



Universidad de Valladolid

DISEÑO MECÁNICO DE UNA MÁQUINA BIOSALUDABLE: DOBLE PECTORAL HORIZONTAL

GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA

Autor:

Marcos Mencía Grijalvo

Tutor:

Alfonso Gómez Bravo

Valladolid, JULIO 2019



**ESCUELA DE INGENIERÍAS
INDUSTRIALES**





ÍNDICE

A. MEMORIA DESCRIPTIVA	12
1. RESUMEN.....	12
2. PALABRAS CLAVE.....	12
3. INTRODUCCIÓN.....	12
3.1. DEFINICIÓN.....	12
3.2. TIPOS DE MÁQUINAS.....	13
3.2.1. EQUIPOS DE CALENTAMIENTO.....	13
3.2.2. EQUIPOS DE COORDINACIÓN DE MOVIMIENTOS.....	14
3.2.3. EQUIPOS DE EJERCICIOS.....	15
3.3. OBJETO DE ESTUDIO.....	16
3.4. OBJETIVOS DEL TRABAJO DE FIN DE GRADO.....	18
4. SOFTWARES DE SIMULACIÓN UTILIZADOS.....	21
4.1. WORKING MODEL.....	23
4.2. AUTODESK INVENTOR.....	23
5. UBICACIÓN.....	24
6. DISEÑO CINEMÁTICO.....	27
6.1. DESCRIPCIÓN DEL MECANISMO.....	27
6.2. MATERIAL Y PERFIL.....	30
6.2.1. MATERIAL.....	30
6.2.2. PERFIL.....	31
6.3. MEDIDAS ANTROPOMÉTRICAS.....	32
6.3.1. MEDIDAS DEFINIDAS EN EL DISEÑO INICIAL.....	34
6.3.2. MEDIDAS A CONSEGUIR EN LOS ENSAYOS CON WORKING MODEL	35
6.4. MODELOS EN DOS DIMENSIONES.....	35
6.4.1. MODELO A.....	36
6.4.2. MODELO B.....	39
6.4.3. MODELO C.....	40
6.4.4. MODELO D.....	42
6.4.5. MODELO E.....	44



7.	DISEÑO EN TRES DIMENSIONES.....	47
7.1.	MATERIAL Y PERFIL.....	47
7.2.	ENLACES.....	49
7.3.	PIEZAS.....	54
7.4.	MONTAJE.....	60
8.	ANÁLISIS DINÁMICO.....	64
8.1.	MOVIMIENTO DEL MECANISMO.....	64
8.2.	FUERZAS Y MOMENTOS.....	71
8.2.1.	ENLACE 3-5.....	73
8.2.2.	ENLACE 5-6.....	76
8.2.3.	ENLACE 1-3.....	78
8.2.4.	ENLACE 1-2.....	80
8.2.5.	ENLACE 1-6.....	82
8.2.6.	ENLACE 3-4.....	84
8.2.7.	ENLACE 2-4.....	86
9.	ANÁLISIS POR ELEMENTOS FINITOS.....	89
9.1.	ESLABÓN 6.....	89
9.2.	ESLABÓN 5.....	94
9.3.	SILLA.....	96
9.4.	ESLABÓN 3.....	97
9.5.	ESLABÓN 2.....	100
9.6.	BARRA ANCLADA.....	101
10.	DISEÑO FINAL.....	105
10.1.	ELEMENTOS FUNCIONALES DEL EJE.....	105
10.1.1.	RODAMIENTO.....	105
10.1.2.	PERNO.....	108
10.2.	MECANISMO SIMÉTRICO.....	111
10.3.	GEOMETRÍA Y ESTÉTICA FINAL.....	112
11.	ESTUDIO ECONÓMICO.....	114
11.1.	COSTES MATERIALES.....	114
11.2.	COSTES DE FABRICACIÓN.....	116
11.2.1.	PILAR CENTRAL.....	118
11.2.2.	SILLA.....	118



11.2.3.	ESLABÓN 2	119
11.2.4.	ESLABÓN 3	119
11.2.5.	ESLABÓN 5	119
11.2.6.	ESLABÓN 6	120
11.3.	COSTES DE MONTAJE.....	120
11.4.	COSTES TOTALES.....	120
12.	CONCLUSIONES	122
B.	BIBLIOGRAFÍA	124
13.	PÁGINAS WEB.....	124
14.	LIBROS Y APUNTES	125
C.	PLANOS.....	126
15.	PLANOS.....	126



ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.	Volante.....	13
Figura 2.	Cintura.	13
Figura 3.	Timón.	14
Figura 4.	Esquí.	14
Figura 5.	Patines.....	14
Figura 6.	Surf.....	15
Figura 7.	Barras.	15
Figura 8.	Ascensor.	15
Figura 9.	Remo.....	16
Figura 10.	Columpio.....	16
Figura 11.	Caballo.....	17
Figura 12.	Caballo en configuración doble.	18
Figura 13.	Parque del Retiro (Madrid).....	24
Figura 14.	Climograma Madrid.	25
Figura 15.	Diagrama de Temperatura Madrid.	25
Figura 16.	Máquina doble de pectoral horizontal.....	27
Figura 17.	Funcionamiento máquina pectoral horizontal.....	27
Figura 18.	Modelo inicial; eslabones y enlaces.	29
Figura 19.	Movimiento del modelo inicial.	30
Figura 20.	Grupos musculares ejercitados por la máquina.	32
Figura 21.	Modelo A.....	36
Figura 22.	Modelo A. Instante inicial.	37
Figura 23.	Modelo A. Instante inicial.	38
Figura 24.	Modelo B. Instante inicial.....	39
Figura 25.	Modelo B. Instante final.	40
Figura 26.	Modelo C. Instante inicial.....	41
Figura 27.	Modelo C. Instante final.	41
Figura 28.	Modelo D. Instante inicial.....	42
Figura 29.	Modelo D. Instante final.	43



Figura 30.	Trayectoria del mecanismo.	43
Figura 31.	Modelo E. Instante inicial.	44
Figura 32.	Modelo E. Instante final.	45
Figura 33.	Modelo definitivo 2D.	46
Figura 34.	Aplicación material en Autodesk Inventor.	47
Figura 35.	Extrusión perfil.	48
Figura 36.	Perfil tubular 40x2mm.	48
Figura 37.	Parte hembra enlace.	49
Figura 38.	Parte macho enlace.	49
Figura 39.	Diseño parte macho enlace.	50
Figura 40.	Plano parte hembra enlace.	50
Figura 41.	Extrusión 1. Parte hembra enlace.	51
Figura 42.	Extrusión 2. Parte hembra enlace.	51
Figura 43.	Diseño agujero eje.	52
Figura 44.	Chaflanes en parte macho..	52
Figura 45.	Unión en Autodesk Inventor. Parte 1.	53
Figura 46.	Unión en Autodesk Inventor. Parte 2.	53
Figura 47.	Barra anclada.	54
Figura 48.	Detalle base barra anclada.	55
Figura 49.	Silla..	55
Figura 50.	Patrón agujeros silla..	56
Figura 51.	Detalle silla.....	56
Figura 52.	Barra 2.....	57
Figura 53.	Barra 3.....	57
Figura 54.	Barra 5.....	57
Figura 55.	Barra 6.....	58
Figura 56.	Barrido 1 barra 6.	59
Figura 57.	Barrido 2 barra 6.	59
Figura 58.	Render montaje mecanismo.....	60
Figura 59.	Árbol de elementos Autodesk Inventor.	61
Figura 60.	Conjunto de contactos. Autodesk Inventor.	61
Figura 61.	Movimiento relativo eslabones.....	62



Figura 62.	Movimiento mecanismo.....	62
Figura 63.	Medidas posición inicial.....	63
Figura 64.	Grados de movilidad.....	64
Figura 65.	Definición de gravedad.....	65
Figura 66.	Fuerza base asiento.	66
Figura 67.	Fuerza respaldo.	66
Figura 68.	Fuerza usuario 1.	67
Figura 69.	Fuerza usuario 2.	67
Figura 70.	Movimiento t=0s. Vista 1.	68
Figura 71.	Movimiento t=0s.Vista 2.	69
Figura 72.	Movimiento t=0,7s. Vista 1.....	69
Figura 73.	Movimiento t=0,7s.Vista 2.....	70
Figura 74.	Movimiento t=0,7s. Vista3.....	70
Figura 75.	Ejes enlace 1-6.....	72
Figura 76.	Enlace 3-5.	73
Figura 77.	Fuerza Y enlace 3-5.....	74
Figura 78.	Fuerza X enlace 3-5.....	74
Figura 79.	Fuerza Z enlace 3-5.....	75
Figura 80.	Momento X e Y enlace 3-5.	75
Figura 81.	Momento Z enlace 3-5.	76
Figura 82.	Enlace 5-6.	76
Figura 83.	Fuerza X enlace 5-6.	77
Figura 84.	Fuerza Y enlace 5-6.....	77
Figura 85.	Momento X e Y enlace 5-6.....	78
Figura 86.	Enlace 1-3.	78
Figura 87.	Fuerza X enlace 1-3.....	79
Figura 88.	Fuerza Y enlace 1-3.....	79
Figura 89.	Momento X, Y y Z enlace 1-3.....	80
Figura 90.	Enlace 1-2.	80
Figura 91.	Fuerza X enlace 1-2.....	81
Figura 92.	Fuerza Y enlace1-2.....	81
Figura 93.	Momento X e Y enlace 1-2.....	82



Figura 94.	Enlace 1-6.	82
Figura 95.	Fuerza X enlace 1-6.	83
Figura 96.	Fuerza Y enlace 1-6.	83
Figura 97.	Momento X e Y enlace 1-6.	84
Figura 98.	Enlace 3-4..	84
Figura 99.	Fuerza X enlace 3-4.	85
Figura 100.	Fuerza Y enlace 3-4.	85
Figura 101.	Momento X e Y enlace 3-4.	86
Figura 102.	Enlace 2-4.	86
Figura 103.	Fuerza X enlace 2-4... ..	87
Figura 104.	Fuerza Y enlace 2-4... ..	87
Figura 105.	Momento X e Y en lace 2-4..	88
Figura 106.	Fuerza exportada..	89
Figura 107.	Superficie eje parte macho eslabón.....	90
Figura 108.	Superficie eje parte hembra eslabón..	90
Figura 109.	Superficie fuerza aplicada por usuario.	90
Figura 110.	Tensión Von Misses eslabón 6.	91
Figura 111.	Coeficiente de seguridad eslabón 6.....	91
Figura 112.	Desplazamiento eslabón 6.....	92
Figura 113.	Empalme eslabón 6.....	93
Figura 114.	Tensión de Von Misses tras rediseño. Eslabón 6.....	93
Figura 115.	Coeficiente de seguridad tras rediseño. Eslabón 6.....	94
Figura 116.	Tensión de Von Misses eslabón 5..	94
Figura 117.	Coeficiente seguridad eslabón 5.....	95
Figura 118.	Desplazamiento eslabón 5.....	95
Figura 119.	Tensión Von Misses eslabón 4..	96
Figura 120.	Coeficiente seguridad eslabón 4.	96
Figura 121.	Desplazamiento eslabón 4.....	97
Figura 122.	Tensión de Von Misses eslabón 3..	97
Figura 123.	Coeficiente seguridad eslabón 3.....	98
Figura 124.	Desplazamiento eslabón 3.....	98
Figura 125.	Tensión de Von Misses tras rediseño. Eslabón 3.....	99



Figura 126.	Coeficiente de seguridad tras rediseño. Eslabón 3.....	99
Figura 127.	Desplazamiento tras rediseño. Eslabón 3.	99
Figura 128.	Tensión de Von Misses eslabón 2.. ..	100
Figura 129.	Coeficiente de seguridad eslabón 2.....	100
Figura 130.	Desplazamiento eslabón 2.....	101
Figura 131.	Superficie fija bancada.....	101
Figura 132.	Tensión de Von Misses bancada.. ..	102
Figura 133.	Coeficiente de seguridad bancada.....	102
Figura 134.	Desplazamiento bancada.....	102
Figura 135.	Desplazamiento tras rediseño. Bancada.....	102
Figura 136.	Tensión de Von Misses tras rediseño. Bancada.....	104
Figura 137.	Valores orientativos para el factor de seguridad estática.	107
Figura 138.	Rodamiento en eje.....	106
Figura 139.	Pernos autodesk... ..	110
Figura 140.	Conjunto perno-arandela-tuerca.....	110
Figura 141.	Embellecedor inferior máquina simétrica.....	111
Figura 142.	Embellecedor superior máquina simétrica.....	111
Figura 143.	Máquina en configuración doble.	112
Figura 144.	Capuchón para tuercas.	112
Figura 145.	Diseño final máquina.....	113



ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1.	Clima histórico Madrid.....	26
Tabla 2.	Días con precipitaciones en Madrid.	26
Tabla 3.	Medidas antropométricas población española.	33
Tabla 4.	Catálogo SKF.....	107
Tabla 5.	Biblioteca rodamientos autodesk.....	108
Tabla 6.	Costes adquisición materiales.....	115
Tabla 7.	Función máquinas industriales.....	116
Tabla 8.	Costes amortización y energéticos.....	117
Tabla 9.	Coste horario maquinaria industrial.....	118
Tabla 10.	Coste fabricación pilar central.....	118
Tabla 11.	Coste fabricación silla..	118
Tabla 12.	Coste fabricación eslabón 2.	119
Tabla 13.	Coste fabricación eslabón 3.	119
Tabla 14.	Coste fabricación eslabón 5.	119
Tabla 15.	Coste fabricación eslabón 6.	120
Tabla 16.	Coste total fabricación.....	120



A MEMORIA DESCRIPTIVA

1. RESUMEN

Este Trabajo de Fin de Grado pretende generar el diseño de una máquina biosaludable para la práctica de ejercicio físico al aire libre. Para ello, y utilizando softwares de simulación en dos y tres dimensiones (*Working Model* y *Autodesk Inventor*, respectivamente), se buscará un diseño óptimo que será puesto a prueba y analizado desde el punto de vista ergonómico, dinámico y de análisis de esfuerzos y deformaciones. Más tarde, se realizarán los cálculos necesarios para dimensionar los elementos normalizados que formen parte de dicha máquina biosaludable y se pulirá el diseño final, de cara a realizar un producto tanto funcional como atractivo desde el punto de vista estético. Por último, realizaremos una estimación del coste que supondría fabricar nuestra máquina.

2. PALABRAS CLAVE

Máquina biosaludable, mecanismo, diseño, análisis dinámico y elementos finitos.

3. INTRODUCCIÓN

A continuación, realizaremos una introducción dividida en varios apartados sobre el objetivo de nuestro estudio y cómo se va a abordar el mismo.

3.1. DEFINICIÓN

Los denominados "Parques biosaludables" se definen como espacios verdes ubicados en las ciudades, compuestos por diferentes equipos de gimnasia, que permiten mantener la forma física y prevenir o tratar diferentes dolencias o lesiones concretas. Están diseñados para la práctica de ejercicio físico de adultos a partir de 40 años y son especialmente recomendables para mayores de 60 porque les



permiten mejorar la movilidad, aumentar la flexibilidad y tonificar la musculación de todo el cuerpo. Están formados por las llamadas “máquinas biosaludables”.

3.2. TIPOS DE MÁQUINAS

En los Parques Biosaludables podemos encontrar diversos tipos de máquinas para distintos tipos de ejercicios. Expondremos algunos ejemplos de éstas dentro de la siguiente clasificación:

3.2.1. EQUIPOS DE CALENTAMIENTO

- **Volante:** potencia, desarrolla y mejora la musculatura de los hombros. Mejora la flexibilidad general de las articulaciones de hombros, muñecas, codos y clavículas.



Figura 1. Volante. <http://www.parquestroe.com>

- **Cintura:** ejercita la cintura y ayuda a relajar los músculos tanto de esta zona como de la espalda, además de reforzar la agilidad y la flexibilidad de la zona lumbar.



Figura 2. Cintura. <http://www.parquestroe.com>

- **El timón:** refuerza la musculatura de miembros superiores, así como la flexibilidad y agilidad de las articulaciones del hombro. Especialmente indicado para rehabilitaciones de movilidad del hombro.



Figura 3. *Timón.* <http://www.parquestroe.com>

3.2.2. EQUIPOS DE COORDINACIÓN DE MOVIMIENTOS

- **Esquí de fondo:** mejora la movilidad de los miembros superiores e inferiores y mejora la flexibilidad de las articulaciones.



Figura 4. *Esquí.* <http://www.parquestroe.com>

- **Patines:** mejora la movilidad de los miembros inferiores, aportando coordinación al cuerpo y equilibrio. También aumenta la capacidad cardíaca y pulmonar, además de reforzar la musculatura de piernas y glúteos.



Figura 5. *Patines.* <http://www.parquestroe.com>



- **Surf:** refuerza la musculatura de la cintura, además de mejorar la flexibilidad y coordinación del cuerpo. También ejercita la columna y la cadera. Su uso está limitado para personas con problemas articulares de espalda o de cadera, por lo que deben consultar al médico antes de utilizar esta máquina.



Figura 6. Surf. <http://www.parquestroe.com>

- **Las barras:** para estiramientos de extremidades.



Figura 7. Barras. <http://www.parquestroe.com>

3.2.3. EQUIPOS DE EJERCICIOS

- **El ascensor:** refuerza y desarrolla la musculatura de miembros superiores, pecho y espalda.



Figura 8. Ascensor. <http://www.parquestroe.com>



- **Remo:** Mejora la habilidad de coordinación de las extremidades superiores, cintura, abdominales, piernas y muslo posterior.



Figura 9. Remo. <http://www.parquestroe.com>

- **El columpio:** desarrolla y refuerza la musculatura de pierna y de cintura, en concreto de cuádriceps, gemelos, glúteos y músculos abdominales inferiores.



Figura 10. Columpio. <http://www.parquestroe.com>

3.3. OBJETO DE ESTUDIO

La máquina biosaludable objeto de nuestro estudio será la de doble pectoral horizontal, llamada en ciertos portales de venta online, “caballo”. Esta máquina pertenece al subgrupo de las máquinas de ejercicios, y su misión es fortalecer los



músculos de brazos y pecho, así como mejorar las funciones pulmonares y cardiovasculares.



Figura 11. *Caballo*. <http://www.parquestroe.com>

La máquina se compone de un mecanismo pensado para que el usuario empuje, con los brazos abiertos más allá de los hombros, una palanca doble que haga que este pueda desplazar verticalmente parte de su propio peso. Existirá, por tanto, una relación directa entre el grado de giro de la palanca y la altura del asiento donde se encuentre el usuario. Sus normas de utilización son las siguientes:

- 1- Sentarse con la espalda apoyada en el respaldo sujetando las asas con ambas manos.
- 2- Empujar las barras hacia delante hasta estirar completamente los brazos, manteniendo la espalda recta.
- 3- Volver lentamente a su posición inicial. Repetir el ejercicio varias veces.

Este tipo de máquina biosaludable se encuentra comúnmente construida de forma doble, con dos máquinas iguales situadas de forma simétrica compartiendo un pilar central, optimizando así materiales y espacio. En el caso de nuestro estudio, realizaremos el diseño final con esta configuración doble, aunque todos los análisis dinámicos y de esfuerzos se harán respecto a una máquina individual de configuración sencilla.



Figura 12. Caballo en configuración doble. <http://www.parquestroe.com>

3.4. OBJETIVOS DEL TRABAJO DE FIN DE GRADO

Este Trabajo de Fin de Grado pretende diseñar desde cero una máquina biosaludable de pectoral horizontal. Una de las claves del proyecto es la búsqueda de un diseño funcional desde el punto de vista ergonómico, basándonos en la fuerza a aplicar por el usuario para levantar su propio peso y en el movimiento que tendrá que realizar este para aplicar dicha fuerza.

También buscaremos un diseño resistente, por lo que la forma de los distintos elementos del mecanismo, su perfil y el material del que estén fabricados, tendrán que elegirse buscando soportar los distintos esfuerzos involucrados en los movimientos que se produzcan en la máquina durante su funcionamiento.

Por último, el diseño debe resultar agradable estéticamente, debe estar pensado para soportar las inclemencias del tiempo, el uso continuado a lo largo de años del mismo, y no debe resultar, en ningún caso, peligroso para nadie que opere con él. Por tanto, nos aseguraremos de que tanto las interacciones de los diferentes eslabones mecánicos como los diferentes elementos de unión (pernos y tuercas) no puedan producir lesiones, cortes o heridas en ningún momento, y de que el material en el que estén fabricados sea adecuado para la ubicación en la que esté alojada nuestra máquina.



Para conseguir satisfacer todos estos puntos, dividiremos el Trabajo de Fin de Grado en varias etapas.

- Primero crearemos un diseño básico con el software *Working Model* el cual permite modelar el mecanismo en dos dimensiones, y analizar cómo afectan las fuerzas aplicadas al movimiento del mecanismo. Con este software, por tanto, hallaremos una configuración adecuada, poniendo como premisa principal que la fuerza que tenga que aplicar el usuario de la máquina para hacer uso de ella nunca sobrepase un porcentaje determinado de su propio peso. Así, definiremos la longitud de las diferentes barras que forman la máquina, su situación relativa respecto a las otras, y la distancia adecuada a la cual deben situarse los enlaces cinemáticos para conseguir la citada reducción de fuerza. También habrá que tener en cuenta que la posición del usuario para realizar el ejercicio respecto a su asiento y a los asideros de la barra que empuja debe ser óptima en todo momento. Realizaremos distintos modelos para ir acercándonos a una configuración satisfactoria.
- Con el diseño definido en dos dimensiones, pasaremos a realizar este en 3D con el software '*Autodesk Inventor*'. Buscaremos un diseño absolutamente ergonómico con medidas, cotas y espesores reales en todos los elementos y con unas uniones entre los mismos que formen enlaces cinemáticos funcionales y a priori resistentes, los cuales analizaremos en profundidad en siguientes etapas de trabajo.
- A continuación, analizaremos el mecanismo tridimensional dinámicamente. De nuevo, tendremos que cerciorarnos tanto de que la fuerza que aplica el usuario no supere un determinado valor, como de que su posición y forma de aplicar esa fuerza sean óptimas desde un punto de vista ergonómico. Los resultados en esta etapa pueden variar ligeramente frente a lo calculado en el primer paso, debido a las variaciones en el diseño al pasar de 2D a 3D, ya que el software *Autodesk* nos permite una simulación mucho más precisa y cercana a la realidad que *Working Model*, sobre todo a la hora de definir el peso de cada uno de los elementos de la máquina, siendo este directamente dependiente del material que hayamos elegido. Puede que en esta etapa sea necesario volver a modificar el diseño de la máquina o de alguna de sus partes, si las conclusiones que extraemos del estudio dinámico no son satisfactorias.
- Una vez el análisis dinámico resulte satisfactorio, partiremos de este para buscar las mayores sollicitaciones mecánicas en los enlaces del mecanismo



durante su movimiento, provocadas por las distintas fuerzas a las que se verá sometido. Basándonos en esas sollicitaciones, pasaremos a analizar nuestro diseño mediante el método de elementos finitos, el cual nos permitirá ver donde se producen y cuál es la magnitud de las mayores tensiones registradas, así como el máximo desplazamiento del material y el valor del coeficiente de seguridad de las piezas en dichas zonas. Puede que de nuevo haya que hacer modificaciones en el diseño de la máquina para solventar cualquier problema que el análisis revele en esta etapa.

- Tras esto, definiremos el diseño final de nuestra máquina, siendo en este caso ya una máquina de configuración doble, con dos mecanismos simétricos compartiendo el pilar central. En primer lugar, sabiendo ya todos los esfuerzos a los que se verá sometido el mecanismo durante su uso, elegiremos los diferentes elementos de unión pertenecientes al eje (pernos, arandelas, tuercas y rodamientos) de acuerdo a esas sollicitaciones mecánicas. Una vez añadidos, nos aseguraremos de queden integrados o cubiertos para no comprometer la estética de la máquina y para que no puedan producir lesiones o heridas durante su uso. Además, añadiremos otros elementos que redondeen la estética del conjunto, quedando así finalizado el diseño de la máquina, la cual podría pasar a construirse e instalarse desde ese mismo instante.
- Por último, haremos una estimación de los costes de fabricación de nuestro mecanismo, teniendo en cuenta las particularidades de su diseño. Para ello desglosaremos los gastos en costes de adquisición de materiales, costes de montaje y costes de fabricación, estando divididos a su vez estos últimos en costes de maquinaria industrial y de contratación de mano de obra. Con esta estimación, podremos hacernos una idea del precio con el que saldría al mercado nuestra máquina biosaludable y ver así si este es competitivo respecto al precio al que se suelen ofertar estas en portales de venta.



4. SOFTWARES DE SIMULACIÓN UTILIZADOS

Antes de comenzar a desglosar las distintas características que afectarán al diseño de la máquina, comentaremos brevemente las particularidades de la simulación por ordenador y las ventajas y desventajas de esta respecto a la ingeniería tradicional, además de realizar una descripción de los softwares en los que nos apoyaremos en este proyecto de fin de grado.

La ingeniería asistida por ordenador consiste en el uso de software para simular el rendimiento de un producto o sistema, con el objetivo de mejorar los diseños de estos y/o de contribuir a la resolución de problemas de ingeniería complejos. Incluye la simulación, la validación y la optimización de productos, procesos y herramientas de fabricación.

Un proceso típico de simulación computacional consta de una serie de pasos de preprocesamiento, resolución y postprocesamiento. En la fase de preprocesamiento, los ingenieros modelan la geometría (o una representación del sistema) y las propiedades físicas del diseño, así como el entorno en forma de cargas o limitaciones aplicadas. A continuación, el modelo se resuelve aplicando una fórmula matemática adecuada de la física subyacente. En la fase de postprocesamiento, los resultados se presentan al ingeniero para su revisión.

La simulación por ordenador tiene numerosas aplicaciones en diversas disciplinas dentro de la ingeniería, entre las cuales se encuentran algunos de estos ejemplos:

- Análisis de tensión y de dinámicas en componentes y ensamblajes mediante el análisis de elementos finitos (FEA).
- Análisis térmicos y de fluidos mediante la dinámica computacional de fluidos en 3D (CFD).
- Análisis de cinemática y dinámica de mecanismos (dinámica de cuerpos múltiples).
- Análisis acústicos mediante el FEA o un método de elementos límite (BEM).
- CAE 1D o simulación de sistemas mecatrónicos para un diseño de sistemas mecatrónicos multidominio.
- Simulación de eventos mecánicos (MES).
- Análisis de sistemas de control.
- Simulación de procesos de fabricación como la fundición, el moldeo o el troquelado por prensa.



Su principal ventaja, y la cual ha hecho que triunfe en la industria, es la gran reducción de costes y de tiempo de desarrollo del producto que supone. Pero además encontramos otras íntimamente relacionadas con ella, como las siguientes:

- Permite que las decisiones de diseño se puedan tomar en base a su impacto en el rendimiento.
- Permite la experimentación en condiciones que en la vida real podrían resultar peligrosas o suponer un coste demasiado elevado.
- Hace posible modificar el diseño de forma rápida y evaluar el impacto de esos cambios sobre el resultado de los ensayos.
- Permite suprimir el desarrollo de prototipos físicos sobre los que realizar pruebas.
- Puede proporcionar información sobre el rendimiento en etapas más tempranas del proceso de desarrollo, cuando resulta más económico efectuar cambios en el diseño.
- Ayuda a los equipos de ingeniería a gestionar el riesgo y a comprender las implicaciones en el rendimiento de sus diseños.
- Los problemas relativos a la garantía se reducen gracias a la identificación y a la eliminación de posibles problemas. Si se integra correctamente en el desarrollo de productos y de la fabricación, la simulación computacional puede permitir una resolución más temprana de los problemas, lo que puede reducir significativamente los costes asociados con el ciclo de vida del producto.

Entre sus desventajas, podemos citar las siguientes:

- Puede resultar imprecisa, y no es posible medir el grado de su imprecisión.
- Cada modelo de simulación es único y sus soluciones no son usualmente transferible a otros problemas.
- Sus resultados son numéricos, y por tanto no deberíamos atribuirles un grado de validez absoluto.

En nuestro caso, los dos softwares de simulación computacional que usaremos son *Working Model* y *Autodesk Inventor*.



4.1. WORKING MODEL

Working Model es un programa de simulación que permite combinar virtualmente componentes mecánicos como correas, engranajes, motores, ejes, juntas o muelles con objetos de una determinada geometría en un entorno bidimensional.

El programa simula la interacción de las distintas partes de los modelos y es capaz de proporcionar datos y gráficas sobre el movimiento o las fuerzas que aparecen en cualquier elemento del sistema modelado. Es un software muy útil para simulaciones físicas básicas o para una primera aproximación en el análisis de un modelo que será más complejo en futuras etapas y simulaciones.

4.2. AUTODESK INVENTOR

Autodesk Inventor es un paquete de modelado paramétrico de sólidos en 3D. Permite definir la geometría, dimensión y material de manera que, si se alteran las dimensiones, la geometría se actualiza automáticamente basándose en esa modificación. Esto permite que el diseñador almacene sus conocimientos de cálculo dentro del modelo.

Los bloques de construcción más importantes de *Inventor* son las piezas, las cuales se crean definiendo características geométricas que a su vez se basan en bocetos en dos dimensiones. El software permite ensamblar distintas piezas entre ellas agregando restricciones entre las superficies, bordes, planos, puntos y ejes que contengan. Este método de modelado permite la creación de ensamblajes muy grandes y complejos, ya que los sistemas de piezas pueden ser unidos antes de que se ensamblen en el ensamblaje principal. De este modo, algunos proyectos pueden tener muchos sub-ensamblajes parciales.

El software también permite crear piezas de plástico y sus respectivos moldes de inyección, simular uniones soldadas o generar imágenes renderizadas de piezas o ensamblajes. En nuestro proyecto, usaremos en profundidad sus módulos de análisis de tensiones por elementos finitos y de análisis dinámicos.

5. UBICACIÓN

Antes de comenzar a centrarnos en el diseño, definiremos donde estaría situada nuestra máquina, ya que esto tendrá una gran relevancia a la hora de decidimos por un diseño determinado o por un material de fabricación debido a, por ejemplo, las temperaturas e inclemencias climáticas que tendrá que soportar.

La máquina estará situada en el conocido Parque del Retiro de la localidad de Madrid, un lugar óptimo para su instalación debido a la afluencia a este parque de personas mayores de 60 años que suelen utilizar máquinas biosaludables.



Figura 13. Parque del Retiro (Madrid). Portal del ayuntamiento de Madrid

Sabiendo la localización de nuestra máquina, podemos conocer datos clave a la hora de diseñar y elegir los materiales en los que estará fabricada. Así, extraemos datos meteorológicos de la ciudad de Madrid de la web climate.data.org.

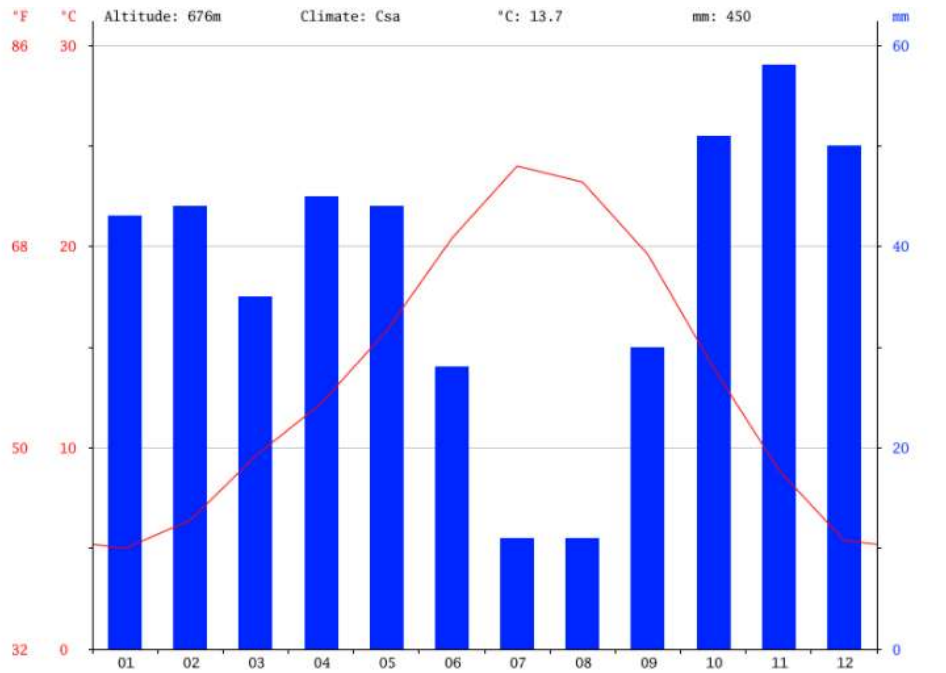


Figura 14. Climograma Madrid. <https://es.climate-data.org>

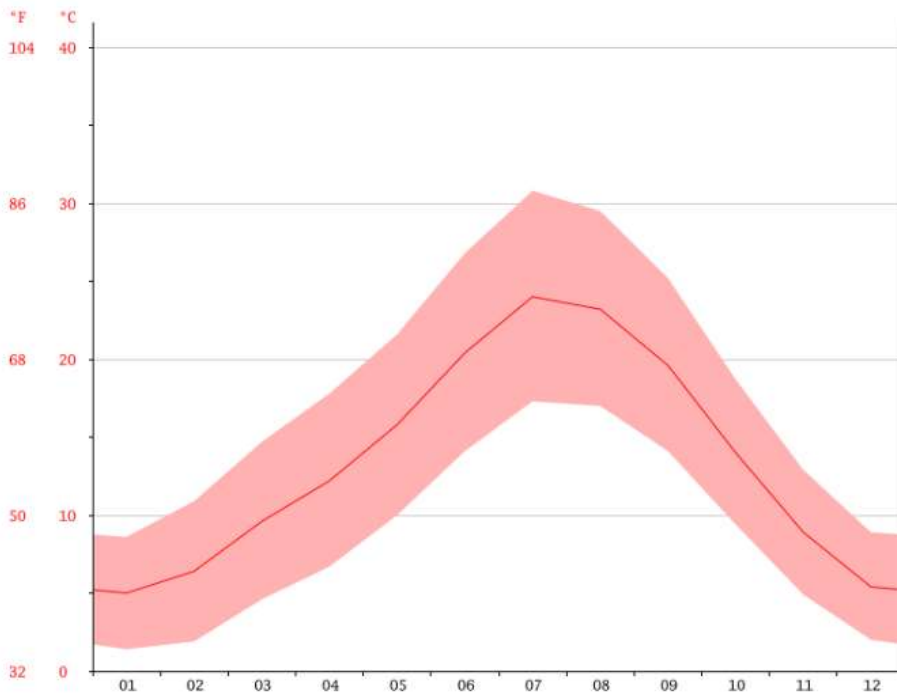


Figura 15. Diagrama de Temperatura Madrid. <https://es.climate-data.org>



	Enero	Febrero	Marzo	Abril	Mayo	Junio	Julio	Agosto	Septiembre	Octubre	Noviembre	Diciembre
Temperatura media (°C)	5	6.4	9.6	12.2	15.8	20.4	24	23.2	19.6	14	8.9	5.4
Temperatura mín. (°C)	1.4	1.9	4.6	6.7	10	14.1	17.3	17	14.1	9.4	4.9	2
Temperatura máx. (°C)	8.6	10.9	14.7	17.8	21.6	26.8	30.8	29.5	25.2	18.7	12.9	8.9
Temperatura media (°F)	41.0	43.5	49.3	54.0	60.4	68.7	75.2	73.8	67.3	57.2	48.0	41.7
Temperatura mín. (°F)	34.5	35.4	40.3	44.1	50.0	57.4	63.1	62.6	57.4	48.9	40.8	35.6
Temperatura máx. (°F)	47.5	51.6	58.5	64.0	70.9	80.2	87.4	85.1	77.4	65.7	55.2	48.0
Precipitación (mm)	43	44	35	45	44	28	11	11	30	51	58	50

Tabla 1. Clima histórico Madrid. <https://es.climate-data.org>

Basándonos en los datos presentes en las figuras 14 y 15 y en la tabla 1 observamos una temperatura media anual de $13,7^{\circ}$ y unas precipitaciones medias de $37,5 \text{ l/m}^2$ al mes, con máximos como los 58 l/m^2 en Noviembre.

Total ocurrencias

Cantidad de días en los que se produjeron fenómenos extraordinarios.

Días con lluvia:	60
Días con nieve:	5
Días con tormenta:	17
Días con niebla:	13
Días con tornados o nube embudo:	0
Días con granizo:	2

Tabla 2. Días con precipitaciones en Madrid. <https://es.climate-data.org>

A su vez, en la tabla 2 podemos observar que durante 67 días al año, se producen precipitaciones de distinto tipo en la ciudad. Todo esto nos hará prestar especial atención a la hora de elegir materiales y componentes, ya que estos deberán presentar resistencia a la corrosión.

6. DISEÑO CINEMÁTICO

6.1. DESCRIPCIÓN DEL MECANISMO

La máquina de doble pectoral horizontal, de *press* de pecho o “caballo”, tiene un funcionamiento sencillo, como ya se ha explicado en anteriores apartados. El usuario coloca la espalda en el respaldo de la silla, agarra los extremos de las barras que quedan por delante de él, y empuja hacia delante dichas barras ejerciendo una fuerza en sentido horizontal, dibujando los extremos de estas una parábola. Los brazos del usuario se extenderán hasta quedar totalmente estirados y sus puños ascenderán ligeramente durante el movimiento.



Figura 16. Máquina doble de pectoral horizontal. <https://listado.mercadolibre.com>



Figura 17. Funcionamiento máquina pectoral horizontal. www.youtube.com



Debido a la configuración del mecanismo y de las barras, a medida que el usuario aleja las barras de su tronco, la silla sobre la que se encuentra se elevará en un movimiento casi puramente vertical.

De la misma manera, cuando los brazos del usuario estén extendidos lo máximo posible (teniendo en cuenta que la espalda no debe separarse del respaldo del asiento en ningún momento del ejercicio), este reducirá la fuerza aplicada sobre las barras e irá aproximando estas a su tronco mientras la altura del asiento respecto al suelo decrece, en un movimiento idéntico al anteriormente comentado, pero en sentido contrario.

Los movimientos de todos los elementos del mecanismo, y por tanto del asiento y de las barras que el usuario empuja, seguirán siempre unas trayectorias definidas en un movimiento recíproco o alternativo ya sea en la fase de subida o de bajada. Para explicar por qué los puntos de estas trayectorias son siempre exactamente los mismos, acudimos al concepto de cadena cinemática desmodrómica.

- **Cadena cinemática desmodrómica:** agrupación de varios eslabones unidos por medio de pares cinemáticos que posibilitan el movimiento relativo entre dichos eslabones.

Es decir, si un solo eslabón se mantuviese fijo, el resto se moverían siguiendo siempre una única trayectoria, lo cual quiere decir que el mecanismo tiene un único grado de libertad.

- **Grado de libertad:** número de parámetros de entrada independientes que son necesarios conocer para llevar al mecanismo a una posición en particular. Para calcular los grados de libertad que tiene un mecanismo es necesario calcular el índice de movilidad del mismo.

