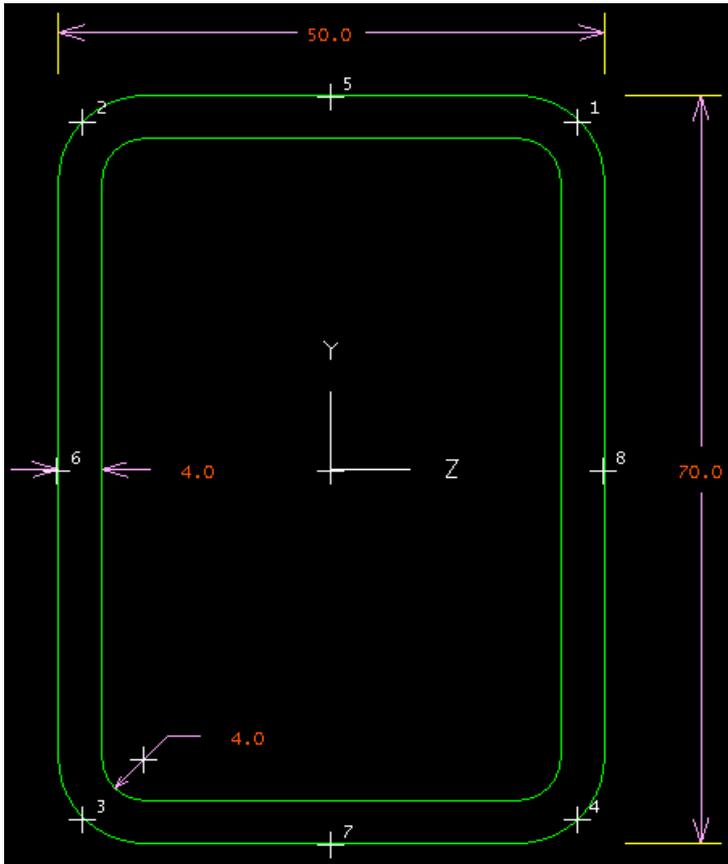


La tensión máxima de von mises toma ahora el valor:

$$\sigma_{\text{von mises}} = 104 \text{ N/mm}^2 < S_y = 121,86 \text{ N/mm}^2$$

Esta sección ya se podría tomar como válida, sin embargo vamos a asegurarnos de que una sección menor no aguantaría el esfuerzo o que estaría demasiado ajustada.

La siguiente sección a estudiar es:



Estudio de la barra ACLE:



La tensión máxima de von mises toma ahora el valor:

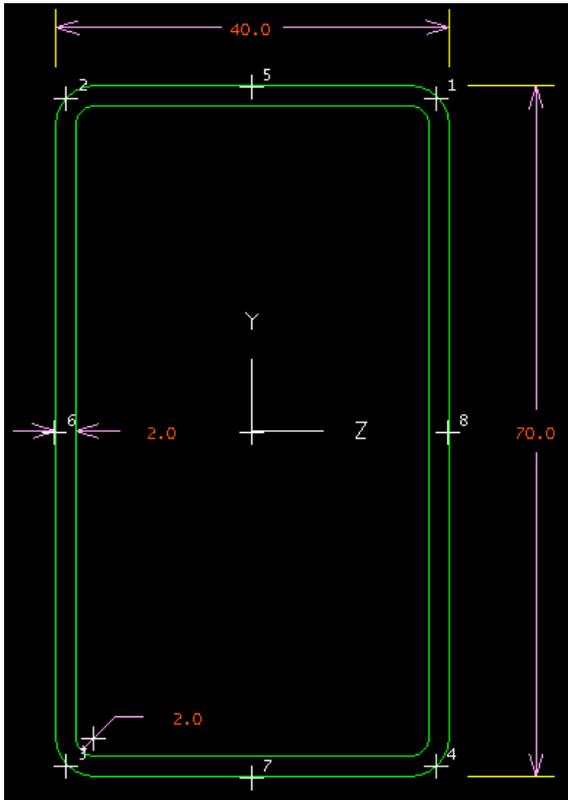
$$\sigma_{\text{von mises}} = 84,6 \text{ N/mm}^2 < S_y = 121,86 \text{ N/mm}^2$$

Este valor confirma lo que anteriormente se estipuló, y es que las dimensiones que más afectan al comportamiento del perfil son el ancho y el espesor.

Perfil	Tensión von mises
40 x 80 x 3	104 N/mm ²
50 x 70 x 4	84,6 N/mm ²

El perfil 50 x 70 x 4 aún se puede optimizar, es por ello que ahora que mantendrá la altura del perfil y al igual que se hizo antes se modificarán la anchura y el espesor que son los parámetros más deterministas.

La siguiente sección a estudiar es:



Estudio de la barra ACLE:

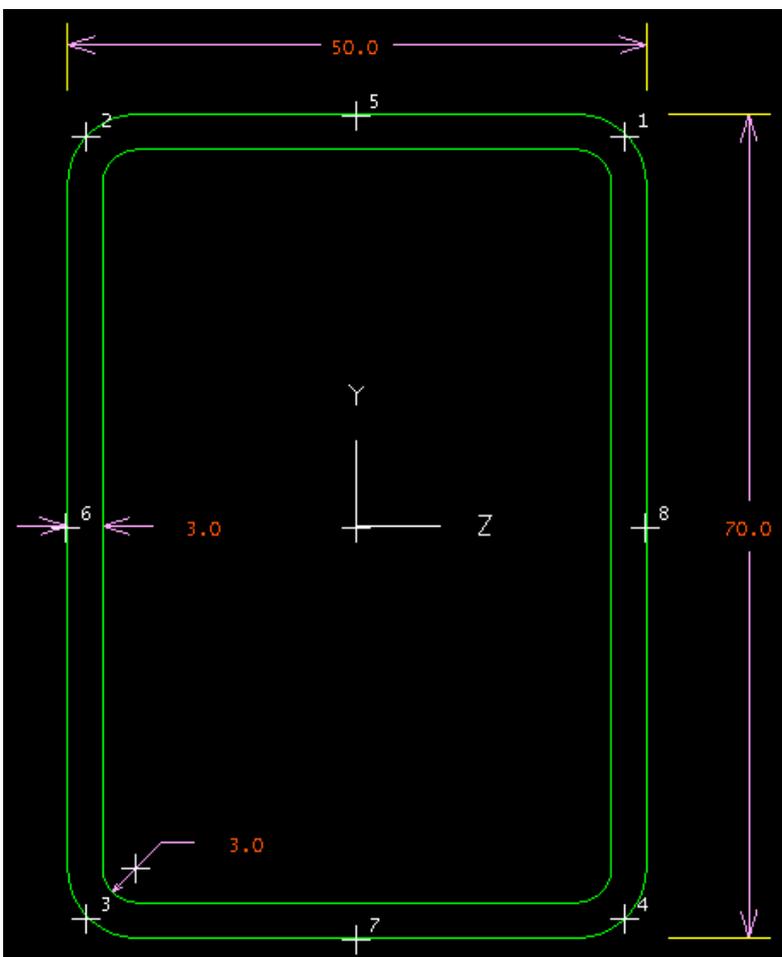


La tensión máxima de von mises toma ahora el valor:

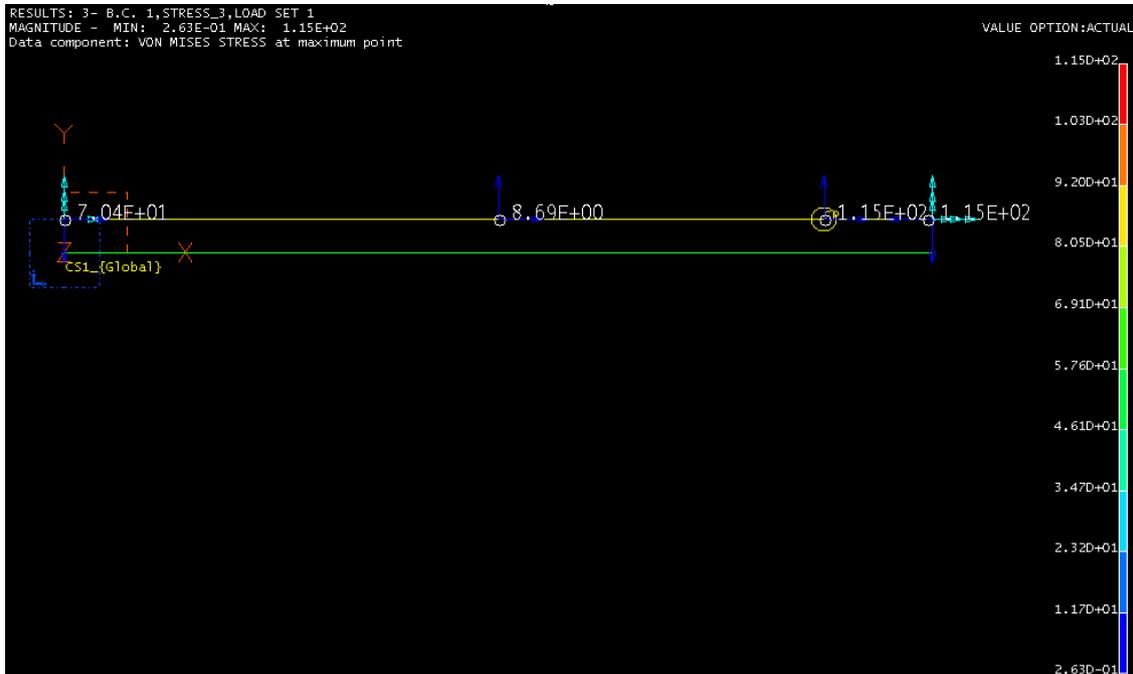
$$\sigma_{\text{von mises}} = 173 \text{ N/mm}^2 > S_y = 121,86 \text{ N/mm}^2$$

Este perfil ya no es válido ya que la tensión de von mises supera el valor de resistencia a fluencia que hemos tomado como referencia. Necesitamos un perfil cuya área sea mayor.

La siguiente sección a estudiar es:



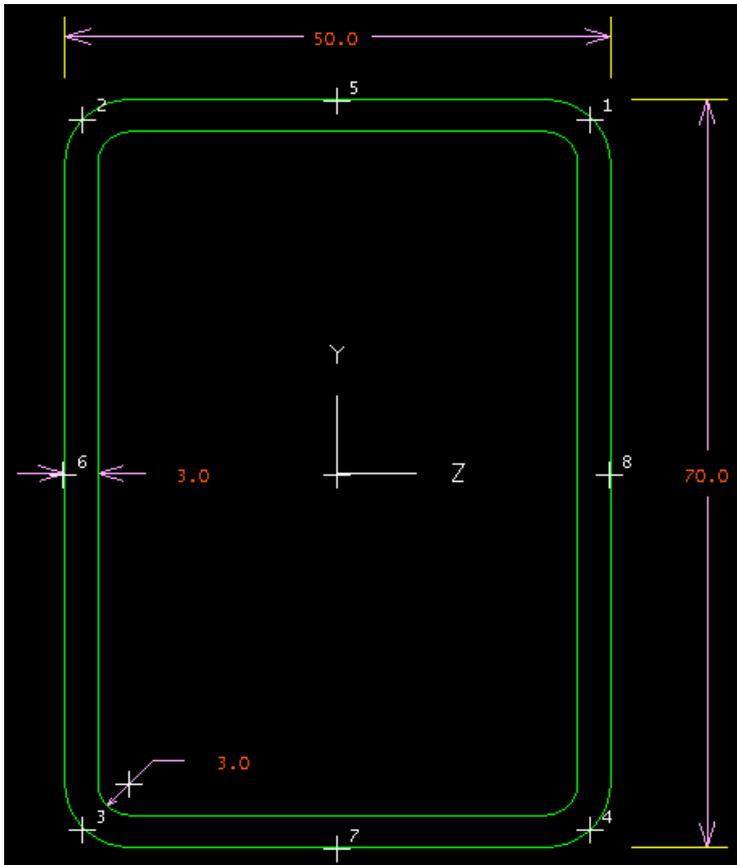
Estudio de la barra ACLE:



La tensión máxima de von mises toma ahora el valor:

$$\sigma_{\text{von mises}} = 115 \text{ N/mm}^2 < S_y = 121,86 \text{ N/mm}^2$$

PERFIL DEFINITIVO



Las razones por las que se escoge este perfil son:

- Es el perfil que cumpliendo con la teoría de la energía de la distorsión más se aproxima al valor de la resistencia a fluencia.
- Se trata de una sección incluida en el prontuario y por lo tanto normalizada.
- El acero que se necesita para cumplir esta teoría es un acero de propiedades estándar y por lo tanto no es un acero caro.

Las barras seleccionadas tienen una geometría en la que una dimensión, la longitud, predomina sobre las demás, altura, anchura y espesor. Esta circunstancia podría dar lugar al fenómeno del pandeo, y para asegurarnos de que esto no se produce, se va a calcular la carga de pandeo que sería necesaria para que tuviera lugar la inestabilidad de la plataforma por pandeo. Esta carga tiene que ser mayor que la mayor de las fuerzas antes obtenidas en el estudio estático.

CARGA DE PANDEO NECESARIA

En la simulación, las barras eran elementos biarticulados con una longitud

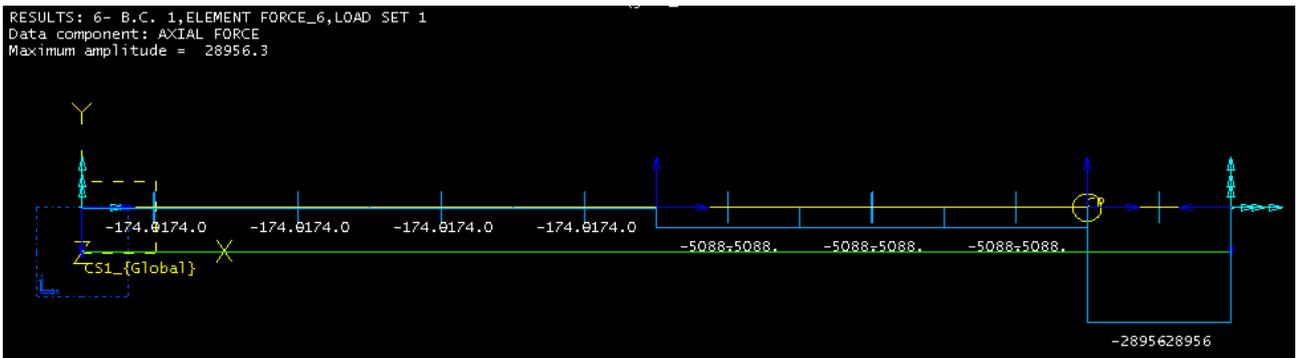
$$L = 2500 \cdot \cos(7) = 2481,36 \text{ mm.}$$

Para el cálculo de la carga necesaria para el pandeo de estas barras se aplica el Documento Básico del Código Técnico: “*Documento Básico: Seguridad Estructural Acero*”.

En primer lugar hay que calcular los esfuerzos axiales de las barras y escoger para el estudio la barra que tenga el mayor de los esfuerzos axiales. A priori se supone que es la barra ACLE ya que es la que está sometida a mayores fuerzas.

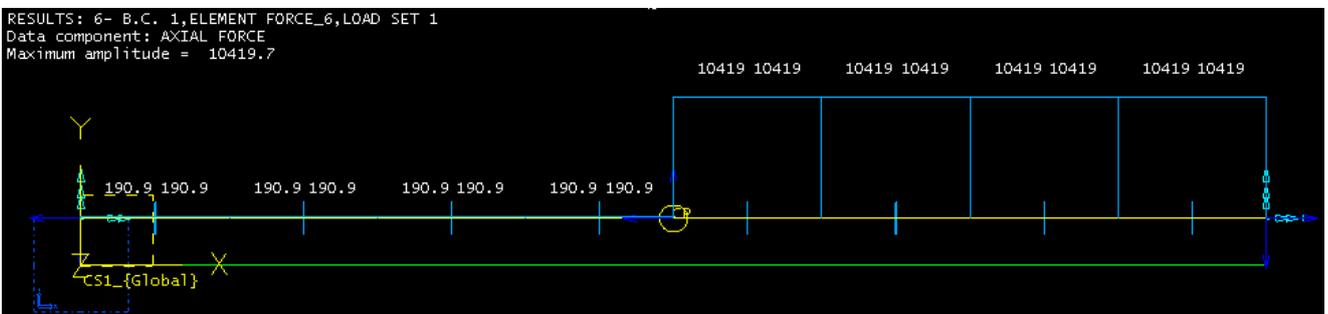
DIAGRAMAS DE ESFUERZOS AXIALES DE LAS BARRAS

BARRA ACLE



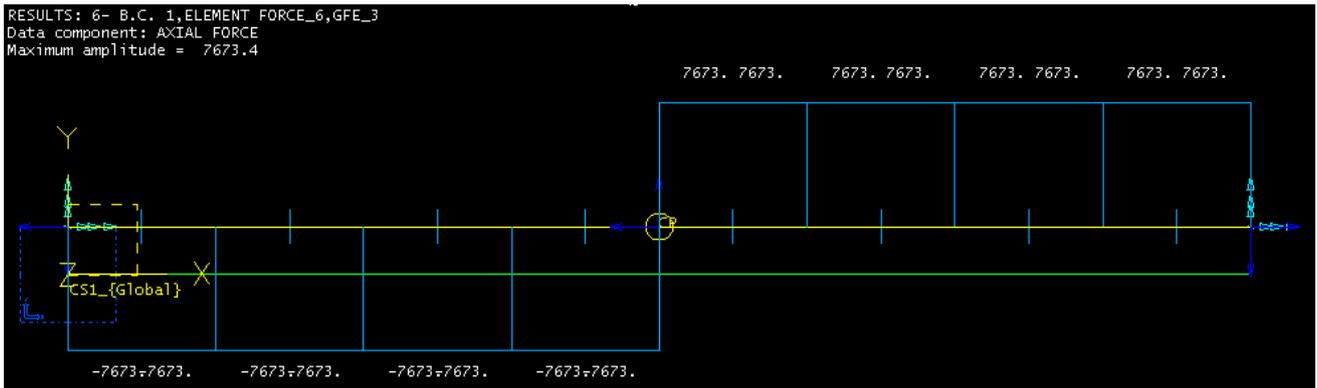
Esfuerzo axial máximo: 28956,3 N

BARRA JIH



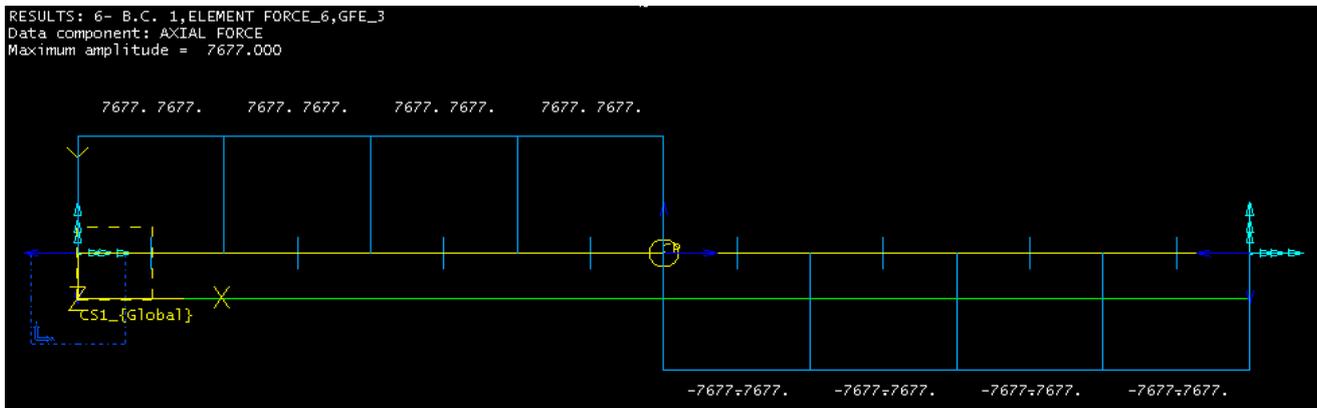
Esfuerzo axial máximo: 10419,7 N

BARRA GFE



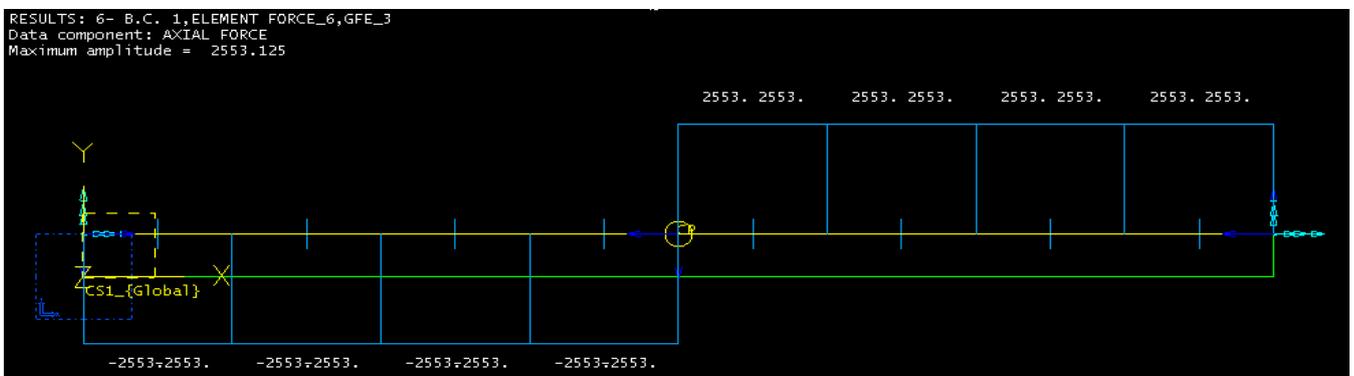
Esfuerzo axil máximo: 7673,4 N

BARRA DFH



Esfuerzo axil máximo: 7677 N

BARRA DCB



Esfuerzo axil máximo: 2553,125 N

Efectivamente es la barra ACLE la que tiene los mayores esfuerzos axiales. Cada barra está sometida a 3 esfuerzos axiales diferentes por lo tanto, para determinar la longitud de pandeo que es el primer paso, utilizamos la ecuación que se indica para estas situaciones en el apartado 6.3.2.2. Esfuerzos axiales variables que dice así:

6.3.2.2. Esfuerzos axiales variables

Cuando los esfuerzos axiales son variables, las barras podrán calcularse como si estuviesen sometidas a un esfuerzo axial constante de valor igual al máximo esfuerzo axial actuante y con la longitud de pandeo igual a:

$$L_k = \sqrt{\frac{1 + \alpha \cdot N_{\min} / N_{\max}}{b}}$$

A = área de la sección transversal.

f_y = límite elástico del acero.

N_{cr} = carga a compresión crítica.

L_k = longitud de pandeo de la pieza.

λ = esbeltez reducida.

χ = coeficiente de reducción de pandeo.

α = coeficiente de imperfección elástica.

Los coeficientes “a” y “b” dependen de las condiciones de apoyo de la barra y del tipo de variación de los esfuerzos. Se modeliza como biarticulada y como se ve en el diagrama la variación que se produce es lineal con máximo en el extremo, a lo que corresponden unos valores de:

$$a = 0,88$$

$$b = 1,88$$

Datos de la barra:

- $f_y = 365,6 \text{ N/mm}^2$ El concepto de resistencia a fluencia es muy parecido al límite elástico.
- $A = 653 \text{ mm}^2$
- $L = 2500 \text{ mm}$
- $N_{\max}: 28956,3 \text{ N}$
- $N_{\min}: 174 \text{ N}$

$$L_k = \sqrt{\frac{1 + \alpha \cdot N_{\min} / N_{\max}}{b}} = 2500 \cdot \sqrt{\frac{1 + 0,88 \frac{174}{28956,3}}{1,88}} = 1828,126 \text{ mm}$$

Tomando como eje de pandeo el eje Y:

$$N_{cr} = \left(\frac{\pi}{L_k}\right)^2 \cdot E \cdot I = \left(\frac{\pi}{1828,126}\right)^2 \cdot 210000 \cdot 431000 = 267290,83 \text{ N}$$

$$\lambda = \sqrt{\frac{A \cdot f_y}{N_{cr}}} = \sqrt{\frac{653 \cdot 365,6}{267290,83}} = 0,94$$

$$\phi = 0,5 \cdot [1 + \alpha \cdot (\lambda - 0,2) + (\lambda)^2]$$

El valor de α se obtiene de la tabla 6.3 para lo que se necesita establecer la curva de pandeo. En la tabla 6.2. se escogen tubos de chapa simples o agrupados y el eje de pandeo de acuerdo con el plano en el que hemos tomado la inercia es el Y. (Tablas incluidas al final de este capítulo)

La curva también es función del tipo de acero que tiene dos clasificaciones según el límite elástico:

- 235 a 355
- 450

Acero escogido en el estudio:

AISI C1022

Resistencia a fluencia: 365,6 N/mm²

Poniéndonos del lado de la seguridad entramos en la clasificación 235 a 355 N/mm²

Corresponde la curva “a” y en la tabla 6.3. $\alpha = 0,21$.

$$\phi = 0,5 \cdot [1 + \alpha \cdot (\lambda - 0,2) + (\lambda)^2] = 0,5 \cdot [1 + 0,21 \cdot (0,94 - 0,2) + (0,94)^2] = 1,0195$$

$$\chi = \frac{1}{\phi + \sqrt{\phi^2 - (\lambda)^2}} = \frac{1}{1,0195 + \sqrt{1,0195^2 - (0,94)^2}} = 0,7071 \leq 1$$

$$N_{b,Rd} = \chi \cdot A \cdot f_{yd} = 0,7071 \cdot 653 \cdot 348,19 = 160776,17 \text{ N}$$

La máxima carga axial a que va a estar sometida está en el punto E: $H_E = -29571,15N$ en la posición inferior, que aunque no es completamente horizontal, pero una inclinación de 7° no produce una variación crítica en los resultados.

