

**Escuela de
Igeniería y Arquitectura
Universidad Zaragoza**



Ingeniero técnico industrial esp. Mecánica

PROYECTO FIN DE CARRERA

**DISEÑO DE SOPORTE REGULABLE
PARA ORDENADOR PORTÁTIL A
TRÍPODE**

Memoria

Alumno: Arturo García Urbano

Director de Proyecto: José M. Auría Apilluelo

Junio de 2012

Índice

Contenido

| | |
|--|----|
| Índice de Figuras | 4 |
| Contenido | 4 |
| Resumen | 8 |
| 1. Objeto y Alcance del Proyecto | 10 |
| 1.1. Objeto del proyecto..... | 10 |
| 1.1. Alcance del soporte | 11 |
| 2. Estudio previo del mercado..... | 12 |
| 2.1. Alternativas existentes a nuestro proyecto | 12 |
| 2.2. Estudio de los distintos fabricantes de trípodes | 17 |
| 3. Diseño del boceto inicial..... | 20 |
| 4. Sistema Cremalleras-Engranaje..... | 24 |
| 4.1. Conceptos generales de los engranajes | 24 |
| 4.1.1. Nomenclatura en los engranajes..... | 24 |
| 4.1.2. Relaciones fundamentales de los engranajes: | 26 |
| 4.1.3. Tipos de dentado | 27 |
| 4.2. Diseño del engranaje | 28 |
| 4.2. Diseño de las cremalleras..... | 31 |
| 5. Diseño y elección de los agarres..... | 34 |
| 6. Bandeja inferior | 40 |
| 7. Bandeja Superior | 44 |
| 8. Pasador principal | 48 |
| 9. Anclajes al ordenador | 50 |
| 9.1. 1 ^a versión: 4 anclajes colocados en los extremos del soporte..... | 50 |
| 9.2. 2 ^a versión: Anclajes en zona delantera más cinta de velcro | 51 |
| 9.2.1. Anclajes laterales y posteriores..... | 51 |
| 9.2.2. Cinta de velcro (opcional)..... | 53 |
| 2.3. 3 ^a versión: Cintas de velcro mas anclaje delantero | 56 |
| 2.3.1. Defecto del diseño anterior y retoques en las cintas de velcro | 56 |

| | |
|---|----|
| 9.3.2. Agarre delantero | 57 |
| 9.3.3. Estudio y diseño del muelle torsional | 59 |
| 10. Sistema de elevación del soporte..... | 62 |
| 10.1. Búsqueda de bisagras o herrajes comerciales | 62 |
| 10.2. Sistema de elevación. Primera opción. | 65 |
| 10.3. Sistema de elevación. Segunda opción | 67 |
| 10.4. Sistema de elevación. Tercera opción..... | 71 |
| 10.5. Sistema de elevación, cuarta opción..... | 74 |
| 10.6. Sistema de elevación, quinta opción..... | 75 |
| 11. Conclusiones..... | 78 |
| 12. Anexo I. Cálculos Justificativos | 82 |
| 12.1. Calculo de los diagramas de esfuerzos..... | 82 |
| 12.2. Comprobación del espesor de la bandeja | 84 |
| 12.3. Comprobación del sistema de tijeras..... | 85 |
| 12.3.1. Resistencia de tensión máxima | 85 |
| 12.3.2. Pandeo..... | 87 |
| 12.3.3. Comprobación del diámetro de los remaches | 87 |
| 12.3.4. Comprobación del espesor de los perfiles | 89 |
| 12.3.5. Comprobación del espesor de las plaquitas..... | 89 |
| 12.3.6. Comprobación de los tornillos | 89 |
| 12.4. Comprobación del pasador principal | 90 |
| 12.4.1. Resistencia de tensión máxima | 90 |
| 12.4.2. Comprobación del pasador mediante cortante directo..... | 92 |
| 12.5. Comprobación del espesor pasador bandeja..... | 93 |
| 12.6. Comprobación del tornillo de los agarres | 93 |
| 12.7. Comprobación del Anclaje delantero..... | 93 |
| 12.8. Comprobación del cierre de la cinta de velcro..... | 94 |
| 13. Bibliografía..... | 96 |

Índice de Figuras

Contenido

| | |
|--|----|
| 1. Objeto y Alcance del proyecto | |
| 2. Estudio Previo del mercado | |
| Figura 1. Soporte opción 1 | 14 |
| Figura 2. Soporte opción 2 | 15 |
| Figura 3. Soporte opción 3 | 16 |
| Figura 4. Soporte opción 4 | 17 |
| Figura5. Distintos trípodes con bandeja comerciales | 17 |
| Figura6. Soporte de cámara y ordenador manfrotto | 20 |
| 3. Diseño del boceto inicial | |
| Figura 1. Boceto Inicial | 22 |
| Figura 2. Diseño 1: sistema de cilindros sin fin | 23 |
| Figura 3. Diseño 2: sistema de cremalleras y engranaje | 23 |
| 4. Sistema Cremalleras-Engranaje | |
| Figura 1.1. Nomenclatura del engranaje | 26 |
| Figura 1.2. Geometría de los dientes de engranaje | 29 |
| Figura 2.1. Generador de engranajes de Inventor | 30 |
| Figura 2.2. Vista preliminar del engranaje | 31 |
| Figura 2.3. Informe de resultados de Inventor | 32 |
| Figura 2.4. Engranaje Final | 33 |
| Figura 3.1 Cremallera Final | 35 |
| 5. Diseño y elección de los agarres | |
| Figura 1. Agarre 1 ^a versión | 37 |
| Figura 2. Agarre 2 ^a versión | 38 |
| Figura 3. Agarre 3 ^a versión | 38 |
| Figura 4. Agarre 4 ^a versión | 39 |
| Figura 5. Agarre 5 ^a versión | 40 |
| Figura 6. Agujero roscado en agarre 5 ^a versión | 40 |
| Figura 7. Agarre versión final | 41 |
| Figura 8. Agarre unido a cremallera | 41 |

6. Bandeja Inferior

| | |
|--|----|
| Figura 1. Bandeja inferior, vista delantera | 43 |
| Figura 2. Vista del canal para el tope de la cremallera | 44 |
| Figura 3. Tapa de engranaje | 44 |
| Figura 4. Montaje de las correas y engranajes en la barra inferior | 45 |
| Figura 5. Montaje final de la tapa en la bandeja | 45 |

7. Bandeja Superior

| | |
|---|----|
| Figura 1. Bandeja superior | 46 |
| Figura 2. Bandeja de ratón, vista delantera | 47 |
| Figura 3. Bandeja de ratón, vista trasera | 48 |
| Figura 4. Bandeja inferior con vista detallada de las ranuras para la bandeja del ratón | 48 |
| Figura 5. Bandeja inferior con la bandeja de ratón cerrada | 49 |
| Figura 6. Bandeja inferior con la bandeja del ratón abierta | 49 |

8. Pasador Principal

| | |
|---|----|
| Figura 1. Pasador principal | 50 |
| Figura 2. Unión de las bandejas mediante el pasador | 51 |

9. Anclajes

| | |
|---|----|
| Figura 1.1. Anclaje del ordenador 1 ^a versión | 53 |
| Figura 2.1. Anclaje lateral 2 ^a versión | 54 |
| Figura 2.2. Enganche velcro, pieza 1, vista de canalización interior | 56 |
| Figura 2.3. Enganche velcro, pieza 1, vista inferior | 56 |
| Figura 2.4. Enganche velcro, pieza 2 | 56 |
| Figura 2.5. Enganche velcro, pieza 2, vista inferior | 56 |
| Figura 2.6. Enganche de la cinta de velcro | 57 |
| Figura 2.8. Enganche de cinta de velcro insertado en la ranura de la bandeja superior | 57 |
| Figura 3.1. Agarre delantero, pieza 1 | 59 |
| Figura 3.2. Agarre delantero, pieza 2 | 60 |
| Figura 3.3. Montaje del agarre delantero en el soporte superior | 60 |
| Figura 3.4. Parámetros de los muelles de torsión | 61 |
| Figura 3.5. Tabla de Inventor para la realización de muelles de torsión | 63 |
| Figura 3.6. Muelles de torsión creados desde inventor | 63 |

10. Sistema de elevación del soporte

| | |
|--|----|
| Figura 1.1. Tabla de especificaciones herrajes Rastomat | 65 |
| Figura 1.2. Tabla de especificaciones herrajes Multiflex | 65 |
| Figura 1.3. Herrajes Te Ke He 1 | 66 |
| Figura 1.4. Herrajes Te Ke He 1 | 66 |
| Figura 2.1. Atril de sobremesa regulable | 67 |
| Figura 2.2. Herrajes regulables primera opción | 67 |
| Figura 2.3. Apoyos rectangulares y guías | 67 |
| Figura 2.4. Cilindro de diámetro variable | 68 |
| Figura 2.5. Sistema de elevación primera opción | 68 |
| Figura 3.1. Cierres de rosca y de clic en patas de trípodes | 69 |
| Figura 3.2. Cilindros telescópicos | 70 |
| Figura 3.3. Distintas abrazaderas de tija para bicicletas | 70 |
| Figura 3.4. Cierre de clic, abrazadera | 71 |
| Figura 3.5. Cierre de la abrazadera | 72 |
| Figura 4.1. Barra inferior | 74 |
| Figura 4.2. Barra superior, anillo de teflón y tape del herraje | 74 |
| Figura 4.3. Sistema de elevación, tercera opción. Sección circular | 75 |
| Figura 4.4. Sistema de elevación, tercera opción. Sección rectangular | 75 |
| Figura 5.1. Sistema de elevación, 4 ^a opción | 76 |
| Figura 6.1. Mariposa GN 835 | 77 |
| Figura 6.2. Sistema de elevación, 5 ^a opción, vista general | 78 |
| Figura 6.3. Sistema de elevación, 5 ^a opción, vista detallada | 78 |

11. Conclusiones

| | |
|---|----|
| Figura 1. Soporte versión final | 81 |
| Figura 2. Soporte versión final unida a trípode | 82 |

12. Anexo I. Cálculos Justificativos

| | |
|--|----|
| Figura 1.1. Sistema equivalente al soporte a 90º, 45º y 0º | 85 |
| Figura 1.2. Diagrama de esfuerzos axiles | 85 |
| Figura 1.3. Diagrama de esfuerzos cortantes | 86 |
| Figura 1.4. Diagrama de momentos flectores | 86 |
| Figura 2.1. Tabla de propiedades Plásticos ABS | 87 |

| | |
|--|----|
| Figura 3.1. Tabla de propiedades Aluminio | 88 |
| Figura 3.2. Doble cortadura en pasador tijeras | 89 |
| Figura 3.3. Tabla de propiedades Acero Dulce | 90 |
| Figura 3.4. Vectores de fuerzas de las distintas inclinaciones | 90 |
| Figura 3.5. Sistema de tornillo | 91 |
| Figura 3.6. Sistema con fuerzas resultantes en tornillos | 91 |
| Figura 4.1. Diagrama de barras del pasador | 93 |
| Figura 4.2. Diagrama de esfuerzos axiles | 93 |
| figura 4.3. Diagrama de esfuerzos cortantes | 93 |
| Figura 4.4. Diagrama de momentos flectores | 93 |
| Figura 4.5. Doble cortadura en pasador | 94 |
| Figura 7.1. Aplastamiento en Anclaje | 95 |

13. Bibliografía

Resumen

Este proyecto tendrá como objeto el diseño de un soporte regulable de ordenador portátil para trípodes. Su principal característica será que el soporte irá colocado en las patas del trípode, dejando así la cabeza del trípode libre para la colocación de cualquier otro sistema, ya sea una cámara, estación de medida, nivel, etc.

Podemos decir que el soporte será regulable debido a que dispondremos de la posibilidad de colocar un ordenador con la inclinación que nosotros queramos con respecto a las patas del trípode, pudiendo variar esta posición desde unos ángulos de 0º a 90º (que la bandeja esté en posición totalmente vertical, hasta una posición totalmente horizontal).

Otra de las características que poseerá nuestro soporte será la de acoplarse al trípode de una manera rápida y sencilla, de tal manera, que una vez tengamos el soporte montado, permita que el trípode se pueda recoger sin ninguna dificultad, permitiendo así un rápido y cómodo traslado del sistema trípode-soporte.

Por último mencionar que este soporte no estará diseñado para un único modelo de trípode, pues hemos ideado un diseño que permitirá un perfecto ajuste a trípodes de una amplia gama de tamaños. Además debido a sus características de diseño, estamos hablando de un soporte que permitirá colocar portátiles de tamaños de pantallas desde 10 pulgadas, hasta un máximo de 15 pulgadas, sin riesgo alguno de que este pueda soltarse de nuestro soporte.

1. Objeto y Alcance del Proyecto

1.1. Objeto del proyecto

EL objeto de este proyecto será la elaboración de un mecanismo mediante el cual, conseguiremos mantener unido un ordenador portátil a las patas de un trípode, consiguiendo así que la cabeza del mismo siga libre para poder insertarle una cámara, estación de medida, nivel, etc. Este mecanismo tendría su utilidad por ejemplo, en cualquier tarea de toma de datos, en la cual mediante la cámara tomamos los datos, y nosotros podríamos pasarlo directamente al ordenador y trabajar con ellos sin la necesidad de una mesa o dos trípodes(uno para la cámara y otro para el portátil).

Para que este mecanismo sea lo suficientemente útil, además tendremos que idearlo atendiendo a determinados especificaciones de diseño que desde nuestro punto de vista, hemos catalogado de imprescindibles:

- Tenga un fácil montaje: Es probable que en el momento de su utilización no estemos en un taller con todo tipo de herramientas, por lo que necesitamos que el montaje del soporte a las patas y al ordenador sea de una manera simple, sencilla y sobretodo que se pueda realizar sin ningún tipo de herramienta.
- Tenga una consistencia robusta, estamos hablando de un mecanismo en el cual vamos a adaptar un ordenador portátil, que en ocasiones puede ser uno de elevadas prestaciones y coste, por lo tanto requeriremos de algo que nos dé una elevada seguridad a la hora de mantener el ordenador fijo, ya sea en su utilización o su traslado.
- Se pueda trasladar, es uno de los factores más importantes a tener en cuenta, pues muchas veces en las que se requiere de un trípode no estamos en un sitio fijo, sino que nos vamos moviendo con el trípode y lo utilizamos en un momento preciso. Por eso es imprescindible, que una vez montado el soporte, este sea plegable al igual que el trípode, para así movernos con facilidad. Para ello, necesitamos que el soporte se quede siempre centrado entre las dos patas que este colocado, pues así será mucho más robusto, estando así, siempre bien colocado, ya esté cerrado o abierto.
- Plegado del ordenador: otra de las cosas que le daría una mayor consistencia es que el ordenador se pueda plegar, quedándose así totalmente pegado a las patas del trípode. Además de esto tiene que tener distintas posiciones, pues dependiendo del grado de apertura de las patas, necesitaremos levantar la bandeja un ángulo determinado.

- Sea lo más universal posible, es decir, que nuestro mecanismo se pueda adaptar a la máxima cantidad de trípodes posibles, pues dependiendo del fabricante o modelo, dispondremos de patas de distintas formas y diámetros.
- Ajustar el diseño para que el producto final tenga un coste acorde con el resto de productos que utilizamos. Tendremos que realizar un diseño simple y buscando componentes comerciales, abaratando así los costes, evitando así que nuestro producto tenga un coste mucho más elevado que el coste del ordenador o el trípode.

Otra opción sería hacer distintas versiones de nuestro producto, variando así el tamaño o las prestaciones de nuestro producto, dando así, distintas opciones a nuestros clientes para elegir acorde a sus exigencias.

Para la realización de este proyecto utilizaremos un software de diseño en 3D, puesto que esto nos permitirá hacernos una idea muy aproximada a la realidad de cómo va a ser el mecanismo a crear, además, una vez lo tengamos diseñado, nos será mucho más fácil la realización de los planos, pues programas como el que vamos a utilizar, Autodesk Inventor Professional 2012, pues te permite crear planos a partir de piezas de una manera mucho más cómoda e intuitiva que si tuviéramos que usar programas de dibujo más generales como AutoCAD.

Algunas de las ventajas que poseen estos programas, es que nos permiten realizar videos muy precisos ya sea con el montaje, desmontaje o con el funcionamiento de nuestros ensamblajes. Otras características que poseen este tipo de programas que nos podrían ser de utilidad son las de renderizado y análisis de tensiones, la primera para obtener imágenes realistas de nuestras piezas en 3D, y la segunda para saber a la perfección si nuestro sistema resiste las fuerzas que le van a ser aplicadas en la realidad.

1.1. Alcance del soporte

Puesto que el objetivo es diseñar un soporte lo más universal posible, buscaremos diseñarlo de tal manera que abarque una amplia gama tanto de ordenadores, como de trípodes, por tanto, el alcance de nuestro proyecto será el siguiente:

- Diseño de un soporte regulable para trípodes acorde a las especificaciones de diseño numeradas.
- Realización del modelo 3D del soporte diseñado.
- Elaboración de los planos del modelo 3D creado.
- Comprobación teórica de que las medidas elegidas para el diseño de nuestro soporte son las correctas mediante los cálculos que se consideren necesarios.

2. Estudio previo del mercado

Antes de empezar a diseñar nuestro producto, es conveniente realizar un estudio del mercado para conocer así, si existe ya algo a la venta que nos pudiera interesar, en caso de no existir nada, este estudio podría servirnos para darnos ideas a la hora de diseñar partes de nuestro mecanismo, como bien podría ser la mesa del ordenador o su agarre a la misma.

A su vez en este estudio, podremos incluir un estudio de los principales fabricantes de trípodes, observando como son los trípodes que venden, anotando características como su altura, su capacidad máxima, o la sección de sus patas, para así poder fabricar un producto que se adapte al mayor número de ellos.

2.1. Alternativas existentes a nuestro proyecto

En nuestra búsqueda nos encontramos con que algo como lo que queremos fabricar no existe en el mercado. Se pueden llegar a encontrar mecanismos similares a lo que buscamos, o que podrían llegar a servir como última opción, pero son todos proyectos de gente particular cuyos productos no están a la venta.

A continuación expondremos algunas de las opciones encontradas con sus inconvenientes y sus puntos a favor.



Figura 1. Soporte opción 1

Opción 1: Esto nos podría servir para hacernos idea de lo que queremos hacer, si que va en la línea de lo que queremos fabricar, un soporte para portátil, para poder ponerlo junto a la cámara, pero no cumple casi ninguno de nuestros requerimientos principales, el ordenador no está fijado de ninguna manera, por lo que su seguridad es bastante escasa, además no es un mecanismo que se pueda plegar, por lo que su traslado se antoja bastante complicado al igual que pasa con su montaje y desmontaje, además al no ir anclado a las patas laterales limita bastante la altura a la que podremos ajustar la cámara.

Como punto a favor, podríamos decir que además de cumplir con la función que requerimos, su coste sería muy bajo. Por lo que sería una opción a tener en cuenta si no se requiere mucho movimiento del trípode, y el portátil que tiene que sujetar es de gama baja con un precio no muy elevado.

Opción 2: Esta es una elección más valida que la anterior, pues cumple algunos de los requerimientos que buscamos como pueden ser que se puede plegar, facilitando así su transporte, asimismo nos encontramos ante una estructura consistente que sin ningún tipo de riesgo sabemos que soportará sin problemas el peso de nuestro portátil, es mas la estructura aquí mostrada tendría espacio para un segundo portátil incluso disponemos de una bandeja para el uso adecuado de un ratón.



Figura 2. Soporte opción 2

Sin embargo, es una opción que debemos rechazar pues presenta ciertos inconvenientes, pese a tener un diseño robusto, este no garantiza la seguridad de nuestro equipo, pues no tiene ningún tipo de fijación o agarre al portátil, posibilitando así que este caiga al suelo en cualquier momento. Además, pese a ser plegable solo disponemos de dos posiciones, limitándonos bastante a la hora de trabajar con el equipo.

Otro inconveniente puede ser su montaje, pues se antoja mucho más complicado de lo que buscamos, con la necesidad de acoplarse a las tres patas. Además tiene capacidad para dos dispositivos mas el ratón, para nosotros, al no necesitar capacidad más que para uno, es más inconveniente que ventaja, pues es una estructura mucho menos manejable que la que nosotros requerimos.

Opción 3: En la tercera opción nos encontramos ante un mecanismo de fácil montaje, montándose únicamente entre dos de las tres patas del portátil, permitiendo además el movimiento de estas ajustándolas así en la medida que nosotros queramos. Podría llegar a ser casi plegable, pues nos permite cerrar totalmente el trípode, pero tendría su inconveniente, pues sobresaldría excesivamente la barra que une las dos patas, pudiendo provocar algún tipo de incidente. Otro punto a favor podría ser el total movimiento de la bandeja para el ordenador, pues cuenta con una barra articulada por ambos extremos que permite gran cantidad de movimientos de la misma.



Figura 3. Soporte opción 3

inconveniente de este diseño sería que al estar en un lateral está mucho más expuesto a golpes accidentales que si estuviera centrado y pegado a las patas del portátil.

Pero este mecanismo presente distintos inconvenientes, la bandeja que presenta resulta totalmente inoperable, pues todo el movimiento que tiene la barra que la sujetta se queda limitado al no tener ningún tipo de agarre al ordenador, por lo que o la bandeja queda totalmente horizontal o se corre un gran riesgo de que nuestro portátil resbale y caiga al suelo. Además el diseño, no es todo lo robusto que querríamos, pues al no estar centrado y ajustado entre las dos patas, sino que está en un lateral, el peso no se reparte de forma adecuada pudiendo llegar a volcar el trípode si se pone un ordenador excesivamente pesado. Otro

Opción 4: Esta es la única de todas las opciones que es comercial, pues hasta ahora todo lo que habíamos encontrado eran proyectos de particulares que han buscado solución a un problema que ellos tenían, pero siempre han sido productos orientativos que no estaban a la venta.



Figura 4. Soporte opción 4

Se trata de una base para portátiles de la marca manfrotto, una de las más importantes en cuanto a trípodes se refiere. Pero este diseño es el que menos se adapta a lo que buscamos de todos los que hemos mencionado hasta ahora, teniendo como único punto a favor que es comercial, teniendo un precio estándar y bastante económico.

La base es totalmente inoperable, el ordenador se puede caer con mucha facilidad, solo se ajusta a una pata por lo que solo será válido para portátiles muy pequeños, corriendo riesgo de y no es plegable, por lo que si cerramos el trípode, podremos dejarlo montado, pero ocupara un gran espacio.

Después de esta última opción, todo lo que podemos encontrar en el mercado son soportes para ordenador que se colocan en el lugar en el que iría colocada la cámara de fotos, por lo que sería necesaria la utilización de un segundo trípode para poder utilizar de manera conjunta cámara y ordenador, por lo tanto esta idea quedaría desechada.



Figura 5. Distintos trípodes con bandeja comerciales

Dentro de este estilo de soportes hemos conseguido encontrar uno que si que podría adaptarse a lo requerido, aunque como todos los anteriores tiene sus inconvenientes.



Figura 6. Soporte de cámara y ordenador manfrotto

observamos que no hay nada en el mercado que satisfaga al cien por cien todos nuestros requerimientos, por lo que tendremos que realizar un diseño desde cero acorde a las exigencias iniciales.

Este soporte de la marca manfrotto hace que puedas poner cámara y ordenador a la vez, pero si se tratara de una cámara o un ordenador excesivamente aparatosos podría existir riesgo de vuelco, a su vez no existe ningún agarre al ordenador, pudiendo este caerse. Como punto a favor podríamos decir, aparte de ser un producto comercial, su fácil montaje, pues nos bastaría con enroscarlo en el lugar donde encajaríamos la cámara.

Una vez realizada esta búsqueda,

observamos que no hay nada en el mercado que satisfaga al cien por cien todos nuestros requerimientos, por lo que tendremos que realizar un diseño desde cero acorde a las exigencias iniciales.

2.2. Estudio de los distintos fabricantes de trípodes

Una vez estudiadas las distintas alternativas a lo que queremos, y ver que ninguna nos satisface, nos vemos obligados a realizar un estudio de familiarización con las distintos fabricantes de trípodes que podemos encontrar en el mercado.

Para poder fabricar un producto adecuado deberemos saber las características generales de los distintos trípodes del mercado, pues queremos crear un soporte que sea lo más universal posible, para ello tendremos que conocer valores como pueden ser los distintos perfiles de las patas o la capacidad máxima del trípode.

- Gitzo: (www.gitzo.com) Probablemente el sistema más completo y reconocido aunque a unos precios algo exagerados. Posee información de todo tipo en la web, como puede ser altura del trípode cerrado o su altura máxima, pero no nos informa de la sección de sus patas sabiendo solo que tienen sección circular y una capacidad de entre 4 y 12 Kg.
- Feisol: (www.feisoleurope.com) ofrece trípodes de alta calidad y acabado a un precio más contenido. Creo son muy recomendables por la calidad de los materiales empleados y porque el acabado está al nivel de los mejores. Todas las piezas están realizadas con mecanizado CNC de precisión y con excelente acabado. La estabilidad, resistencia a la torsión y rigidez también es de alto nivel. La relación peso/capacidad de carga es muy buena, tal vez la mejor. El peso máximo que aguantan oscila entre los 7 y 12Kg y el diámetro del tubo de mayor grosor de las patas es o de 28 o de 37 mm.
- Manfrotto: (www.manfrotto.com) Dispone de buenos trípodes, pero que en la competición con los anteriores se quedan bastante atrás. Más pesados, con menos altura y con menos capacidad de carga. Posee una amplia gama de trípodes, todos con patas de sección circular, en su página web encontramos todo tipo de especificaciones acerca de sus distintos productos las secciones van desde diámetros de 11,6mm el mínimo, hasta 39,2mm el diámetro máximo, resistiendo unas capacidades de entre 2,5 y 12Kg.
- Giottos: (www.giottos.com) amplia gama de productos relacionados con el mundo de la fotografía, cabezales, lentes, trípodes... Los trípodes más grandes de aluminio de esta marca son una alternativa magnífica y económica a los anteriores si el peso no importa o no hay que llevarlos a cuestas largas distancias. Son robustos, aunque mucho más pesados y con menos capacidad de carga que Feisol o Gitzo. En cuanto a información, en la web encontrarás toda la información perfectamente detallada de cada uno de sus trípodes con diámetros desde 13 hasta 25 mm y hasta 12 Kg de capacidad.
- Cullmann: (www.cullmann.de) Empresa alemana de fabricación de trípodes. Al igual que ocurre con manfrotto, disponemos de una web con todo tipo de información acerca de sus trípodes. Diámetros que oscilan entre 19 y 32 mm y una capacidad de carga de entre 2 hasta 10 kg.

- Weifeng: (www.weifengchina.com) Marca china basada en la imitación de trípodes de otras compañías con mayor prestigio.
- Koning: (www.konigelectronic.com) este es un fabricante con gran variedad de productos que van desde mandos a distancia de televisores, o relojes de mesa, termómetros, hasta trípodes como nos pueden interesar a nosotros. El problema que tienen es que sus trípodes tienen patas formadas por dos cilindros por pata, por lo que puede ser muy complicado que nuestro soporte se adapte a este tipo de trípodes.
- Fancier: (www.fancier.es) Una de las pocas con página web en español, trípodes tanto fotos como para video, con diámetros entre 8 y 32mm y capacidad de entre 2.5 y 15 Kg.
- Hähnel: (www.hahnel.ie) Empresa que tiene desde baterías o cargadores de portátiles o cámaras hasta trípodes para las mismas. En la página web encontraremos información detallada de 4 de sus trípodes con diámetros de 20 a 24mm y de 4 a 6Kg de capacidad.
- Walimex: (www.walimex.ch) página únicamente en alemán, no aparece información acerca del diámetro de sus patas con carga máxima de entre 3 y 12 Kg.
- Vanguard: (www.vanguardworld.es) Dispone de un catálogo con 11 trípodes a elegir con sus distintas características especificadas en su página web, aunque las características que más nos pueden interesar como son el diámetro y su carga máxima no están disponibles.
- Benro: (www.benrousa.com) Productos muy similares a los de marca Gitzo, pero normalmente a un precio más económico. Al igual que la marca mencionada no tiene especificadas los diámetros de sus patas en la web pero si otras muchas características de interés como son su carga máxima que oscilan entre 6 y 10 Kg.
- Mantona: (www.mantona.de) es una marca alemana de productos especialmente diseñados para fotógrafos profesionales y aficionados, trípodes y bolsas de transporte. En su web, únicamente en alemán, encontramos toda su gama de productos. Sus trípodes tienen una capacidad máxima de entre 6 y 8 Kg.
- Induro: (www.indurogear.com) Marca dedicada a la fabricación de trípodes y cabezales para cámaras, Existe una amplia gama de trípodes con distinto tamaño y capacidad máxima que oscilan gradualmente desde el mínimo de 4 Kg hasta un peso máximo de 20 Kg.
- Velbon: (www.velbon.co.uk) fue una de las primeras marcas en introducir el uso de materiales ligeros de carbono. Poseen incluso, una gama creada específicamente para la observación de las aves, en la página web podemos ver todas las características de cada uno de sus trípodes con diseños que van desde diámetros de 21mm que resisten únicamente 1,5 Kg hasta diámetros de 29mm que llegan a soportar 5Kg.

- Hama: (www.hama.es) Conocida marca en la cual, en su catalogo podrá encontrar accesorios para PC, Ordenador Portátil, Telefonía tanto móvil como fija, PDA, Cámaras y Videocámaras Digitales, Consolas... Entre sus productos encontramos una serie de trípodes, los cuales oscilan entre diámetros de 20 y 26,7mm que pueden llegar a soportar de entre 3 y 10 Kg.
- Bilora: (www.bilora.de) Otra marca alemana que se centra únicamente en la fotografía centrando su catálogo en trípodes, prismáticos, flashes y bolsas para guardar sus productos. En cuanto sus trípodes, tienen la capacidad se soportar hasta un máximo de entre 2,5 y 5Kg, dependiendo de sus diámetros que oscilan entre 22 y 30mm.

3. Diseño del boceto inicial

Una vez hemos realizado las labores de investigación iniciales, comenzaremos con el diseño de nuestro soporte, acorde con los requerimientos antes nombrados.

En una idea inicial, el primer boceto creado partía de la Opción 3 de las mencionadas en el estudio del mercado, pero con el cambio de que la barra que sujeta el soporte del ordenador no partía de una de las patas, sino de la barra central que las unía, evitando así las opciones de vuelco.

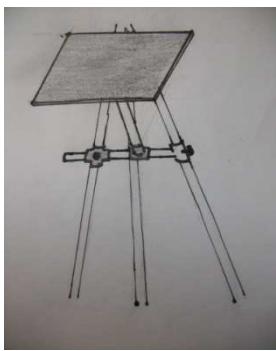


Figura 1. Boceto inicial

Pero esta opción queda rechazada rápidamente, pues pese a poder soportar más peso debido al reparto de la carga entre las dos patas, este soporte sería tremadamente incomodo a la hora de trasladarlo, pues la barra que une las dos patas no tiene manera alguna para recogerse, además la bandeja tendríamos que centrarla manualmente. Por seguridad en cuanto a posibles golpes accidentales, sería mucho más recomendable que el portátil estuviera lo mas pegado a las patas posible, por lo que la opción de hacer algo similar a esta opción es totalmente inviable.

El fracaso de esta opción, nos sirve para darnos cuenta de dos puntos clave, que tenemos que tener en nuestro diseño, para que este tenga un correcto funcionamiento, por lo que todo lo que pensemos a partir de ahora tendrá que incluir estos dos requisitos imprescindibles. Estos dos nuevos requisitos son, por un lado el soporte donde va a ir colocado el ordenador siempre este centrado entre las dos patas y que esto ocurra de manera automática. El otro requisito será que el ordenador este lo mas pegado a las patas posible, es decir que no necesitemos ninguna barra más que salga de las patas y vaya hasta el soporte, para hacernos una idea, queda totalmente descartado el soporte de las opciones 3 y 4, siendo nuestro objetivo buscar algo que se asemeje a las opciones 1 y 2, pero cumpliendo el resto de requisitos.