Para hallar los grados de movilidad de nuestro mecanismo, usaremos el **criterio de Grübler-Kutzbach:**

$$m = 3(n - 1) - 2j_1 - j_2$$

Siendo,

m = movilidad

n = número de eslabones

j_1 = número de enlaces de 1 grado de libertad

j_2 = número de enlaces de 2 grados de libertad

Para definir el número de eslabones y enlaces de nuestro mecanismo y poder así calcular los grados de libertad del mismo, procederemos a diseñar en 2D con el software *Working Model* un primer modelo que simule el comportamiento de la máquina biosaludable que estamos estudiando.

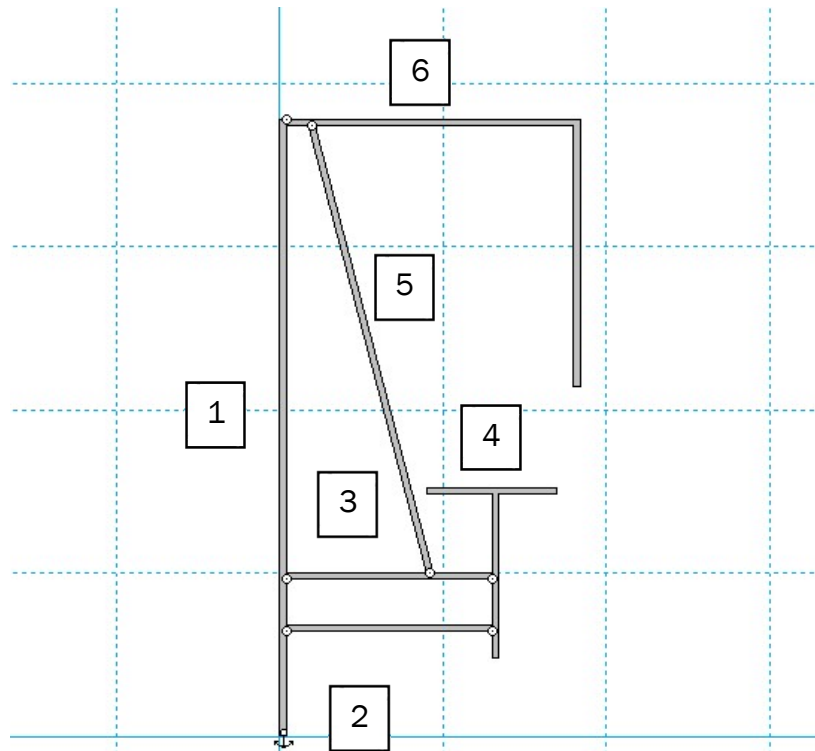


Figura 18. Modelo inicial; eslabones y enlaces. *Working Model*

Así, podemos identificar 6 elementos en nuestro mecanismo, 5 eslabones móviles más la barra fija 1 como bancada. Entre ellos se producirán los siguientes enlaces:

1. Enlace bancada-eslabón 2
2. Enlace bancada-eslabón 3
3. Enlace eslabones 2-4
4. Enlace eslabones 3-4
5. Enlace eslabones 3-5
6. Enlace eslabones 5-6
7. Enlace bancada-eslabón 6

Un total de 7 enlaces, siendo todos pares inferiores de rotación, y por tanto enlaces de un solo grado de libertad, siendo el único movimiento posible entre los eslabones el de rotación de uno respecto al otro alrededor de un eje común.

Por tanto, ya podemos hallar los grados de libertad de nuestro mecanismo, el cual coincide con los grados de movilidad:

$$m = 3(6 - 1) - 2 * 7 - 0 = 1 \text{ grado de libertad}$$

Comprobamos con *Working Model*, que efectivamente el mecanismo dispone de un grado de libertad y todos los elementos siguen siempre las mismas trayectorias definidas:

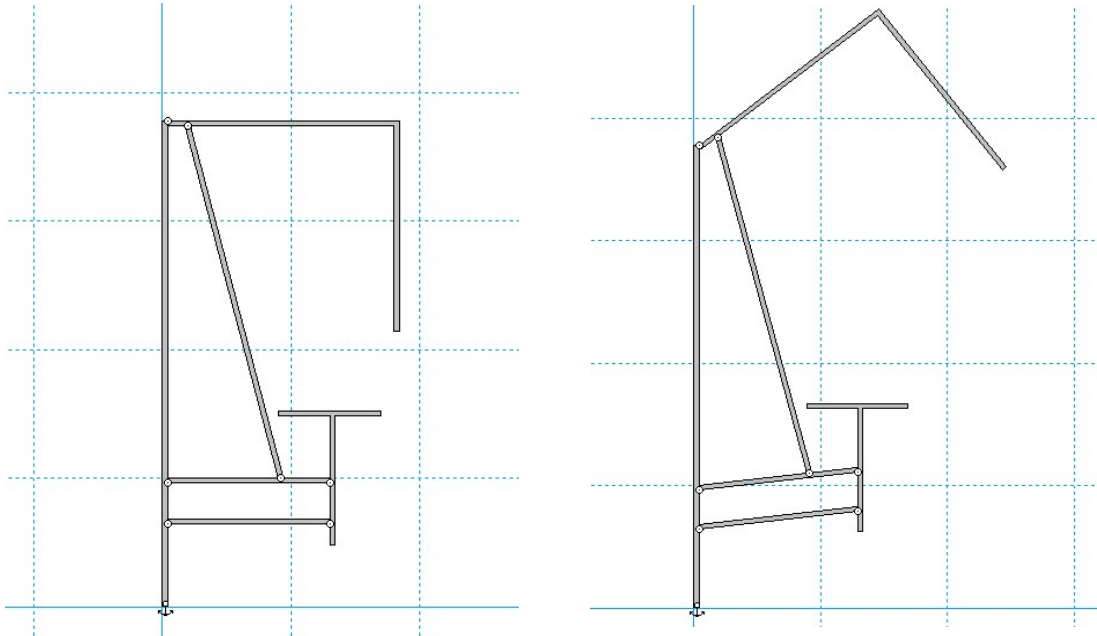


Figura 19. *Movimiento del modelo inicial. Elaboración propia.*

6.2. MATERIAL Y PERFIL

De cara al análisis dinámico en dos dimensiones, definiremos un determinado material y perfil para las barras. Este determinará el peso de dichas barras, lo cual tendrá una importancia mayúscula en el citado análisis, pues repercutirá en la fuerza que el usuario debe realizar para poder levantar su propio peso.

6.2.1. MATERIAL

Puesto que la máquina estará instalada a la intemperie y que, como vimos en el apartado anterior, tendrá que hacer frente a un clima con precipitaciones durante varios días al año, nos centraremos en aceros inoxidable, los cuales destacan por una excelente resistencia a la corrosión.

En metalurgia, el acero inoxidable se define como una aleación de acero con un mínimo del 10,5% de cromo contenido en masa. También puede contener otros metales, como por ejemplo molibdeno, níquel o wolframio. Esta presencia de cromo y otros metales aleantes explica su elevada resistencia a la corrosión, ya que estos



poseen gran afinidad por el oxígeno y reaccionan con él formando una capa pasivadora, evitando así la corrosión del hierro.

Dentro de los aceros inoxidable, los dos más comunes y los que la mayoría de proveedores ofrecen en sus catálogos de barras y tubos son el 304 y el 316. Nos detendremos en ellos y analizaremos cual es más adecuado para nuestro mecanismo.

Tanto la aleación 304 como la 316 son aceros inoxidable austeníticos de uso general con una estructura cúbica de caras centradas. Se denominan austeníticos porque usan níquel para mantener una composición austenítica a bajas temperaturas. Son esencialmente no magnéticos en estado recocido y sólo pueden endurecerse en frío. Visualmente son idénticos, pues se pulen, cristalizan y terminan de la misma manera. Para determinar si un elemento es de uno u otro material habría que recurrir a un ensayo de materiales. Ambos permiten diferentes procesos mecánicos como soldadura, curvado, cizallado o corte por láser, convenientes en el caso de nuestra máquina, y ambos presentan una buena calidad de acabado y estética.

Pasando a sus diferencias, el acero AISI 304 es más apropiado para situaciones que requieren de una gran conformabilidad, y posee una tenacidad superior, siendo esta excelente incluso a temperaturas muy bajas. También es más económico que el 316 y tiene una mayor capacidad para hacer frente a impactos físicos.

El acero AISI 316 presenta una diferencia clave frente al 304 al incorporar cerca de un 2 a 3 por ciento de molibdeno. Esto incrementa sustancialmente su resistencia a la corrosión, especialmente para los ambientes más salinos o expuestos al cloruro.

Por tanto, en nuestro caso, teniendo en cuenta que la máquina se expondrá al agua de lluvia en numerosas ocasiones a lo largo de su vida útil, el acero 316 es más indicado pese a suponer un sobre coste respecto al 304.

6.2.2. PERFIL

Nuestras barras serán de 40mm de diámetro con 2 mm de espesor, encargadas a medida. Teniendo en cuenta el perfil tubular que tendrá y que la densidad del acero AISI 316 es de 7,96g/cm³, realizamos un cálculo rápido para discernir el peso por metro de nuestro material:

$$7,96\text{g/cm}^3 \times \frac{1\text{kg}}{1000\text{g}} \times \frac{10^6\text{m}^3}{1\text{cm}^3} \times \pi (0,04^2\text{m} - 0,036^2\text{m}) = 7,6021\text{kg/m}$$

Con este dato, definimos manualmente en Working Model el peso de cada uno de nuestras barras, teniendo en cuenta su longitud.

6.3. MEDIDAS ANTROPOMÉTRICAS

Como ya hemos dicho en apartados anteriores, la máquina de doble pectoral horizontal ejercita los grupos musculares especificados en la figura 20.



Figura 20. Grupos musculares ejercitados por la máquina. <https://medellinfit.com>

También hemos indicado que la máquina debe usarse empujando las dos barras más adelantadas hasta el punto en que nuestros brazos estén estirados todo lo posible, manteniendo en todo momento la espalda pegada al respaldo del asiento, para en ese momento disminuir la fuerza hasta volver a la posición de partida.

Por tanto, estando el movimiento totalmente definido, tendremos que encontrar las medidas adecuadas de los distintos elementos de la máquina para que esta sea lo más ergonómica posible, teniendo en cuenta que la usarán personas de distintas dimensiones. Para tratar de ajustarnos al tipo de usuario que tendrá la máquina y a sus medidas corporales, recurriremos al estudio llamado “Datos antropométricos de la población laboral española” realizado en el año 2001 por el Instituto Nacional de Seguridad e Higiene en el Trabajo (INSHT). Este recoge una serie de medidas antropométricas para distintos percentiles, como podemos observar en la tabla 3.



Nº (Refer. ISO 7250:1996)	Designación	Tamaño muestras	Media	Desv. típica	Error típico	Percentiles				
						P 1	P 5	P 50	P 95	P 99
1 Medidas tomadas con el sujeto de pie (mm)										
1 (4.1.1)	Masa corporal (peso, kg)	1711	70,46	12,70	0,307	46,9	51,0	70,0	92,7	102,8
2 (4.1.2)	Estatura (altura del cuerpo)	1723	1.663,23	83,89	2,021	1.479	1.525	1.665	1.803	1.855
3 (4.1.3)	Altura de los ojos	1722	1.557,96	82,31	1,985	1.382	1.423	1.558	1.699	1.747
4 (4.1.4)	Altura de los hombros	1722	1.382,12	76,28	1,838	1.217	1.256	1.384	1.508	1.558
5 (4.1.5)	Altura del codo	1721	1.027,24	58,03	1,399	900	932	1.027	1.122	1.165
6 (4.1.6)	Altura de la espina iliaca	1524	934,46	56,59	1,452	806	842	934	1.028	1.066
7 (4.1.8)	Altura de la tibia	1374	451,78	36,56	0,986	377	398	449	515	548
8 (4.1.9)	Espesor del pecho, de pie	1722	249,16	26,91	0,648	192	208	248	294	320
9 (4.1.10)	Espesor abdominal, de pie	1719	230,05	39,81	0,960	154	168	229	297	327
10 (4.1.11)	Anchura del pecho	1722	308,20	32,80	0,790	237	257	309	360	385
11 (4.1.12)	Anchura de caderas (de pie)	1723	343,30	24,31	0,586	288	306	342	385	404
2 Medidas tomadas con el sujeto sentado (mm)										
12 (4.2.1)	Altura sentado	1716	859,69	41,59	1,004	764	793	859	929	959
13 (4.2.2)	Altura de los ojos, sentado	1716	753,04	39,78	0,960	661	690	753	819	848

Tabla 3. Medidas antropométricas población española. <http://comisionnacional.insht.es>

En nuestro caso, los datos y medidas a tener en cuenta para buscar la mayor ergonomía posible en el diseño del mecanismo, son los siguientes:

- Masa corporal: Masa (peso) total del cuerpo.
- Altura de los hombros (sentado): Distancia vertical desde la superficie horizontal de asiento hasta el punto más elevado del acromion.
- Anchura de hombros (biacromial): Distancia, en línea recta, entre los extremos externos de ambos acromios.
- Longitud rodilla-trasero: Distancia mínima horizontal desde el vértice rotuliano inferior al punto posterior del trasero.
- Altura del punto cervical (sentado): Distancia vertical máxima desde la superficie horizontal de asiento hasta el punto correspondiente al extremo superior de la apófisis espinosa de la séptima vértebra cervical.



- Alcance máximo horizontal (puño cerrado): Distancia horizontal desde una superficie vertical hasta el eje del puño de la mano mientras el sujeto apoya ambos omóplatos contra la superficie vertical.
- Anchura de caderas (sentado): Distancia horizontal máxima entre caderas, medida sobre un plano paralelo al de asiento y sobre la parte más ancha de ambos muslos.
- Profundidad de asiento: Distancia horizontal medida desde, el borde posterior de la cabeza del peroné, hasta el punto posterior del trasero.
- Longitud de la pierna (altura del poplíteo): Distancia vertical desde la superficie de apoyo de los pies hasta la superficie inferior del muslo inmediata a la rodilla, con esta doblada en ángulo recto.

Con esta serie de datos podemos empezar a diseñar nuestro mecanismo. Dividiremos las medidas consideradas en aquellas que quedan definidas en la geometría inicial del modelo, y aquellas cuya correcta implantación se comprobará tras el análisis dinámico de este.

6.3.1. MEDIDAS DEFINIDAS EN EL DISEÑO INICIAL

- Longitud de la silla. La medida a tener en cuenta será la longitud rodilla-trasero, cuyo valor es de 575,08 mm de media. Dado que no es necesario que toda la pierna apoye en la silla, tomaremos 330 mm de largo como longitud de la parte inferior de la silla, así como de la altura del respaldo.
- Altura a la que se situará la silla. En este caso tendremos en cuenta que la longitud de la pierna (altura del poplíteo) tiene un valor de 418,17 mm de media y de 487 mm para un percentil 99. Como se busca que el pie no haga contacto con el suelo en la situación de reposo, la altura del asiento se situará al menos a 550 mm del suelo pero no a más de 700 mm (para facilitar la incorporación de una persona de baja estatura a la máquina).
- Separación de las barras sobre las que se aplicará la fuerza. Nos basaremos en los valores de la anchura de hombros (biacromial), los cuales son 369,58 mm de media y 453 mm para un percentil 99. El movimiento empieza con las manos empuñando las barras a una anchura superior a la de los hombros, por lo que diseñaremos las barras sobre las que se aplica la fuerza separadas 600 mm entre sí. (Esta medida no será tenida en cuenta hasta la etapa de diseño en tres dimensiones).
- Distancia del asiento a los asideros: nos fijaremos en que según nuestro estudio la altura de los hombros (sentado) es de 578,66 mm de media y



660 mm para un percentil 99. Puesto que el movimiento comienza con los puños abiertos a una altura algo inferior a la de los hombros, tendremos que garantizar una altura del asiento al punto más bajo de los asideros de alrededor de al menos 400 mm. Horizontalmente, buscaremos que los asideros se encuentren al menos a 200mm del respaldo del asiento.

6.3.2. MEDIDAS A CONSEGUIR EN LOS ENSAYOS CON WORKING MODEL

- Movimiento de las barras sobre las que se aplica la fuerza: Aceptaremos un recorrido vertical de los puños de no más de 350 mm entre la posición inicial y final para que el movimiento sea el adecuado y los grupos musculares trabajados sean los correctos. Esta posición final la definirá el alcance máximo horizontal (puño cerrado), cuyo valor es de 698,83 mm de media. Teniendo en cuenta que el movimiento se inicia con los puños alineados con el pecho, lo que buscaremos en el análisis dinámico es que cuando la distancia horizontal del respaldo del asiento a los asideros se incremente 700 mm, la distancia vertical de la base del asiento a los asideros, no lo haga más de 350 mm.

- Fuerza a aplicar por el usuario. En esta ocasión el percentil a elegir no será relevante, pues lo que analizaremos será el porcentaje de su propio peso que el usuario tenga que levantar, siendo el requisito buscado que la fuerza a aplicar no sea mayor de un 35% del peso de este (algo más de la tercera parte de su peso). No obstante, de cara a futuros análisis de esfuerzos, estableceremos una masa aplicada en el punto medio del asiento de 92,7 kg, perteneciente al percentil 95. La media del peso de las personas que utilizarán la máquina será notablemente inferior, pero con una masa elevada estableceremos unos coeficientes de seguridad aún más conservadores cuando analicemos los esfuerzos a los que son sometidos los elementos y uniones del mecanismo.

6.4. MODELOS EN DOS DIMENSIONES

Una vez definidas las características de nuestro mecanismo pasamos a hacer un primer diseño, el cual, si no es satisfactorio, iremos modificando en varios de sus elementos hasta dar con una configuración óptima.

Recordamos que nuestro mecanismo estará formado por barras de 40 mm de diámetro y 2 mm de espesor, con una densidad de 7,6kg/m, y que sus requisitos de diseño son:

- Asiento a más de 550 mm de altura.

- Punto donde se aplica la fuerza a más de 400mm de la base del asiento y de 200mm del respaldo de este.
- Distancia recorrida por el punto donde se aplica la fuerza: no más de 350mm en dirección vertical y al menos 700mm en dirección horizontal.
- Fuerza a aplicar por el usuario: menos del 35% del (92,7kg).

$$92,7\text{kg} \times 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \times 0,35 = 318,2854 \text{ N}$$

6.4.1. MODELO A

Realizamos un primer diseño en WM, sobre el que iremos realizando modificaciones hasta encontrar la disposición más favorable. A este diseño le añadimos una masa de 92,7kg en forma de sólido anclado al asiento. Además, desplegamos tablas que recogen la posición de dos puntos (A y B) del mecanismo a lo largo de su trayectoria. En concreto elegimos el punto donde el usuario aplicará la fuerza, el cual coincidirá con la posición de la mano, y el punto medio del asiento. También desplegamos una tabla indicando el valor de dicha fuerza.

Nuestro primer modelo será, por tanto, el siguiente:

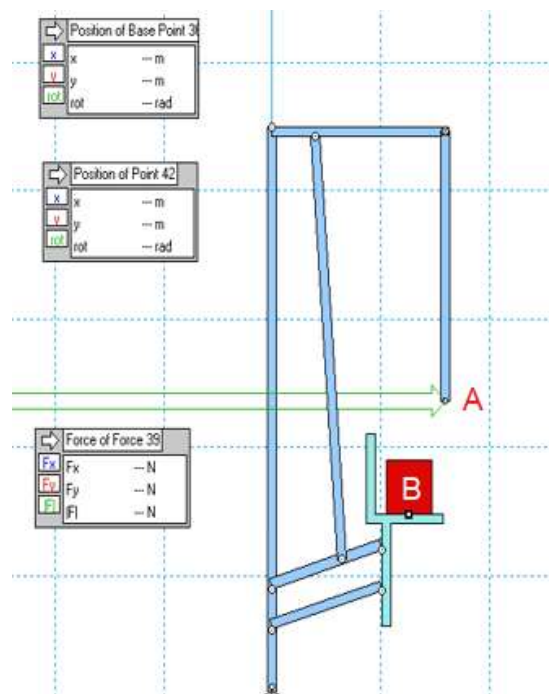


Figura 21. Modelo A. Elaboración propia.

Comprobamos a partir de qué fuerza el mecanismo realiza un movimiento con un desplazamiento vertical del puño de 400mm, teniendo en cuenta que ese es el máximo desplazamiento en esa dirección que toleraremos. Dicha fuerza para esta configuración es de 650N.

$$\frac{650N}{92,7kg \times 9,81m/s^2} = 0,7148$$

lo que supone un 71,48% del peso del usuario, muy por encima del máximo de 35% buscado.

También analizamos el movimiento horizontal y vertical del asiento y del punto de aplicación de la fuerza, para comprobar que cuando el puño recorre esos 350mm verticalmente, se estira al menos 700mm. O dicho de otra manera, que cuando el puño avanza 700mm horizontalmente, lo haga menos de 350mm verticalmente.

Instante inicial

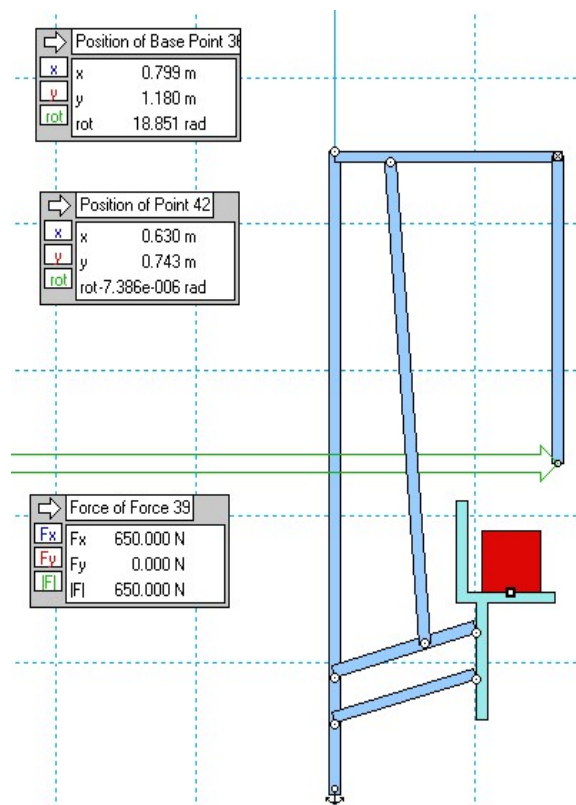


Figura 22. Modelo A. Instante inicial. Elaboración propia.

Instante final

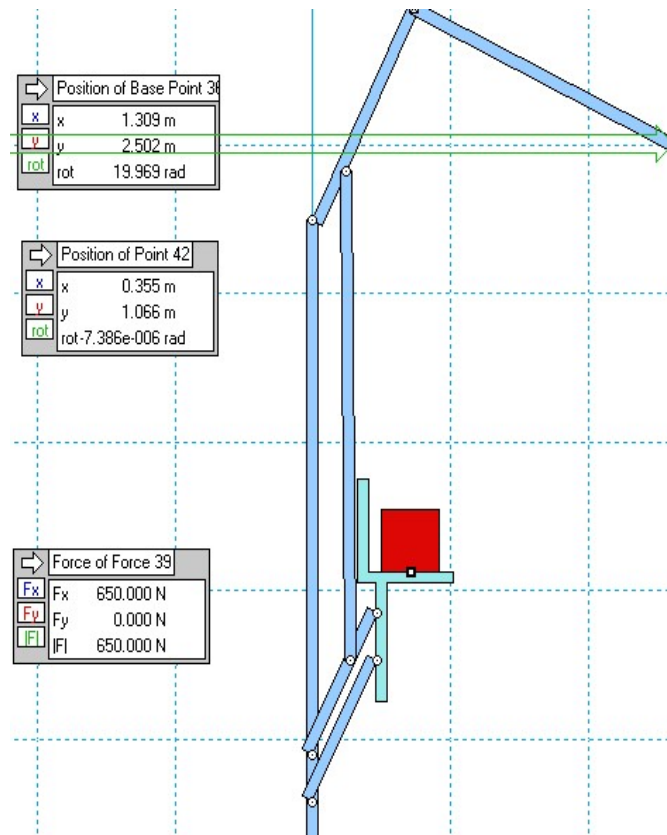


Figura 23. Modelo A. Instante inicial. Elaboración propia.

Para analizar la distancia recorrida por la mano, y comprobar que el movimiento es satisfactorio desde el punto de vista ergonómico y de músculos ejercitados, realizaremos los siguientes cálculos:

$$\text{Desplazamiento vertical mano} = (A_{yf} - A_{yi}) - (B_{yf} - B_{yi})$$

Donde,

- A_{yf} : Posición en y del punto A en el instante final
- A_{yi} : Posición en y del punto A en el instante inicial
- B_{yf} : Posición en y del punto B en el instante final
- B_{yi} : Posición en y del punto B en el instante inicial

$$\text{Desplazamiento vertical mano} = (2502\text{mm} - 1180\text{mm}) - (1066\text{mm} - 743\text{mm}) = 999\text{mm}$$

$$\text{Desplazamiento horizontal mano} = (A_{xf} - A_{xi}) - (B_{xf} - B_{xi})$$

Donde,

- A_{xf} : Posición en x del punto A en el instante final
- A_{xi} : Posición en x del punto A en el instante inicial
- B_{xf} : Posición en x del punto B en el instante final
- B_{xi} : Posición en x del punto B en el instante inicial

$$\text{Desplazamiento horizontal mano} = (1309\text{mm} - 799\text{mm}) - (355\text{mm} - 630\text{mm}) = 785\text{mm}$$

En este caso, para un desplazamiento horizontal de 785mm se produce un desplazamiento vertical de 999 mm, muy por encima del máximo tolerable, pues recordamos que buscamos que la trayectoria realizada por los puños del usuario en dirección ascendente no sobrepase los 350mm.

6.4.2. MODELO B

Buscando reducir la fuerza a ejercer por el usuario, desplazamos 75mm hacia la derecha la unión de la barra 3 con la barra 5.

Instante inicial

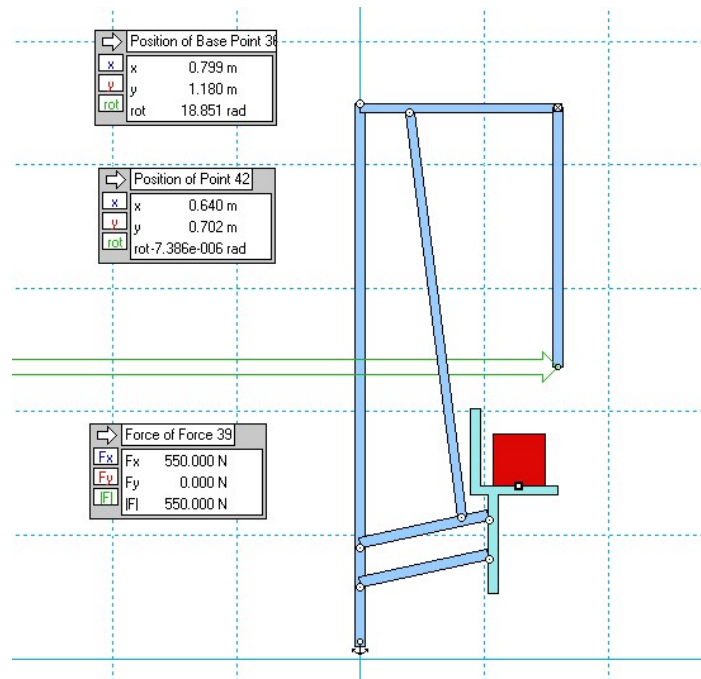


Figura 24. Modelo B. Instante inicial. Elaboración propia.

Instante final

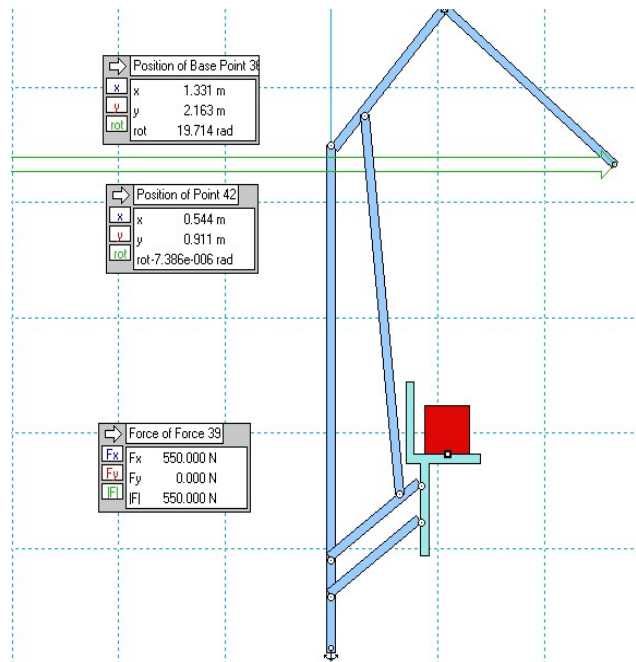


Figura 25. Modelo B. Instante final. Elaboración propia.

$$\text{Desplazamiento vertical mano} = (2163\text{mm} - 1180\text{mm}) - (911\text{mm} - 702\text{mm}) = 774\text{mm}$$

$$\text{Desplazamiento horizontal mano} = (1331\text{mm} - 799\text{mm}) - (544\text{mm} - 640\text{mm}) = 628\text{mm}$$

Con esta nueva configuración, comprobamos que la fuerza a desarrollar por el usuario para levantar su propio peso desciende hasta 550N, aunque esto sigue resultando insuficiente, pues buscamos una fuerza aplicada de no más de 318N.

Sin embargo, con esta configuración, la trayectoria que dibuja la mano está aún más lejos del objetivo buscado, pues no llega a superar los 628mm de desplazamiento horizontal, necesitando para ello un desplazamiento vertical de 774mm.

6.4.3. MODELO C

Buscando reducir aún más la fuerza a ejercer y mejorar la trayectoria descrita por los puños, desplazamos 160 mm a la izquierda la unión de las barras 5 y 6. La fuerza a ejercer por el usuario desciende hasta los 275N, siendo el primero de nuestros modelos en cumplir el objetivo de no superar el 35% del peso del usuario.

Instante inicial

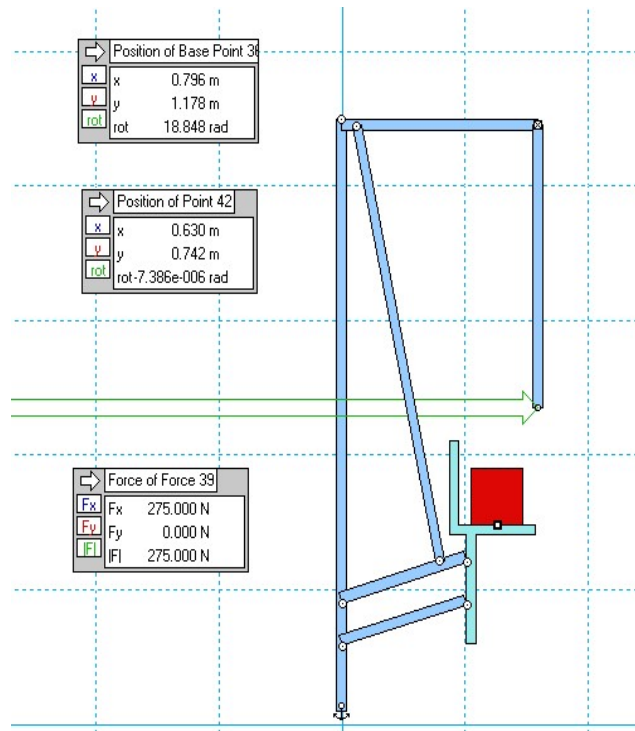


Figura 26. Modelo C. Instante inicial. Elaboración propia.

Instante final

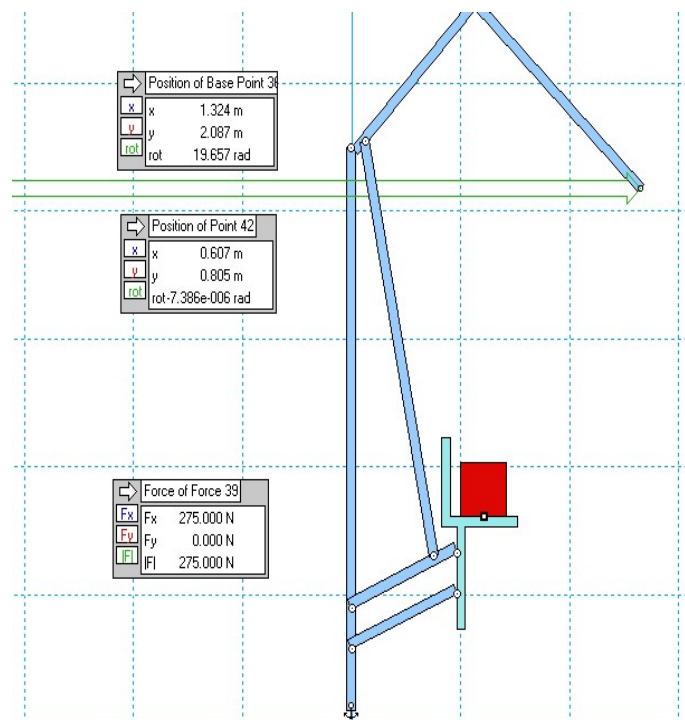


Figura 27. Modelo C. Instante final. Elaboración propia.

$$\text{Desplazamiento vertical mano} = (2087\text{mm} - 1178\text{mm}) - (805\text{mm} - 742\text{mm}) = 846\text{mm}$$

$$\text{Desplazamiento horizontal mano} = (1324\text{mm} - 796\text{mm}) - (607\text{mm} - 630\text{mm}) = 551\text{mm}$$

Sin embargo, analizando su movimiento, vemos que por 551mm recorridos horizontalmente por el puño, este se desplaza 846mm verticalmente, resultados muy alejados de los óptimos.

Llegados a este punto, por tanto, hemos dado con la clave para reducir la fuerza ejercida por el usuario para levantar su propio peso (desplazando hacia la izquierda el enlace 5-6 y hacia la derecha el 3-5), pero no con una configuración adecuada para que el movimiento de los brazos tenga sentido desde el punto de vista antropométrico y de músculos a ejercitar.

6.4.4. MODELO D

Probaremos ahora a alargar la barra 5 hasta los 1700mm y reducir las paralelas 2 y 3 hasta los 400mm.

Instante inicial

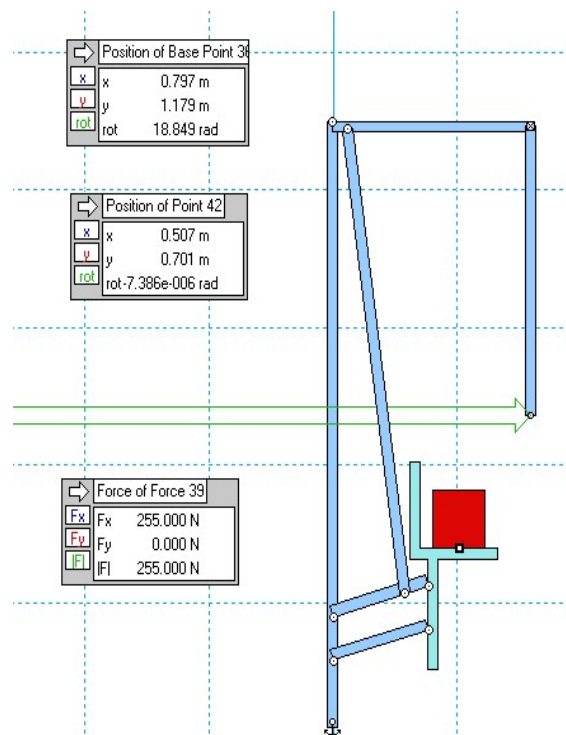


Figura 28. Modelo D. Instante inicial. Elaboración propia.

Instante final

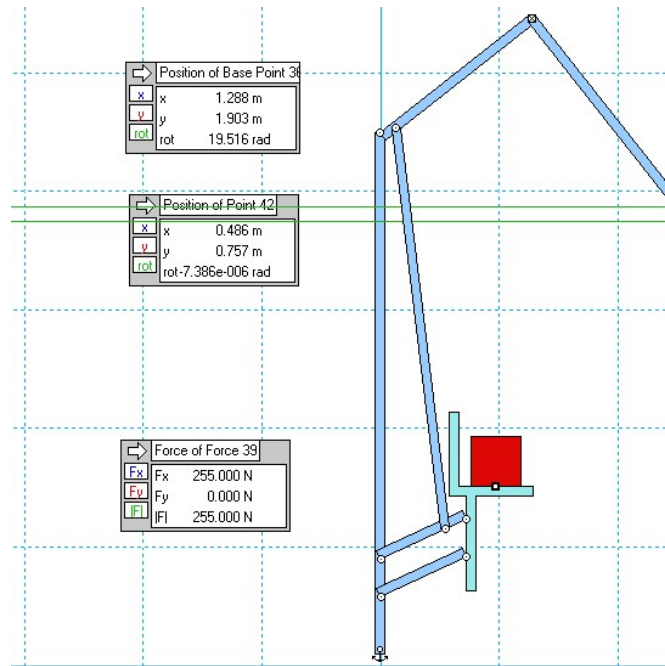


Figura 29. Modelo D. Instante final. Elaboración propia.

$$\text{Desplazamiento vertical mano} = (1903\text{mm} - 1179\text{mm}) - (757\text{mm} - 701\text{mm}) = 668\text{mm}$$

$$\text{Desplazamiento horizontal mano} = (1288\text{mm} - 797\text{mm}) - (486\text{mm} - 507\text{mm}) = 512\text{mm}$$

Con esta nueva configuración, la fuerza a realizar se reduce aún más (hasta los 255N), pero la trayectoria realizada por las manos sigue muy lejos de la buscada. Es el momento de detenernos a observar si existe algún patrón en los modelos realizados hasta el momento que provoque unas trayectorias indeseables en el movimiento del mecanismo.

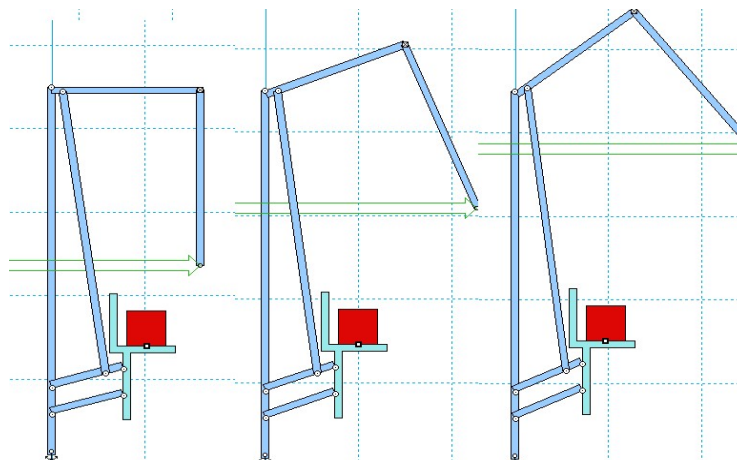


Figura 30. Trayectoria del mecanismo. Elaboración propia.