Tomando como eje de pandeo el eje Z:

$$N_{cr} = \left(\frac{\pi}{L_k} \right)^2 \cdot E \cdot I = \left(\frac{\pi}{1828,126} \right)^2 \cdot 210000 \cdot 256000 = 158762,07N$$

$$\lambda = \sqrt{\frac{A \cdot f_y}{N_{cr}}} = \sqrt{\frac{653 \cdot 365,6}{158762,07}} = 1,226$$

Tabla 6.2. Tubos de chapa simples o agrupados

Eje Z

Curva "a"

$$\alpha = 0,21$$

$$\phi = 0,5 \cdot [1 + \alpha \cdot (\lambda - 0,2) + (\lambda)^2] = 0,5 \cdot [1 + 0,21 \cdot (1,226 - 0,2) + (1,226)^2] = 1,359$$

$$\chi = \frac{1}{\phi + \sqrt{\phi^2 - (\lambda)^2}} = \frac{1}{1,359 + \sqrt{1,359^2 - (1,226)^2}} = 0,514 \leq 1$$

$$N_{b,Rd} = \chi \cdot A \cdot f_{yd} = 0,514 \cdot 653 \cdot 348,19 = 116867,188N$$

Tabla 6.2 Curva de pandeo en función de la sección transversal

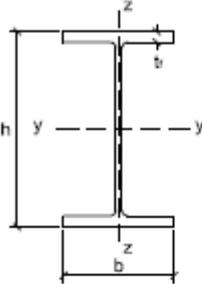
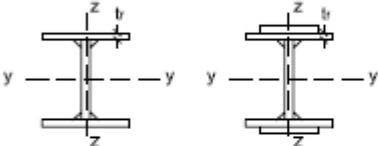
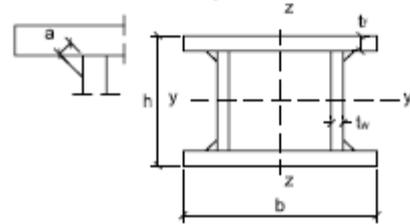
Tipo de sección	Tipo de acero Eje de pandeo ⁽¹⁾	S235 a S355		S450		
		y	z	y	z	
Perfiles laminados en I 	$h/b > 1,2$	$t \leq 40$ mm	a	b	a_0	a_0
		40 mm $< t \leq 100$ mm	b	c	a	a
	$h/b \leq 1,2$	$t \leq 100$ mm	b	c	a	a
		$t > 100$ mm	d	d	c	c
Perfiles armados en I 		$t \leq 40$ mm	b	c	b	c
		$t > 40$ mm	c	d	c	d
Agrupación de perfiles laminados soldados 			c	c	c	c
Tubos de chapa simples o agrupados 	laminados en caliente		a	a	a_0	a_0
	conformados en frío		c	c	c	c
Perfiles armados en cajón ⁽²⁾ 	soldadura gruesa: $a/t > 0,5$ $b/t < 30$ $h/t_w < 30$		c	c	c	c
	en otro caso		b	b	b	b

Tabla 6.3 Valores del coeficiente de pandeo (χ)

Esbeltez reducida	Curva de pandeo				
	a_0	a	b	c	d
Coeficiente (α) de imperfección	0,13	0,21	0,34	0,49	0,76
$\leq 0,20$	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
0,30	0,99	0,98	0,96	0,95	0,92
0,40	0,97	0,95	0,93	0,90	0,85
0,50	0,95	0,92	0,88	0,84	0,78
0,60	0,93	0,89	0,84	0,79	0,71
0,70	0,90	0,85	0,78	0,72	0,64
0,80	0,85	0,80	0,72	0,66	0,58
0,90	0,80	0,73	0,66	0,60	0,52
1,00	0,73	0,67	0,60	0,54	0,47
1,10	0,65	0,60	0,54	0,48	0,42
1,20	0,57	0,53	0,48	0,43	0,38
1,30	0,51	0,47	0,43	0,39	0,34
1,40	0,45	0,42	0,38	0,35	0,31
1,50	0,40	0,37	0,34	0,31	0,28
1,60	0,35	0,32	0,31	0,28	0,25
1,80	0,28	0,27	0,25	0,23	0,21
2,00 ⁽¹⁾	0,23	0,22	0,21	0,20	0,18
2,20 ⁽¹⁾	0,19	0,19	0,18	0,17	0,15
2,40 ⁽¹⁾	0,16	0,16	0,15	0,14	0,13
2,70 ⁽²⁾	0,13	0,13	0,12	0,12	0,11
3,00 ⁽²⁾	0,11	0,10	0,10	0,10	0,09

CÁLCULO DEL VUELCO

Cuando una grúa como la que estamos tratando se transporta en la posición más elevada, existe el riesgo, debido a la altura, de que se produzca el vuelco si durante el transporte topa con un obstáculo imprevisto en la vía.

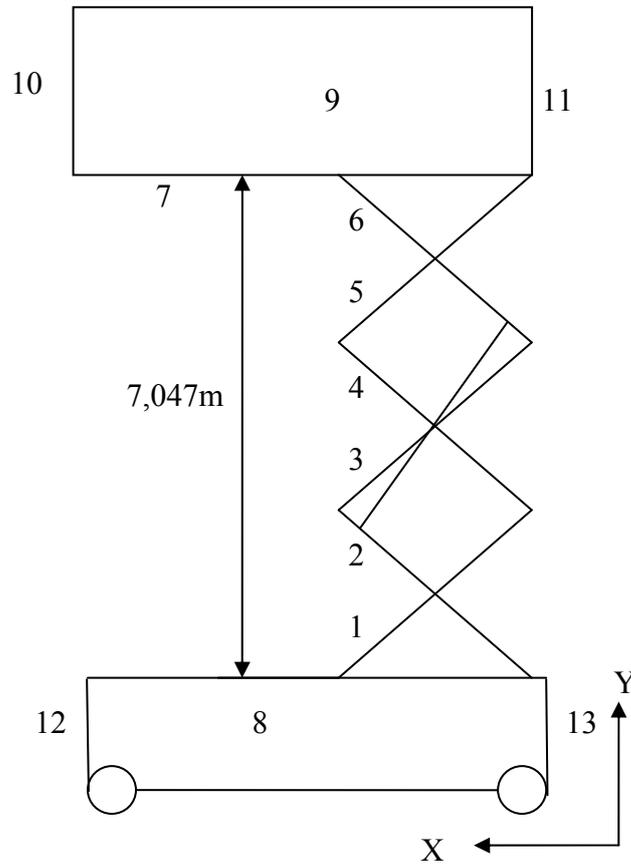
En tal caso, la plataforma se abalanzaría girando toda la estructura sobre el eje de la rueda que hubiera topado con el obstáculo, siendo una línea vertical que pase por este eje la línea de vuelco. Si en el movimiento de inclinación de la grúa sobre el obstáculo, el centro de gravedad sobre pasa la línea de vuelco, se produciría el vuelco.

Cuando la máquina se inclina y el centro de gravedad se aproxima a la línea de vuelco, éste se eleva una determinada altura que conlleva que la grúa adquiera energía potencial. Por otra parte, la grúa en movimiento tiene energía cinética por la velocidad, en el momento del vuelco, la energía cinética de la grúa tiene que ser mayor que la energía potencial. Por lo tanto, el fenómeno de vuelco de la grúa depende de dos factores: de la velocidad a la que se mueve y de la altura máxima que puede alcanzar la grúa.

Consultando catálogos de fabricantes de este tipo de plataformas, nos fijamos en que las velocidades de traslación están en el rango de: 1 – 6Km/h aproximadamente.

Tomando como referencia estos valores y la localización del centro de gravedad de la grúa que se calculará seguidamente, calculamos las energías cinética y potencial de la plataforma y determinamos si se produce el fenómeno de vuelco o no.

DETERMINACIÓN DEL CENTRO DE GRAVEDAD EN LA POSICIÓN SUPERIOR



Se calculan las coordenadas X e Y mediante la fórmula:

- Coordenada del centro de gravedad (c.d.g.) en X: $c.d.g. = \frac{\Sigma(A \cdot z_x)}{\Sigma A}$
- Coordenada del c.d.g. en Y: $c.d.g. = \frac{\Sigma(A \cdot z_y)}{\Sigma A}$

Con:

A = área del elemento.

z_x = distancia del c.d.g. del elemento al eje X.

z_y = distancia del c.d.g. del elemento al eje Y.

Consideraciones para el cálculo del c.d.g.:

Los perfiles de las barras: 50 x 70 x 3 tienen dos áreas de: $2,5 \cdot 0,07 = 0,175m^2$ en el plano X. Son 2 estructuras de 3 tijeras con 2 barras cada tijera, por lo tanto cuando

calculamos las áreas de cada elemento, cada barra tiene 2 áreas y esto supone que por cada barra hay que considerar 4 áreas.

La base: estará formada por una chapa en cada lado, 4 chapas:

- 2 frontales: elemento 8 del croquis.
- 2 laterales: elementos 12 y 13 del croquis.

La plataforma:

Base de la plataforma: chapa de 6mm.de espesor, 2,5m. de largo y 1,1m. de ancho.

Barandillas frontales: se modelizarán de la misma que para el cálculo del viento:

- 2 chapas de acero de 10mm. de espesor, 2,5m. de largo y 1,1m. de alto para el elemento 9 del croquis.
- 2 chapas de acero de 10mm. de espesor, 1,5m. de largo y 1,1m. de alto para los elementos 10 y 11 del croquis.

Elemento	Designación	Área (m ²)	Zx (m)	Zy (m)
1	Barra x 4	0,175	1,97	0,427
2	Barra x 4	0,175	1,97	0,427
3	Barra x 4	0,175	4,319	0,427
4	Barra x 4	0,175	4,319	0,427
5	Barra x 4	0,175	6,668	0,427
6	Barra x 4	0,175	6,668	0,427
7	Plataforma-base	0,015	7,84	1,25
8	Base-frontal x 2	2	0,4	1,25
9	Plataforma-barandilla frontal x 2	2,75	8,39	1,25
10	Plataforma-barandilla lateral	0,011	8,39	2,495
11	Plataforma-barandilla lateral	0,011	8,39	0,005
12	Base-lateral	0,008	0,4	2,495

13	Base-lateral	0,008	0,4	0,005
----	--------------	-------	-----	-------

$$c.d.g. = \frac{\Sigma(A \cdot z_x)}{\Sigma A} = \frac{66,19}{13,753} = 4,812m \text{ distancia al eje X}$$

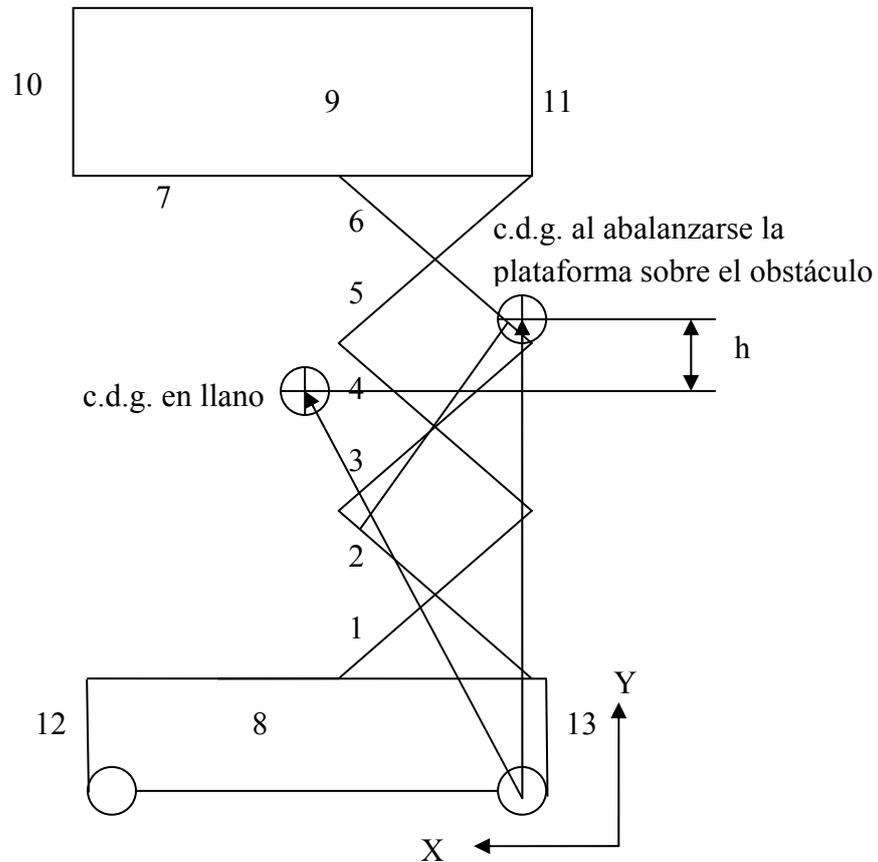
$$c.d.g. = \frac{\Sigma(A \cdot z_y)}{\Sigma A} = \frac{13,73}{13,753} = 0,9983m \text{ distancia al eje Y}$$

$$\text{Energía cinética (Ec)} = \frac{1}{2} m \cdot v^2$$

$$\text{Energía potencial (Ep)} = m \cdot g \cdot h$$

h = altura que adquiere el c.d.g. al inclinarse la grúa con respecto a la posición del c.d.g. en la posición en reposo.

Dirección derecha:



$$x = 0,9983m.$$

$$y = 4,812m.$$

$$\sqrt{(0,9983)^2 + (4,812)^2} = 4,914m$$

$$h = 4,914 - 4,812 = 0,102m$$

$$\text{Energía potencial (Ep)} = m \cdot g \cdot h = m \cdot 9,8 \cdot 0,102 = 1,004 \cdot m$$

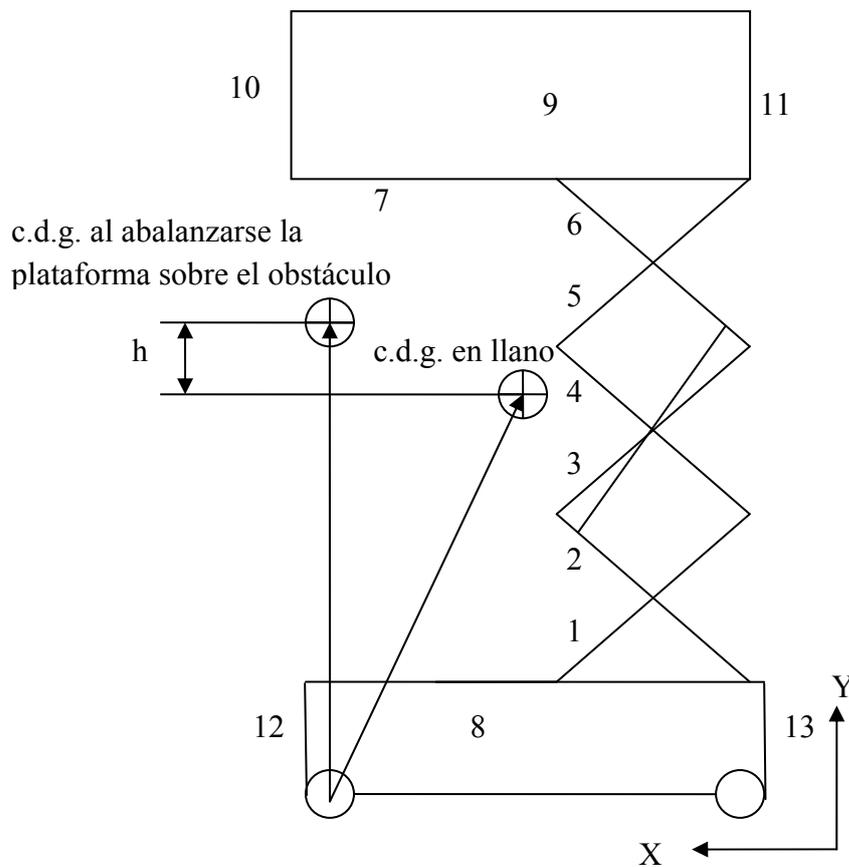
$$\text{Energía cinética (Ec)} = \frac{1}{2} m \cdot v^2 = \frac{1}{2} m \cdot 1,1^2 = 0,605 \cdot m$$

$$v = 4Km/h = 1,1 \text{ m/s}$$

Energía potencial > Energía cinética

No vuelca

Dirección izquierda:



$$x = 2,5 - 0,9983 = 1,5017m.$$

$$y = 4,812m.$$

$$\sqrt{(1,5017)^2 + (4,812)^2} = 5,04m$$

$$h = 5,04 - 4,812 = 0,228m$$

$$\text{Energía potencial (Ep)} = m \cdot g \cdot h = m \cdot 9,8 \cdot 0,228 = 2,243 \cdot m$$

$$\text{Energía cinética (Ec)} = \frac{1}{2} m \cdot v^2 = \frac{1}{2} m \cdot 1,1^2 = 0,605 \cdot m$$

$$v = 4\text{Km/h} = 1,1 \text{ m/s}$$

Energía potencial > Energía cinética

No vuelca

PASADORES

Los pasadores son los eslabones de unión entre las barras y son los elementos que unirán las barras y las dos bases, tanto inferior como superior. Entre los pasadores y las barras se dispondrán cojinetes para evitar el desgaste tanto de los agujeros de las barras en los que va el pasador como del propio pasador.

Los pasadores se calcularán a fallo por cortante y por aplastamiento.

En los pasadores que sirven de unión entre barras de las tijeras se produce cortadura en un solo plano, por lo tanto es simple cortadura, mientras que los pasadores que unen el cilindro hidráulico con los brazos de la tijera tienen dos planos de cortadura, es decir, están sometidos a doble cortadura.

Se utilizará el mismo acero que se utilizó para las barras y para determinar el radio que deben tener, se aplicará la teoría del esfuerzo cortante máximo.

Fallo por cortante según la Teoría del Esfuerzo Cortante Máximo

En primer lugar, se escogerá el coeficiente de seguridad adecuado y se determinará la tensión máxima que puede soportar el acero:

$$\tau_{adm} = \frac{S_y}{2 \cdot C_s} \quad \text{con un coeficiente de seguridad de 3:} \quad \tau_{adm} = \frac{S_y}{2 \cdot 3} = \frac{S_y}{6}$$

La tensión máxima admisible en la superficie viene dada por:

$$\tau_{adm} = \frac{F_A}{n \cdot A} \quad \text{despejando las superficie:} \quad A = \pi \cdot r^2$$

$n = n^\circ$ de planos de cortadura del pasador.

Fallo por aplastamiento:

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma_F}{C_s}$$

Y al igual que antes:

$$\sigma_{adm} = \frac{F_A}{A} \quad \text{despejando:} \quad A = \pi \cdot r^2$$

Una vez obtenido el área ya podremos determinar el radio de pasador necesario.

Con las componentes horizontal y vertical de la fuerza tenemos la fuerza resultante en cada pasador:

Fuerza en cada pasador		
Componentes		Fuerza resultante
V _A	-1428,558	1428,558
H _A	0	
V _B	41,442	383,04
H _B	-380,8	
V _C	787,07	5108,95
H _C	5047,96	
V _D	269,44	5308,7
H _D	-5301,86	
V _E	-2681,79	29692,5
H _E	-29571,15	
V _F	-29,578	15465,7
H _F	15465,7	
V _G	-3187,55	14584,97
H _G	14232,39	
V _H	-177,159	10292,31
H _H	-10290,79	
V _I	-913,35	10457,7
H _I	10417,74	
V _L	-2847,085	24561,8
H _L	-24396,238	

Si calculamos el radio necesario para que un pasador aguante el mayor de los esfuerzos al que va a estar sometido un pasador, sus dimensiones serán válidas para el resto de los pasadores.

La mayor fuerza resultante en un pasador está en el pasador del punto E:

$$F_E = 29692,5 \text{ N}$$

Para el acero escogido: $S_y = 365,6 \text{ N/mm}^2$

Fallo por cortante en pasadores con un plano de cortadura:

$$\tau_{adm} = \frac{S_y}{6} = \frac{365,6}{6} = 60,93 \text{ N}$$

La tensión máxima admisible en la superficie es: $\tau_{adm} = \frac{29692,5}{A}$

$$60,93 = \frac{29692,5}{A} \quad \text{Se despeja } A = 487,32 \text{ mm}^2$$

$$\text{El radio resulta: } r = \sqrt{\frac{A}{\pi}} = \sqrt{\frac{487,32}{\pi}} = 12,45 \text{ mm}$$

Fallo por aplastamiento:

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma_F}{C_S} = \frac{365,6}{3} = 121,76 \text{ N}$$

$$\sigma_{adm} = \frac{F_A}{A} \quad 121,76 = \frac{29692,5}{A} \quad A = 243,86 \text{ mm}^2$$

$$A = \pi \cdot r^2 \quad \text{despejando: } r = \sqrt{\frac{A}{\pi}} = \sqrt{\frac{243,86}{\pi}} = 8,81 \text{ mm}$$

El radio necesario para que no se produzca ninguno de los fallos será el mayor de los radios, por lo tanto necesitamos un radio de 12,45mm para que los pasadores que están sometidos a un solo plano de cortadura soporten los esfuerzos.

Ahora calcularemos el radio mínimo que deben tener los pasadores que están sometidos a dos planos de cortadura, es decir, los que unen el cilindro hidráulico a las estructuras tijera.

Fallo por cortante:

$$\tau_{adm} = \frac{F}{n \cdot A} = \frac{24561,8}{2 \cdot A} \quad \text{la tensión admisible es la misma: } \tau_{adm} = 60,93 \text{ N}$$

$$\text{Igualando } 60,93 = \frac{24561,8}{2 \cdot A} \quad A = 201,55 \text{mm}^2 \quad r = \sqrt{\frac{A}{\pi}} = \sqrt{\frac{201,55}{\pi}} = 8 \text{mm}$$

Fallo por aplastamiento:

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma_F}{C_s} = \frac{365,6}{3} = 121,76 \text{ N}$$

$$\sigma_{adm} = \frac{F_A}{A} = \frac{24561,8}{A}$$

$$\text{Igualando: } 121,76 = \frac{24561,8}{A} \quad A = 201,723 \text{ mm}^2 \quad r = \sqrt{\frac{A}{\pi}} = \sqrt{\frac{201,723}{\pi}} = 8,013 \text{mm}$$

Poniéndonos del lado de la seguridad y atendiendo a criterios de facilidad de montaje y fabricación, se pondrán todos los pasadores con el radio correspondiente al pasador que tiene que aguantar más carga y que por lo tanto sería el mayor en el caso de que se hiciera cada pasador a la medida del esfuerzo que tiene que aguantar.

El radio que ha de tener el pasador sometido a los mayores esfuerzos es: R = 12,45mm.

Diámetro de los pasadores: $12,45 \cdot 2 = 24,9 \text{mm} \sim 25 \text{mm}$.

GEOMETRÍA DE LA UNIÓN CON EL PASADOR

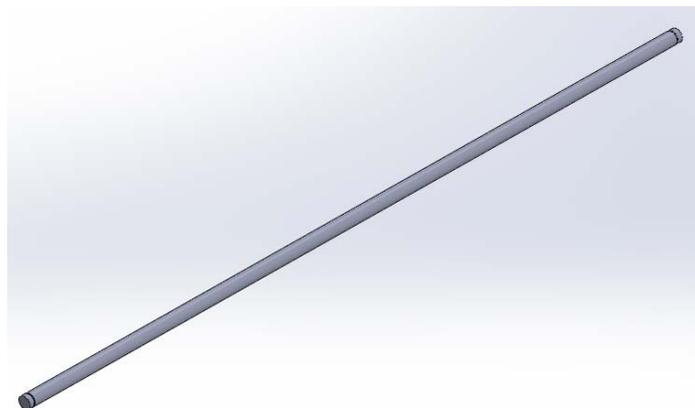
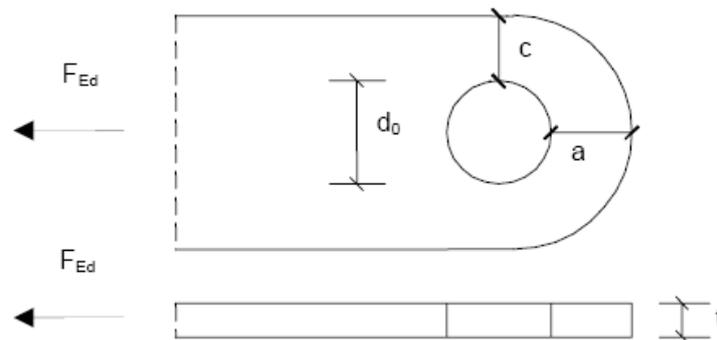
Una vez calculado el perfil necesario, determinamos la disposición del pasador en su unión en los extremos de cada barra según indica el apartado 8.5.4. Pasadores del Documento Básico SE – A:

Para un espesor prefijado las fórmulas son:

$$a \geq \frac{F_{Ed}}{2 \cdot t \cdot f_{yd}} + \frac{2 \cdot d_0}{3} = \frac{29692,5}{2 \cdot 3 \cdot 348,19} + \frac{2 \cdot 25}{3} = 30,87 \text{ mm}$$

$$c \geq \frac{F_{Ed}}{2 \cdot t \cdot f_{yd}} + \frac{d_0}{3} = \frac{29692,5}{2 \cdot 3 \cdot 348,19} + \frac{25}{3} = 22,54 \text{ mm}$$

Espesor prefijado



Coefficiente de concentración de esfuerzos.

En todos los pasadores vamos a practicar una entalla para el alojamiento de una arandela de sujeción para que el pasador no se deslice entre las barras durante las fases de elevación y descenso con el consiguiente riesgo de que se desarme la estructura.

Por ello, según la teoría del diseño de ejes de máquinas, cualquier discontinuidad o cambio de sección, tales como rayas, agujeros, entallas, curvas, cambios de sección o ranuras, constituye una causa de aumento de esfuerzo o concentrador de esfuerzo. Dará lugar a una concentración de esfuerzo o a un esfuerzo localizado, que es mayor que el esfuerzo promedial o nominal.

Las concentraciones de esfuerzo son importantes en los materiales dúctiles solamente cuando las cargas son repetitivas, pues el esfuerzo en los puntos de concentración puede exceder la resistencia a la fatiga y entonces la pieza rompe eventualmente por fatiga.

El grado de concentración de esfuerzo se suele indicar por un factor o coeficiente de concentración de esfuerzo K_t que es el razón del esfuerzo local máximo teórico dividido por el esfuerzo nominal calculado y que se puede relacionar con un factor llamado sensibilidad a la entalla “q” mediante la expresión:

$$K_f = 1 + q(K_t - 1)$$

K_f = coeficiente de reducción de la resistencia a la fatiga

La entalla tendrá las siguientes dimensiones:

Diámetro: 24,2mm.

Anchura: 1,2mm.

Al ser uno radio de acuerdo y una anchura de 1,2mm muy pequeña, se puede coger:

$$q = 0$$

Sin embargo para asegurarnos de que la entalla para la arandela no afecta en gran medida a la resistencia del pasador en esa zona, se va a calcular la sensibilidad a la entalla “q”.

Aunque la entalla que se ha diseñado es recta, se va a poner un radio de curvatura igual a la distancia entre la superficie de la entalla y la superficie del pasador:

$$\frac{25 - 24,2}{2} = 0,4mm$$

Para determinar “q” se utiliza la gráfica Figura 6-20 de “Diseño en ingeniería mecánica” del autor Shigley.

Son necesarios dos valores para entrar en la gráfica:

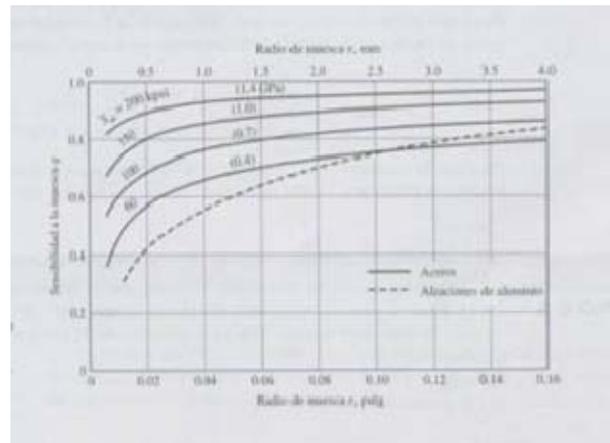
r = radio de curvatura de la entalla r = 0,4mm.

S_{ut} = 0,44 GPa en Tabla A-23 del mismo libro se toma el valor del acero cuya designación es 1020. El escogido para este proyecto es el 1022 de similares propiedades.

Tabla A-23
Propiedades esfuerzo-deformación media monótona y cíclica de aceros seleccionados Fuente: ASM Metals Reference Book, 2a. ed for Metals, Metals Park, Ohio, 1983, p. 217.