Para que el ordenador este pegado a las patas la mejor opción será poner una placa que coincida con el plano que forman las dos patas a las que se va a unir el soporte, y una vez puesta la primera placa, colocaremos otra que mediante unas bisagras o similar se levante la inclinación que haga falta para que el ordenador nos quede a la inclinación deseada. Con este funcionamiento conseguiremos que cuando queramos recoger el trípode nos baste con bajar el soporte hasta juntarlo a la otra placa, quedando así, pegado a las patas, por lo que conseguiremos un conjunto bastante estable a la hora de poder moverlo de un lado otro.

Una vez solucionado esto, nos centraremos con el requerimiento de que el soporte este siempre centrado entre las dos patas del trípode, para que esto se cumpla, tendremos que buscar algún tipo de sistema mecánico que funcione de tal manera que obligue a la segunda pata, a moverse la misma distancia en el sentido opuesto que la primera.

Nos encontramos ante uno de los momentos más complicados del diseño de nuestro producto, pues una vez solucionado esto, tendremos un primer boceto con una estructura definida y una clara idea de cómo tiene que ser nuestro diseño, al que únicamente habrá que ir añadiendo las distintas partes que nos falten, como podrá ser la bandeja del ordenador o el agarre a las patas.

Par conseguir que las dos patas se muevan a la vez, es decir, la bandeja este siempre centrada, se nos ocurren dos mecanismos, el primero imitando el funcionamiento de un compas, con una varilla mecanizada igual que un tornillo sin fin, en la cual colocamos una rueda para abrirlo que siempre está en el medio entre las dos patas (en realidad se asemejaría mas a dos tornillos sin fin enfrentados, estando la rueda en lo que sería el eje de simetría). La segunda opción sería mediante un sistema de dos cremalleras dentadas y un engranaje, el cual está colocado justo entre las dos correas, de tal forma que lo que se mueva una correa, el engranaje hará que la otra se mueva, pero en sentido inverso.

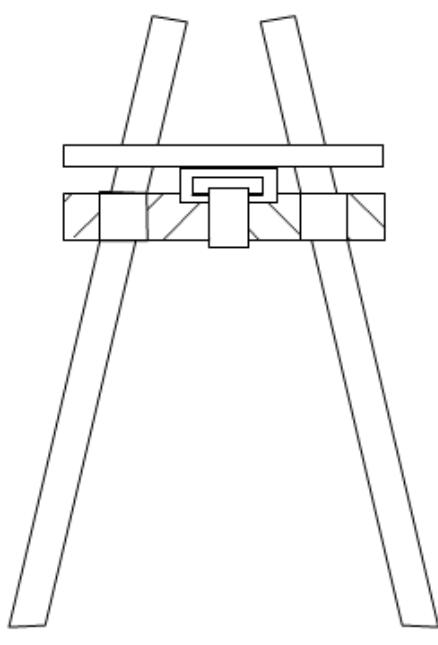


Figura 2. Diseño 1: sistema de cilindros sin fin

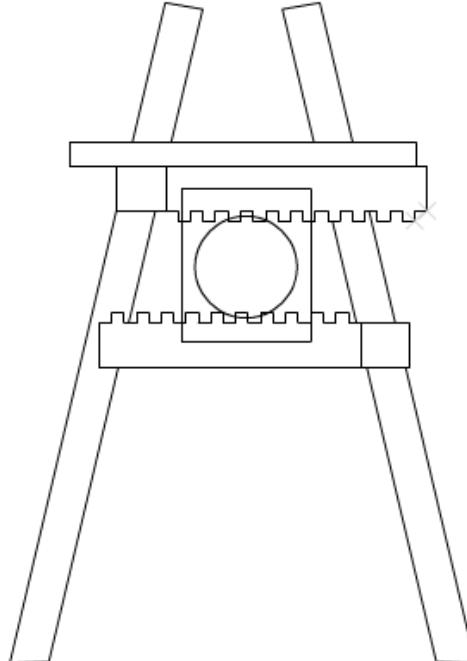


Figura 3. Diseño 2: sistema de cremalleras y engranaje

Para elegir cuál de los dos sistemas será el que utilicemos en nuestro diseño, realizaremos una comparativa entre estos dos sistemas para ver cuál de los dos se adapta mas a nuestras necesidades, mirando los puntos a favor y en contra de cada una de las opciones.

Sistema 1: La base del ordenador iría unida a la rueda central del mecanismo, que estaría acanalada con un círculo concéntrico para que la base pudiera ajustarse en él y girar sobre ella, permitiéndonos levantarla hasta la altura que nosotros deseáramos.

- *Puntos a favor:* Este sistema tiene como ventaja que el mecanismo para centrarse es relativamente simple, pues basta con imitar algo tan común como un compás.

Otro punto a favor es que es un sistema plegable, aspecto que buscamos imprescindible.

- *Puntos en contra:* Pese a ser un sistema plegable, no es un sistema muy adecuado, pues la longitud de las barras sin fin tendrá que ser de la misma longitud que la distancia que queramos abrir el trípode, por lo que en el momento en el que esté cerrado sobresaldrán excesivamente dichas barras.

Además de este primer inconveniente nos surge otro que sería la manera de mantener la bandeja en posición horizontal, pues aunque este problema también aparezca en el próximo modelo, en este se antoja mucho más complicado, ya que no disponemos de una superficie lisa pegada a las patas sobre la que poder instalar ningún mecanismo. El mecanismo que queramos usar para elevar la bandeja del ordenador tendrá que ir colocado a las patas, con el inconveniente de que dichas patas pueden estar colocadas con cualquier ángulo dependiendo de su apertura.

Sistema 2: En este sistema cada pata la uniríamos a una cremallera dentada, que a su vez, ambas correas irían unidas a un engranaje. Este engranaje al girar haría que cada una se moviera en sentido opuesto, yendo además unido a una placa sobre la cual mediante unas bisagras encajaríamos la bandeja para que esta se levantara a la altura que necesitáramos.

- *Puntos a favor:* Es un sistema mucho más compacto que el anterior, pues las cremalleras se cruzan entre sí, ocupando casi la mitad de espacio que en el modelo anterior. El hecho de introducir una placa unida al engranaje, facilita mucho su diseño, pues dispones de una superficie sólida sobre la que trabajar (introducirle las bisagras, el mecanismo para mantener la bandeja levantada, etc.)
- *Puntos en contra:* como punto en contra podemos citar que en cuanto diseño, pueda ser este más complicado de realizar que el sistema anterior, puesto que conlleve el diseño de una correa con su engranaje con sus respectivos pasos, diámetros primitivos, tamaño del diente etc.

Una vez expuestos y comparados los distintos modelos llega el momento de tomar una decisión y elegir el boceto que más se adapte a nuestras necesidades para seguir diseñando el resto de producto en torno al mismo.

El diseño 2 puede ser mas costoso y complejo que el diseño 1, pero el hecho de que tenga un espacio más reducido y compacto, sin barras que sobresalgan de la base, además de la placa fija, que nos da un abanico mayor de posibilidades a la hora de trabajar con sistema de abatimiento de la bandeja o la introducción de nuevos complementos, hacen que sean determinantes para tomar la decisión de que el diseño 2 sea más adecuado para seguir adelante con nuestro proyecto.

4. Sistema Cremalleras-Engranaje

Como ya mencionamos en el apartado anterior, nuestro soporte constara de un sistema de cremalleras con engranaje, consiguiendo así que cada una de las patas del trípode se mueva la misma distancia, es decir nuestro sistema este siempre centrado.

Puesto que esta es la única función que va a precisar nuestro sistema, tampoco necesitaremos unas especificaciones de diseño muy rigurosas, pues no va a estar sometido a grandes tensiones, ni a velocidades muy altas.

4.1. Conceptos generales de los engranajes

4.1.1. Nomenclatura en los engranajes

Antes de realizar el diseño de nuestro sistema, es interesante ofrecer la terminología característica usada en estos elementos.

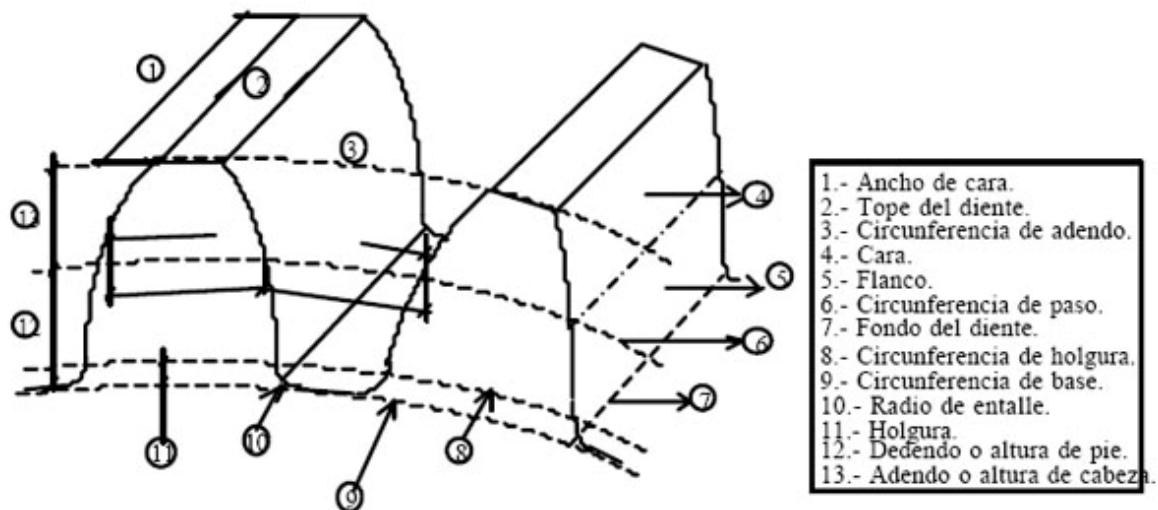


Figura 1.1. Nomenclatura del engranaje

- Circunferencia de paso o primitiva: es la de contacto entre los dientes que determinan la relación de transmisión. Las circunferencias primitivas de dos engranajes son tangentes entre sí.
- Paso circular: es la distancia medida sobre la circunferencia primitiva entre un determinado punto de un diente y el punto correspondiente en un diente inmediato. Según se aprecia en la figura anterior el paso circular o simplemente paso es igual a la suma del grueso del diente y el ancho entre los dientes consecutivos.
- Módulo: es el cociente del diámetro de la circunferencia primitiva y el número de dientes.
- Paso diametral: es la razón entre el número de dientes y el diámetro de paso. Evidentemente módulo y paso diametral son inversos.

- Adendo: es la distancia radial entre el tope del diente y la circunferencia primitiva.
- Dedendo: es la distancia radial desde la circunferencia primitiva hasta a circunferencia de base.
- Altura total: es la suma del dedendo más el adendo.
- Circunferencia de holgura: es la circunferencia tangente a la del adendo cuando los dientes están conectados.
- Holgura: es la diferencia entre el dedendo y el adendo.
- Juego: es la diferencia entre el ancho del espacio y el grueso del diente.
- Anchura de cara: es la longitud de los dientes en la dirección axial.
- Cara es la superficie lateral de diente limitada por la circunferencia primitiva y la circunferencia de adendo.
- Flanco: es la superficie lateral del diente limitada por la circunferencia primitiva y la circunferencia de dedendo.
- Superficie de fondo: es la superficie de la parte inferior del espacio comprendido entre dientes contiguos.
- Radio de entalle: es el radio de la curva de empotramiento del diente en el engranaje.
- Ángulo de acción: es el ángulo que gira el engranaje desde que entra en contacto un par de dientes hasta que termina su contacto.
- Ángulo de aproximación: es el ángulo que gira un engranaje desde el instante en el que dos dientes entran en contacto, hasta que ambos dientes entran en contacto en el punto correspondiente al diámetro primitivo.
- Ángulo de alejamiento: es el ángulo que gira un engranaje desde que los dientes están en contacto en el punto correspondiente al diámetro primitivo hasta que se separan.

4.1.2. Relaciones fundamentales de los engranajes:

A continuación pasaremos a mostrar algunas de las principales relaciones entre las distintas partes de los engranajes.

- **Paso Circular y paso diametral:**

Se define paso circular o circunferencial a la relación:

$$P = \frac{\pi \cdot d}{Z} \quad (I)$$

Siendo:

P → paso circular

Z → número de dientes

d → diámetro de paso o diámetro primitivo

Se define paso diametral a la relación:

$$p = \frac{Z}{d}$$

Esta relación representa el número de dientes por unidad de longitud de diámetro del engranaje.

Obsérvese que:

$$P \cdot p = \pi$$

- **Modulo:**

$$m = \frac{d}{Z} \quad (II)$$

Siendo:

m → módulo

d → diámetro de paso o diámetro primitivo

Z → número de dientes

De las ecuaciones (I) y (II) se obtienen:

$$P = \frac{\pi \cdot d}{Z} = \pi \cdot m \quad (III)$$

Siendo:

P → paso circular

d → diámetro primitivo

Z → número de dientes

m →módulo

Despejando de a ecuación (III) se obtiene:

$$\frac{P}{m} = \pi$$

4.1.3. Tipos de dentado

Se diferencian por los valores del ángulo de presión y de la altura del diente. Los más comunes son el dentado normal y el dentado Stub, aunque para ruedas con pequeño número de dientes se suele emplear el dentado desplazado.

- Dentado normal:

Engranaje estándar se suele decir de aquel en el que la relación del numero de dientes al diámetro primitivo es uno de los valores estándar del paso del engrane, y en el que el espesor del diente es igual al espacio entre dientes.

En multitud de aplicaciones, la geometría de los dientes se realiza en función del módulo del engranaje según los siguientes valores:

| | | |
|---------------------------|-------------------------------------|-------------------------------|
| Ángulo de presión: | α | $=20^\circ$ |
| Altura de cabeza (adendo) | $h_k = \text{módulo}$ | $=m$ |
| Altura de raíz (dedendo) | $h_f = 1,25 \cdot \text{módulo}$ | $=1,25 \cdot m$ |
| Altura de diente | $h_z = 2,25 \cdot \text{módulo}$ | $=2,25 \cdot m$ |
| Espesor de diente | $S = (\pi/2) \cdot \text{módulo}$ | $= (\pi/2) \cdot m = t/2$ |
| Espacio entre dientes | $S_d = (\pi/2) \cdot \text{módulo}$ | $= (\pi/2) \cdot m = t/2 = S$ |

La longitud de la cara del diente “B” se calcula en función de la carga a que va a estar sometido. En general “B” suele estar comprendida entre (3 a 5 veces) el paso “t” del engranaje.

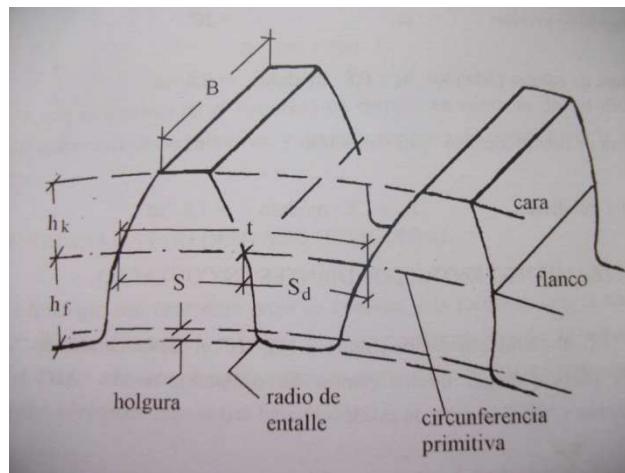


Figura 1.2. Geometría de los dientes de engranajes

- Dentado Stub:

Son dentaduras bajas, o dentaduras truncadas cuyas dimensiones son:

| | | |
|----------------------------|---------------------------------|----------------|
| Ángulo de presión | α | $=20^\circ$ |
| Altura de cabeza (adendo): | $h_k = 0,8 \cdot \text{módulo}$ | $=0,8 \cdot m$ |
| Altura de raíz (dedendo) | $h_f = \text{módulo}$ | $=m$ |
| Altura de diente | $h_z = 1,8 \cdot \text{módulo}$ | $=1,8m$ |

4.2. Diseño del engranaje

Para la realización del engranaje utilizaremos el módulo que nos ofrece Inventor, puesto que de esta manera con llenar una tabla que se nos proporciona con los datos que nosotros consideremos oportunos se nos creara un engranaje acorde a los parámetros que busquemos.

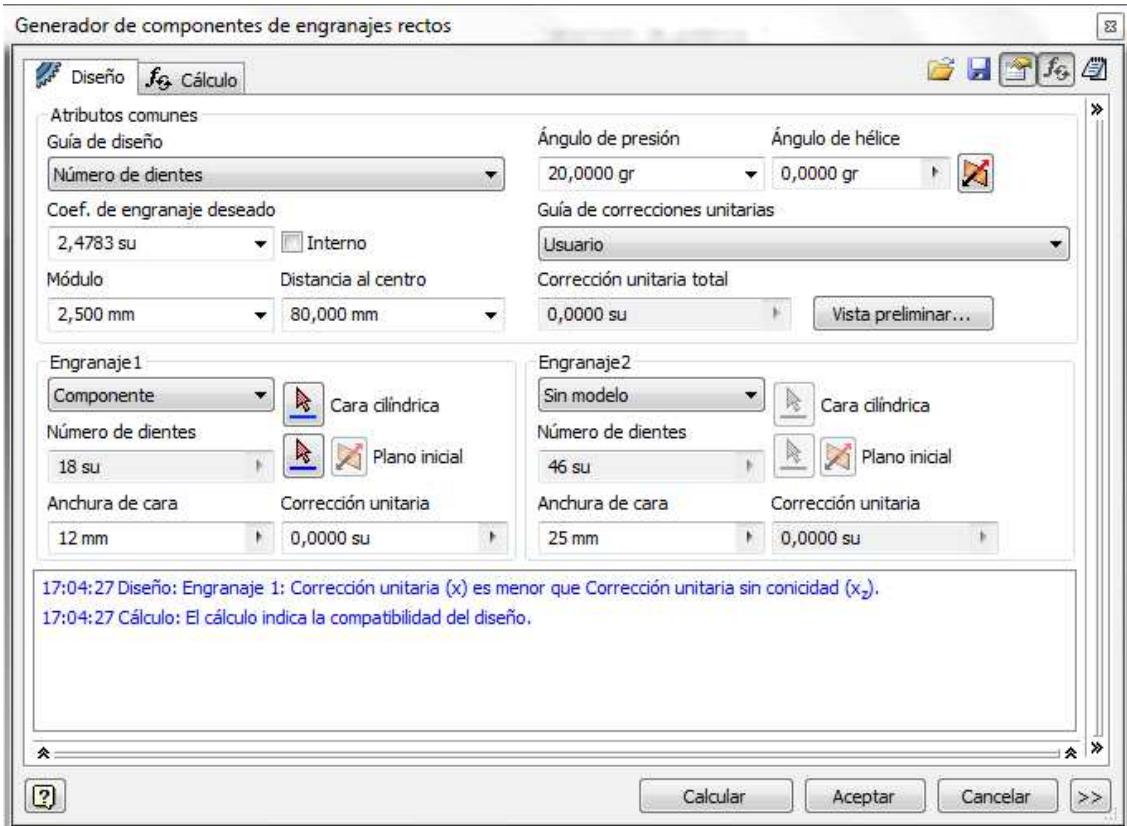


Figura 2.1. Generador de engranajes de Inventor

Puesto que las cargas a las que va a estar sometido serán muy pequeñas, elegiremos nuestros parámetros acorde con el tamaño que buscamos que tenga nuestro soporte, por lo que elegimos un módulo de 2,5mm y una distancia entre centros de 80mm (esta distancia es la que existiría si hubiera un sistema de dos engranajes, puesto que solo queremos uno, con este valor conseguiremos que nuestro engranaje resultante tenga un diámetro primitivo de 45mm). Además, como ultimo valor, estableceremos que nuestro engranaje tenga un espesor de 12mm.

Pulsando la vista preliminar obtendremos una tabla con todas las medidas del engranaje que hemos creado

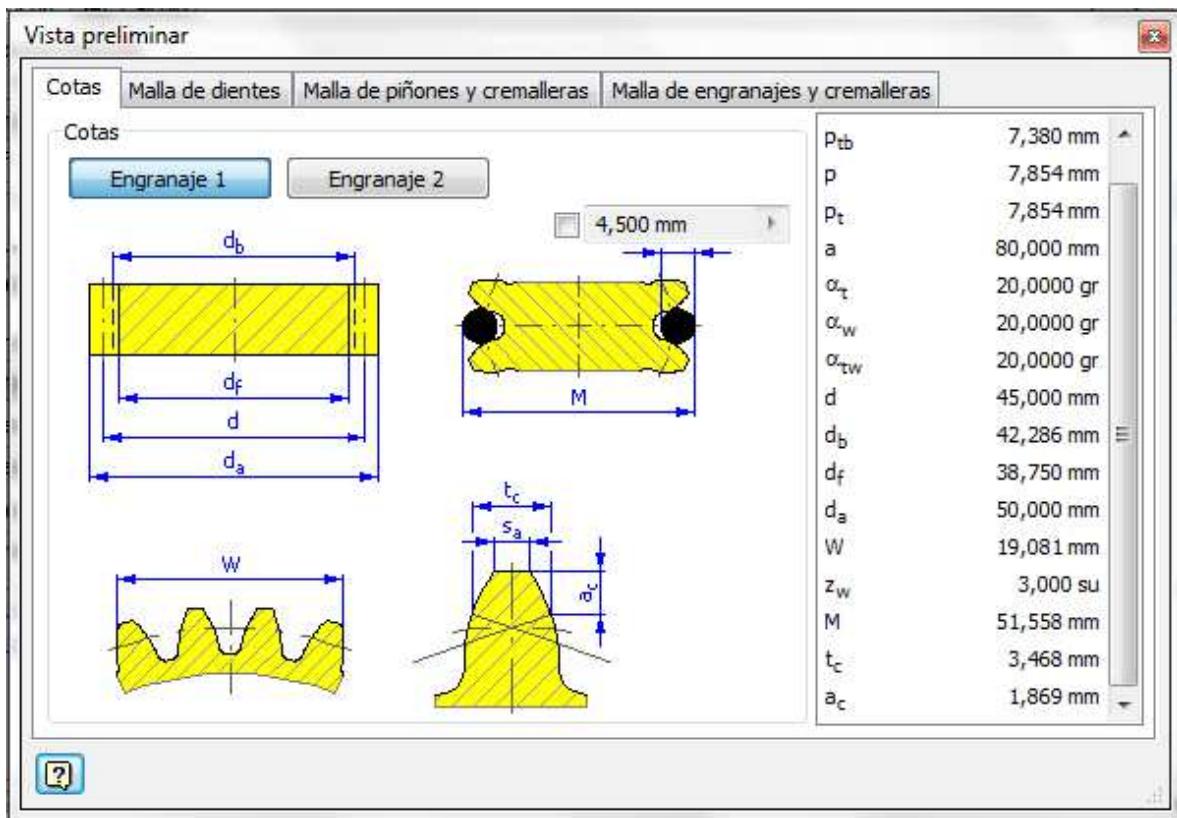


Figura 2.2. Vista preliminar del engranaje

Todos estos datos nos serán luego de gran utilidad a la hora de crear las correas sobre las que irá colocado nuestro engranaje, pues para que este engrane correctamente, estas deberán tener el mismo modulo y mismo tamaño de diente.

Además de estas dimensiones, Inventor nos facilita una segunda pestaña en la cual nos realizaría distintos cálculos en función del método de cálculo o de distintos parámetros como pueden ser la potencia, velocidad, par de torsión o eficacia, además del tipo de material de cada engranaje.

Esta opción la descartamos, pues Inventor calcula únicamente esfuerzos entre dos engranajes, y nosotros usamos un sistema de correas engranaje que no sería válido, además, esta aplicación está enfocada a engranajes que requieren grandes esfuerzos pares o velocidades y este como ya mencionamos anteriormente, ese no es nuestro caso, pues únicamente lo utilizaremos para mantener centrada la bandeja, sometiéndole a esfuerzos y velocidades muy bajas.

Antes de terminar y de que Inventor nos fabrique nuestro engranaje, aun tenemos la posibilidad de obtener un amplio informe con toda la información de nuestro engranaje, con dimensiones tanto de nuestros datos introducidos, como los que Inventor ha calculado en torno a ellos.

Generador de componentes de engranajes rectos (Versión: 2012 (Build 160160000, 160))

09/04/2012

■ Información de proyecto**■ Guía**

Guía de diseño - Número de dientes
 Guía de correcciones unitarias - Usuario
 Tipo de cálculo de carga - Cálculo de par de torsión para la potencia y la velocidad especificadas
 Tipo de cálculo de resistencia - Comprobar cálculo
 Método de cálculo de resistencia - ISO 6336:1996

■ Parámetros comunes

| | | |
|--|---------------|------------|
| Coeficiente de engranaje | i | 2,5556 su |
| Coeficiente de engranaje deseado | i_{in} | 2,4783 su |
| Módulo | m | 2,500 mm |
| Ángulo de hélice | β | 0,0000 gr |
| Ángulo de presión | α | 20,0000 gr |
| Distancia al centro | a_w | 80,000 mm |
| Distancia al centro del producto | a | 80,000 mm |
| Corrección unitaria total | Σx | 0,0000 su |
| Separación circular | p | 7,854 mm |
| Separación circular base | p_{tb} | 7,380 mm |
| Ángulo de presión de funcionamiento | α_w | 20,0000 gr |
| Coeficiente de contacto | ε | 1,6348 su |
| Desviación límite del paralelismo entre ejes f_x | | 0,0100 mm |
| Desviación límite del paralelismo entre ejes f_y | | 0,0050 mm |

■ Engranajes

| | Engranaje 1 | Engranaje 2 |
|--|-------------|-----------------------|
| Tipo de modelo | Componente | Sin modelo |
| Número de dientes | z | 18 su 46 su |
| Corrección unitaria | x | 0,0000 su 0,0000 su |
| Diámetro de separación | d | 45,000 mm 115,000 mm |
| Diámetro exterior | d_a | 50,000 mm 120,000 mm |
| Diámetro raíz | d_f | 38,750 mm 108,750 mm |
| Diámetro de círculo base | d_b | 42,286 mm 108,065 mm |
| Diámetro de separación de trabajo | d_w | 45,000 mm 115,000 mm |
| Anchura de cara | b | 12,000 mm 25,000 mm |
| Coeficiente de anchura de cara | b_r | 0,2667 su 0,1043 su |
| Altura de cabeza del diente | a^* | 1,0000 su 1,0000 su |
| Juego | c^* | 0,2500 su 0,2500 su |
| Empalme raíz | r_f^* | 0,3500 su 0,3500 su |
| Grosor de diente | s | 3,927 mm 3,927 mm |
| Grosor de diente tangencial | s_t | 3,927 mm 3,927 mm |
| Grosor de diente tangencial | s_c | 3,927 mm 3,927 mm |
| Grosor de diente sobre cuerda | t_c | 3,468 mm 3,468 mm |
| Altura de cabeza de diente sobre cuerda | a_c | 1,869 mm 1,869 mm |
| Cota sobre cuerda | W | 19,081 mm 42,202 mm |
| Dientes de cota sobre cuerda | z_w | 3,000 su 6,000 su |
| Cota sobre (entre) conductores | M | 51,558 mm 121,716 mm |
| Diámetro de conductor | d_M | 4,500 mm 4,500 mm |
| Desviación límite del ángulo de hélice | F_B | 0,0100 mm 0,0120 mm |
| Oscilación circumferencial radial límite | F_r | 0,0170 mm 0,0210 mm |
| Desviación límite de la separación axial | F_{pt} | 0,0075 mm 0,0085 mm |
| Desviación límite de la separación básica | F_{pb} | 0,0070 mm 0,0080 mm |
| Número virtual de dientes | z_v | 18,000 su 46,000 su |
| Diámetro de separación virtual | d_v | 45,000 mm 115,000 mm |
| Diámetro exterior virtual | d_{av} | 50,000 mm 120,000 mm |
| Diámetro de círculo base virtual | d_{bv} | 42,286 mm 108,065 mm |
| Corrección unitaria sin conciudad | x_z | 0,5213 su -0,3413 su |
| Corrección unitaria sin entalladura | x_p | -0,0331 su -1,6708 su |
| Corrección unitaria con entalladura admitida | x_d | -0,2030 su -1,8407 su |
| Truncamiento cabeza diente | k | 0,0000 su 0,0000 su |
| Unidad de grosor del diente exterior | s_a | 0,6817 su 0,7702 su |
| Ángulo de presión en la punta | α_a | 32,2505 gr 25,7710 gr |

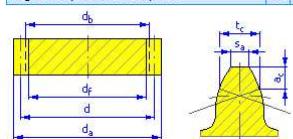


Figura 2.3. Informe de resultados de Inventor

El engranaje que obtenemos es un engranaje que tendremos que editar, pues nuestro engranaje requiere del mecanizado de un agujero en la parte central para así poderlo unir a la bandeja del ordenador, por lo que procederemos a abrir la pieza de inventor y editarla a nuestro gusto.



Figura 2.4. Engranaje final

4.2. Diseño de las cremalleras

Con el engranaje creado y editado para su correcto ajuste en el resto de la bandeja, llega el momento del diseño de las cremalleras, para su correcto diseño deberemos tener en cuenta tres factores importantes:

- Exista una correcta transmisión de movimiento con el engranaje, para ello, el diseño del diente de la cremallera tiene que ser igual que el del engranaje, es decir tenga el mismo módulo y el mismo paso. Esto lo podremos llevar a cabo gracias a las distintas tablas mostradas anteriormente en las cuales se nos indican todas las dimensiones de nuestro engranaje.
- Un ajuste adecuado con la bandeja del ordenador, las correas no pueden quedar al aire, sino que tendremos que idear un diseño mediante el cual, siempre estén unidas al resto del soporte y solo sobresalga del mismo una pequeña parte de las correas en caso de que el trípode esté muy abierto.
- Las medidas finales de nuestro soporte. Una vez terminadas las cremalleras y el engranaje ya tendremos bastante definidas cuales van a ser las dimensiones de nuestra bandeja, por lo que tendremos que saber cuáles van a ser estas medidas antes de diseñar nuestras correas.

Para comenzar, para que exista una correcta transmisión de movimiento, e módulo de nuestra correa tiene que ser del mismo tamaño que el de nuestro engranaje (2,5) consiguiendo así que ambas partes tengan el mismo tamaño del diente.

Como queremos que la cremallera circule horizontalmente por la bandeja, pero no se pueda salir verticalmente de la misma, en la parte posterior le haremos unos "chaflanes" que posteriormente haremos pero con la forma contraria tanto a la bandeja como a la tapa del engranaje, imposibilitando así que se pueda salir de la misma.

Tendremos que definir las medidas de nuestra cremallera, De ancho ocupará un total de 25 mm, que teniendo en cuenta que vamos a poner 4 correas con dos engranajes, por lo que en ancho total de todo el sistema será de dos conjuntos de 90mm (1). Lo que hace que la bandeja va a tener un grosor mínimo de 180 mm más el grosor que tengan los soportes de las correas.

El grosor, al igual que ocurría con el modulo, si queremos que engrane sin ningún tipo de problema, estableceremos que tengan el mismo que en el engranaje, es decir haremos que los dientes de nuestra correa tengan un total de 12mm, pero este no será el grosor total de la cremallera, pues como habíamos dicho antes, para que no se pueda salir nuestro sistema, tenemos unas caras inclinada a ambos lados de la cremallera, por lo que el diente es de menor grosor que la zona central, por tanto, en esta zona (zona donde colocarlos el agujero para el tornillo de unión con los agarres) tendremos un espesor total de 15mm.

De largo la cremallera vamos a hacer que nos mida 160mm, por lo que contando la distancia de los agarres y del engranaje nuestro sistema tendrá una amplitud máxima de unos 300mm. Puesto que contamos con que la bandeja la colocaremos en la parte superior del trípode para que podamos trabajar cómodamente con él, consideramos que estos 300mm dan el margen suficiente de apertura de nuestro trípode.