Si nos fijamos en la barra superior 6, vemos que esta realiza una trayectoria circular alrededor de su unión con la barra anclada, comenzando siempre en posición horizontal en el instante inicial. El problema de todos nuestros modelos hasta el momento es que los puños describen esa misma trayectoria circular partiendo de la que sería la posición más baja (270° en un círculo), recorriendo menos distancia horizontal de la buscada al avanzar verticalmente. Una posible solución a esto es hacer que el movimiento comience con las barras en una posición distinta a la horizontal, más cercana al usuario. Para ello debemos alargarlas en su parte superior y acortarlas en la parte donde se encuentran los asideros, para hacer que la posición de estos en el instante inicial no esté demasiado cerca del respaldo del asiento ni demasiado baja. Así, diseñaremos nuestro siguiente modelo.

6.4.5. MODELO E

La parte superior de la barra 6 reduce su longitud hasta los 720 mm, y la parte donde el usuario aplicará la fuerza, hasta los 1130mm. La unión de las barras 5 y 6 se encuentra a 130 mm del extremo izquierdo de la barra 6. La unión de las barras 5 y 3, a 160 mm del extremo izquierdo de la barra 3. El resto de medidas no cambian respecto al modelo anterior, más allá de la nueva posición de partida, en la que la barra 6 está inclinada 8 grados respecto a la horizontal.

Instante inicial

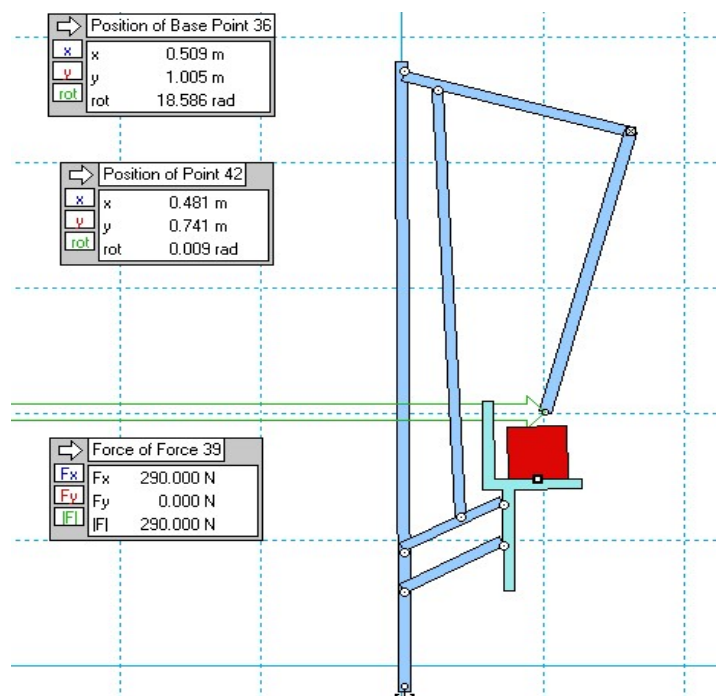


Figura 31. Modelo E. Instante inicial. Elaboración propia.

Instante final

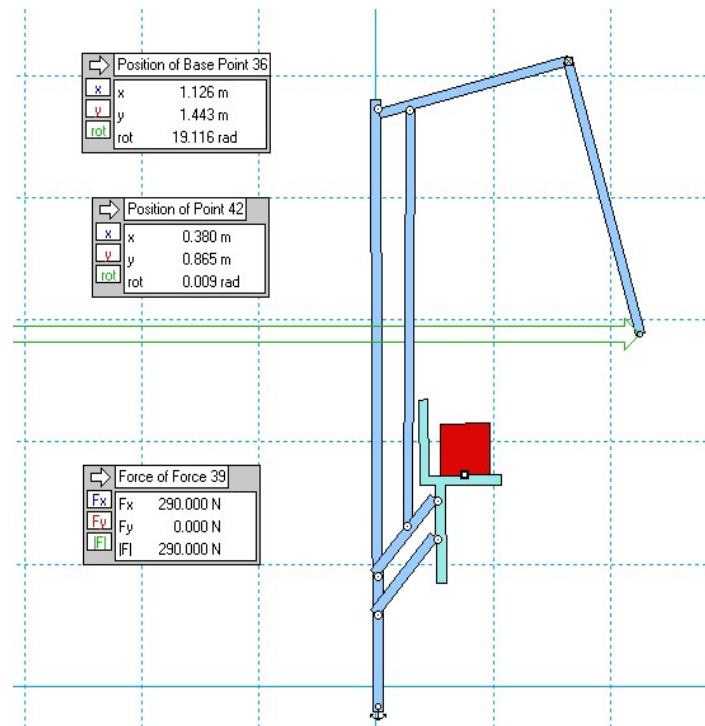


Figura 32. Modelo E. Instante final. Elaboración propia.

$$\text{Desplazamiento vertical mano} = (1443\text{mm} - 1005\text{mm}) - (865\text{mm} - 741\text{mm}) = 314\text{mm}$$

$$\text{Desplazamiento horizontal mano} = (1126\text{mm} - 509\text{mm}) - (380\text{mm} - 481\text{mm}) = 718\text{mm}$$

Con esta nueva configuración, la fuerza a realizar por el usuario aumenta hasta los 290N respecto al modelo anterior, valor que sigue estando dentro de los márgenes buscados. Además, por primera vez, conseguimos un movimiento del mecanismo dentro de los parámetros buscados. Esto significa que, cuando el puño recorre horizontalmente 700mm, no lo hace más de 400mm de forma vertical. Concretamente en nuestro modelo, obtenemos un desplazamiento horizontal de 718mm por 314mm verticales.

Por tanto, hemos dado con una configuración adecuada que cumple todos los requisitos buscados. Su posición en estado de reposo se puede ver en la figura 33 y sus dimensiones son las siguientes:

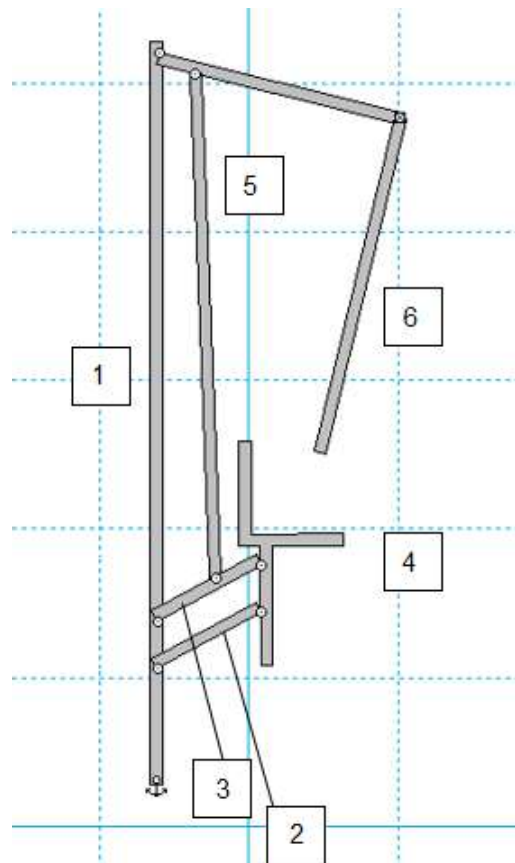


Figura 33. Modelo definitivo 2D. Elaboración propia.

Longitud

- Barra 1: 2300mm
- Barras 2 y 3: 400mm
- Barra 5: 1700mm
- Barra 6: 720mm (parte superior); 1130mm (parte derecha)
- Ángulo barra 5 con horizontal: 8°

Distancia

- Enlaces 2-1 y 3-1: 160mm
- Enlaces 2-4 y 3-4: 160mm
- Enlaces 3-4 y 3-5: 160mm
- Enlaces 3-1 y 6-1: 1915mm
- Enlaces 6-1 y 6-5: 125mm



7. DISEÑO EN TRES DIMENSIONES

Una vez obtenidas una dimensiones para las distintas barras y elementos del mecanismo que satisfagan nuestros requisitos dinámicos y ergonómicos, podemos pasar a la etapa del diseño en 3D, el cual se ejecutará con el software *Autodesk Inventor*.

Cabe aclarar que este diseño ya será muy cercano al final, ya que sobre él es sobre el que realizaremos los análisis dinámicos y de esfuerzos por elementos finitos. Por tanto, deberemos dotar a los distintos elementos de una determinada forma y geometría que satisfazga no solo criterios constructivos, ergonómicos o dinámicos, sino también estéticos y de seguridad. A su vez, a todos los elementos se les aplicará un determinado perfil y material. Esto se debe a que esas variables repercutirán en el peso y en la resistencia de los distintos eslabones del mecanismo, lo cual tendrá una enorme incidencia en los análisis posteriores, ya sea respecto a la fuerza que debe realizar un usuario de la máquina para levantar su propio peso, o respecto a la deformación que experimenta una barra durante el funcionamiento del mecanismo.

7.1. MATERIAL Y PERFIL

Como ya indicamos en el anterior apartado, todas las barras serán de acero inoxidable AISI 316. Definimos esto con la herramienta “material” en nuestro modelo de *Autodesk Inventor*.

Esta herramienta, al elegir un determinado compuesto, define por defecto una serie de propiedades físicas y dota de una apariencia determinada a todas las piezas a las que se le asigne. Debido a que el acero AISI 316 no se encuentra en la biblioteca del programa, crearemos un nuevo material a partir del acero AISI 317, que sí aparece. Seleccionamos una apariencia metálica y definimos una serie de propiedades cuya importancia será clave en los consiguientes pasos del estudio:

-Densidad: $7,96\text{g/cm}^3$.Todas las piezas diseñadas tendrán un peso derivado de dicha densidad, de acuerdo a sus dimensiones.

-Módulo de Young: 195 GPa

-Límite de fluencia: 206 Mpa

-Resistencia máxima a la tracción: 510 MPa

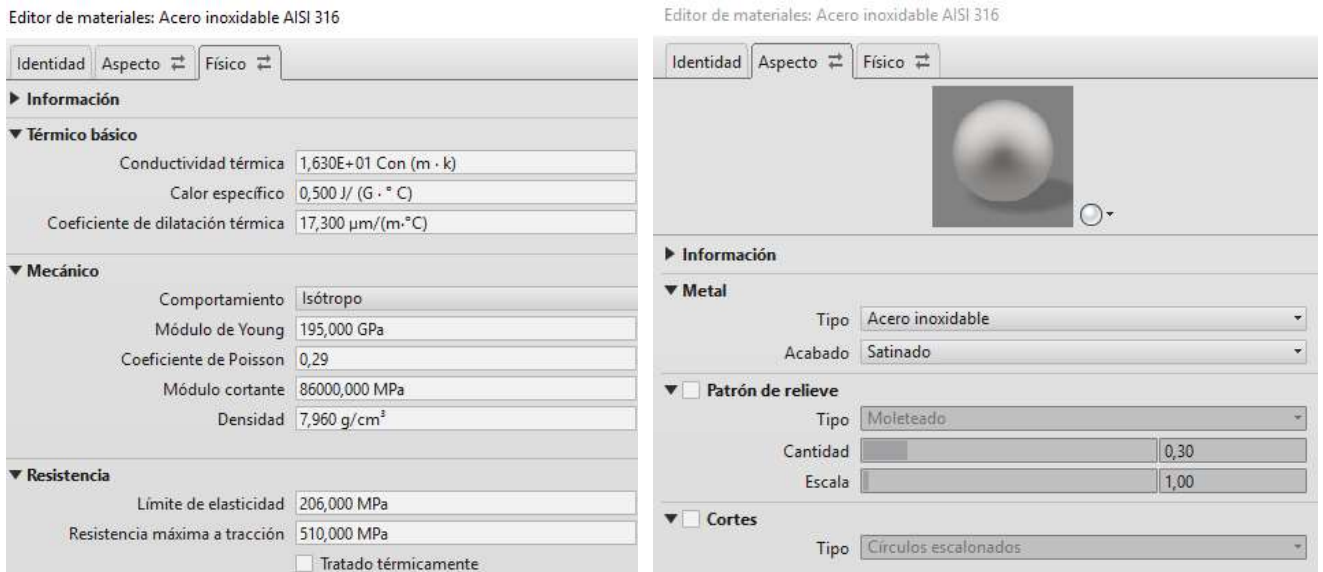


Figura 34. Aplicación material en Autodesk Inventor. Elaboración propia.

A su vez, todas las barras serán tubulares de perfil 40x2mm, por lo que para su diseño crearemos un boceto con las medidas de este perfil y realizaremos una extrusión cuya longitud dependerá de la medida de cada barra.

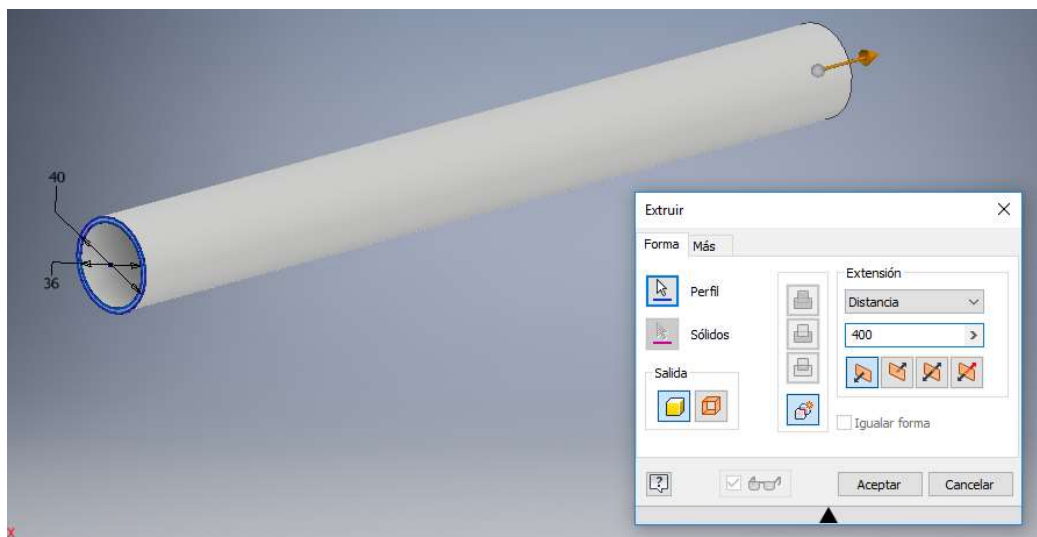


Figura 35. Extrusión perfil. Elaboración propia

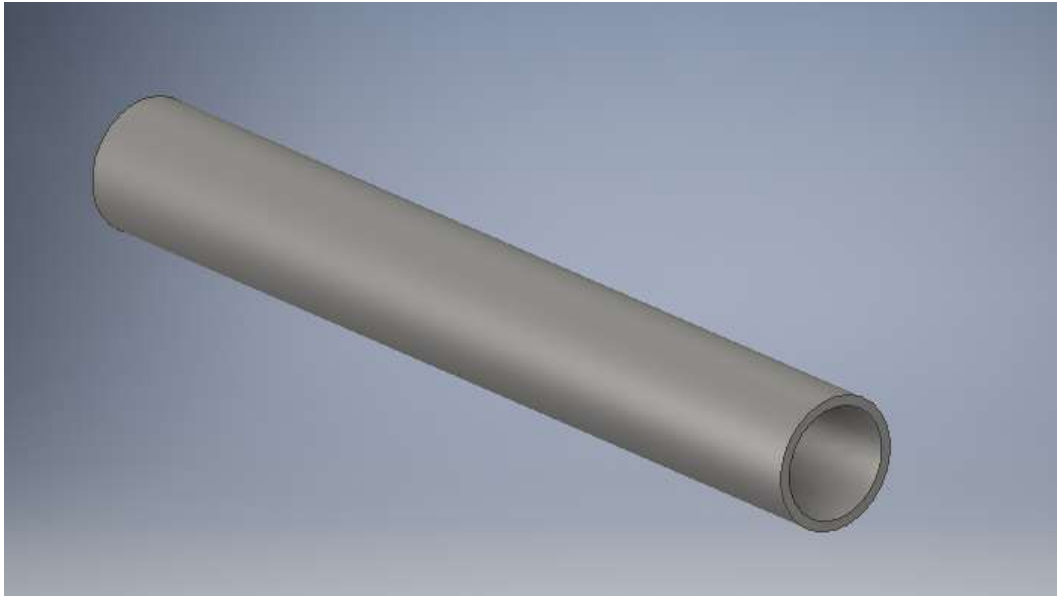


Figura 36. Perfil tubular 40x2mm. Elaboración propia

7.2. ENLACES

A continuación definiremos las uniones entre eslabones. Como ya indicamos en el anterior apartado, estos enlaces serán inferiores de articulación o revolución. Las partes macho y hembra de la unión móvil se pueden ver en las figuras 37 y 38.

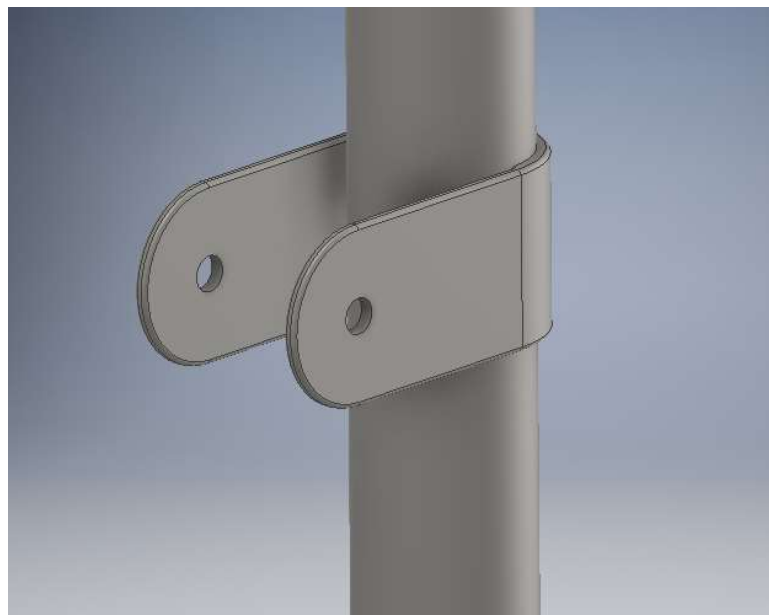


Figura 37. Parte hembra enlace. Elaboración propia.

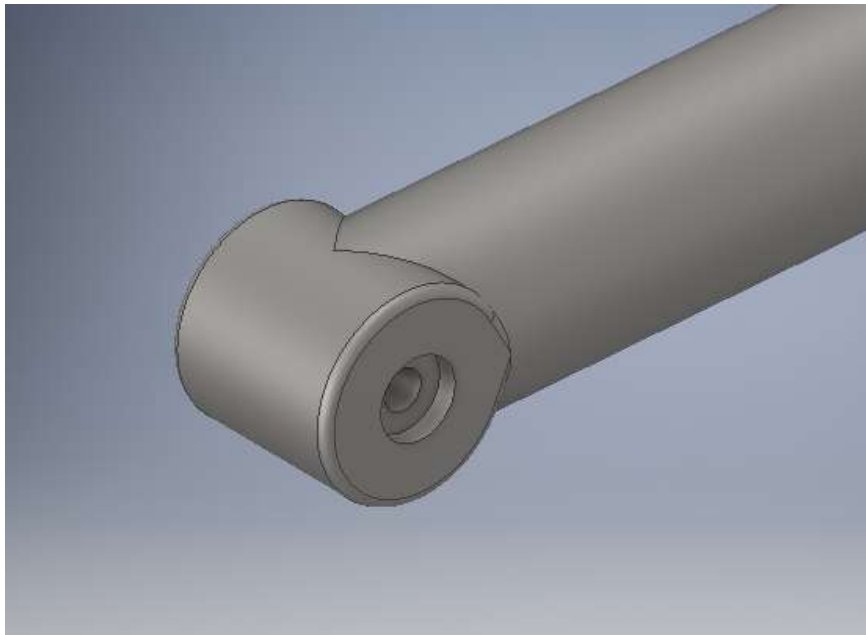


Figura 38. Parte macho enlace. Elaboración propia.

Para su elaboración con *Autodesk Inventor*, en el caso de la parte macho del enlace usaremos la operación de revolución a partir de un perfil, creando así un cilindro con 40mm de diámetro y de profundidad.

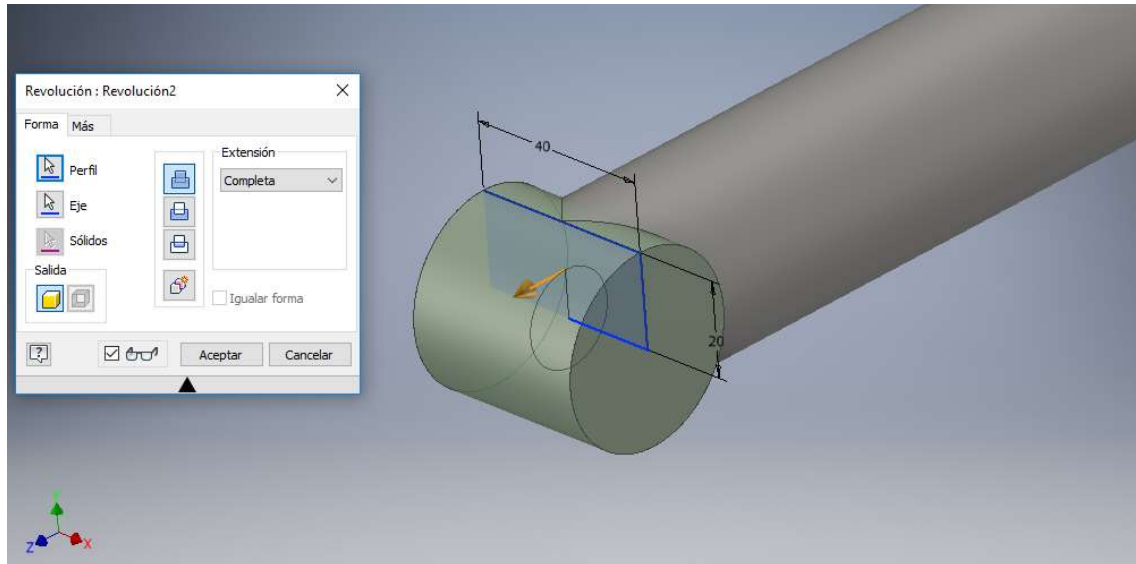


Figura 39. Diseño parte macho enlace. Elaboración propia

En el caso de la parte hembra, primero crearemos un plano a la distancia requerida de los enlaces exteriores partiendo del plano equidistante a estos. Luego finalizaremos su diseño con dos extrusiones que parten de bocetos adaptados al perfil de la barra.

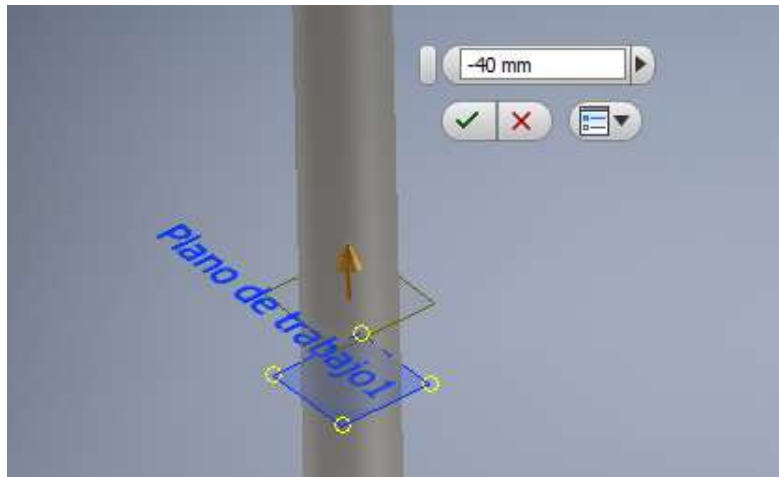


Figura 40. Plano parte hembra enlace. Elaboración propia

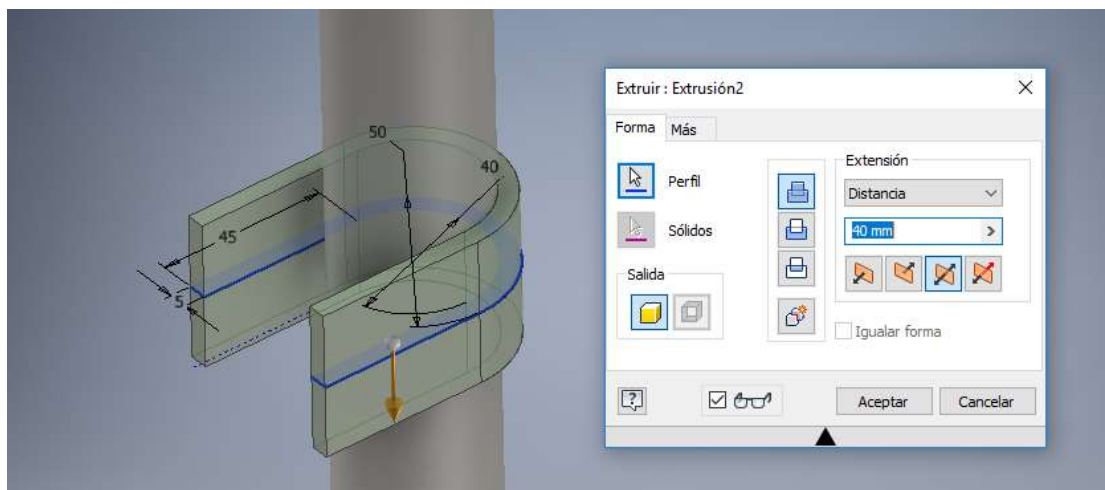


Figura 41. Extrusión 1. Parte hembra enlace. Elaboración propia

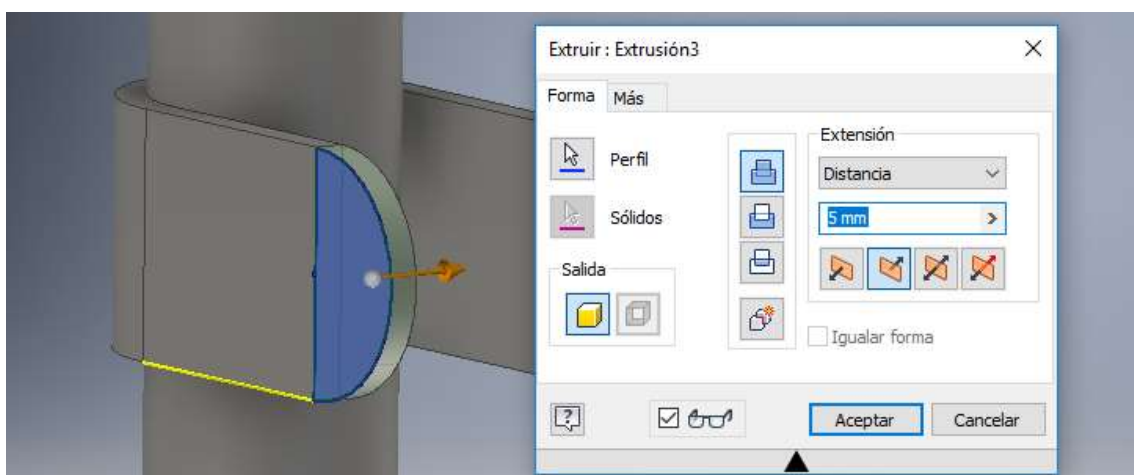


Figura 42. Extrusión 2. Parte hembra enlace. Elaboración propia

Nótese que el diseño de ambas partes consta de un agujero de 8mm en el que más tarde se alojará un conjunto perno-tuerca y que la parte hembra consta del espacio adecuado para la posterior incorporación de un rodamiento. Ambas operaciones serán realizadas con la operación “agujero” de Autodesk Inventor, que aplicaremos a una cara y más tarde replicaremos en la contraria con la operación “simetría”.

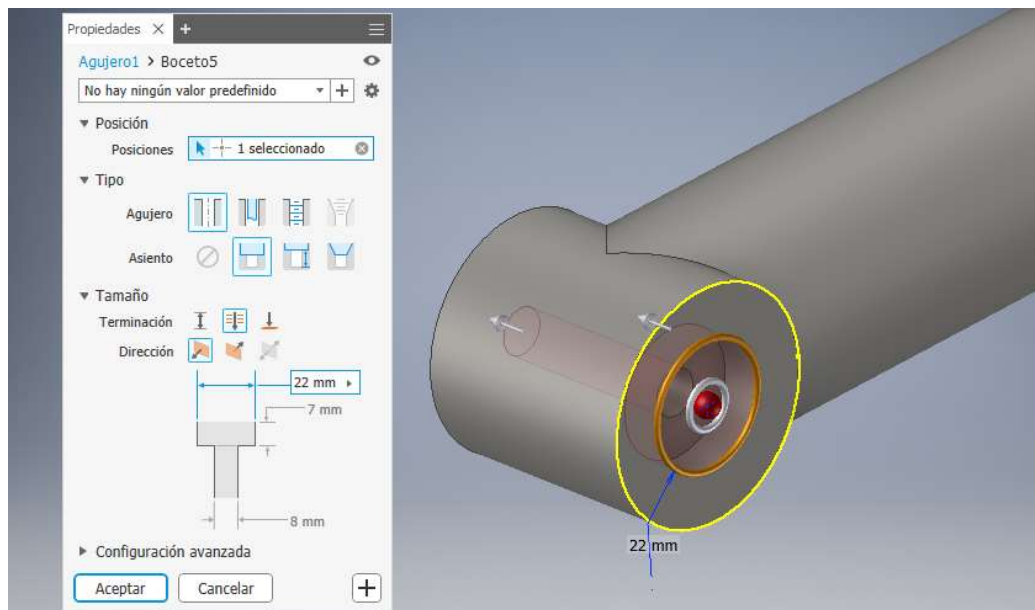


Figura 43. Diseño agujero eje. Elaboración propia

Además, en todas sus aristas incorporaremos empalmes de 2 mm de radio por motivos estéticos y de seguridad, evitando así que un usuario pueda cortarse con ellas.

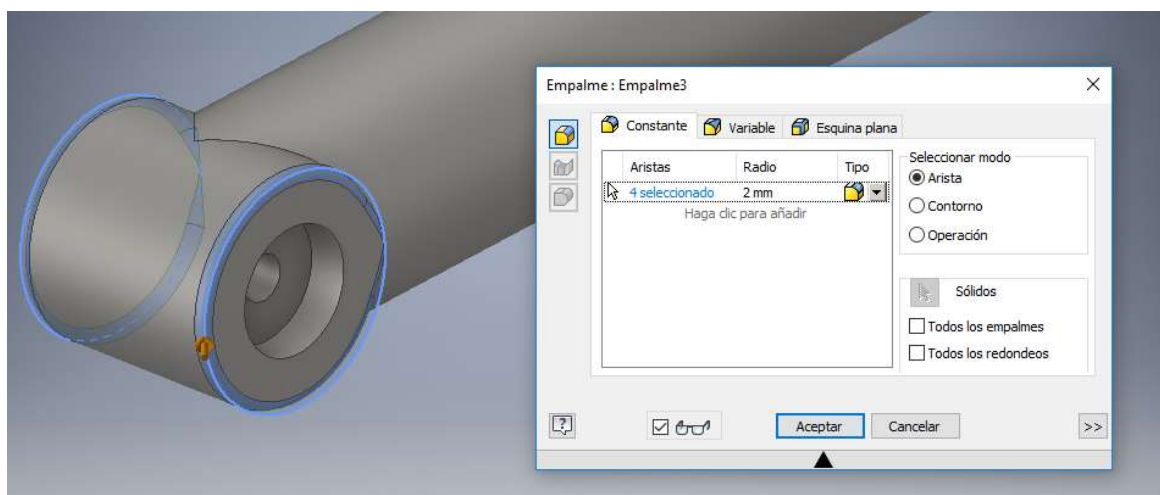


Figura 44. Chaflanes en parte macho. Elaboración propia

Para ensamblar ambas partes de los distintos enlaces, dentro de *Autodesk Inventor* creamos una unión con la herramienta “Restringir movimientos” y, dentro de ella, con una restricción de tipo “Insertar”, seleccionando la cara exterior del macho y la interior de la hembra en el eje en el que serán concéntricas.

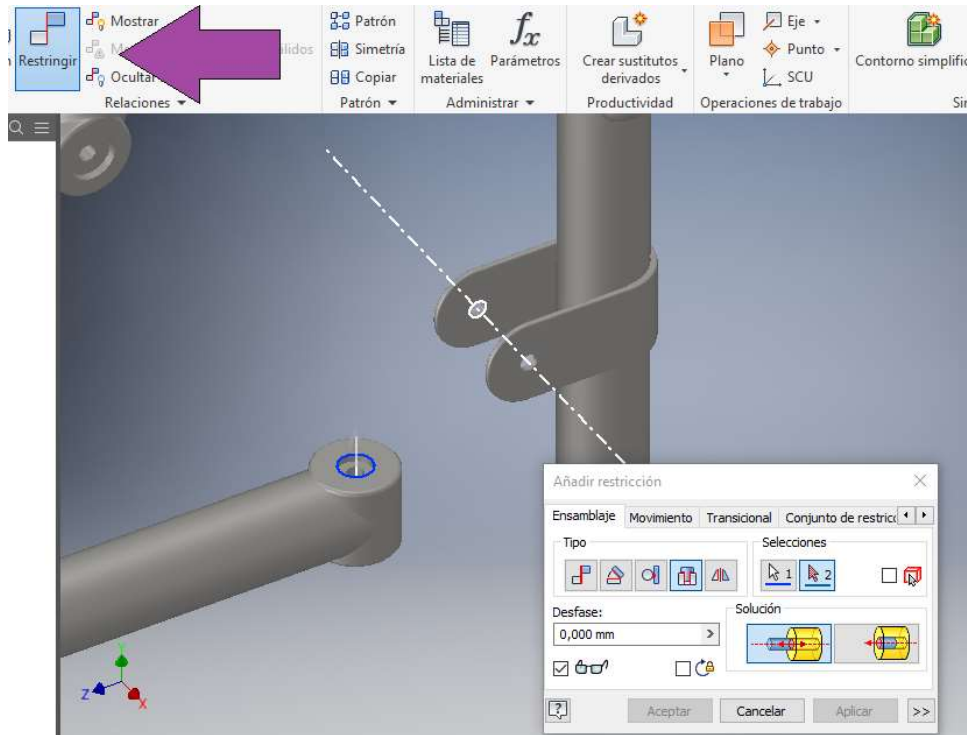


Figura 45. Unión en Autodesk Inventor. Parte 1. Elaboración propia.

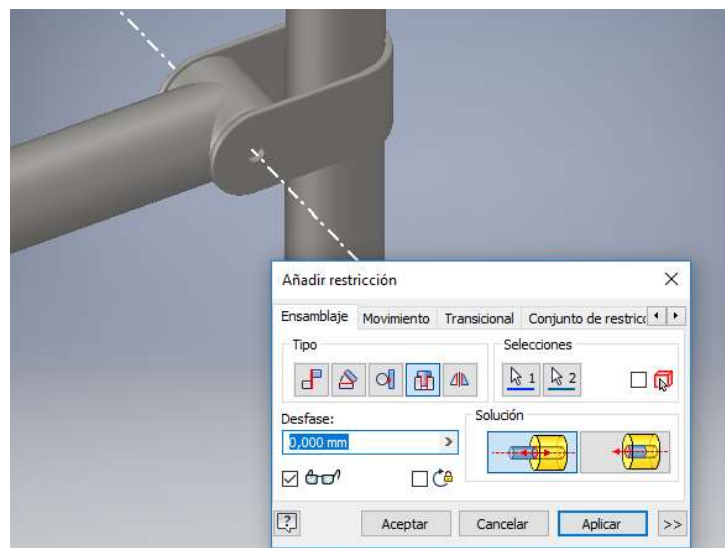


Figura 46. Unión en Autodesk Inventor. Parte 2. Elaboración propia.



7.3. PIEZAS

A continuación desgranaremos el diseño de cada uno de los elementos de nuestra máquina. Su elaboración partirá de los pasos anteriormente vistos para la creación de perfiles, uniones, agujeros y empalmes.

Todos ellos estarán formados por las citadas barras de acero AISI 40x2mm, excepto la barra fija, la cual tendrá un perfil mayor, ya que al no ser una parte móvil y estar anclada al suelo, en ella pierde importancia su peso y la gana su resistencia frente a esfuerzos. Dicha barra, por tanto, tendrá 80 mm de diámetro y 20 mm de espesor. En su base añadimos una plataforma que anclará toda la máquina al suelo. Esta base incorporará a su vez un saliente que servirá para que el asiento repose en su posición inicial. En la parte superior añadimos una 'cúpula' por simple finalidad estética.



Figura 47. Barra anclada. Elaboración propia.

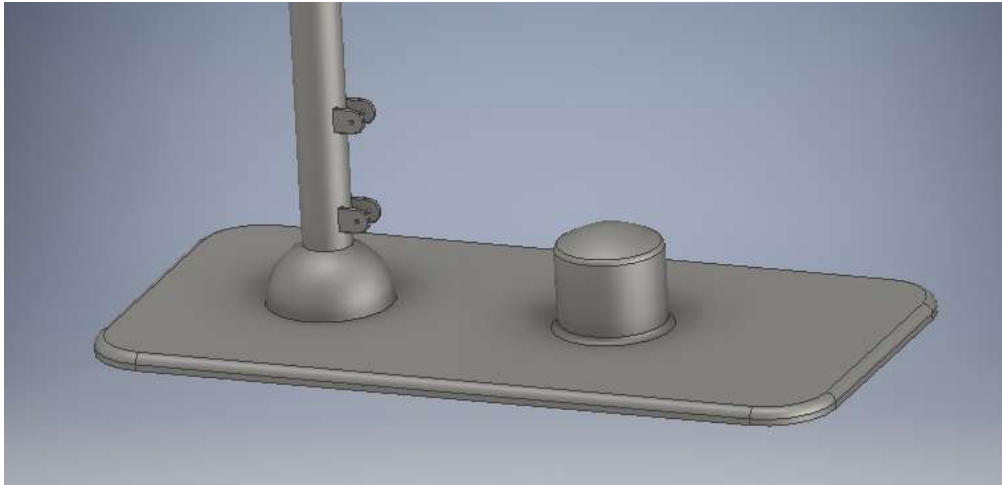


Figura 48. Detalle base barra anclada. Elaboración propia.

Diseñamos la silla con una de las citadas barras de 40x2 mm de perfil, en este caso con 380 mm de longitud, y un asiento cuyas medidas en mm se puede observar en la imagen 44.