Grado a)	Orientación e)	Descripción f)	Dureza HB	Resistencia a la tensión S _u		Reducción en área %	Deformación verdadera a la fractura e ₁		Módulo de elasticidad E		Coeficiente de resistencia a la fatiga σ _f		Exponente de resistencia a la fatiga b
				MPa	ksi		MPa	10 ⁶ psi	MPa	ksi			
A538A b)	L	STA	405	1 515	220	67	1.10	185	27	1 655	240	-0.065	
A538B b)	L	STA	460	1 860	270	56	0.82	185	27	2 135	310	-0.071	
A538C b)	L	STA	480	2 000	290	55	0.81	180	26	2 240	325	-0.07	
AM-350 d)	L	HR, A		1 315	191	52	0.74	195	28	2 800	406	-0.14	
AM-350 d)	L	CD	496	1 905	276	20	0.23	180	26	2 690	390	-0.102	
Gainex d)	LT	Lámina HR		530	77	58	0.86	200	29.2	805	117	-0.07	
Gainex d)	L	Lámina HR		510	74	64	1.02	200	29.2	805	117	-0.071	
H-11	L	Ausformado	660	2 585	375	33	0.40	205	30	3 170	460	-0.077	
RQC-100 d)	LT	Placa HR	290	940	136	43	0.56	205	30	1 240	180	-0.07	
RQC-100 d)	L	Placa HR	290	930	135	67	1.02	205	30	1 240	180	-0.07	
10B62	L	TyR	430	1 640	238	38	0.89	195	28	1 780	258	-0.067	
1005-1009	LT	Lámina HR	90	360	52	73	1.3	205	30	580	84	-0.09	
1005-1009	LT	Lámina CD	125	470	68	66	1.09	205	30	515	75	-0.059	
1005-1009	L	Lámina CD	125	415	60	64	1.02	200	29	540	78	-0.073	
1005-1009	L	Lámina HR	90	345	50	80	1.6	200	29	640	93	-0.109	
1015	L	Normalizado	80	415	60	68	1.14	205	30	825	120	-0.11	
1020	L	Placa HR	108	440	64	62	0.96	205	29.5	895	130	-0.12	
1040	L	Como sale de la forja	225	620	90	60	0.93	200	29	1 540	223	-0.14	
1045	L	TyR	225	725	105	65	1.04	200	29	1 225	178	-0.095	
1045	L	TyR	410	1 450	210	51	0.72	200	29	1 860	270	-0.073	
1045	L	TyR	390	1 345	195	59	0.89	205	30	1 585	230	-0.074	
1045	L	TyR	450	1 585	230	55	0.81	205	30	1 795	260	-0.07	
1045	L	TyR	500	1 825	265	51	0.71	205	30	2 275	330	-0.08	
1045	L	TyR	595	2 240	325	41	0.52	205	30	2 725	395	-0.081	
1144	L	CDSR	265	930	135	33	0.51	195	28.5	1 000	145	-0.08	

Figura 6-20 de “Diseño en ingeniería mecánica”:



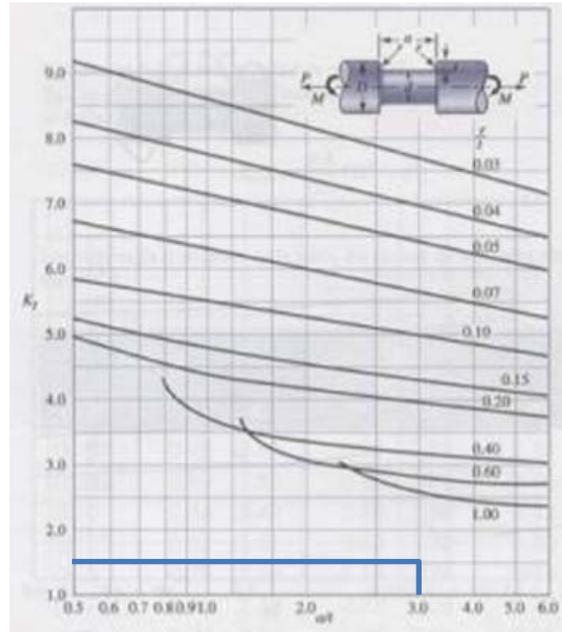
De la gráfica resulta el valor: $q = 0.55$

Esto indica que la sensibilidad del pasador a la entalla es media. Teniendo en cuenta que para el cálculo de el radio de los pasadores se ha empleado un coeficiente de seguridad $C_s = 3$, se puede concluir que la muesca no a afectar de forma crítica al funcionamiento de la plataforma.

Para determinar el valor de k_t , vamos a la gráfica Fig A-15-16 del libro “Diseño en ingeniería mecánica” del autor Shigley con los siguientes valores.

$$\frac{a}{t} = \frac{1,2}{0,4} = 3$$

$$\frac{r}{t} = \frac{1}{0,4} = 2,5$$



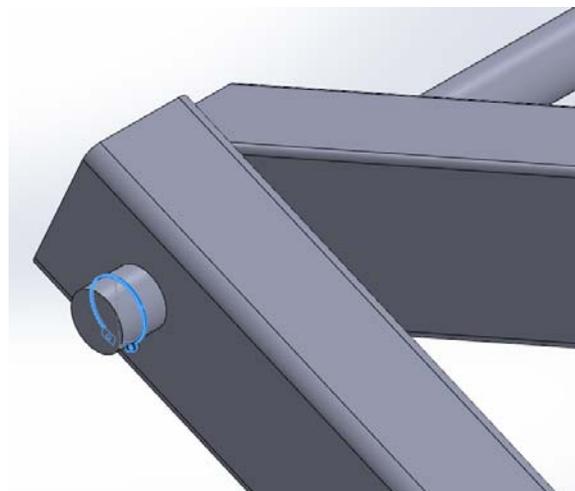
Se toma un valor en la tabla de: $k_t = 1,5$

$$K_f = 1 + q(K_t - 1) = 1 + 0,55(1,5 - 1) = 1,275$$

El valor de k_f difiere del valor de k_t , es decir la entalla afecta pero no forma crítica.

Sin embargo, la entalla que se ha diseñado es recta y de muy pequeñas dimensiones tanto en la anchura como en la profundidad, por lo tanto se podrá tomar $q = 0$, de esta forma los valores los valores k_t y k_f son distantes entre sí y se considera que la sensibilidad a la entalla del pasador es despreciable.

En esta entalla se pondrá una arandela de seguridad a presión que sujetará el pasador por el exterior, en la imagen está señalada en azul.

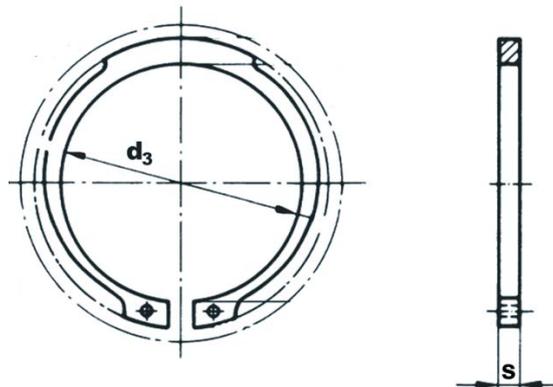


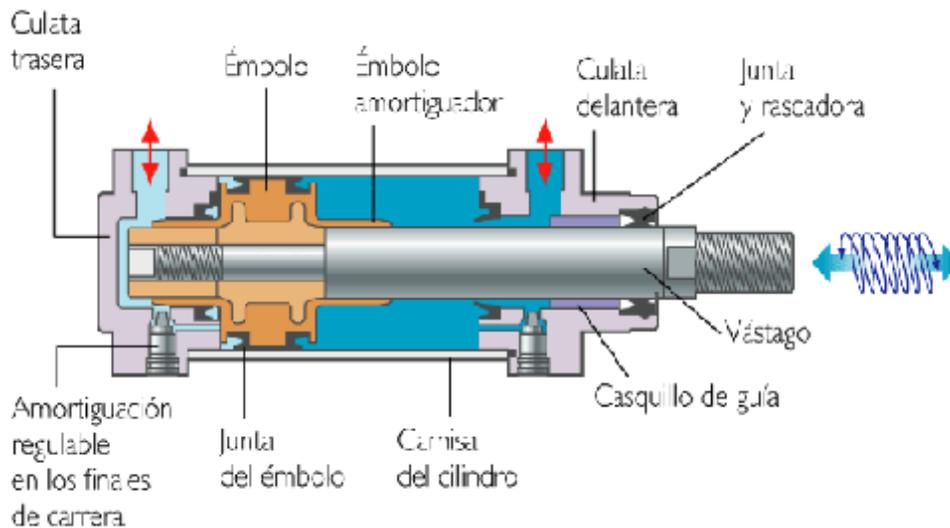
Se ha seleccionado una arandela de “Schnorr” con las siguientes dimensiones:

Diámetro interior = 24,2mm.

Diámetro exterior = 26mm.

Anchura “s” = 1,2mm.





Para elegir el cilindro hidráulico necesario para la grúa tijera, tenemos que atender a los siguientes parámetros:

- Dimensiones del pistón tanto comprimido como extendido.
- Diámetro del pistón.
- Carrera del vástago.
- Diámetro mínimo del vástago para evitar pandeo.
- Presión a la que va a trabajar el fluido.
- Espesor de la pared del cilindro.

El principal condicionante a la hora de elegir el pistón para esta máquina es que se necesita una carrera muy larga y que al comprimirse ocupe menos de 2,5m que es la longitud de las barras. Estudiando las diferentes posiciones, se concluye que el cilindro comprimido tendrá una longitud de 1,89m. y extendido alcanzará los 3m.

Al ser una carrera tan larga, será necesario calcular el vástago para evitar el pandeo en su máxima extensión.

El diámetro mínimo que ha de tener el vástago para evitar el pandeo según la ecuación de Euler es:

$$F = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{\nu \cdot L_k^2} \Rightarrow I = \frac{\nu \cdot F \cdot L_k^2}{E \cdot \pi^2}$$

E = módulo de elasticidad del acero = 210000 N/mm²

I = momento de inercia de la superficie en mm⁴.

Para una sección circular $I = \frac{d^4 \cdot \pi}{64} \Rightarrow d = \sqrt[4]{\frac{64 \cdot I}{\pi}}$

ν = factor de seguridad = 3,5.

$L_k = \beta \cdot L$ longitud de pandeo libre en mm.

Tipo de fijación cilindro	Esquema de montaje	Factor de pandeo (β)
Unión con vástago articulada y guiado Cilindro fijado mediante articulación en parte intermedia ó rigidamente en parte posterior		1.5
Unión con vástago rígida, pero no guiado (simplemente apoyado en superficie) Cilindro fijado rigidamente		2.0
Unión con vástago articulada y guiado Cilindro fijado mediante articulación en parte posterior		2.0
Unión con vástago articulada pero no guiado (simplemente apoyado en superficie) Cilindro fijado mediante articulación en parte intermedia		3.0

β : depende de las condiciones de apoyo. En nuestro caso $\beta = 2$

L = longitud de la carrera del vástago = (longitud del pistón extendido – longitud del pistón comprimido) = $3 - 1,89 = 1,11\text{m}$.

$$L_k = 1,11 \cdot 2 = 2,22\text{m} = 2220\text{mm}.$$

d = diámetro del vástago del pistón.

$$F = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{\nu \cdot L_k^2} \Rightarrow I = \frac{\nu \cdot F \cdot L_k^2}{E \cdot \pi^2} = \frac{3,5 \cdot 10457,7 \cdot (2220)^2}{210000 \cdot \pi^2} = 87034,43\text{mm}^4$$

$$I = \frac{d^4 \cdot \pi}{64} \Rightarrow d = \sqrt[4]{\frac{64 \cdot I}{\pi}} = \sqrt[4]{\frac{64 \cdot 87034,43}{\pi}} = 36,49\text{mm}$$

No hay vástagos con esas medidas, hay que escoger uno mayor poniéndonos del lado de la seguridad, diámetro del vástago del pistón = 40mm.

Comprobamos que con este diámetro la fuerza necesaria para el pandeo es mayor que la fuerza de trabajo:

$$I = \frac{d^4 \cdot \pi}{64} = \frac{40^4 \cdot \pi}{64} = 125663,7\text{mm}^4$$

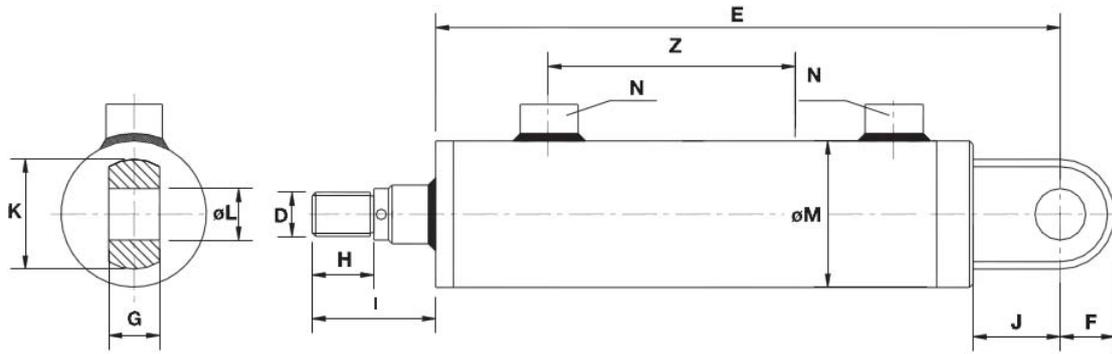
$$F = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{\nu \cdot L_k^2} = \frac{\pi^2 \cdot 210000 \cdot 125663,7}{3,5 \cdot (2220)^2} = 15099,23\text{N} > 10457,7\text{N}$$

En efecto, la fuerza máxima a la que va a estar sometido el cilindro va a ser menor que la fuerza necesaria para que se produzca pandeo con las dimensiones escogidas. El cilindro hidráulico necesario para nuestra máquina debe tener las siguientes características:

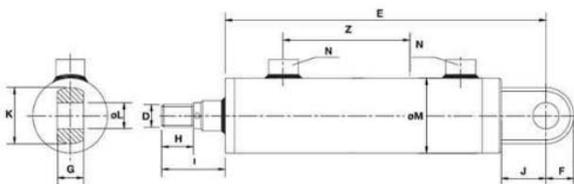
Diámetro del vástago = 40mm.

Fuerza a realizar = 10457,7 N.

Carrera = 1100mm.



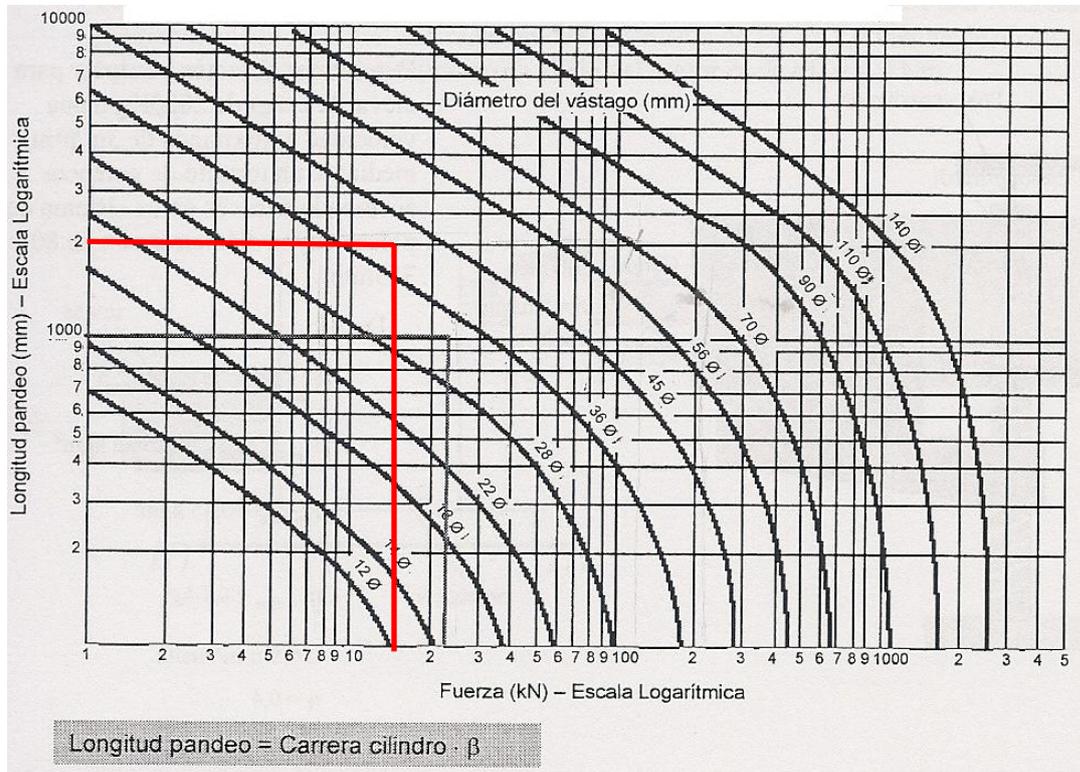
REF.	Ø VAST. ROD	Ø PISTÓN	Z CARRERA STROKE	E	D	F	G	H	I	J	K	L	M	N BSP
8300/Z	20	32	50 - 2000	127 + Z	M14x1,5	13	16	18	35	20	26	12	42	1/4
8301/Z	22	40	50 - 2000	122 + Z	M16x1,5	16	20	22	40	25	32	16	50	3/8
8302/Z	25													
8303/Z	28													
8304/Z	25	50	50 - 2000	132 + Z	M20x1,5	20	25	28	48	28	40	20	60	3/8
8305/Z	28													
8306/Z	30													
8307/Z	36													
8308/Z	30													
8309/Z	35													
8310/Z	40	60	50 - 2000	138 + Z	M27x2	25	32	36	58	32	50	25	70	3/8
8311/Z	36	63	50 - 2000	138 + Z	M27x2	25	32	36	58	32	50	25	75	3/8
8312/Z	40													
8313/Z	45													
8314/Z	35													
8315/Z	40	70	50 - 2000	146 + Z	M27x2	25	32	36	58	32	50	25	80	3/8
8316/Z	45													
8317/Z	36													
8318/Z	40													
8319/Z	45													
8320/Z	50	80	50 - 2000	171 + Z	M33x2	32	40	45	68	45	64	32	95	3/8
8321/Z	56													
8322/Z	45													
8323/Z	50													
8324/Z	56													
8325/Z	60	100	50 - 2000	193 + Z	M42x2	40	50	56	85	55	80	40	115	1/2
8326/Z	70													
8327/Z	70													
8328/Z	90													
8329/Z	80													
8330/Z	90	125	50 - 2000	260 + Z	M48x2	50	60	63	92	65	100	50	145	3/4
8331/Z	110													
8332/Z	110													
8333/Z	110													
8334/Z	110													
8335/Z	110	140	50 - 2000	293 + Z	M64x3	56	65	85	120	70	112	56	160	3/4
8336/Z	110													
8337/Z	110													
8338/Z	110													
8339/Z	110													
8340/Z	110	160	50 - 2000	313 + Z	M80x3	63	80	95	130	75	126	63	180	1
8341/Z	110													
8342/Z	110													
8343/Z	110													
8344/Z	110													
8345/Z	110	200	50 - 2000	373 + Z	M80x3	80	100	95	130	95	160	80	230	1
8346/Z	110													
8347/Z	110													
8348/Z	110													
8349/Z	110													



Cilindros D.E. Charnela Trasera

Presión máxima de utilización	200 bar
Presión de prueba	300bar
Velocidad máxima de utilización	0,5 m/segundo
Temperatura	-30°C a +90°C
Fluido	Aceite hidráulico mineral
Vástago	Junta compacta termoplástico de poliuretano de doble labio
Pistón	Junta compacta de poliuretano + nitrilo
	Guías en material termoplástico, poliacetal especial reforzado con fibra

Con la siguiente gráfica tenemos certeza de que el cilindro escogido es adecuado. El punto de intersección queda entre los valores de 36mm a 45mm de diámetro de vástago. Se ha escogido un cilindro con un vástago de 40mm por lo tanto entra dentro del rango marcado por la gráfica.



Presión máxima de utilización = 200 bares = 2000N/cm²

Presión de prueba = 300 bares.

Velocidad máxima = 0,5m/s.

Se comprueba que la presión de 200 bares es suficiente:

Según la fórmula: $P = \frac{F}{A}$

De esta expresión conocemos la fuerza que tiene que realizar el cilindro para elevar la plataforma en la posición más desfavorable y la presión máxima que puede desarrollar.

$$A = \frac{F}{P} = \frac{10457,7}{2000} = 5,22 \text{ cm}^2 \quad r = \sqrt{\frac{A}{\pi}} = \sqrt{\frac{5,22}{\pi}} = 1,29 \text{ cm}$$

Si se aplicase la presión máxima en el cilindro, bastaría con un radio de 1,29cm que es menor que 30mm que es el diámetro del pistón escogido (ver tabla superior). El cilindro escogido cumple con los requisitos.

Se calcula ahora la presión para el cilindro elegido:

$$P = \frac{F}{A} = \frac{10457,7}{\pi \cdot 30^2} = 3,69 \text{ N/mm}^2 = 36,98 \text{ bares}$$

Ahora pasamos a calcular el espesor necesario en el cilindro. Para ello habrá que estudiar las tensiones que se producen. Para el cálculo de estas tensiones hay que distinguir entre dos suposiciones, que el cilindro sea de pared delgada o que sea de pared gruesa, puesto que las tensiones no son las mismas en ambos casos:

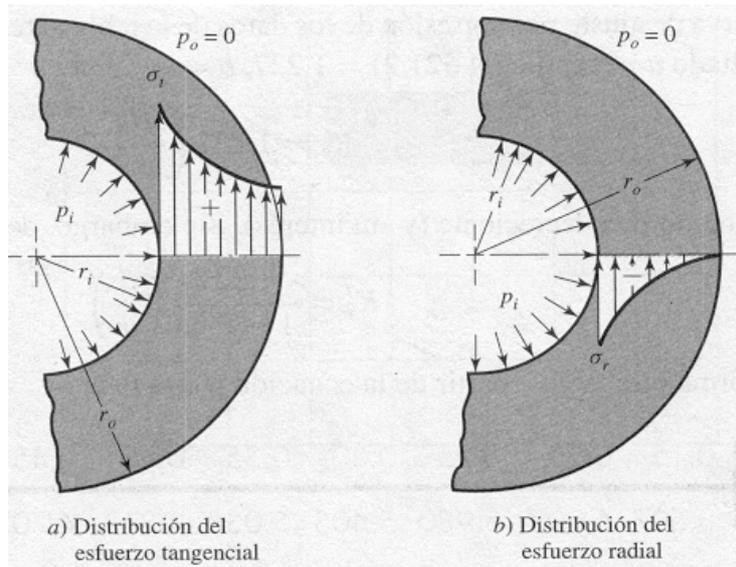
- Si el cilindro es de pared delgada se cumple la relación: $e < d/40$.
- Si el cilindro es de pared gruesa se cumple la relación: $e > d/40$

Como el espesor del cilindro es desconocido, el proceso que se seguirá es tomar una de las hipótesis como correcta, y si se cumple tendremos el tipo de pared de nuestro cilindro, en caso contrario, hay que comprobar que la hipótesis acertada es la otra.

Hipótesis de pared delgada según el autor Shigley en el texto: “Diseño en ingeniería mecánica”

En los recipientes cilíndricos presurizados como es el caso del cilindro hidráulico que se va a emplear para controlar los movimientos de elevación y descenso de la Plataforma Elevadora Móvil de Personal se desarrollan esfuerzos radiales y tangenciales cuya intensidad depende del radio del elemento considerado.

Una vez determinado el esfuerzo radial σ_r y el esfuerzo tangencial σ_t , se considera que la deformación longitudinal es constante alrededor de la circunferencia del cilindro, es decir, se admite la hipótesis de que una sección recta del cilindro sigue siendo recta después de ser sometida al esfuerzo.



En el ejemplo concreto que se muestra en la imagen. $P_o = 0$, se muestran las distribuciones de los esfuerzos radial y tangencial, cuyas expresiones son:

$$\sigma_t = \frac{r_i^2 \cdot p_i}{r_o^2 - r_i^2} \left(1 + \frac{r_o^2}{r^2} \right)$$

$$\sigma_r = \frac{r_i^2 \cdot p_i}{r_o^2 - r_i^2} \left(1 - \frac{r_o^2}{r^2} \right)$$

El esfuerzo longitudinal que se produce cuando el pistón absorbe las reacciones en los extremos debidas a la presión interna es: $\sigma_l = \frac{r_i^2 \cdot p_i}{r_o^2 - r_i^2}$

Esfuerzos en cilindros de pared delgada

Se considera que un recipiente cilíndrico es de pared delgada cuando se cumple la relación: $e \leq \frac{r}{20}$, en estos casos el esfuerzo radial es muy pequeño comparado con el esfuerzo tangencial, y es el esfuerzo radial el que aguanta la fuerza que tiende a separar las dos mitades del cilindro actuando de manera uniforme sobre todo el área sometida al esfuerzo.

El esfuerzo tangencial es: $(\sigma_t)_{m\acute{a}x} = \frac{p \cdot (d_i + t)}{2 \cdot t}$

El esfuerzo longitudinal también se supone uniformemente distribuido: $\sigma_l = \frac{p \cdot d_i}{4 \cdot t}$

$$\sigma_\theta = (\sigma_t)_{m\acute{a}x} = P \cdot \frac{d}{2 \cdot e} = 3,69 \cdot \frac{60}{2 \cdot e} = \frac{110,7}{e}$$

$$\sigma_z = \sigma_l = P \cdot \frac{d}{4 \cdot e} = 3,69 \cdot \frac{60}{4 \cdot e} = \frac{55,35}{e}$$

$$\sigma_r = 0$$

Con estas tensiones calculamos la tensión de von Mises asignando los valores:

$$\sigma_1 = \sigma_\theta = \frac{110,7}{e}$$

$$\sigma_2 = \sigma_z = \frac{55,35}{e}$$

$$\sigma_3 = \sigma_r = 0$$

$$\sigma_{VON MISES} = \sqrt{\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}{2}} = \frac{135,57}{e \cdot \sqrt{2}}$$

Por otra parte se plantea la relación que planteamos que vimos cuando hicimos el estudio de las barras para determinar la sección necesaria.

$$\sigma_{VON MISES} = \frac{s_y}{\text{Coeficiente de seguridad}} = \frac{365,6}{3} = 121,86 \text{ N/mm}^2$$

$$\text{Igualando términos: } \frac{135,57}{e \cdot \sqrt{2}} = 121,86 \quad e = 0,7867 \text{ mm. } \approx 1 \text{ mm.}$$

$$e < \frac{d}{40} = \frac{60}{40} = 1,5 \text{ mm}$$

$e = 1\text{ mm} < 1,5\text{ mm}$. La hipótesis de pared delgada es correcta.

No es necesario plantear la hipótesis de pared gruesa.

Un espesor de 1mm es suficiente para que el cilindro aguante las fuerzas.

CAUDAL EN EL CILINDRO

La velocidad máxima de utilización del cilindro es de $0,5\text{ m/s} = 500\text{ mm/s}$. Para hallar el caudal empleamos la expresión:

$$Q = v \cdot A$$

$Q = \text{caudal}$.

$v = \text{velocidad}$.

$A = \text{superficie en la que hace fuerza el fluido}$.

Dado que el caudal depende del área, hay dos caudales distintos para la misma velocidad máxima de utilización: caudal para ascender a máxima velocidad y caudal para descender a máxima velocidad. Esto se debe a que el mismo fluido ejerce la fuerza sobre dos áreas diferentes:

$$\text{Área del pistón } (\Phi = 60\text{ mm}) = 2827,43\text{ mm}^2$$

$$\text{Área del vástago } (\Phi = 40\text{ mm}) = 1256,63\text{ mm}^2$$

Caudal necesario para el ascenso a la máxima velocidad:

$$Q = v \cdot A_{\text{pistón}} = 500 \cdot 2827,43 = 1413715\text{ mm}^3/\text{s} = 1,413\text{ dm}^3/\text{s} = 1,413\text{ l/s}$$

Caudal necesario para el descenso a la máxima velocidad:

$$Q = v \cdot (A_{\text{pistón}} - A_{\text{vástago}}) = 500 \cdot (2827,43 - 1256,63) = 785400\text{ mm}^3/\text{s} = 0,7854\text{ dm}^3/\text{s} = 0,7854\text{ l/s}$$

Los datos que tenemos para elegir la bomba que impulsará el líquido por el fluido son:

Caudal: Q (ascenso) = 1,413 l/s = 84,78 l/min

La presión máxima de funcionamiento deberá desarrollarla la máquina cuando parte del reposo, en este momento la presión será de 36,98 bares. La bomba hidráulica que cumple estas características es un motor hidráulico SERIE EPMS de la empresa CILINDROS Y CROMADOS cuya tabla se ve abajo.

CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS (continuación)

	Tipo	EPMS 200	EPMS 250	EPMS 315	EPMS 400
Desplazamiento	(cm ³ /rev.)	200	250	314,9	397
Velocidad máxima (RPM)	cont.	375	300	240	185
	int.*	450	360	285	225
Par máximo (daNm)	cont.	40	45	54	58
	int.*	50	54	63	69
	cresta **	65	69	84	85
Potencia de salida máxima (kw)	cont.	14	12,5	11,5	10
	int.*	17,5	15	13,5	13
Caidas máximas de presión (bar)	cont.	140	125	120	100
	int.*	175	155	140	120
	cresta **	225	200	185	140
Caudal de aceite máximo (l/min)	cont.	75	75	75	75
	int.*	90	90	90	90
Presión de entrada máxima (bar)	cont.	210	210	210	210
	int.*	250	250	250	250
	cresta **	300	300	300	300
Presión máxima en la junta del eje sin tubería de drenaje (bar)	cont. 0-100 RPM	75	75	75	75
	cont. 100-300 RPM	50	50	50	50
	cont. >300 RPM	20	-	-	-
	int.* 0-máx. RPM	75	75	75	75
Presión de retorno máxima con tubería de drenaje (bar)	cont.	140	140	140	140
	int.*	175	175	175	175
	cresta **	210	210	210	210
Presión de arranque máx. sin carga en eje (bar)		8	8	8	8
Par de arranque mínimo (daNm)	caída a presión máx. cont.*	33	36	44	47
	caída a presión máx. int.*	41	44	52	55
Velocidad mínima (RPM)	RPM	6	6	5	5
Peso medio (kg)	EPMS	11,1	11,6	12,3	13,2
	EPMSW	11,6	12,1	12,8	13,7
	EPMSS	9,1	9,6	10,3	11,2
	EPMSB	17,7	18,2	18,9	19,8

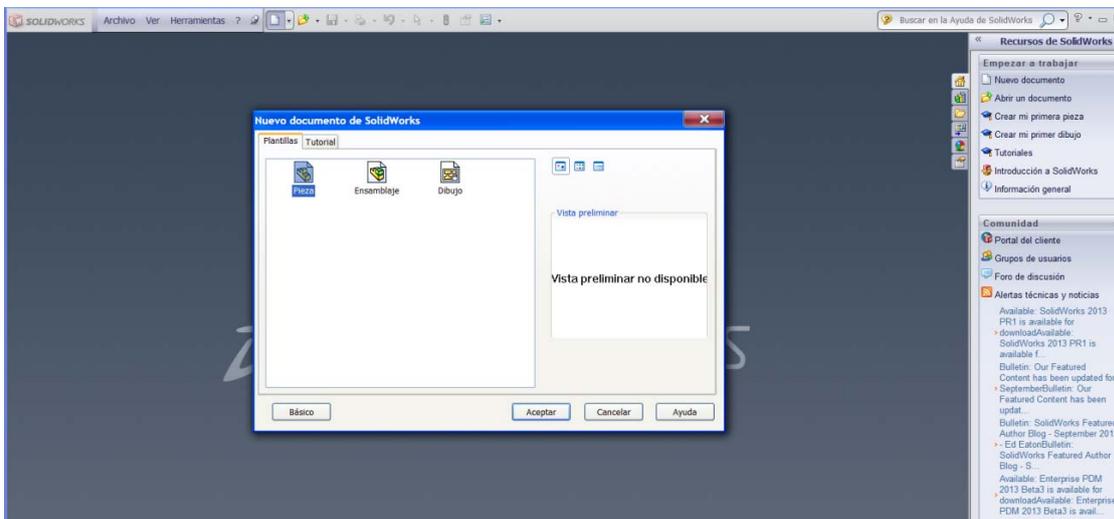
- 1- Velocidad intermitente y presión intermitente no deben suceder simultáneamente.
- 2- La viscosidad mínima del aceite es 12 cSt en temperatura de funcionamiento.
- 3- La temperatura máxima recomendada de funcionamiento del sistema es 82 ° C.
- 4- Para asegurar una vida óptima del motor, funcionar con líquido de prueba a velocidad y carga moderada de 15 a 30 minutos.

DISEÑO DE LA PLATAFORMA EN SOLID WORKS

DISEÑO DE LA PLATAFORMA EN SOLID WORKS

Después de haber realizado los estudios analíticos y haber fijado las dimensiones principales de las piezas, pasamos a dibujar las Plataforma Elevadora Móvil de Personal en el programa de 3D Solid Works. También se usará este programa para trazar todos los planos necesarios para definir la geometría y dimensiones de todas las piezas que componen el conjunto de la grúa.

Para ello según de inicia el programa, nos da tres opciones:



- Pieza: en este espacio de dibujo se diseñarán todas las piezas por separado.
- Ensamblaje: aquí se juntarán todas las piezas a las que se las aplicará las correspondientes relaciones de posición en función del papel que lleven a cabo en el ensamblaje general.
- Dibujo: esta aplicación nos permite trazar los planos de las piezas antes dibujadas y acotarles.

En primer lugar se lleva a cabo el modelizado de cada pieza:

- Chasis o base de la grúa
- Barras.
- Pasadores:
 - Los que unen las barras por los extremos.
 - Los que unen las barras por su punto central.
 - Los que unen la estructura tijera a la base y a la plataforma.
- Plataforma.
- Barandillas.
- Puerta de acceso a la plataforma.
- Ruedas.
- Eje de las ruedas.
- Arandela de sujeción.
- Cilindro hidráulico.
- Vástago del cilindro hidráulico.

BARRAS

En el caso de las barras, puesto que las dos estructuras tijera son iguales, se mostrará el diseño de todas las barras de una de las estructuras, ya que en la otra estructura ocupan las mismas barras las mismas posiciones. Las barras se indican mediante letras que corresponden de izquierda a derecha con los taladros de las barras. Esta designación es la misma que se ha empleado a la hora de hacer el cálculo de la posición más desfavorable.

Barra ACLE



En estas barras se dispone un cuarto taladro “L”, el segundo desde el extremo derecho de la barra para poder colocar el pasador en el que se sujetará el cilindro hidráulico por el vástago. En el taladro del extremo superior “A” irá acoplado el patín de forma que permita tanto el desplazamiento en el eje X como el giro en el eje Z gracias al cual la barra se deslizará a lo largo del plano inferior de la plataforma.

El taladro situado en el centro “C” se unirá con el taladro central “C” de la barra DCB mediante un pasador, mientras que en el punto “E” se unirá la barra GFE.

Barra DCB



Consta de los tres taladros para colocar los pasadores que unen a las tijeras entre sí, y el extremo superior “B” es el que se unirá a la base de la plataforma mediante una articulación que sólo permita el giro en el eje Z y se ha redondeado para evitar la interferencia con los bordes. Esta barra se unirá a la DFH por el extremo inferior, punto “D”.

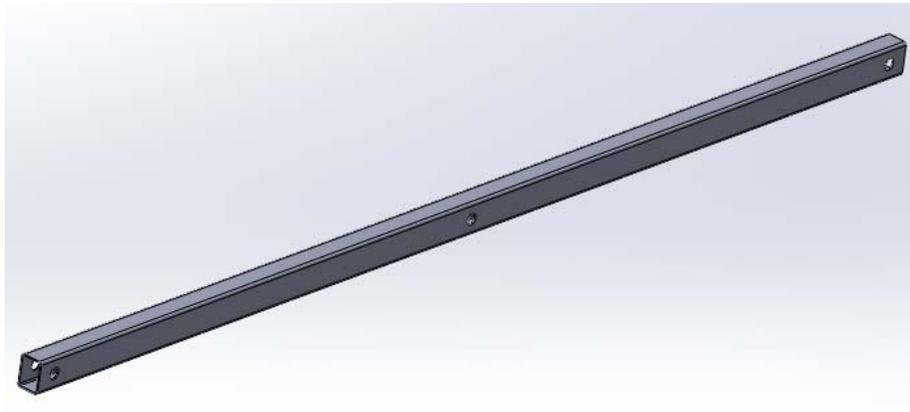
Barra DFH



Al igual que la barra DCB tiene los tres taladros por la misma razón antes expuesta. En este caso no se redondea ningún extremo ya que no hay peligro de que pueda colisionar con otros elementos de la estructura y de esta forma la fabricación es más sencilla con la consecuente disminución del coste.

La barra DFH está ligada a la barra GFE a través de la articulación central “F” y a la barra JIH por la articulación del extremo derecho “H”.

Barra GFE



La geometría es la misma que la de la barra DFH pero con la posición de trabajo invertida. Se une a la barra GLIK por la articulación de la izquierda “G”.

Barra GLIK



Barra con cuatro taladros, el segundo taladro “L” desde el extremo izquierdo es el que albergará el pasador que sirve como apoyo inferior al cilindro hidráulico. El extremo derecho de la barra “K” se acopla al chasis de la grúa mediante una unión que sólo permite el giro y que se ha redondeado para evitar colisiones con los elementos del chasis de la grúa. Esta barra se une a la JIH por el punto central “T”.

Barra JIH



En le extremo inferior de este perfil “J” se acoplará el pasador que alojará el patín que permitirá el movimiento rectilíneo en el eje X a lo largo del chasis de la grúa para que las dos estructuras tijeras se eleven o descendan. Además se debe permitir el giro en el eje Z.

Pasadores

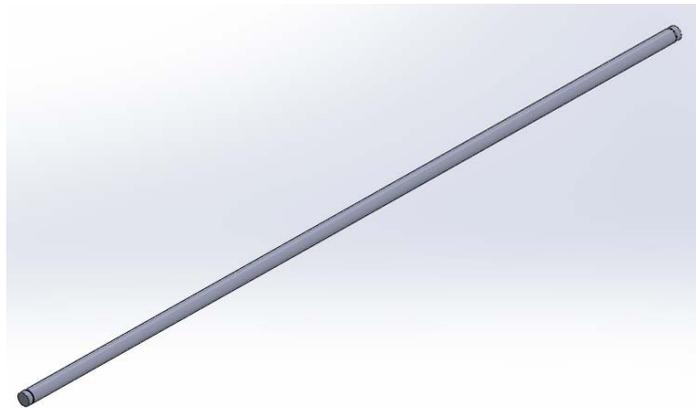
Son todos iguales en diámetro 25mm, pero se diferencian en tres grupos por su longitud:

- Los pasadores que unen las barras por los extremos y en los que va apoyado el cilindro hidráulico: D, E, G, H, L.

Estos pasadores unirán las dos estructuras tijeras entre sí, con lo que se cumplirán dos funciones:

- Servir de junta de articulación entre dos barras de cada tijera.
- Se favorecerá la estabilidad y sincronía tanto en el movimiento de elevación como de descenso de la plataforma.

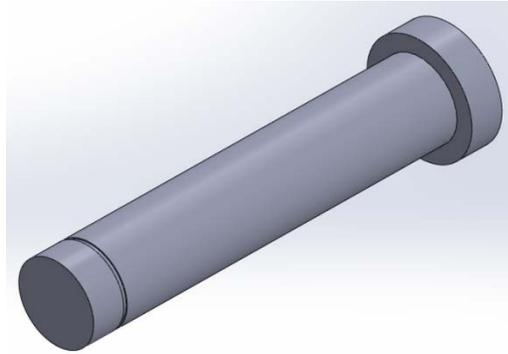
Para cumplir la segunda condición el pasador tendrá una longitud de 1452,4mm. ya que además de unir las dos estructuras tijera ha de acoplarse en ella una arandela en cada extremo que limite el movimiento en dirección axial del pasador. La arandela se alojará en una entalla de 1,2mm de longitud y 4mm de profundidad realizada a cada lado del pasador.



- Los pasadores que van acoplados a las articulaciones centrales de las barras: C, F, I.

Estos pasadores no pasan de una estructura tijera a la otra ya que esto ocasiona problemas de interferencias con el pistón hidráulico. Por esta razón tienen una longitud de: 121,2mm que les permite unir dos barras y colocar una arandela de

sujeción en una entalla como la comentada anteriormente. Sólo tienen una arandela ya que para mayor seguridad, en unos de los extremos se dispone de un tapón.

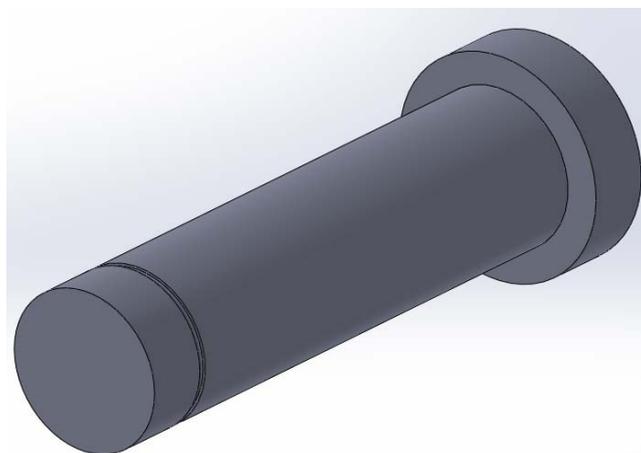


- Los pasadores a los que va acoplado el patín: A y J; así como los que unen las estructuras tijera con la base y la plataforma: B, K.

Constan de un tapón y una entalla para la arandela de sujeción, pero su longitud es menor porque sólo tienen que cubrir la longitud de una barra. Y aunque podríamos hacer dos pasadores distintos:

- Uno para unir el perfil al patín.
- Otro para acoplar la barra tanto a la base como a la plataforma.

Se escogerá la segunda opción ya que con ella también se cumple la primera. Así, el pasador tendrá una longitud de: 91,2mm.

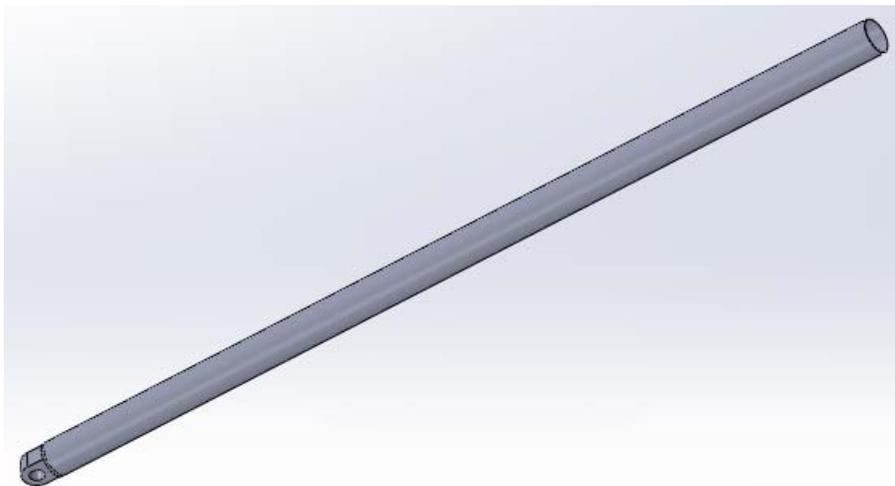


Cilindro hidráulico

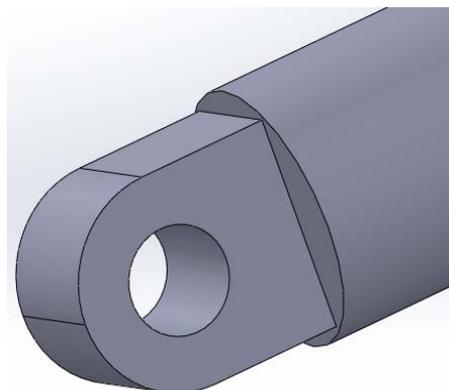
El cilindro hidráulico ya se ha dimensionado con las siguientes magnitudes:

- Longitud: 1643mm.
- Espesor de la pared: 1mm.

Se acopla además un “gancho” cilíndrico en el extremo inferior para facilitar su acople al pasador.

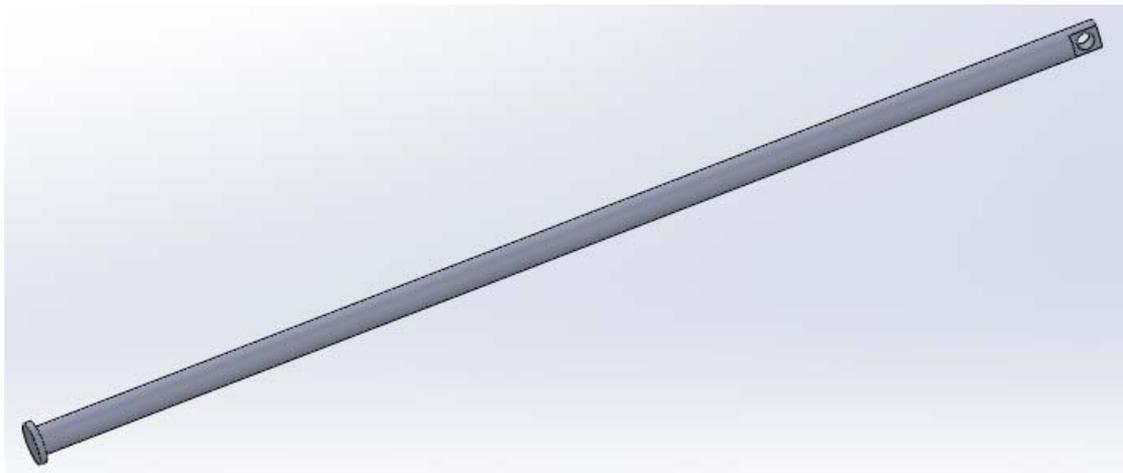


Detalle del “gancho”

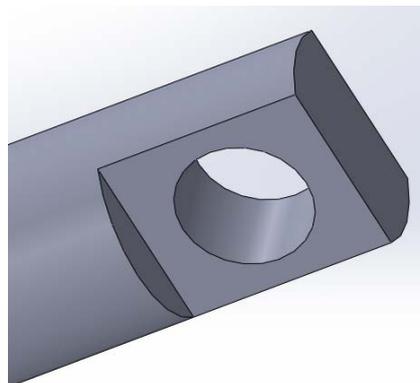


Vástago del cilindro

El vástago también se dimensionó con el diámetro mínimo necesario para evitar el fenómeno del pandeo: 40mm y la longitud de carrera necesaria de forma que alcanzará la posición de altura máxima y no hubiera problemas de longitud ni interferencias con otros elementos durante el plegado de la estructura tijera.



Al igual que con en el cilindro, al vástago también se le dota de un enganche para el pasador:



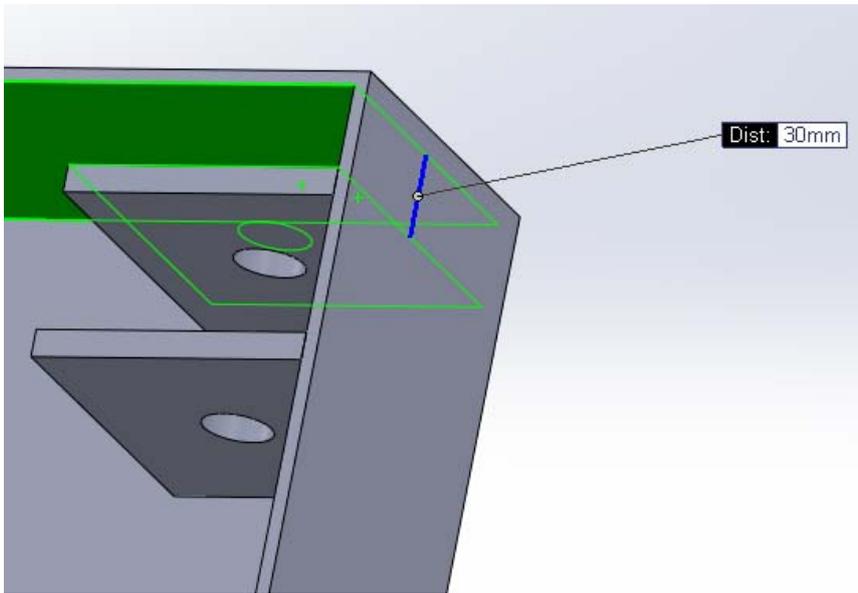
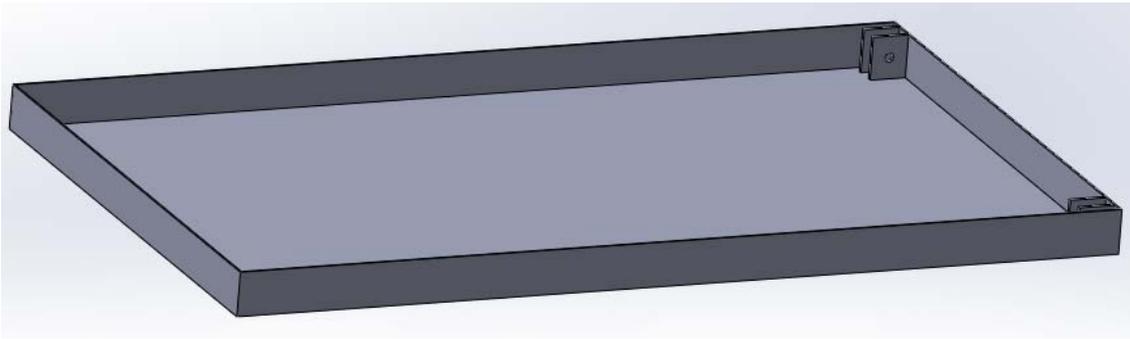
Arandela de sujeción

Se ajustará en las entallas realizadas en los pasadores a tal efecto para evitar el movimiento en dirección axial del eje de los pasadores. El diámetro exterior es de: 26mm y el interior de: 24,2mm (para ver más dimensiones consultar planos):



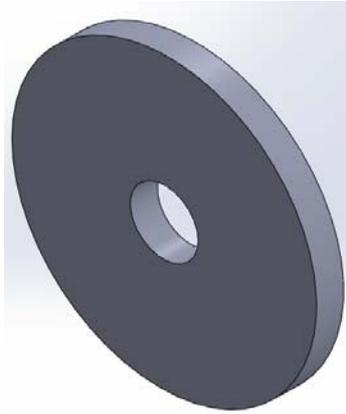
Base inferior de la plataforma

La base de la plataforma se ha modelizado como un plano de 2500mm de longitud y 1500mm de lado delimitado por unos bordes en forma de zócalo. Las articulaciones en las que se enganchan las barras son unos salientes en los que se han practicado unos agujeros de 25mm para el alojamiento de los pasadores. Los apoyos de los extremos se separan 30mm del zócalo, que como luego se verá, es una distancia diferente que la que los separa de los mismos apoyos en la base superior. El resto de las dimensiones están especificadas en los planos.

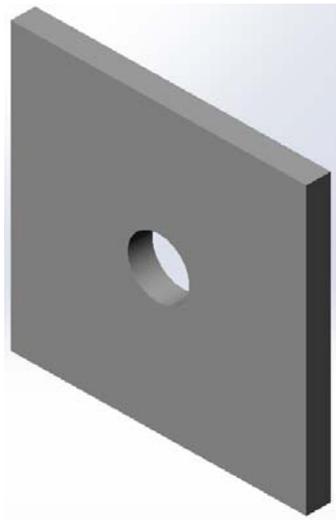


Patín

En la realidad es un rodillo cilíndrico de 60mm de diámetro.



Sin embargo, debido a la imposibilidad de establecer relaciones de posición entre éste y las bases inferior y superior de la plataforma para conseguir que se deslice, se diseña un prisma como el de la figura, de 120mm de lado con un taladro de 25mm.

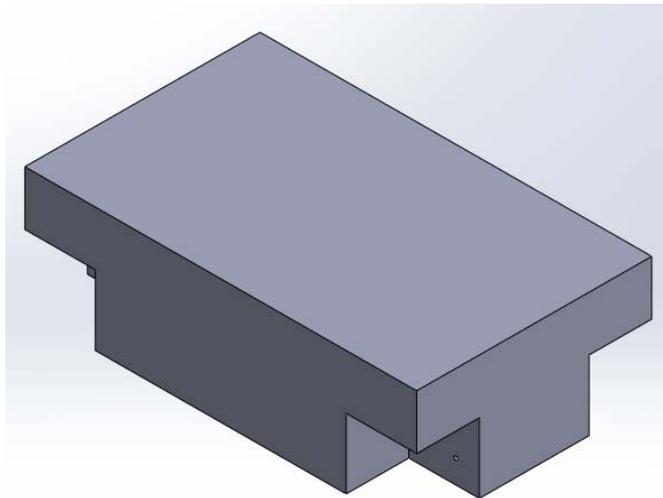


Chasis de la plataforma

Para determinar la forma que se utilizaría para el chasis se consultaron diversos de catálogos de diferentes fabricantes (especificados en la bibliografía) y se concluyó que la forma más adecuada para cumplir con las necesidades funcionales de este elemento de la máquina era un prima rectangular: 2500mm x 1500mm x 800mm al que se le dotarían de alojamientos para las ruedas y los ejes de éstas.

Este componente de albergar:

- El motor que permite el desplazamiento de la grúa.
- El grupo de presión que impulsa el líquido al cilindro para elevar y descender la plataforma.



Los alojamientos para las ruedas tienen las dimensiones:

Altura: 450mm.

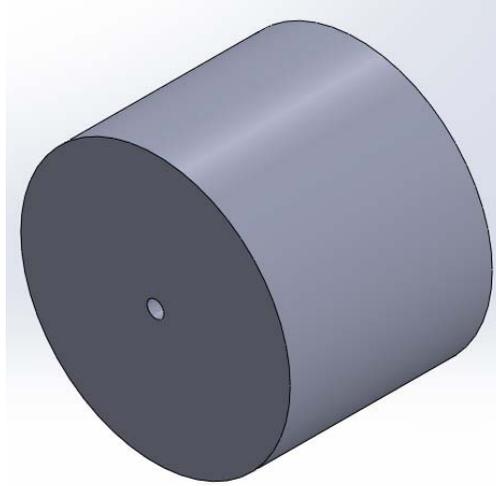
Ancho: 400mm.

Con estas dimensiones se deja un espacio suficiente tanto en la parte superior como en el lateral interno para realizar operaciones de limpieza y mantenimiento diario de la grúa.

Por otra parte el eje se ha colocado de tal forma que las ruedas sobresalgan 5cm de los límites del chasis.

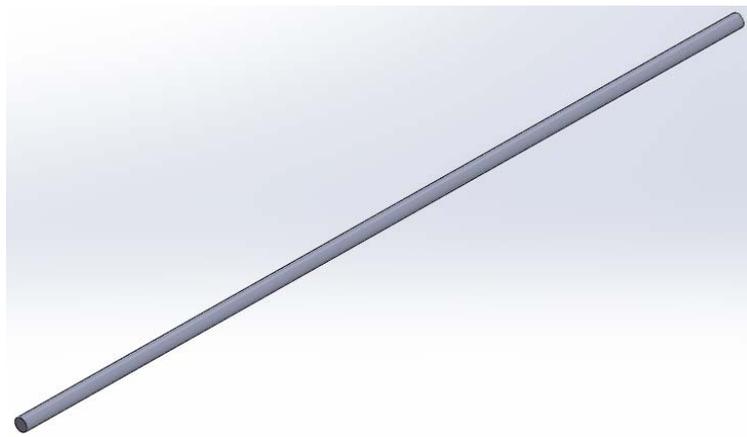
Ruedas

Tendrán un diámetro de 400mm y una anchura de 300mm.