Como aun estamos en una fase poco avanzada del proyecto es posible que esta medida decidamos cambiarla por una algo mayor, esta longitud se podrá cambiar fácilmente únicamente editando uno de los bocetos en los cuales la única cota que aparece es la cota entre el centro del agujero donde irá el agarre y el extremo contrario de la cremallera, bastará cambiar esta cota con el nuevo valor, para que la nueva longitud cambie correctamente.

Para terminar comentar que en uno de sus extremos realizaremos un agujero pasante de 6m de diámetro, con diámetro exterior refrentado de 10mm de diámetro, para poder alojar el tornillo que hará de unión entre la cremallera y los agarres a las patas de nuestro soporte.

¹ Esos 90mm salen de la suma de los 45mm del diámetro primitivo del engranaje, mas 22.5mm de cada distancia primitiva a cada cremallera

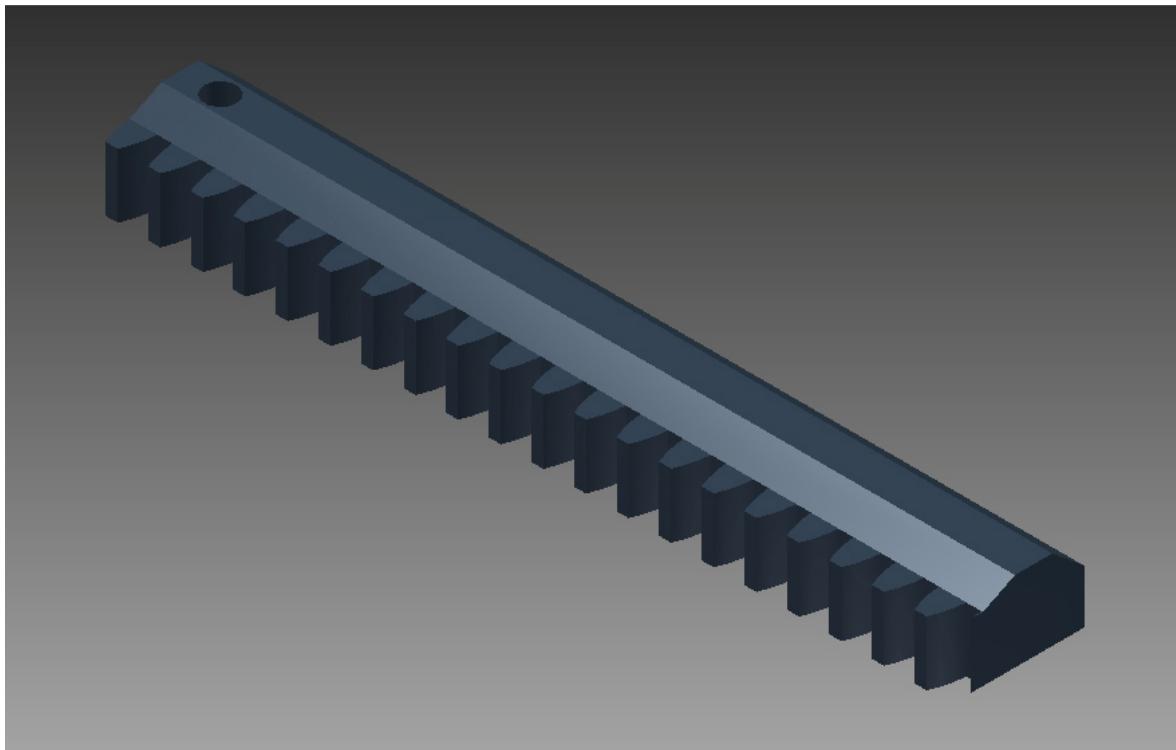


Figura 3.1. Cremallera final

5. Diseño y elección de los agarres

Para realizar el agarre de la bandeja al tenemos que pensar ante todo una manera efectivo de que dicha bandeja se quede totalmente sujetada a las patas, sea cual sea el tipo de trípode, o al menos, si esto se antoja imposible, de la mayor parte de ellos.

Para que esto se cumpla lo que haremos será un cuerpo de agarre universal, en el cual se puedan introducir todo tipo de perfiles de las distintas patas, y luego a este, ajustarle unas piezas intercambiables que tendrán las diferentes formas o diámetros que puedan tener las patas del trípode de tal manera que podremos abarcar una amplia gama de trípodes.

Para una correcta realización del agarre deberemos basarnos en el estudio previo que hicimos en los primeros apartados, en el cual especificábamos cual era el diámetro máximo y mínimo de cada trípode de cada una de las distintas marcas. En base a este estudio observamos que el mayor diámetro que podemos encontrar es el de un trípode de manfrotto de 39,2mm por lo que nuestro agarre base tiene que ser como mínimo de esas dimensiones. Siendo luego la pieza interior la que iremos variando en función del trípode al que queramos unirla.

Una opción sería, que estas piezas interiores intercambiables fueran variando su diámetro desde 39mm hasta 20mm, que es el abanico entre se mueven todos los diámetros de los distintos trípodes, habiendo entre una pieza y otra una diferencia de 1,5mm. Haciendo luego además tres piezas especiales de 17, 14 y 10mm para posibles excepciones².

Quedándonos así una gama de piezas con diámetros de: 39; 37,5; 36, 34,5; 33; 31,5; 30; 28,5; 27; 25,5; 24; 22,5; 21; 19,5; 17; 14; 10.

En una primera opción realizamos un agarre básico de forma rectangular el cual constará de dos piezas, una de ellas fija a la correa y la otra unida a la primera mediante un pasador permitiéndole abrirse y cerrarse para poder encajar cada una de las patas.

Para cerrarla le añadiremos en uno de los costados un cierre mediante un tornillo con orejeras para que este se pueda cerrar de manera manual.

Una vez hecho todo esto nos quedará diseñar la manera de insertar las piezas intercambiables con las distintas secciones, para ello haremos unas ranuras en las piezas base, en las intercambiables realizaremos unos nervios con el mismo grosor y profundidad que las ranuras de tal manera que estas encajen unas con otras imposibilitando así su movimiento.

² Estos diámetros irán con mayor espacio puesto que basándonos en nuestro estudio, la gran mayoría de trípodes tienen las patas con los diámetros comprendidos en dimensiones mayores, y más aún si tenemos en cuenta que nuestro soporte irá colocado en la parte superior y de mayor diámetro del trípode.



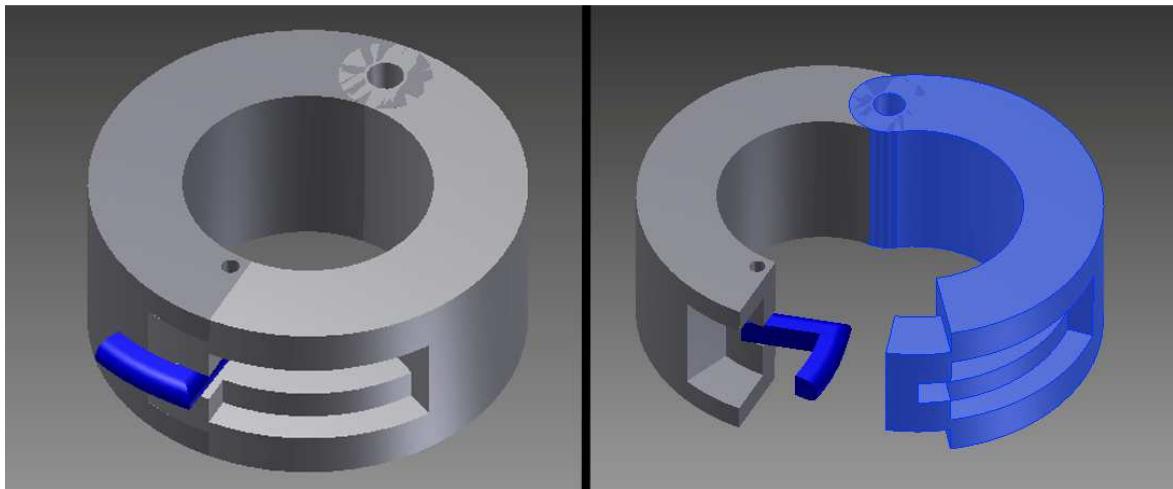
Figura 1. Agarre 1^a versión

Pero éste agarre tenemos que descartarlo, pues presenta distintos inconvenientes que convendría mejorar. En primer lugar vemos que tenemos que cambiar el cierre, pues pese a que el tornillo cerraría a la perfección, nos encontramos ante una manera bastante costosa, necesitaríamos, primero desatornillar completamente el tornillo para introducir la pata, y luego volver a introducir el tornillo y cerrarlo de nuevo. Esta operación tendríamos que hacerla 4 veces, una vez por agarre, y cada vez que quisieramos quitar y poner el soporte. Nuestro objetivo como ya dijimos en los primeros puntos del proyecto, es encontrar un sistema que sea mucho más rápido a la vez que cómodo.

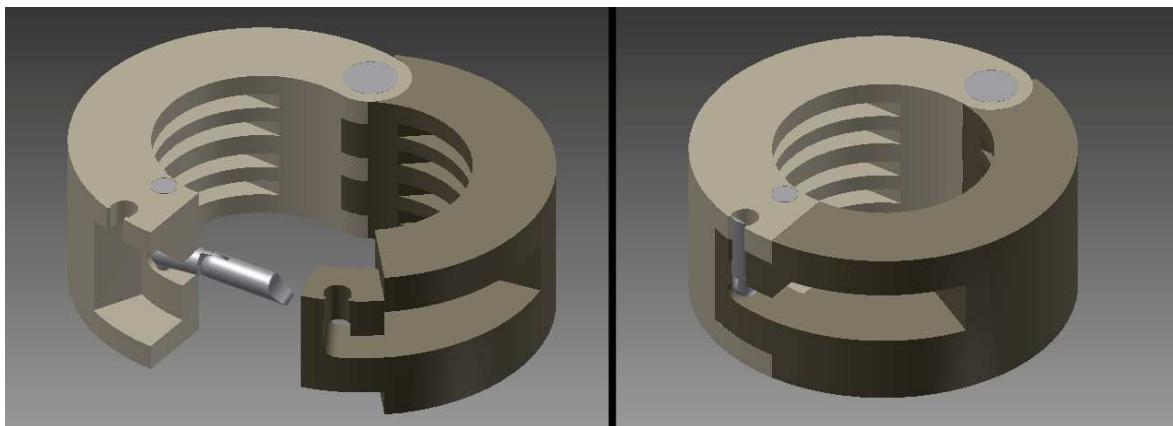
Además, otro aspecto que podríamos intentar cambiar, es la forma del cierre, pues es un cierre muy aparatoso pero estrecho, necesitando algo que posea un grosor superior, y una forma más consistente y robusta.

Para corregir estos defectos debemos rediseñar desde cero nuestro agarre. Esta vez optamos por un perfil cilíndrico³, así es como si abrazara a la pata del trípode, pues la gran mayoría de patas tendrán esta misma forma, además evitamos tener aristas vivas que no aportan consistencia pero si demasiado espacio. Buscamos una manera de hacer el cierre de manera manual, para este siguiente sistema sustituimos el tornillo por una pieza que girándola permita abrir o cerrar el agarre sin necesidad de desmontar nada.

³ Las medidas de este nuevo cilindro serán de 70mm de diámetro y un agujero interior de 40mm teniendo un grosor de 30mm.

Figura 2. Agarre 2^a versión

Como se puede ver en la imagen, nos encontramos ante una versión aun no terminada del agarre, pues aunque sí que posee una forma más adecuada que la anterior, siendo mucho más gruesa pero ocupando menos espacio, “abrazando” a la pata del trípode, el cierre sigue sin ser el adecuado, en el momento que el agarre este abrazando a un cilindro la pieza de cierre no se podrá ir hacia atrás y será imposible su cierre, por lo que tenemos que buscar una manera de corregir este fallo articulándolo de tal manera que se pueda extender en un primer momento para juntar los dos agarres principales, y luego se doble para así mantenerlos juntos de manera fija.

Figura 3. Agarre 3^a versión

Ahora nos encontramos ante una versión perfectamente operativa, el agarre se puede hacer a la perfección sin la necesidad de ninguna herramienta especial y sin tener que desmontar nada para poder encajarlo a las patas, por lo que se realiza a un ajuste con la rapidez requerida. Para cerrar el agarre bastaría con girar hasta que toque con la otra pieza y doblar la varilla del cierre articulada hacia arriba, quedando así perfectamente enganchada, además, como podemos ver, ya posee las ranuras correspondientes para poder ponerle las piezas con los distintos agarres, por lo que solo sería insertarle el agarre requerido.

Sin embargo, esta versión del cierre sigue sin convencernos, pues posee un defecto que nos pondría bastantes problemas a la hora de ajustarlo a patas en las cuales el diámetro no fuera exactamente el mismo que el de nuestro agarre, pues no disponemos de un mecanismo que apriete la pata, con este ultimo diseño el cierre no posees ningún margen de maniobra pudiendo en ocasiones o no llegar a poder cerrarlo, o por el contrario, que el ajuste quede demasiado holgado con la plata.

La manera más efectiva para solucionar este problema será cambiar únicamente el cierre, manteniendo el diseño general. Buscaremos una pieza comercial que nos sirva de cierre, puesto que la pieza es una pieza bastante común, a la vez que fácil de encontrar, consiguiendo así ahorrarnos costes de producción, la pieza que finalmente decidimos utilizar es un cierre de pomo moleteado de acero inoxidable del fabricante Elesa +Ganter DIN 466-NI.

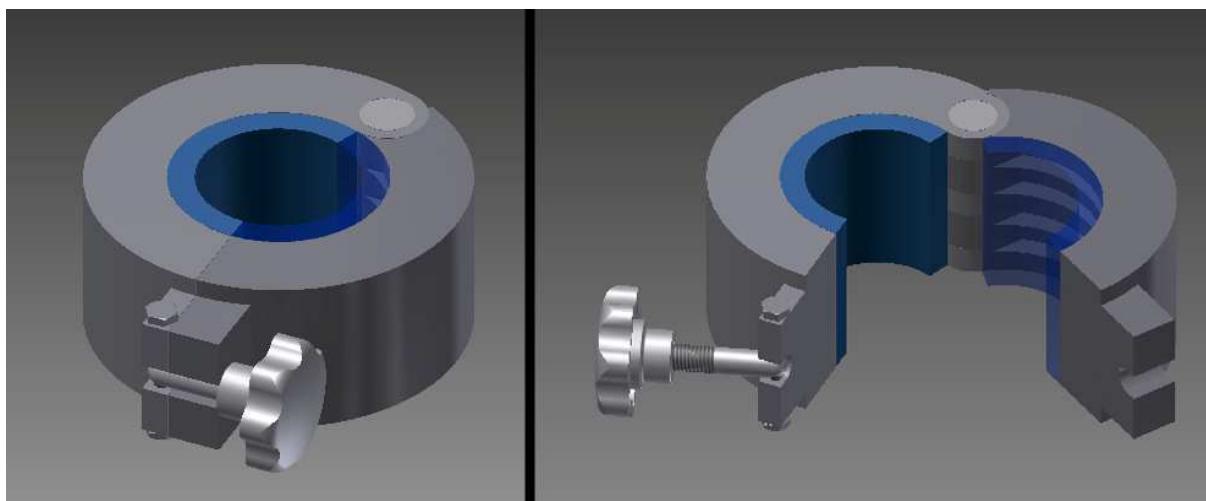


Figura 4. Agarre 4^a versión

Este diseño ya sí que nos parece el adecuado, pero aun tenemos unos pequeños detalles, que hay que modificar, pues el cierre aun presenta dos fallos, ambos fallos en el diseño de lo que sería el propio cierre en sí, pues un lado es mucho más grueso que otro, y siendo que ambos lados se van a repartir los esfuerzos de la misma manera puede causarnos una rotura en el futuro, por lo que ambos lados deben de ser igual de gruesos.

El otro defecto que encontramos es que la parte donde irá incrustada la varilla queda justo al mismo nivel que la varilla, pudiéndose salir con cierta facilidad, por lo que sería aconsejable hacerla un poco más largo el cierre para que así quede mejor insertada.

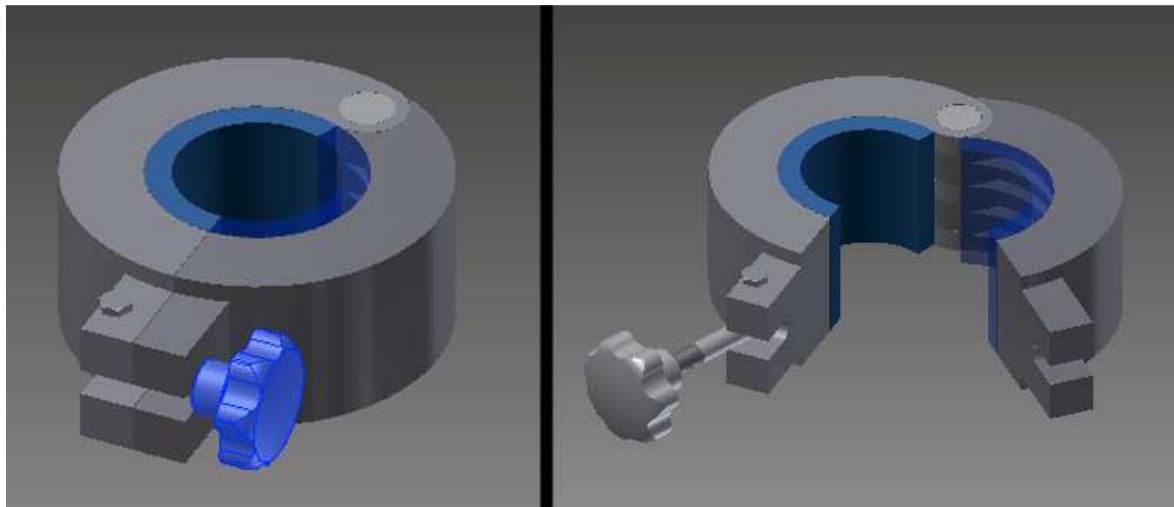


Figura 5. Agarre 5^a versión

Una vez que tenemos todo el diseño terminado, solo nos quedará pensar la manera de unir el cierre con la cremallera, para ello haremos un agujero roscado en la parte trasera del agarre en el lado más grande de los dos (el que tiene el cierre hexagonal) quedando así fijo al agarre pero permitiendo giro con la cremallera, pues la parte roscada solo estará dentro del agarre. Este giro de la correa es muy importante, puesto que para que podamos abrir correctamente el trípode, necesitamos que las cremalleras, aparte del movimiento lineal que tienen paralelo y en sentido contrario uno con otro, tengan otro movimiento de giro en torno al punto de apoyo (el agarre) que también será igual y opuesto de una correa con la otra.

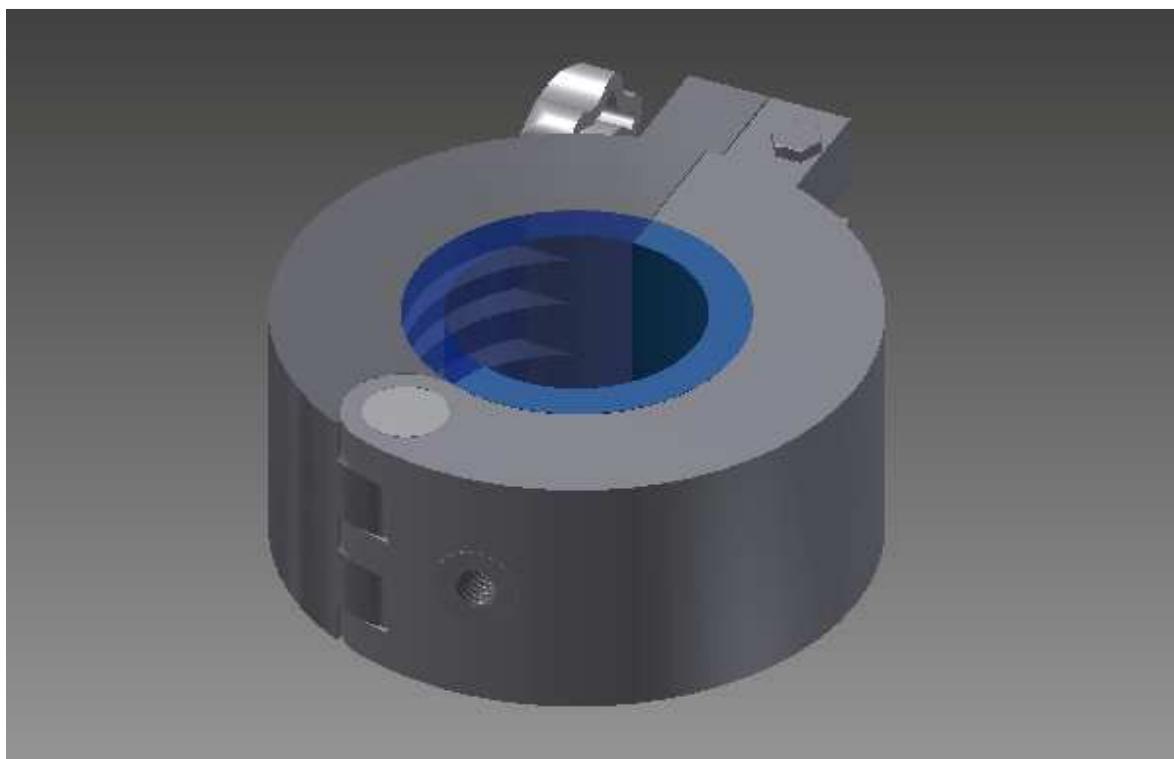


Figura 6. Agujero roscado en agarre 5^a versión

Finalmente hemos decidido modificar este tipo de cierre, y hacer las dos partes del agarre de la misma longitud, es decir, que cada una tenga media circunferencia, poniendo el agujero del tornillo para unir a la cremallera en una extrusión rectangular que haremos en su parte central.

Modificaremos ademas los pasador del cierre, en un principio habiamos diseñado uno propio de dos partes atornillados, que para abaratar costes hemos decidido sustituir por un pasador elástico comercial. Igualmente el tornillo de la parte del cierre la sustituiremos por otro pasador comercial.

Finalmente, para hacerlo más estético hemos redondeado con un pequeño radio todas sus aristas.

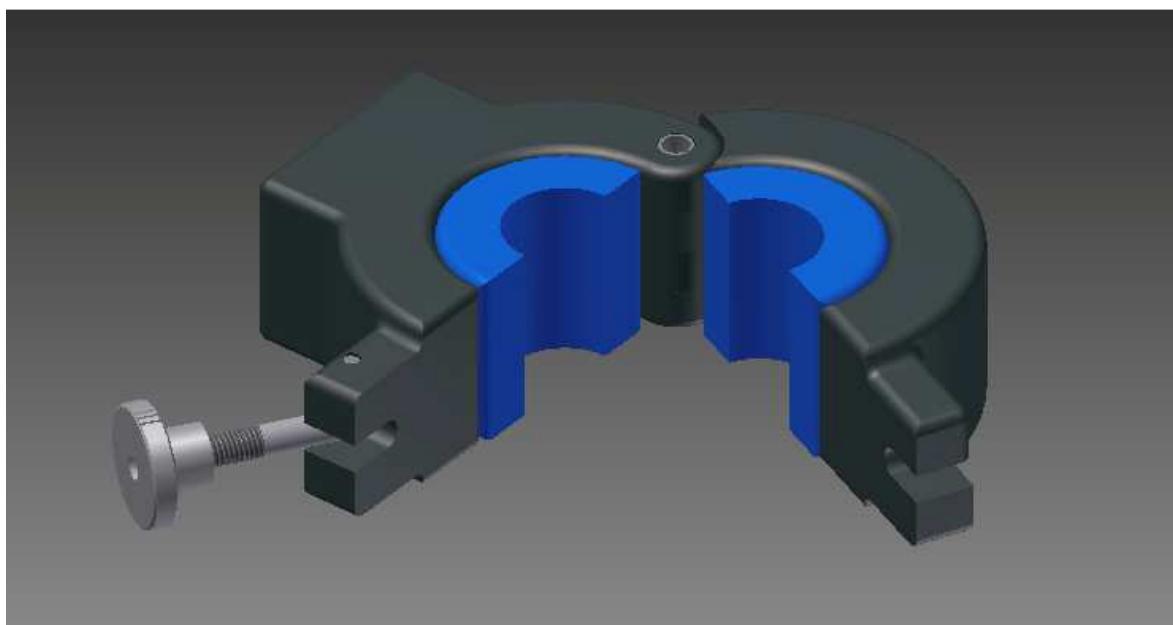


Figura 7. Agarre versión final

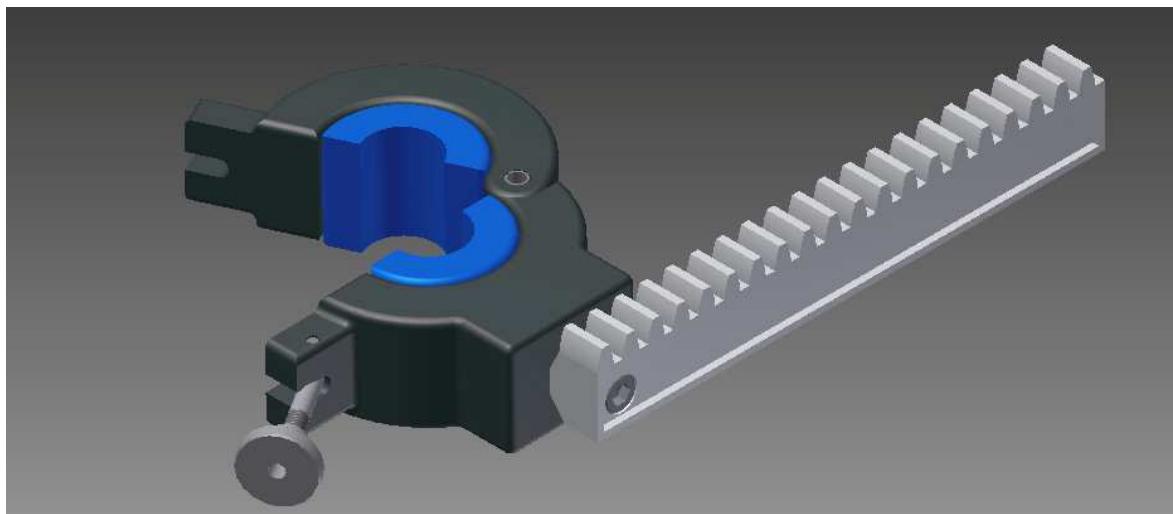


Figura 8. Agarre unido a cremallera

6. Bandeja inferior

Nuestro soporte a diseñar va a tener dos partes principales sobre las que irán alojadas el resto de componentes, es decir forman el cuerpo principal de nuestro soporte.

La bandeja inferior será la encargada de mantener las correas anteriormente diseñadas fijas al conjunto, además de tener que soportar el peso del portátil que le irá transmitida a través del sistema de elevación que diseñaremos más adelante.

Antes de ponernos con el diseño de nuestra bandeja, tenemos que realizar un último estudio para conocer cuáles van a ser las medidas de nuestro soporte, puesto que queremos que sea un soporte lo más universal posible, buscaremos que pueda usarse tanto en portátiles grandes como pequeños.

Para servirnos de guía utilizaremos como valores orientativos las medidas de los portátiles de uno de los fabricantes más importantes del mercado, nuestra elección será Toshiba⁴, dispone un catalogo muy orientativo con todas las medidas que buscamos. Tomaremos como medida más pequeña las medidas de un ordenador de 10 pulgadas y como máximo uno de 15 o 16 pulgadas, que en medidas reales, un ordenador Toshiba de dichas pulgadas tiene las siguientes dimensiones.

- 262 x 190 para ordenadores de 10 pulgadas.
- 383 x 259; 384 x 263; 380 x 250 para los de 15 pulgadas.

Una vez sabido esto es el momento de diseñar nuestra bandeja, que tendrá unas medidas de 221(206 de largo de la bandeja + 15 de diámetro de bisagra) x 260

Una vez tenemos las medidas, tendremos que empezar con el diseño de la bandeja en sí, nuestro objetivo será dejar una de las caras lo mas lisa posible para poderle insertar así luego el sistema de elevación que se unirá a la otra bandeja.

Por la otra cara (cara trasera) será la que le insertaremos el sistema de cremalleras y engranajes, por lo que le realizaremos unos canales con la forma de las cremalleras para poderlas ajustar dentro, a su vez realizaremos una tapa dejando así totalmente fijo y cubierto nuestro engranaje.

⁴ Puesto que nuestra bandeja será totalmente regulable, esta elección no quiere decir que sea válida únicamente para productos de esta compañía, estos valores solo nos servirán para hacernos una idea de las medidas que tendrá que llegar a cubrir la bandeja.

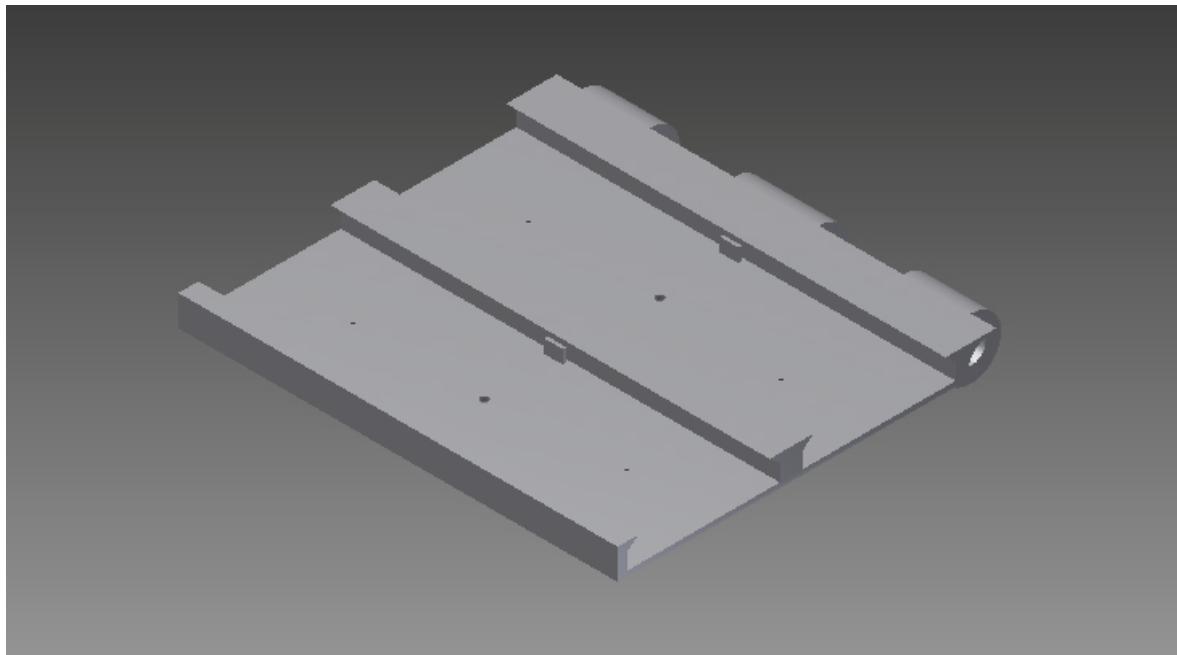


Figura 1. Bandeja inferior, vista delantera

Como se puede ver, los agujeros tienen la misma forma que las cremalleras para que estas puedan deslizar correctamente sobre la superficie de la bandeja, pero imposibilitara que estas se salgan gracias al ángulo que cogen las paredes justo en la parte superior. El tamaño de estos agujeros será, como ya indicamos en el diseño de los engranajes, de 90mm, 45 del grosor del engranaje y 22.5x2 de las correas, con una profundidad de 15mm, abarcando todo el ancho de la bandeja.

Los pequeños agujeros que se ven en la bandeja serán para poder atornillar el engranaje en la zona central, y para atornillar la tapa del engranaje que diseñaremos a continuación, en el caso de los cuatro agujeros más pequeños.