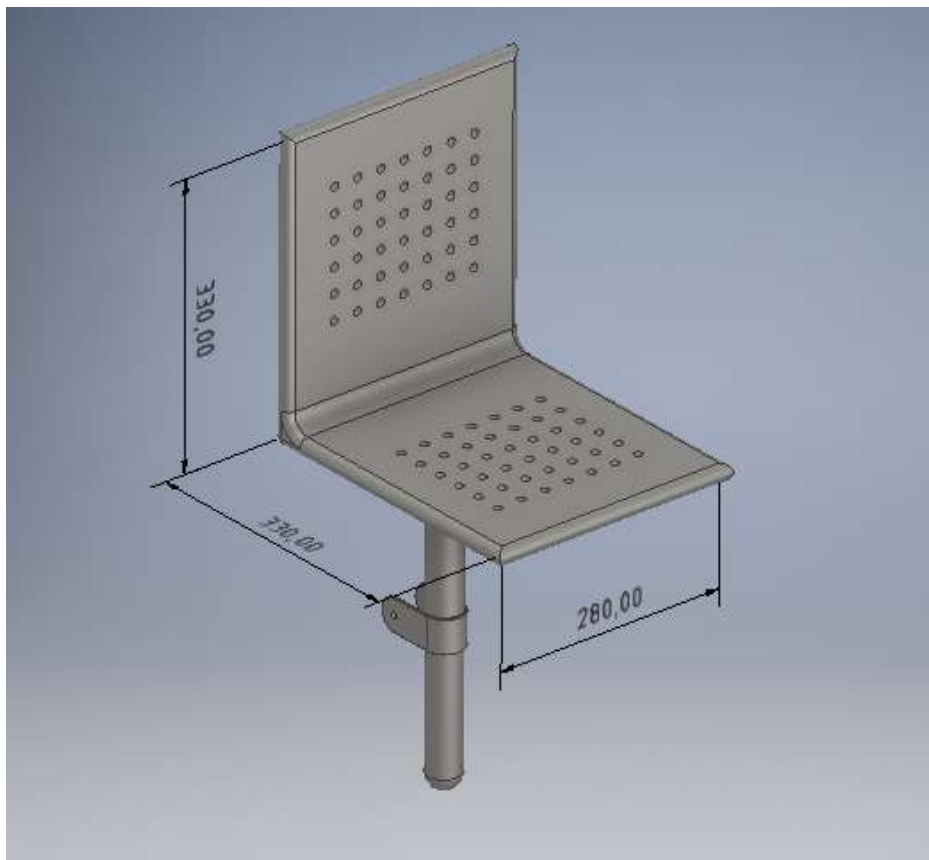


Figura 49. Silla. Elaboración propia.

El asiento contará con empalmes de 10 mm de radio de en todas sus aristas, y con un patrón de pequeñas perforaciones de 8 mm de diámetro para evitar el deslizamiento del usuario. También habrá un detalle redondeado al final de la barra inferior, en el punto en el que la silla realizará contacto con la base de la máquina en la posición de reposo, buscando evitar que esta produzca cortes o lesiones.

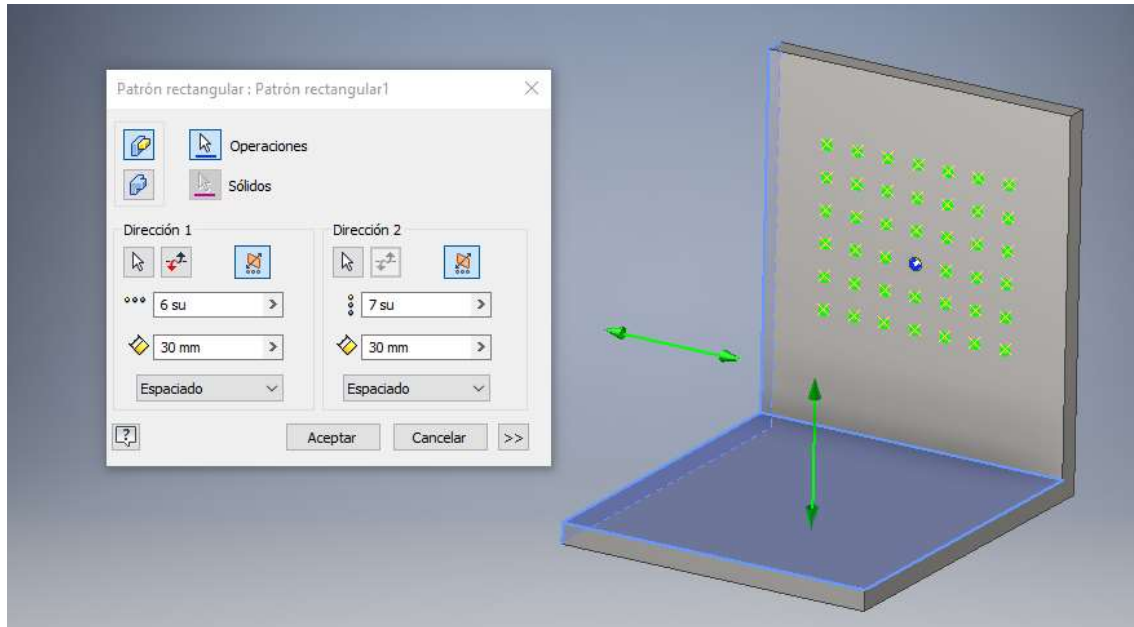


Figura 50. Patrón agujeros silla. Elaboración propia.

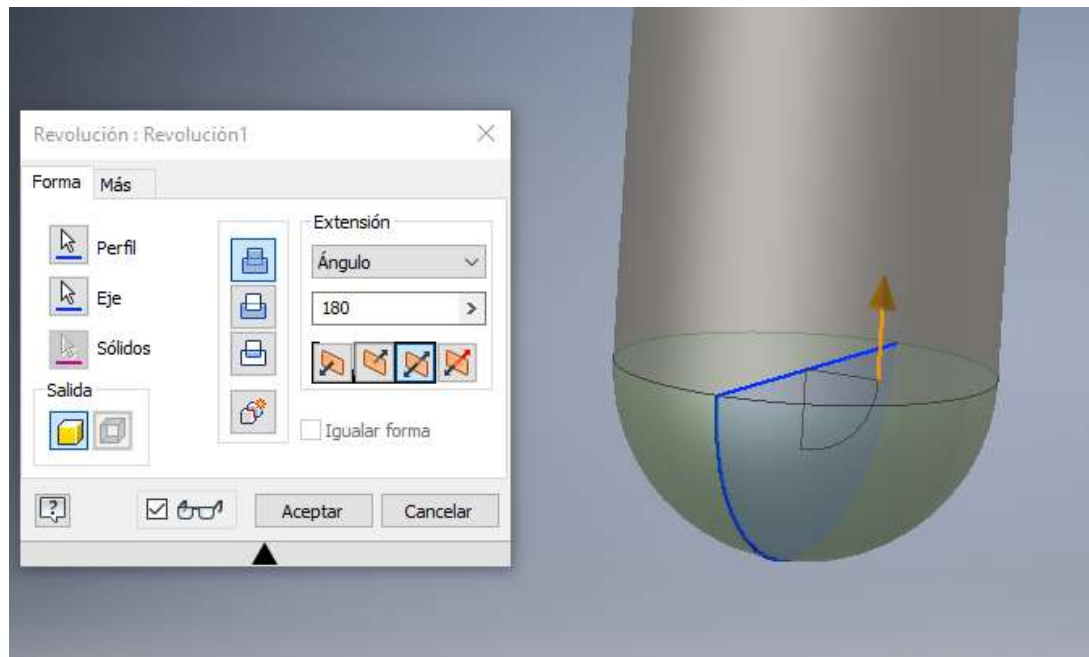


Figura 51. Detalle silla. Elaboración propia.



El conjunto lo completarán las dos barras paralelas inferiores (ambas de 400 mm de longitud), la barra que unirá la superior de dichas paralelas con el mecanismo de agarre (de 1700 mm de longitud), y dicho mecanismo.

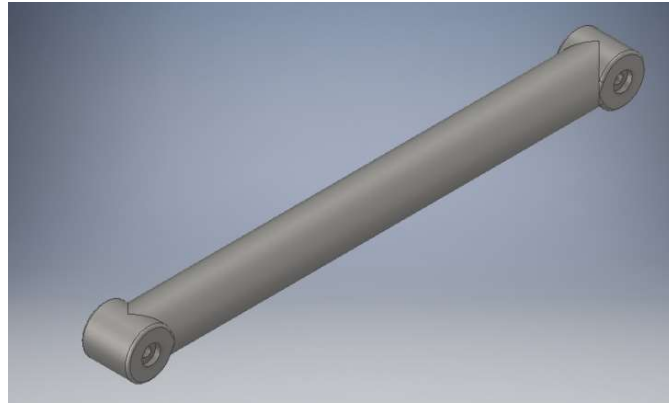


Figura 52. Barra 2. *Elaboración propia.*

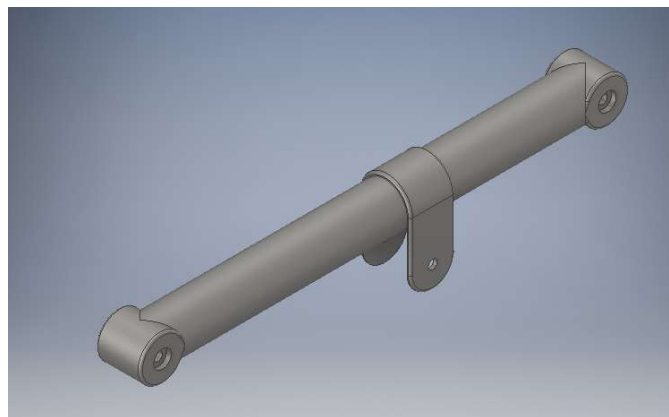


Figura 53. Barra 3. *Elaboración propia.*



Figura 54. Barra 5. *Elaboración propia.*



Aquí nos detenemos a explicar que, en el caso del elemento sobre el cual el usuario realizará la fuerza (el eslabón 6), el diseño respecto al realizado en dos dimensiones sufrirá un cambio, buscando una estética más depurada y mejorar la resistencia del conjunto de cara al futuro análisis de esfuerzos por elementos finitos. Así, la parte superior y las dos barras que empujará el usuario no estarán situadas a 90° formando una "L". No obstante, las distancias verticales y horizontales de los dos enlaces respecto a la de los asideros (lugar donde se aplicará la fuerza) serán las mismas que en nuestro modelo previo en 2D, por lo que no habrá variaciones ni en el movimiento ni en la ergonomía del mecanismo.

Las barras paralelas contarán con un remate estético y de seguridad frente a cortes, similar al de la silla, en la zona de los asideros.



Figura 55. Barra 6. Elaboración propia.

Para su diseño, usaremos la herramienta “barrido”, que permite que un boceto (en este caso nuestro perfil 40x2 mm) siga una trayectoria diseñada por el usuario en un determinado plano.

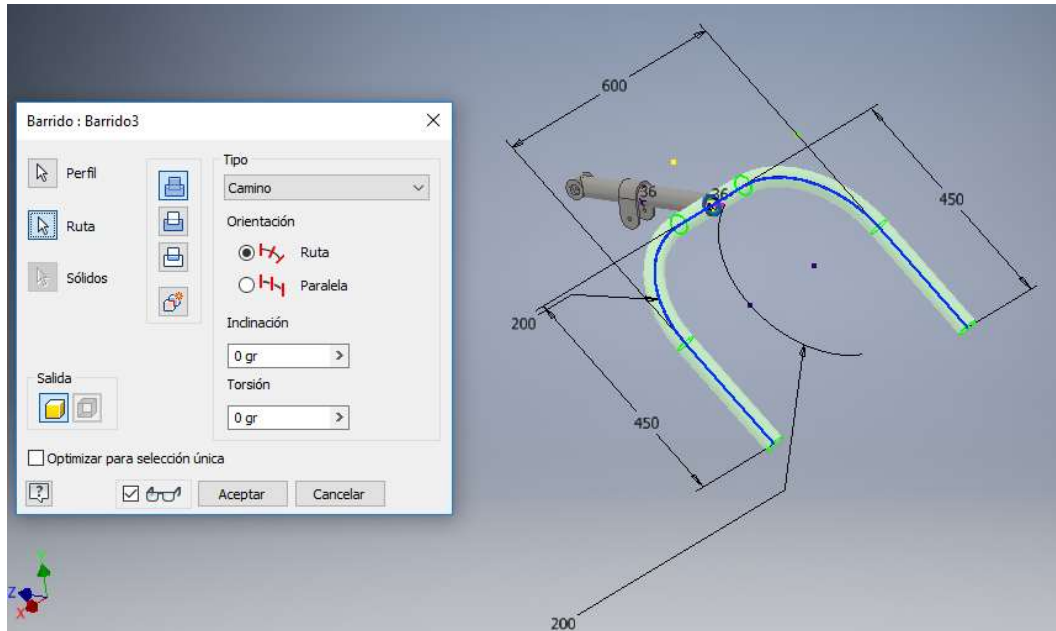


Figura 56. Barrido 1 barra 6. Elaboración propia.

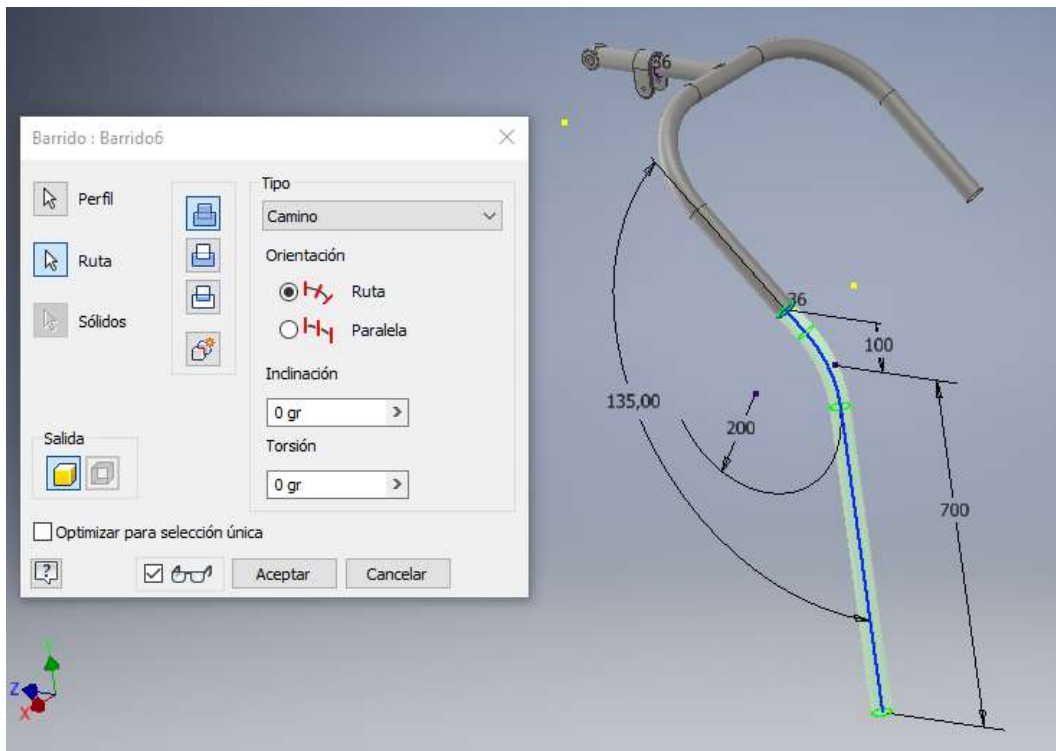


Figura 57. Barrido 2 barra 6. Elaboración propia.



7.4. MONTAJE

En la figura 49 podemos ver una imagen renderizada del montaje final:



Figura 58. *Render montaje mecanismo. Elaboración propia.*

En el árbol de Autodesk Inventor que se observa en la figura 59 podemos ver todos los elementos y las respectivas uniones entre ellos. Observamos que la barra 1 es el único elemento que se encuentra fijo, sin movimiento posible.



Figura 59. Árbol de elementos Autodesk Inventor. Elaboración propia.

Para cerciorarnos de que el montaje es satisfactorio y de que los distintos elementos presentan un movimiento coherente entre sí, activamos la herramienta “solucionador de contactos”, y la opción “conjunto de contactos” en todas las piezas de nuestra máquina. De esta manera, en caso de que alguna unión no estuviese bien diseñada y las partes macho y hembra de los enlaces no encajasen adecuadamente, el software impediría el movimiento relativo de los distintos eslabones. Comprobamos que dicho movimiento es satisfactorio.

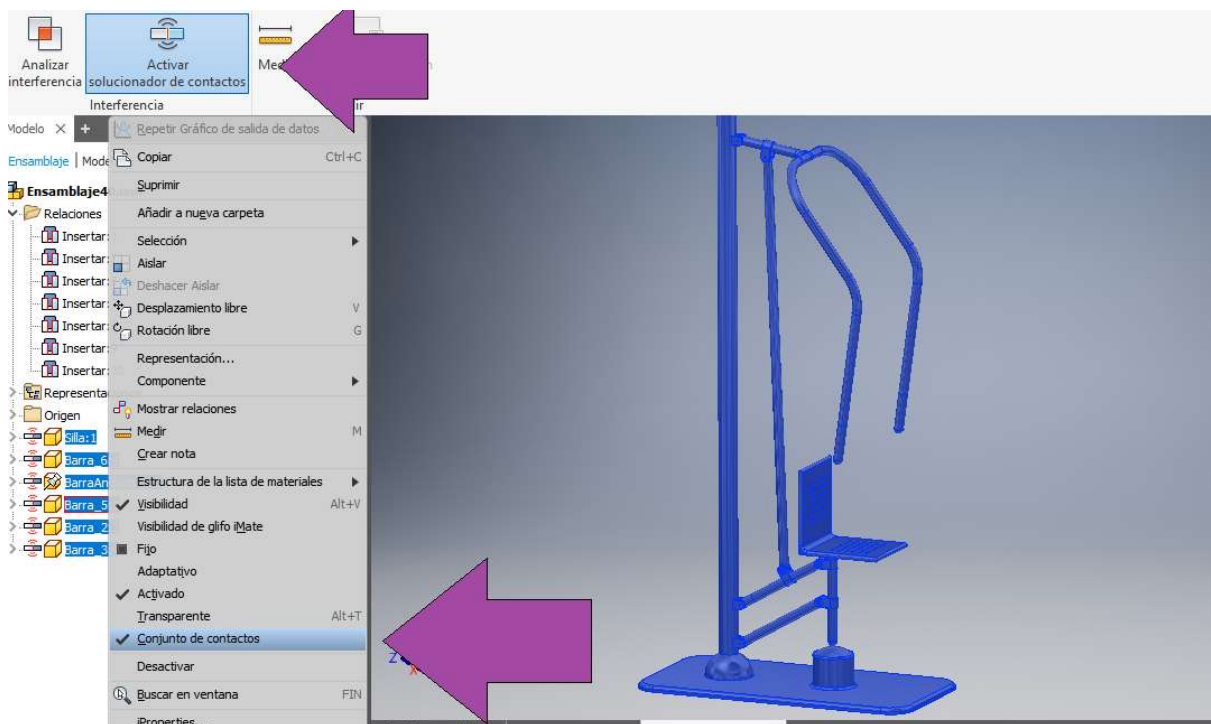


Figura 60. Conjunto de contactos. Autodesk Inventor. Elaboración propia.

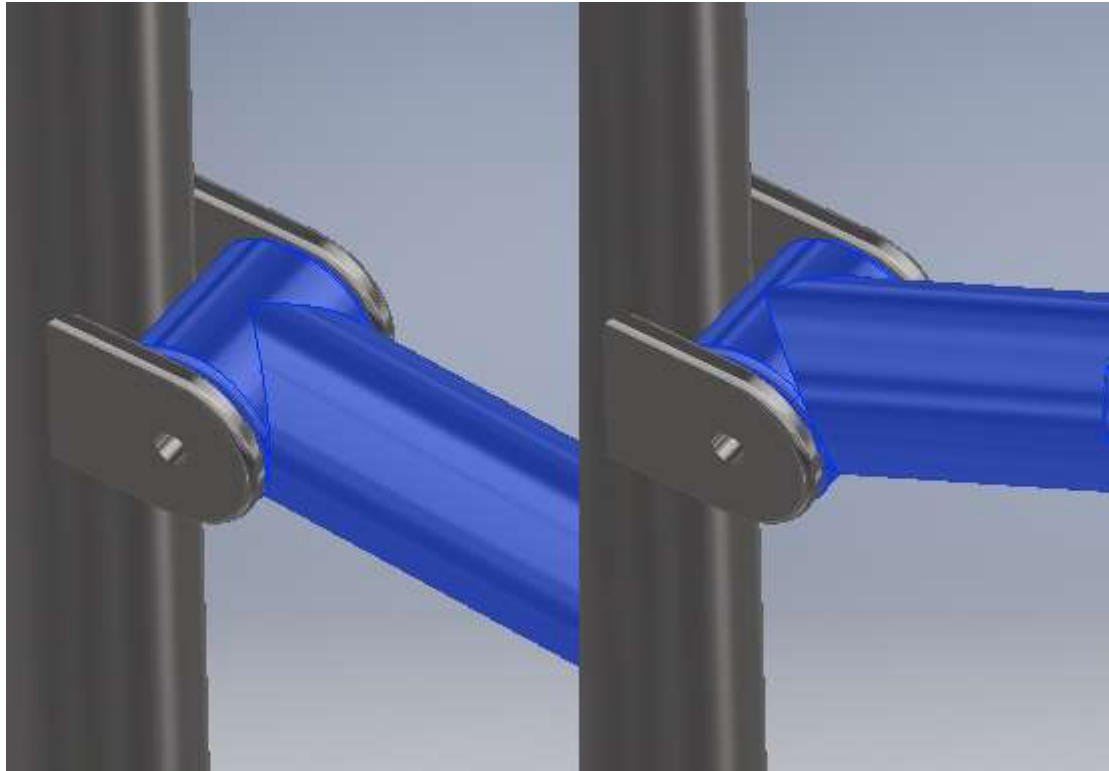


Figura 61. *Movimiento relativo eslabones. Elaboración propia.*



Figura 62. *Movimiento mecanismo. Elaboración propia.*

También nos aseguramos de que en la posición de reposo (en la cual, la barra unida al asiento toca con el saliente de la base), las relativas distancias entre la base, la silla y los asideros de las barras sobre las que se aplicará la fuerza, son



adecuadas. Recordamos los requisitos en base a la ergonomía que definimos en el apartado 6.3:

- Asiento con al menos 550 mm de altura respecto al suelo.
- Punto donde se aplica la fuerza al menos a 400mm del asiento en dirección vertical y a 200mm del respaldo en dirección horizontal.

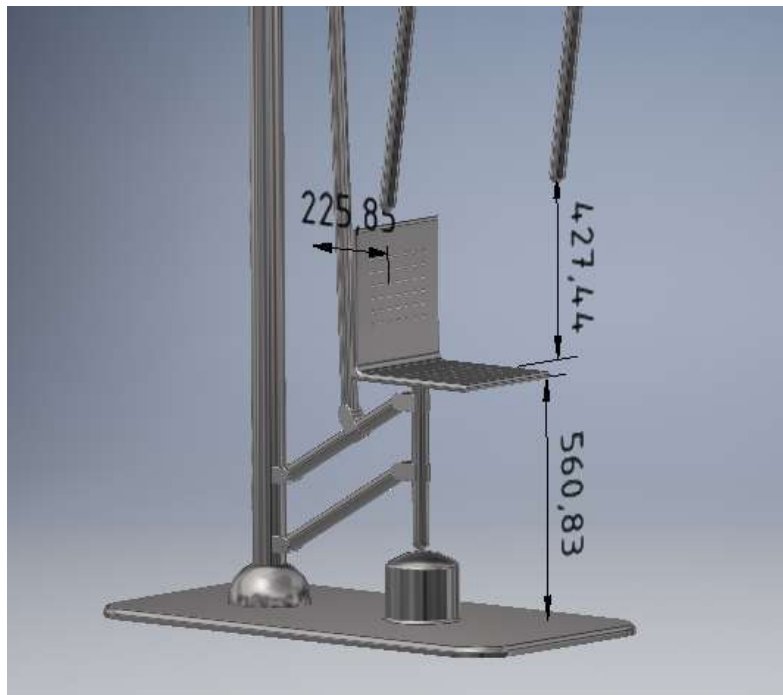


Figura 63. Medidas posición inicial. Elaboración propia.

8. ANÁLISIS DINÁMICO

8.1. MOVIMIENTO DEL MECANISMO

Una vez hemos comprobado que nuestro mecanismo tiene una posición de partida adecuada y que está bien ensamblado, el siguiente paso será analizar el movimiento relativo de unos elementos respecto a los otros. Para ello, dentro del software *Autodesk Inventor*, abriremos el módulo “Análisis dinámico”. Aunque ya hemos comprobado que las piezas tienen un desplazamiento relativo entre ellas, nos aseguraremos de que el mecanismo dispone de un solo grado de movilidad y de que no existen redundancias.

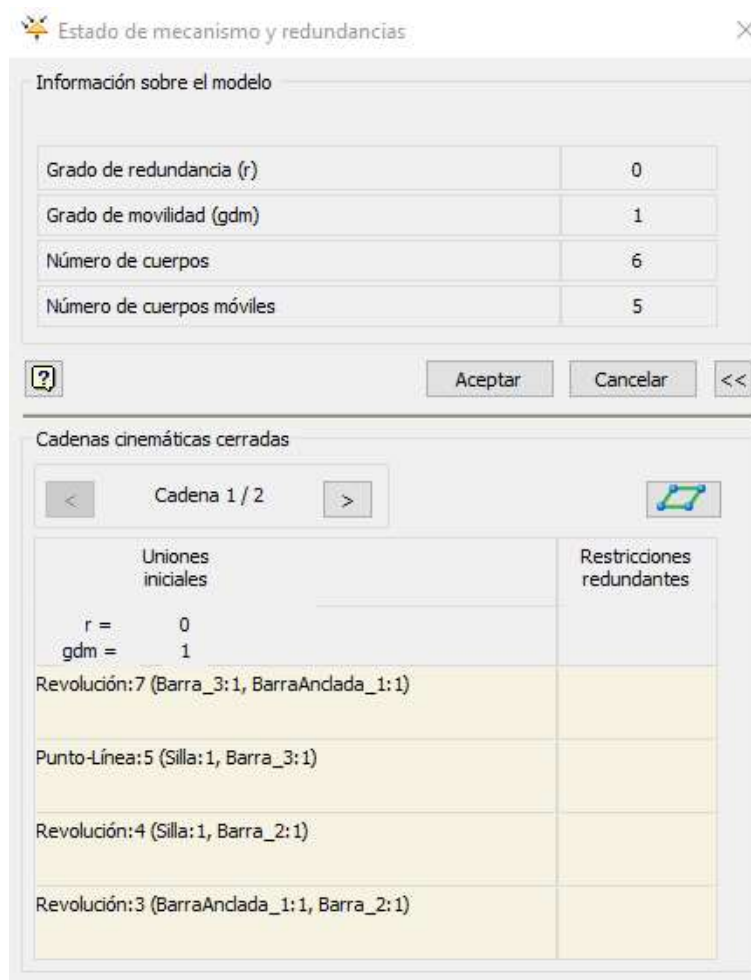


Figura 64. Grados de movilidad. Elaboración propia.

A continuación, procederemos a crear una simulación de uso real, la cual debe resultar satisfactoria cumpliendo los mismos requisitos que nuestro modelo en 2 dimensiones realizado con *Working Model*. Esto supone:

-Distancia recorrida por el punto donde se aplica la fuerza: no más de 400mm en dirección vertical por cada 700mm en dirección horizontal

-Fuerza a aplicar por el usuario: menor del 35% del peso propio del usuario (92,7kg).

$$92,7\text{kg} \times 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \times 0,35 = 318,2854 \text{ N}$$

El primer paso de esta simulación será activar la gravedad, lo cual, unido a que todas las piezas están definidas con un material de una determinada densidad, nos garantizará que el peso de estas influyan en el movimiento del conjunto.

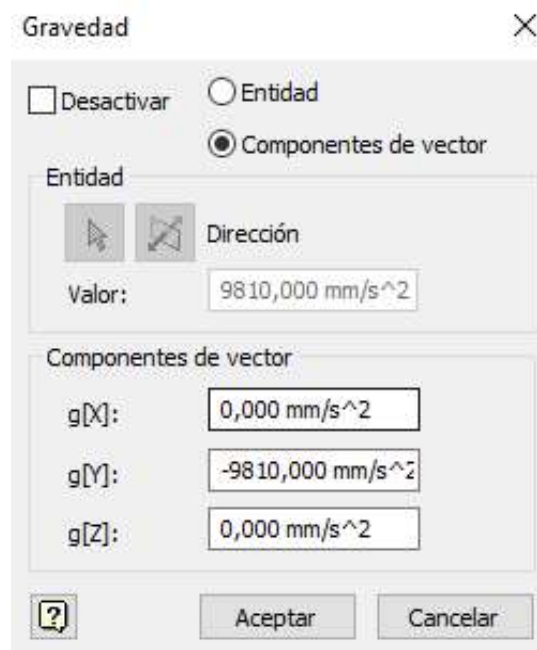


Figura 65. Definición de gravedad. Elaboración propia.

Tras ello, definiremos las diversas fuerzas a las que estará sometido el mecanismo.

Para el peso del usuario, tomaremos como referencia el percentil 95 del estudio citado en anteriores apartados, el cual establece una masa de 92,7kg. Dicha masa es notablemente superior a la del usuario medio que usará nuestro mecanismo, lo cual es positivo a la hora de establecer coeficientes de seguridad conservadores en los análisis dinámicos y de esfuerzos.

De cara a alcanzar unos resultados realistas, consideraremos que un 90% del peso del usuario se aplica sobre el asiento con un componente vertical y que el 10% restante se aplica sobre el respaldo en dirección horizontal. De esta manera obtenemos las fuerzas a definir en nuestro software:

$$92,7\text{kg} \times 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \times 0,9 = 818,448 \text{ N aplicados verticalmente sobre el asiento}$$

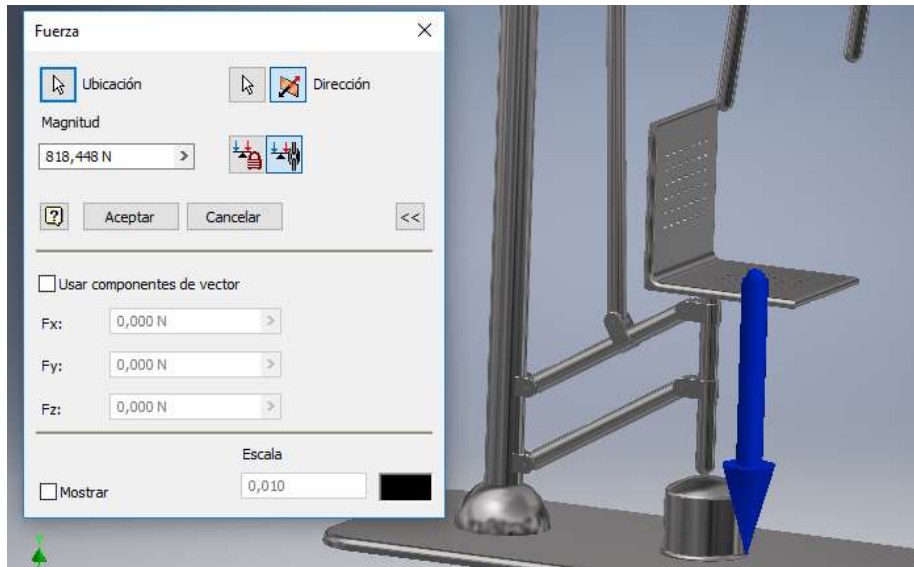


Figura 66. Fuerza base asiento. Elaboración propia.

$$92,7\text{kg} \times 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \times 0,1 = 90,939 \text{ N aplicados horizontalmente sobre el respaldo}$$

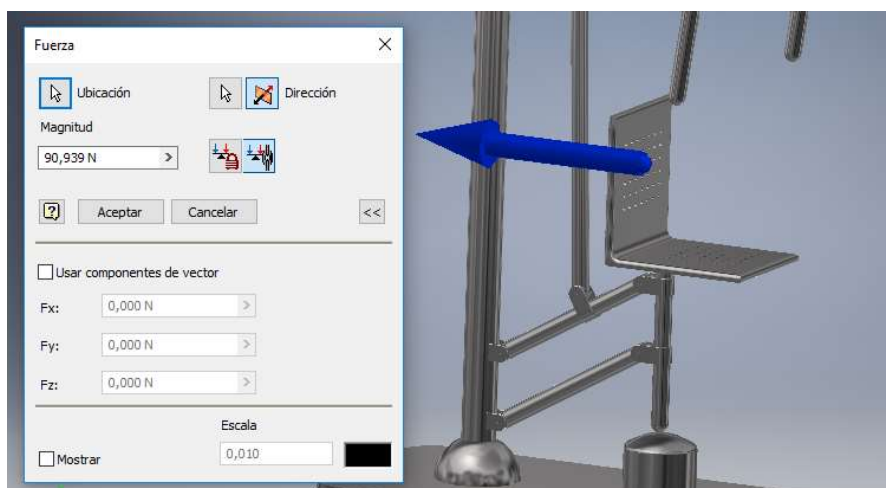


Figura 67. Fuerza respaldo. Elaboración propia.

Las siguientes fuerzas que introduciremos son las que ejercerá el usuario sobre las dos barras al empujarlas. Para la configuración actual, con el software “Working Model” extrajimos que la fuerza necesaria para que los puños recorriesen una distancia de al menos 700mm en dirección horizontal era de 290N, por lo que definiremos una fuerza de 145N en cada barra.

$$\frac{290N}{2 \text{ barras}} = 145 N \text{ por barra}$$

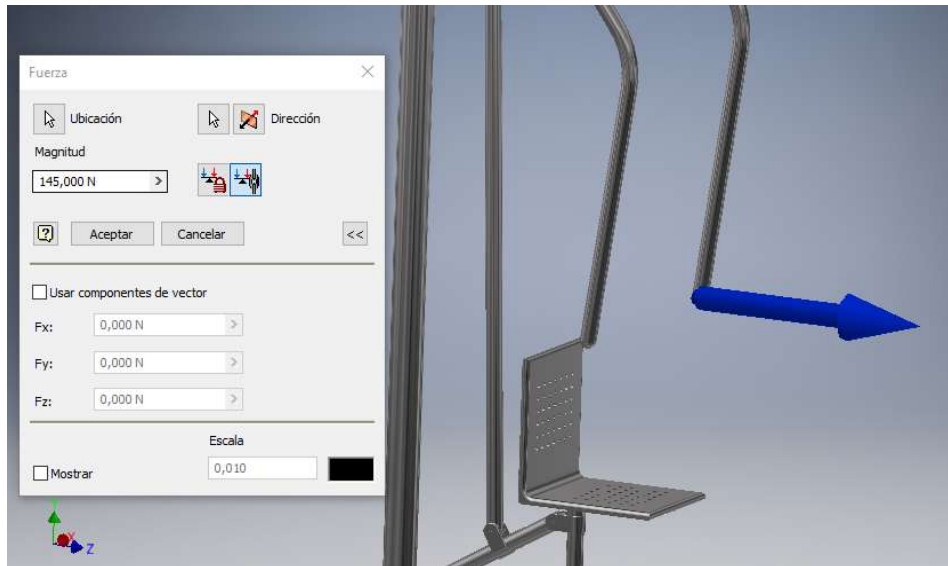


Figura 68. Fuerza usuario 1. Elaboración propia.

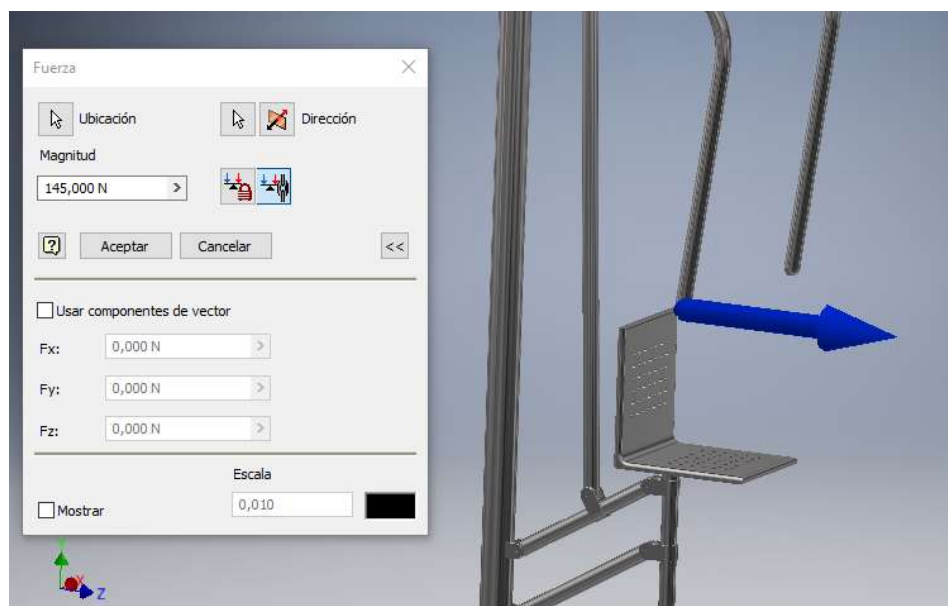


Figura 69. Fuerza usuario 2. Elaboración propia.



Tras haber definido todos los elementos de la simulación, ejecutamos esta y analizamos los resultados. Definiremos el instante final a los 0,7 seg de comenzar el movimiento, tiempo que se ajusta al movimiento que realizaría una persona en una situación real con una de estas máquinas, y comprobaremos que en ese instante (momento en el que se deja de aplicar fuerza), la distancia recorrida por los puños es la de un brazo totalmente estirado. También evaluaremos la trayectoria seguida por los distintos eslabones y la diferencia entre la posición final e inicial.

Instante inicial

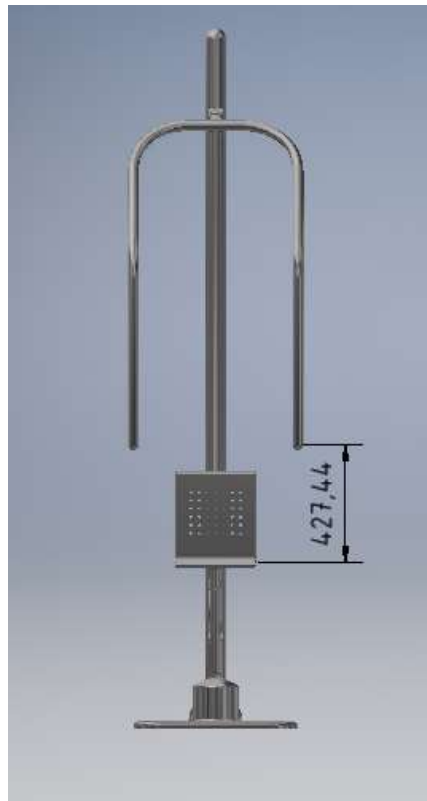


Figura 70. Movimiento $t=0s$. Vista 1. Elaboración propia.



Figura 71. Movimiento $t=0s$. Vista 2. Elaboración propia.