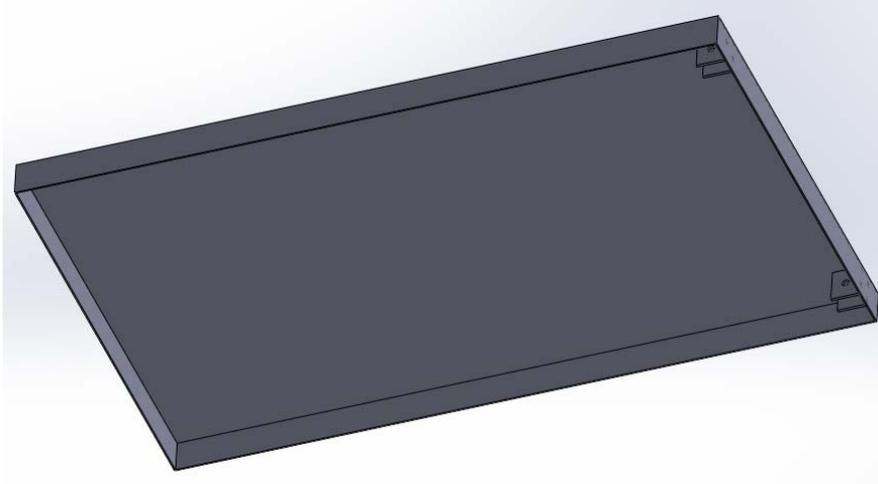
Eje de las ruedas

Tiene un diámetro de 25mm y una longitud de 1500mm coincidente con el ancho tanto del chasis como de la base de la plataforma.

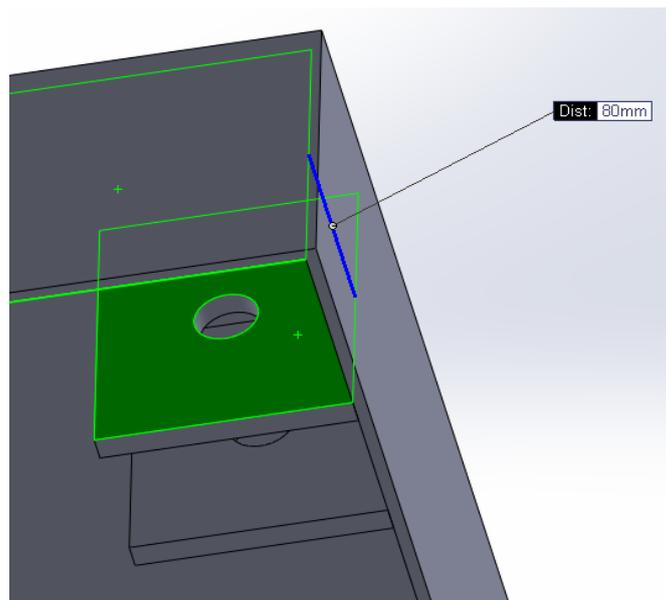


Base superior de la plataforma

Se trata de un plano de 2500mm de largo x 1500mm de ancho con un zócalo hacia abajo en los laterales.



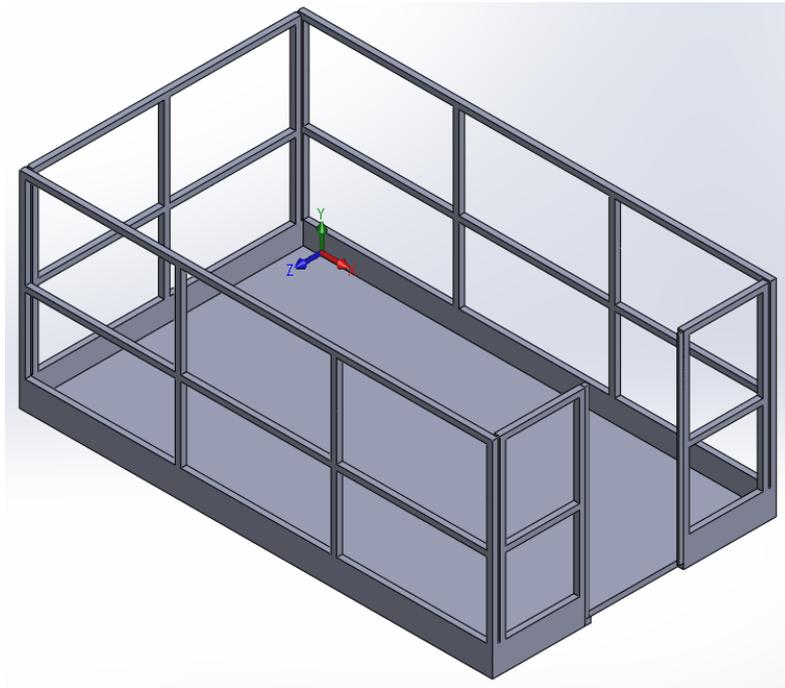
Se diferencia de la plataforma inferior en que la distancia de los apoyos de los extremos a los zócalos aumenta de 30mm en la inferior a 80mm en la superior, ya que en ésta, hay que dejar espacio para la barra que se mueve con el patín y que en la posición de plegado de la estructura se alojará entre el zócalo de la base superior y los apoyos de ésta.



Barandillas

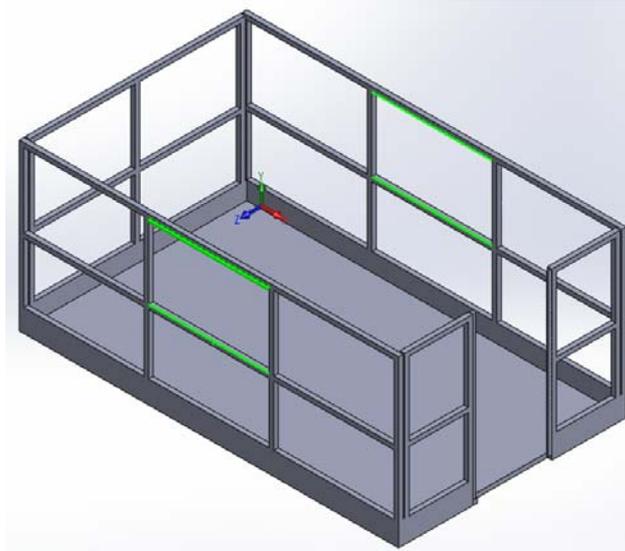
Las barandillas por la norma UNE-EN 280: 2002+A2 tienen que tener un mínimo de 1100mm de altura, como un pretil a media altura: 550mm del pretil superior o del zócalo y un zócalo de al menos 150mm de altura.

Al efecto de proteger todos los lados se adopta la disposición indicada en la figura:



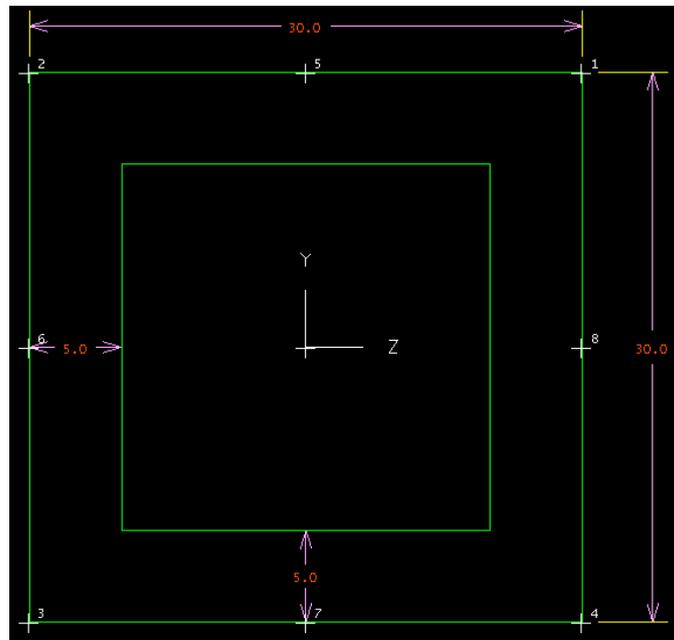
En la norma UNE-EN 280: 2002+A2: 2009, en el apartado 5.6.2. se especifica que las barandillas deben aguantar en su posición más desfavorable una fuerza de 500N por persona. Esta plataforma ha sido dimensionada para que trabaje en ella una persona, por lo tanto y siguiendo el mismo proceso por el que se determinó el perfil necesario para las barras, se estudiarán con el programa NX-Ideas las tensiones que se producen en el tramo de la barandilla más desfavorable.

El tramo de la barandilla que estará sometido a mayores tensiones ante la misma fuerza exterior aplicada será el tramo más largo sin arriostrar, que en este caso son los tramos centrales de las barandillas frontales (señalados en verde en la figura inferior) que tienen una longitud de 794mm.



Las barandillas deben de ser de un perfil pequeño ya que deben poder agarrarse fácilmente con las manos y además la geometría del perfil debe ser sencilla. Con todo esto y atendiendo a catálogos consultados, se empieza escogiendo una sección cuadrada.

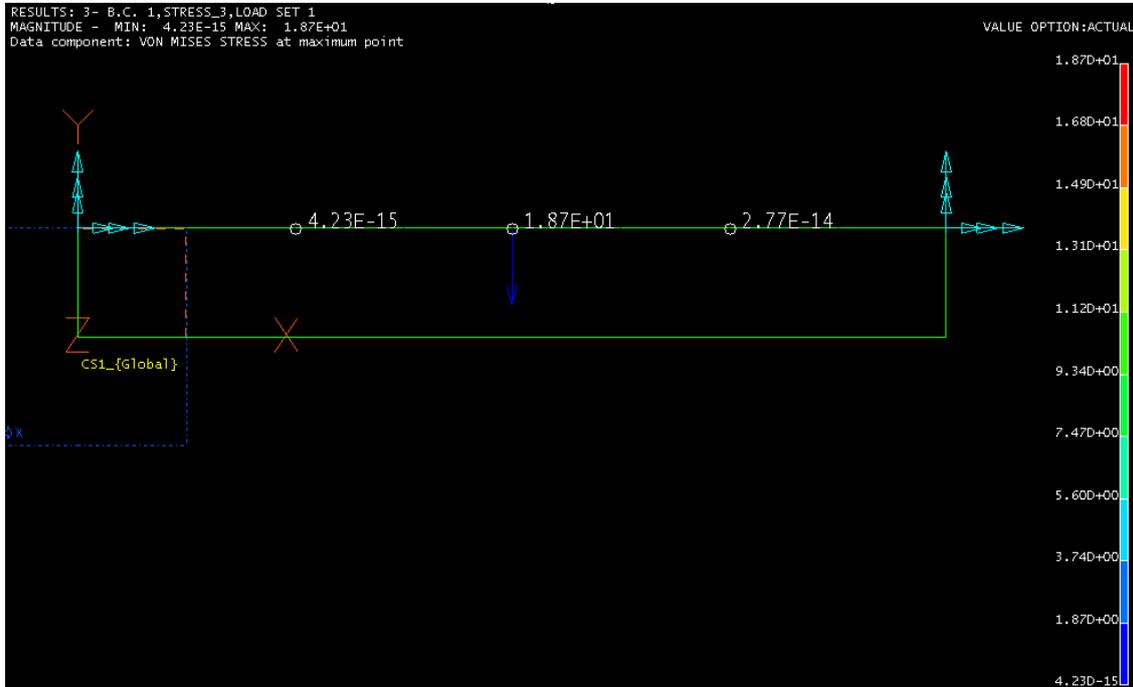
La sección más pequeña que se encuentra en el prontuario es (medidas en milímetros):



Calculamos la tensión de von mises para esta sección y lo comparamos con la resistencia a fluencia del acero escogido.

$$S_y = \frac{365,6}{3} = 121,86 \text{ N/mm}^2$$

Tensión de Von Mises



Tensión de Von Mises máxima: $18,7 \text{ N/mm}^2 < 121,86 \text{ N/mm}^2$

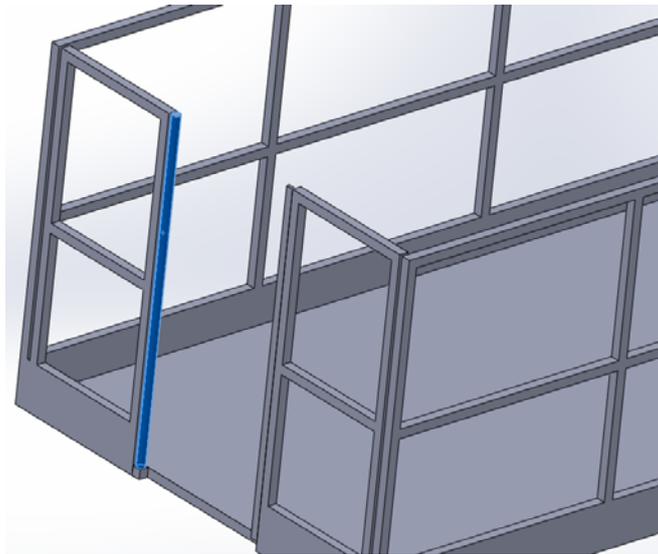
Nos quedamos con esta sección ya que aguanta los esfuerzos con un margen muy amplio.

El zócalo tiene una altura de 150mm como exige la norma y una anchura de 30mm.

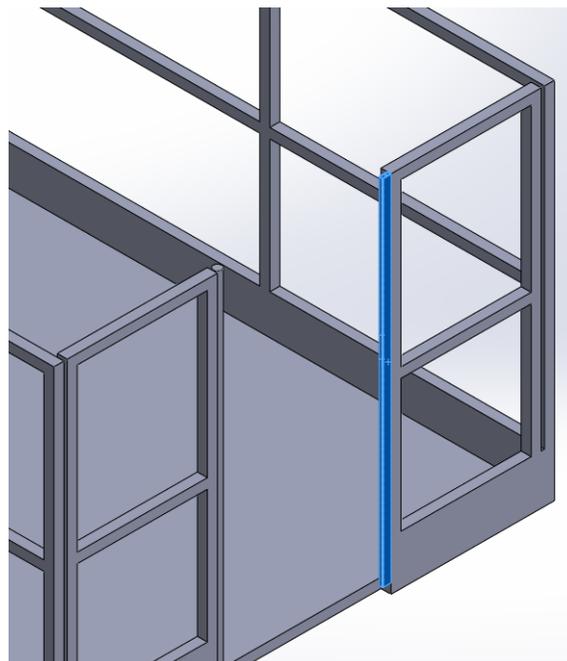
Sobre este zócalo se colocarán las barandillas formadas por prismas de la sección y una longitud que depende de la posición que vaya a adoptar en el conjunto y que se especifican en detalle en los planos. Entre las barandillas longitudinales y las barandillas laterales se ha puesto una separación de 10mm.

Para la puerta de la barandilla se dispone un marco de 50mm de longitud, además para facilitar su acoplación se dota a las barandillas de los siguientes elementos:

- Un cilindro que se levanta por toda la altura de la barandilla y tiene un diámetro de 25mm. Es el que dará a la puerta el movimiento de bisagra: giro con respecto al eje Y.



- Un tope para la puerta de forma que nunca se pueda abrir hacia el exterior. Tiene la altura de la barandilla, mide 25mm de largo y 10mm de ancho.



Puerta de acceso

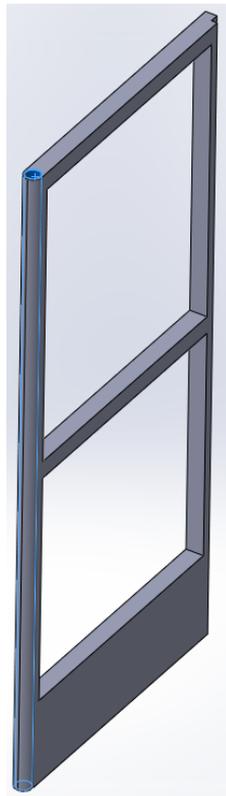
Sus dimensiones son:

Altura: 1100mm.

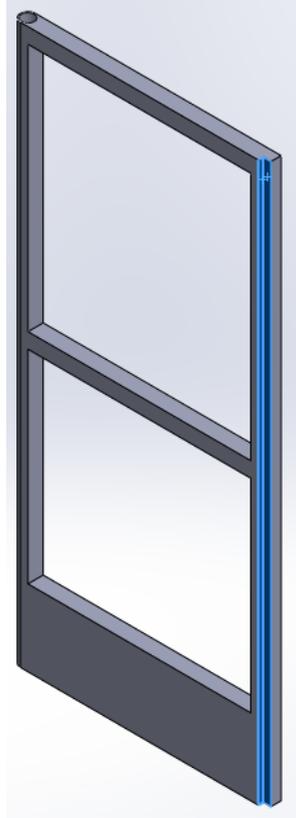
Anchura: 500mm

Al igual que la barandilla está formada por prismas rectangulares de sección cuadrada de 30mm de lado y longitud dependiendo de la posición que ocupen en la barandilla.

En uno de los laterales se practicará un taladro por toda la altura de la puerta que encajará en la barandilla:



Mientras que en el otro lateral se dispondrá una ranura que se acoplará al tope instalado en la barandilla (dimensiones: 15 x 10mm):



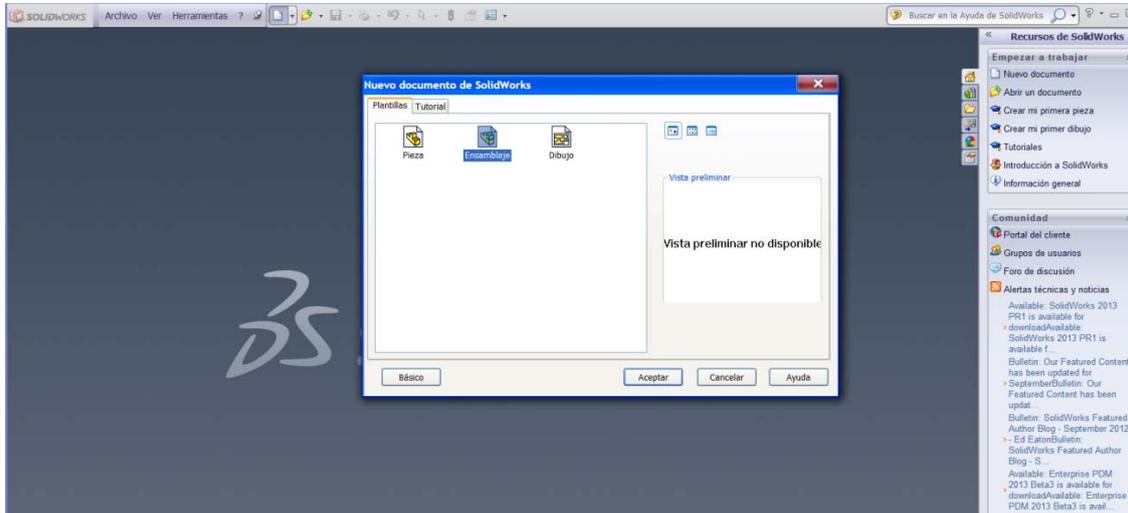
ENSAMBLAJE

EN

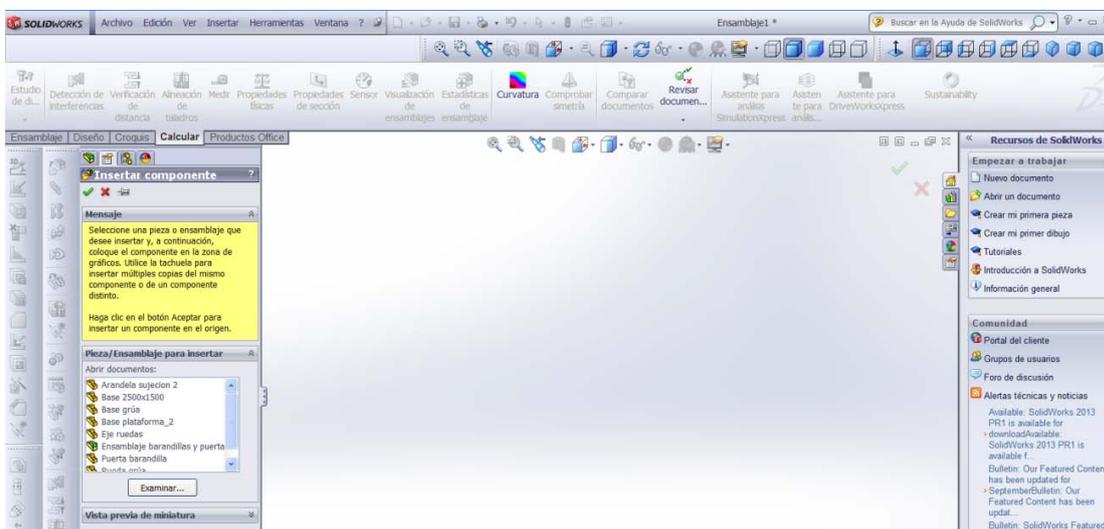
SOLID WORKS

ENSAMBLAJE DE LA PLATAFORMA EN SOLID WORKS

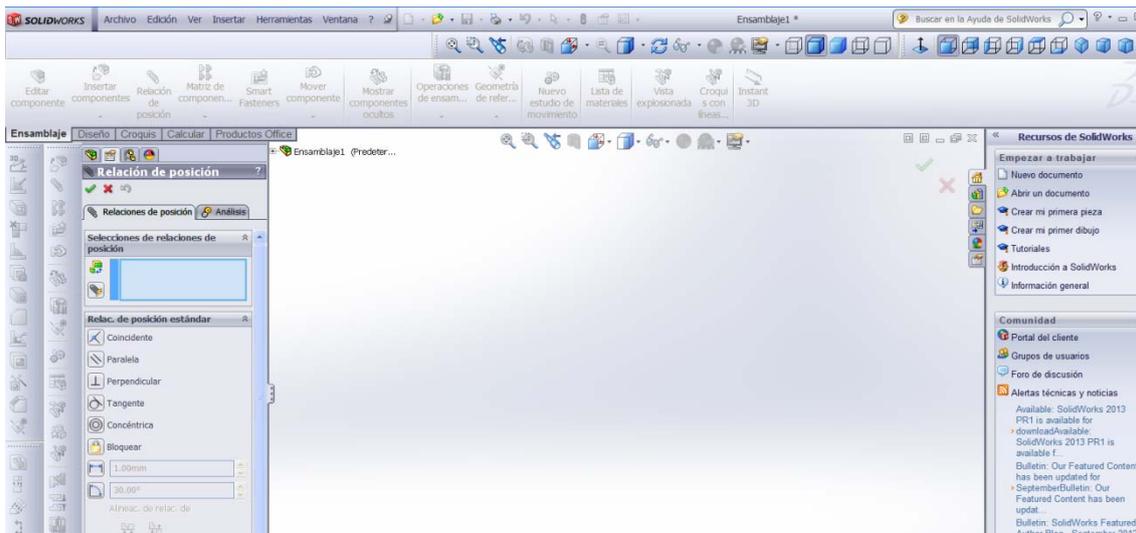
Como ya se ha dicho, cuando se inicia Solid Works, te da las opciones de: pieza ensamblaje o dibujo. Para este apartado se abrirá un nuevo ensamblaje:



Se insertan las piezas en el ensamblaje en orden. Las piezas aparecen en el Property Manager, en Insertar componente:



Según se van insertando las piezas se añaden las correspondientes relaciones de posición. Todos los tipos de relaciones de posición se muestran siempre en el PropertyManager, pero sólo están disponibles las relaciones de posición que se pueden aplicar a las selecciones actuales.



✕ Coincidente: Sitúa las caras, aristas, y planos seleccionados para que compartan el mismo plano infinito. Sitúa dos vértices para que se toquen.

Alinear ejes. (Disponible al aplicar una relación de posición coincidente entre los orígenes y sistemas de coordenadas.) Restringe el componente completamente.

∥ Paralelo: Coloca los elementos seleccionados para que permanezca a distancia constante entre sí.

⊥ Perpendicular: Sitúa los elementos seleccionados a un ángulo de 90° entre sí.

⊙ Tangente: Sitúa los elementos seleccionados de manera tangente entre sí (al menos una selección debe ser una cara cilíndrica, cónica o esférica).

◎ Concéntrica: Sitúa las selecciones para que compartan la misma curva directriz.

🔒 Bloqueado: Mantiene la posición y orientación entre dos componentes.

📏 Distancia: Sitúa los elementos seleccionados con una distancia especificada entre sí.

📐 Ángulo: Sitúa los elementos seleccionados a un ángulo especificado uno al otro.

Atendiendo a las diferentes relaciones de posición, se aplicarán las siguientes:

Elementos: eje de ruedas, ruedas y chasis:

- Concentricidad entre el eje de las ruedas y las propias ruedas.

- Coincidencia entre las caras laterales de los ejes de las ruedas y las caras laterales exteriores de la ruedas para que las ruedas no se muevan en dirección axial al eje.
- Distancia: 400mm entre las caras laterales de los ejes de las ruedas y el agujero cilíndrico donde van instalados los ejes.
- Concentricidad entre en eje de las ruedas y el citado agujero cilíndrico que tiene el chasis para él.

Elementos: chasis y base inferior de la plataforma:

- Paralelismo entre las caras inferior de la plataforma y la cara superior del chasis.
- Coincidencia entre las dos mismas caras.
- Coincidencia entre las aristas del plano inferior de la base inferior de la plataforma y las aristas del plano superior del chasis.

Elementos: estructura tijera, bases inferior y superior y pasador.

Las relaciones de posición son las mismas para las uniones que sólo permiten el giro en el eje Z en ambas bases de la plataforma:

- Concentricidad entre los taladros de las barras, de los salientes de las bases y los pasadores.
- Coincidencia entre las caras interiores de los salientes de las bases y las caras externas de los talados de las barras.
- Distancia: 5mm entre la cara lateral del pasador y la cara exterior del saliente de la base.

Elementos: pasador del patín, barra y patín:

- Concentricidad ente los taladros del patín, y la barra con el pasador.
- Coincidencia ente la arista interior del taladro del patín y la arista exterior del agujero de la barra.
- Paralelismo ente las caras en contacto del patín y de la base.
- Coincidencia entre las caras en contacto del patín y de la base.

Elementos: base superior de la plataforma y barandillas:

- Paralelismo entre los planos en contacto de la base superior de la plataforma y las barandillas.
- Coincidencia entre los planos antes citados.
- Coincidencia entre las aristas de los planos comentados.

Elementos: barandillas y puerta de la barandilla:

- Concentricidad entre el cilindro-vástago que se dispone en la barandilla para acoplar la puerta y el extremo de la puerta.
- Coincidencia entre la cara superior del citado cilindro-vástago y el plano superior de la puerta.
- Coincidencia entre los planos de la puerta y el tope en la barandilla.

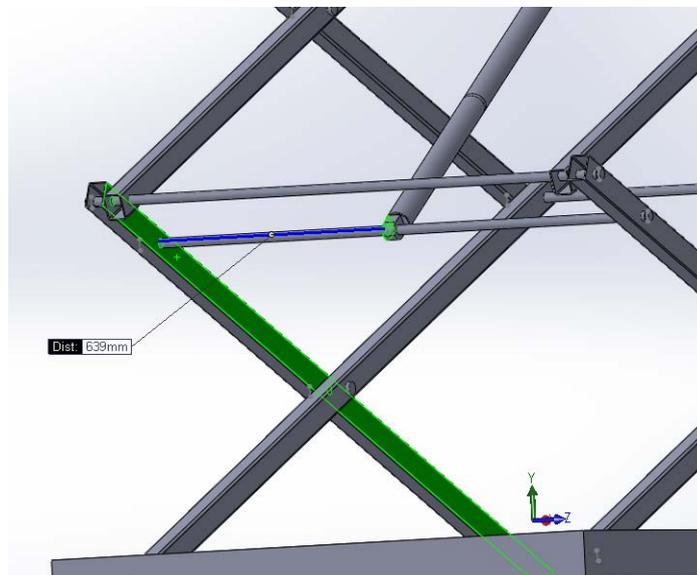
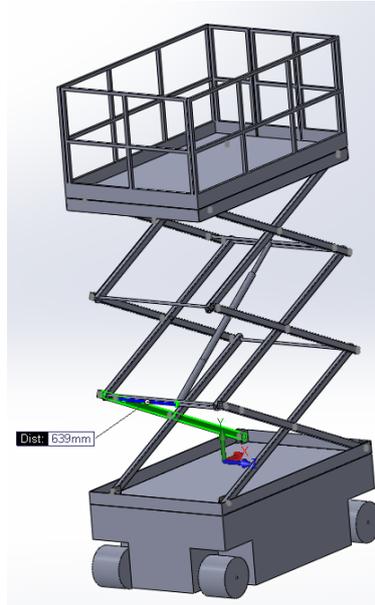
Elementos: barras de las estructuras tijera y pasadores:

- Concentricidad entre los taladros correspondientes de las barras y el pasador que una estas barras.
- Coincidencia entre las aristas interiores de esos taladros.