Además, en el lugar donde irán alojadas las cremalleras hemos dispuesto unos salientes justo en el centro que harán de tope para que estas estén siempre en contacto con el engranaje, para que esto funcione correctamente en la parte trasera de las correas habremos hecho la operación inversa, a lo largo de toda su longitud para insertar dicho saliente. Estos salientes de la bandeja serán de 2x12mm y 8mm de profundidad, no necesitamos que sean de mayor tamaño puesto que su única función es hacer de tope, no tienen que resistir ningún tipo de carga, por lo que tienen el tamaño justo para que las correas nunca lleguen a quedarse sin engranar con un diente, pues la distancia que ocupa un diente mas el espacio hasta el siguiente es de 8mm, que será lo mismo que nos ocupa la mitad de los 12 del saliente, mas 2mm que hay de margen en cada una de las cremalleras .

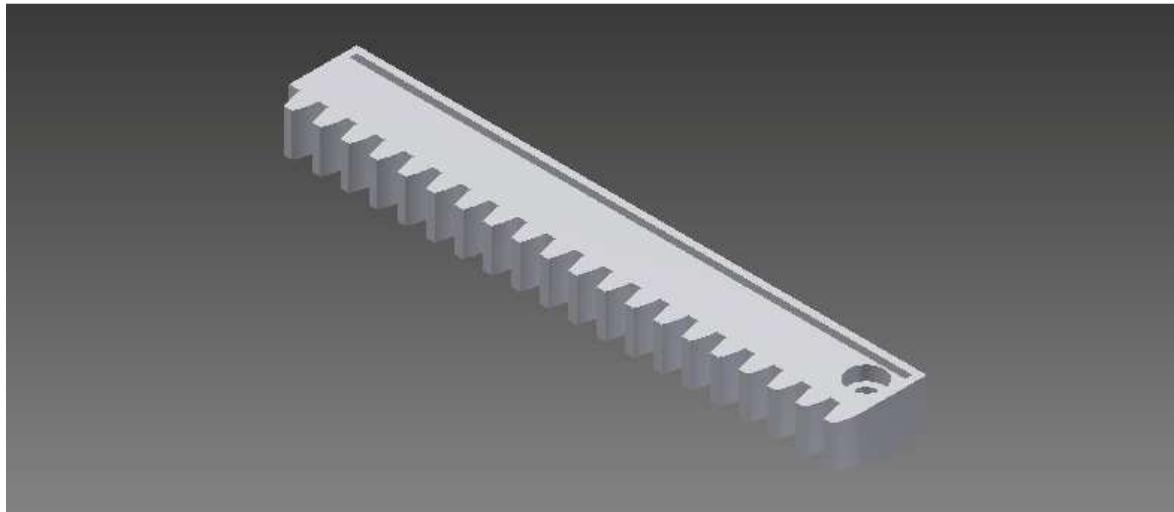


Figura 2. Vista del canal para el tope en la cremallera

Una vez hecho esto, nos quedara únicamente diseñar la tapa para el engranaje, quedando así, el sistema completamente fijo a la bandeja. Para ello realizaremos un perfil, el cual tendrá el mismo ángulo que la bandeja en la parte superior para evitar que las cremalleras caigan. Además realizaremos un agujero en el centro, en el que irá insertado el engranaje, cabe destacar que el diámetro de este agujero tiene que ser más grande que el ancho de nuestra pieza, pues debemos disponer de espacio libre en los costados para que el engranaje engrane correctamente con las cremalleras.

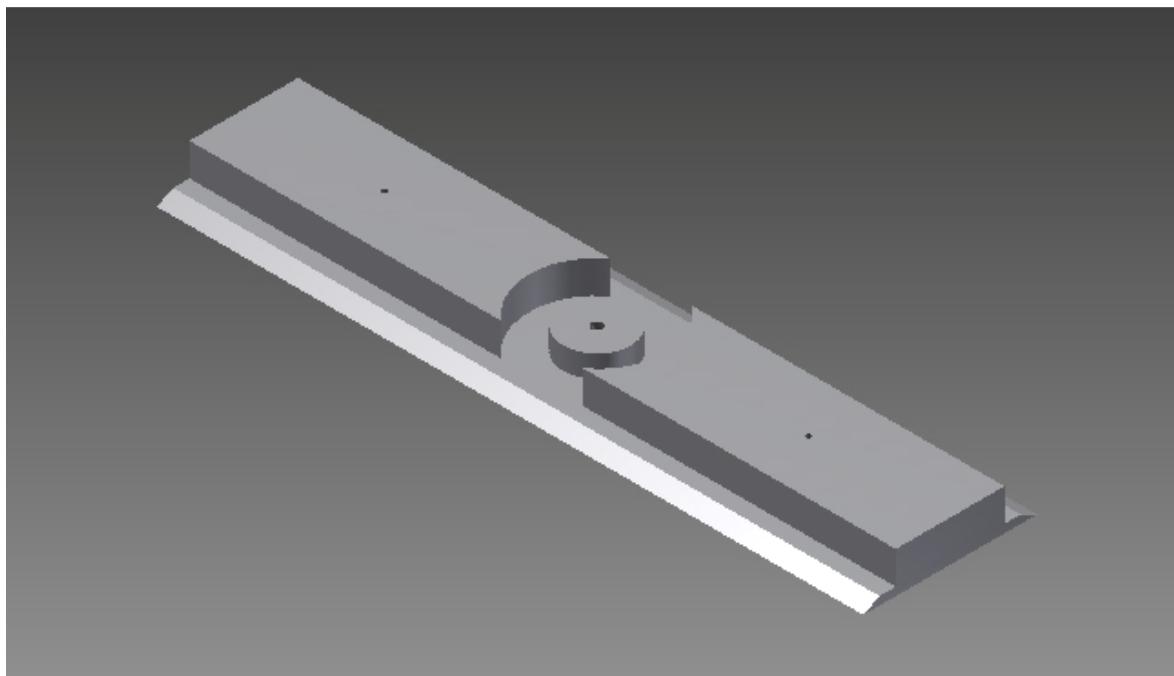


Figura 3. Tapa de engranaje

A continuación mostraremos las imágenes de la bandeja una vez montada con los engranajes demostrando que todo encaja perfectamente, además en la figura 5, se puede observar, que una vez puesta la tapa, esta protege perfectamente el engranaje impidiendo que éste o las cremalleras puedan desprenderse de la bandeja.

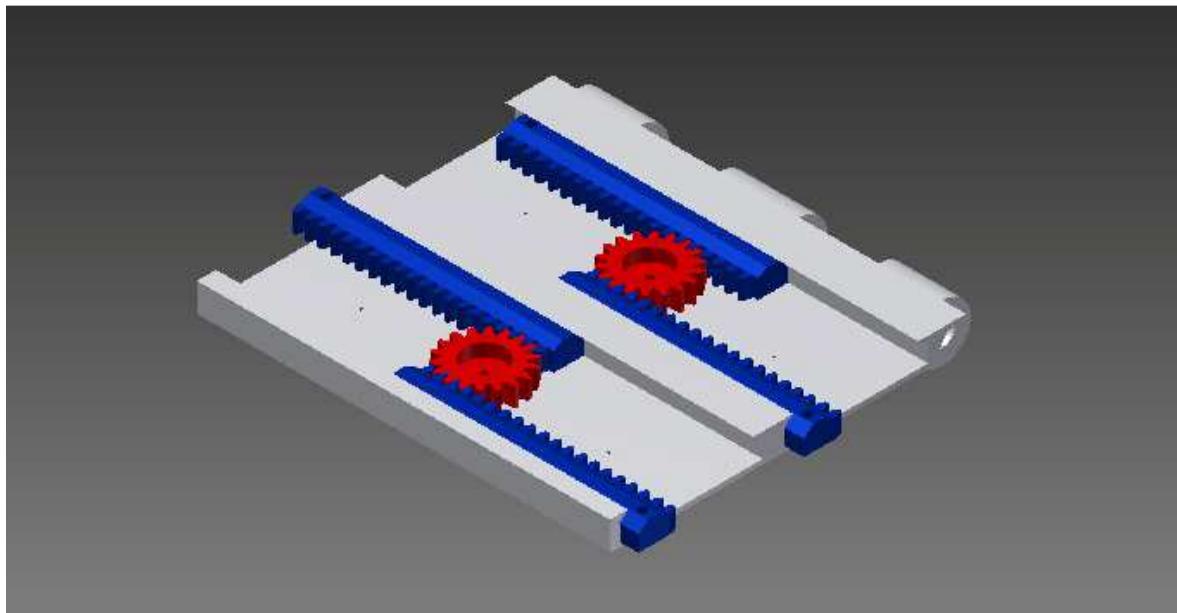


Figura 4. Montaje de las cremalleras y engranajes en la bandeja inferior

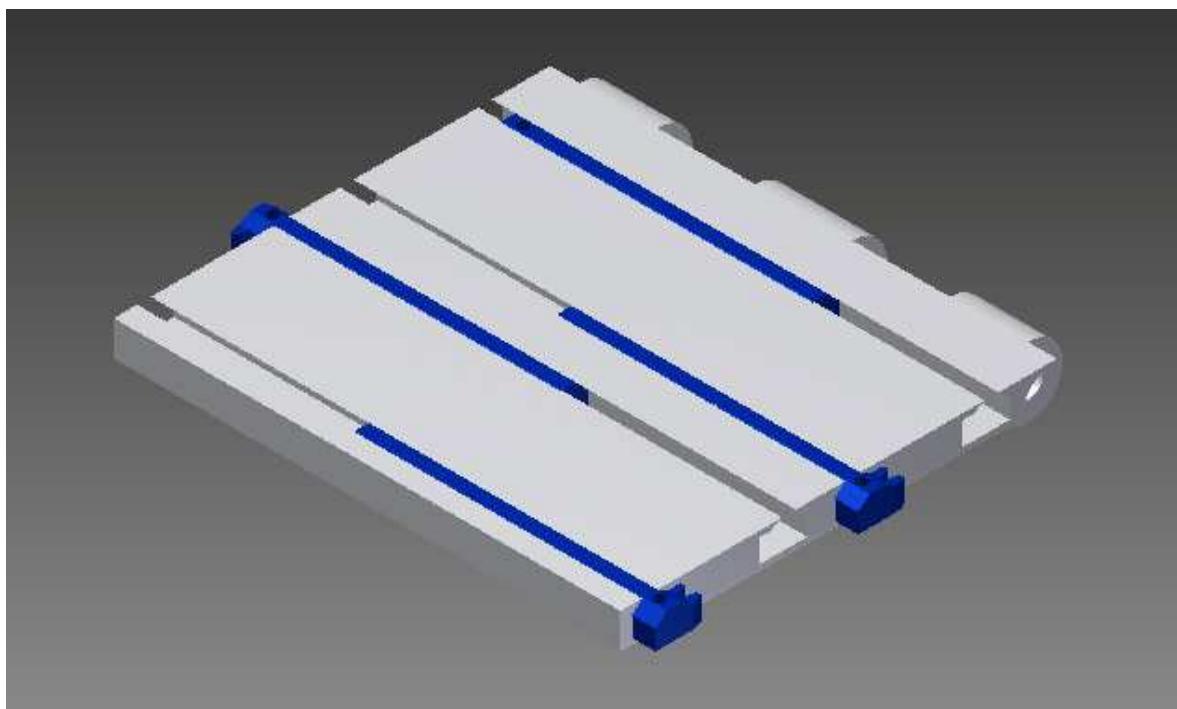


Figura 5. Montaje final de la tapa en la bandeja

7. Bandeja Superior

En un momento inicial la bandeja superior será mucho más sencilla que la inferior, pues como único requerimiento tendrá el poder hacer que esta gira correctamente, para poder elevarla a la altura que deseamos. Pero esto irá variando en capítulos posteriores a medida que vallamos añadiendo los distintos sistemas de sujeción del ordenador o de elevación de la bandeja.

Comenzaremos con un diseño lo más básico posible, para que luego así, a la hora de meter futuras modificaciones, estas no se antojen excesivamente complicadas.

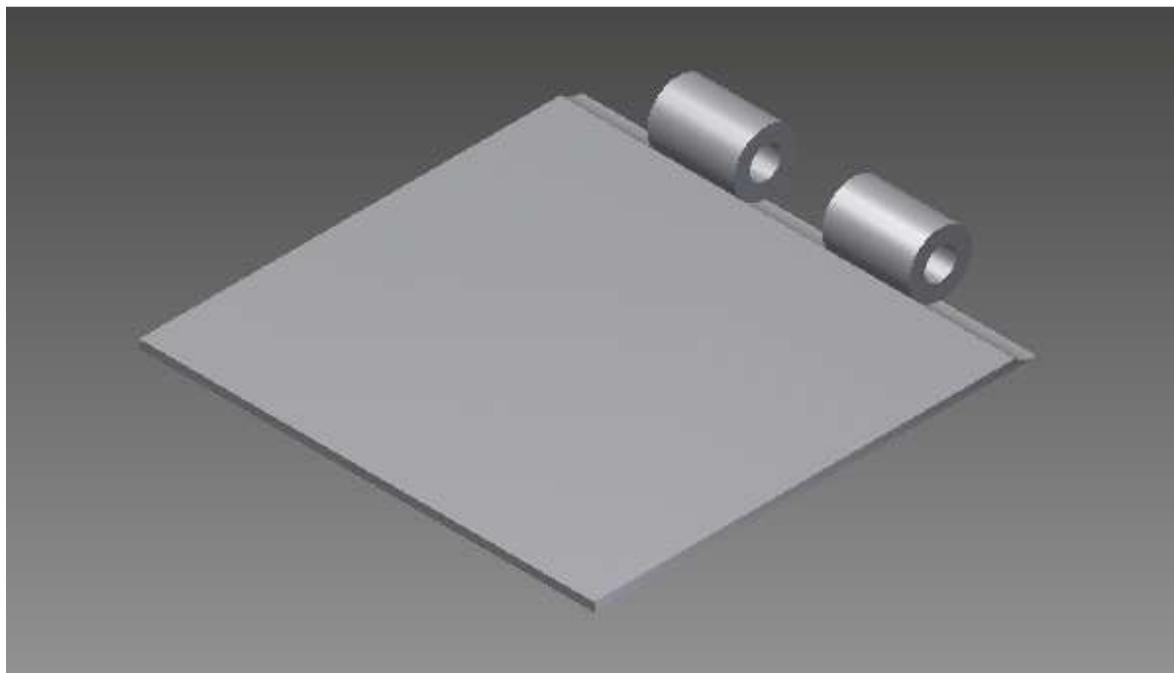


Figura 1. Bandeja superior

Como vemos, únicamente tenemos una bandeja, con unas medidas de 253x260mm, puesto que es la medida que tenia la bandeja inferior, que tiene que ser la misma para que luego puedan queden perfectamente unidas. De largo es algo más que la anterior puesto que en la zona inferior colocaremos los distintos dispositivos de sujeción del ordenador que necesitarán más margen para poder colocarlas. Además dispondremos de unos cilindros agujereado, mediante los cuales, con un pasador quedara correctamente unido a la bandeja inferior, permitiendo un correcto giro en torno al eje que describe el pasador. El diseño de estos cilindros, al igual que el grosor de la bandeja, de 5mm es una de las partes más complicadas del diseño de esta pieza, pues debemos diseñarlos pensando en el espacio libre que dejaremos entre una bandeja y otra que será el destinado a colocar el mecanismo que nos permitirá elevar la bandeja superior a la distancia deseada.

Como complemento a la bandeja, diseñaremos una bandeja para el ratón extensible, de tal manera que esté recogida dentro de la bandeja y simplemente tengamos que deslizarla hacia fuera para sacarla.

El método más sencillo para realizar esto sería colocar unas guías debajo de la bandeja y que la bandeja del ratón se colocara sobre esta, pero como ya hemos mencionado anteriormente queremos que la parte trasera de nuestra bandeja sea lo más lisa y libre de ranuras o agujeros posible, para que luego podamos disponer de todo el espacio posible para el diseño de los agarres al ordenador y sobretodo el diseño del sistema que nos permitirá levantar la bandeja a distintas alturas.

Nos vemos obligados a pensar una manera de diseñarlo de tal manera que este quede correctamente ajustado, pero por la parte de arriba, primero diseñaremos la bandeja de ratón y luego realizaremos las ranuras correspondientes en la cara delantera de la bandeja del ordenador.

La bandeja de ordenador constará de una placa rectangular de 100x125 x1,5mm de grosor, pero en realidad será una bandeja cuadrada de 100x100mm pues esos 25mm de sobra se quedarán siempre metidos dentro de la bandeja principal. La bandeja se sujetará gracias a dos guías rectangulares de una distancia de 235x15mm⁽⁵⁾ que irán insertadas dentro de la bandeja principal para que la bandeja no pueda salirse más de los 100mm que hemos planificado, realizaremos un tope muy similar al realizado en las correas, un pequeño saliente rectangular de 5x5 x1,5mm de grosor, que irá colocado al final de las guías, de tal manera que la ranura de la bandeja del ordenador tenga la misma forma durante todo lo largo de la ranura, hasta justo el final donde habrá un tope que imposibilitara más su salida.

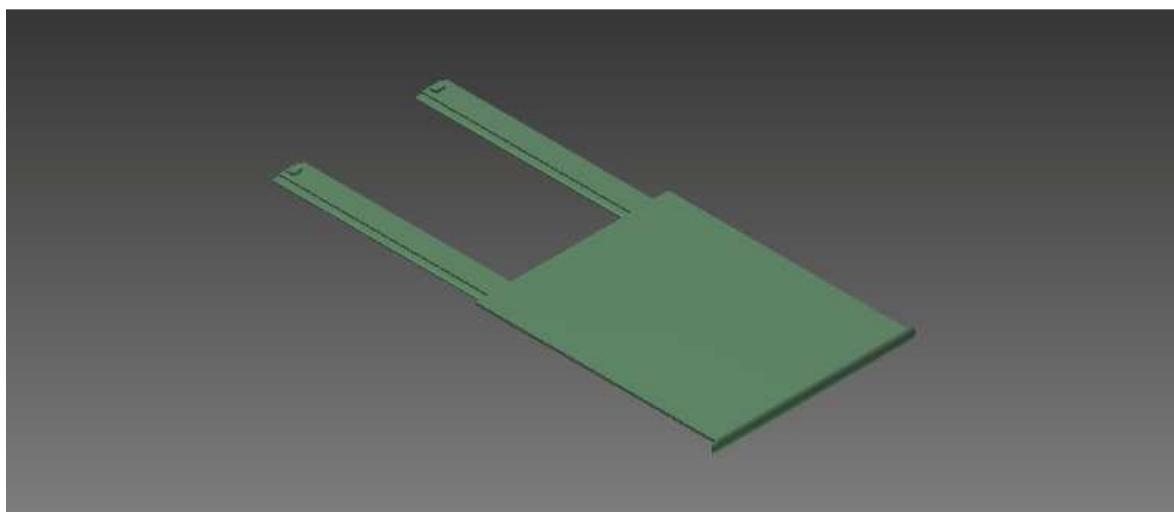


Figura 2. Bandeja ratón, vista delantera

⁵ Los 235 saldrán de la suma de los 125 que mide la placa rectangular más 110 de guía que irán fuera de ella.

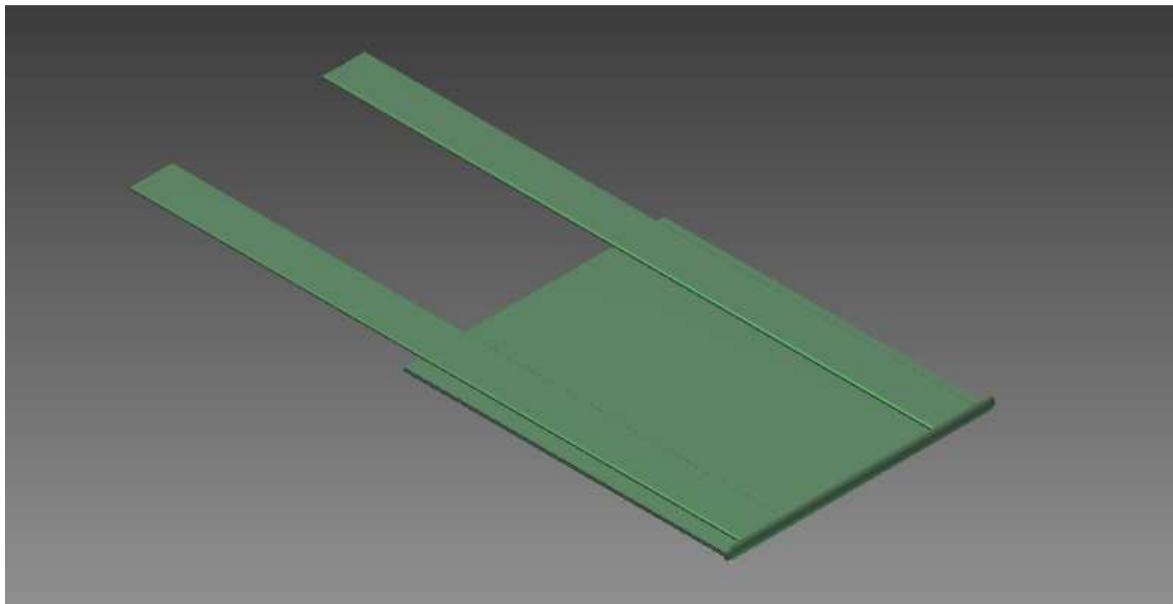


Figura 3. Bandeja ratón, vista trasera

Para que todo pueda quedar correctamente ajustado en la bandeja del ordenador haremos una operación de corte con la misma forma que la bandeja del ratón, los raíles por los que deslizará irán por el interior de la bandeja principal, pues queremos que ambas queden alineadas cuando estén recogidas. Una vez hecho y comprobado que encajaría y deslizaría a la perfección, habrá que realizar las ranuras para que el tope diseñado cumpla su función a la perfección. Estas ranuras serán de una profundidad de 1,5mm (hasta llegar al agujero creado por los raíles) y tendrán una longitud de 105mm que serán los 100 que queremos que pueda salir la bandeja, mas 5 que serán los que hagan de tope, hay que recordar que los salientes creados para realizar esta función eran cuadrados de 5x5mm.

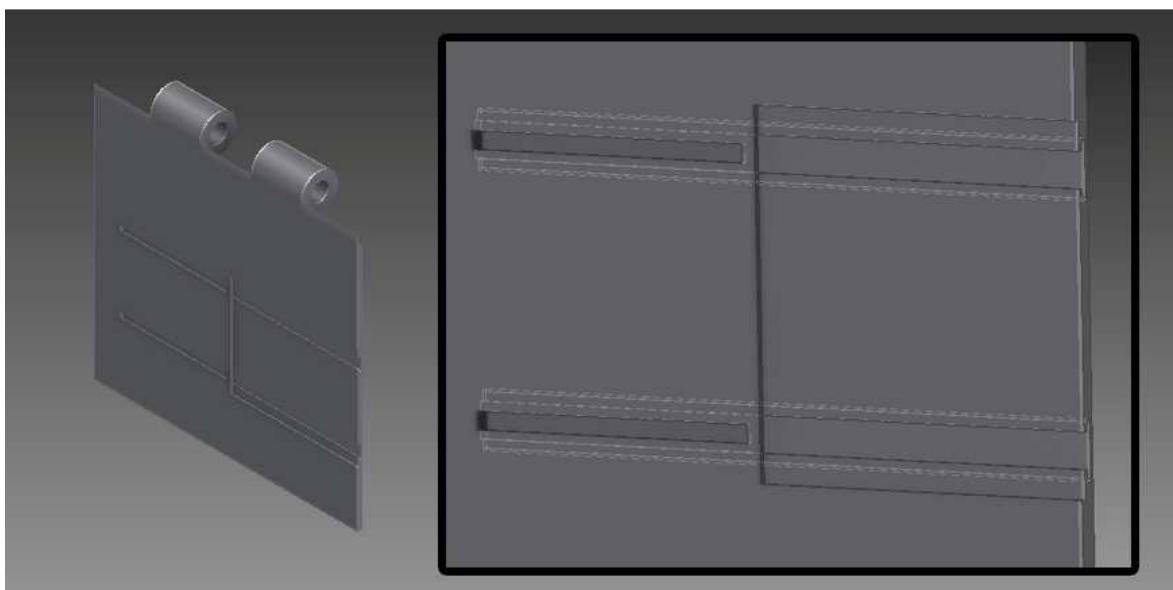


Figura 4. Bandeja inferior con vista detallada de las ranuras para la bandeja del ratón

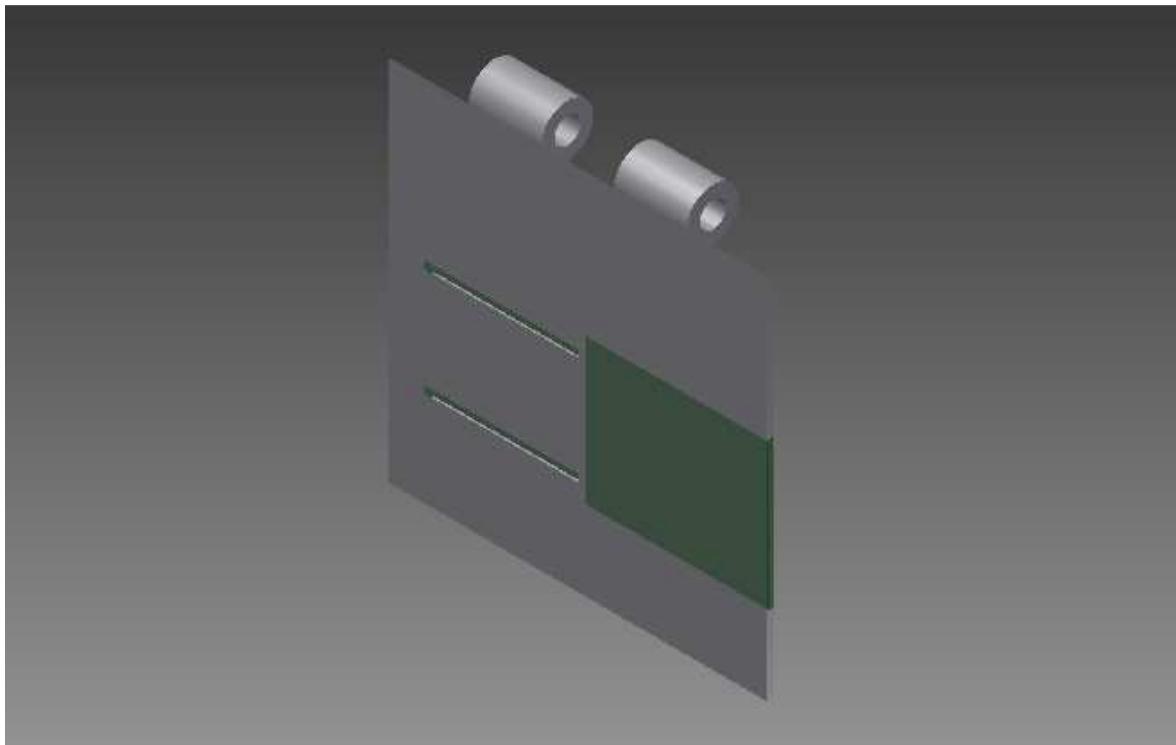


Figura 5. Bandeja inferior con la bandeja de ratón cerrada

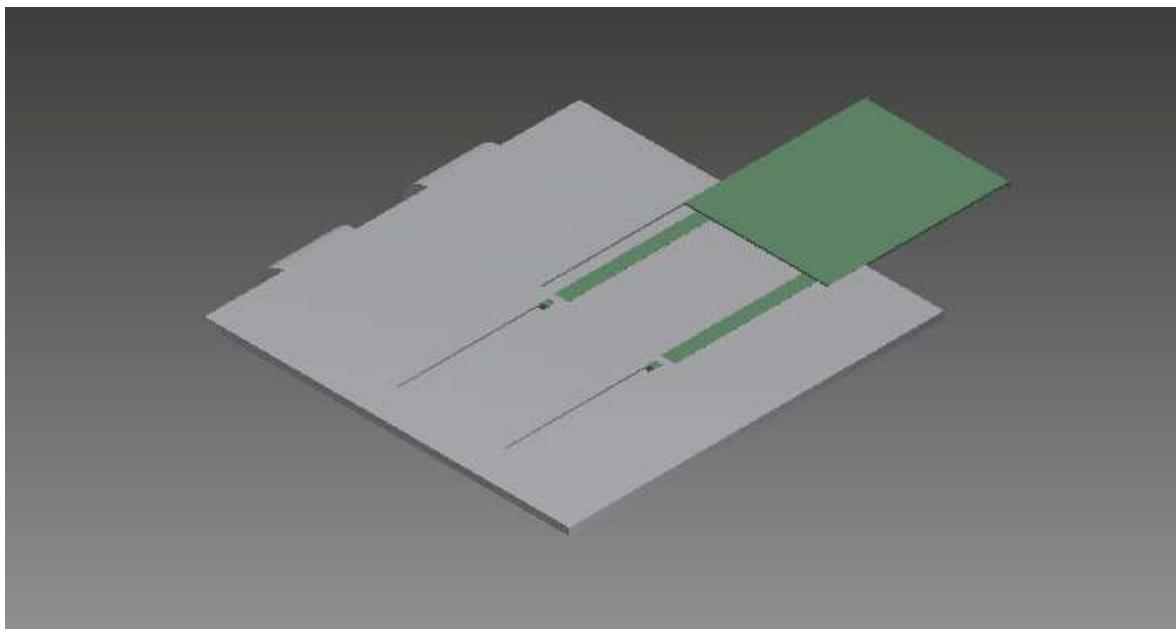


Figura 6. Bandeja inferior con bandeja de ratón abierta

8. Pasador principal

Esta será la pieza encargada de unir ambas bandejas la inferior y la superior, además de ser el eje mediante las cuales podrán girar para poder elevarlas a la altura deseada.

El diseño de esta pieza será uno de los más sencillos de todo el proyecto, pues costará únicamente de un cilindro largo en el cual irán insertadas ambas bandejas, mas dos cilindros más cortos del mismo diámetro que los de las bandejas, para imposibilitar así su salida. El primer de los cilindros será fijo y unido al cilindro largo⁶ de mientras que el tercer cilindro será del mismo tamaño que el primero, siendo el total de la suma de los tres cilindros el ancho de las bandejas que es de 260mm. Éste ultimo cilindro irá roscado colocándose en el otro extremo, dejando así fijado perfectamente ambas bandejas.

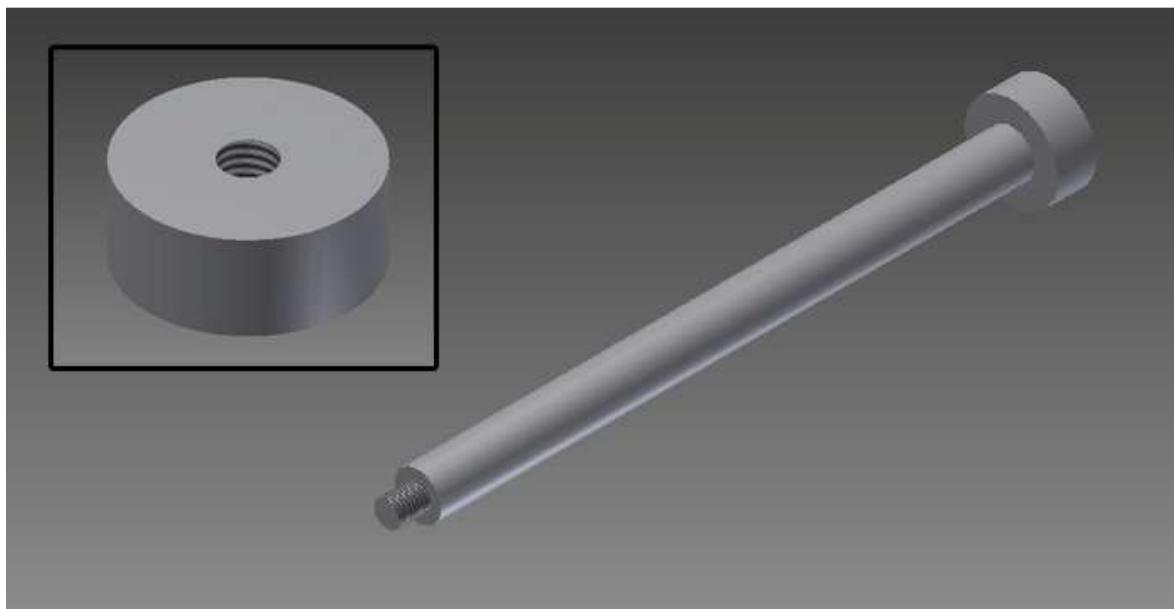


Figura 1. Pasador principal

Una vez terminado esto, ya podríamos unir las bandejas y tendríamos un diseño bastante avanzado de nuestro proyecto, pues la base principal ya estaría construida, ahora nos faltaría diseñar la manera de mantener la bandeja superior elevada, además de los distintos mecanismos que le añadiremos para que el ordenador no se caiga en ningún momento, pudiéndolo mover con toda comodidad.