Instante final

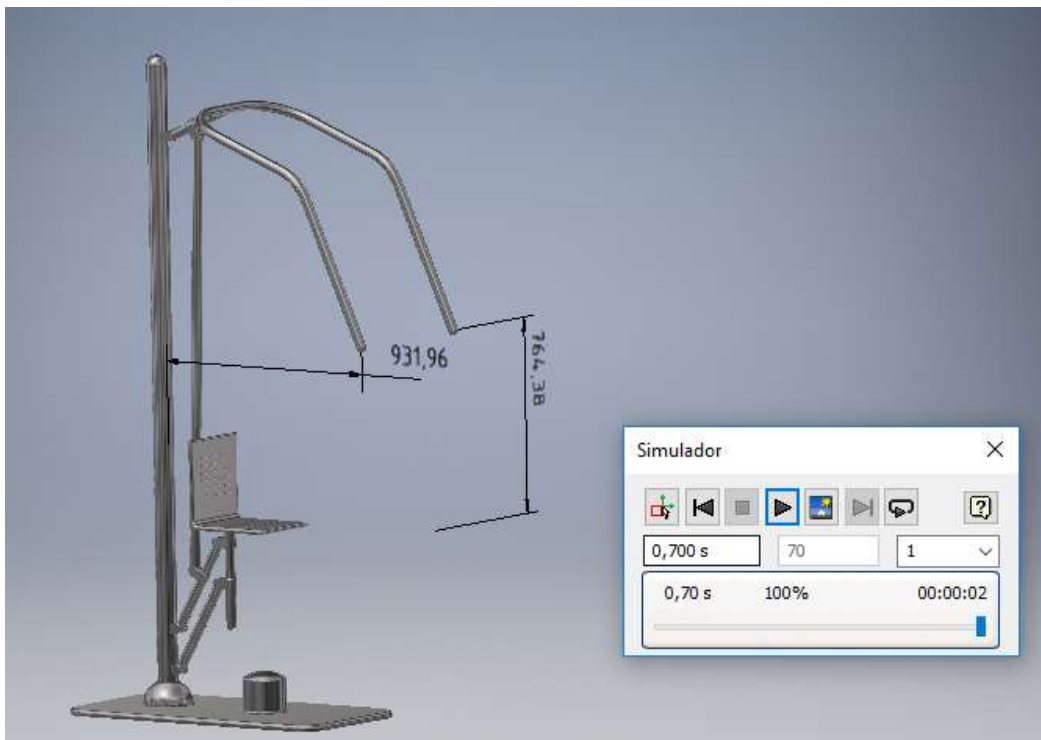


Figura 72. Movimiento $t=0,7s$. Vista 1. Elaboración propia.

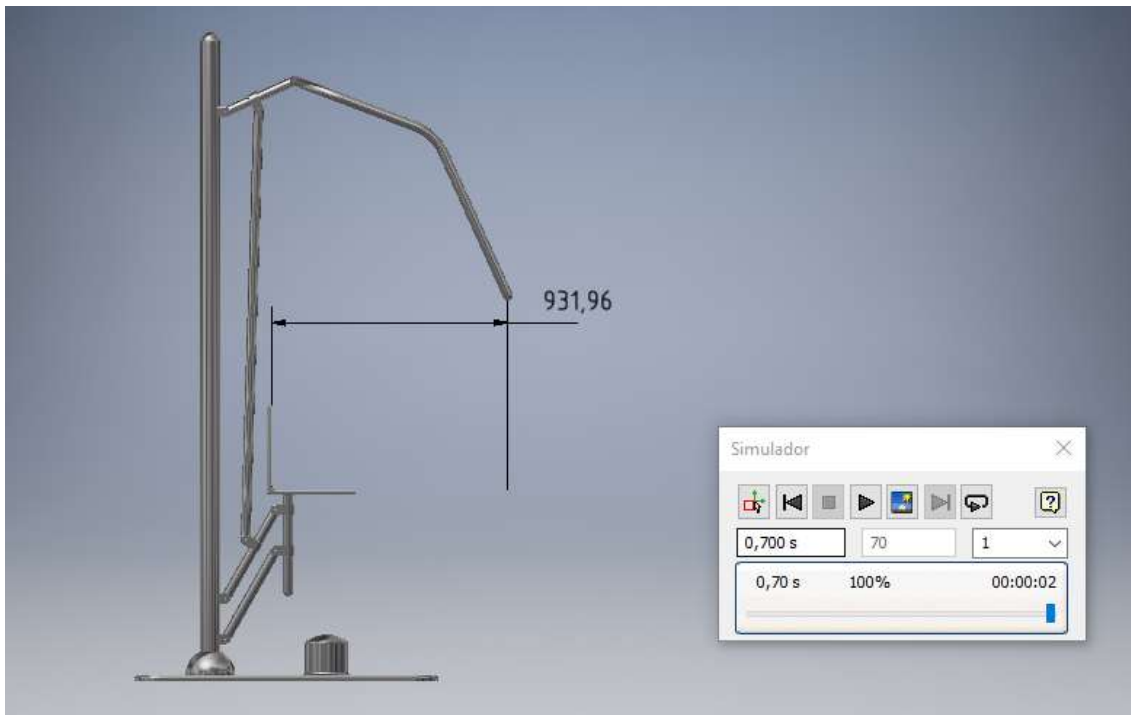


Figura 73. Movimiento $t=0,7s$. Vista 2. Elaboración propia.

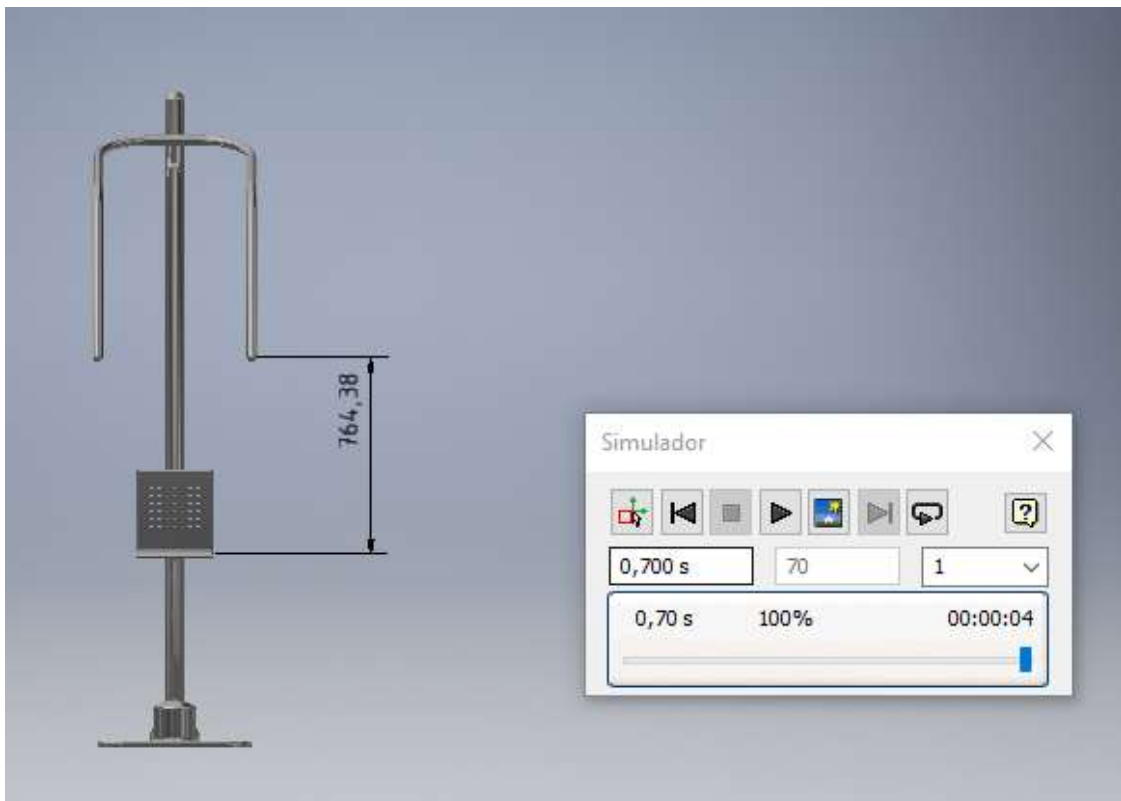


Figura 74. Movimiento $t=0,7s$. Vista 3. Elaboración propia.



De las anteriores figuras extraemos los siguientes resultados:

- La distancia horizontal que recorre el puño del usuario es de:

$$931,96mm - 225,85 mm = 706,11 mm$$

- La distancia horizontal que recorre el puño del usuario es de:

$$764.386mm - 424,44 mm = 339,94 mm$$

Todo ello tras realizar una fuerza de 290N durante 0,7 segundos de duración. Todos los datos extraídos entran dentro de los objetivos iniciales que estábamos buscando, ya que:

- La fuerza necesaria para iniciar el movimiento del mecanismo es menor al 35% del peso del usuario.
- En el instante de tiempo dado y aplicando dicha fuerza, el puño del usuario recorre horizontalmente una distancia superior a 700mm, lo que, basándonos en el percentil 50 del estudio antropológico en el que estamos apoyándonos en este trabajo, supone que el brazo se encuentre totalmente estirado.
- En ese mismo instante de tiempo, la distancia vertical que recorre el puño, no es superior a los 350mm, lo que hace que el movimiento del usuario sea coherente y ejercite los grupos musculares requeridos.

Podemos concluir, por tanto, que el resultado de la simulación es satisfactorio.

8.2. FUERZAS Y MOMENTOS

En la siguiente parte de nuestro proyecto pasaremos a analizar el tursor de enlace de todas las uniones, es decir, las fuerzas resultantes y los momentos que aparecen en ellas y su evolución durante el funcionamiento del mecanismo. El objetivo de esta etapa no es solo comprobar que estos sean coherentes, demostrando así que el mecanismo está diseñado de forma óptima, sino obtener los valores más elevados registrados. Estos valores máximos serán útiles de cara al

posterior análisis de las estructuras por elementos finitos y a dimensionar los rodamientos que incorporaremos en los ejes en la etapa final del proyecto.

Antes de lanzarnos a analizar las distintas fuerzas y momentos presentes en cada uno de los enlaces del mecanismo, nos detenemos a explicar que el software nos dará el valor de estos en cada una de las tres componentes de dichos enlaces. En la figura 75, podemos distinguir entre componente X (una flecha), componente Y (dos flechas) y componente Z (tres flechas).

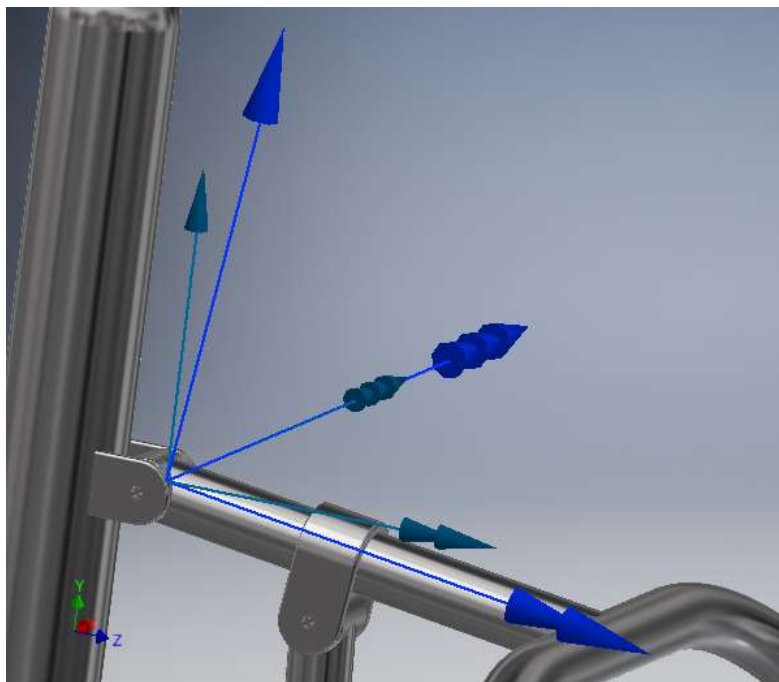


Figura 75. Ejes enlace 1-6. Elaboración propia.

La dirección y sentido de las componentes X e Y cambiarán en los distintos enlaces, sin tener esto una mayor relevancia, ya que consideraremos ambas como esfuerzos radiales. Sin embargo, sí que debemos dejar claro que la componente z siempre tendrá la misma dirección, aquella en la que el mecanismo no presenta movimiento relativo. Los valores de los esfuerzos en esta componente deberán ser, si el diseño de nuestra máquina es el correcto, muy inferiores a los de las otras dos, o incluso nulos.

8.2.1. ENLACE 3-5

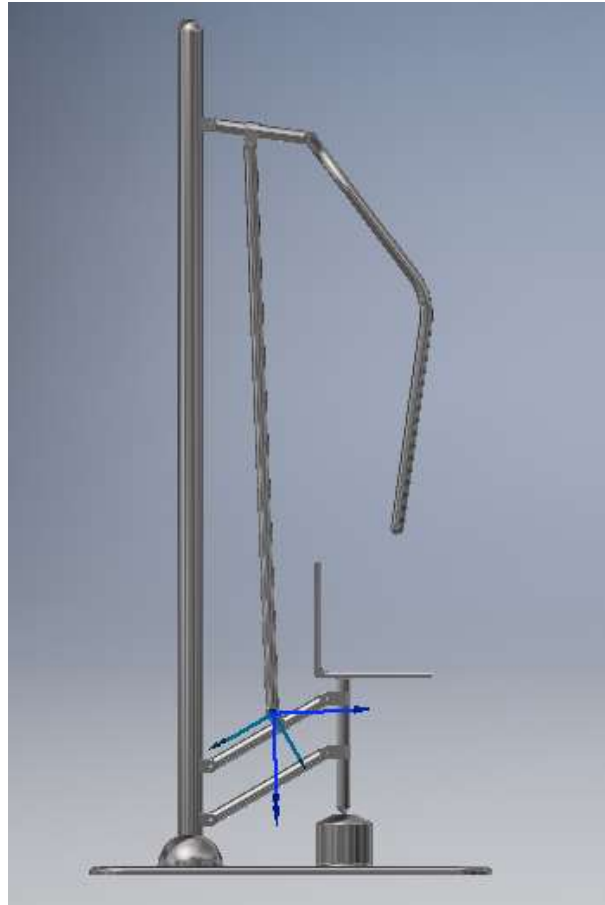


Figura 76. Enlace 3-5. Elaboración propia.

Fuerzas

En la figura 77, observamos una oscilación entre unos 2100 y 2300 N de fuerza en la componente Y del enlace, con un máximo de 2295,67 N. Pese a aparecer con sentido negativo, a partir de ahora consideraremos todos los valores recogidos en las tablas de valor absoluto, pues para nuestro estudio carece de relevancia el sentido de la fuerza o del momento dentro de una componente. A su vez, cabe señalar que, aunque no aparecen en las gráficas, las unidades del eje vertical siempre serán los *Newton* para las fuerzas, y los *Newton/milímetro* para los momentos.

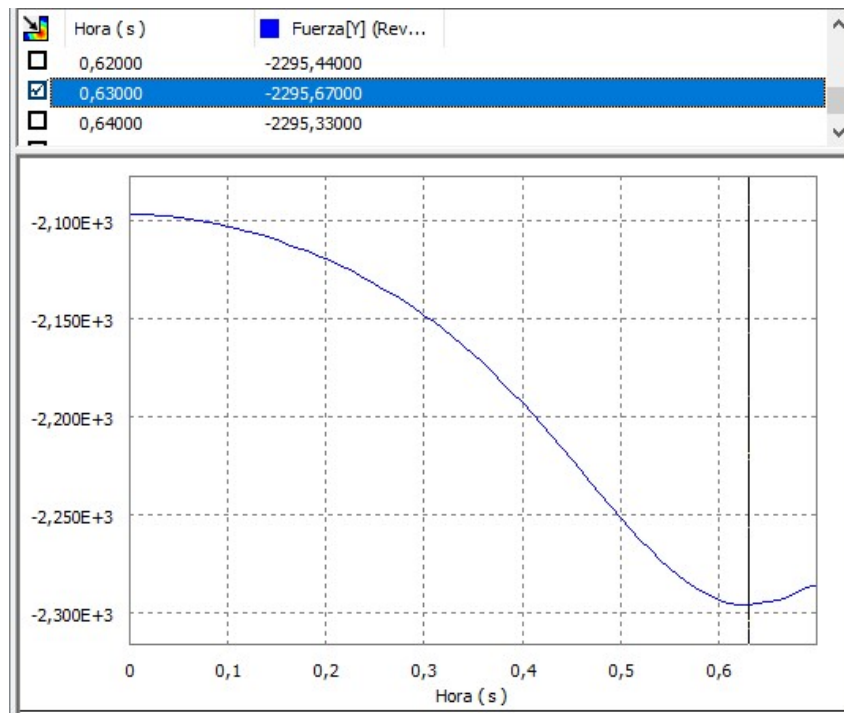


Figura 77. Fuerza Y enlace 3-5. Elaboración propia

La parte superior de la gráfica, la cual indica los valores de la fuerza para cada instante de tiempo, será obviada en las siguientes figuras.

En la componente X del enlace, observamos una oscilación entre 0,5 y -1,2 N de fuerza, valores casi despreciables.

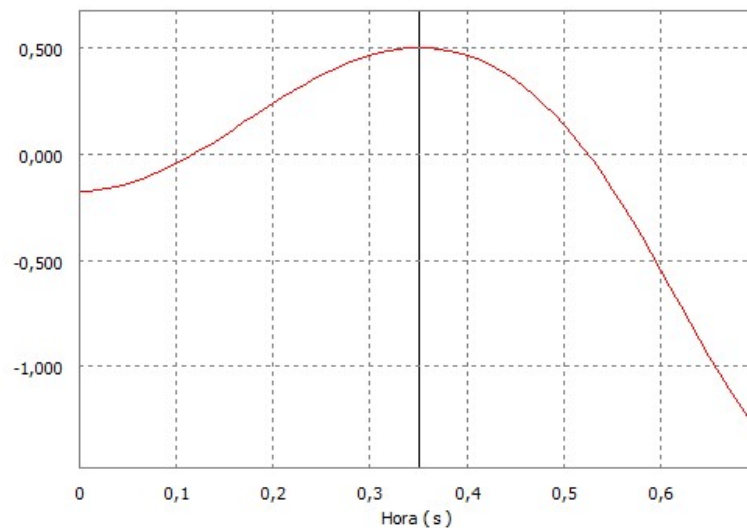


Figura 78. Fuerza X enlace 3-5. Elaboración propia.

En la componente Z, no existe ninguna fuerza.

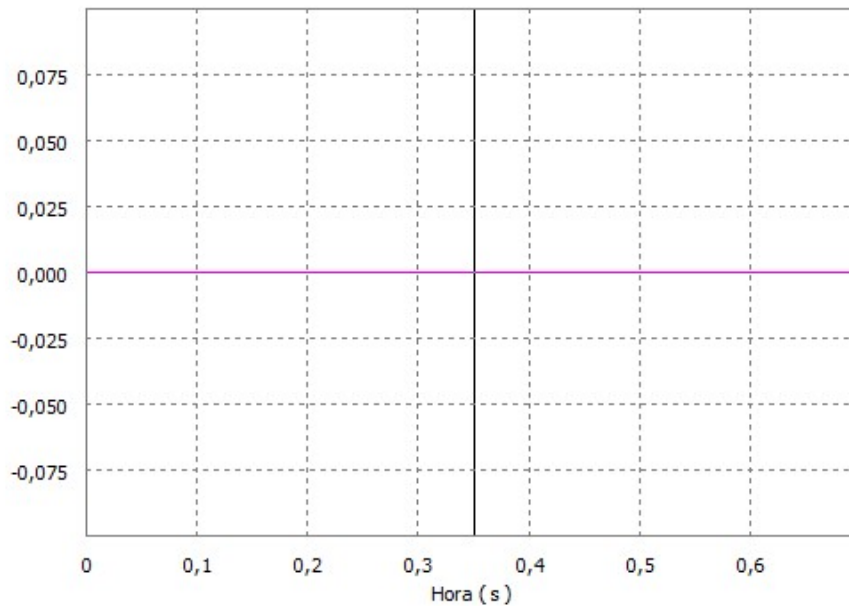


Figura 79. Fuerza Z enlace 3-5. Elaboración propia.

Momentos

Observamos una oscilación en el valor del momento entre unos 700 y 830 N/mm en la componente X del enlace, con un máximo de 826,85 N/mm. En la componente Y esta oscilación es menor y siempre con valores más reducidos, siendo su máximo de 29,9N/mm.

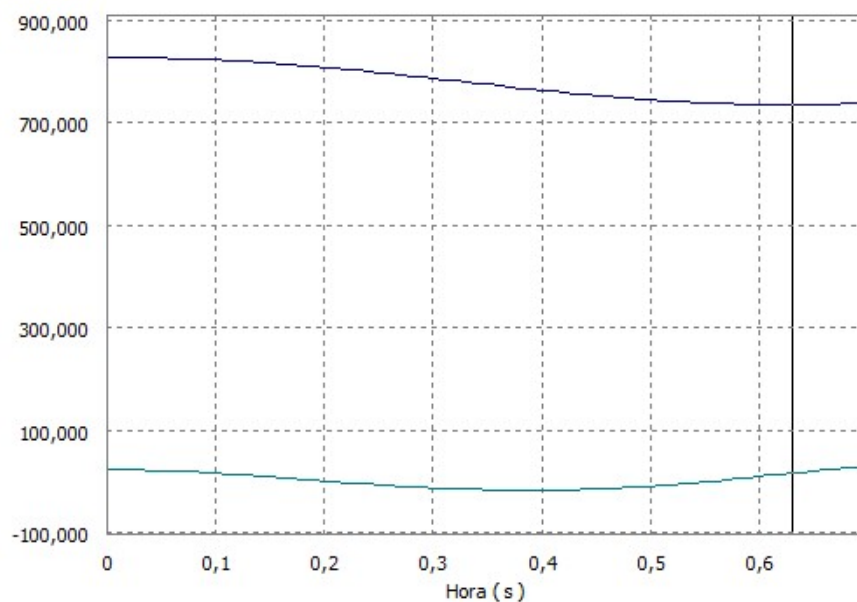


Figura 80. Momento X e Y enlace 3-5. Elaboración propia.

En la componente Z el valor del momento es 0 en todo instante de tiempo. A partir de ahora, en el resto de enlaces a analizar, no adjuntaremos las gráficas de esta componente tanto como para fuerzas como para momentos, pues su valor será siempre nulo.

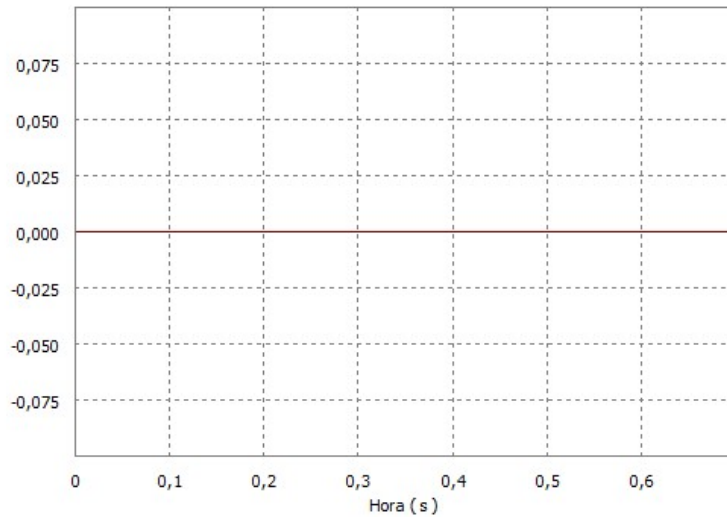


Figura 81. Momento Z enlace 3-5. Elaboración propia.

8.2.2. ENLACE 5-6



Figura 82. Enlace 5-6. Elaboración propia.

Fuerzas

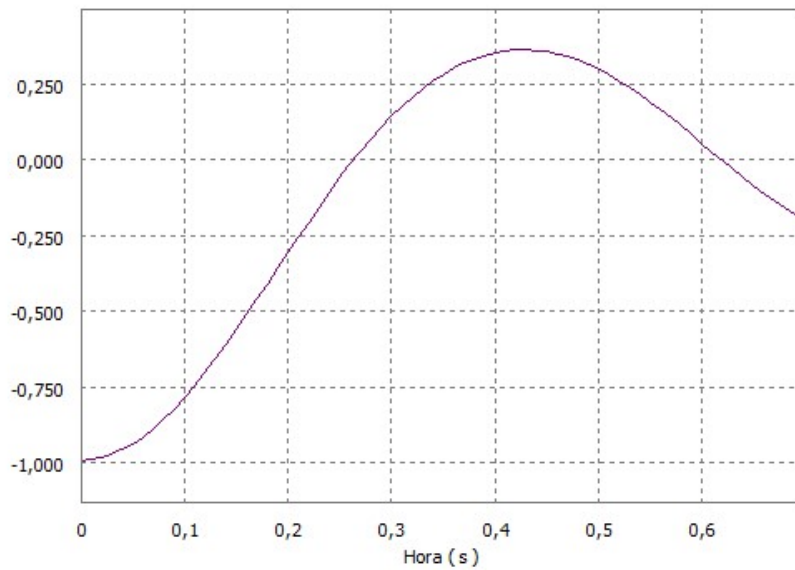


Figura 83. Fuerza X enlace 5-6. Elaboración propia.

Observamos una oscilación entre -1 y 0,27 N de fuerza en la componente X del enlace, valores casi despreciables.

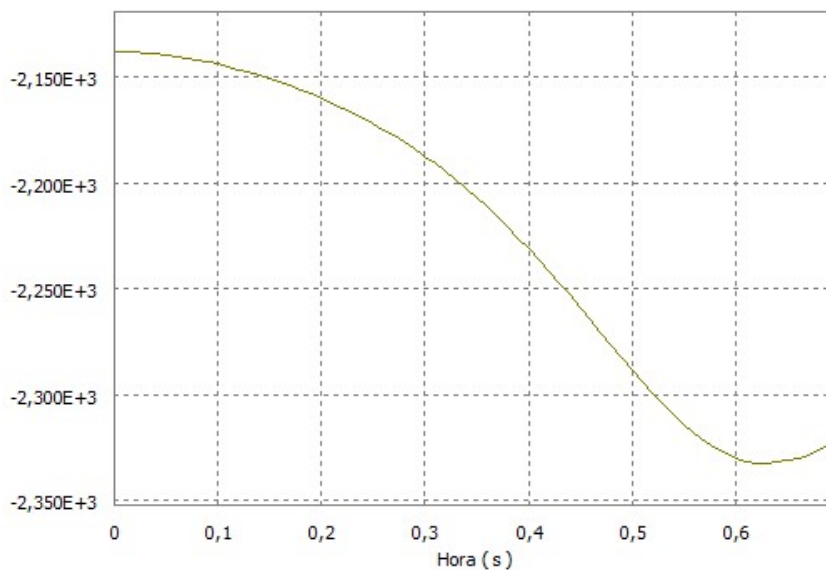


Figura 84. Fuerza Y enlace 5-6. Elaboración propia.

Observamos una oscilación entre unos 2150 y 2330 N de fuerza en la componente Y del enlace, con un máximo de 2332,45 N.

En la componente Z no existe ninguna fuerza.

Momentos

Observamos una oscilación en el valor del momento entre los 40000 y los 47000 N/mm en la componente X del enlace, con un máximo de 46648,89 N/mm. En la componente Y la magnitud del momento es prácticamente despreciable en cualquier instante.

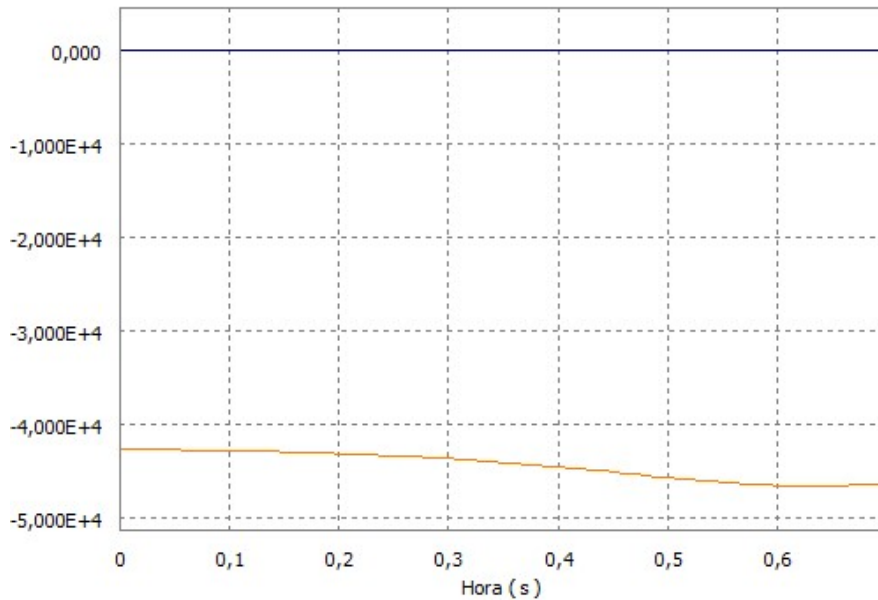


Figura 85. Momento X e Y enlace 5-6. Elaboración propia.

8.2.3. ENLACE 1-3



Figura 86. Enlace 1-3. Elaboración propia.

Fuerzas

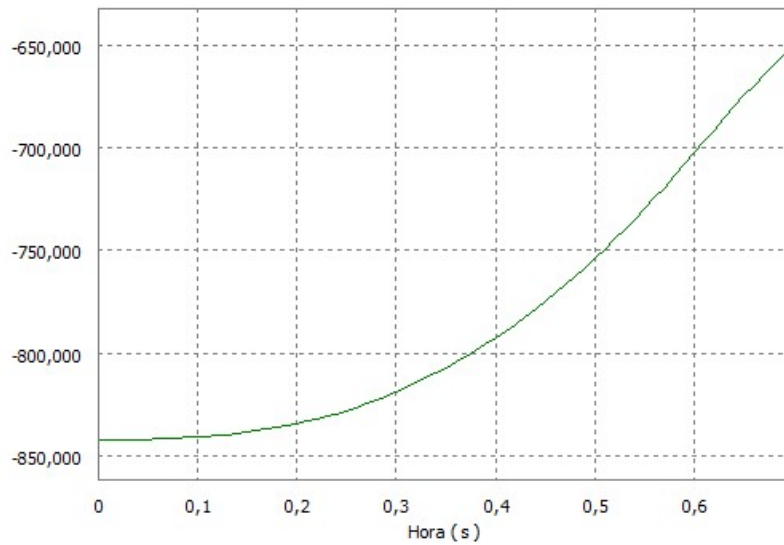


Figura 87. Fuerza X enlace 1-3. Elaboración propia.

Observamos una oscilación entre unos 840 y 650 N de fuerza en la componente X del enlace, con un máximo de 841,892 N.

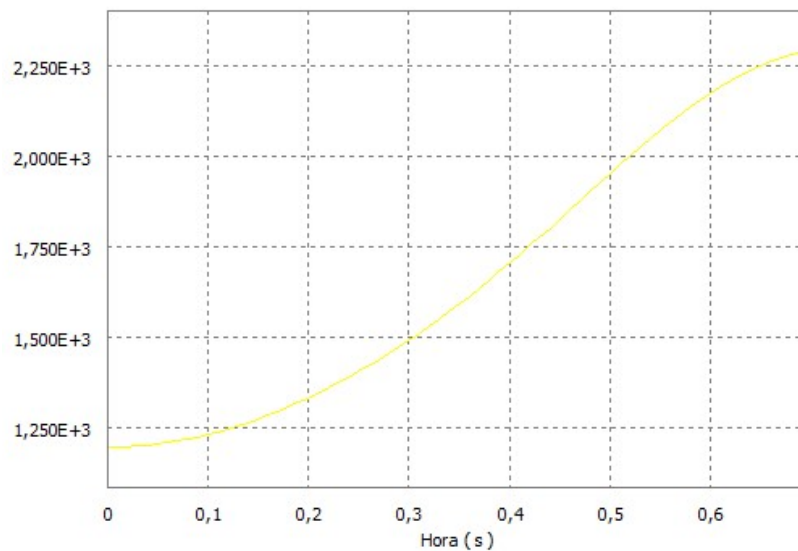


Figura 88. Fuerza Y enlace 1-3. Elaboración propia.

Observamos una oscilación entre unos 1240 y 2300 N de fuerza en la componente Y del enlace, con un máximo de 2294,33 N.

En la componente Z no existe ninguna fuerza.

Momentos

Observamos una oscilación en el valor del momento entre unos 25000 y 60000 N/mm en la componente X del enlace, con un máximo de 59530,6 N/mm. A su vez, en la componente Y la oscilación se produce entre unos 55000 y 35000 N/mm, siendo su máximo de 54671 N/mm. El valor del momento en la componente Z es siempre nulo.

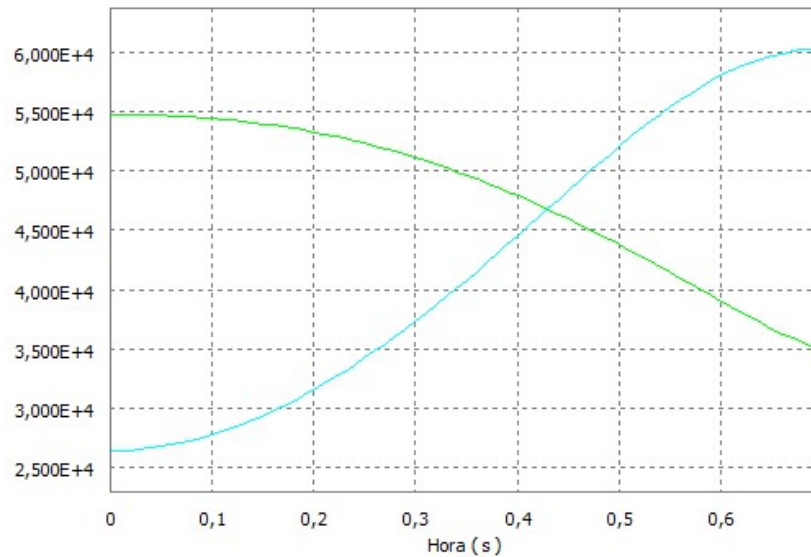


Figura 89. Momento X e Y enlace 1-3. Elaboración propia.

8.2.4. ENLACE 1-2



Figura 90. Enlace 1-2. Elaboración propia.

Fuerzas

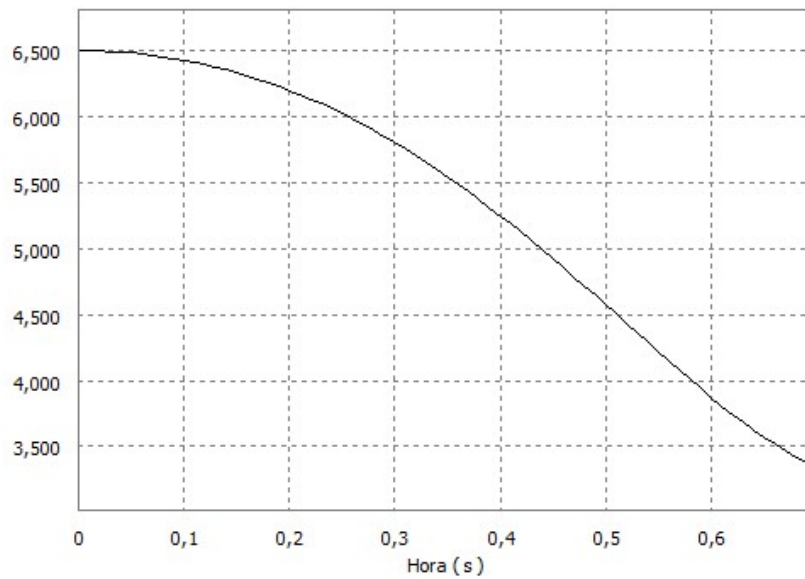


Figura 91. Fuerza X enlace 1-2. Elaboración propia.

Observamos una oscilación entre unos 6,5 y 3,3 N de fuerza en la componente X del enlace, valores casi despreciables.

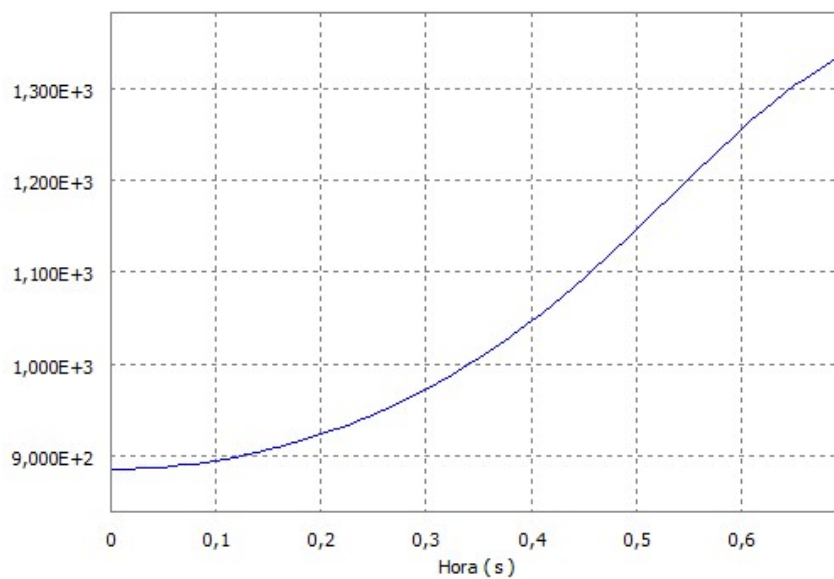


Figura 92. Fuerza Y enlace 1-2. Elaboración propia.

Observamos una oscilación entre unos 900 y 1350 N de fuerza en la componente Y del enlace, con un máximo de 1332,81 N.

En la componente Z no existe ninguna fuerza.

Momentos

Observamos una oscilación en el valor del momento entre los 1000 y los 7000 N/mm en la componente X del enlace, con un máximo de 1338,63 N/mm. En la componente Y la magnitud del momento es prácticamente despreciable en cualquier instante, así como en la componente Z.

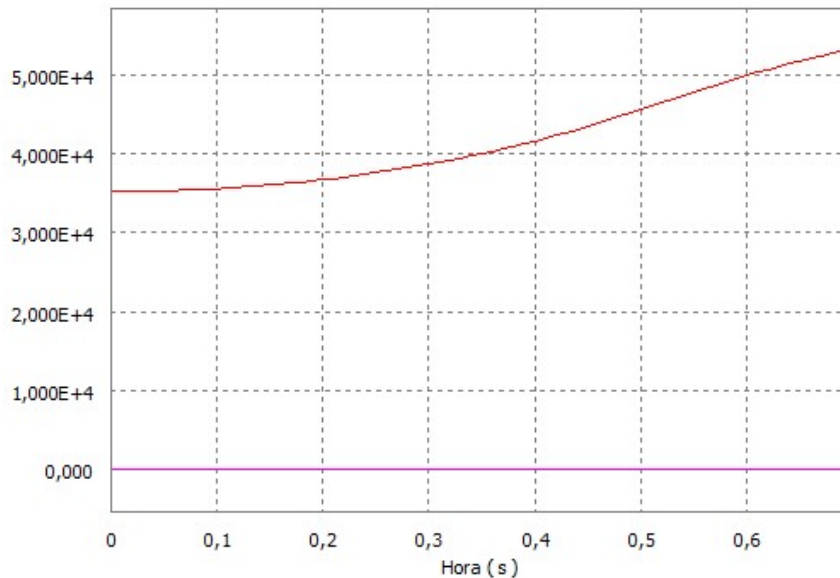


Figura 93. Momento X e Y enlace 1-2. Elaboración propia.