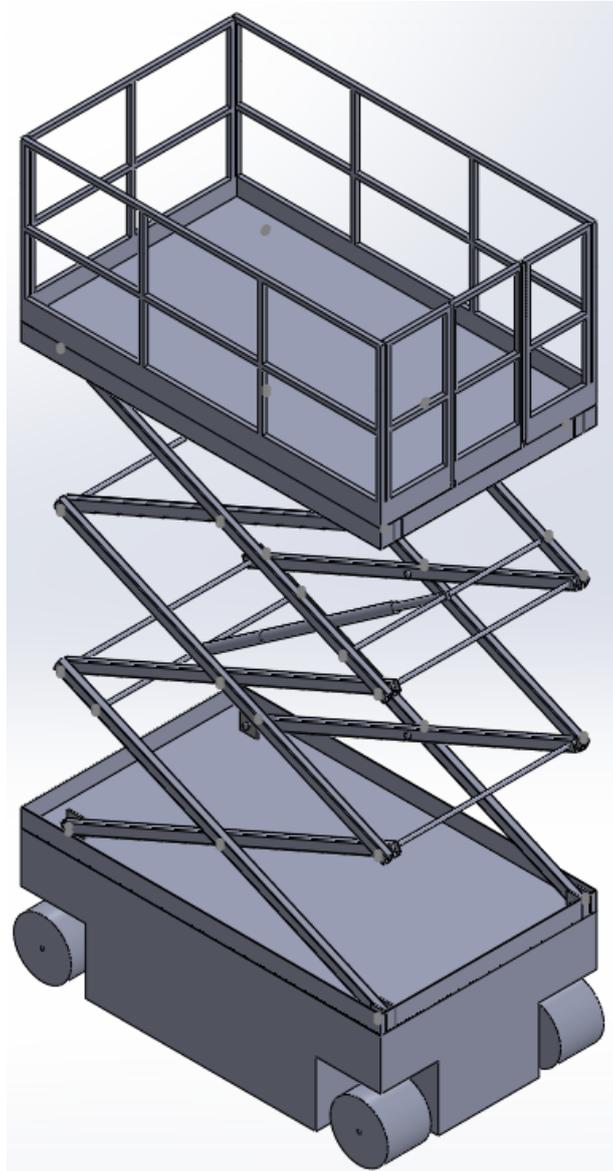
Elementos: pasadores y arandelas de sujeción:

- Concentricidad entre la circunferencia interior de la arandela y la entalla del pasador.
- Paralelismo entre la cara de la entalla más próxima a la barra y la cara de la arandela también más próxima a la barra.
- Coincidencia entre las mismas caras entre las que se ha hecho paralelismo.

Por último para asegurarnos de que el cilindro se mantiene siempre en el punto medio entre las dos estructuras tijera, se aplica una relación de distancia entre el enganche y el y las barras de la estructura a las que va unido este pasador como se ve en las figuras.



Después de unir todos los elementos de la grúa, el resultado final del ensamblaje es:



SIMULACIÓN
EN
WORKING
MODEL

En este apartado se realizará la simulación con Working Model. Esta simulación no tiene como objetivo comprobar que las fuerzas en las barras calculadas analíticamente corresponden a las calculadas en el programa Working Model, sino que sólo se trata de comprobar que el valor de las fuerzas en cada elemento de la estructura tijera es mayor en la posición inferior que en la superior tal y como ha resultado de los cálculos ya realizados.

Consideraciones:

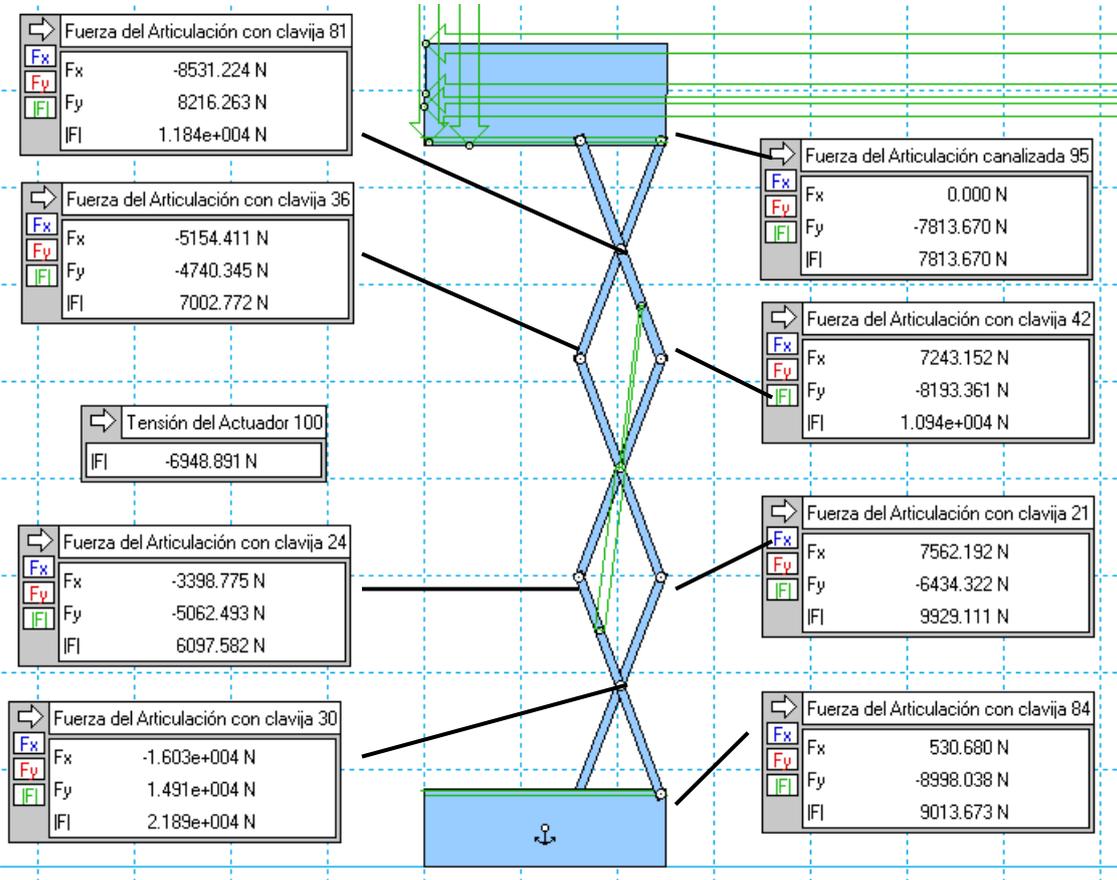
La base se asemeja a un rectángulo de 2500mm de largo y 800mm de alto.

La plataforma se considera un rectángulo de 1100mm. de alto y 2500mm de largo.

Puesto que no se considera sección, las barras se modelizan como rectángulos de 2500mm de largo y 700mm de alto.

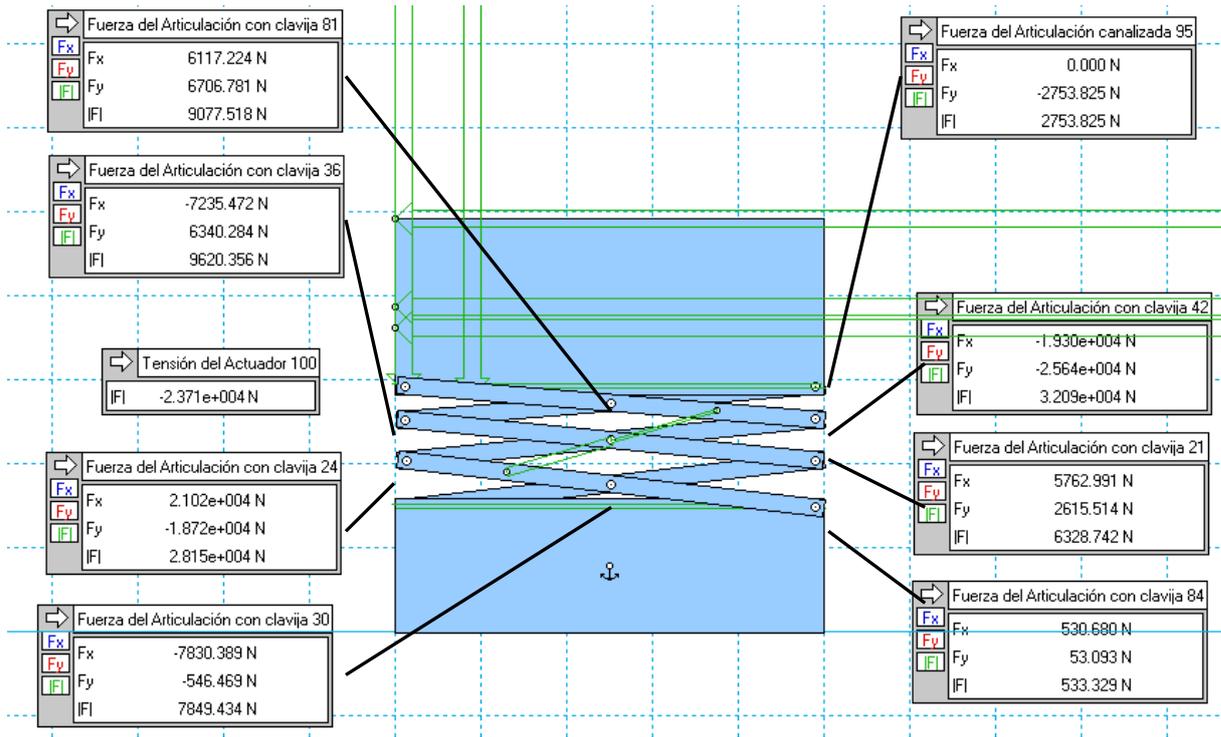
Las fuerzas que se van a introducir son las mismas que en cálculo analítico, pero los resultados serán diferentes ya que no se pone el peso real de la estructura, sino un peso simbólico (100gramos a cada elemento).

POSICIÓN SUPERIOR



La tensión en el cilindro es: 6948 N

POSICIÓN INFERIOR



La tensión en el cilindro es: 23710 N

Como se ve, a pesar de las simplificaciones adoptadas, el valor de la fuerza que debe ejercer el cilindro es bastante aproximado:

	Cálculo analítico	Working Model
Posición inferior	24561 N	23710 N
Posición superior	6901 N	6948 N

Queda comprobado a la vista de todos los dos valores, que la fuerza que tiene que ejercer el cilindro es mayor al comienzo de la fase de elevación, que cuando alcanza el punto más alto.

ESTUDIO ECONÓMICO

En este capítulo se realiza el estudio del coste económico que supone la realización del estudio de viabilidad técnico-económica del cálculo y diseño de la Plataforma Elevadora Móvil de Personal.

Hasta ahora, se ha estudiado la viabilidad del proyecto en lo que respecta a resultados técnicos, es decir, si el proyecto podía o no realizar el objetivo marcado. Una vez que esta parte ya ha sido concluida, queda calcular su presupuesto de viabilidad, el coste de este estudio.

En este punto, también se han tenido en cuenta los posibles problemas que puedan surgir a lo largo del estudio de la documentación (actualización de normas, búsqueda de información, etc.).

En los siguientes apartados se hará una distinción entre lo que han sido gastos directos e indirectos, detallándose claramente los correspondientes a cada uno. Para finalizar, en el último apartado mostraremos los costes totales del estudio.

Costes directos

Para la elaboración de los costes directos se calculará el coste por hora tanto del ingeniero como de la secretaria y se determinará el tiempo empleado en la realización de todos los documentos necesarios para el proyecto.

En este apartado también se incluyen los costes de las licencias de los programas informáticos que se usan directamente para desarrollar el proyecto.

Costes de personal

El proyecto lo ha desarrollado un solo ingeniero técnico que ha sido el encargado del diseño, estudio y viabilidad de la máquina. Se ha contado con la ayuda de una secretaria para los trámites administrativos.

Se calcula el coste anual total de 1 ingeniero técnico, incluye el sueldo neto anual, así como los posibles incentivos que recibirá por su trabajo. También se tiene en cuenta la cotización a la seguridad social que es un 35% del sueldo bruto.

En primer lugar se establecerá un sueldo mensual de referencia para el ingeniero y a partir de éste se calculará el sueldo bruto anual y se realizará el mismo procedimiento con la secretaria.

El coste anual del ingeniero será:

COSTE INGENIERO	
Sueldo neto mensual	2000 €
Seguridad social (33% sueldo neto)	667 €
Total coste mensual	2667 €
Total coste anual	32004 €

COSTE SECRETARIA	
Sueldo neto mensual	1200 €
Seguridad social (33% sueldo neto)	396 €
Total coste mensual	1596 €
Total coste anual	19152 €

Para calcular el coste por hora del ingeniero y la secretaria se van a calcular los días de trabajo al año que serán los mismos para ambos.

DÍAS EFECTIVOS DE TRABAJO AL AÑO	
Año medio	365 días
Semanas al año	52
Sábados y domingos (2 cada semana)	104 días
Días de vacaciones	20 días
Días festivos	15 días
Total días	226 días

Coste horario del ingeniero.

Teniendo en cuenta que el ingeniero trabaja 8 horas al día

Horas trabajadas al día	8
Horas trabajadas al año (226 días)	1808
Coste hora del ingeniero	17,7 €/h

Coste horario de la secretaria:

El secretario trabajará las mismas horas que el ingeniero:

Horas trabajadas al día	8
Horas trabajadas al año (226 días)	1808
Coste hora de la secretaria	10,59 €/h

Coste hora del personal:

Coste hora ingeniero: 17,7 €

Coste hora secretaria: 10,59 €

Coste hora de todo el personal: 28,29 €

HORAS EMPLEADAS

A continuación se muestra un desglose de las horas empleadas para realizar los diferentes desarrollos que ha habido que llevar a cabo.

DISTRIBUCIÓN HORARIA DEL TRABAJO	
Lectura de documentación y normativa	200 horas
Estudio del problema y alternativas	250 horas
Consulta de bibliografía	150 horas
Elección del material necesario	80 horas
Redacción de documentos previos	100 horas
Corrección de documentos previos	20 horas
Planos	30 horas
Elaboración de la documentación final	120 horas
Total horas empleadas	950 horas

Coste horas empleadas por el ingeniero:

Se calcula multiplicando el número de horas dedicadas al proyecto por el ingeniero por el salario del ingeniero:

$$950 \cdot 17,7 \text{ €/h} = 16815 \text{ €}$$

Coste horas empleadas por la secretaria:

Trabjará las mismas horas que el ingeniero, que multiplicadas por sueldo horario queda:

$$950 \cdot 10,59 \text{ €/h} = 10060,5 \text{ €}$$

Finalmente el coste total del personal directo se determina sumando el importe que reciben tanto el ingeniero como la secretaria por el trabajo realizado:

$$\text{Coste de personal directo: } 16815 \text{ €} + 10060,5 \text{ €} = 26875,5 \text{ €}$$

Coste de licencias de programas informáticos utilizados en el proyecto.

Cuando se instala un programa informático se requieren unas licencias de uso que se renuevan cada cierto tiempo (un año, dos ó el tiempo que marque el fabricante). Se va a calcular el gasto que suponen estas licencias para un periodo de un año y luego se especificará el gasto para el tiempo empleado en el proyecto.

Los programas utilizados han sido los siguientes:

- Working Model.
- NX-Ideas.
- Solid Works
- Microsoft Word
- Microsoft Excel

PROGRAMA	IMPORTE LICENCIA ANUAL
Working Model	300 €
Solid Works	15000 €
NX-Ideas	10000 €
Microsoft Word	5000 €
Microsoft Excel	5000 €
Total	35300 €

El año tiene 226 días efectivos de trabajo y cada día se trabajan 8 horas:

$$226 \cdot 8 = 1808 \text{ horas de trabajo al año}$$

El importe horario de las licencias es:

$$\frac{35300 \text{ euros anuales}}{1808 \text{ horas anuales}} = 19,52 \approx 20 \text{ €/hora}$$

Si se emplean 950 horas en realizar el proyecto:

$$20 \cdot 950 = 19000 \text{ €}$$

Importe licencias	19000€
-------------------	--------

El coste directo total es la suma del coste de personal más el coste del software utilizado:

$$\text{Coste directo total: } 26875,5 + 19000 = 45875,5 = 45876 \text{ €}$$

Coste total directo	45876 €
---------------------	---------

Costes indirectos

Son costes indirectos los gastos producidos por la actividad requerida para la elaboración del proyecto y que no se pueden incluir en ninguno de los apartados de gastos directos.

En este apartado están incluidos los siguientes conceptos:

- Tarifa de luz y teléfono.
- Licencia de uso de normativa y actualizaciones.
- Seguro de responsabilidad civil.

Tarifa de luz y teléfono.

El gasto de la luz consumida por los equipos informáticos y por el uso de las instalaciones, así como el importe de la tarifa del teléfono se computará como un 1 % sobre los costes directos.

Importe luz y teléfono: $26875,5 \cdot 0,01 = 268,75 \text{ €}$

Licencia de uso de normativa y actualizaciones.

El uso de las normas que ha de cumplir el desarrollo de la actividad industrial así como las actualizaciones, tanto del uso de la norma, como de las posibles nuevas exigencias de esta que aparezcan durante la realización del proyecto supone una tasa que se ha de tener en cuenta en el cálculo del presupuesto del proyecto.

Coste de licencias: 3000 €

Seguro de responsabilidad civil.

En un seguro que se ha de tener para cubrir las necesidades que requieran los posibles incidentes que pudieran surgir durante el periodo de vida de la Plataforma Elevadora Móvil de Personal. Este supone un 40 % sobre los coste directos del ingeniero.

Seguro de responsabilidad civil: $16815 \cdot 0,4 = 6726 \text{ €}$

COSTES INDIRECTOS	
Tarifa de luz y teléfono (1 %)	268,75 €
Normativa	1000 €
Seguro de responsabilidad civil (40 %)	6726 €
Total	7994,75 €

TOTAL COSTES INDIRECTOS	7994,75 €
--------------------------------	------------------

El importe final de los costes indirectos supone alrededor de un 18 % del importe de los costes directos.

Otros costes

Hay otros conceptos en lo concerniente a diferentes tipos de tasas administrativas que no se incluyen en ninguna de las clasificaciones anteriores, pero que es necesario tenerlas en cuenta ya que son gastos implícitos en el desarrollo de cualquier proyecto de ingeniería.

Entre las tasas a considerar están:

- Tramitaciones administrativas.
- Tasas.
- Bisado en el Colegio Oficial de Ingenieros Industriales.

Se tomará un valor genérico para todos estos importes del 5 % sobre el total de los gastos directos.

Otros costes: $45265,5 \cdot 0,05 = 2263 \text{ €}$

OTROS COSTES	2263 €
---------------------	---------------

Coste final del proyecto

El coste final del proyecto se obtiene sumando el total de las cantidades obtenidas en cada uno de los apartados anteriores:

CONCEPTO	IMPORTE
COSTES DIRECTOS	45876 €
COSTES INDIRECTOS	7994,75 €
OTROS COSTES	2263 €
TOTAL	56133,75 €

COSTE TOTAL DEL PROYECTO	56133,75 €
---------------------------------	-------------------

Al coste total del proyecto hay añadirle el beneficio que se espera obtener de él, que se fijará en un 30 % sobre el coste total del proyecto, y así determinaremos el precio final del proyecto:

$$\text{Beneficio: } 56133,75 \cdot 0,3 = 16840 \text{ €}$$

$$\text{Precio final} = \text{Coste total} + \text{Beneficio} = 56133,75 + 16840 = 72973,75 = 72974 \text{ €}$$

PRECIO FINAL DEL PROYECTO	72974 €
----------------------------------	----------------

CONCLUSIONES Y LÍNEAS FUTURAS

Conclusiones

A la hora de llevar a cabo el proyecto se consultó la información disponible en internet, en libros de diseño de máquinas y en la normativa de este tipo de plataformas. Con arreglo a las pautas encontradas en estos textos, se establecieron unas primeras condiciones de diseño: dimensiones generales de la grúa, tecnología de funcionamiento, capacidad de carga de la misma, etc.

Una vez establecidos estos factores de acuerdo con las imitaciones y condiciones la normativa, se consideraron las piezas que mayor importancia tienen en una Plataforma Elevadora Móvil de Personal y cuyas dimensiones y funcionamiento tienen que quedar claramente explicadas, estas son: barras de las estructuras tijera de la plataforma, el cilindro hidráulico que produce el movimiento de ascenso y descenso, los pasadores que unen todos los elementos de la estructura entre sí, las barandillas como elemento primordial de seguridad.

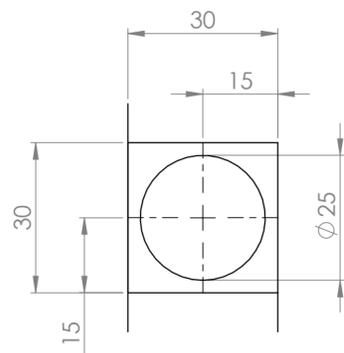
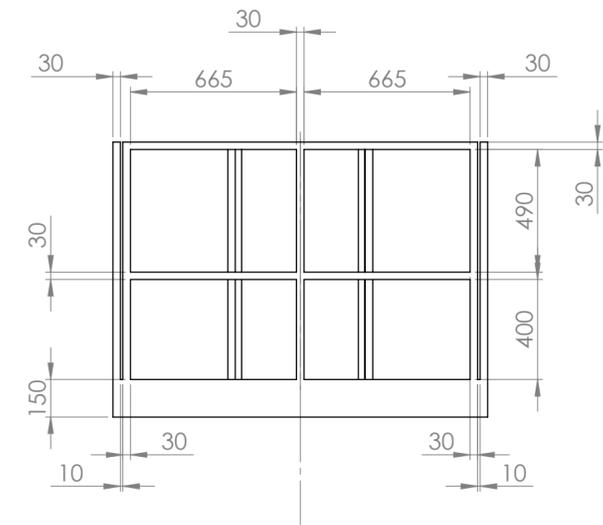
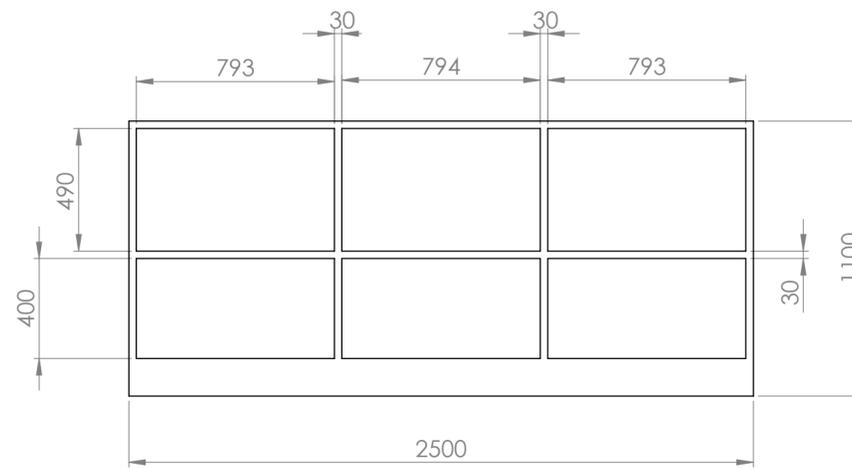
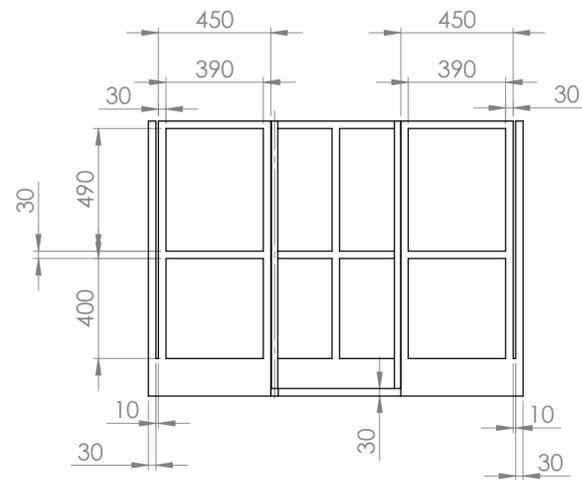
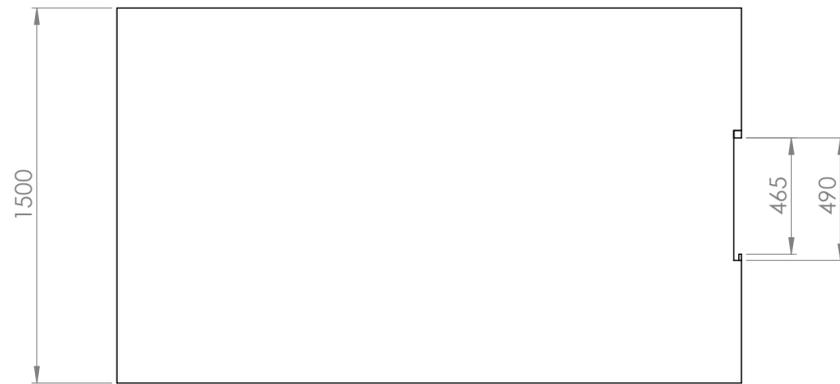
Para diseñar estos elementos se atendió a criterio de funcionalidad y de resistencia de materiales llevándose a cabo así un estudio de los mayores esfuerzos a los que va a estar sometida cada pieza. Para esta tarea se ha utilizado el programa de resistencia de materiales NX-Ideas, en el que se han introducido las características de las barras u se han obtenido los esfuerzos principales con los que se interpreta el comportamiento de los perfiles ante las cargas aplicadas. Dimensionando cada pieza de esta forma nos aseguramos de que el resto de las opciones de funcionamiento están cubiertas.

Una vez terminado este proceso y con los elementos bien definidos, se procede a su diseño con el software de 3D Solid Works. Se empieza dibujando cada pieza por separado, para luego acoplarlas todas en el ensamblaje final con el que se obtienen una idea bastante aproximada de la geometría de la plataforma, así como de la función que cada pieza tiene dentro del conjunto.

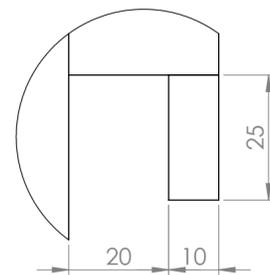
Líneas futuras

Como caminos de estudio en posibles mejoras de diseño y funcionalidad de este tipo de Plataformas Elevadoras Móviles de Personal se pueden realizar las siguientes propuestas.