⁶ Las medidas de estos cilindros serán de 15mm de largo y 36 de diámetro el pequeño del lateral, y de 230mm de largo y 12 de diámetro el largo que hará de eje de giro de las bandejas.

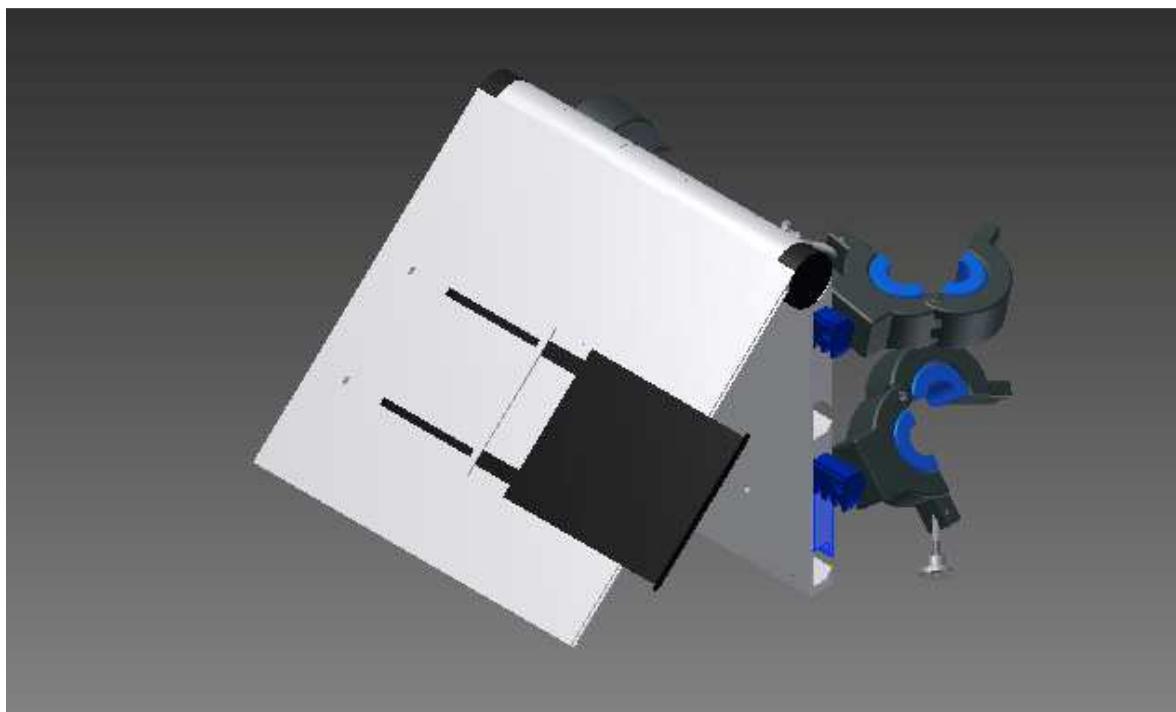


Figura 2. Unión de las bandejas mediante el pasador

9. Anclajes al ordenador

Llega el momento de diseñar un sistema de agarres que nos permita mantener el ordenador fijo a la bandeja de tal manera que podamos moverlo con toda seguridad.

Para el diseño deberemos tener en cuenta dos factores imprescindibles.

- El tamaño del ordenador, que no tiene por qué ser del mismo tamaño que la bandeja, por lo que tendremos que buscar algo extensible o que pueda ser ajustable a distintos tamaños.
- El diseño del ordenador que vayamos a utilizar no siempre será el mismo, y si tuviéramos unos agarres fijos, podría ocurrir que estos coincidieran con alguno de los dispositivos que dispone el ordenador como pueden ser los distintos conectores de los puertos USB o de altavoces y auriculares, las de toma de corriente, las ranuras para tarjetas de memoria, lectora de CD etc. Por esto es necesario que los ajustes sean además móviles para poder colocarlos en la zona que más nos convenga.

9.1. 1^a versión: 4 anclajes colocados en los extremos del soporte

En una primera toma de contacto haremos unos anclajes colocados en las cuatro esquinas de la bandeja, con la particularidad de que estos se podrán ajustar a través de un canal de dejaremos de margen siguiendo las diagonales del rectángulo que forma la bandeja. Les dejaremos un juego de 60 mm por cada lado de tal manera que pueda abarcar hasta ordenadores desde los más pequeños del mismo tamaño que la bandeja (260mm) hasta ordenadores con pantallas de unas 15 pulgadas (380 mm).

El cierre aparte de poder ajustarse en lo largo del portátil, también necesitaremos que sea ajustable dependiendo del grosor del portátil, para ello haremos un sistema mediante el cual, con unas plaquitas con un muelle posibilitará que puedas apretar el cierre que tendrá un dentado en los costados de forma sencilla, pero además gracias a que los muelles siempre ejercerán presión, evitaremos que se pueda abrir a no ser que seamos nosotros los que presionemos la plaquita de la manera adecuada (en la zona de los muelles).

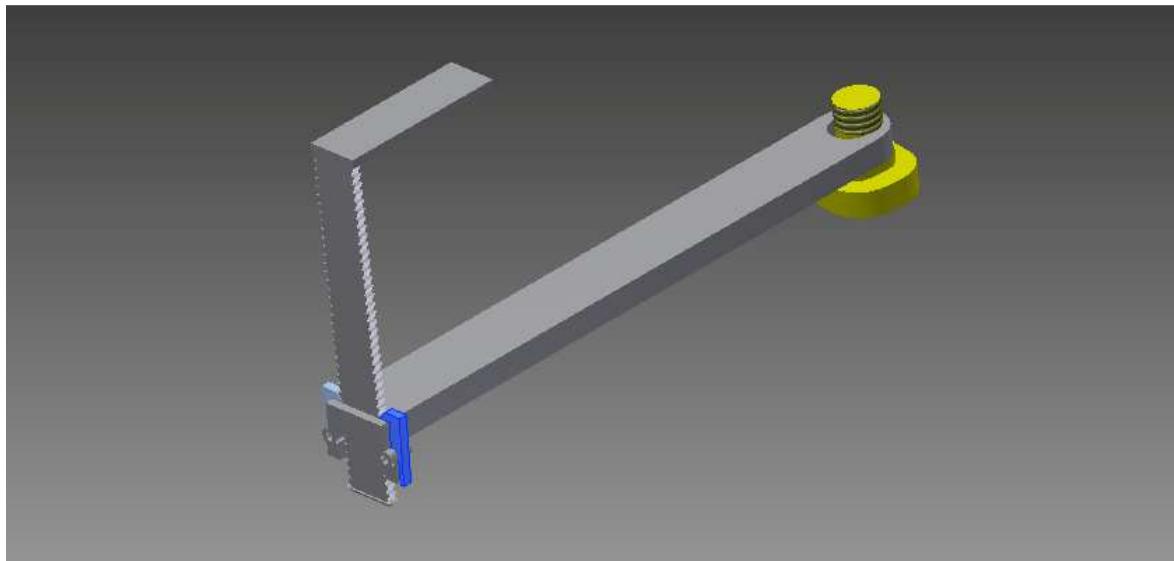


Figura 1.1. Anclaje del ordenador 1^a versión

Este cierre podría ser perfectamente válido, pero no es lo buscamos, pues nosotros necesitamos simplificar en la mayor medida de lo posible nuestro diseño, este sistema con sus distintos muelles y piezas pequeñas o de difícil mecanizado nos resultaría de un precio excesivamente elevado en comparación con el resto del producto, por lo que nos vemos obligados a descartar esta opción.

9.2. 2^a versión: Anclajes en zona delantera más cinta de velcro

9.2.1. Anclajes laterales y posteriores

En la segunda versión de nuestro diseño, haremos unos cierres laterales que servirán para que el ordenador esté centrado imposibilitando que se pueda caer por uno de los lados. Siendo los agarres colocados en la zona posterior de nuestro diseño los que imposibilitarán que este pueda separarse del soporte.

Para realizar el primero de los ajustes volvemos a realizarlo con dos posibles movimientos, uno para poder ajustarlo a los distintos tamaños del ordenador, y otro movimiento lateral, que nos permita colocar el anclaje en un sitio libre de ranuras (puertos USB, alimentación de la corriente, etc.)

Como además de ajustar lateralmente, buscamos que apriete al ordenador, dispondremos de unos muelles debajo del anclaje los cuales siempre comprimirán el cierre contra el ordenador, además buscamos que esto se pueda mover, para ello, los muelles irán sobre unos cilindros que permitirán el movimiento lateralmente a través de unas guías⁷ que colocaremos en la parte trasera de la bandeja del ordenador.

⁷ Sobre esta guía colocaremos una pequeña pieza la cual servirá para agarrar al muelle, quedado así colocado entre el agarre y la bandeja del ordenador.

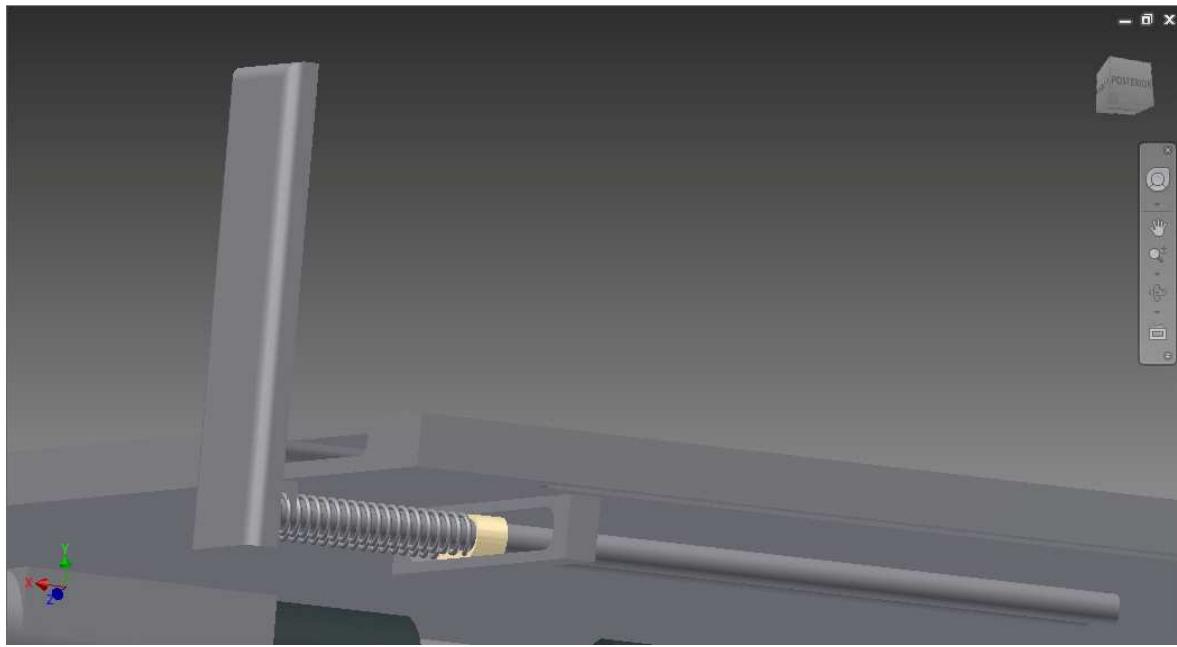


Figura 2.1. Anclaje lateral 2^a versión

El anclaje de la zona delantera sería muy similar al lateral. La gran diferencia sería la colocación del mismo, puesto que el movimiento que queremos que impida sea el vertical en vez del horizontal, tendríamos que colocar el mismo diseño que para los costados pero las ranuras para colocar el anclaje en vez de estar debajo de la bandeja estarían en la misma base haciendo el agujero hacia abajo en vez de hacia adentro para que así nuestro anclaje quede en la posición vertical que estamos buscando.

9.2.2. Cinta de velcro (opcional)

Pero con solo estos anclajes no serían suficientes, pues puede ocurrir que el ordenador vuelque, pues tenemos todos los agarres en la zona inferior de la bandeja, dejando toda la parte superior sin ningún tipo de seguridad.

Para solucionar este problema tenemos una primera opción que sería poner los mismos agarres que tenemos en la zona inferior, pero en la parte superior, mas esto resulta totalmente inviable, pues si pusiéramos estos agarres nos quedaríamos sin espacio para posteriormente poder colocar los herrajes que harán que la bandeja se eleve.

Como esta primera opción no termina de convencernos, buscamos en distintas bandejas existentes en el mercado, y observamos que en más de una de las bandejas se decantan por la utilización de cintas de velcro, pero le vemos dos problemas principales.

- Está siempre en posición fija y va a ser una cinta que va a ir de lado a lado por delante del ordenador, por lo que habría muchas posibilidades de que la cinta nos coincidiera con alguna fila de teclas.
- Puesto que va a ir por la zona delantera del ordenador, puede darse que haya ordenador pequeños en los cuales sea imposible disponer del espacio necesario para que esta pase sin tapar ninguna tecla o que haya usuarios que no tengan que mover para nada el trípode y no necesiten tanta seguridad vean excesivamente incomodo la presencia de una cinta de velcro recorriendo todo el portátil.

Tendremos que buscar un diseño de una cinta de velcro, que se pueda ajustar de tal manera que busque solución, en la mayor medida posible a estos problemas mencionados anteriormente.

Para ello lo primero que haremos serán unas guías en los laterales con un perfil en forma de T de tal manera que el enganche de la cinta pueda desplazarse lateralmente pero será imposible que se salga. Con este diseño podremos mover el enganche hasta una posición en la cual no obstaculice ninguna tecla, o en su defecto, esté en el sitio donde menos pueda llegar a molestar.

Ahora buscaremos realizar un enganche, el cual tenga una manera de quitarse fácilmente, para que en caso de que el velcro no sea necesario, o pueda molestar demasiado este se pueda quitar con total comodidad. Para ello diseñaremos un enganche que conste de dos piezas, una irá unida al soporte, y la otra unida a la cinta de velcro. Para que estas dos piezas puedan juntarse o separarse unas con otras fácilmente realizaremos unos cilindros, el que va unido al soporte tendrá una canalización dentro del cilindro (hueco por dentro, pues la canalización irá por dentro y tendrá forma de U). El segundo cilindro tendrá unos pequeños salientes que circularán por dentro de la canalización del primer cilindro, además, dentro del cilindro hueco insertaremos un muelle que ejercerá presión hacia afuera en el segundo cilindro para evitar que este se pueda salir solo.



Figura 2.2. Enganche velcro, pieza 1, vista de la canalización interior



Figura 2.3. Enganche velcro, pieza 1, vista inferior



Figura 2.4. Enganche velcro, pieza 2

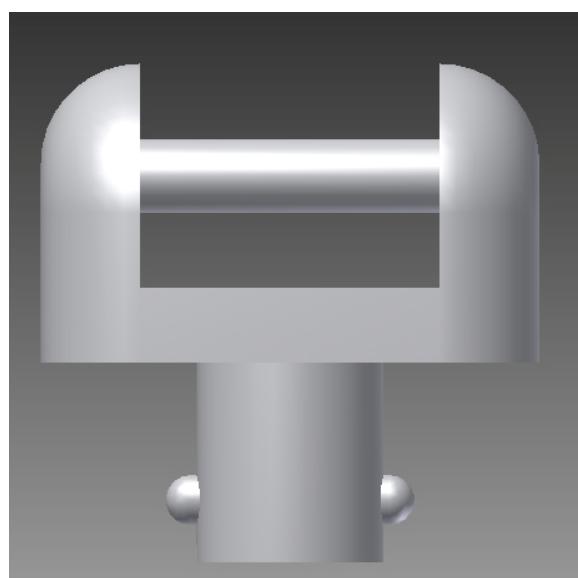


Figura 2.5. Enganche velcro, pieza 2, vista inferior

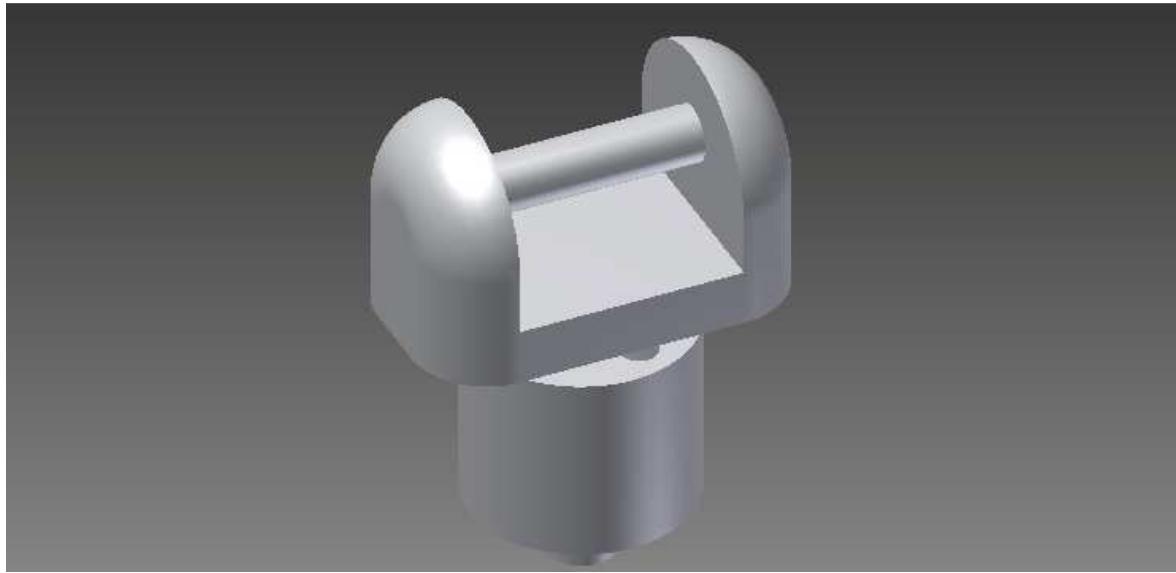


Figura 2.6. Enganche de la cinta de velcro

Una vez terminado este enganche nos quedará unirlo a la bandeja, para ello haremos un canal como ya mencionamos anteriormente (en forma de T) el cual encajara con la parte inferior de nuestro enganche siendo una ranura de 2,5mm de grosor y 1,5mm de profundidad, seguido de una segunda ranura de 4mm de grosor y 2 mm de profundidad.

Esta ranura recorrerá todo el ancho de la bandeja de tal manera que una vez insertada la cinta colocaremos una tapeta que imposibilite su salida.

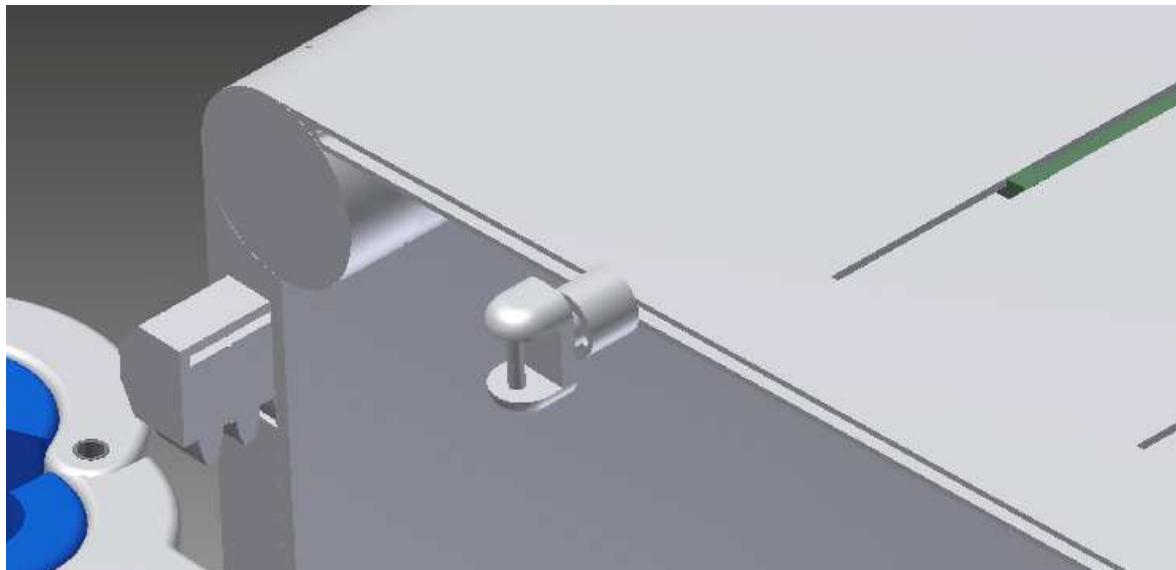


Figura 2.7. Enganche de cinta de velcro insertado en la ranura de la bandeja superior

2.3. 3^aversión: Cintas de velcro mas anclaje delantero

2.3.1. Defecto del diseño anterior y retoques en las cintas de velcro

Pero este diseño de anclaje sigue sin convencernos, pues, aunque el sistema de la cinta de velcro si que se adapta a la perfección a lo que estamos buscando, el resto de sistemas está muy lejos de nuestro objetivo, pues sigue siendo excesivamente costoso de fabricar, además de tener fallos importantes en el diseño que habría que modificar, pues las piezas pequeñitas que tienen como función sujetar los muelles no tienen ningún mecanismo para quedarse fijadas a la bandeja, la solución sería que la ranura en la que están insertadas fuera en forma de T al igual que la usada en la cinta de velcro, pero no tendríamos una manera de luego insertarla, por lo que queda descartada. Además este sistema sigue siendo excesivamente aparatoso, nosotros buscamos algo mucho más simple.

Puesto que encontrar un agarre lateral que satisfaga nuestras necesidades se antoja muy complicado, pues o son excesivamente complicados, o no tienen todos las especificaciones de diseño que buscamos, optamos por quitarlos y utilizar simplemente la cinta de velcro en los costados y un agarre delantero que mediante un muelle de torsión hará presión sobre el ordenador imposibilitando que este caiga.

Como ahora disponemos de una ranura que cubre todo el costado, (puesto que hemos suprimido todos los enganches laterales) y el diseño del enganche del velcro, ha sido de tal manera que si queremos podemos quitarlo con toda facilidad, podremos insertar una segunda cinta de velcro para a parte delantera del ordenador, que usaremos de manera optativa, en el caso de que dispongamos de un ordenador con el suficiente espacio para la misma, o tengamos un ratón conectado a uno de los puertos USB y no sea necesario el uso de la pantalla táctil que hace la función de ratón en los ordenadores portátiles

9.3.2. Agarre delantero

El diseño del anclaje delantero tiene que ser algo similar al del modelo anterior, pero simplificándolo lo máximo posible, para ello empezaremos con la manera de que este se pueda desplazar horizontalmente por el costado, imitando la manera en la que el enganche se desplazaba por los laterales. Es decir utilizaremos una ranura en forma de T que recorrerá todo el costado, pudiendo así colocarla donde más nos convenga.

El agarre constará de dos partes principales, formando entre ellas un ángulo de unos 90°, las cuales irán unidas con un muelle de torsión mediante el cual ejerceremos la presión necesaria.

La primera de las piezas será una pieza con forma rectangular en la cual en uno de sus extremos acabara de forma redondeada para poder ajustar la otra pieza y que ambas puedan girar, añadiéndole un saliente con forma en T con las mismas dimensiones que la ranura en el otro extremo para que pueda desplazarse por ella. Además, en la zona superior realizaremos unas ranuras del mismo grosor que la del alambre del muelle para que este quede correctamente insertado.



Figura 3.1. Agarre delantero, pieza 1

La segunda pieza será otro rectángulo redondeado por uno de los extremos para que encaje con la primera pieza y así pueda girar correctamente. En el otro extremo en vez de acabar de forma rectangular, le añadiremos una superficie cilíndrica para que así siempre ejerza presión contra el ordenador de forma adecuada independientemente de cuál sea la inclinación de esta pieza. Además, le practicaremos unas ranuras para poder insertarle el muelle correctamente.

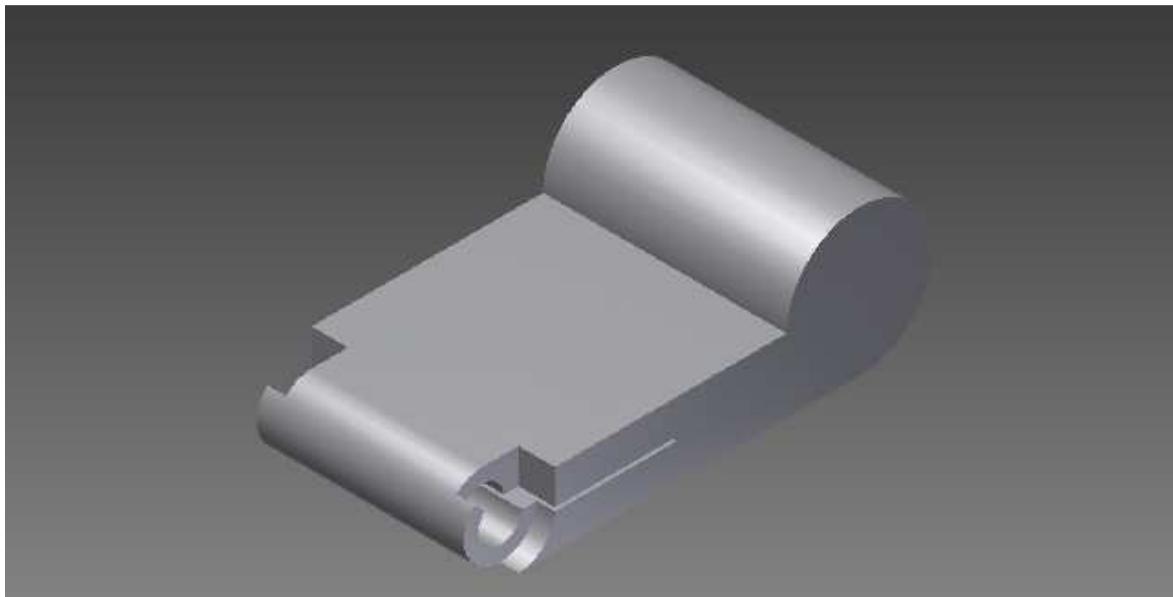


Figura 3.2. Agarre delantero, pieza 2

Para finalizar el montaje colocaremos un pasador que unirá ambas piezas y que además en el cual insertaremos el muelle torsional que necesitamos para nuestro diseño. Para darle más consistencia a nuestro diseño, insertaremos dos muelles, uno en cada uno de los extremos de la pieza.

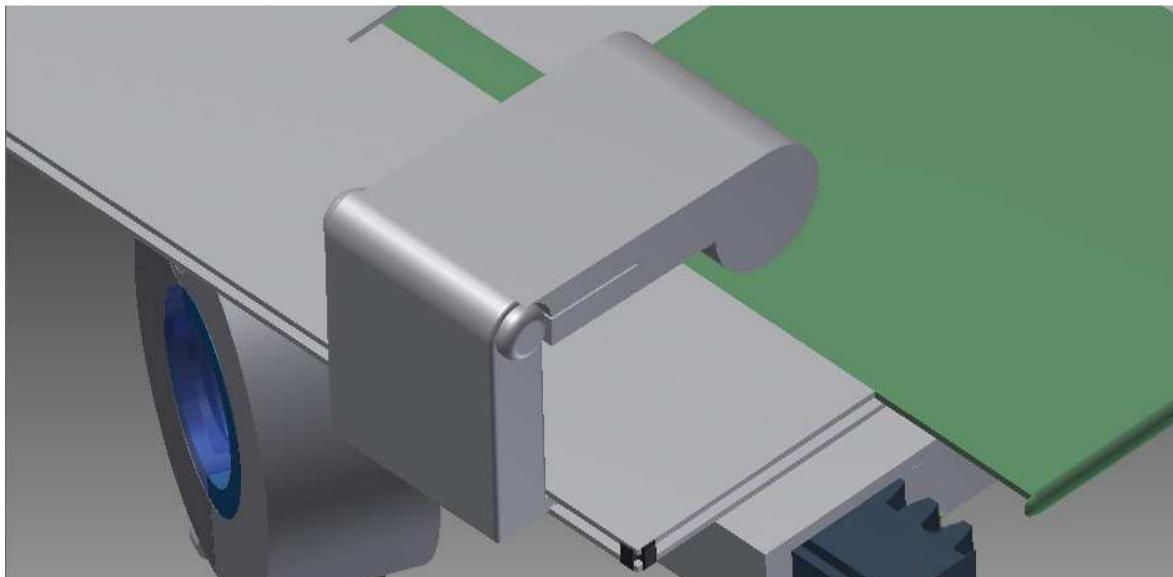


Figura 3.3. Montaje del agarre delantero en el soporte superior

9.3.3. Estudio y diseño del muelle torsional

Para poder realizar el muelle, al igual que nos ocurría con los engranajes, necesitaremos unos estudios previos para poder así realizar un diseño correcto del mismo.

Los muelles de torsión se emplean en una gran cantidad de aplicaciones, desde cables de conexión hasta disquetes, desde productos de uso cotidiano hasta herramientas especiales. Su propósito con frecuencia se adapta a las situaciones en las que se requiere aplicar torsión en dos direcciones, ya que están diseñados para ofrecer resistencia a las presiones externas.

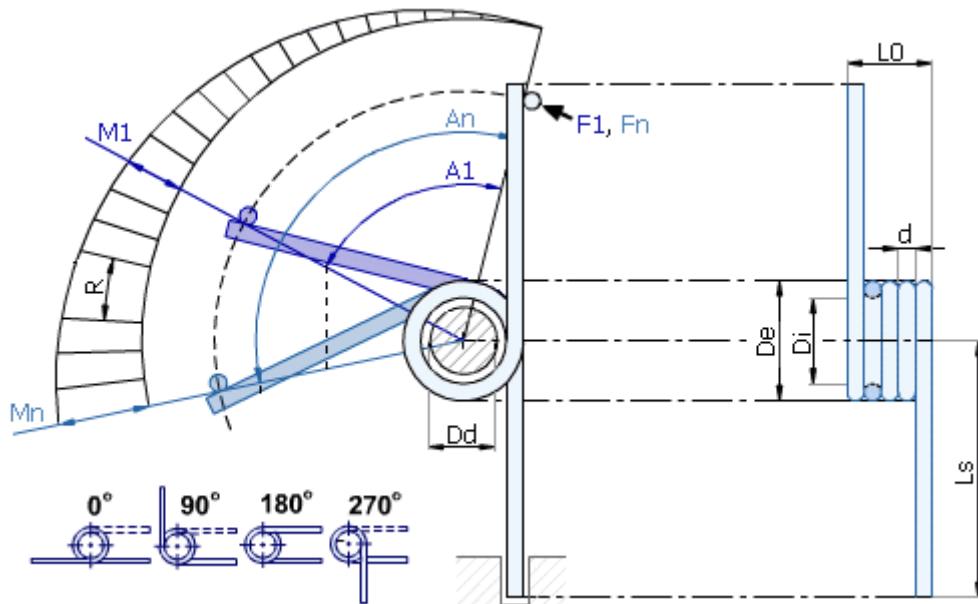


Figura 3.4. Parámetros de los muelles de torsión

Parámetros físicos:

- *d* (diámetro del hilo): Este parámetro describe el espesor del hilo empleado para fabricar el muelle.
- *Db* (Árbol): Este parámetro describe el diámetro máximo del árbol de un muelle para aplicaciones industriales. La tolerancia de este parámetro es de (+/-) 2%(indicativo).
- *Di* (diámetro interior): diámetro interior de un muelle. Puede calcularse restando dos veces el diámetro del hilo al diámetro exterior del muelle. El diámetro interior de un muelle de torsión disminuye hasta el diámetro del árbol mientras se encuentra en funcionamiento. La tolerancia de este parámetro es de (+/-) 2%(indicativo).
- *De* (diámetro exterior): Diámetro exterior de un muelle. Puede calcularse sumando dos veces el diámetro del hilo al diámetro interior del muelle. El diámetro exterior de los muelles de torsión disminuye mientras se encuentra en funcionamiento. La tolerancia de este parámetro es de (+/-) 2% con una tolerancia de (+/-) 0.1 mm.