8.2.5. ENLACE 1-6



Figura 94. Enlace 1-6. Elaboración propia.

Fuerzas

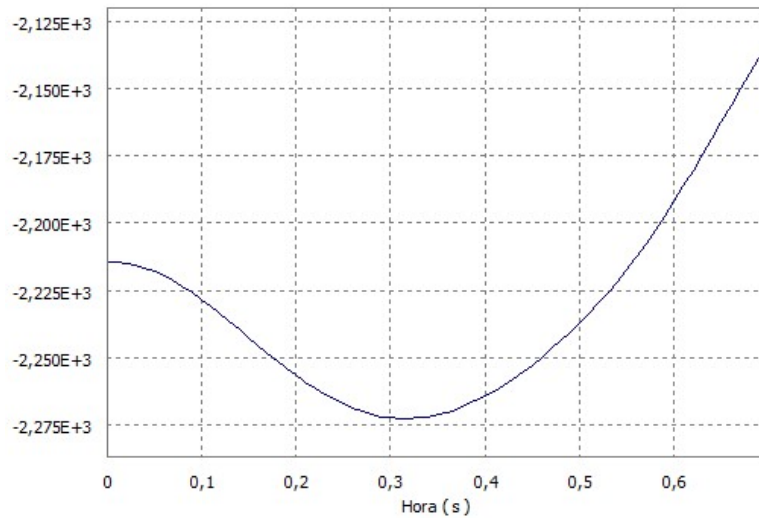


Figura 95. Fuerza X enlace 1-6. Elaboración propia.

Observamos una oscilación entre unos 2215 y 2125 N de fuerza en la componente X del enlace, con un máximo de 2272,66 N.

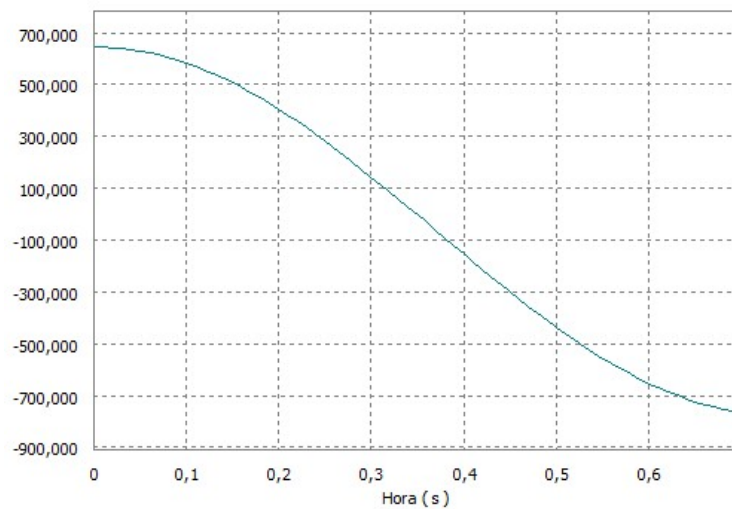


Figura 96. Fuerza Y enlace 1-6. Elaboración propia.

Observamos una oscilación entre unos 700 y -760 N de fuerza en la componente Y del enlace, con un máximo de 765,098.

En la componente Z no existe ninguna fuerza.

Momentos

Observamos una oscilación en el valor del momento entre 5000 y 6000 N/mm en la componente X del enlace, con un máximo de 5550,62 N/mm. En la componente Y esta oscilación es menor y siempre con valores más reducidos, siendo su máximo de 2230,07 N/mm. El valor del momento en la componente Z es siempre nulo.

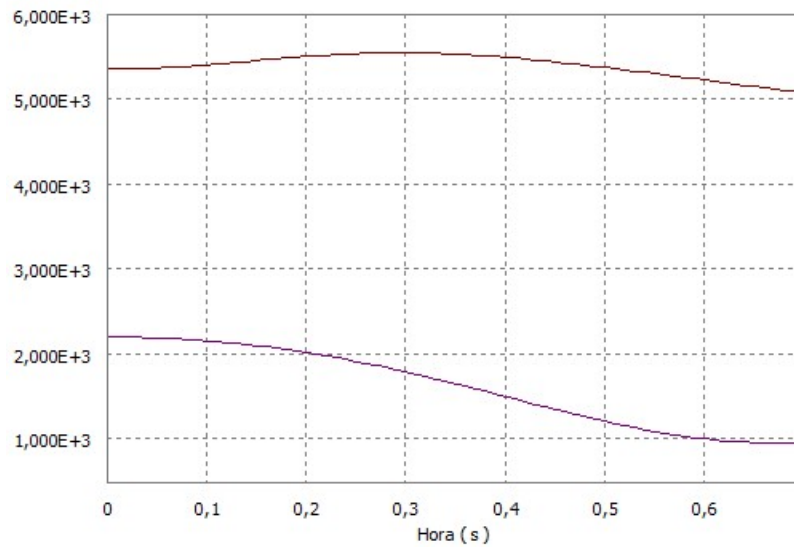


Figura 97. Momento X e Y enlace 1-6. Elaboración propia.

8.2.6. ENLACE 3-4

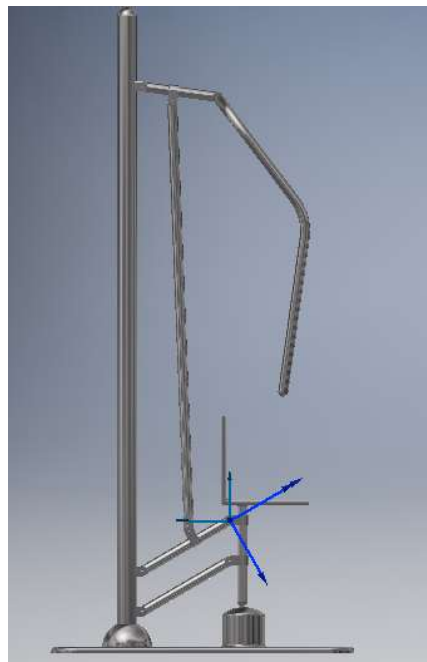


Figura 98. Enlace 3-4. Elaboración propia.

Fuerzas

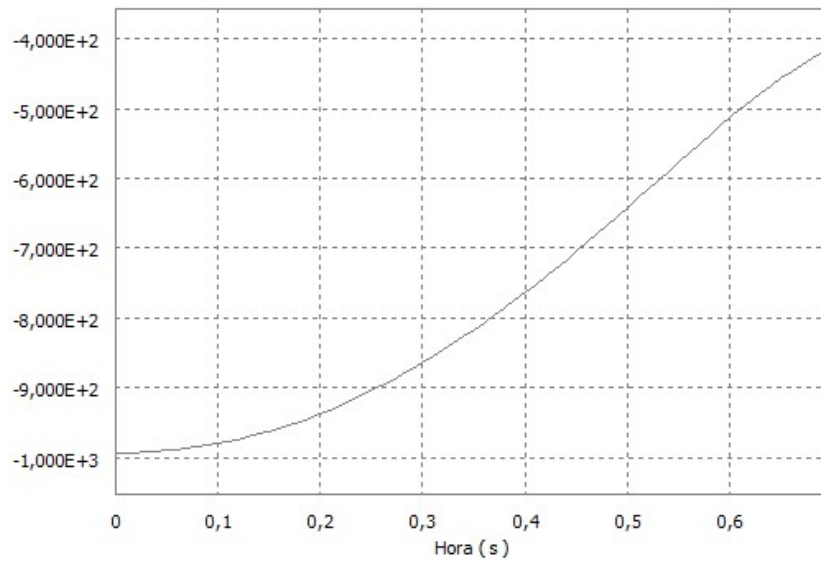


Figura 99. Fuerza X enlace 3-4. Elaboración propia.

Observamos una oscilación entre unos 400 y 1000 N de fuerza en la componente X del enlace, con un máximo de 993,156 N.

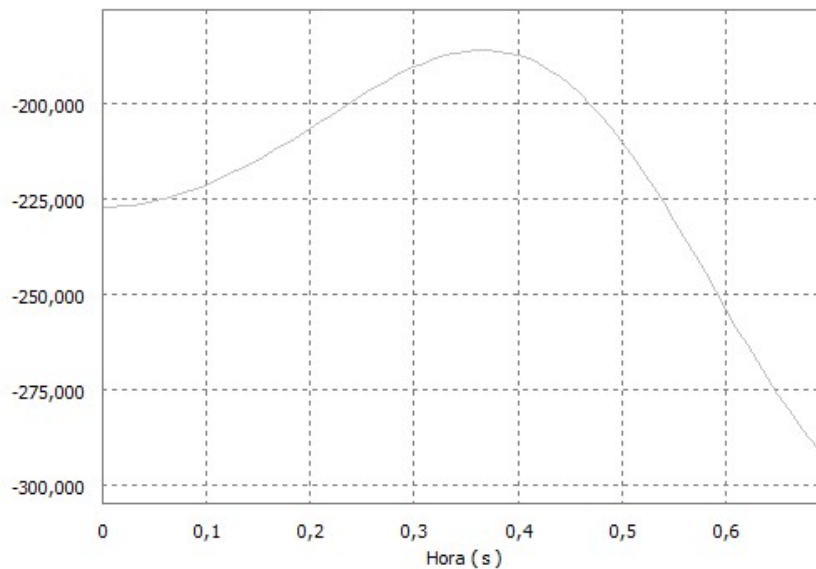


Figura 100. Fuerza Y enlace 3-4. Elaboración propia.

Observamos una oscilación entre unos 225 y 300 N de fuerza en la componente Y del enlace, con un máximo de 293,809 N.

En la componente Z no existe ninguna fuerza.

Momentos

Observamos una oscilación en el valor del momento entre unos 12500 y 20000 N/mm en la componente X del enlace, con un máximo de 20643,4 N/mm. A su vez, en la componente Y la oscilación se produce entre unos 7500 y 21000N/mm, siendo su máximo de 19718,9 N/mm. El valor del momento en la componente Z es siempre nulo.

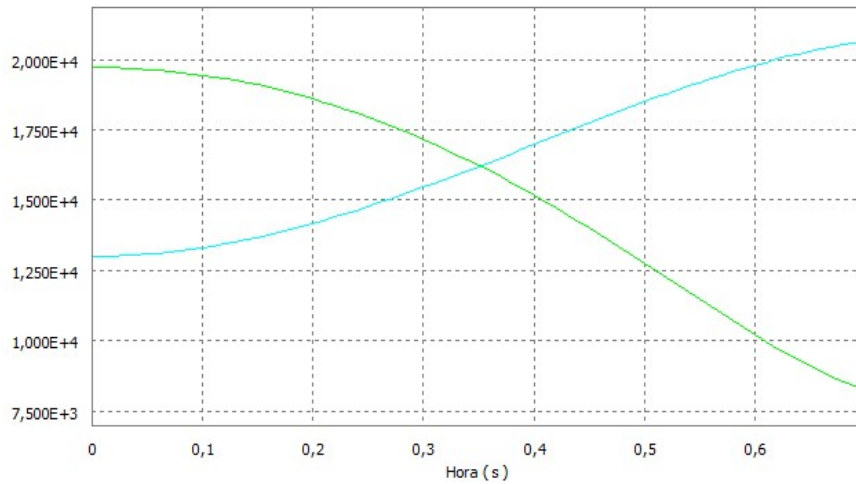


Figura 101. Momento X e Y enlace 3-4. Elaboración propia.

8.2.7. ENLACE 2-4



Figura 102. Enlace 2-4. Elaboración propia.



Fuerzas

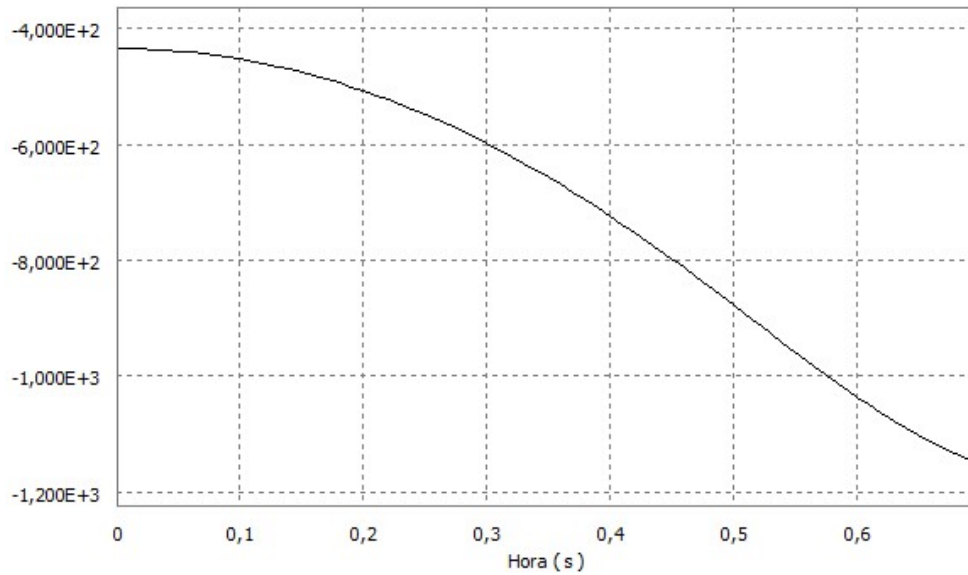


Figura 103. Fuerza X enlace 2-4. Elaboración propia.

Observamos una oscilación entre unos 400 y 1200 N de fuerza en la componente X del enlace, con un máximo de 1169,809 N.

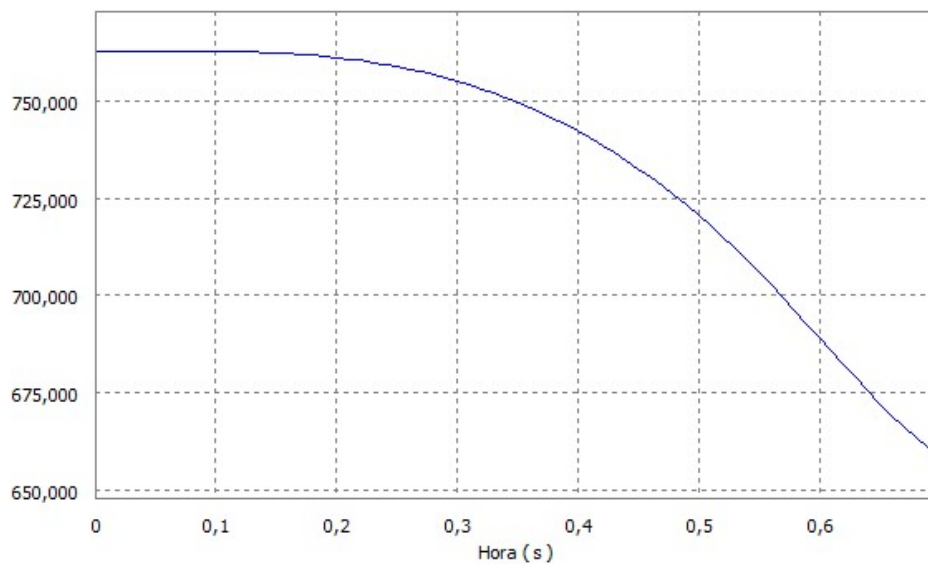


Figura 104. Fuerza Y enlace 2-4. Elaboración propia.

Observamos una oscilación entre unos 770 y 660 N de fuerza en la componente Y del enlace, con un máximo de 762,639.

En la componente Z no existe ninguna fuerza.

Momentos

Observamos una oscilación en el valor del momento entre unos 85000 y 100000 N/mm en la componente X del enlace, con un máximo de 99143 N/mm. A su vez, en la componente Y la oscilación se produce entre unos 50000 y 150000 N/mm, siendo su máximo de 149616 N/mm. El valor del momento en la componente Z es siempre nulo.

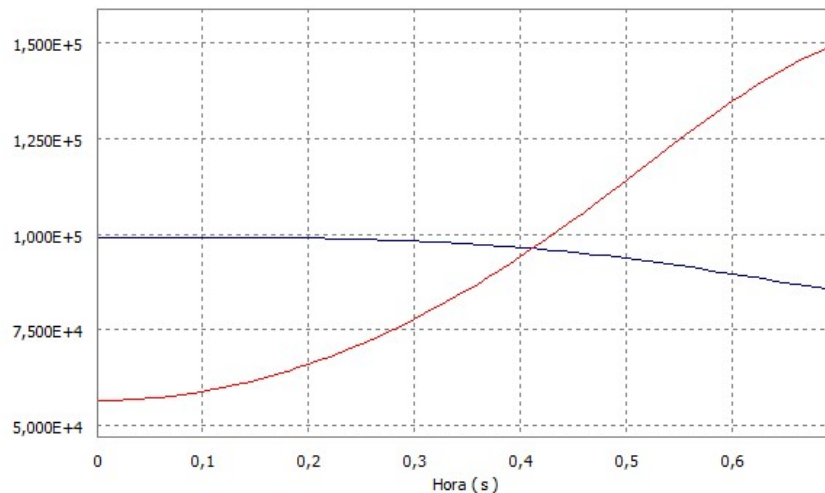


Figura 105. Momento X e Y en lace 2-4. Elaboración propia.

Las conclusiones que podemos extraer de estas gráficas son las siguientes:

-No existen fuerzas ni momentos con componente Z: debido a que todo el movimiento del mecanismo se produce en un solo plano, solo existirán esfuerzos en los dos ejes que formen parte de este, siendo por tanto lógico que las fuerzas y momentos que reciben las uniones carezcan de valor en la componente del eje restante.

-La máxima fuerza registrada es de 2332,45N, la cual aparece en el enlace 5-6, en el instante 0,63s.

Esta fuerza tendrá una gran relevancia a la hora de dimensionar los rodamientos presentes en los ejes, los cuales permiten el movimiento relativo entre dos eslabones. Así, tomaremos ese valor como referencia de máxima carga a soportar en futuros cálculos.

9. ANÁLISIS POR ELEMENTOS FINITOS

Una vez analizado el comportamiento dinámico del mecanismo y las fuerzas que se producen a lo largo del movimiento para el que este está diseñado, pasaremos a analizar cada eslabón de manera individual en los instantes en los que estos experimenten los máximos esfuerzos observados. Usaremos la herramienta “exportar a CEF” del software Autodesk Inventor para trasladar al módulo de elementos finitos los esfuerzos existentes en un determinado instante elegido, que será aquel en el cual estos sean mayores para cada uno de los enlaces.

9.1. ESLABÓN 6

Esta barra tendrá una importancia crítica desde el punto de vista de las tensiones que tiene que soportar, pues recibirá directamente el empuje que realice el usuario con ambas manos. Además, por su geometría y al recibir las citadas dos fuerzas en sus extremos finales, es posible que experimente esfuerzos de flexión considerables.

El instante elegido para el análisis por elementos finitos (por ser en el que mayores esfuerzos registra) es el inicial, donde experimentará en su enlace con la barra 1 una fuerza en el eje X de 2214,19 N y en el eje Y de 645,254 N.

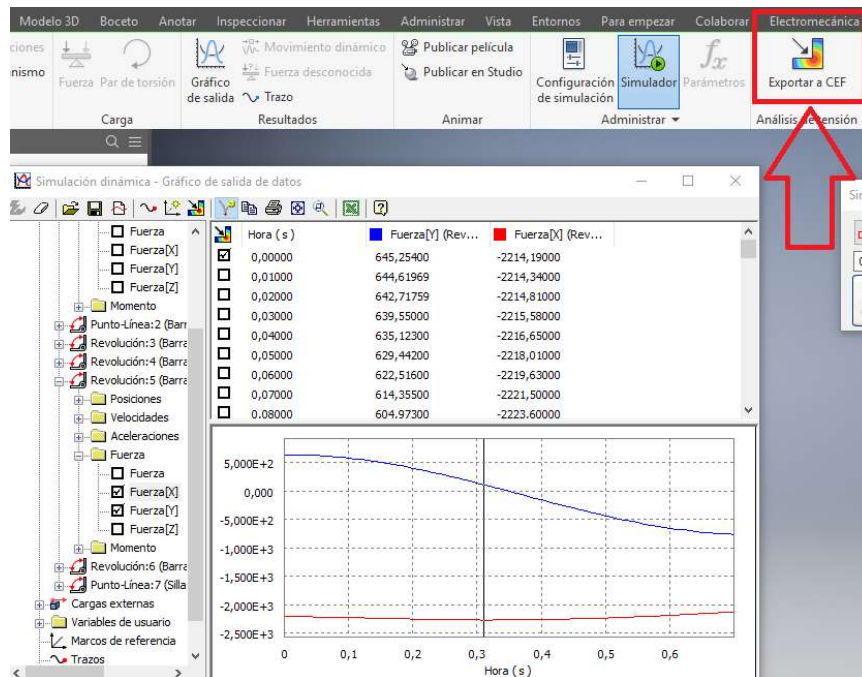


Figura 106. Fuerza exportada. Elaboración propia.

Exportamos las fuerzas de dicho instante al entorno de elementos finitos desde el entorno de análisis dinámico, y elegimos las superficies interiores de los ejes 1-6 y 5-6 como aquellas que soportarán las fuerzas en esos enlaces, y el exterior de las barras donde el usuario empujará la máquina como superficie que soportará dichas fuerzas.

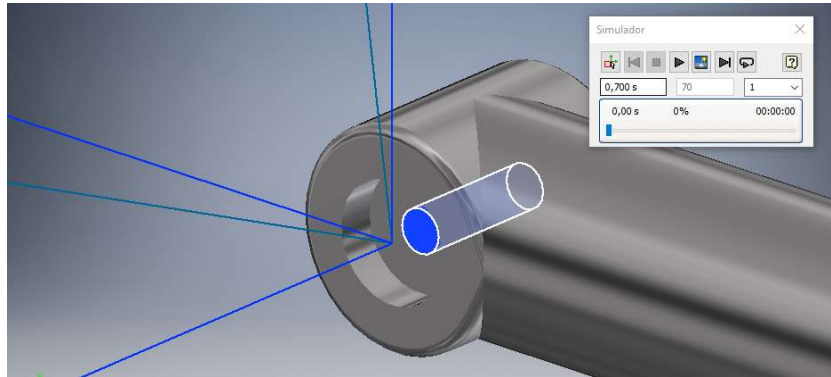


Figura 107. Superficie eje parte macho eslabón. Elaboración propia.

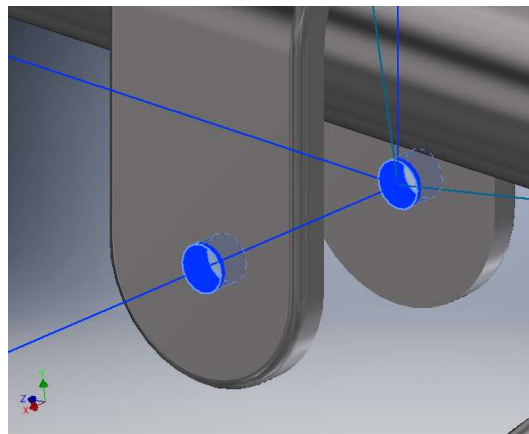


Figura 108. Superficie eje parte hembra eslabón. Elaboración propia.

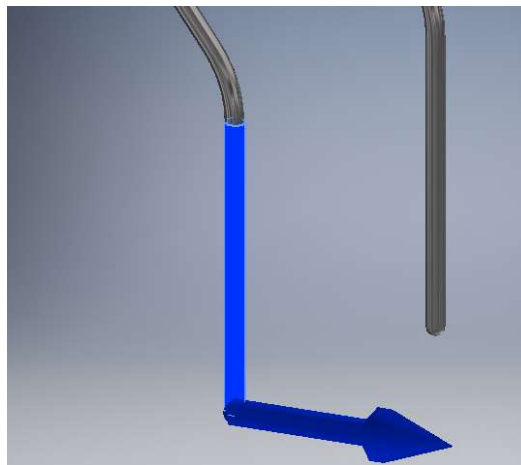


Figura 109. Superficie fuerza aplicada por usuario. Elaboración propia.

Realizamos el ensayo y obtenemos los resultados que se observan en las figuras 110, 111 y 112.

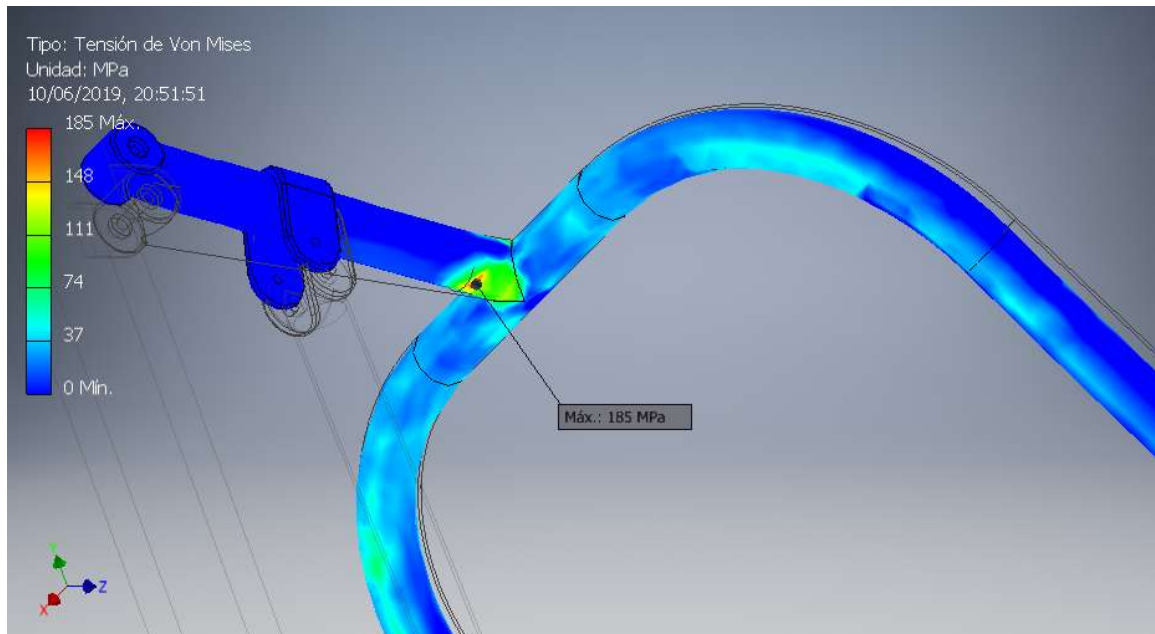


Figura 110. Tensión Von Misses eslabón 6. Elaboración propia.

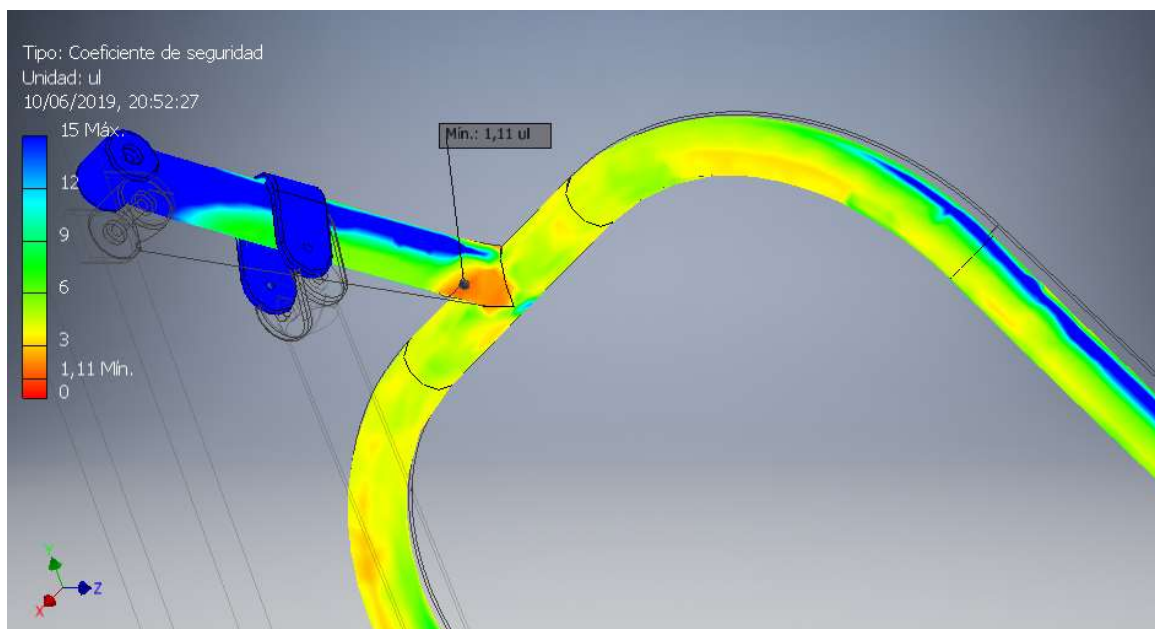


Figura 111. Coeficiente de seguridad eslabón 6. Elaboración propia.

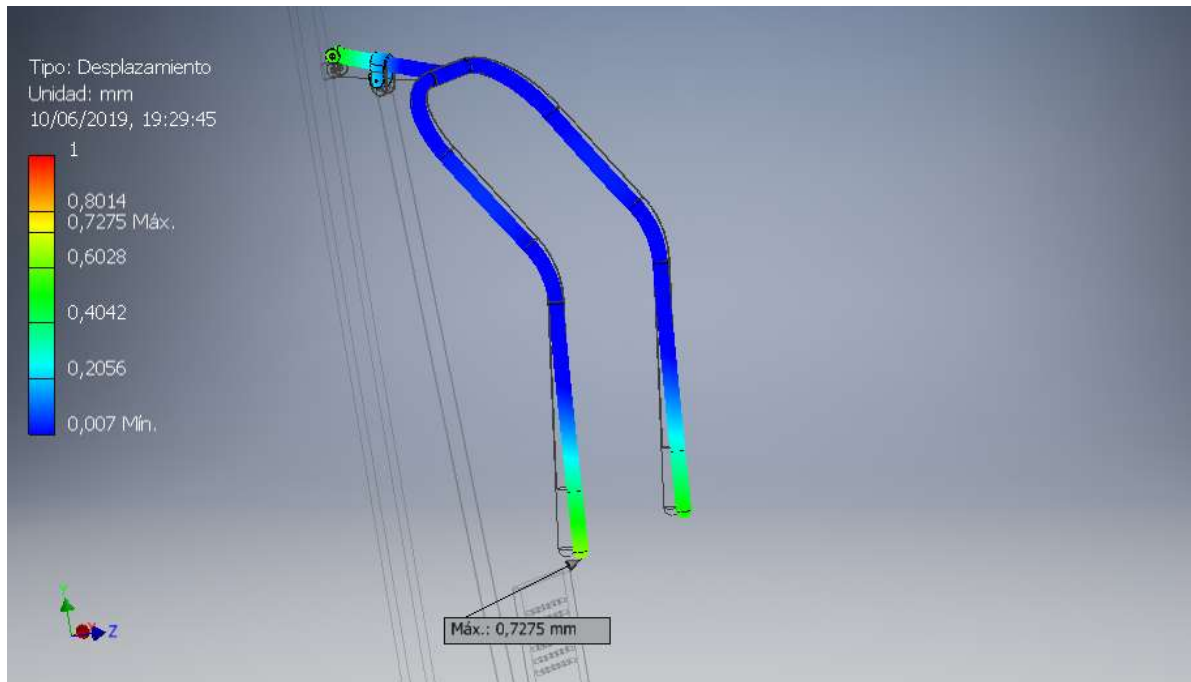


Figura 112. Desplazamiento eslabón 6. Elaboración propia.

-Tensión de Von Mises: experimentará un máximo de 185 MPa en la parte donde el eslabón 6 se divide en dos barras.

-Coeficiente de seguridad: el menor valor (y por tanto el más conflictivo) se registra en el mismo punto, siendo de 1,11. Este coeficiente de seguridad marca el cociente entre el límite elástico del material y la máxima tensión de Von Mises. Por tanto, un valor superior a 1 indica que el material no soporta esfuerzos superiores a su límite de elasticidad en ningún punto y que no presentará deformaciones permanentes.

-Desplazamiento: Buscaremos que el máximo desplazamiento sufrido por el material no sea mayor de un milímetro. En este caso el análisis nos arroja un valor de 0,7275mm, dentro de los límites buscados.

Pese a que la máxima tensión de Von Mises experimentada se encuentra por debajo del límite elástico, procederemos a hacer un ligero cambio en el diseño de la pieza, con el fin de reducir esa tensión experimentada por esta, ya que su coeficiente de seguridad es muy cercano a uno. Así, incluiremos un empalme de 20 mm de radio en la unión de la barra superior con las barras que empujará el usuario.

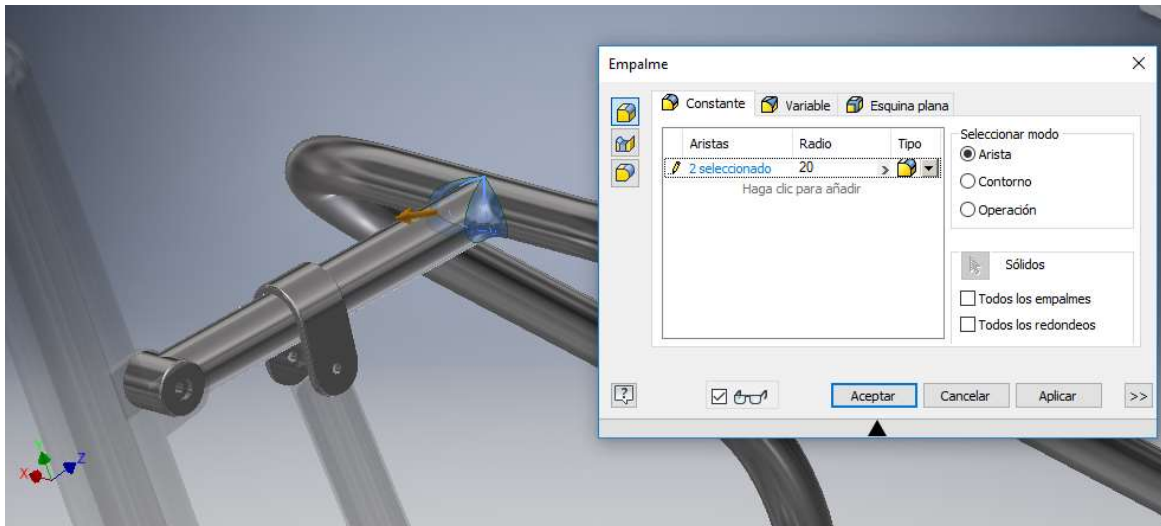


Figura 113. Empalme eslabón 6. Elaboración propia.

Realizamos de nuevo el ensayo tras este cambio y comprobamos que ahora la tensión se ha reducido hasta los 139,7 MPa y el límite de seguridad ha aumentado hasta el factor 1,47. Por tanto, los resultados de la modificación son satisfactorios y pasaremos a analizar la siguiente pieza.

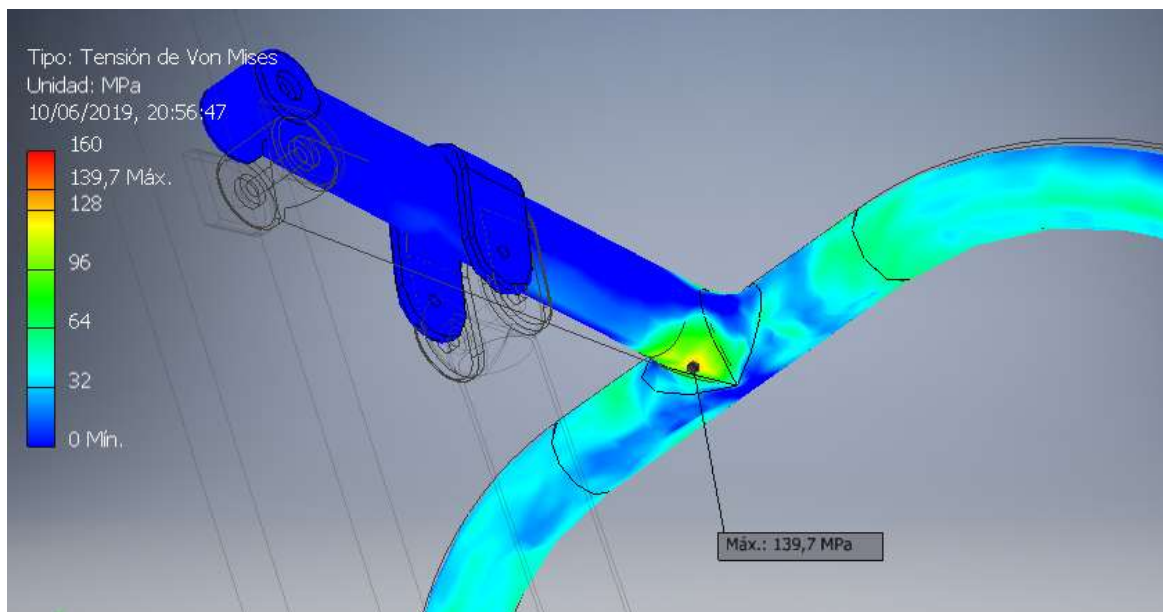


Figura 114. Tensión de Von Mises 2 tras rediseño. Eslabón 6. Elaboración propia.

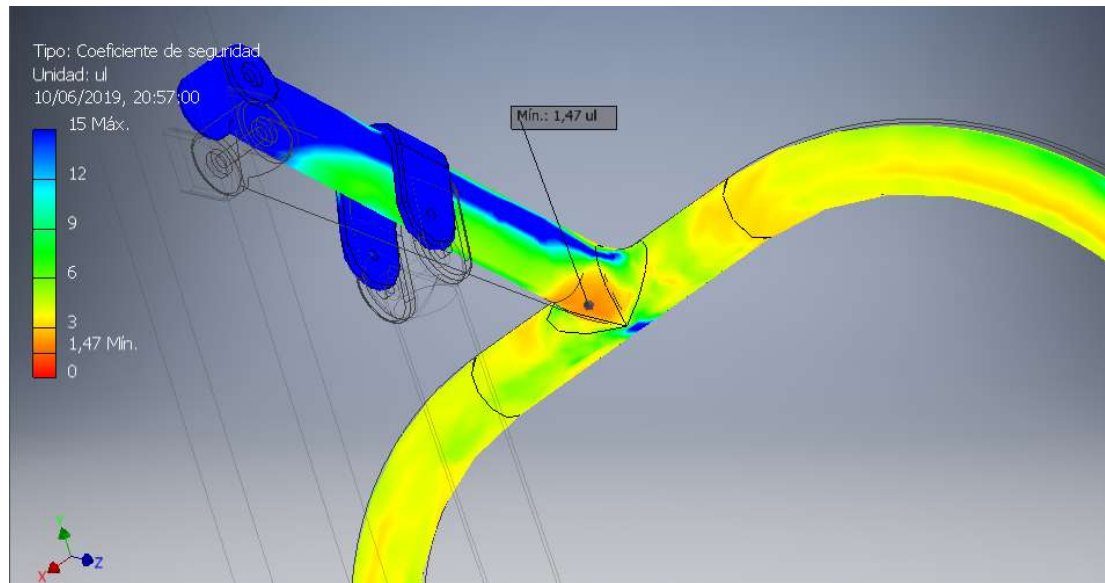


Figura 115. Coeficiente de seguridad tras rediseño. Eslabón 6. Elaboración propia.