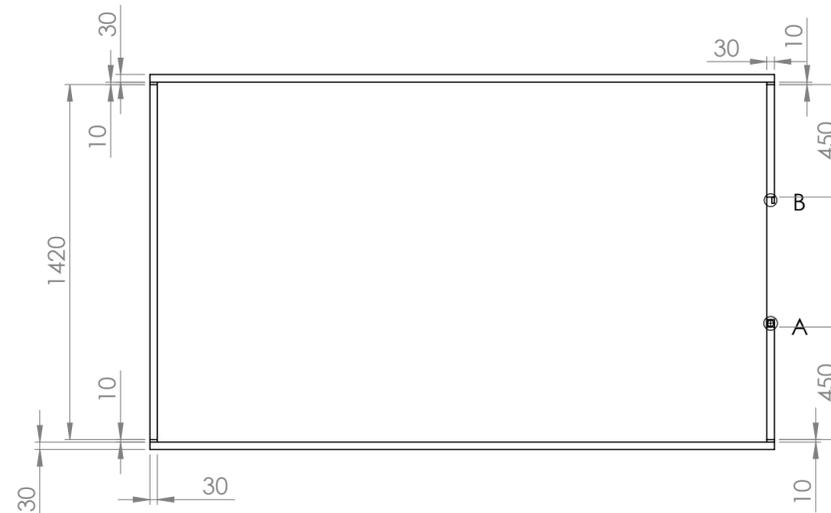
- Cambiar el mecanismo de aplicación de fuerza para el control de los movimientos: se sugiere un funcionamiento completamente eléctrico aprovechando la situación actual de auge de las tecnologías que más respetan el medio ambiente.
- Fabricar las piezas de un material más ligero que el acero empleado.
- Como se ha visto, la norma exige que las barandillas sean de materiales autoextinguibles, esta exigencia se podría aplicar al resto de los componentes de la grúa.
- Se podría acoplar una plataforma auxiliar más pequeña por fuera de las barandillas, para subir las herramientas y el material de trabajo al operario cuando este está trabajando y así evitamos tener que mover toda la grúa para que el trabajador continúe con sus tareas. Esta plataforma tendría sistemas de elevación independientes de la plataforma principal y elementos de seguridad apropiados a tal efecto.
- Instalar un dispositivo de balancín en el chasis de la grúa para se equilibrase automáticamente ante cambios de pendiente del terreno.



DETALLE A
ESCALA 1 : 1



DETALLE B
ESCALA 1 : 1



Nombre: Pablo Martínez del Pozo

Nombre del dibujo:
Barandillas

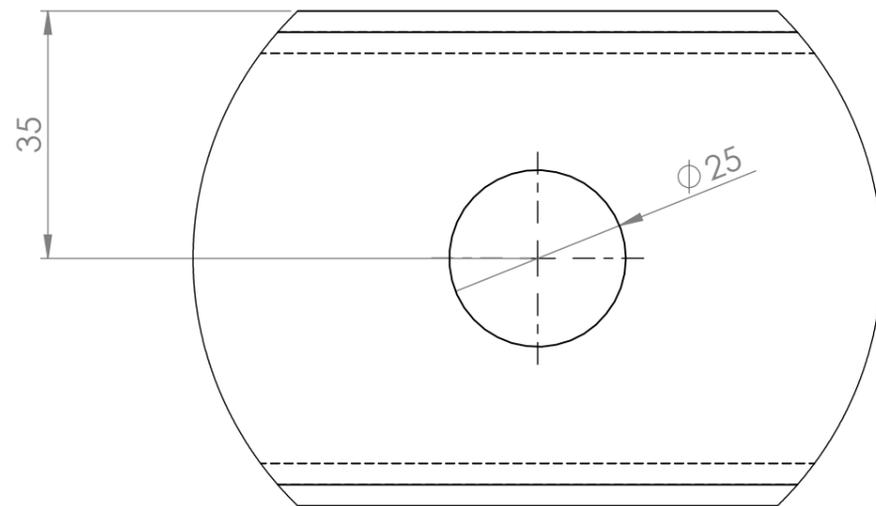
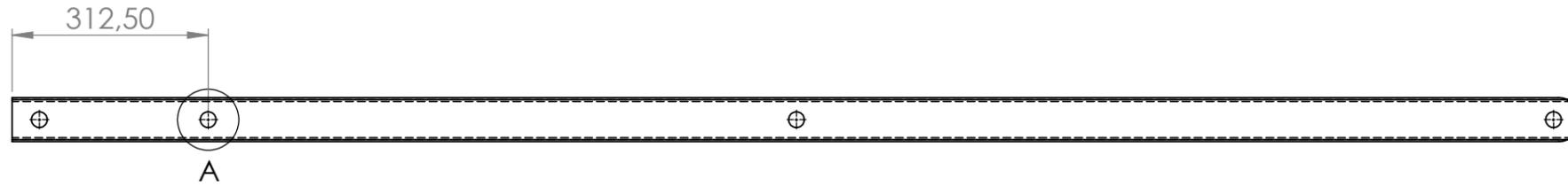
Titulación: Ingeniero Técnico Industrial Mecánica

Centro: Escuela de Ingenierías Industriales

Escala: 1: 20

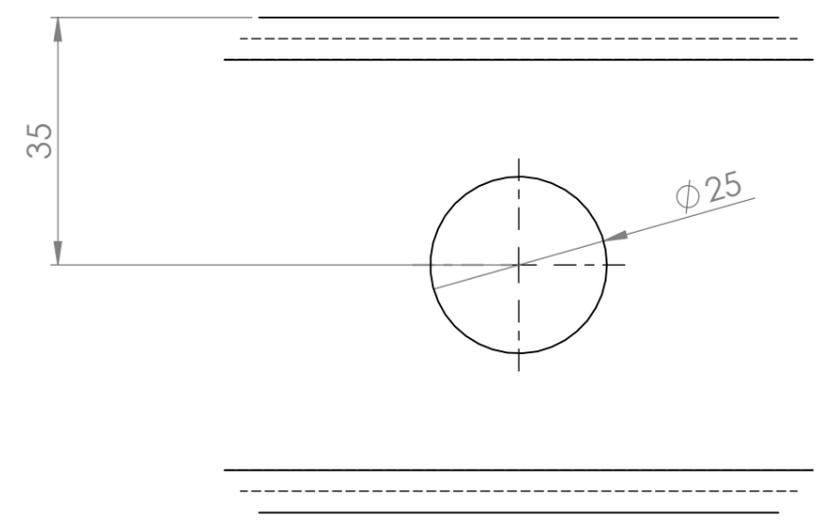
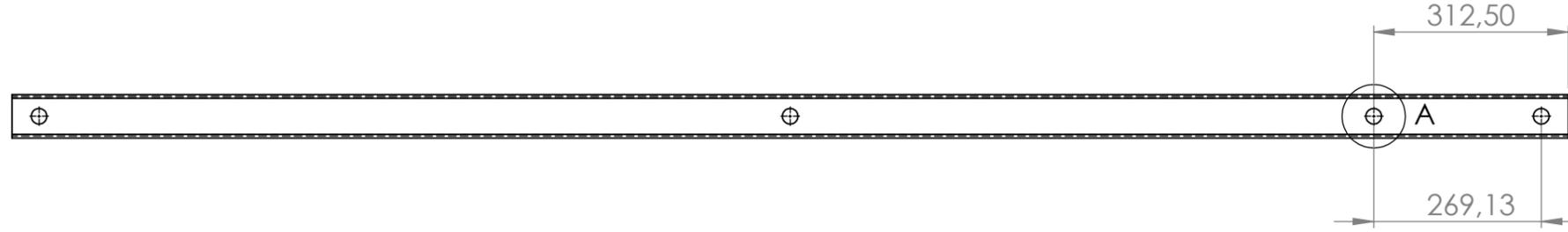
NºPlano: 10

Firma:



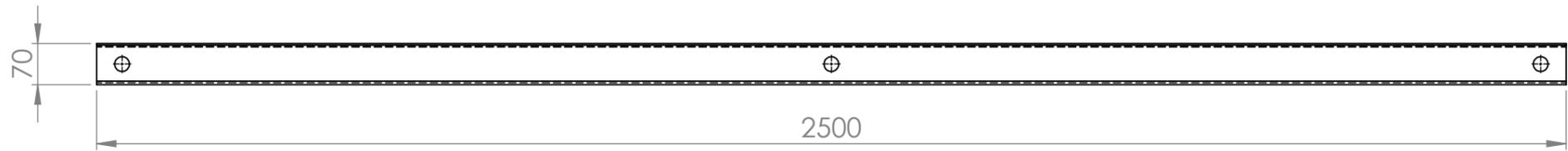
DETALLE A
ESCALA 1 : 1

Nombre: Pablo Martínez del Pozo		
Nombre del dibujo: Barra de apoyo inferior del cilindro		
Titulación: Ingeniero Técnico Industrial, Mecánica		
Centro: Escuela de Ingenierías Industriales		
Escala: 1: 10	NºPlano: 6	Firma:



DETALLE A
ESCALA 1 : 1

Nombre: Pablo Martínez del Pozo		
Nombre del dibujo: Barra de apoyo superior del cilindro		
Titulación: Ingeniero Técnico Industrial, Mecánica		
Centro: Escuela de Ingenierías Industriales		
Escala: 1: 10	NºPlanos: 7	Firma:



Nombre: **Pablo Martínez del Pozo**

Nombre del dibujo:

Barra

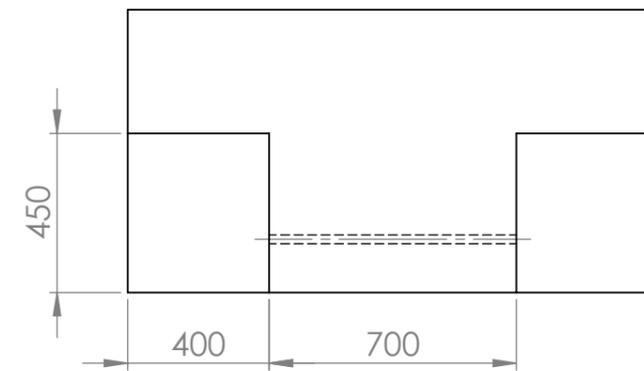
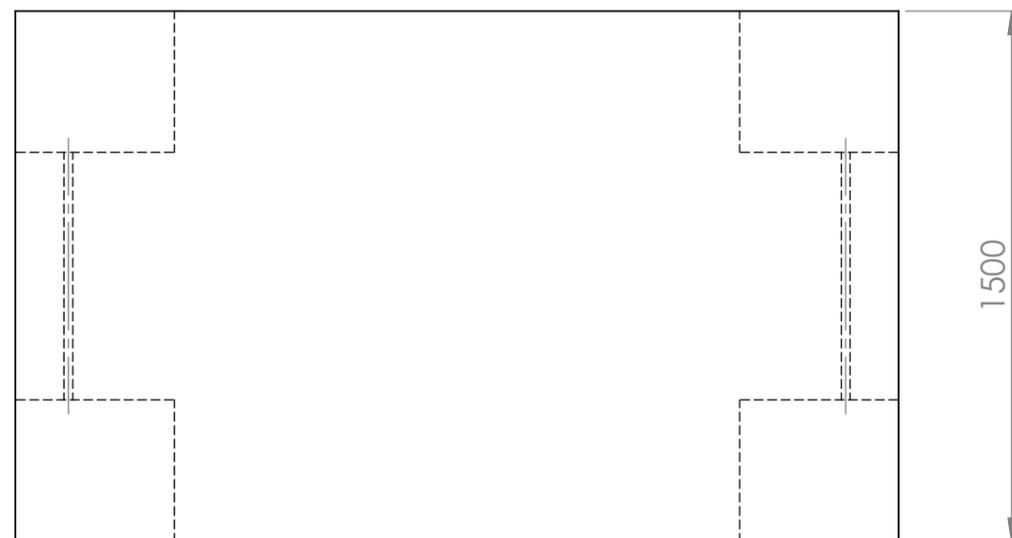
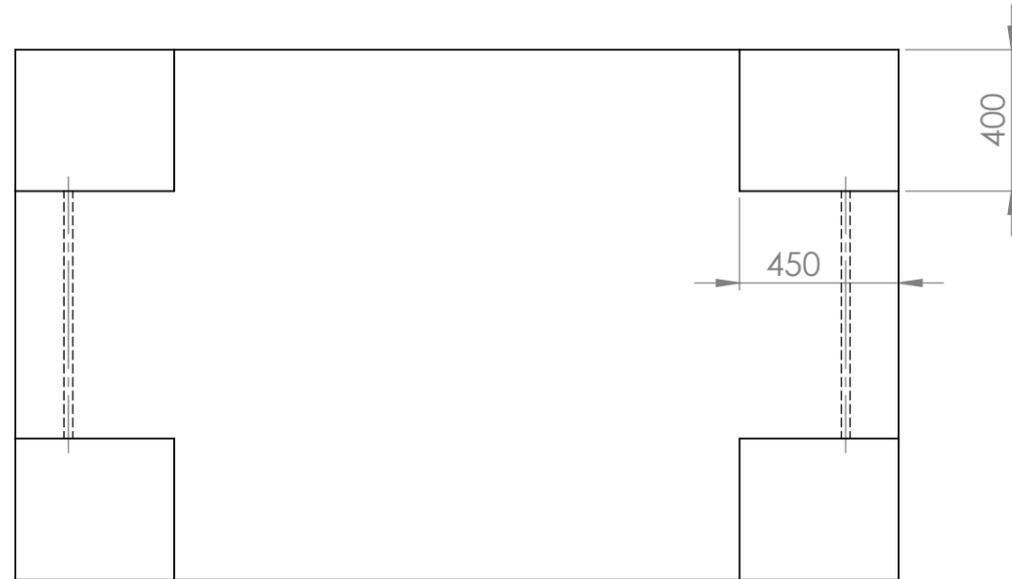
Titulación: **Ingeniero Técnico Industrial, Mecánica**

Centro: **Escuela de Ingenierías Industriales**

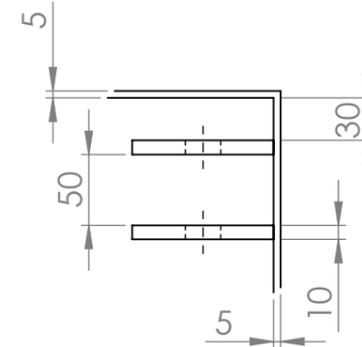
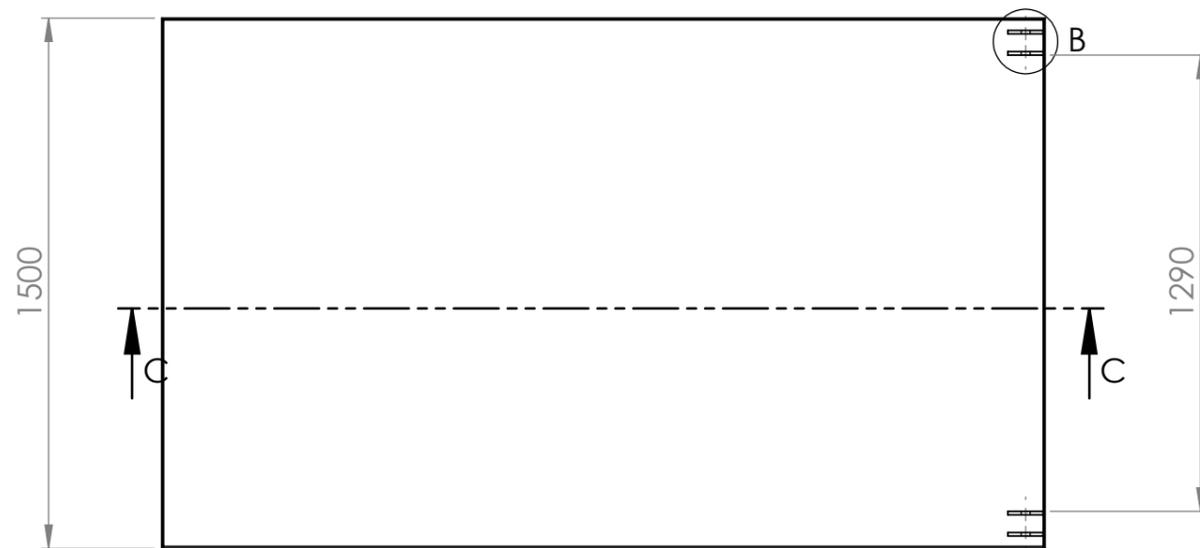
Escala: **1: 10**

NºPlano: **5**

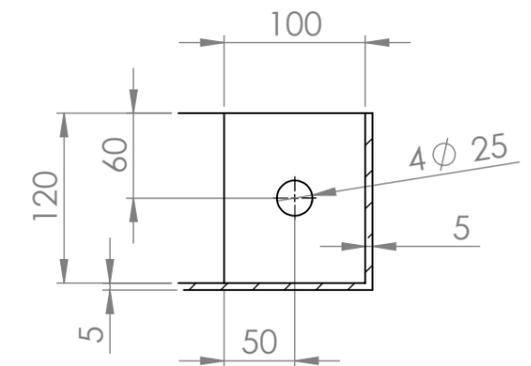
Firma:



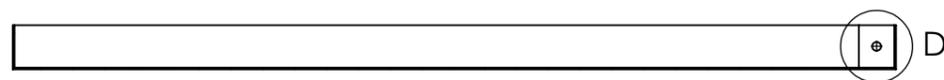
Nombre: Pablo Martínez del Pozo		
Nombre del dibujo: Base grúa		
Titulación: Ingeniero Técnico Industrial, Mecánica		
Centro: Escuela de Ingenierías Industriales		
Escala: 1: 20	NºPlano: 1	Firma:



DETALLE B
ESCALA 1 : 5

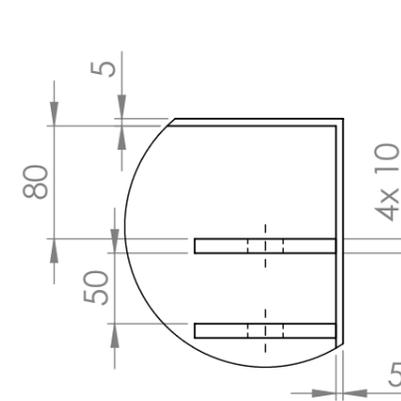
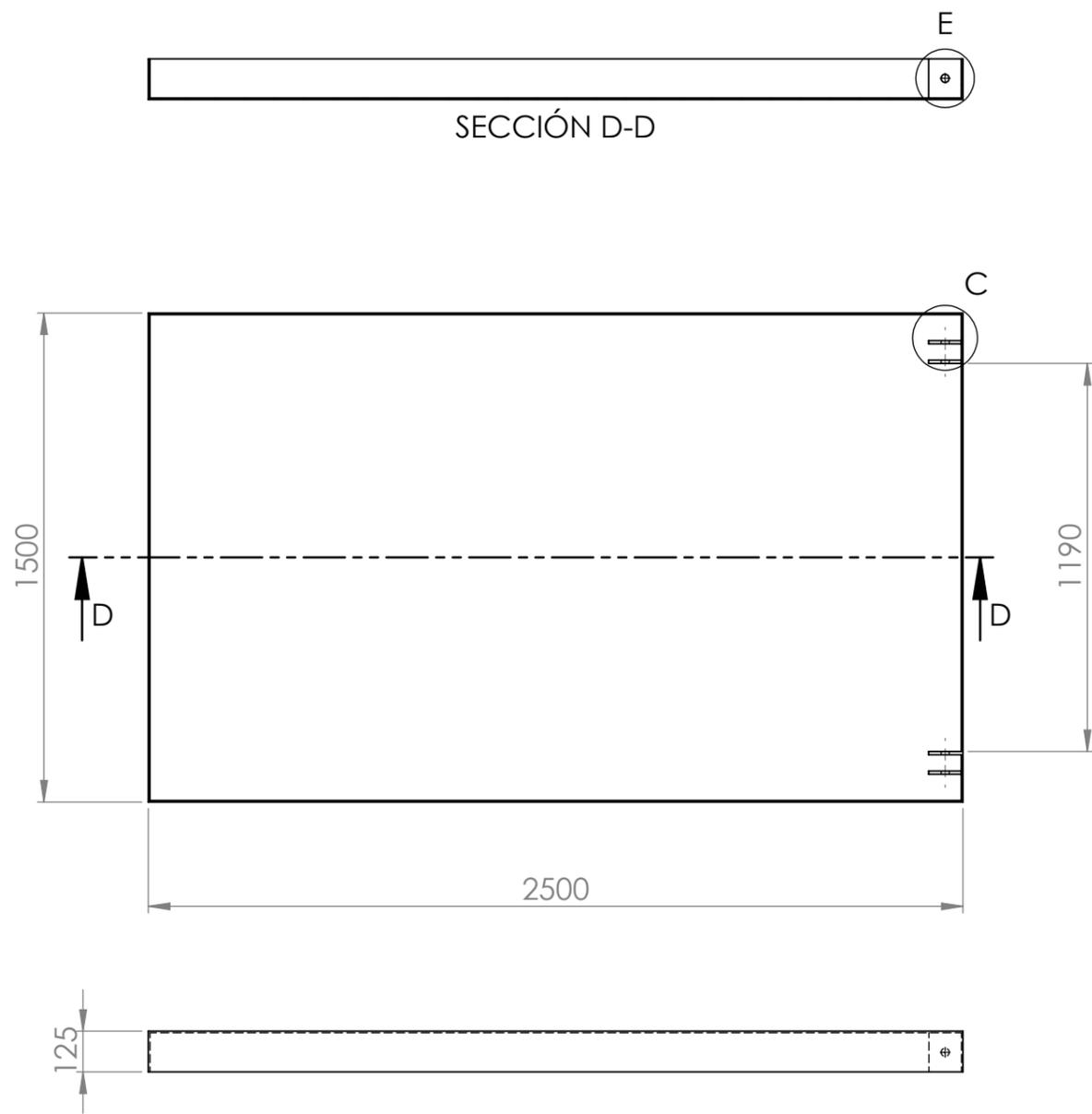


DETALLE D
ESCALA 1 : 5

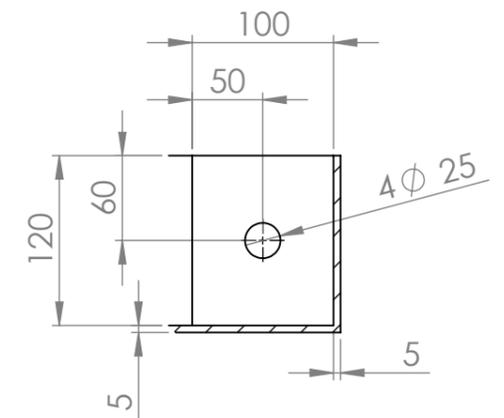


SECCIÓN C-C

Nombre: Pablo Martínez del Pozo		
Nombre del dibujo: Base plataforma tijera		
Titulación: Ingeniero Técnico Industrial, Mecánica		
Centro: Escuela de Ingenierías Industriales		
Escala: 1 : 20	NºPlano: 4	Firma:



DETALLE C
ESCALA 1 : 5



DETALLE E
ESCALA 1 : 5



Nombre: Pablo Martínez del Pozo

Nombre del dibujo:
Base plataforma

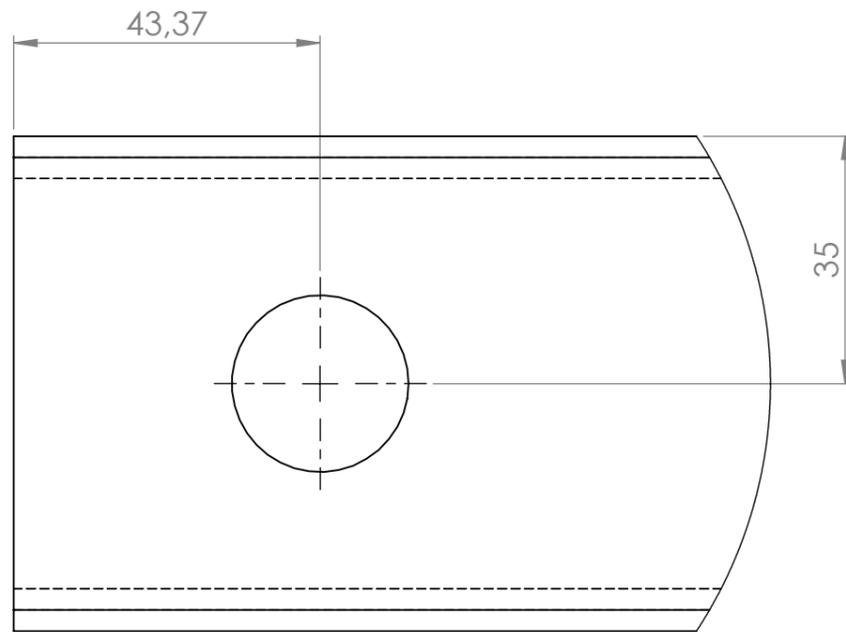
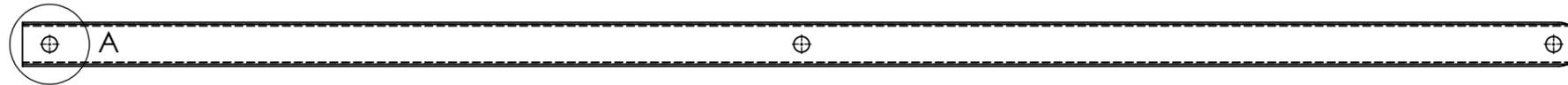
Titulación: Ingeniero Técnico Industrial, Mecánica

Centro: Escuela de Ingenierías Industriales

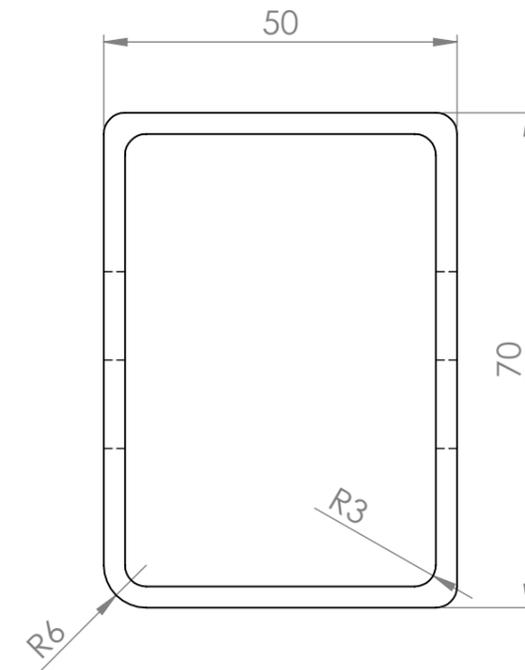
Escala: 1 : 20

NºPlano: 9

Firma:

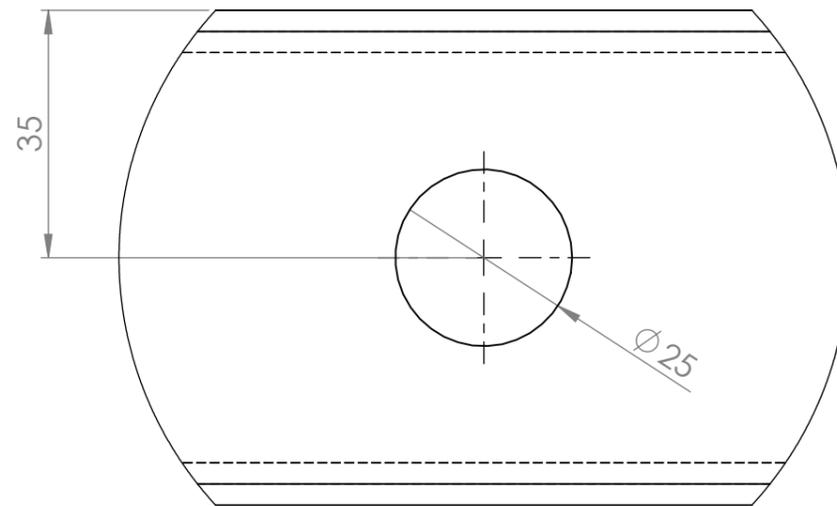
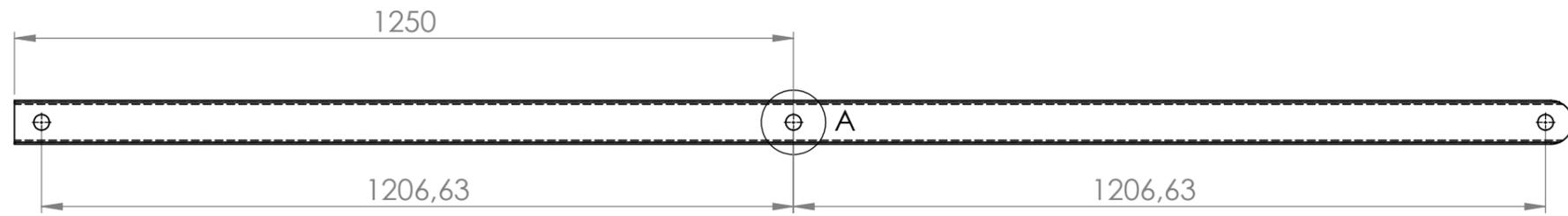