- *L0 (Longitud libre)*: La longitud libre disminuye con el muelle en funcionamiento. La tolerancia de este parámetro es de (+/-) 2%(indicativo).
- *Ls (Longitud de la rama)*: Se trata de la distancia desde el eje central de la espira hasta el extremo de la rama del muelle de torsión. La tolerancia de este parámetro es de (+/-) 2%(indicativo).
- *An (Ángulo máximo)*: Rotación máxima aceptable del muelle medido en grados. La tolerancia de este parámetro es de (+/-) 15 (indicativo).
- Fn (Fuerza máxima): Fuerza máxima aceptable en el extremo de la rama del muelle de torsión. La tolerancia de este parámetro es de (+/-) 15%(indicativo).
- *Mn (Momento máximo)*: Momento máximo aceptable (Newton · mm). La tolerancia de este parámetro es de (+/-) 15% (indicativo).
- *R (Índice de rigidez)*: Este parámetro determina la resistencia de un muelle durante su funcionamiento. Se mide en Newton * mm/ grado. La tolerancia de este parámetro es de (+/-) 15% (indicativo).
- *A1, F1 y M1 (ángulo en momento o fuerza)*: La siguiente ecuación calcula el ángulo como función de un momento: $A1 = M1/R$. Para calcular el momento a partir de la fuerza, se emplea la siguiente ecuación: $M = F \cdot Ls$
- *Posición de la rama*: Hay 4 tipos de posición de la rama en los muelles de torsión: 0, 90 ,180 o 270 grados (véase la imagen anterior).
- *Sentido de la hélice*: un bobinado a la derecha permite un movimiento en el sentido contrario al de las agujas del reloj. un bobinado a la derecha permite un movimiento en el sentido de las agujas del reloj. Ambos tipos están disponibles en todos los tamaños.
- *Número de referencia*: Todos los muelles están identificados por un número único: tipo. (De * 10). (d * 100). (N * 100). Para los muelles con movimiento a la derecha, el tipo de una letra "D". Para los muelles con movimiento a la izquierda, el tipo de una letra "G". "N" designa el número de espiras.
Ejemplo: D.028.020.0350 es un muelle de torsión con movimiento a la derecha y un diámetro exterior de 2,8 mm producido por un hilo de acero inoxidable de 0,9 mm formado por 3,5 espiras.

Al igual que ocurría con los engranajes, inventor dispone de un completo editor e muelles, entre los que se encuentra la posibilidad de realizar los muelles de torsión que necesitamos.

Para realizar estos muelles, tendremos que ir a un archivo de tipo ensamblaje, y en la pestaña de diseño buscar al final del todo la opción de torsión, una vez pulsada, nos aparecerá una tabla muy detallada a llenar con los distintos parámetros que definirán nuestro muelle.

Puesto que queremos dos muelles, realizaremos la misma operación dos veces, una con la dirección de espira a la derecha y otra a la izquierda, pero manteniendo iguales el resto de parámetros.

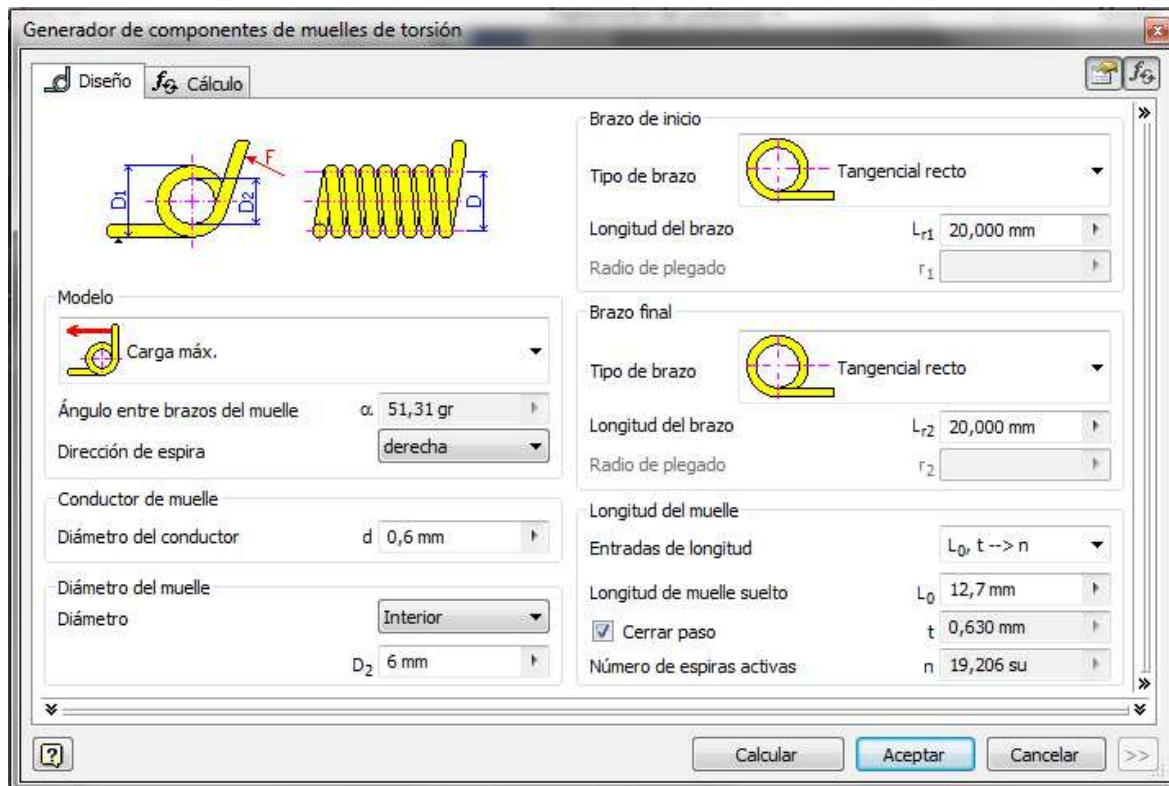


Figura 3.5. Tabla de Inventor para la realización de muelles de torsión

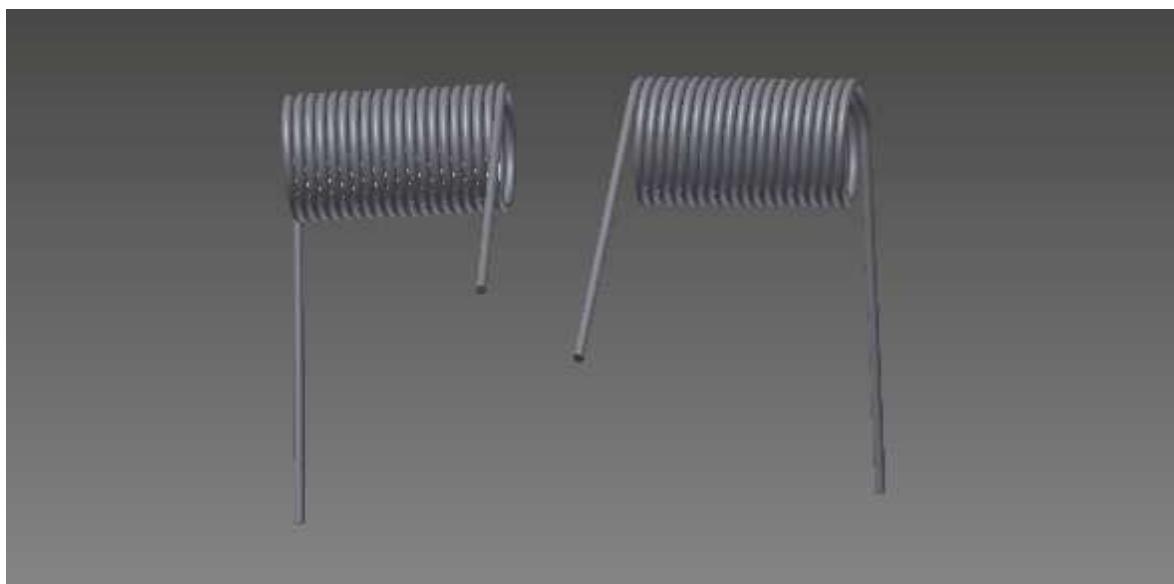


Figura 3.6. Muelles de torsión creados desde inventor

10. Sistema de elevación del soporte

Una vez que tenemos los anclajes del ordenador terminados, solo nos quedará un último punto a diseñar para tener nuestro soporte terminado, el sistema con el cual mantendremos la bandeja superior levantada con el ángulo necesario para poder trabajar cómodamente con nuestro ordenador.

Para este sistema hemos dejado un margen de 13mm, que es la distancia que existe entre una bandeja y otra cuando están totalmente cerradas y en paralelo. No hemos dejado más distancia puesto que buscamos un soporte que se pueda mover cómodamente y si fuera una distancia mayor sería excesivamente grueso y aparatoso.

10.1. Búsqueda de bisagras o herrajes comerciales

Nuestra primera opción para este sistema será buscar algún sistema comercial que pueda encajarnos, pues así ahorraríamos en costes al evitar diseñar y fabricar piezas a medida.

Queremos un mecanismo similar al que utilizan las camas de hospital para poder levantar el cabecero o el que se usa normalmente en los atriles de mesa regulables.

Nuestra primera búsqueda será en el catálogo de productos de Traceparts, en el cual en su página web⁸ encontraremos una amplia gama de productos relacionados con la ingeniería con el punto a favor de que podremos descargarlos el diseño en 3D y así, como ya hicimos con una de las piezas del agarre a las patas del trípode, poder incluirlo fácilmente en nuestro ensamblaje.

Pese a su amplio catálogo de productos, no encontramos nada que pueda cumplir nuestros requerimientos.

Miraremos el catálogo de productos de Hettich⁹ un fabricante de herrajes para muebles y electrodomésticos, dentro de su catálogo podemos encontrar bisagras de todo tipo tanto para puertas plegables de armarios de cocina o para regular cabeceros de sofás o camas.

En su amplio catálogo encontramos únicamente dos productos que podrían llegar a valernos para nuestro soporte.

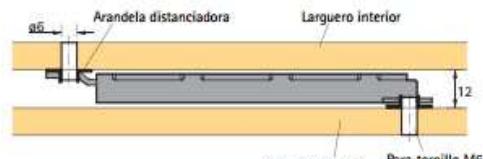
- Herraje para la regulación de camas somieres en altura Multiflex (código 25173)
- Rastomat, Regulador telescópico 10 (código 25174)

⁸ www.tracepartsonline.net

⁹ www.hettich.com

Rastomat

- Herrajes de regulación para cabeceros y pies
- Aplicables también para tableros de escritorio de altura regulable, tumbonas y tapas abatibles de cualquier tipo
- El herraje se enclava sin retroceso en cada posición.
- Construcción sólida.
- La posición no se puede sobrepasar gracias al seguro de acero
- Las arandelas distanciadoras necesarias se encuentran en la unidad de embalaje
- Acero pasivado azul



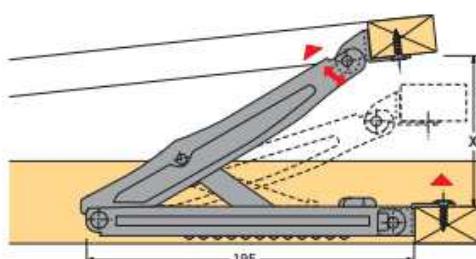
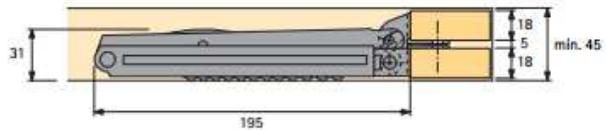
| Número de posiciones | Código | U.E. |
|----------------------|-----------|------|
| 10 | 0 025 174 | 1/10 |
| 5 | 0 025 175 | 1/10 |

| | Medida X mm 5 posiciones | 10 posiciones |
|------|-----------------------------|---------------|
| 1 R | 164 | 234,5 |
| 5 R | 214,5 | 288 |
| 10 R | | 354 |

Figura 1.1. Tabla de especificaciones herraje Rastomat

Multiflex

- Herrajes de regulación para cabeceros y pies
- 13 posibilidades de ajuste
- Altura constructiva especialmente baja
- Montaje rápido y sencillo
- Acero pasivado azul



| Código | U.E. |
|-----------|------|
| 0 025 173 | 1/4 |

| Posición | 0 | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 | 12 | 13 | Tope mm (apertura máx.) |
|----------------|---|----|----|----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|----------------------------|
| Distancia X mm | 5 | 29 | 69 | 99 | 124 | 143 | 160 | 176 | 193 | 207 | 223 | 240 | 257 | 278 | 332 |

Figura 1.2. Tabla de especificaciones herraje Multiflex

Estos dos sistemas pese a cumplir perfectamente con nuestro objetivo, tenemos que descartarlos y dejarlos como última opción, pues como podemos observar en la tabla de especificaciones necesitamos un mínimo de 30mm de espacio entre cada una de las bandejas para poder colocar uno de estos sistemas, siendo que nosotros disponemos de 13mm, estaríamos hablando de doblar dicha distancia, por lo que sería bastante productivo realizar dicha operación.

Encontramos otro fabricante chino¹⁰, que en su catálogo de productos también tiene herrajes muy similares a los que hettick ofrecía, pero nos vemos obligados a descartarlos igualmente puesto que nos es imposible encontrar todas las especificaciones del producto, pero observando las dimensiones que si aparecen nos podemos hacer una idea de que son bastante similares a los anteriormente mencionados.

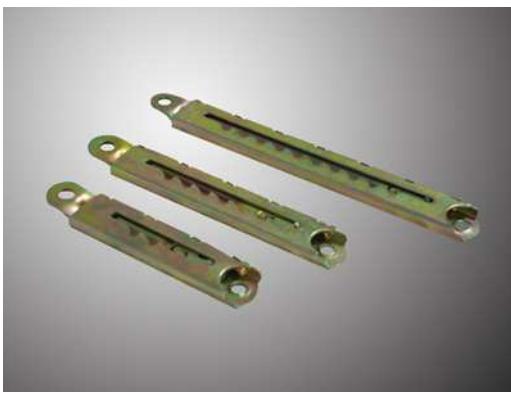


Figura 1.3. Herraje Te Ke He 1



Figura 1.4. Herraje Te Ke He 2

Puesto que encontrar algo comercial que pueda llegar a encajar con el resto del diseño de nuestro soporte se hace excesivamente complicado, nos vemos obligados a diseñar desde cero un sistema de herrajes que nos permita mantener la bandeja superior elevada, y que se adapte a las dimensiones ya diseñadas.

¹⁰ Esta marca china se llama Te Ke He y la página web con su catálogo es la siguiente: www.tekehe.com

10.2. Sistema de elevación. Primera opción.

Nuestra primera versión será un sistema muy similar al usado en apoyalibros o atriles de sobremesa regulables, con la diferencia de sustituir las guías dentadas por unas guías rectas por las cuales circulará un cilindro de diámetro variable, en el que únicamente bastará girar la manivela que colocaremos en su extremo para que se quede fijo. Esto ocurrirá gracias a que girando de la palanca, giraremos también el cilindro entero, pues va unido continuo a este, haciendo así que el diámetro del cilindro que circula por la guía aumente.



Figura 2.1. Atril de sobremesa regulable

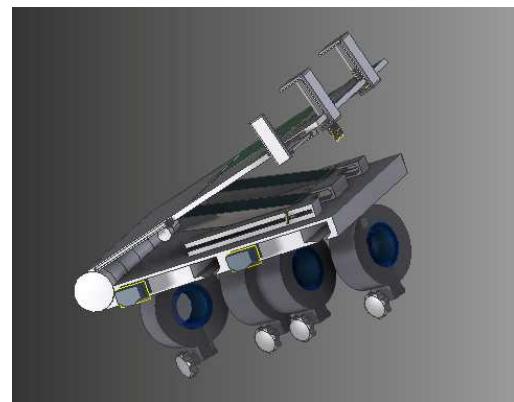


Figura 2.2. Herrajes regulables primera opción

Para este diseño no utilizamos unas guías dentadas como las del atril puesto que para abrirse, si que este se abriría sin que nada se lo impidiese, pero luego en el momento que quisiéramos cerrar nuestro soporte este se atascaría en cada uno de los distintos niveles (o dientes) que hubiéramos creado, teniéndolo que sacarlo del diente en cada uno de los dientes hasta el final de la guía, haciéndolo un sistema bastante incomodo.

Este primer diseño constará de dos apoyos rectangulares los cuales se moverán a través de una guía mecanizada directamente en la bandeja inferior y del pasador con el diámetro variable mencionado anteriormente.

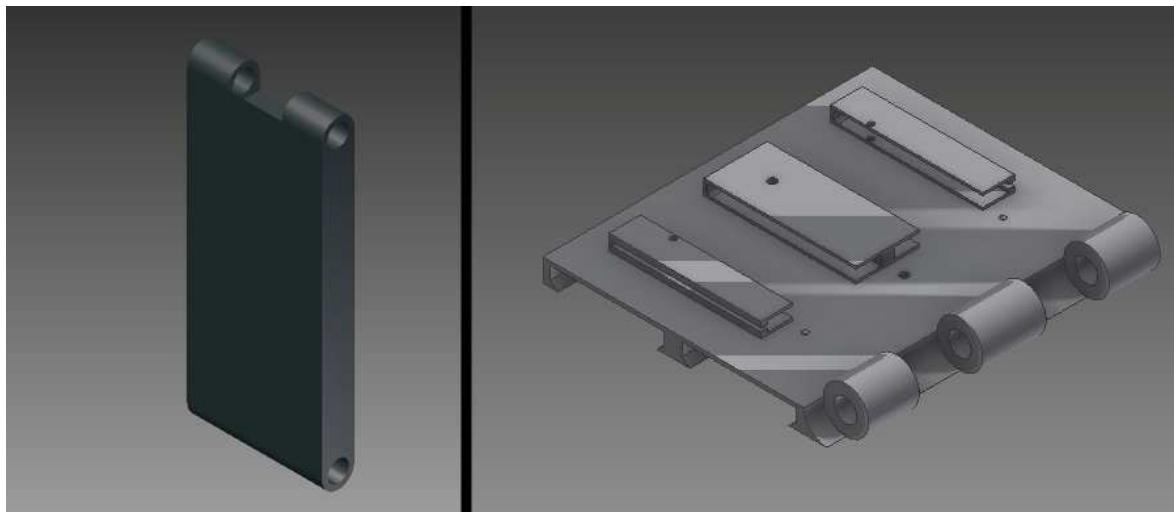


Figura 2.3. Apoyos rectangulares y guías



Figura 2.4. Cilindro de diámetro variable



Figura 2.5. Sistema de elevación primera opción

Pero este diseño no termina de ser el adecuado, pues el sistema de fijación a determinada altura no termina de convencernos, pues no nos garantiza la seguridad que queremos de que la bandeja vaya a aguantar levantada el todo el tiempo que necesitemos. Por lo que seguiremos buscando distintas alternativas que satisfagan nuestras necesidades.

10.3. Sistema de elevación. Segunda opción

Descartado el primer sistema y descartada también la opción de guías dentadas, buscaremos un sistema sin la presencia de ninguna guía, por lo que una opción que aparece es la de insertar unos cilindros telescópicos de tal manera que a medida que vaya levantándose la bandeja superior, el cilindro interior vaya saliendo del interior del cilindro exterior.

Este sistema es un sistema muy recurrente en carpintería en el uso de pequeños armarios, puertas abatibles o de divanes, el inconveniente que encontramos es que en la gran mayoría de ocasiones, estos solo tienen dos únicas posiciones, abierta o cerrada, por lo que tendremos que diseñar un sistema mediante el cual estos cilindros puedan mantenerse fijos en posiciones intermedias.

Una opción sería ranurar el cilindro exterior y hacer una pequeña extrusión en el interior de tal manera que el resalte resultante circularía por la ranura. Esta ranura tendría pequeños salientes a determinadas distancias de tal manera que el resalte quedara encajado imposibilitando así que la bandeja pudiera cerrarse.

El inconveniente de este sistema sería el mismo que el que ocurriría con las guías dentadas, en el momento que la bandeja se cerrase el resalte se quedaría enganchado, uno a uno, en todos los salientes, por lo que resultaría muy incomodo.

Otra opción será utilizar el mismo sistema que se utiliza para fijar las patas de los trípodes a una altura determinada, pues nuestros cilindros, son unos cilindros telescópicos muy similares a los usados en las patas de los trípodes.

Los cierres de las patas de los trípodes pueden ser de dos maneras distintas, o bien de clic, o bien de rosca, ambos podrían ser válidos para nuestro diseño, pero tendremos que decantarnos por uno para añadirlo a nuestro diseño.



Figura 3.1. Cierres de rosca y de clic en patas de trípodes

Para el diseño del soporte nos decantaremos por la opción del clic, puesto que es mucho más rápido y cómodo a la hora de fijar las patas, ofreciéndonos una seguridad bastante similar a la que nos ofrece el cierre de rosca. Pues la gran diferencia que suele existir entre ambos cierres es, aparte de la rapidez de cierre, que el de rosca está cerrado herméticamente, imposibilitando la entrada de agua o otra sustancia al interior de las patas, pero esa característica, no la consideramos excesivamente importante en nuestro diseño, decantándonos así por el cierre de mayor rapidez.

Las piezas que componen este sistema de elevación serán bastante simples, pues está compuesto por dos cilindros, uno de ellos hueco, de diámetro exterior de 8mm y 6mm el interior, para poder insertar el otro, y con agujeros a cada uno de sus extremos para poder introducir el pasador que los unirán a su bandeja correspondiente.

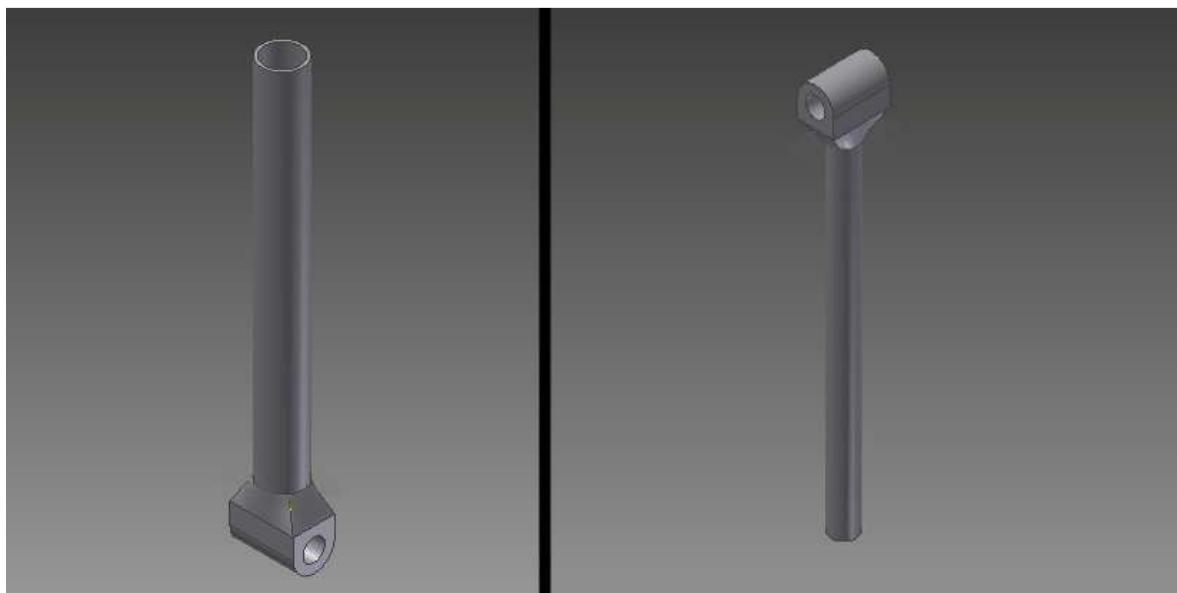


Figura 3.2. Cilindros telescópicos

Para el sistema de cierre buscamos nuevamente en páginas como traceparts para ver si disponían de algún tipo de abrazadera que pudiera servir, al final se decidió hacer una muy similar a las abrazaderas de tija que se emplean en las bicicletas¹¹.



Figura 3.3. Distintas abrazaderas de tija para bicicletas

¹¹ También buscamos alguna abrazadera de tija para poder insertar en nuestro soporte, pero todo lo que se encontró eran abrazaderas de diámetros mucho mayores a los que buscábamos, de unos 30mm de diámetro, en vez de los 13 de máximo que nosotros poseemos.

Como podemos observar, es un mecanismo bastante simple, el cual consta de tres piezas principales, por un lado la abrazadera propiamente dicha, que irá abierta por uno de los lados para poder darle el juego de apriete. Una segunda pieza que será la que haga la presión sobre la abrazadera, para ello constará de una circunferencia principal sobre el cual girara otra circunferencia excéntrica, de tal manera que cuanto más gires, mas apretaras el cierre. La tercera pieza será simplemente un pasador que servirá de unión de las otras dos piezas.

Muestro diseño será bastante similar al aquí mencionado, pero en los diseños mostrados en la imagen anterior se puede observar que estamos ante abrazaderas muy estrechas, Los cilindros sobre los que irán estos cierres van a tener muy poco diámetro, por lo que, para que nuestros agarres soporten el peso del ordenador sin problemas, nos interesa que sean, en proporción mucho más largos. Esto hace que nuestro diseño cambie considerablemente, sobretodo en la tercera pieza, pues será como si estuviéramos uniendo tres abrazaderas de las mostradas en la imagen anterior.

La primera de las piezas será un cilindro de 20mm de largo por 8mm de diámetro interior, el mismo que el del cilindro telescópico hueco, y un cilindro exterior de 10mm, con una ranura de 1mm en uno de sus costados, acompañado de una extrusión de 4mm. Sobre esa pequeña extrusión de 4mm en la zona de la ranura realizaremos los agujeros para el pasador que unirá esta pieza a la otra.

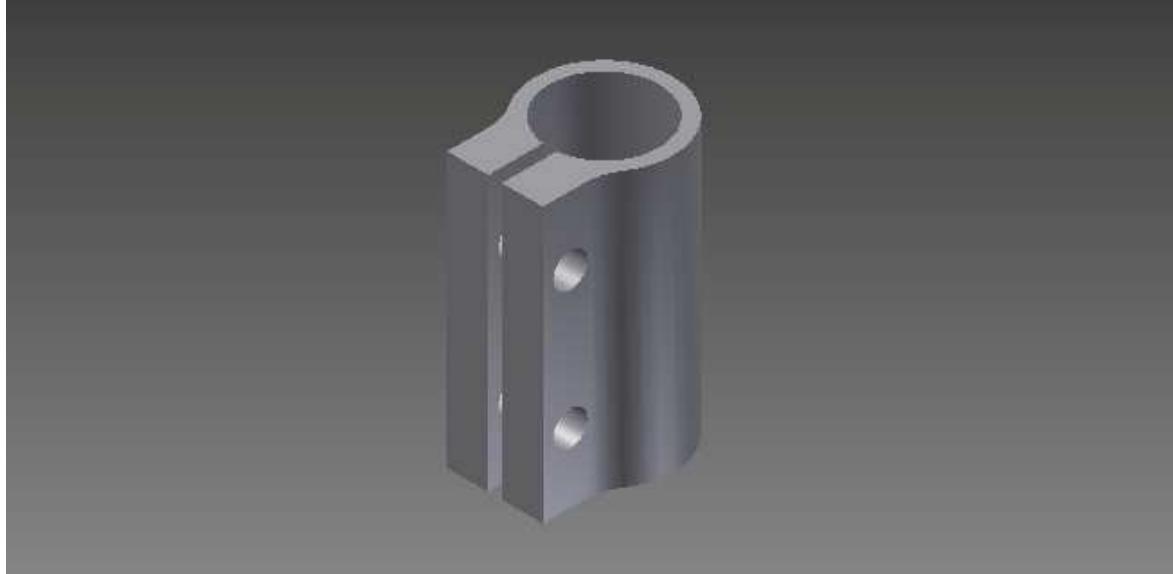


Figura 3.4. Cierre de clic, abrazadera

El cierre de la abrazadera, que será el encargado de hacer la presión, será como hemos explicado anteriormente, con la salvedad de que el nuestro será mucho más largo, pero con el mismo funcionamiento, una circunferencia de 10mm con otra de 5mm interior pero descentralizada sobre la que la primera girará.



Figura 3.5. Cierre de la abrazadera

La tercera pieza, será la de mayor diferencia tendrá con las abrazaderas de tija mostradas anteriormente, pues al ser nuestro agarre mucho más largo, le hemos realizado dos agujero de unión entre abrazadera y cierre, por lo que tendremos que realizar un pasador que recorra todo el largo de la pieza (20mm) al cual le irán unidos otros dos, que parten de las extrusiones junto a la ranura de la abrazadera.

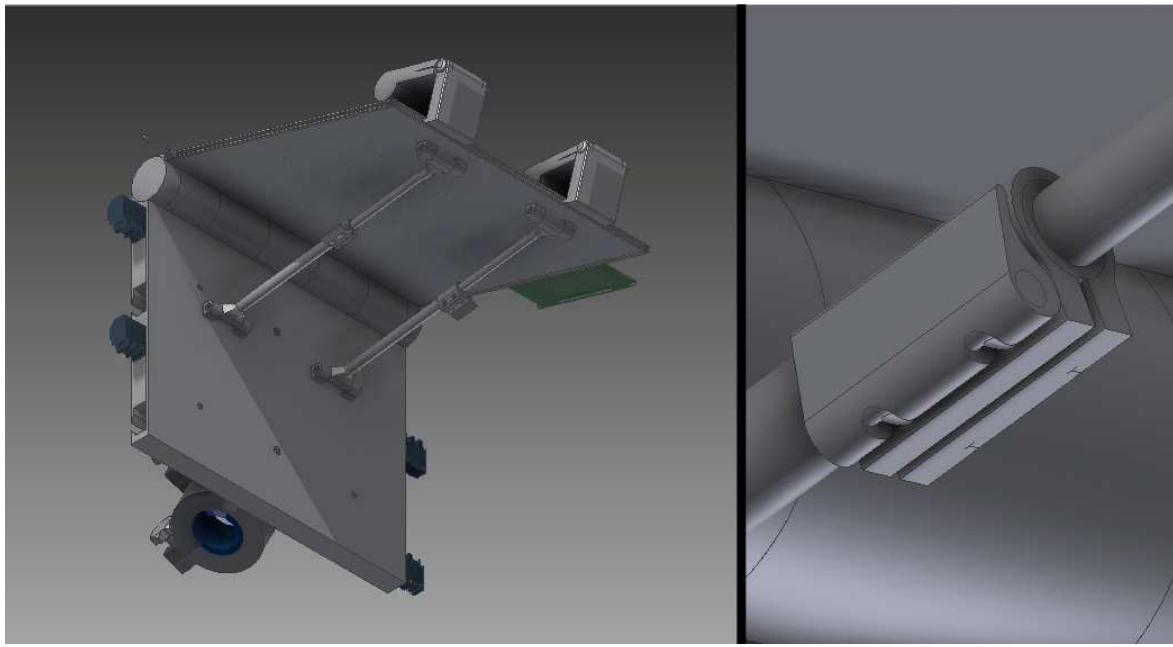


Figura 3.6. Sistema de elevación, segunda opción

Pero este sistema sigue sin convencernos, pues cuando la bandeja está muy abierta no existe problema alguno, pero si necesitamos tener la bandeja con un ángulo de inclinación pequeño, nos será imposible fijar las abrazaderas, pues será imposible que metamos la mano para cerrar la abrazadera.

10.4. Sistema de elevación. Tercera opción

La tercera opción será un sistema mucho más simple, puesto que con cualquier cierre manual que coloquemos nos va a surgir el mismo problema que en el caso anterior, vamos a optar por realizar unos cilindros, muy similares a los anteriores, pero con un anillo de teflón¹² colocado en su interior para que soporte el peso del ordenador.

Si este sistema funciona como buscamos será el ideal, pues es el más simple, y su manera de ajustar la bandeja a la altura que busquemos será la más rápida posible no requerirá de ajuste alguno.

Para este diseño realizaremos dos versiones distintas cuya única diferencia será el perfil de las barras que soportarán el peso del ordenador, haremos unas cilíndricas muy similares a las anteriores, y otras de perfil rectangular.

En las de perfil circular empezaremos tomando como base las anteriores barras, a las cuales lo primero que haremos será cambiarles las medidas, pues al no tener un cierre exterior que insertarle, podemos llegar a ponerle los 13mm de diámetro exterior, que coincide con la distancia que disponemos entre ambas bandejas.

Dentro de este primer cilindro realizaremos dos agujeros, primero uno de 7mm hasta el final que será por el que irá insertada la otra barra, y otro segundo agujero de 20mm desde la parte superior de la barra que será para alojar el anillo de teflón con un diámetro de 11mm. Podríamos hacer que este agujero fuera hasta el final del cilindro, pero entonces, cuando bajáramos la bandeja podría ocurrir que el pasador también bajara, en cambio, de esta manera no podrá moverse puesto que el agujero será de su misma largura.

La segunda barra será igual que la del diseño anterior con la única diferencia de que tendrá un diámetro de 7mm, manteniendo los 115mm de largo que miden cada uno de los tubos¹³.

Para realizar el anillo de teflón será simplemente una extrusión de 11mm de diámetro y 20mm de largo con un agujero concéntrico de 7mm de diámetro, quedando así totalmente insertado entre las dos barras.

Además, para que este cilindro no se pueda salir por la parte de arriba, haremos también una tapa de unos 2mm de grosor que irá atornillada a la barra que aloja el cilindro.

¹² Será teflón caucho o de algún otro material con un alto coeficiente de rozamiento, de tal manera, que esta fuerza de rozamiento ejercida entre el caucho y cada una de las paredes de las barras imposibilite que estas se muevan salvo que nosotros le hagamos una fuerza exterior.

¹³ Esos 115 mm son solo lo que miden los tubos tanto del diseño anterior como de este, si además del tubo, contamos la parte inferior de la pieza, que sirve de unión a las bandejas, harán un total de 136mm

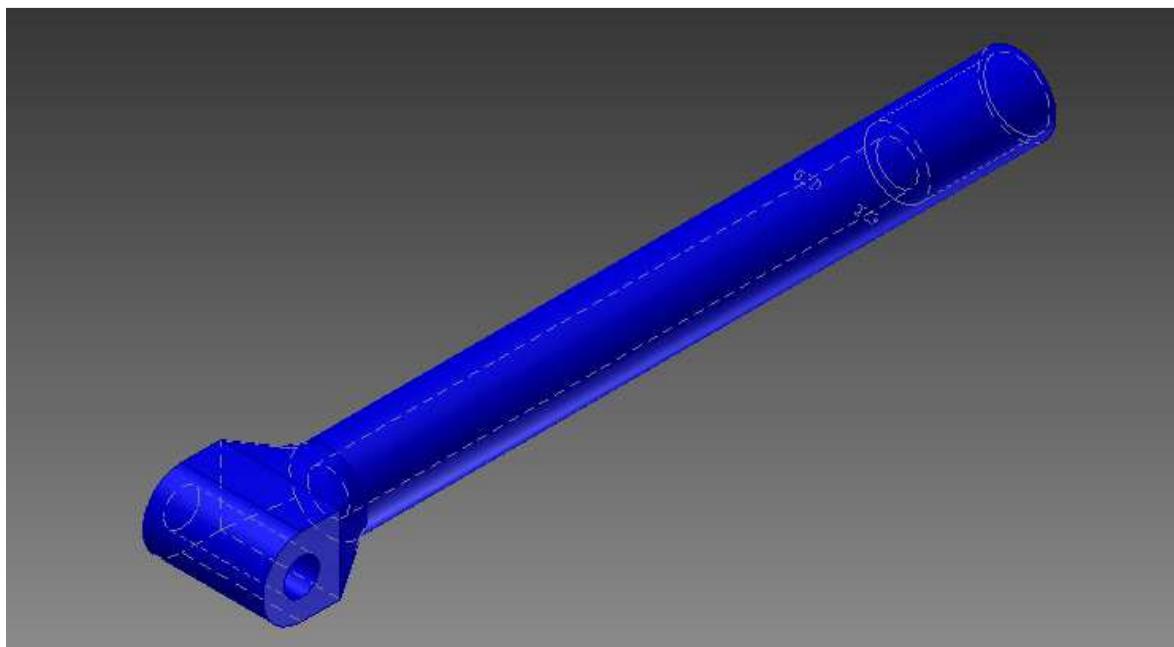


Figura 4.1. barra inferior

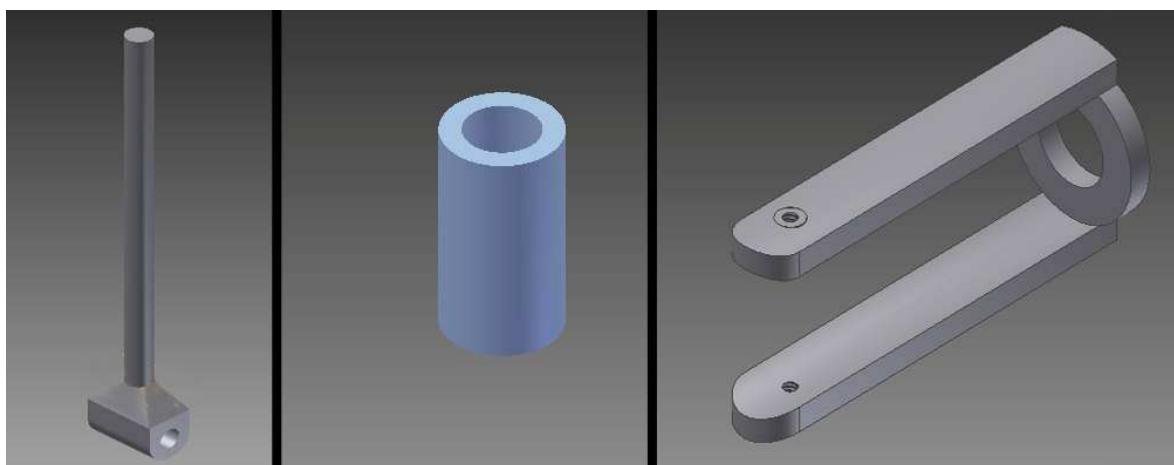


Figura 4.2. Barra superior, anillo de teflón y tape del herraje



Figura 4.3 Sistema de elevación, tercera opción. Sección circular

La segunda versión de esta tercera opción será exactamente igual, pero cambiando la sección circular, por sección circular. La primera de las barras tendrá una sección de 13x20mm, la segunda de ellas será de 7x14. El pasador de teflón será de 11x18mm siendo el agujero interior de las mismas medidas que la barra de menor sección, es decir de 7x14. El resto de medidas mantendrán las dimensiones del diseño anterior.

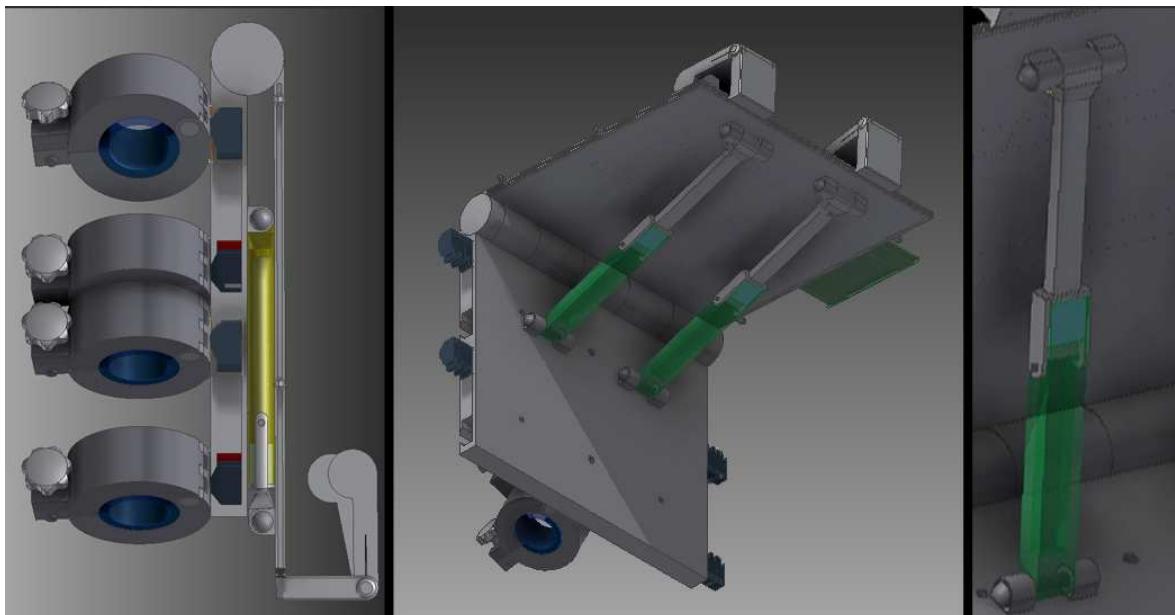


Figura 4.4. Sistema de elevación, tercera opción. Sección circula

10.5. Sistema de elevación, cuarta opción

La versión anterior, también presenta algunos problemas, pues podría aguantar muy bien sus primeros usos, pero con el paso del tiempo podría degradarse más rápido de lo deseado, pues los materiales como el caucho o teflón, hemos observado que pueden actuar de manera bastante indeterminada ante el calor o esfuerzos elevados.

Por este motivo, pese a que el sistema anterior podría ser perfectamente válido, vamos a proponer nuevas alternativas, para que en el momento de la fabricación del proyecto tengamos un amplio abanico de opciones válidas para elegir la que más nos convenga en ese momento.

Nuestra próxima alternativa será una mejora de un diseño anterior, pues el gran inconveniente que teníamos en el sistema con pistones y cierres de clic era que los cierres no estaban muy accesibles en los momentos en los que la bandeja esta casi cerrada con ángulos muy pequeños.

La manera de solucionar este problema es muy sencilla y rápida, bastará con acercar todo lo que podamos los pistones a los laterales de nuestro soporte, siendo así totalmente accesibles con las manos.

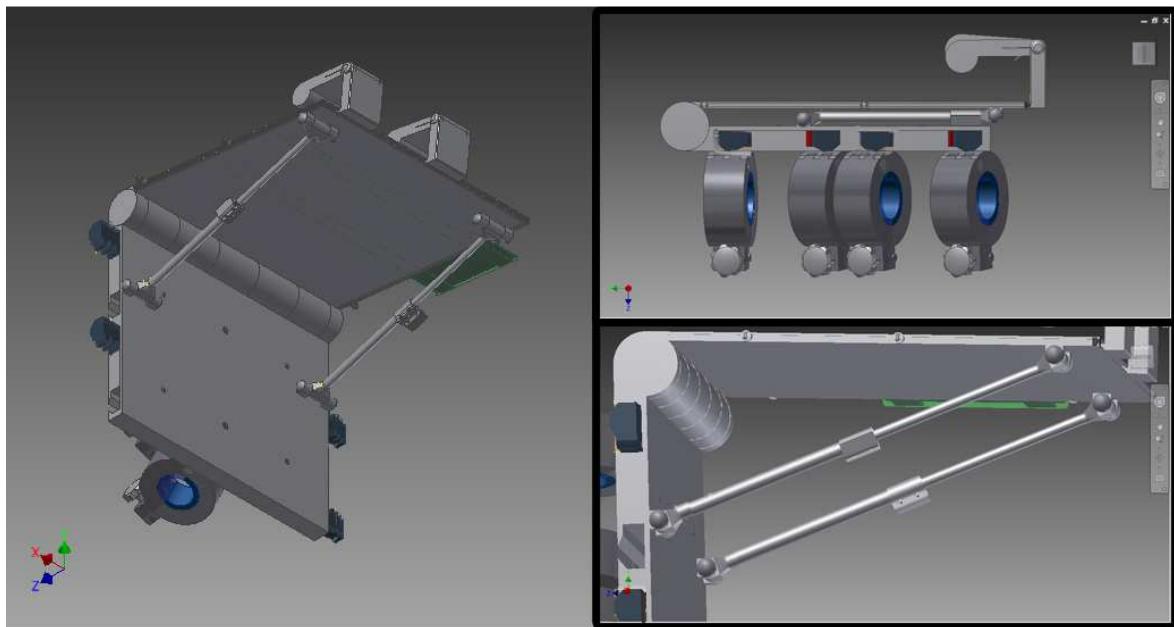


Figura 5.1. Sistema de elevación 4^a opción

10.6. Sistema de elevación, quinta opción.

Otra opción para el diseño de nuestro soporte será mediante la utilización de un sistema de tijeras. Este es un sistema bastante sencillo de realizar pues el mecanizado de las piezas es relativamente simple, bastará con unas chapas cortadas y agujereadas en los extremos para pasarle el tornillo que las unirá a los soportes.

Para que este sistema sea regulable, en la articulación entre cada uno de los brazos de las tijeras colocaremos una mariposa de tal manera que bastará con apretar lo que necesitemos para que el sistema quede totalmente fijado.

La mariposa que vamos a colocar la buscaremos que sea una comercial, para así abaratar costes, buscamos en el catálogo de Elesa+Ganter, pues dispone de un amplio catálogo de productos, desde elementos de fijación a bridás, ruedas o imanes de retención. Todo ello en castellano, con información muy detallada y con la posibilidad de descargar la pieza en 3D.

Elegiremos la mariposa GN 835 de acero inoxidable AISI CF-8. El nombre completo de nuestro producto es el siguiente: GN 835-46-M6-16-MT. Elegimos esta mariposa por que el diámetro del tubo exterior de la mariposa es de 13mm, ajustándose perfectamente a la distancia que tenemos entre bandejas en nuestro sistema.



Figura 6.1. Mariposa GN 835

El resto del diseño consta, como ya hemos mencionado anteriormente de sus dos brazos que serán chapas de 10x170 y 3mm de grosor, además tendremos unas pequeñas plaquitas que irán atornilladas a las bandejas por un extremo, y agujereadas por el otro para pasar un tornillo de 6mm de diámetro, que serán las encargadas de unir los brazos a las bandejas. Para terminar, entre medio de los dos brazos, colocaremos un pequeño anillo de 2mm de grosor que servirá para poder distanciar los brazos de las tijeras posibilitando así que estas se cierren completamente.

Para darle consistencia a nuestro diseño colocaremos dos de estos sistemas de tijeras, uno a cada uno de los lados de nuestra bandeja.

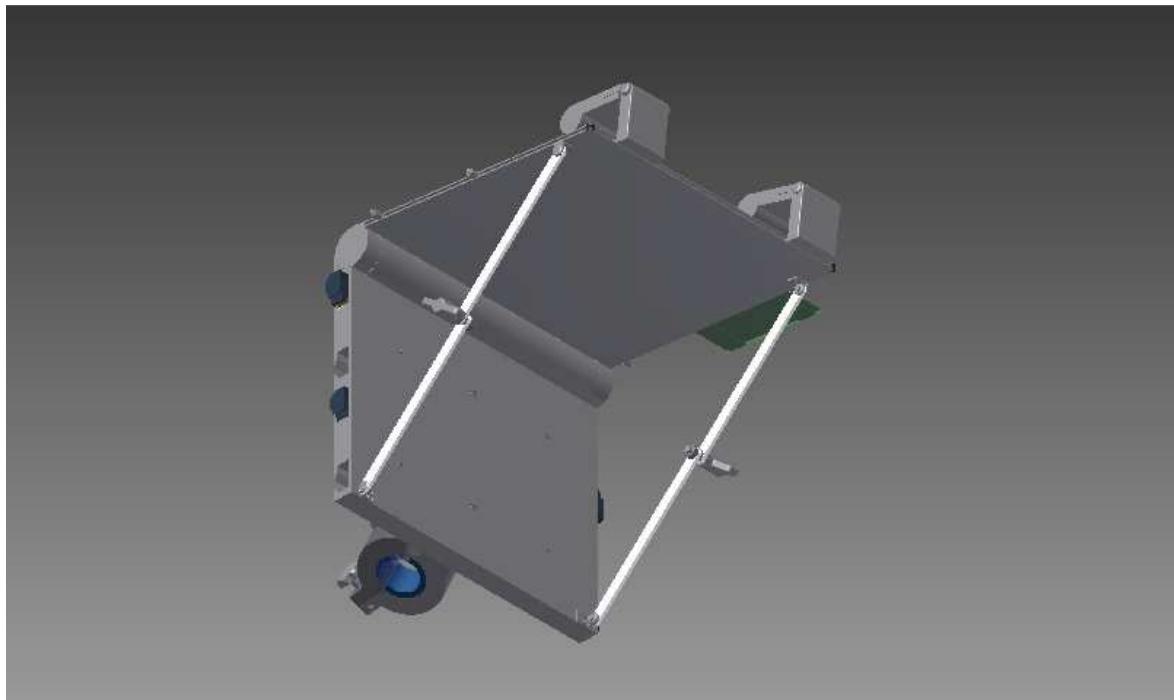


Figura 6.2. Sistema de elevación, 5^a opción, vista general

Para terminar, la rosca que se ve en la imagen siguiente no puede quedar libre, pues puede luego crear problemas a la hora de apretar la mariposa, pues si no la sujetáramos con la mano esta giraría con la mariposa y no se apretaría. Como la mano para sujetar la tuerca no podríamos usarla si la bandeja estuviera muy cerrada hay que pensar una manera de fijarla.

Para solucionar este problema bastaría con soldar la tuerca a la tijera interior, quedando así completamente fijada.

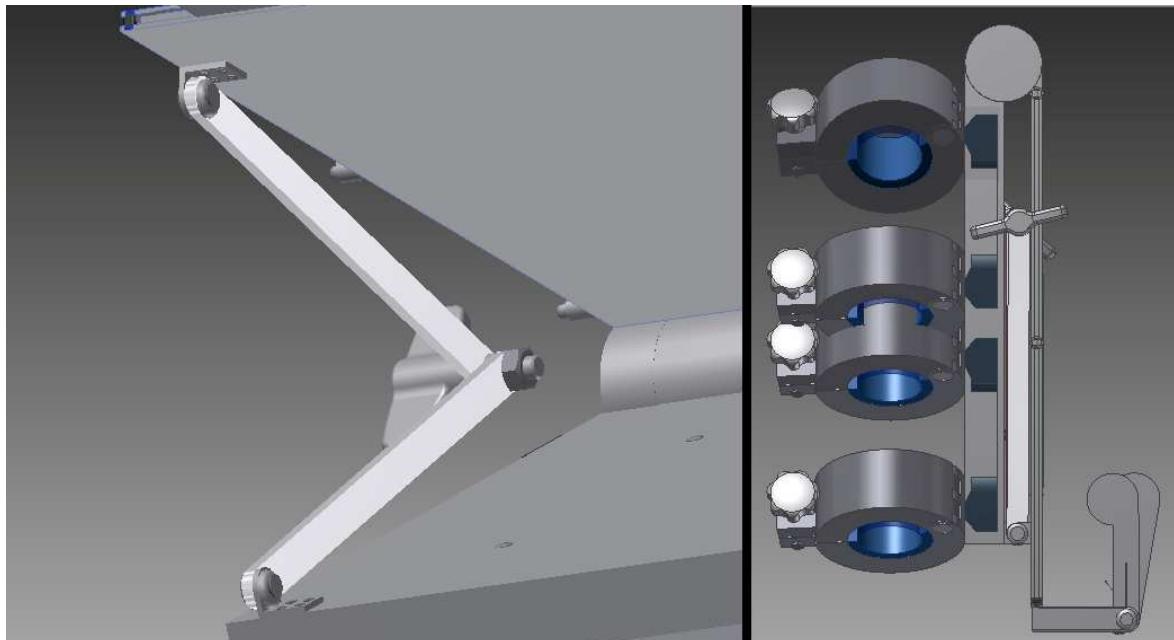


Figura 6.3. Sistema de elevación, 5^a opción, vista detallada

11. Conclusiones

Tras exponer cada uno de los sistemas de elevación, aunque todos ellos podrían ser válidos para nuestra bandeja, decidimos decantarnos por el último expuesto, la 5^a opción, puesto que al estar las tijeras colocadas en los extremos, nos permite ajustar la bandeja a la altura que queramos cómodamente, sin ningún riesgo de que esta se pueda soltar.

Uno de nuestros principales objetivos es que el coste de producción sea el más bajo posible, puesto que si llegamos a querer comercializar nuestro trípode, pues como hemos podido observar en nuestro estudio del mercado, no existe ninguna bandeja de características similares a la venta, será imprescindible que el precio de nuestra bandeja sea más bajo que el precio del trípode, puesto que sería aconsejable un complemento no pueda ser de mayor precio que el producto principal. Para ello, hemos buscado poder incluir la máxima cantidad de elementos comerciales posibles, los agarres, anclajes y tijeras no serán comerciales puesto que no hemos encontrado nada que cumpla con nuestros requerimientos, pero sí que serán comerciales elementos como las mariposas y los remaches de las tijeras, o los pasadores de los agarres y anclajes, los cuales serán unos pasadores elásticos.

Para el diseño de cada una de las piezas tendremos que tener muy en cuenta el peso total que va a tener nuestro soporte, buscaremos que sea lo más ligero posible puesto que el trípode al que se le va a colocar tiene que resistir el peso de la bandeja, el peso del ordenador y el peso de la cámara.

Atendiendo a estas necesidades, haremos el soporte de plástico, y uno de buena relación entre resistencia y peso es el plástico ABS con gran variedad de usos, desde piezas del automóvil como parachoques o retrovisores, a carcasa de piezas de oficina o electrodomésticos, gracias a que puede ser cromado o metalizado creando productos atractivos con elegante diseño y gran calidad.

La gran mayoría de las piezas serán de este material. El engranaje y las cremalleras serán de plástico UHMW, pues es un plástico muy usado normalmente para este fin. Las tijeras, puesto que es el elemento de nuestro soporte que a mayores esfuerzos estará sometido, lo fabricaremos de una aleación ligera como es el aluminio, muy usado en la fabricación de piezas con una buena relación peso/resistencia, como podrían ser las patas de los trípodes. Otra pieza crítica que también podría ser de aluminio sería el pasador principal, pero como podemos observar en el anexo de cálculos, realizándolo de plástico ABS resistirá perfectamente a los esfuerzos que esté sometido.

Para piezas como los tornillos, pasadores, y demás piezas comerciales, el material vendrá determinado por el fabricante, siendo la gran mayoría de acero dulce o forjado, pero esto no supone mucho en el peso de nuestro soporte, puesto que son las piezas más pequeñas del mismo.

El peso total de la pieza será de 2,35 Kg, siendo este un peso bastante aceptable, pues como máximo un ordenador de 15 pulgadas puede llegar a pesar unos 2,5 o 3Kg por lo que sería un total de 5Kg, siendo esta, una capacidad soportada por una amplia gama de trípodes.

Una vez echas todas estas reflexiones, una versión final y realista de nuestro diseño es la siguiente:

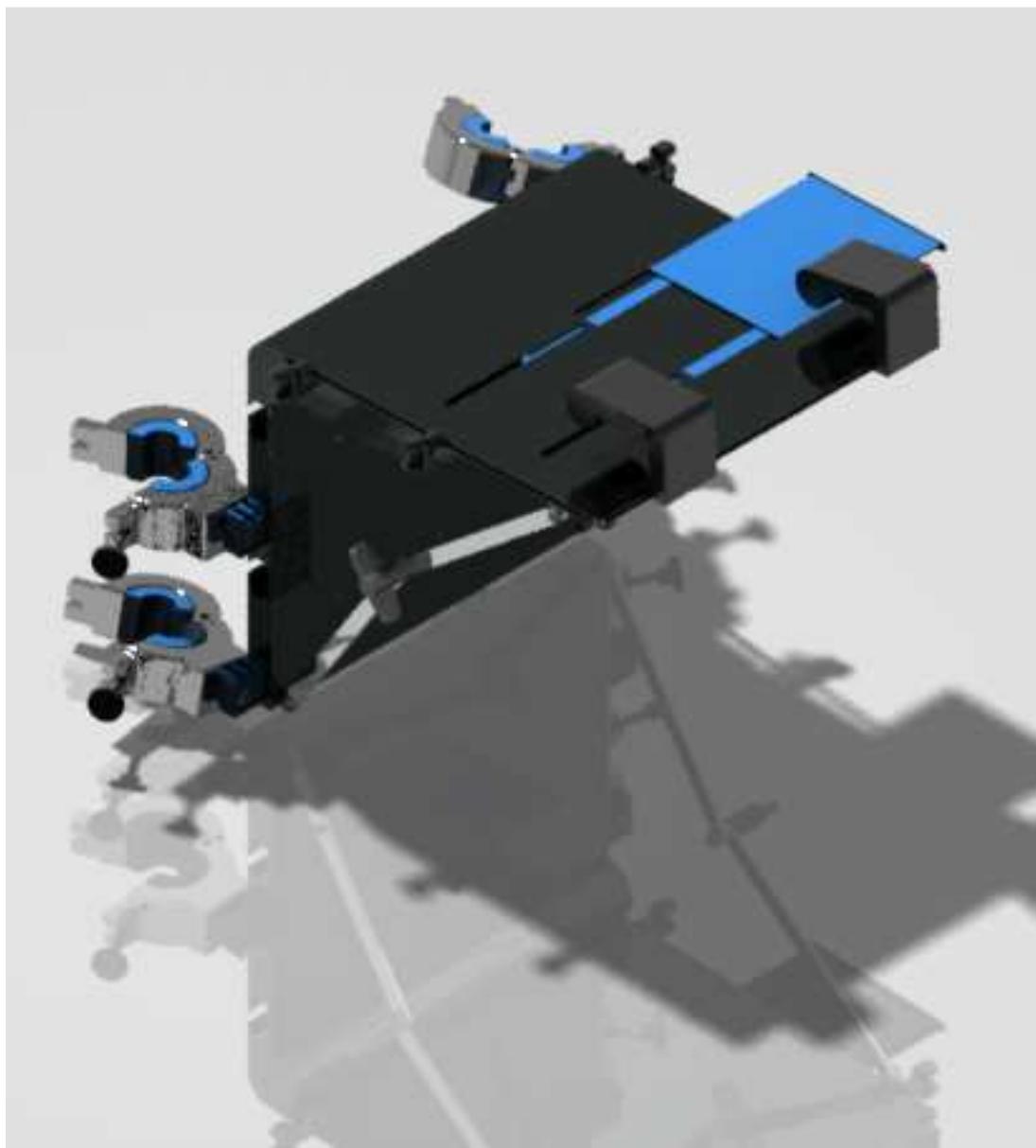


Figura 1. Soporte versión final

Puesto que la bandeja va a ir unida a un trípode, una imagen final del conjunto soporte trípode sería el siguiente.



Figura 2. Soporte versión final unido a trípode

12. Anexo I. Cálculos Justificativos

12.1. Calculo de los diagramas de esfuerzos

En este apartado justificaremos el correcto diseño y elección de materiales de nuestro soporte apoyándonos en distintos cálculos en función de la carga máxima a soportar las dimensiones de cada una de las piezas o las características específicas de cada material.

Lo primero que tendremos que hacer es determinar las cargas máximas que va a tener que soportar nuestra bandeja así como los momentos más desfavorable de la misma en las distintas posiciones.

La carga máxima que va a tener que soportar nuestra bandeja va a ser el peso máximo que pueda tener un portátil de 15 pulgadas, que son las máximas dimensiones para las que está diseñada nuestra bandeja. De la misma manera que hicimos para delimitar las dimensiones de la bandeja, haremos con su peso, miraremos en el catálogo de productos de Toshiba para establecer un peso orientativo.

Para el cálculo de los momentos más desfavorables asemejaremos nuestra a bandeja a una estructura de barras, para la cual dividiremos las cargas entre dos, pues haremos como si nuestro soporte fuera esa estructura dos veces, una por cada una de las tijeras, además, son dos los apoyos que la bandeja superior tiene también a la bandeja inferior.

La carga que estableceremos en la barra superior, que será la que haga de bandeja superior, será el peso del ordenador 2,9 kg mas el peso de la bandeja superior 0,4 Kg la dividiremos entre dos, por las dos tijeras, y para establecerlo como carga distribuida la dividiremos entre la longitud total de la bandeja.

$$Carga_t = \frac{\text{Peso total}}{\text{Longitud}}; \quad Q_t = \frac{33N}{0.285m} = 115,8N/m \rightarrow 57,89N/m \text{ (en cada barra)}$$

Para hacer el sistema de barras con sus posteriores cálculos, realizaremos el sistema en tres posiciones distintas, una abierta totalmente (90º) en su punto medio (45º) y una última totalmente cerrada.

Puesto que la distancia total de la barra es de 258mm, pero solo hasta su apoyo es de 219mm simplificaremos las cosas quitando esos 66mm de sobra y colocando en sustitución su carga equivalente de 3,82N Y 0.252N·m.

Cabe decir que estos valores mostrados son para la posición de 90º puesto que para las otras dos la carga distribuida será mayor puesto que el peso se repartirá por una distancia menor al estar la bandeja inclinada (el peso se reparte solo en el eje X)

Para calcular los valores de las otras dos posiciones sustituiremos la distancia por la distancia proyectada en el eje X.

Los distintos sistemas equivalentes a resolver de las distintas posiciones son los siguientes:

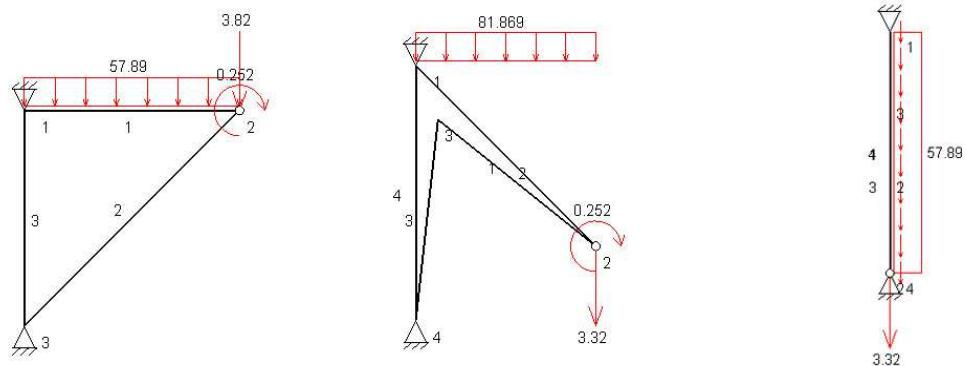


Figura 1.1. Sistema equivalente al soporte a 90°, 45° y 0°

Una vez planteados los sistemas, necesitaremos obtener los distintos diagramas de esfuerzos, tanto de axil, cortante como flectores. Para ello al estar ante estructuras hiperestáticas nos veremos a resolverlo mediante el método de Cross para obtener así los distintos momentos en cada una de las barras y luego, mediante los equilibrios en cada barra obtendremos el resto de fuerzas que actúan sobre las mismas.

Los diagramas de cada uno de los sistemas son los siguientes:

- Diagrama de esfuerzos axiles:

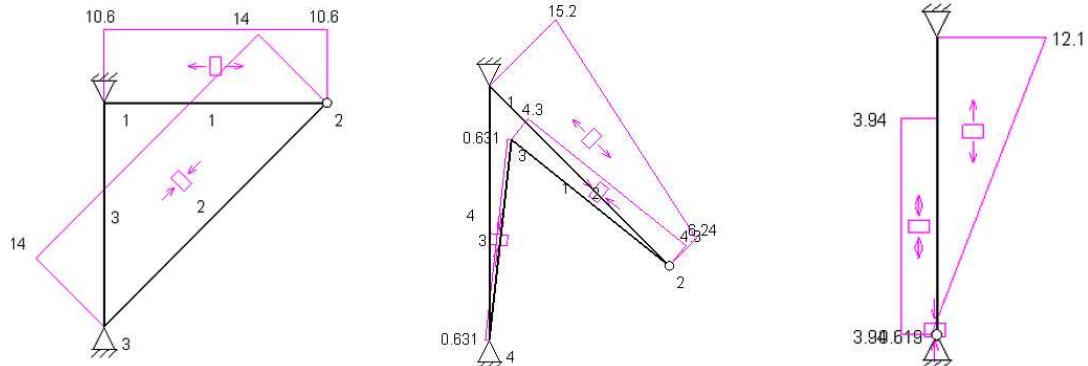


Figura 1.2. Diagramas de esfuerzos axiles

- Diagrama de esfuerzos cortantes:

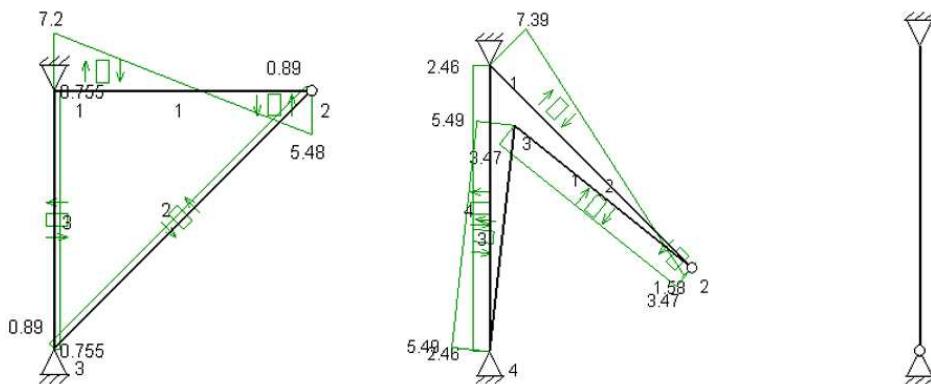


Figura 1.3. Diagrama de esfuerzos cortantes

- Diagrama de momentos flectores:

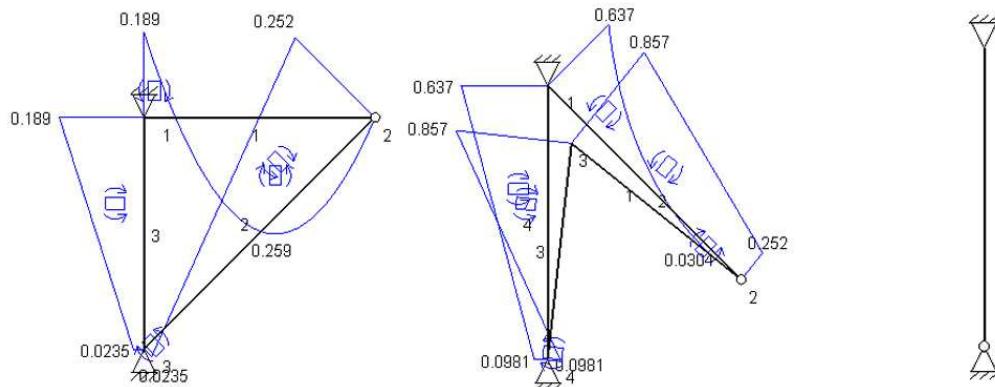


Figura 1.4. Diagrama de momentos flectores

12.2. Comprobación del espesor de la bandeja

Una vez que tenemos los distintos diagramas de esfuerzos podemos conocer las fuerzas de compresión, así como a posición más desfavorable en cada una de las barras.

Para comprobar si el dimensionamiento de cada uno de los distintos elementos de nuestra bandeja es el correcto, siempre realizaremos el mismo sistema, puesto que ya tenemos dimensionada nuestra bandeja, y en muchas ocasiones cambiar nuestras medidas por otras más pequeñas que se ajusten mejor con su fuerza aplicada será muy difícil, vamos a calcular el coeficiente de seguridad (C_s) en función de sus dimensiones y los esfuerzos que estén aplicados, dando por válido este coeficiente, y por tanto nuestra estructura, siempre que el valor obtenido sea mayor o igual a un $C_s=5$. Puesto que nuestra bandeja está sometida a esfuerzos muy pequeños sería muy extraño que esto ocurriera, pero en el caso de que se diera, puesto que bajar la carga a la que va a ser sometida es imposible, la solución sería aumentar el área de la zona conflicto.

Observando los diagramas de esfuerzos en la barra de la bandeja (barra 1) los momentos más desfavorables son los siguientes:

- Posición de 90º: $N_x=10.6N$; $V_y= 7,2N$, $M_z=259N\cdot m$;
- Posición de 45º: $N_x=15.2N$; $7.39N$; $M_z= 63N\cdot m$;
- Posición de 0º: $N_x=12.1N$; $V_y=M_z=0$;

La posición más desfavorable será aquella con mayor M_z , por tanto calcularemos nuestro coeficiente de seguridad para la posición de 45º:

$$\sigma_x = \frac{N_x}{A} + \frac{M_z}{W_z} y = \frac{15,2}{160 \cdot 5} + \frac{630}{160 \cdot 3^3} 1.5 = 2.64 MPa$$

Como área pondremos los 5mm de grosor que tiene la bandeja por 160 que es la anchura de media bandeja.

Para calcular el coeficiente de seguridad necesitamos saber el valor del límite elástico de nuestro material, para ello inventor tiene un modulo en el cual nos dirá esta y otras características del material seleccionado (Plástico ABS):

| | |
|-------------------------|-------------------------------|
| 1,060 g/cm ³ | Densidad |
| 2,890 GPa | Módulo de Young |
| 0,380 | Coeficiente de Poisson |
| 40,330 MPa | Límite de elasticidad |
| 40,000 MPa | Resistencia máxima a tracción |
| 0,299 W/(m K) | Conductividad térmica |
| 85,700 µm/(m c) | Expansión lineal |
| 1,500 J/(g c) | Calor específico |

Figura 2.1. Tabla de propiedades plástico ABS

$$C_s = \frac{\sigma_F}{2\sigma_x} = \frac{40}{2 \cdot 2.644} = 7.56 \rightarrow OK$$

12.3. Comprobación del sistema de tijeras

12.3.1. Resistencia de tensión máxima

Para este sistema nuestra primera comprobación será si las tijeras resistirán la carga del ordenador y la bandeja, para ello observaremos, al igual que en el apartado anterior, los distintos diagramas de esfuerzos en las distintas posiciones, (barra 2 a 90º, barras 2 y 3 con 45º y 0º) para elegir así el más desfavorable y trabajar con él.

- La posición más desfavorable, a 90 grados será en el nudo 2, con unos valores de $N_x=14N$; $V_y= 2N$, $M_z=259N\cdot m$;

Por lo que la tensión generada será:

$$\sigma_x = \frac{N_x}{A} + \frac{M_z}{W_z} y = \frac{14}{10 \cdot 3} + \frac{250}{\frac{3 \cdot 10^3}{12}} 6 = 6.467 MPa$$

El límite elástico del Aluminio, pues es el material de las tijeras lo obtendremos de la misma manera que con el Plástico ABS.

| | |
|-----------------------------------|-------------------------------|
| 2,710 g/cm ³ | Densidad |
| 68,900 GPa | Módulo de Young |
| 0,330 | Coeficiente de Poisson |
| 275,000 MPa | Límite de elasticidad |
| 310,000 MPa | Resistencia máxima a tracción |
| 167,000 W/(m K) | Conductividad térmica |
| 23,600 $\mu\text{m}/(\text{m c})$ | Expansión lineal |
| 1,256 J/(g c) | Calor específico |

Figura 3.1. Tabla de propiedades del Aluminio

$$C_s = \frac{\sigma_F}{2\sigma_x} = \frac{275}{2 \cdot 3.939} = 42.525 \rightarrow OK$$

- La posición más desfavorable, a 45 grados será en el nudo 2, con unos valores de $N_x=4.3N$; $V_y= 3.47N$, $M_z=857N\cdot m$; y $N_x=0.63N$; $V_y= 5.49N$, $M_z=857N\cdot m$
- La primera opción es más desfavorable:

$$\sigma_x = \frac{N_x}{A} + \frac{M_z}{W_z} y = \frac{4.3}{3 \cdot 10} + \frac{857}{\frac{3 \cdot 10^3}{12}} 6 = 20.711 MPa$$

$$C_s = \frac{\sigma_F}{\sigma_x} = \frac{275}{12.022} = 13.278 \rightarrow OK$$

- La posición más desfavorable, a 0 grados será constante en toda la barra, con unos valores de $N_x=9.42N$; $V_y= 0N$, $M_z=0N\cdot m$

$$\sigma_x = \frac{N_x}{A} + \frac{M_z}{W_z} y = \frac{9.42}{3 \cdot 10} + \frac{0}{\frac{3 \cdot 12^3}{12}} 6 = 0.314 MPa$$

$$C_s = \frac{\sigma_F}{\sigma_x} = \frac{275}{0.314} = 875.8 \rightarrow OK$$

12.3.2. Pandeo

Pero además de esto, puesto que las tijeras van a estar sometidas a fuerzas de contracción, existe la posibilidad de que las mismas fallen a pandeo. Por tanto vamos a comprobar que esto no sucederá:

En primer lugar calcularemos la relación de esbeltez de la columna (λ) así como su esbeltez límite (λ_{lim}):

$$\lambda = \frac{L_e}{i} = \frac{\beta \cdot L}{\sqrt{\frac{I}{A}}} = \frac{0.7 \cdot 160}{\sqrt{\frac{27}{30}}} = 118.058$$

Siendo: $I = \frac{h \cdot b^3}{12} = \frac{10 \cdot 3^3}{12} = 27 \text{ mm}^4$

$$A = b \cdot h = 3 \cdot 10 = 30 \text{ mm}^2$$

$$\lambda_{lim} = \sqrt{\frac{2\pi^2 E}{\sigma_F}} = \sqrt{\frac{2\pi^2 68900}{275}} = 70.325$$

Comprobamos si $\lambda > \lambda_{lim}$:

Puesto que λ es mayor que λ_{lim} esto nos indica que estamos ante una columna larga, por lo que tendremos que utilizar el criterio de pandeo de EULER.

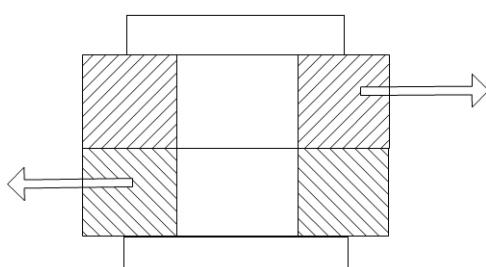
$$F_{cr} = \frac{\pi^2 EI}{L_e^2} = \frac{\pi^2 68900 \cdot 27}{(0.7 \cdot 160)^2} = 1463.68 \text{ N}$$

$$C_s = \frac{F_{cr}}{F_{compresión}} = \frac{1463.68}{14} = 104.55 \rightarrow OK$$

La $F_{compresión}$ la obtenemos de buscar cual es la mayor de las fuerzas solo a compresión que actúan sobre las barras de las tijeras en los diagramas de esfuerzos axiles.

12.3.3. Comprobación del diámetro de los remaches

Ahora pasaremos a comprobar si el diámetro de los remaches que van a ir entre las tijeras y la plaqita de unión a la bandeja es el correcto.



Como podemos observar en la imagen, los pasadores estarán sometidos a un esfuerzo cortante directo de simple cortadura en el cual

$$\tau_{max} = \frac{F}{A}$$

Figura 3.2. Doble cortadura en pasador tijeras

Puesto que los pasadores son de acero dulce, obtendremos el valor de su límite elástico gracias a las tablas de Inventor.

| | |
|-----------------------------------|-------------------------------|
| 7,860 g/cm ³ | Densidad |
| 220,000 GPa | Módulo de Young |
| 0,275 | Coeficiente de Poisson |
| 207,000 MPa | Límite de elasticidad |
| 345,000 MPa | Resistencia máxima a tracción |
| 56,000 W/(m K) | Conductividad térmica |
| 12,000 $\mu\text{m}/(\text{m c})$ | Expansión lineal |
| 0,460 J/(g c) | Calor específico |

Figura 3.3. Tabla de propiedades Acero dulce

La fuerza máxima que actuará sobre el pasador será la calculada en los diagramas de esfuerzos. Como nos interesa saber la más desfavorable, cogeremos la de valor más alto tenga de las barras que simulan las tijeras, pues es donde están los pasadores, pero estas fuerzas están descompuestas por lo que tendremos que sacar el vector completo de la fuerza entre axiles y cortantes.

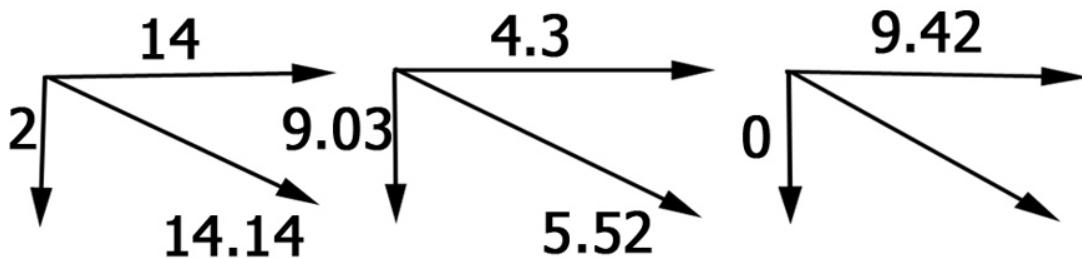


Figura 3.4. Vectores de fuerzas de las distintas inclinaciones

Una vez que tenemos la fuerza máxima (14.4) pasaremos a calcular el

Coeficiente de seguridad de los pasadores:

$$\tau_{max} = \frac{F}{A} = \frac{14.14}{\frac{\pi \cdot 3^2}{4}} = 2 \text{ MPa}$$

$$C_s = \frac{\sigma_F}{2 \cdot \tau_{max}} = \frac{207}{2 \cdot 2} = 51.75 \rightarrow OK$$

12.3.4. Comprobación del espesor de los perfiles

Para terminar con el diseño de los perfiles de las tijeras comprobaremos si el espesor de las mismas es correcto, en especial en la zona donde están los remaches o la unión entre ambos perfiles, pues es la zona con menor superficie y donde aparece Cortante directo.

Para comprobar este espesor, lo realizaremos de la misma manera que con el espesor anterior con la diferencia de que esta vez el área que puede ser cortada, en vez de ser el área de la circunferencia del pasador, será el área del rectángulo que forman el espesor con el diámetro de la circunferencia del agujero.

$$\tau_{max} = \frac{F}{d \cdot e} = \frac{14.14}{6 \cdot 3} = 0.785 MPa$$

$$C_s = \frac{\sigma_F}{2\tau_{max}} = \frac{275}{2 \cdot 0.778} = 176.735 \rightarrow OK$$

12.3.5. Comprobación del espesor de las plaquitas

Una vez terminado de comprobar que las dimensiones tanto de los remaches, tanto de los perfiles son correctos, únicamente nos quedará la comprobación de las plaquitas de unión entre las tijeras y las bandejas. En estas plaquitas habrá dos puntos a tratar, el espesor de las mismas que estará sometido a un cortante directo, y el sistema de tornillos entre la plaquita y las bandejas.

El espesor de las plaquitas, al estar sometido a un cortante directo, se comprobará exactamente de la misma manera que el espesor comprobado en el apartado anterior.

$$\tau_{max} = \frac{F}{d \cdot e} = \frac{14.14}{6 \cdot 1.5} = 1.57 MPa$$

$$C_s = \frac{\sigma_F}{2\tau_{max}} = \frac{207}{2 \cdot 1.57} = 65.92 \rightarrow OK$$

12.3.6. Comprobación de los tornillos

Para terminar con el sistema de las tijeras únicamente nos quedará calcular el sistema de tornillos, que será el siguiente:

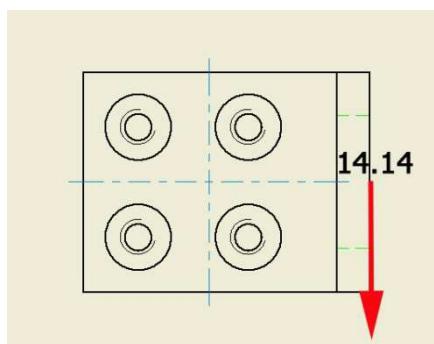


Figura 3.5. Sistema de tornillos

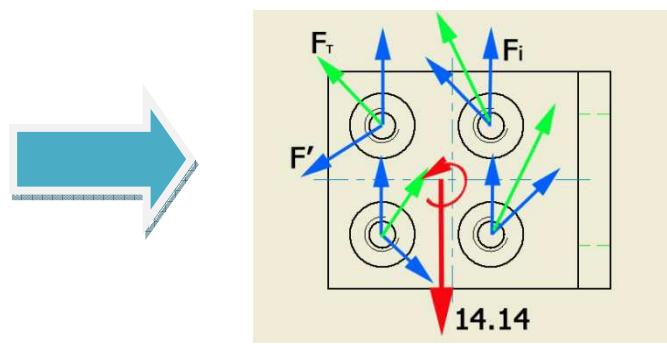


Figura 3.6. Sistema con fuerzas resultantes en tornillos

El primer paso, una vez planteado el problema de los tornillos será plantear cada una de las fuerzas resultantes que surgirán en cada uno de los tornillos, pues esa primera fuerza de 14,14N será equivalente a una fuerza de las mismas dimensiones, más un momento equivalente a la fuerza por la distancia desde su posición real hasta el centro ($M=68.4\text{N}\cdot\text{m}$)

Una vez que tenemos las fuerzas en el centro del sistema de tornillos, vamos a obtener las distintas fuerzas que actuarán sobre cada tornillo, para así reconocer cuál de ellos es el más solicitado:

$$F_i = \frac{F_T}{N_T} = \frac{14.14}{4} = 3.53\text{N}$$

$$F' = \frac{M \cdot r_i}{r_A^2 + r_B^2 + r_C^2 r_D^2} = \frac{68.4 \cdot 3.53}{4 \cdot 3.53^2} = 4.844\text{N}$$

Siendo $r_i = \sqrt{2.5^2 + 2.5^2} = 3.53\text{mm}$

Calculamos la fuerza resultante de juntar las dos fuerzas obtenidas:

$$F_R = \sqrt{F_i^2 + F'^2} = \sqrt{353^2 + 4.844^2} = 6\text{N}$$

Una vez tenemos esto, únicamente nos quedará calcular la tensión máxima, y con ella el Coeficiente de Seguridad.

$$\tau_{max} = \frac{F_R}{h \cdot A_r} = \frac{6}{1.5 \cdot 4} = 1\text{MPa}$$

$$C_S = \frac{\sigma_F}{2\tau_{max}} = \frac{207}{2 \cdot 1} = 103.5 \rightarrow OK$$

12.4. Comprobación del pasador principal

12.4.1. Resistencia de tensión máxima

Para el cálculo de los esfuerzos del pasador, tendremos que diseñar un nuevo diagrama de barras, pues necesitamos calcular los esfuerzos que tendría la barra transversal que pasa por el nudo 1 de nuestro diagrama anterior.

Para este nuevo diagrama, que será de una barra horizontal, con dos apoyos a 80mm de cada extremo, tendremos que ponerle una nueva carga distribuida. El momento más desfavorable para nuestro pasador será cuando la bandeja este totalmente bajada y el cierre de las tijeras no esté apretado, por lo que toda la carga de nuestro pasador, por tanto la carga distribuida serán los 33N totales del peso del ordenador mas la bandeja superior divididos entre la distancia total del pasador (0.260m) resultando una carga total de 126.93N/mm

Por tanto el diagrama de barras será el siguiente:

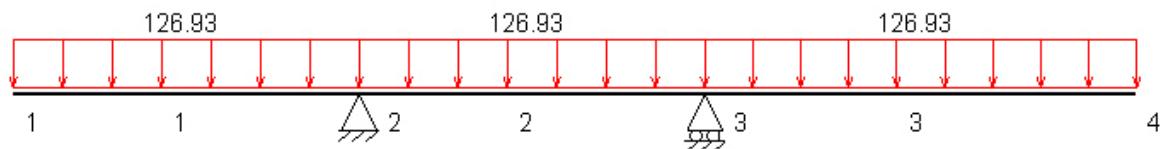


Figura 4.1. Diagrama de barras del pasador

Una vez resuelto, los diagramas de axiles, cortantes y flectores serán:

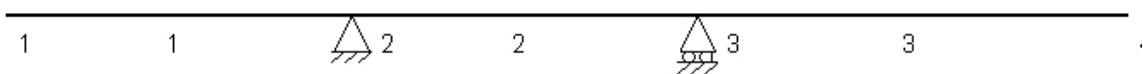


Figura 4.2. Diagrama de esfuerzos axiles

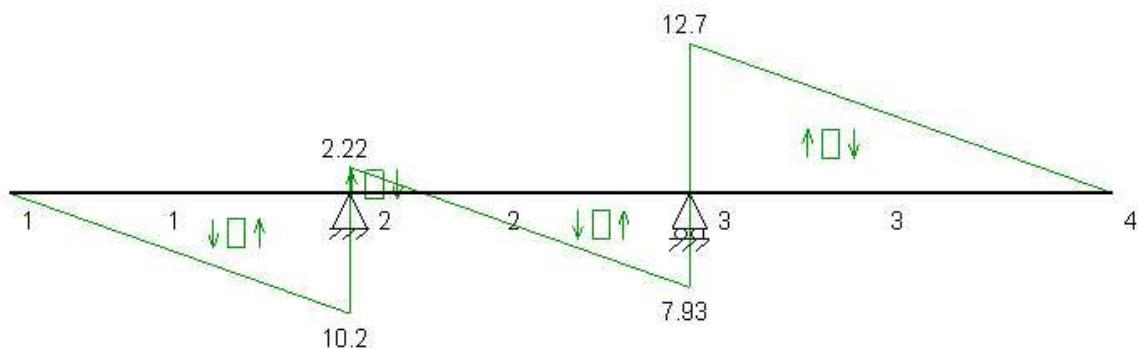


Figura 4.3. Diagrama de esfuerzos cortantes

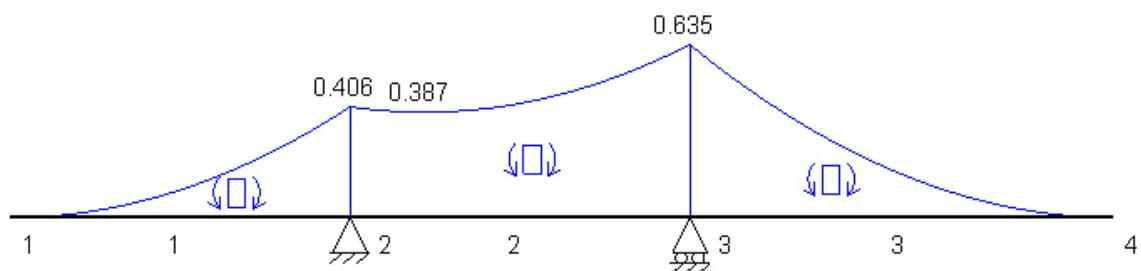


Figura 4.4. Diagrama de momentos flectores

Una vez que tenemos los tres diagramas podremos deducir cual es la sección más desfavorable de toda la barra, siendo esta aquella que esté sometida a un mayor momento flector → punto 3

Por tanto pasaremos a calcular el coeficiente de seguridad de la barra:

$$\sigma_x = \frac{N_x}{A} + \frac{M_z}{W_z}y = \frac{0}{\frac{\pi \cdot 12^2}{4}} + \frac{635}{\frac{\pi \cdot 16^3}{32}} = 1.579 MPa$$

Siendo:

$$W_z = \frac{I}{D/2} = \frac{\pi \cdot D^3}{32}$$

$$C_s = \frac{\sigma_F}{2 \cdot \sigma_x} = \frac{40}{2 \cdot 1.59} = 12.66 \rightarrow OK$$

12.4.2. Comprobación del pasador mediante cortante directo

Pero además de estar sometido a estos momentos flectores, el pasador puede causar rotura mediante un cortante directo entre la bandeja superior y la bandeja inferior, en este caso estaremos ante un esfuerzo de doble cortadura.

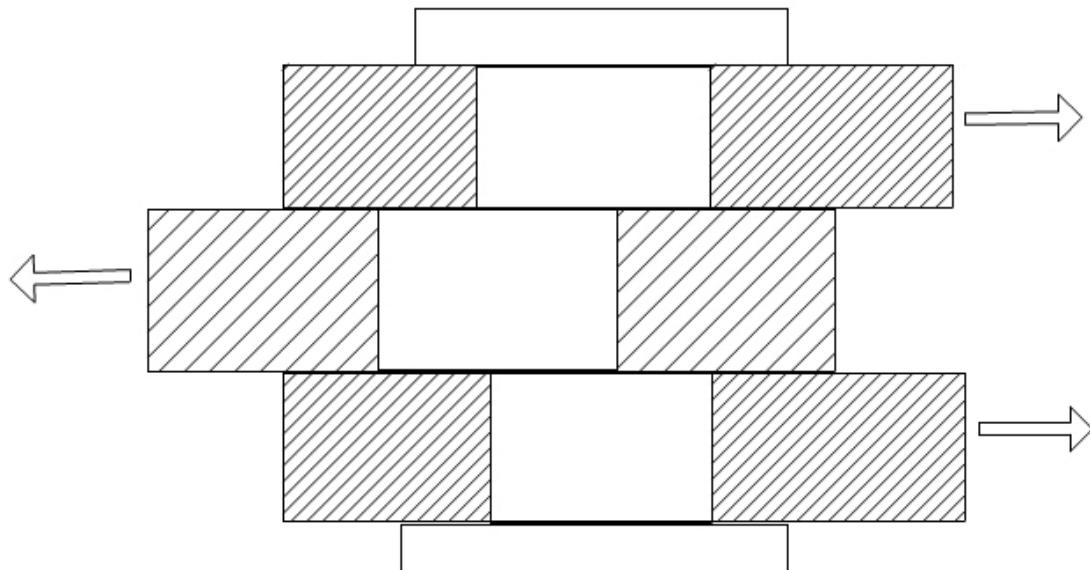


Figura 4.5. Doble cortadura en pasador

$$F = \frac{33N}{2} = 16.5$$

$$\tau_{max} = \frac{F}{A} = \frac{\frac{16.5}{2}}{\frac{\pi \cdot 16^2}{4}} = 0.041 MPa$$

$$C_s = \frac{\sigma_F}{2\tau_{max}} = \frac{40}{2 \cdot 0.041} = 487 \rightarrow OK$$

12.5. Comprobación del espesor pasador bandeja

De la misma manera que existe doble cortadura con el pasador y la bandeja, esta doble cortadura también afecta a los agujeros que tienen las bandejas para introducir el pasador, por lo que tendremos que comprobar si el espesor en esa zona es el adecuado.

$$\tau_{max} = \frac{F}{e \cdot d} = \frac{\frac{16.5}{2}}{16 \cdot 10} = 0.051 MPa$$

$$C_s = \frac{\sigma_F}{2\tau_{max}} = \frac{40}{2 \cdot 0.051} = 388 \rightarrow OK$$

12.6. Comprobación del tornillo de los agarres

Esta vez la fuerza que actuará sobre los tornillos será la de la totalidad del sistema, es decir la suma del peso del ordenador mas la del soporte ($3Kg + 2,5Kg = 5,5Kg \rightarrow 55N$)

Pero puesto que hay cuatro agarres y por tanto 4 tornillos esta fuerza se tendrá que dividir entre 4 $\rightarrow F = 13.75$

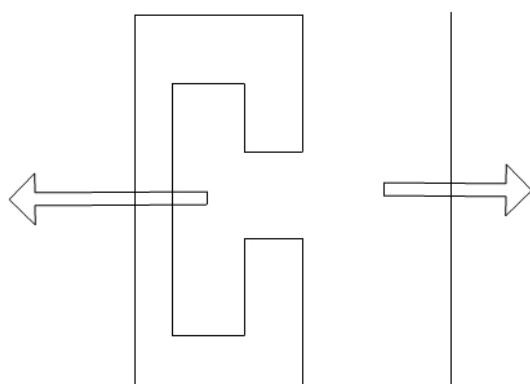
El tornillo estará sometido a un esfuerzo de cortadura simple en un material de acero dulce $\rightarrow \sigma_F = 207$

$$\tau_{max} = \frac{F}{A} = \frac{13.75}{\frac{\pi \cdot 6^2}{4}} = 0.486 N$$

$$C_s = \frac{\sigma_F}{2\tau_{max}} = \frac{207}{2 \cdot 0.486} = 213 \rightarrow OK$$

12.7. Comprobación del Anclaje delantero

El anclaje delantero estará sometido a esfuerzo cortante directo, en este caso podrá causar rotura, como vemos en la imagen, por aplastamiento.



La fuerza que actuará sobre el anclaje será el peso total de ordenador ($3Kg$), pero puesto que hay dos anclajes $\rightarrow 15N$

$$\tau_{max} = \frac{F}{A} = \frac{15}{1.5 \cdot 40} = 0.25 N$$

$$C_s = \frac{\sigma_F}{2\tau_{max}} = \frac{40}{2 \cdot 0.25} = 80 \rightarrow OK$$

Figura 7.1. Aplastamiento en anclaje

12.8. Comprobación del cierre de la cinta de velcro

En el caso de la cinta de velcro tenemos exactamente el mismo caso que en el apartado anterior, un cortante directo por aplastamiento, teniendo el mismo perfil en forma de T, cambiando únicamente la longitud total que pasa de los 40mm del cierre anterior a 2,5 de diámetro de esta pieza en la situación más desfavorable.

$$\tau_{max} = \frac{F}{A} = \frac{15}{1.5 \cdot 2.5} = 4N$$

$$C_s = \frac{\sigma_F}{2\tau_{max}} = \frac{40}{2 \cdot 4} = 5 \rightarrow OK$$

13. Bibliografía

Apuntes de diseño de máquinas, Marín García, Juan Manuel, Editorial Club Universitario.

Cálculo de la cadena de transmisión y de las prestaciones del automóvil, Santiago Baselga Ariño.

Ingeniería de materiales para industria y construcción, Jesús Martín San José, María Antonieta Madre Sediles, José Manuel Franco Gimeno, Mira Editores.

Dibujo Industrial, Conjuntos y despieces, José M. Auría Apilluelo, Pedro Ibáñez Carabantes, Pedro Ubieto Artur, Editorial Thomson.

Autodesk Inventor 2009, Thom Tremblay, Ediciones Amaya.

Designación y Aplicación de productos metalúrgicos, Apuntes Dibujo II, especialidad mecánica.

Rugosidad y Calidades Superficiales: Apuntes Dibujo II, especialidad Mecánica.

Teoría de proyectos, Apunte Dibujo II, especialidad mecánica.

Elasticidad y resistencia de materiales, Apuntes de la asignatura, José David Bel Cacho.

Diseño de máquinas, Apuntes de la asignatura, Javier Abad Blasco, Paula Canalís Martínez, Fernando Pardos Catalán.

Tecnología de Plásticos: Blog dedicado a materiales plásticos,
<http://tecnologiadelosplasticos.blogspot.com.es>

Acotación y representación en planos, acotación correcta de engranajes,
http://www.gig.etsii.upm.es/gigcom/temas_di2/engranajes/tablas%20en_planos.html

Tutoriales Sdotson de Autodesk inventor: www.sdotson.com

Catálogo Traceparts: www.traceparts.com

Catálogo Manfrotto: www.manfrotto.com

Catálogo Toshiba: www.toshiba.es

Catálogo Opac S.L.: www.opac.net

Catálogo Elesa+Ganter Iberica S.L.: <http://www.elesa-ganter-iberica.com>

Catálogo de productos de distintos fabricantes de trípodes, están mencionadas todas las páginas web de cada uno de los fabricantes en el capítulo 2 (página 17).