9.2. ESLABÓN 5

El momento elegido para el análisis de esta pieza por elementos finitos es el instante de tiempo 0,63s, donde experimentará una fuerza de 2332,45 N en la componente Y del enlace, y una fuerza despreciable en la componente X. Realizamos el ensayo y obtenemos los siguientes resultados:

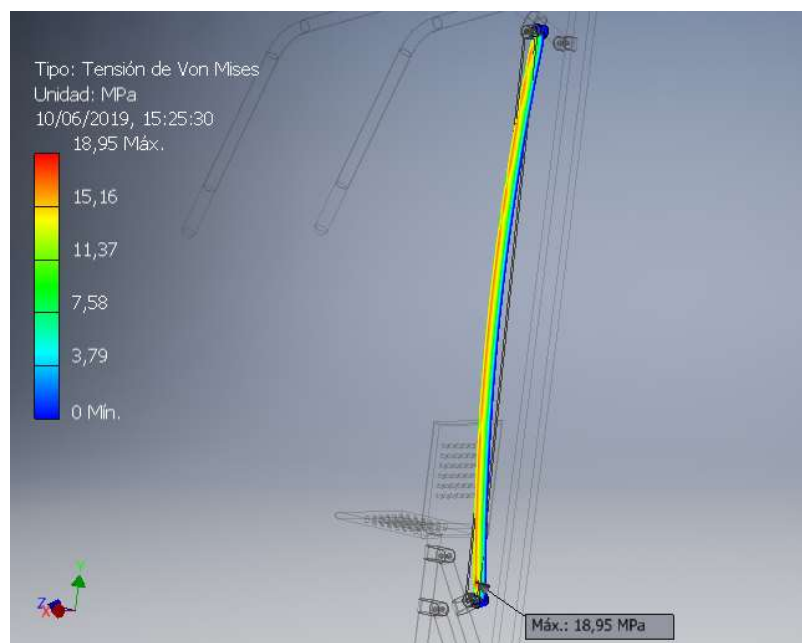


Figura 116. Tensión de Von Misses eslabón 5. Elaboración propia.

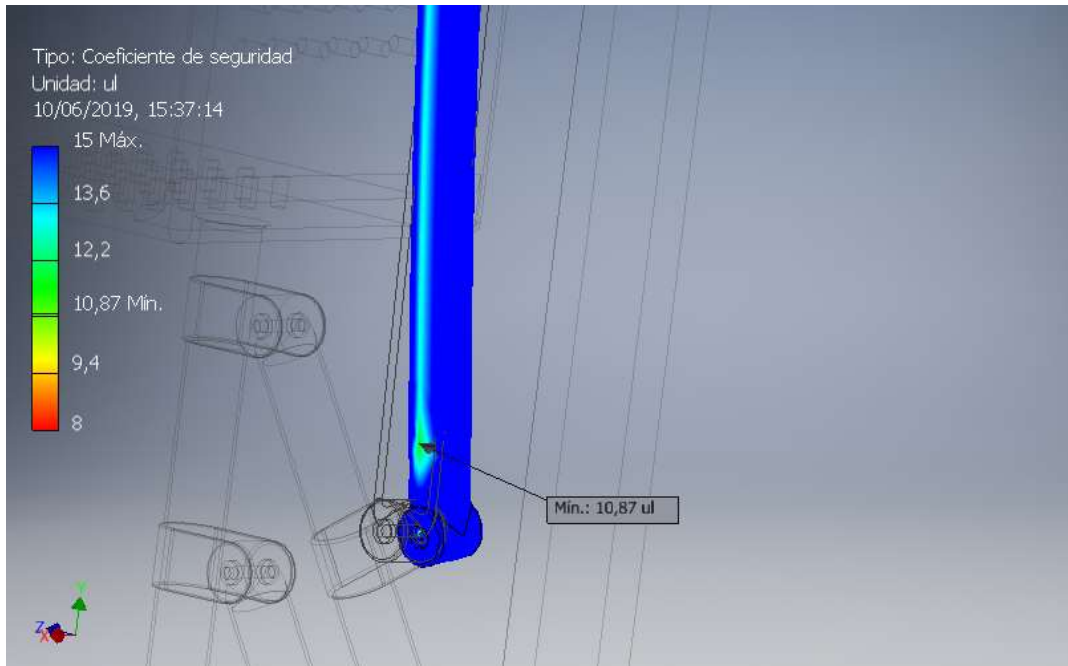


Figura 117. Coeficiente seguridad eslabón 5. Elaboración propia.

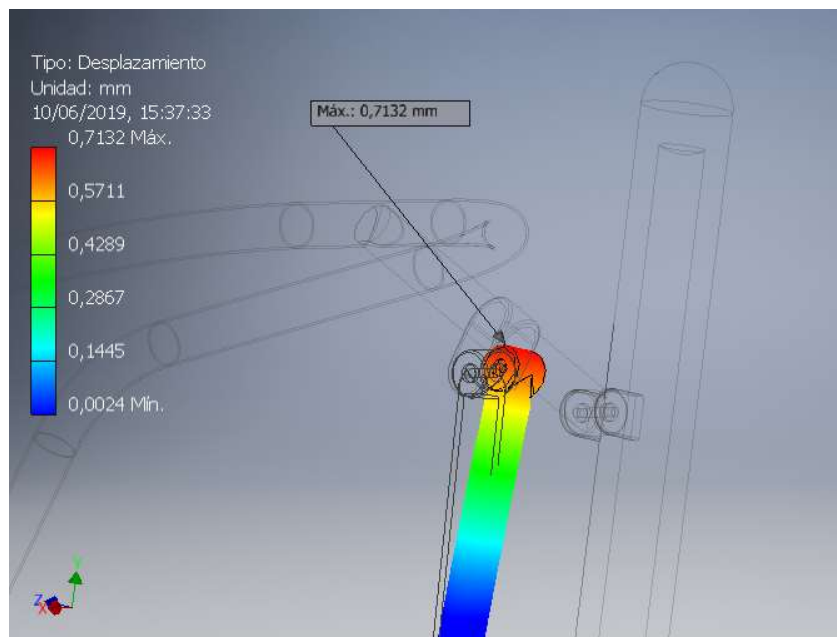


Figura 118. Desplazamiento eslabón 5. Elaboración propia.

-Tensión de Von Misses: experimentará un máximo de 18,95 MPa.

-Coeficiente de seguridad: el menor valor se produce en el mismo punto, siendo de 10,87, excelente.

-Desplazamiento: el máximo desplazamiento sufrido por el material es de 0,7132mm.

9.3. SILLA

Este elemento será de importancia crítica, al soportar directamente el peso del usuario de la máquina, el cual estará distribuido entre el respaldo y la parte inferior del asiento. El instante elegido para el análisis de esta pieza por elementos finitos es el inicial, donde experimentará una fuerza en su componente X de 993,156 N y en su componente Y de 227,131 N. Realizamos el ensayo y obtenemos los siguientes resultados:

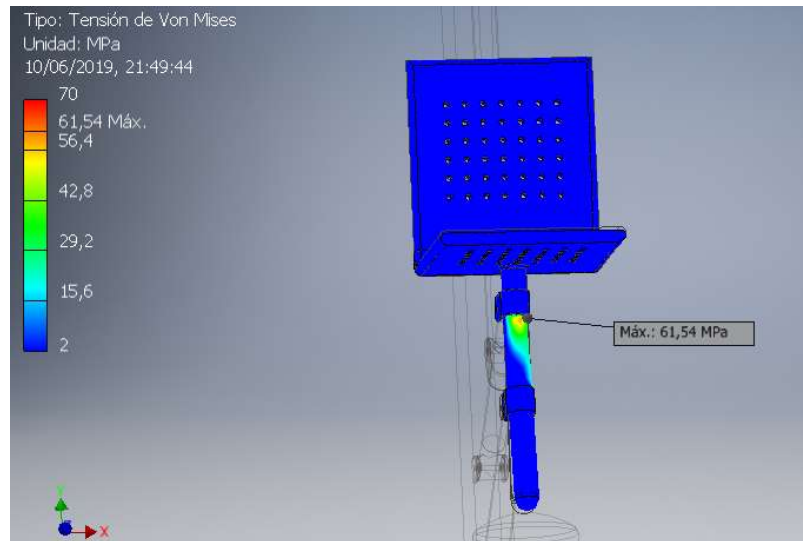


Figura 119. Tensión Von Mises eslabón 4. Elaboración propia.

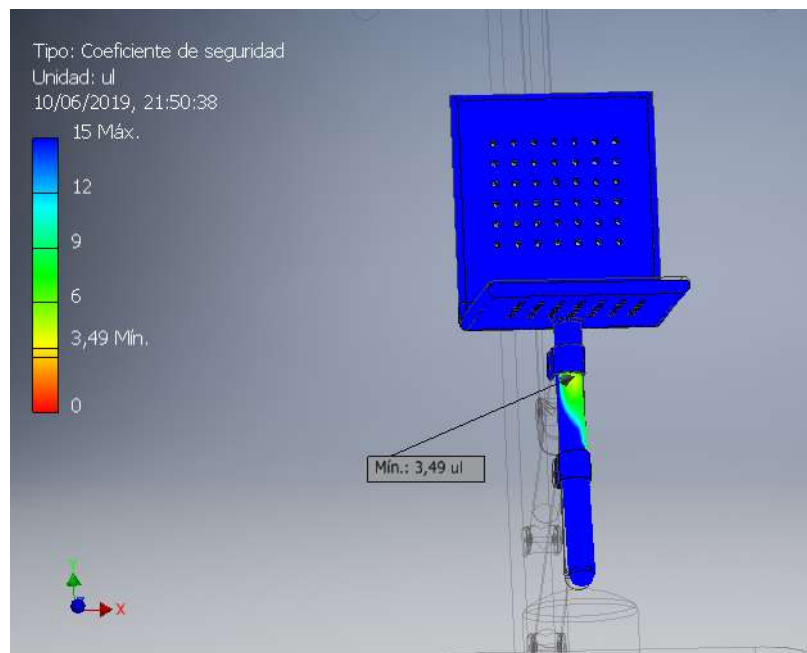


Figura 120. Coeficiente seguridad eslabón 4. Elaboración propia.

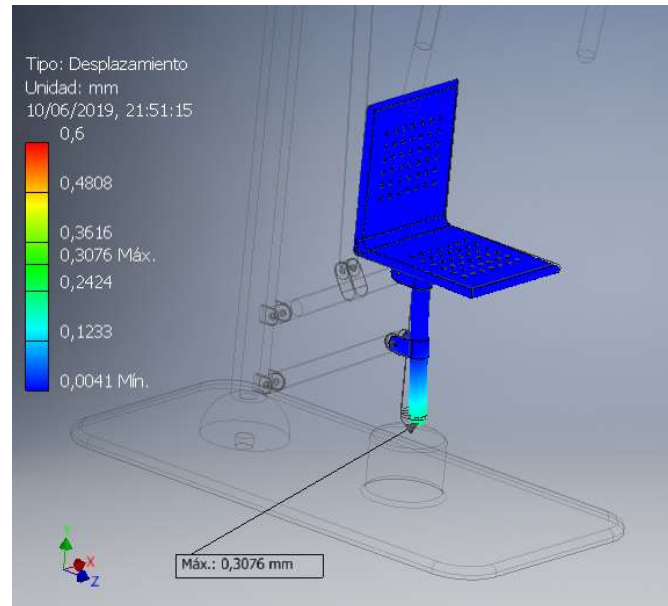


Figura 121. Desplazamiento eslabón 4. Elaboración propia.

- Tensión de Von Mises: experimentará un máximo de 61,54 MPa.
- Coeficiente de seguridad: el menor valor registrado es 3,49, aceptable.
- Desplazamiento: el máximo desplazamiento sufrido por el material es de 0,3076 mm, por lo que lo consideraremos despreciable.

9.4. ESLABÓN 3

El instante elegido para el análisis de esta pieza por elementos finitos es el final, donde experimentará una fuerza en la componente X de 651,171 N y en la componente Y de 2294,33 N en su enlace con la barra 1. Realizamos el ensayo y obtenemos los siguientes resultados:

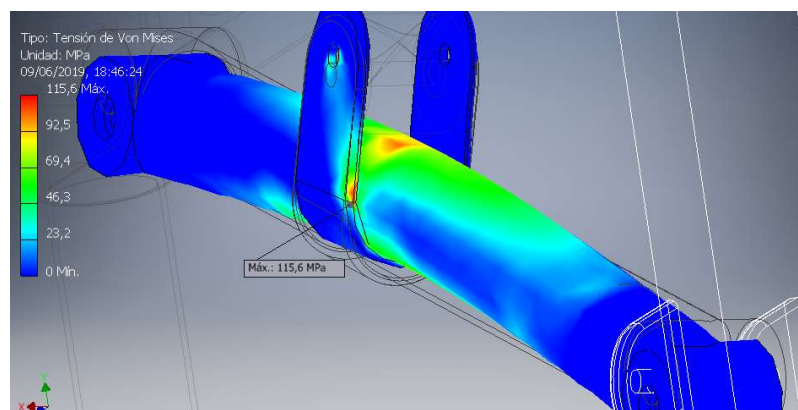


Figura 122. Tensión de Von Mises eslabón 3. Elaboración propia.

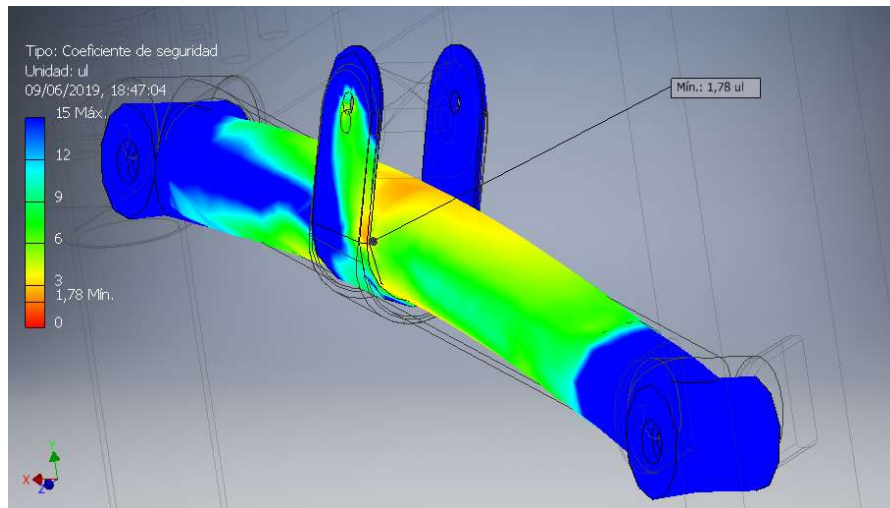


Figura 123. Coeficiente seguridad eslabón 3. Elaboración propia.

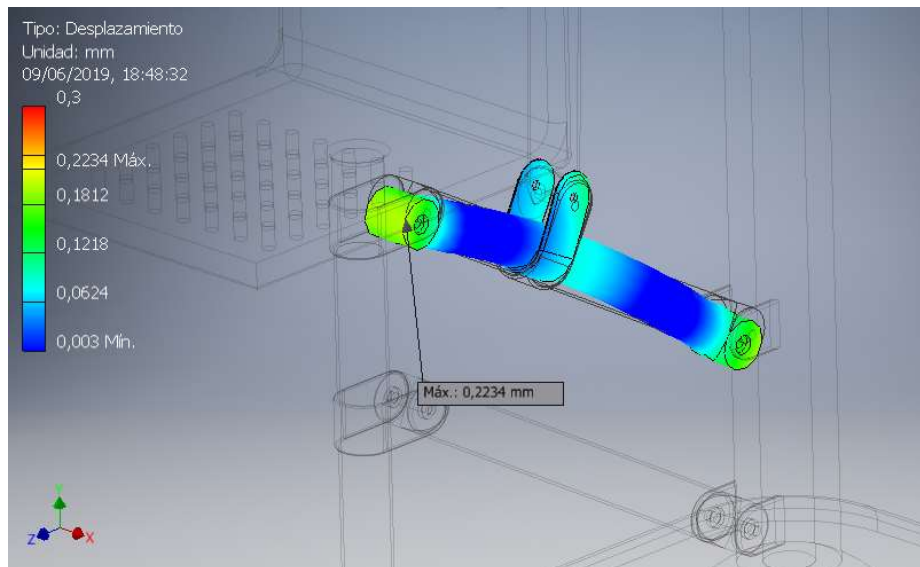


Figura 124. Desplazamiento eslabón 3. Elaboración propia.

- Tensión de Von Mises: experimentará un máximo de 115,6 MPa.
- Coeficiente de seguridad: el menor valor se produce en el mismo punto, siendo el factor de seguridad frente a deformaciones permanentes de 1,78.
- Desplazamiento: el máximo desplazamiento sufrido por el material no supera los 0,2234mm, siendo un valor de magnitud casi despreciable.

La máxima tensión de Von Mises se produce en la parte hembra del enlace de esta barra con la barra 5. Pese a ser un valor por debajo del límite elástico, aumentaremos 2mm el grosor de esta pieza (de 3 a 5 mm) buscando que sufra menos esfuerzos mecánicos. Tras este cambio, los nuevos resultados que nos arroja el análisis son los siguientes:

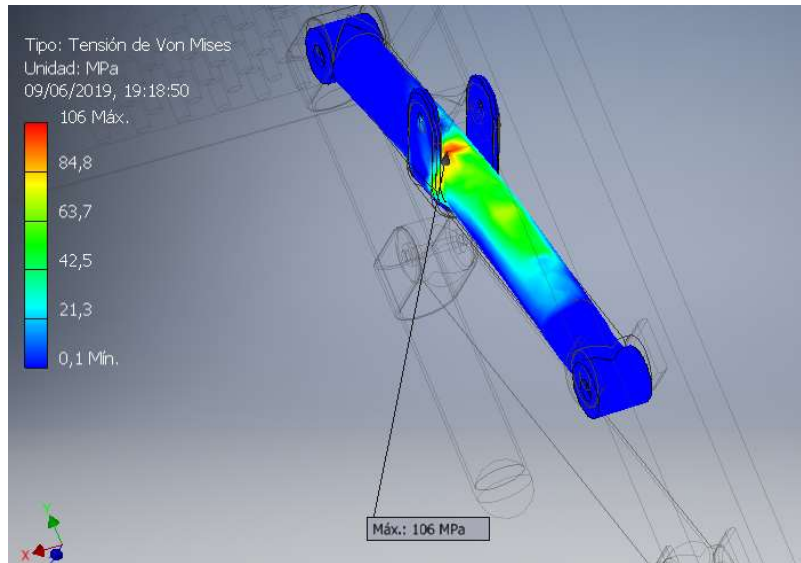


Figura 125. Tensión de Von Misses tras rediseño. Eslabón 3. Elaboración propia.

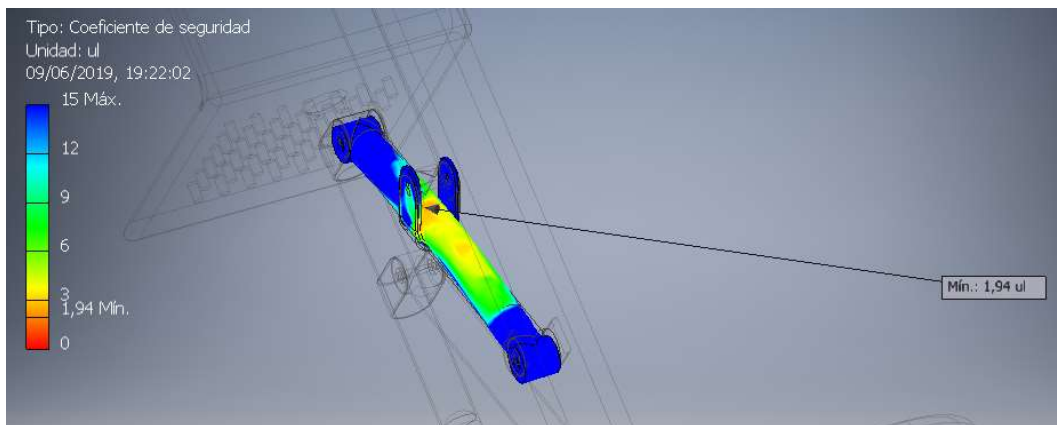


Figura 126. Coeficiente de seguridad tras rediseño. Eslabón 3. Elaboración propia.

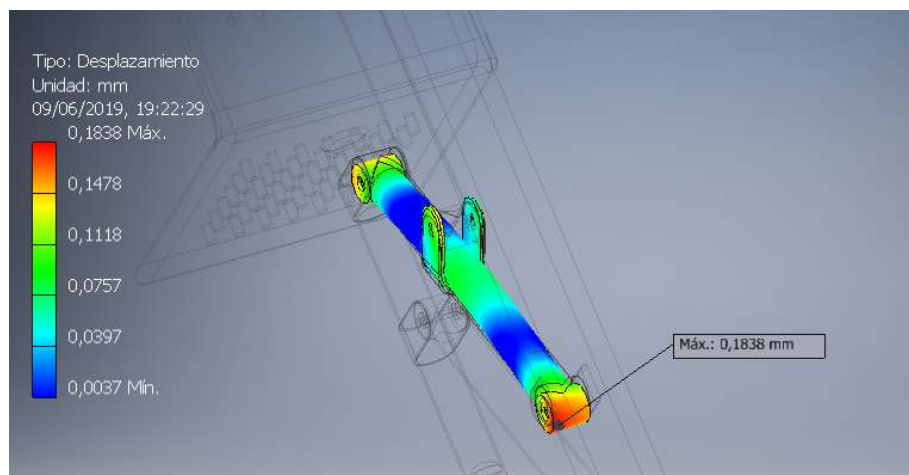


Figura 127. Desplazamiento tras rediseño. Eslabón 3. Elaboración propia.

Tras esta modificación en la geometría de la pieza conseguimos cambiar el punto donde se producirá la máxima tensión de Von Mises (ahora estará localizado en mitad de la barra tubular), así como reducir tanto su valor como el del máximo desplazamiento registrado y aumentar el factor de seguridad.

9.5. ESLABÓN 2

El momento elegido para el análisis de esta pieza por elementos finitos es el instante de tiempo 0,7s, donde experimentará una fuerza de 1332,81 N en la componente Y del enlace, y una fuerza despreciable en la componente X.

Realizamos el ensayo y obtenemos los siguientes resultados:

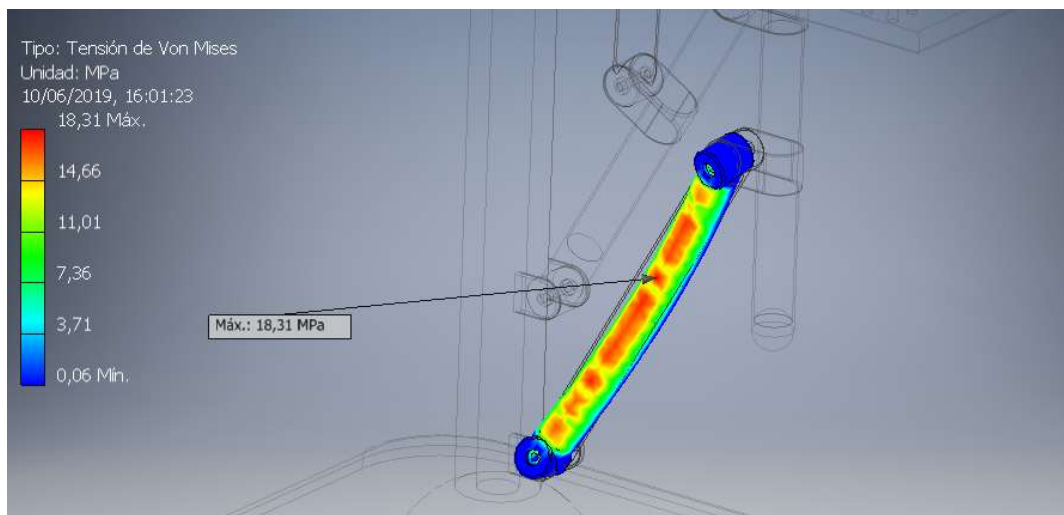


Figura 128. Tensión de Von Mises eslabón 2. Elaboración propia.

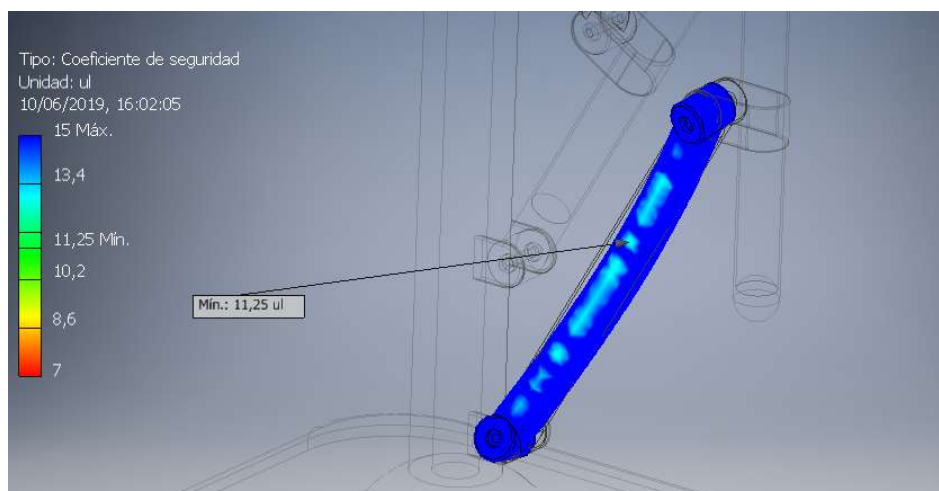


Figura 129. Coeficiente de seguridad eslabón 2. Elaboración propia.

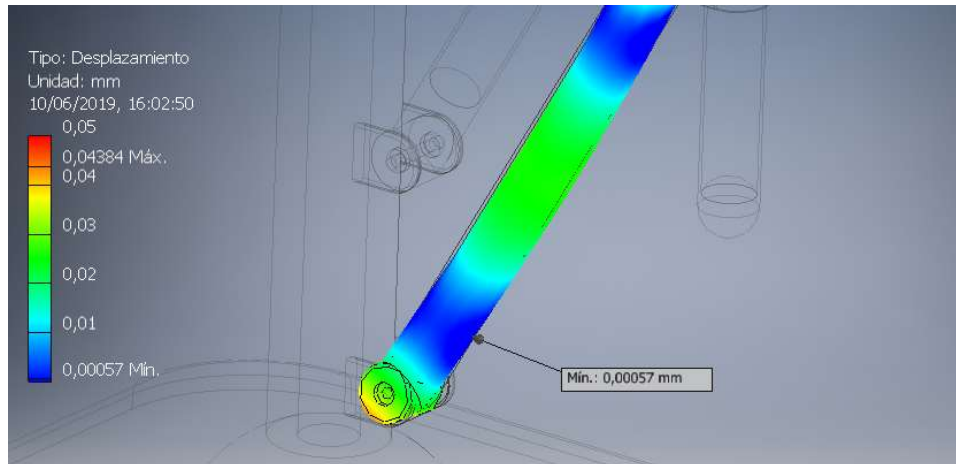


Figura 130. Desplazamiento eslabón 2. Elaboración propia.

- Tensión de Von Mises: su máximo valor es de 18,31 MPa.
- Coeficiente de seguridad: el menor coeficiente registrado es de 11,25, un valor excelente.
- Desplazamiento: el máximo desplazamiento sufrido es de 0,00057mm, valor absolutamente despreciable.

9.6. BARRA ANCLADA

Por último, analizaremos el único elemento de nuestro mecanismo que es fijo, al estar anclado al suelo, y que tiene una importancia crítica al recibir esfuerzos en 3 enlaces y al soportar el peso eslabones y usuario. El instante elegido para el análisis de esta pieza por elementos finitos es el final, donde experimentará una fuerza en el eje X de 651,171 N y en el eje Y de 2294,33 N en su enlace con la barra 3. Además, al ser la única pieza fija, debemos incluir la superficie inferior de su base como elemento anclado antes de realizar la simulación.

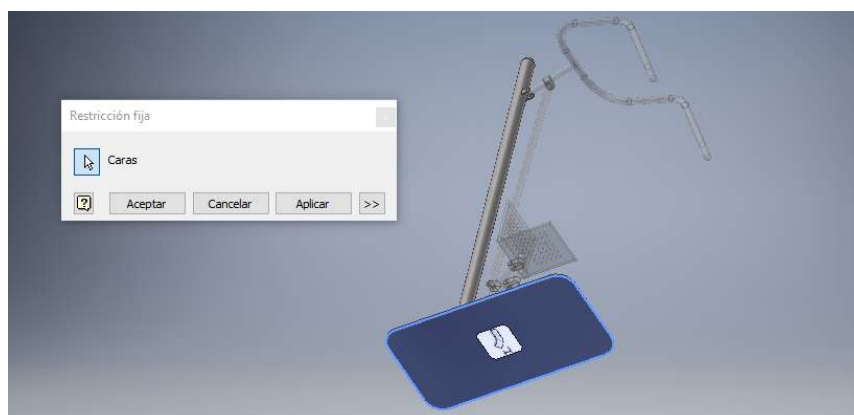


Figura 131. Superficie fija bancada. Elaboración propia.

Realizamos el ensayo y obtenemos los siguientes resultados:

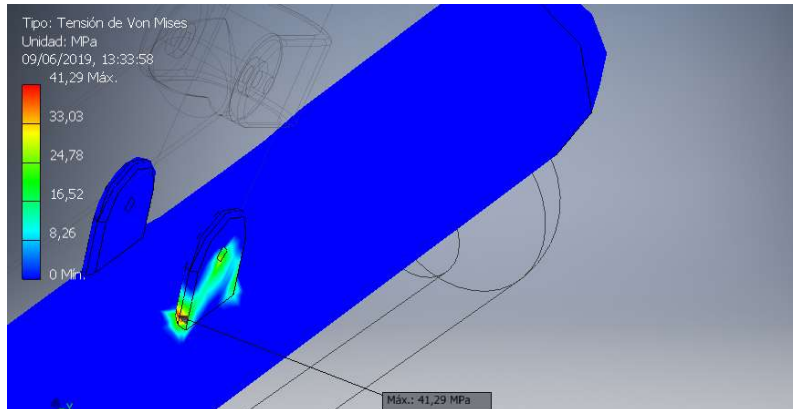


Figura 132. Tensión de Von Misses bancada. Elaboración propia.

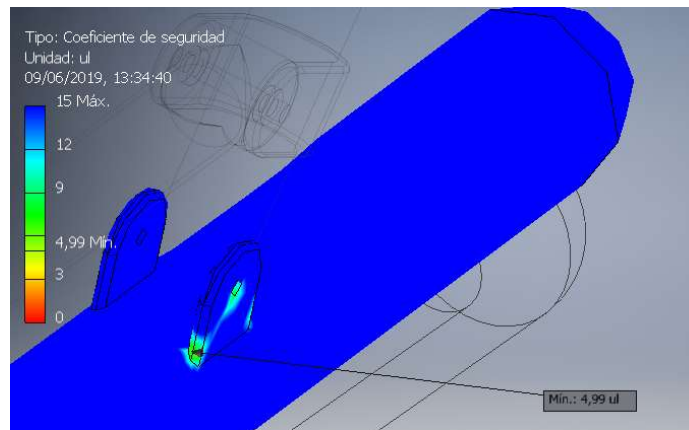


Figura 133. Coeficiente de seguridad bancada. Elaboración propia.

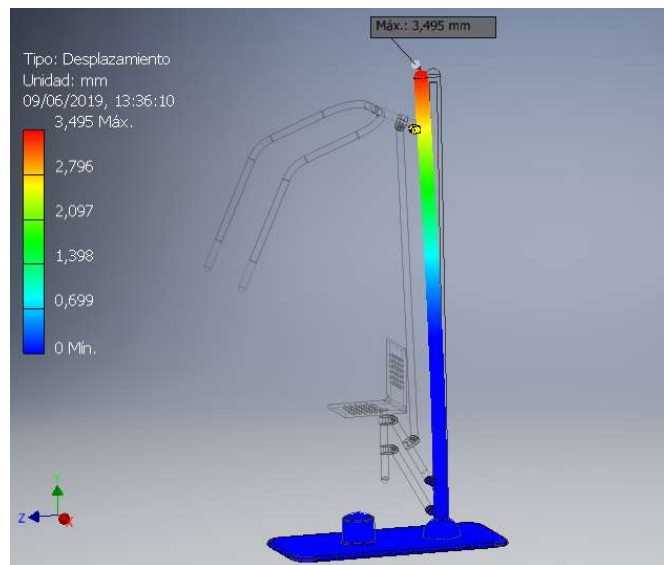


Figura 134. Desplazamiento bancada. Elaboración propia.

- Tensión de Von Misses: experimentará un máximo de 41,29 MPa.
- Coeficiente de seguridad: el mínimo factor de seguridad es de 4,99, dentro de los márgenes buscados.
- Desplazamiento: el máximo desplazamiento sufrido por el material es de 3,495mm, el extremo superior de la barra.

El desplazamiento máximo observado es superior al deseado. Para tratar de mejorar los resultados del análisis, aumentaremos el grosor de la barra fija hasta los 110mm de diámetro, lo cual encarecerá el coste pero no afectará al comportamiento de la máquina, al ser esta pieza fija y no influir su peso en la dinámica del conjunto. Tras esta modificación, observamos que el máximo desplazamiento existente desciende hasta los 0,9893mm, cumpliéndose así el objetivo buscado. Sin embargo, al aumentar el ancho de la barra, la parte hembra de los enlaces también sufre un rediseño. Por tanto la máxima tensión de Von Misses crece ahora hasta los 65,27MPa. No obstante, este valor sigue muy lejos de su límite elástico, teniendo un coeficiente de seguridad de 3,16.

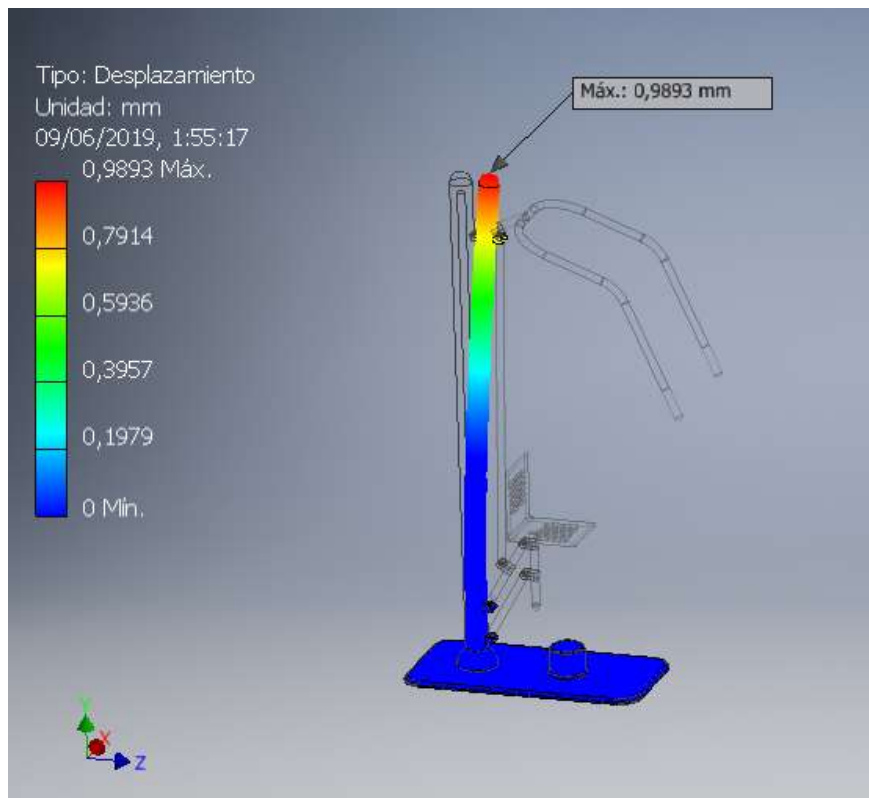


Figura 135. Desplazamiento tras rediseño. Bancada. Elaboración propia.

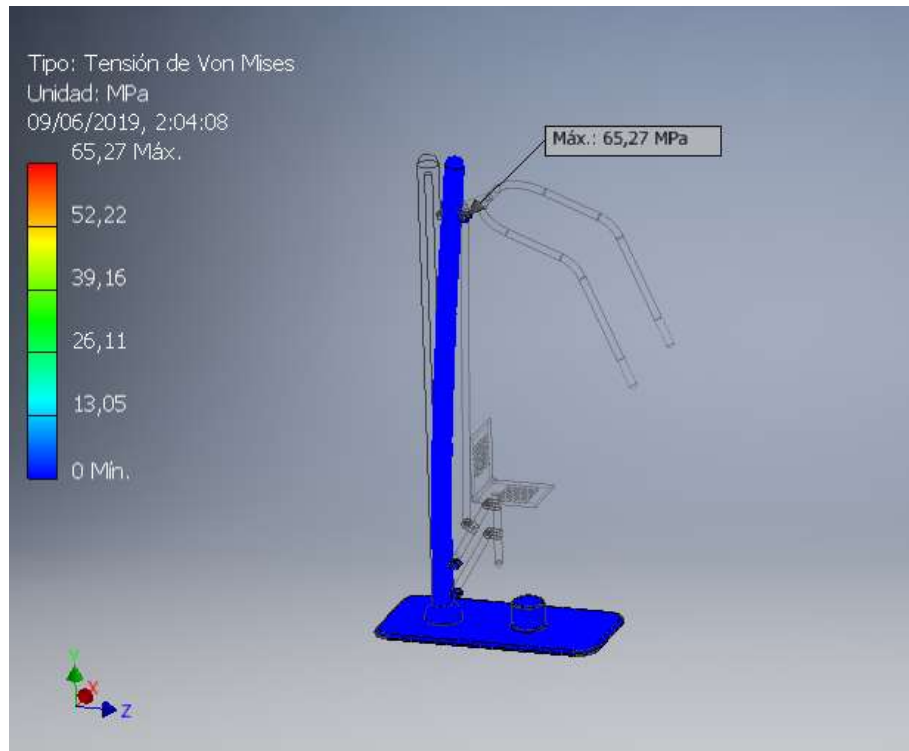


Figura 136. Tensión de Von Misses tras rediseño. Bancada. Elaboración propia.

Tras esto, damos por concluido el análisis por elementos finitos de los distintos elementos de nuestra máquina, pasando a la etapa del diseño final, en el cual constarán las modificaciones añadidas en esta etapa.



10. DISEÑO FINAL

Una vez se ha analizado la máquina y su funcionamiento desde el punto de vista dinámico y de análisis de esfuerzos, procederemos a realizar el diseño final del mecanismo, el cual ya será definitivo y apto para la instalación del mismo en el espacio público elegido. Todos los añadidos y modificaciones que realicemos a partir de ahora no tendrán ningún impacto en el funcionamiento del mecanismo, pues no afectarían a los análisis ya realizados al tener mero carácter estético o al tener un peso tan reducido (pintura o adición de pernos, por ejemplo) que su impacto resulta despreciable.

Dividiremos esta última etapa en varios apartados:

- Elementos funcionales del eje: estos serán pernos, tuercas, arandelas y rodamientos, todos necesarios para el correcto funcionamiento de los enlaces y el movimiento relativo entre eslabones.
- Pequeñas modificaciones o añadidos a la geometría y mecanismo simétrico.
- Pintura, accesorios y geometría final.

10.1. ELEMENTOS FUNCIONALES DEL EJE

10.1.1. RODAMIENTO

Para comenzar a diseñar nuestro eje, seleccionaremos el rodamiento, el cual permitirá el movimiento relativo entre los dos eslabones conectados, reduciendo al mínimo la fricción entre ellos. Para seleccionar un rodamiento determinado de un catálogo comercial e incorporarlo a nuestro diseño, tendremos que tener en cuenta la geometría y medidas de la parte macho de los enlaces y las máximas fuerzas a soportar por los ejes. La máxima fuerza que se ha apreciado en cualquiera de los ejes de nuestra máquina es la radial que aparece en el enlace 5-6, de valor 2332,45 N.

Para calcular la carga estática que dicha fuerza supondrá en nuestro rodamiento, utilizamos la siguiente fórmula:



$$P_0 = X_0 \times F_r + Y_0 \times F_a$$

En ella:

P_0 : carga estática, con la que más tarde se obtendrá la capacidad de carga estática

X_0 : factor de carga radial = 1 (al ser toda la carga radial)

Y_0 : factor de carga axial = 0

F_r : carga radial del rodamiento = 2332,45 N

F_a : carga axial del rodamiento = 0 N

Con esto obtenemos:

$$P_0 = 1 \times 2332,45N + 0 \times 0 = 2332,45N$$

Para hallar la capacidad de carga estática, deberemos tener en cuenta el factor de seguridad estático (S_0), el cual vendrá dado esta fórmula:

$$S_0 = \frac{C_0}{P_0}$$

Para hallar dicho coeficiente de seguridad tenemos en cuenta la figura 137, considerando que nuestro funcionamiento deseado será "normal", sin soportar cargas de choque especialmente notables, y que no tenemos ningún requerimiento especial en cuanto a atenuación de cualquier ruido. Además, el rodamiento seleccionado será de bolas, el tipo más extendido, y el cual dispone de ventajas como soportar altas velocidades de giro y requerir de poco mantenimiento.

Tipo de funcionamiento	Requerimientos relativos al funcionamiento silencioso Rodamientos giratorios de:						Rodamientos estacionarios	
	no importante		normal		alto		bolas	rodillo
	bolas	rodillos	bolas	rodillos	bolas	rodillo		
Suave sin vibraciones	0,5	1	1	1,5	2	3	0,4	0,8
Normal	0,5	1	1	1,5	2	3,5	0,5	1
Cargas de choque notables	>= 1,5	>= 2,5	>= 1,5	>= 3	>= 2	>= 4	>= 1	>= 2

Para rodamientos axiales de rodillos a rótula es aconsejable utilizar $s_0 \geq 4$

Figura 137. Valores orientativos para el factor de seguridad estática. <https://medias.schaeffler.com>



Por tanto, la capacidad de carga estática C_0 será:

$$C_0 = 2332,45N \times 0,5 = 1166,225 N$$

Una vez conocido este valor, y sabiendo que el diámetro inferior del rodamiento deberá tener un valor de 8mm, correspondiente a la medida del agujero del eje, acudimos al catálogo del fabricante "SKF" y dentro de los rodamientos rígidos de hilera simple, seleccionamos un rodamiento con una capacidad de carga estática superior a 1,166kN .

5	11	3	0,468	0,143	0,006	120 000	75 000	0,0012	618/5
	13	4	0,884	0,335	0,014	110 000	70 000	0,0025	619/5
	16	5	1,14	0,38	0,016	95 000	60 000	0,005	* 625
	19	6	2,34	0,95	0,04	80 000	50 000	0,0085	* 635
6	13	3,5	0,715	0,224	0,01	110 000	67 000	0,002	618/6
	15	5	0,884	0,27	0,011	100 000	63 000	0,0039	619/6
	19	6	2,34	0,95	0,04	80 000	50 000	0,0081	* 626
7	14	3,5	0,78	0,26	0,011	100 000	63 000	0,0022	618/7
	17	5	1,06	0,375	0,016	90 000	56 000	0,0049	619/7
	19	6	2,34	0,95	0,04	85 000	53 000	0,0076	* 607
	22	7	3,45	1,37	0,057	70 000	45 000	0,012	* 627
8	16	4	0,819	0,3	0,012	90 000	56 000	0,003	618/8
	19	6	1,46	0,465	0,02	85 000	53 000	0,0071	619/8
	22	7	3,45	1,37	0,057	75 000	48 000	0,012	608
	24	8	3,9	1,66	0,071	63 000	40 000	0,018	* 628
9	17	4	0,871	0,34	0,014	85 000	53 000	0,0034	618/9
	20	6	2,34	0,98	0,043	80 000	50 000	0,0076	619/9
	24	7	3,9	1,66	0,071	70 000	43 000	0,014	* 609
	26	8	4,75	1,96	0,083	60 000	38 000	0,02	* 629
10	19	5	1,72	0,83	0,036	80 000	48 000	0,0053	61800
	22	6	2,7	1,27	0,054	70 000	45 000	0,01	61900
	26	8	4,75	1,96	0,083	67 000	40 000	0,019	* 6000
	28	8	5,07	2,36	0,1	60 000	38 000	0,024	16100
	30	9	5,4	2,36	0,1	56 000	36 000	0,031	* 6200
35	11	8,52	3,4	0,143	50 000	32 000	0,053	* 6300	

Tabla 4. Catálogo SKF. <https://www.skf.com>

Así, el rodamiento seleccionado será el SKF 608/8. Incluimos este rodamiento en todos los ejes del diseño de nuestra máquina.

Designación de ta...	Número de pieza	Designación de ta...	Diámetro interior [mm]	Diámetro exterior [mm]	Anchura de [mm]
SKF 634-2RZ	DIN 625 SKF - SK...	634-2RZ	4	16	5
SKF 635-2RZ	DIN 625 SKF - SK...	635-2RZ	5	19	6
SKF 626-2RSL	DIN 625 SKF - SK...	626-2RSL	6	19	6
SKF 607-2RSL	DIN 625 SKF - SK...	607-2RSL	6	19	6
SKF 627-2RSL	DIN 625 SKF - SK...	627-2RSL	7	22	7
SKF 608-2RSL	DIN 625 SKF - SK...	608-2RSL	8	22	7
SKF 628-2RZ	DIN 625 SKF - SK...	628-2RZ	8	24	8
SKF 638-2RZ	DIN 625 SKF - SK...	638-2RZ	8	28	6
SKF 609-2RSL	DIN 625 SKF - SK...	609-2RSL	9	24	7
SKF 629-2RSL	DIN 625 SKF - SK...	629-2RSL	9	26	8
SKF (61800-2RZ)	DIN 625 SKF - SK...	(61800-2RZ)	10	19	5
SKF (61900-2RZ)	DIN 625 SKF - SK...	(61900-2RZ)	10	22	6
SKF 6000-2RSL	DIN 625 SKF - SK...	6000-2RSL	10	26	8
SKF 6200-2RSL	DIN 625 SKF - SK...	6200-2RSL	10	30	9
SKF 6300-2RSL	DIN 625 SKF - SK...	6300-2RSL	10	35	11

Tabla 5. Biblioteca rodamientos Autodesk. Elaboración propia.



Figura 138. Rodamiento en eje. Elaboración propia.

10.1.2. PERNO

A la hora de seleccionar el conjunto perno-arandela-tuerca adecuado, el cual fijará la unión permitiendo el giro del rodamiento y el movimiento relativo entre eslabones, tendremos que tener en cuenta la anchura total del eje, la cual estará definida por la geometría de la parte hembra de los enlaces. Habrá dos anchuras distintas (46 y 52 mm), ya que en la barra 1 estos fueron diseñados de cero con más anchura por las mayores solicitaciones mecánicas a las que previsiblemente se enfrentaría este elemento, y en la barra 3 se aumentó su grosor durante su análisis por elementos finitos.



Para ambas medidas elegiremos las mismas tuercas y arandelas. Teniendo en cuenta que el diámetro del agujero de nuestro eje es de 8mm, y siguiendo la norma EN ISO 4032:2012 elegiremos la tuerca hexagonal normal ISO 24032 M8, cuyo espesor es de 6,8mm. A su vez, siguiendo la norma EN ISO 7089:2000, y para diámetro 8mm, elegimos la arandela ISO 7091-8, de espesor 1,6mm. Conociendo estos grosores, y los espesores totales de las uniones de barras, usaremos la siguiente fórmula para hallar la longitud del perno a elegir, la cual tiene en cuenta los tres espesores citados:

$$l_t = e_t + e_a + e_p + v_1$$

Solo nos queda conocer el valor de v_1 , el cual se corresponde al tipo de rosca seleccionada (hexagonal normal), y el cual hallaremos de la norma DIN 78 de Salientes de Tornillos. Para un diámetro de 8 mm su valor será de 8,3mm. Ya podemos hallar la longitud mínima de los pernos:

- Uniones 1-2, 1-3, 1-6, 3-5 y 5-6:

$$l_t = 6,8mm + 1,6mm + 52mm + 8,3mm$$

$$l_t = 68,7mm$$

- Uniones 2-4 y 3-4:

$$l_t = 6,8mm + 1,6mm + 46mm + 8,3mm$$

$$l_t = 62,7mm$$

Por tanto, teniendo en cuenta que el agujero mide 8mm, y acudiendo a la norma UNE-EN ISO 4014:2011, seleccionamos los pernos DIN-EN 24014 M8X70 y DIN-EN 24014 M8X65.

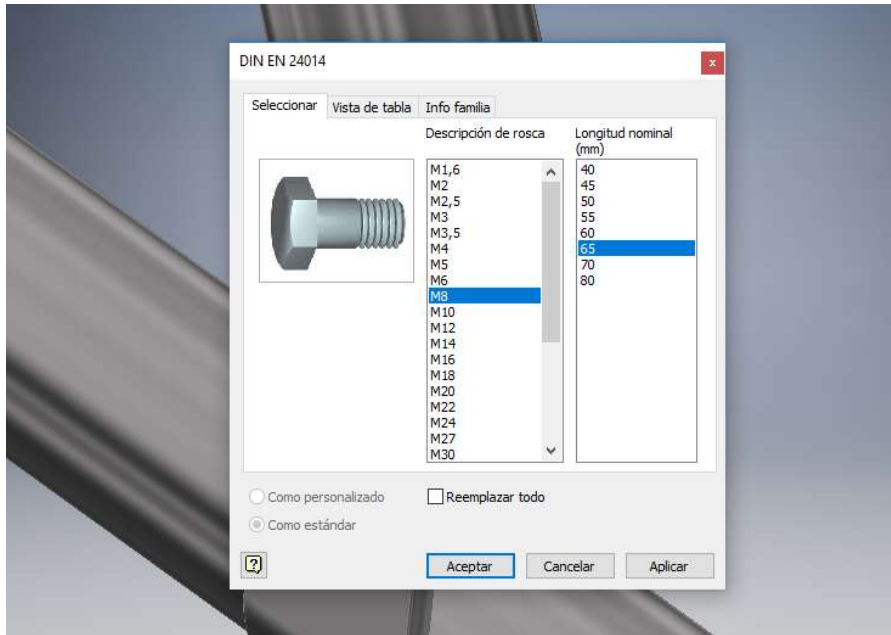


Figura 139. Pernos Autodesk Inventor. Elaboración propia.

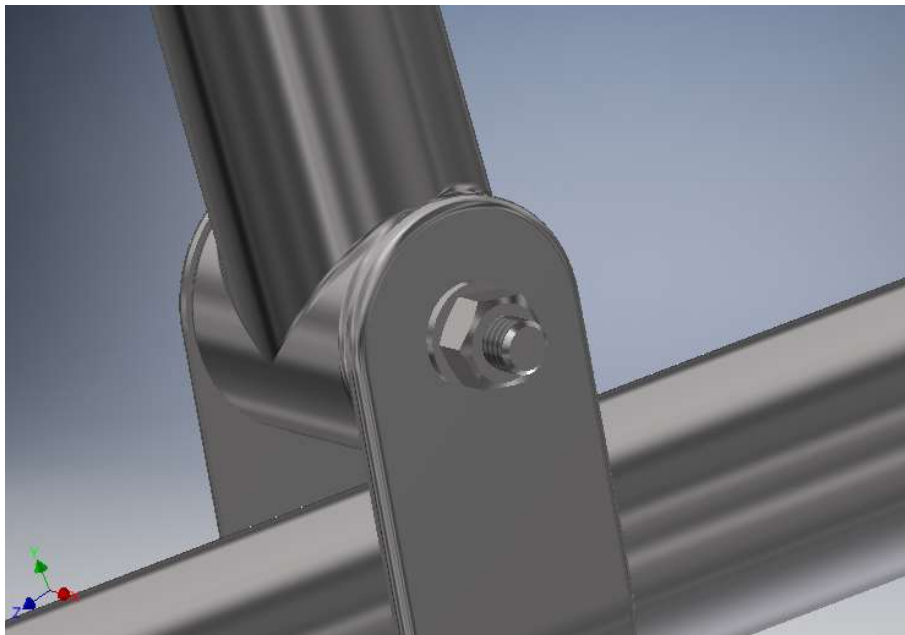


Figura 140. Conjunto perno-arandela-tuerca. Elaboración propia

10.2. MECANISMO SIMÉTRICO

Una vez seleccionados los elementos que formarán los ejes, pasamos a modificar la geometría de la barra central y su base, haciendo que pueda alojar otro mecanismo articulado simétrico en su lado opuesto. Además, por estética y seguridad (evitar que la gente se corte o sufra un accidente al quedar sus dedos o una articulación entre dos eslabones), añadiremos unas superficies soldadas a la barra central que ocultarán las uniones de los eslabones 1-2, 1-3, 1-6 y 5-6.

Para un resultado estético más depurado teniendo en cuenta la adición de estos embellecedores, subiremos ligeramente todas las uniones del pilar central con el resto de barras. Al sufrir todas ellas una elevación de igual medida, la dinámica del mecanismo queda inalterada. Nos cercioramos, eso sí, de que la altura del asiento respecto al suelo en la posición de reposo, no supere los 650mm definidos en anteriores apartados como óptimos para un correcto uso de la máquina.

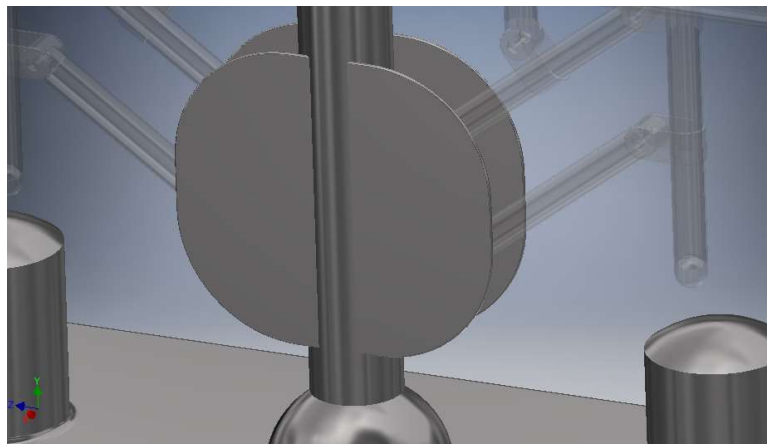


Figura 141. Embellecedor inferior máquina simétrica. Elaboración propia.

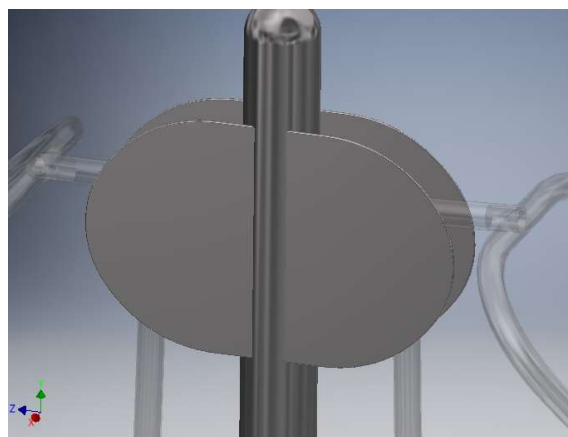


Figura 142. Embellecedor superior máquina simétrica. Elaboración propia.



Figura 143. Máquina en configuración doble. Elaboración propia.

10.3. GEOMETRÍA Y ESTÉTICA FINAL

En la etapa final del diseño de la máquina, dotaremos de color a todos sus elementos mediante la herramienta “aspecto” de Autodesk Inventor, el cual se corresponderá a un tratamiento de pintura anticorrosiva. También añadiremos accesorios de caucho en los asideros donde el usuario situará sus manos para aplicar fuerza, para que la práctica del ejercicio sea más cómoda, y en la parte de la base de la máquina destinada a soportar la silla en la situación de reposo, con el fin de evitar ruidos o vibraciones molestas.

Por último, en los conjuntos perno-tuerca visibles, añadiremos tapones de plástico con el fin de mejorar la estética y seguridad del conjunto y de evitar robos o vandalismo sobre nuestra máquina.

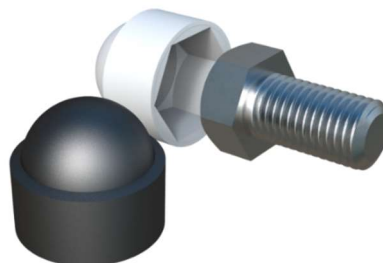


Figura 144. Capuchón para tuercas. <https://www.iscsl.es/>



La apariencia final de nuestra máquina se puede apreciar en la figura 145.

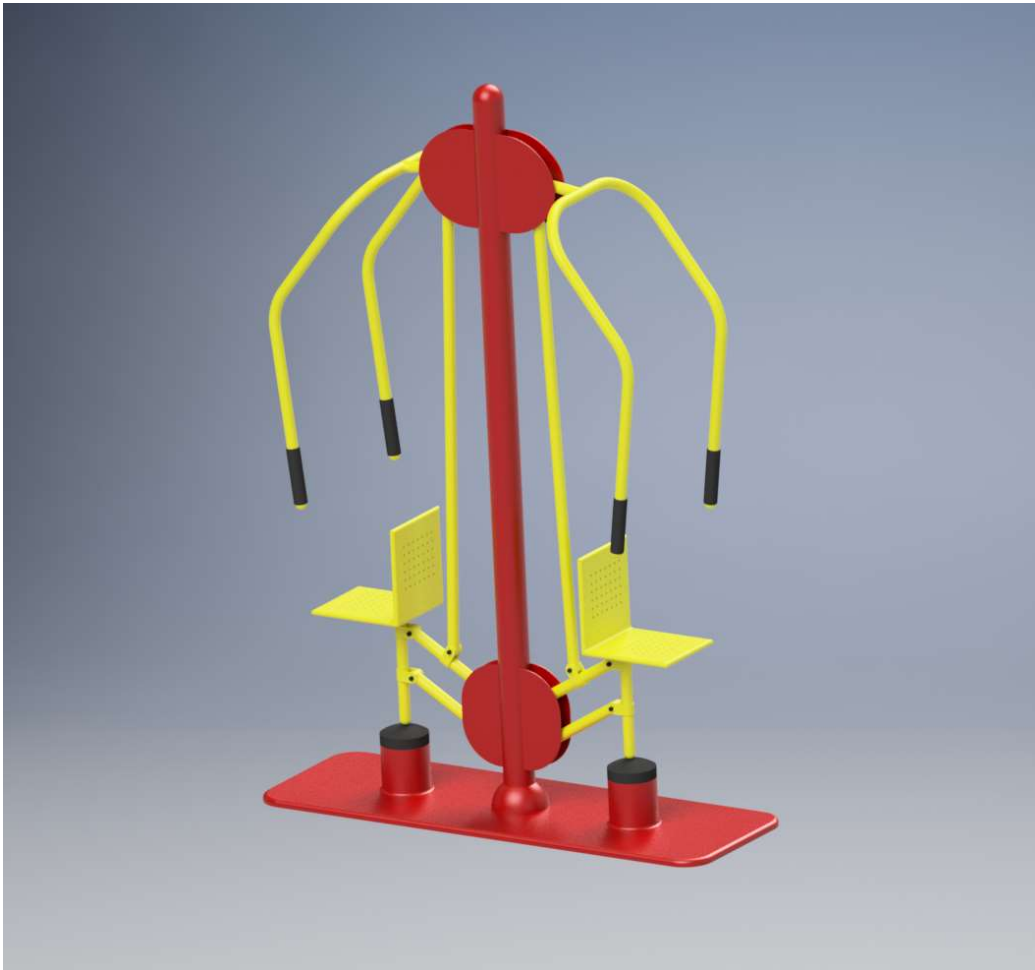


Figura 145. *Diseño final máquina. Elaboración propia.*



11. ESTUDIO ECONÓMICO

En este apartado se realizará un estudio de todos los costes que supondría la fabricación de nuestra máquina. Estos costes nos indicarán el valor aproximado con el que saldría al mercado la máquina biosaludable que hemos diseñado, permitiéndonos comprobar así, si su precio es competitivo respecto a lo visto en portales de venta online. Pese a que hasta ahora hemos hablado de ella como una única unidad a instalarse en el parque del Retiro de Madrid, calcularemos su coste considerando su fabricación dentro de una tirada larga, considerando así también gastos como la adquisición de la maquinaria industrial necesaria para su fabricación.

11.1. COSTES MATERIALES

Lo primero que haremos será considerar los materiales y piezas a adquirir antes de comenzar con la fabricación de la máquina.

- Pernos: tanto M8X65 como M8X70, dependiendo del eje en el que sean instalados. Uno por eje.
- Arandelas M8: una por cada eje.
- Tuercas M8: una por cada eje.
- Rodamientos SKF: dos por cada eje.
- Cubre-tuercas: colocados solo en los enlaces visibles, dos por cada eje.
- Barra tubular sección 40x2mm: sumando la longitud de todas las barras presentes en el mecanismo, necesitaremos unos 6 metros de perfil, que obtendremos de un solo tubo, que cortaremos y doblaremos posteriormente.
- Pilar central: cuyo perfil es de 110x70mm.
- Chapa silla: tanto en el respaldo como en la parte inferior partiremos de una chapa sobre la que realizaremos operaciones posteriores.



- Chapa base: Sobre la que se soldarán el pilar central y las plataformas de apoyo de las sillas.
- Chapa embellecedores: Con ella fabricaremos los 4 accesorios estéticos añadidos al pilar central para cubrir sus uniones con el resto de eslabones.
- Tocho acero inoxidable: el cual destinaremos a fabricar piezas como los salientes de la base sobre los que descansan las sillas en la posición de reposo del mecanismo.

Sus costes serán los siguientes:

COSTO DE MATERIALES MÁQUINA BIOSALUDABLE					
DESIGNACIÓN	Nº PIEZAS	DIMENSIONES (mm)	MATERIAL	COSTE/UNIDAD	COSTE
Perno M80X65	6	M80X65	Acero Inox.	0,89 €	5,34 €
Perno M80X70	8	M80X70	Acero Inox.	0,89 €	7,12 €
Arandela M8	14	M8	Acero Inox.	0,12 €	1,68 €
Tuerca M8	14	M8	Acero Inox.	1,19 €	16,66 €
Cubre-tuerca	12	-	Polietileno	0,06 €	0,72 €
Rodamiento SKF 608/8	28	-	Varios	4,10 €	114,80 €
Barra sección 40x2	1	6000	Acero Inox.	10,70 €/m	64,20 €
Pilar central	1	2600	Acero Inox.	40,20 €	40,20 €
Tocho	1	Ø200x500	Acero Inox.	34,00 €	34,00 €
Chapa base	1	1800x600x25	Acero Inox.	28,00 €	28,00 €
Chapa silla	2	330X280	Acero Inox.	16,00 €	32,00 €
Chapa embellecedor	1	1000x720x5	Acero Inox.	43,68 €	43,68 €
TOTAL					388,40 €

Tabla 6. Costes adquisición material. Elaboración propia.



11.2. COSTES DE FABRICACIÓN

A continuación, calcularemos los costes fabricación de los distintos elementos de nuestro mecanismo. Para ello deberemos obtener los costes por hora de las máquinas encargadas de fabricar dichos elementos, los cuales incluirán los costes de adquisición, amortización y gasto eléctrico de cada una de ellas y los costes de los operarios que las utilicen.

Las máquinas involucradas en la fabricación de nuestro mecanismo serán:

MÁQUINA	FUNCIÓN
Fresadora CNC	Creación piezas específicas
Sierra de metal	Corte piezas
Tren de doblaje	Doblado piezas y perfiles
Máquina de soldadura TIG	Unión piezas
Taladro	Realización agujeros
Máquina de pintar	Pintado piezas finalizadas

Tabla 7. Función máquinas industriales. Elaboración propia.

Primero calcularemos el coste por hora sin tener en cuenta la mano de obra. Este coste será la suma del coste de amortización y del energético, es decir, del valor de adquisición de la máquina dividido entre todas las horas que estará en funcionamiento, y del consumo energético de esta por el precio del kilovatio hora.

Para hallar las horas totales que trabaja una máquina, tendremos en cuenta que un año laboral no bisiesto tiene 217 días laborales, lo que, con tres turnos diarios de 8 horas, supone:

$$217h/año \times 3 \text{ turnos} \times \frac{8h}{\text{turno}} = 5208h/año$$

En la web de la agencia tributaria comprobamos que el periodo máximo de amortización para maquinaria industrial es de 18 años, por lo que consideraremos un tiempo algo inferior, de 15 años, para todas nuestras máquinas. Con esto ya podemos hallar las horas de funcionamiento en las que amortizaremos nuestras máquinas:

$$\frac{5208h}{año} \times 15 \text{ años} = 78120 \text{ horas funcionamiento}$$

Respecto al precio de la electricidad, encontramos que el precio del kWh en Diciembre de 2018 era de 0,12956 €/kWh. Así, el coste energético por hora de cada máquina serán sus kilovatios consumidos por la tarifa del mes citado.



MÁQUINAS	COSTE COMPRA (€)	kW	COSTE/HORA (€/hora)
Sierra de metal	7700	5,5	0,81
Tren de doblaje	4400	5,5	0,77
Fresadora CNC	40000	11	1,94
Máquina de soldadura TIG	1180	2,5	0,34
Taladro	3900	7	0,96
Máquina de pintar	2000	1	0,16

Tabla 8. Costes amortización y energéticos. Elaboración propia.

Tras esto, calcularemos el coste por máquina teniendo en cuenta el salario de los operarios que las manejarán. Como estimación, tomaremos como referencia el salario anual más frecuente en España, el cual se situó en torno a los 16497€ en 2018, según el Instituto Nacional de Estadística. Este dato, unido a las 217 jornadas anuales de 8 horas, y al 34% a mayores de cotización a la seguridad social que deberá abonar la empresa, nos permite hallar el coste directo de mano de obra por hora:

$$\frac{16497 \text{ €/año}}{217 \text{ jornadas/año} \times 8 \text{ horas/jornada}} \times 1,34 = 12,73 \text{ €/hora}$$

Con este valor, ya podemos hallar el coste horario por máquina que supone la mano de obra. Tendremos en cuenta, eso sí, que la sierra cortadora de metal, el tren de doblaje, la fresadora por control numérico y el taladro, no requerirán de la constante supervisión y manejo de un operario, que podrá encargarse de varias tareas al mismo tiempo, por lo que aplicaremos un porcentaje que represente esto en los costes finales. A este coste le añadiremos el coste previamente calculado, dependiente de la amortización y del consumo energético, y hallaremos el coste horario total por máquina.



MÁQUINAS	% tiempo operario	COSTE OPERARIO/HORA (€/hora)	COSTE ENERG/AMORT (€/hora)	COSTE TOTAL (€/hora)
Sierra de metal	50,00%	6,37	0,81	7,18
Tren de doblaje	50,00%	6,37	0,77	7,14
Fresadora CNC	50,00%	6,37	1,94	8,31
Máquina de soldadura TIG	100,00%	12,73	0,34	13,07
Taladro	50,00%	6,37	0,96	7,33
Máquina de pintar	100,00%	12,73	0,16	12,89

Tabla 9. Coste horario maquinaria industrial. Elaboración propia.

Conociendo el gasto por hora total que supone el uso de las máquinas destinadas a fabricar nuestro mecanismo, hallaremos el coste que tendrá la fabricación de cada uno de los elementos de este, haciendo una estimación del tiempo de operación de cada máquina en dichos elementos.

11.2.1. PILAR CENTRAL

MÁQUINA	HORAS	COSTE/HORA	COSTE
Sierra de metal	0,5	7,18 €	3,59 €
Tren de doblaje	0	7,14 €	0,00 €
Fresadora CNC	2,5	8,31 €	20,76 €
Máquina de soldadura TIG	1	13,07 €	13,07 €
Taladro	0,6	7,33 €	4,40 €
Máquina de pintar	1,5	12,89 €	19,34 €
TOTAL			61,15 €

Tabla 10. Coste fabricación pilar central. Elaboración propia.

11.2.2. SILLA

MÁQUINA	HORAS	COSTE/HORA	COSTE
Sierra de metal	0,2	7,18 €	1,44 €
Tren de doblaje	0	7,14 €	0,00 €
Fresadora CNC	1	8,31 €	8,31 €
Máquina de soldadura TIG	0,6	13,07 €	7,84 €
Taladro	1	7,33 €	7,33 €
Máquina de pintar	0,6	12,89 €	7,73 €
TOTAL			32,64 €

Tabla 11. Coste fabricación silla. Elaboración propia.



11.2.3. ESLABÓN 2

MÁQUINA	HORAS	COSTE/HORA	COSTE
Sierra de metal	0,2	7,18	1,44 €
Tren de doblaje	0	7,14	0,00 €
Fresadora CNC	0,2	8,31	1,66 €
Máquina de soldadura TIG	0,3	13,07	3,92 €
Taladro	0,2	7,33	1,47 €
Máquina de pintar	0,3	12,89	3,87 €
TOTAL			12,35 €

Tabla 12. Coste fabricación eslabón 2. Elaboración propia.

11.2.4. ESLABÓN 3

MÁQUINA	HORAS	COSTE/HORA	COSTE
Sierra de metal	0,2	7,18	1,44 €
Tren de doblaje	0	7,14	0,00 €
Fresadora CNC	0,4	8,31	3,32 €
Máquina de soldadura TIG	0,5	13,07	6,54 €
Taladro	0,3	7,33	2,20 €
Máquina de pintar	0,35	12,89	4,51 €
TOTAL			18,00 €

Tabla 13. Coste fabricación eslabón 3. Elaboración propia.

11.2.5. ESLABÓN 5

MÁQUINA	HORAS	COSTE/HORA	COSTE
Sierra de metal	0,2	7,18	1,44 €
Tren de doblaje	0	7,14	0,00 €
Fresadora CNC	0,2	8,31	1,66 €
Máquina de soldadura TIG	0,3	13,07	3,92 €
Taladro	0,2	7,33	1,47 €
Máquina de pintar	0,4	12,89	5,16 €
TOTAL			13,64 €

Tabla 14. Coste fabricación eslabón 5. Elaboración propia.



11.2.6. ESLABÓN 6

MÁQUINA	HORAS	COSTE/HORA	COSTE
Sierra de metal	0,4	7,18	2,87 €
Tren de doblaje	0,6	7,14	4,28 €
Fresadora CNC	0,7	8,31	5,81 €
Máquina de soldadura TIG	0,7	13,07	9,15 €
Taladro	0,3	7,33	2,20 €
Máquina de pintar	0,5	12,89	6,45 €
TOTAL			30,76 €

Tabla 15. Coste fabricación eslabón 6. Elaboración propia.

11.3. COSTES DE MONTAJE

Para hacer una estimación de los costes de montaje de nuestra máquina, supondremos un tiempo de montaje de una hora y media, lo que supondrá:

$$1,5 \text{ horas} \times 12,73 \frac{\text{€}}{\text{hora}} = 19,10 \text{ €}$$

11.4. COSTES TOTALES

Por último, para conocer el coste total de fabricación de nuestra máquina biosaludable, sumaremos los costes de fabricación, los costes de adquisición de materiales y los costes de montaje.

OPERACIÓN	Nº PIEZAS	COSTE UNITARIO	COSTE
PILAR CENTRAL	1	61,15 €	61,15 €
SILLA	2	32,64 €	65,28 €
ESLABÓN 2	2	12,35 €	24,70 €
ESLABÓN 3	2	18,00 €	36,00 €
ESLABÓN 5	2	13,64 €	27,28 €
ESLABÓN 6	2	30,76 €	61,51 €
COSTES DE MATERIALES	-	-	388,40 €
COSTES DE MONTAJE	-	-	19,10 €
TOTAL			683,42 €

Tabla 16. Coste total fabricación. Elaboración propia.



Suponiendo un precio de venta al público un 150% mayor que el coste total de fabricación, obtenemos:

$$683,42\text{€} \times 1,5 = 1025,13\text{€}$$

La máquina tendría un precio de venta de 1025,13 €. Pese a que nuestros cálculos para llegar a él se han basado en estimaciones, este valor nos es útil para valorar que nuestro diseño es fabricable industrialmente, ya que la mayoría de máquinas biosaludables a la venta en portales online se mueven en unos precios similares.



12. CONCLUSIONES

Durante el trabajo de fin de grado que nos ocupa, se ha avanzado en el diseño de una máquina biosaludable desde unos primeros modelos o prototipos hasta una geometría final válida para su fabricación e instalación.

Comenzando por una introducción al objeto de nuestro estudio, se han ido definiendo las características y particularidades que buscábamos conseguir con nuestro mecanismo para pasar a la etapa de modelización y ensayo.

Con el software *Working Model*, y a través de numerosos ensayos y rediseños, se ha logrado llegar a un primer modelo en dos dimensiones que cumplía con los requisitos buscados, sirviendo este de referencia para crear un más preciso y complejo modelo tridimensional. Dicho diseño tridimensional se ha realizado mediante el programa *Autodesk Inventor*, y sobre él, con el mismo software, se han realizado análisis tanto dinámicos como a través del método de elementos finitos. Primero nos hemos cerciorado de que el montaje y funcionamiento de la máquina fuese el adecuado a través de simulaciones dinámicas. En estas hemos buscado un comportamiento adecuado y extrapolable a la vida real, introduciendo fuerzas y pesos equivalentes a los que debería soportar una máquina biosaludable durante su funcionamiento.

Partiendo de esa misma simulación, hemos pasado a comprobar qué esfuerzos se daban en los enlaces entre eslabones del mecanismo y su evolución a lo largo de un ciclo de trabajo, obteniendo así las mayores sollicitaciones mecánicas presentes y el momento en el que se producían. Esta información nos ha sido muy útil no solo para verificar que el funcionamiento del mecanismo era coherente, sino para extrapolar estos datos al análisis por elementos finitos, y ver cómo respondían las distintas piezas de nuestra máquina ante los esfuerzos experimentados.

Durante el citado análisis, nos hemos centrado en comprobar si alguna de las piezas sufría una deformación por encima de su límite elástico o un desplazamiento demasiado elevado en alguna parte de su geometría. En caso de que así sucediese, hemos llevado a cabo pequeñas modificaciones en la geometría de esa pieza con el objetivo de subsanar esos errores de diseño.

Tras esto, hemos seleccionado los elementos normalizados pertenecientes al eje (rodamientos y conjuntos perno-arandela-tuerca) mediante los cálculos pertinentes y hemos incorporados dichos elementos al diseño 3D mediante la biblioteca de elementos normalizados del programa *Autodesk Inventor*.

A continuación, hemos realizado una transformación en la geometría de la máquina, convirtiendo la máquina biosaludable simple en una doble con la adición de un mecanismo totalmente simétrico al inicial. También hemos añadido pequeñas modificaciones no funcionales a dicho diseño doble en base motivos



estéticos o de seguridad. Tras este último paso, el diseño de nuestra máquina saludable de doble pectoral horizontal ha quedado totalmente finalizado.

Para finalizar el proyecto, hemos realizado una estimación de los costes que supondría la fabricación de nuestro diseño, con el objetivo de hallar el precio con el que se pondría nuestra máquina en el mercado y de saber si este es competitivo respecto al de artículos similares reales ofertados en portales de venta online.

En resumen, hemos logrado generar un diseño funcional, resistente y con una estética adecuada para su instalación en un lugar público, suponiendo todo ello unos costes de fabricación aceptables. Así, podemos afirmar que los objetivos iniciales del proyecto se han cumplido de manera satisfactoria.



B.BIBLIOGRAFÍA

13. PÁGINAS WEB

- Datos antropométricos de la población laboral española:
<http://www.insht.es>
- Información sobre parques biosaludables y tipos de máquinas:
<http://mayores.aytosalamanca.es>
- Información sobre la simulación asistida por ordenador
<https://www.plm.automation.siemens.com>
- Datos climáticos de Madrid:
<https://es.climate-data.org>
- Información sobre aceros inoxidables AISI 304 Y 316:
<http://www.goodfellow.com>
<https://ferrosplanes.com>
<http://www.jnaceros.com.pe>
- Catálogo rodamientos SKF:
<https://www.skf.com>
- Precio máquinas biosaludables:
<https://cespedartificial.tienda/>
- Precio perfil 40x2mm:
<http://www.condesa.com>
- Precio tuercas:
<https://www.accu.co.uk/en/cap-head-screws/>
- Precio pernos y arandelas
<https://dmkracing.com/>
- Precio pernos y arandelas
<https://horecatiger.eu/es-es/shop/>
- Precio placa acero
<https://www.randrade.com/>



- Precio tocho acero
<http://tubacex.com>
- Precio rodamiento 608/8
<https://es.rs-online.com>
- Periodo máximo de amortización de maquinaria industrial:
<https://www.agenciatributaria.es>
- Precio del kWh de electricidad en España:
<https://tarifasgasluz.com/faq/precio-kwh#evolucion-precio-kwh>
- Coste de adquisición fresadora CNC
<https://www.metaxpo.com/datron-high-speed-cnc-ml-cube/>
- Coste de adquisición máquinas de pintura, soldadura y tren de doblado
<https://www.manomano.es/>
- Coste de adquisición taladradora
<https://www.maquituls.es/taladros-de-columna-y-sobremesa/>
- Coste de adquisición sierra
www.sekureco.eu/sierras-y-tronzadoras/

14. LIBROS Y APUNTES

- Younis, W. “Inventor y su simulación con ejercicios prácticos”. Marcombo. 2010
- Teoría ‘Máquinas y Mecanismos’, Apuntes Asignatura EII
- Teoría ‘Dibujo Industrial’, Apuntes y Normas Asignatura EII



C.PLANOS

15. PLANOS