DETALLE A
ESCALA 1 : 1



DETALLE B
ESCALA 1 : 1

Nombre: Pablo Martínez del Pozo		
Nombre del dibujo: Detalle extremo de barra		
Titulación: Ingeniero Técnico Industrial, Mecánica		
Centro: Escuela de Ingenierías Industriales		
Escala: 1 : 10	NºPlano: 13	Firma:



DETALLE A
ESCALA 1 : 1

Nombre: Pablo Martínez del Pozo

Nombre del dibujo:

Detalle taladro central barras

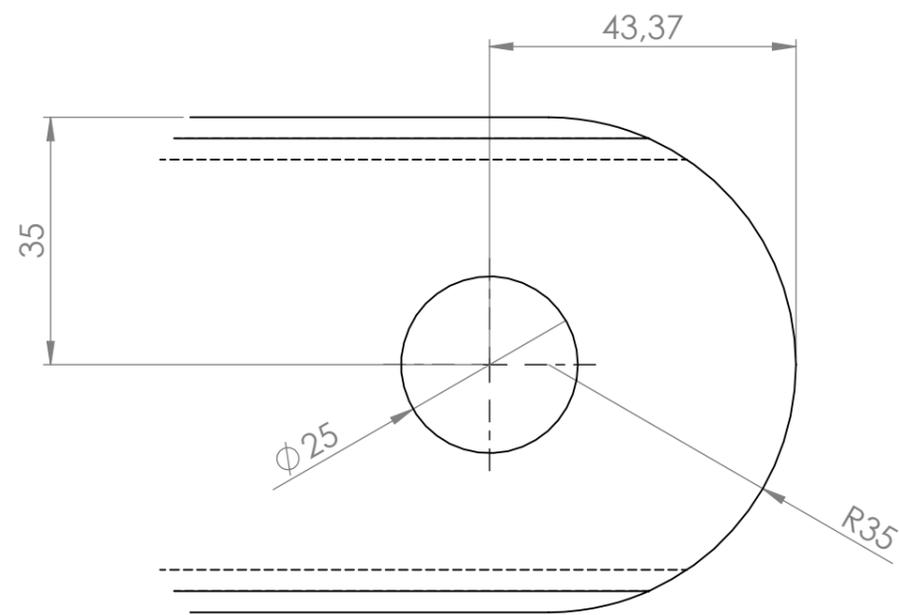
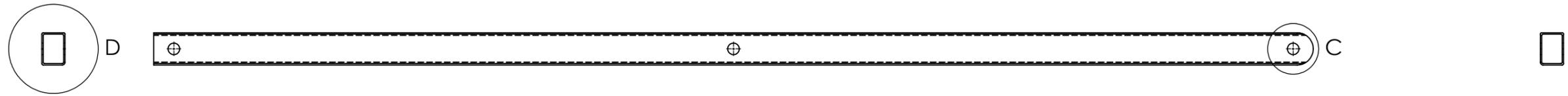
Titulación: Ingeniero Técnico Industrial, Mecánica

Centro: Escuela de Ingenierías Industriales

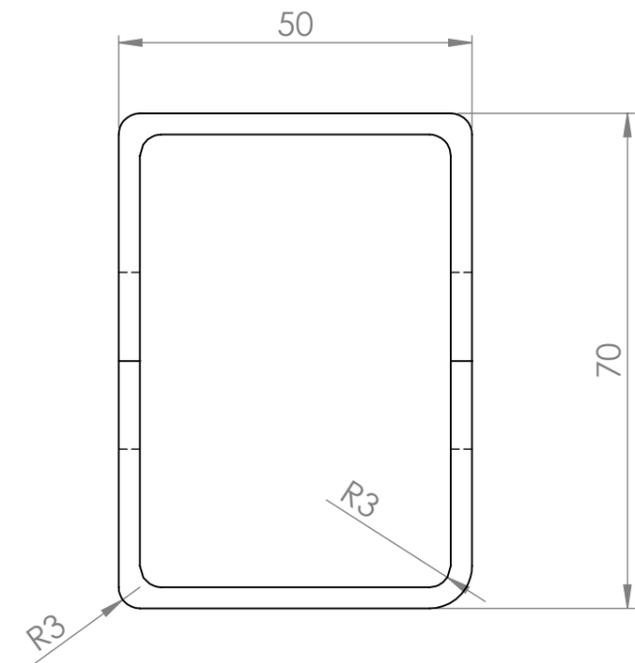
Escala: 1: 10

NºPlano: 12

Firma:

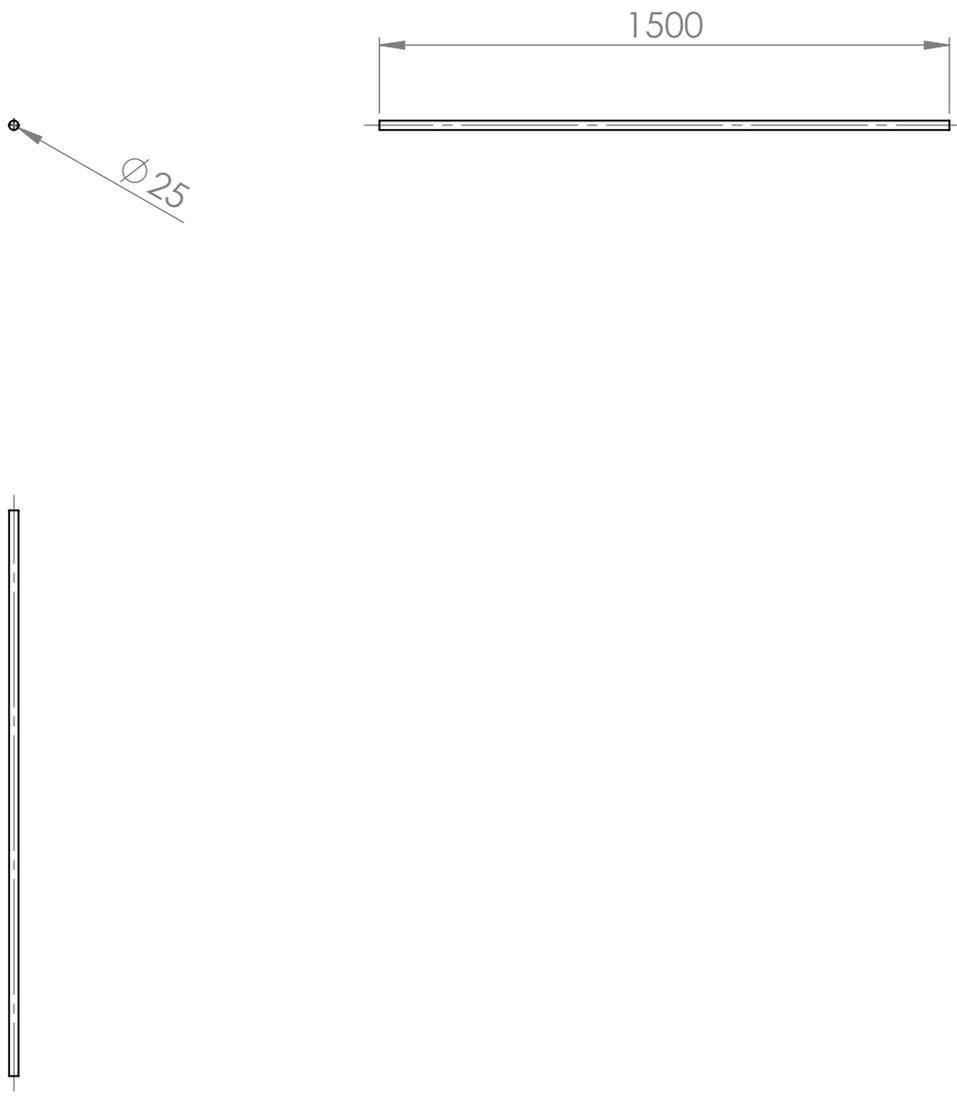


DETALLE C
ESCALA 1 : 1



DETALLE D
ESCALA 1 : 1

Nombre: Pablo Martínez del Pozo		
Nombre del dibujo: Detalle unión barra con base		
Titulación: Ingeniero Técnico Industrial, Mecánica		
Centro: Escuela de Ingenierías Industriales		
Escala: 1: 10	NºPlano: 14	Firma:



Nombre: Pablo Martínez del Pozo

Nombre del dibujo:

Eje de las ruedas

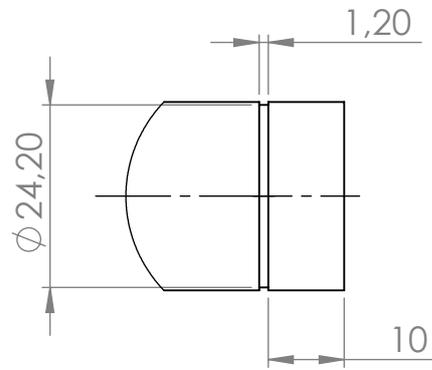
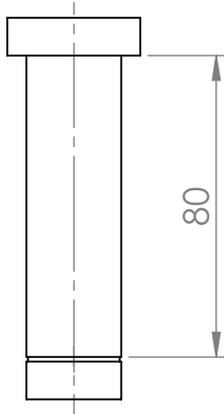
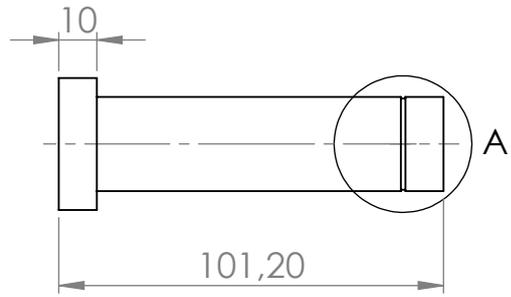
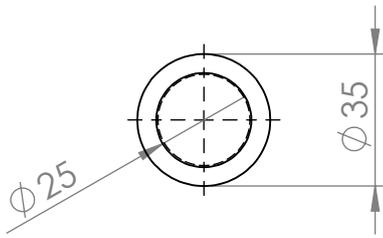
Titulación: Ingeniero Técnico Industrial, Mecánica

Centro: Escuela de Ingeniería Industriales

Escala: 1: 20

NºPlano: 2

Firma:



DETALLE A
ESCALA 1: 1

Nombre: Pablo Martínez del Pozo

Nombre del dibujo:

Pasador de unión estructura tijera con base y con patín

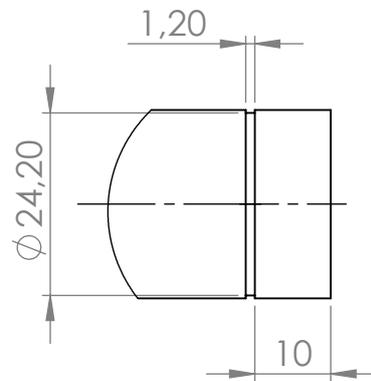
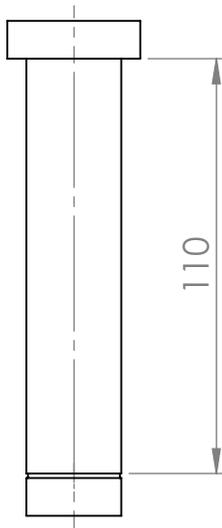
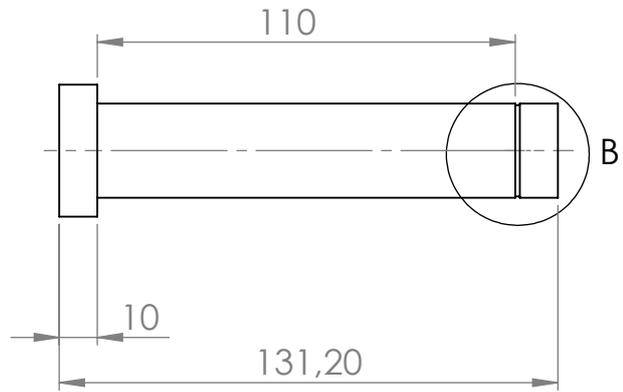
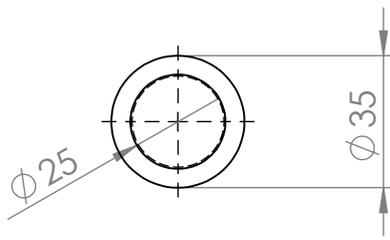
Titulación: Ingeniero Técnico Industrial, Mecánica

Centro: Escuela de Ingeniería Industriales

Escala: 1: 2

NºPlano: 17

Firma:



DETALLE B
ESCALA 1: 1

Nombre: Pablo Martínez del Pozo

Nombre del dibujo:

Pasadores centrales

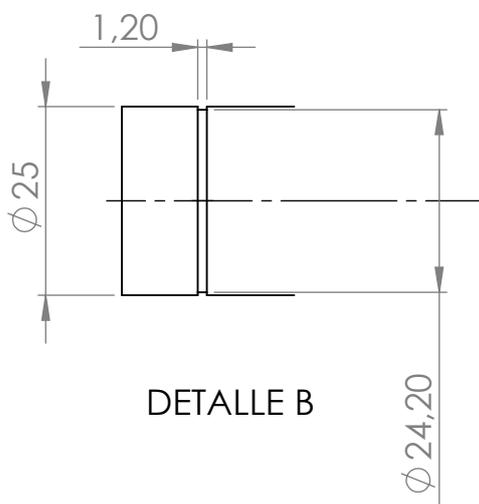
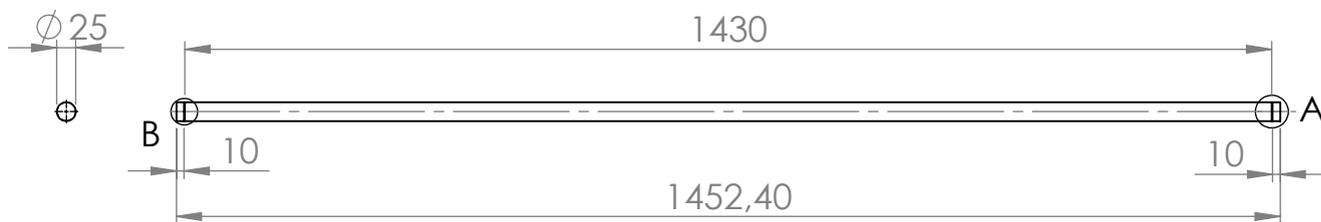
Titulación: Ingeniero Técnico Industrial, Mecánica

Centro: Escuela de Ingeniería Industriales

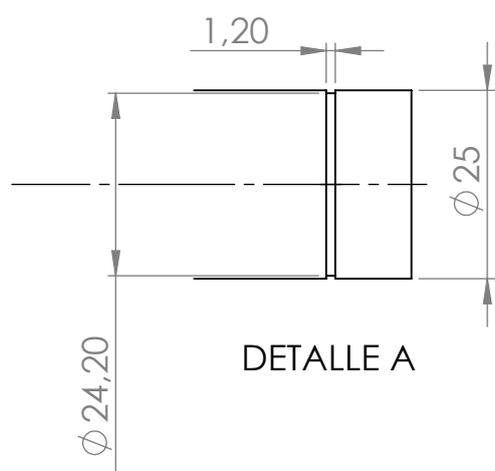
Escala: 1: 2

NºPlano: 16

Firma:



DETALLE B



DETALLE A

Nombre: Pablo Martínez del Pozo

Nombre del dibujo:

Pasadores con entalla para arandela de sujeción

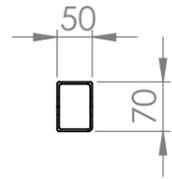
Titulación: Ingeniero Técnico Industrial, Mecánica

Centro: Escuela de Ingeniería Industriales

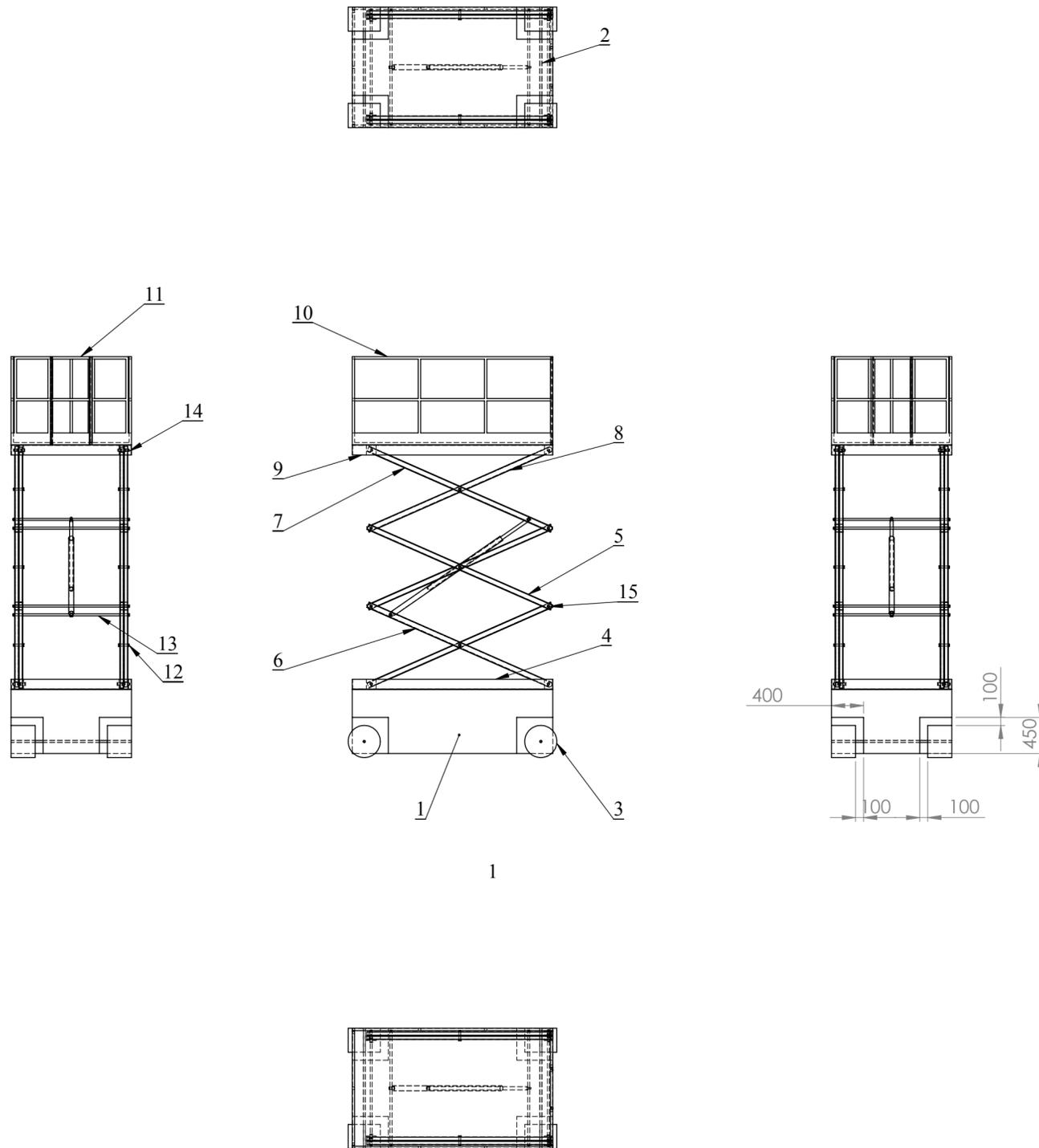
Escala: 1: 10

NºPlano: 15

Firma:



Nombre: Pablo Martínez del Pozo		
Nombre del dibujo: Barra de unión estructura tijera con base		
Titulación: Ingeniero Técnico Industrial, Mecánica		
Centro: Escuela de Ingenierías Industriales		
Escala: 1: 10	NºPlano: 8	Firma:



1	Base	1
2	Eje de las ruedas	2
3	Rueda grúa	4
4	Base plataforma tijera	1
5	Barra	8
6	Barra de apoyo inferior del cilindro	2
7	Barra de apoyo superior del cilindro	2
8	Barra union tijeras y base superior	2
9	Base plataforma	1
10	Barandillas	1
11	Puera plataforma	1
12	Pasador central	6
13	Pasador lateral	8
14	Pasador unión tijera-base	8
15	Arandela de sujeción	26

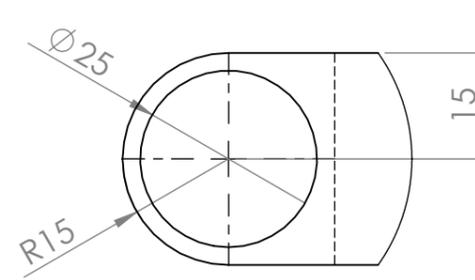
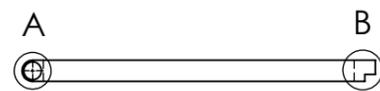
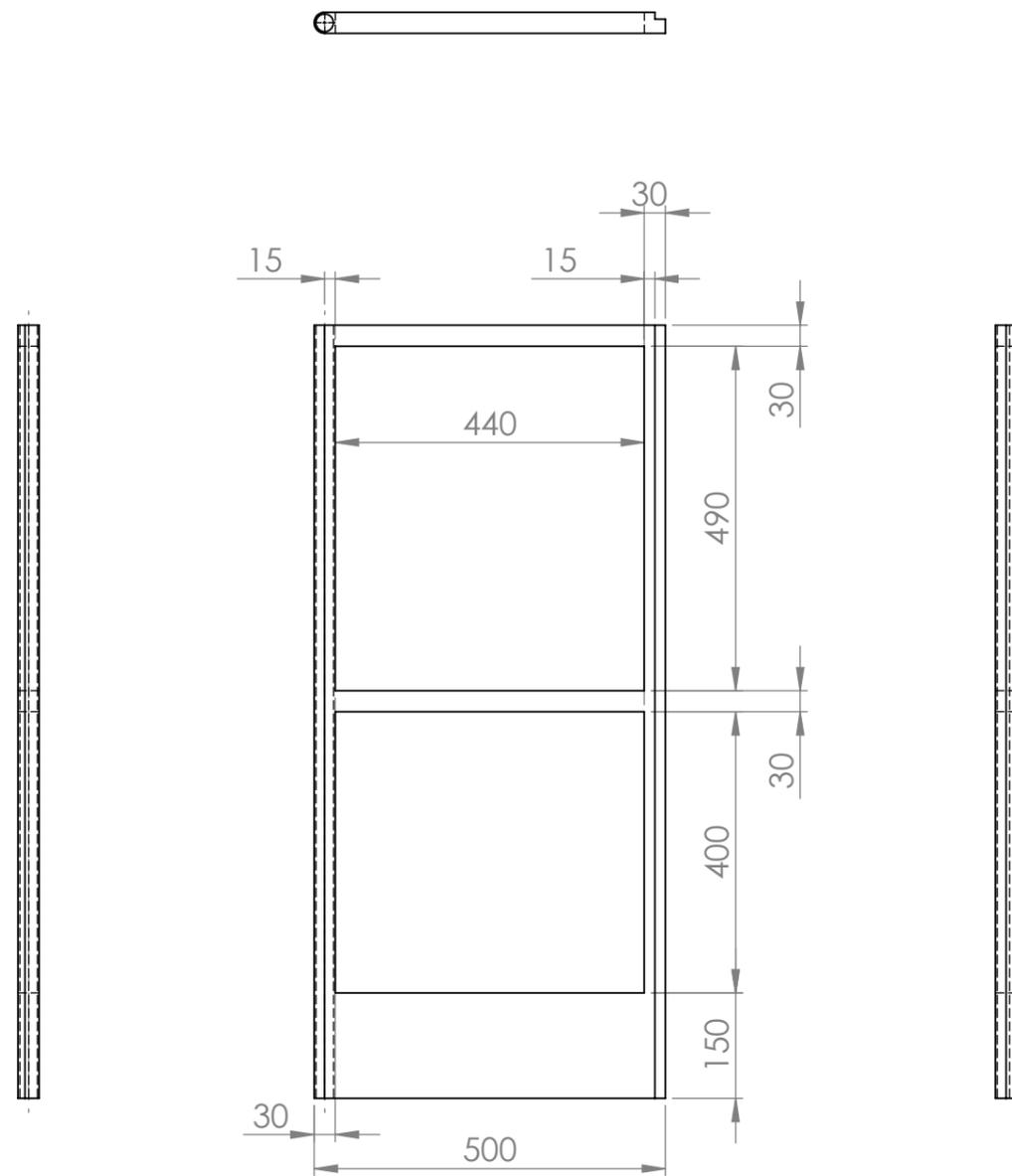
Marca	Denominación pieza	NºPiezas
-------	--------------------	----------

Escala: 1: 50	Denominación conjunto: PLATAFORMA ELEVADORA MÓVIL DE PERSONAL	NºPlano: 0
------------------	--	---------------

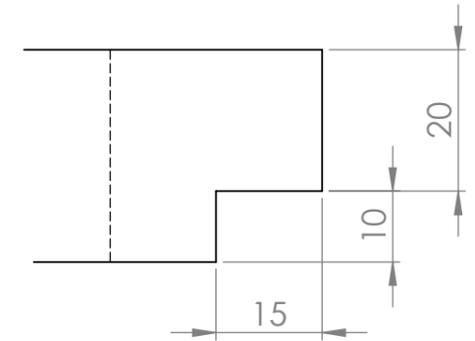
Nombre: PABLO MARTÍNEZ DEL POZO

Centro: ESCUELA DE INGENIRÍAS INDUSTRIALES

Firma:

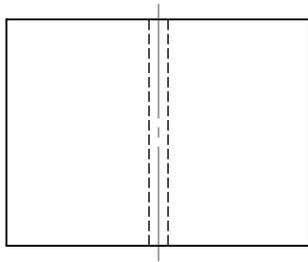
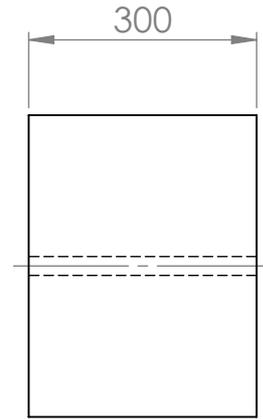
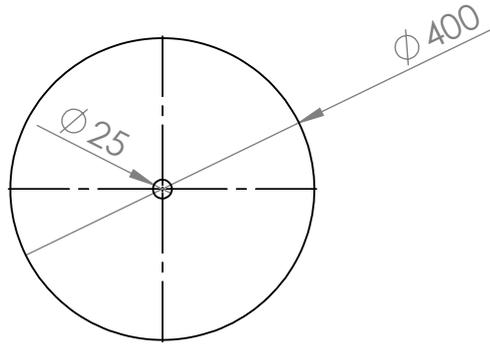


DETALLE A
ESCALA 1 : 1



DETALLE B
ESCALA 1 : 1

Nombre: Pablo Martínez del Pozo		
Nombre del dibujo: Puerta de barandilla		
Titulación: Ingeniero Técnico Industrial, Mecánica		
Centro: Escuela de Ingenierías Industriales		
Escala: 1: 10	NºPlano: 11	Firma:



Nombre: Pablo Martínez del Pozo

Nombre del dibujo:

Rueda grúa

Titulación: Ingeniero Técnico Industrial, Mecánica

Centro: Escuela de Ingeniería Industriales

Escala: 1: 10

NºPlano: 3

Firma: