

TRABAJO FIN DE GRADO

Grado en Ingeniería Mecánica

UNIVERSIDAD DE ALMERIA

ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA

DISEÑO DE UNA MÁQUINA DE  
ENTRENAMIENTO Y TECNIFICACIÓN  
DE LA MELÉ DE RUGBY

Curso 2020/2021

**Alumno/a:**

Francisco González Monís

**Director/es:**

Javier López Martínez  
Juan Antonio Martínez Lao



**UNIVERSIDAD DE ALMERÍA**

**ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA**



**Grado en Ingeniería Mecánica**

**TRABAJO FIN DE GRADO**

---

**DISEÑO DE UNA MÁQUINA DE ENTRENAMIENTO Y  
TECNIFICACIÓN DE LA MELÉ DE RUGBY**

**Alumno/a**

Francisco González Monís

**Tutor/es**

Javier López Martínez

Juan Antonio Martínez Lao



# Resumen

En este proyecto se exponen los cálculos y procedimientos necesarios para construir una máquina de entrenamiento y tecnificación de la melé que se adapte al rugby moderno y tenga un precio contenido.

Para lograr este fin, se procede inicialmente a realizar un estudio exhaustivo del mercado, desgranando todas las posibles decisiones de diseño que se pueden tomar durante la creación de este tipo de máquina. Tras esto, se ahonda en los requisitos que ha de tener para adaptarse al rugby actual, muy evolucionado en los últimos años. Por último, se realiza el diseño final tratando de aportar ideas nuevas para afrontar los diferentes problemas que surgen a la hora de crear este tipo de producto.

**Palabras clave:** melier, scrum machine, melé, rugby.

# Abstract

In this project the calculations and procedures needed to build a scrum technical training machine adapted to modern rugby and with a reasonable price are presented.

To do so, initially, a thorough market research is carried out, analysing the possible design decisions that can be made when producing this type of machine. After that, the requirements that the machine should have to become adapted to modern rugby, which has recently evolved dramatically, are studied in depth. To conclude, the final design is presented, trying to provide new ideas in order to confront the different problems that may arise when building this type of product.

**Keywords:** melier, scrum machine, melé, rugby.

# Índice general

Resumen.....	III
Abstract.....	IV
Índice general.....	V
Índice de tablas.....	VIII
Índice de figuras.....	IX
MEMORIA.....	1
1. Introducción.....	3
1.1 Motivación.....	3
1.2 Objetivos del trabajo.....	3
1.3 Estructura de la memoria.....	4
2. Antecedentes.....	5
2.1 ¿Qué es un melier?.....	5
2.2 Tipos de melier.....	6
2.2.1 Tipos base.....	6
2.2.2 Tipos de brazos.....	8
2.2.3 Resistencia al avance.....	9
2.2.4 Movilidad.....	12
2.2.5 Tipos de articulaciones.....	14
2.2.6 Complementos y detalles constructivos.....	15
2.2.6.1 Escudos.....	15
2.2.6.2 Agarre.....	16
2.2.6.3 Oposición al avance.....	16
2.2.6.4 Movilidad y transporte.....	16
2.2.6.5 Tecnología.....	18
2.2.6.6 Cuidado y mantenimiento.....	18
2.2.6.7 Seguridad.....	19
3. Proceso de diseño.....	20

3.1	Normativa.....	20
3.2	Análisis funcional.....	22
3.2.1	Estudio de la melé .....	22
3.2.2	Evolución y estado actual de la melé .....	23
3.3	Propuesta de diseño.....	24
3.3.1	Requisitos de diseño.....	24
3.3.2	Evaluación y selección de alternativas .....	25
3.3.2.1	Tipo base .....	25
3.3.2.2	Tipos de brazos.....	26
3.3.2.3	Resistencia al avance .....	26
3.3.2.4	Movilidad.....	31
3.3.2.5	Escudos.....	33
3.4	Dimensiones iniciales (Síntesis estructural y dimensional).....	34
3.5	Selección de materiales.....	35
3.6	Diseño de detalle y selección de componentes .....	37
3.6.1	Brazos .....	38
3.6.1.1	Perfil por el que transcurre la barra corredera .....	39
3.6.1.2	Enganches para las gomas.....	39
3.6.1.3	Articulación.....	40
3.6.1.4	Perfil inferior y perfil adicional para enganches.....	42
3.6.1.5	Tope.....	43
3.6.1.6	Barra corredera .....	45
3.6.2	Rodillos y sistema de frenado .....	45
3.6.2.1	Rodillos .....	46
3.6.2.2	Sistema de frenado.....	47
3.6.3	Ejes y rodamientos .....	49
3.6.4	Estructura .....	51
3.6.5	Sistema de elevación y asiento. ....	53
3.6.6	Otros elementos.....	55
4.	Resultados y conclusiones.....	56

Bibliografía .....	61
Anejo I. Fases de realización y cronograma .....	67
Anejo II. Integración de las competencias .....	69
Anejo III. Dimensionamiento y selección de componentes.....	72
PLANOS .....	158
MEDICIONES Y PRESUPUESTO .....	178
PLIEGO DE CONDICIONES.....	185

# Índice de tablas

Tabla 1. Matriz de decisión sobre tipos de base. ....	25
Tabla 2. Comparativa de tipos de brazos. ....	26
Tabla 3. Sistemas de oposición al avance. Selección y funcionamiento. ....	27
Tabla 4. Comparativa sistemas de oposición al avance. ....	28
Tabla 5. Evaluación de sistemas que faciliten la movilidad. ....	31
Tabla 6. Presupuesto. Perfiles cuadrados. ....	111
Tabla 7. Presupuesto. Enganches para las gomas. ....	112
Tabla 8. Presupuesto. Pletinas. ....	112
Tabla 9. Presupuesto. Pernos y fijaciones. ....	112
Tabla 10. Coeficientes de rozamiento típicos del acero. ....	117
Tabla 11. Desglose de precios de la estructura. ....	154
Tabla 12. Precio perfiles tubulares cuadrados. Brazo. ....	179
Tabla 13. Enganches para las gomas. ....	179
Tabla 14. Pletinas. Brazos. ....	179
Tabla 15. Presupuesto. Pernos y fijaciones. ....	180
Tabla 16. Artículos de Predator. ....	180
Tabla 17. Precio de rodillos y sistema de frenado. ....	180
Tabla 18. Presupuesto de depósitos, ejes y rodamientos. ....	181
Tabla 19. Elementos de la estructura. Precios. ....	181
Tabla 20. Precio perfiles tubulares cuadrados. Estructura. ....	182
Tabla 21. Elementos del sistema de elevación y asiento. Precios. ....	182
Tabla 22. Coste según labores precisadas. ....	183
Tabla 23. Precio de los electrodos. ....	183
Tabla 24. Honorarios del proyectista. ....	183
Tabla 25. Coste total sin honorarios del autor del proyecto. ....	183

# Índice de figuras

Figura 1. Distribución de jugadores en la melé. [1] [2] .....	5
Figura 2. Selección de Inglaterra entrenando en un melier. [3] .....	6
Figura 3. Comparativa trineo y rodillo. [4] [5].....	7
Figura 4. Modelo neumático de Live Scrum. [6] .....	7
Figura 5. Digital Scrum Machine de Aramis. [7].....	8
Figura 6. Detalle gomas elásticas. [8].....	8
Figura 7. Recorrido corto Enforcer. [9] .....	9
Figura 8. Comparativa tipo trineo sencillos. [3] [10].....	10
Figura 9. Sistema de frenado por clavos. [2].....	10
Figura 10. Sistemas de trabado de la marca Rhino. [8] [13] .....	11
Figura 11. Modelos con posibilidad de empuje opuesto. [14] [15] .....	12
Figura 12. Comparativa entre el primer scrum machine y su versión actual. [16][17] .....	13
Figura 13. Sistema hidráulico (1), elevación mediante husillo (2) y accionado por palanca (3)..	13
Figura 14. Detalle movilidad. Dictator - Rhino. [19].....	14
Figura 15. Doble articulación en los brazos y regulador de altura en detalle. [20] .....	14
Figura 16. Comparativa entre tipos de escudos y detalle de su sistema de fijación. [21].....	15
Figura 17. Diferentes formas de simular el agarre. [3] [19] [22] [23] .....	16
Figura 18. Modelos plegables de la marca Enforcer. [15] [24] .....	17
Figura 19. Modelo Rebel de Rhino. Embalaje y diseño. [25] .....	17
Figura 20. Precio de sensor de altura. [26] .....	18
Figura 21. Ángulo óptimo entre rodilla y cadera. [32].....	22
Figura 22. Formación de la melé. Tiempos de entrada y posición inicial. [33].....	23
Figura 23. Boceto de brazo con dos grados de libertad.....	26
Figura 24. Boceto comparativo. Elevación regulable y tambor con clavos .....	29
Figura 25. Boceto de scrum machine con elevación regulable. Distribución de los elementos.	29
Figura 26. Boceto de sistema mixto con elevación integrada. ....	30
Figura 27. Boceto de melier tipo trineo con rodillos. ....	30
Figura 28. Boceto de melier con sistema mixto y ruedas delanteras. ....	32
Figura 29. Boceto de melier con cámara estanca y sistema de elevación variable centrado. ...	32
Figura 30. Escudos rectangulares. Catálogo de la marca Predator. [38] .....	33
Figura 31. Primer dimensionado: dimensiones mínimas.....	34
Figura 32. Máquina de tecnificación y entrenamiento de la melé. ....	37
Figura 33. Brazo completo en Solidworks.....	38
Figura 34. Diferentes supuestos de carga sobre los brazos.....	38

Figura 35. Dirección de las fuerzas. Empuje vertical soportado por las gomas. ....	39
Figura 36. Perfil por el que transcurre la corredera. Completo. ....	39
Figura 37. Empuje totalmente axial. Distribución de fuerzas en los enganches. ....	40
Figura 38. Dimensionado de enganche. Supuesto de viga empotrada. ....	40
Figura 39. Situación de carga más desfavorable para la articulación. ....	41
Figura 40. Geometría del perno y la arandela de la articulación [38] [40]. ....	41
Figura 41. Dimensiones del pasador. ....	42
Figura 42. Abstracción del perfil inferior con orejillas, tope y perfil adicional. ....	42
Figura 43. Situaciones de carga posibles en el perfil inferior. ....	43
Figura 44. Ubicación del tope y detalle de soldadura. ....	43
Figura 45. Empuje inclinado 45°. Vista de melier completo y planta del brazo. ....	44
Figura 46. Carga directa al perno del tope. ....	44
Figura 47. Geometrías de perno y pasadores seleccionados. ....	45
Figura 48. Barra corredera con escudo. ....	45
Figura 49. Ubicación de tambores y ejes. ....	46
Figura 50. Vista trasera del melier. Detalle en rodillos y ejes. ....	46
Figura 51. Ubicación y escala de los depósitos. ....	47
Figura 52. Textura del acero en contacto con el suelo. [43]. ....	48
Figura 53. Imagen de freno de disco DH 020 FKM y datos técnicos [50]. ....	48
Figura 54. Ubicación de los frenos de pinza en detalle. ....	49
Figura 55. Ensamblaje de eje y rodamientos en Solidworks. ....	49
Figura 56. Diámetros, longitudes y radios de acuerdo seleccionados. ....	50
Figura 57. Vista en detalle del chavetero. ....	50
Figura 58. Soporte P206 con rodamiento UC206 seleccionado. ....	51
Figura 59. Primer prototipo. Paso de croquis 3D a perfiles tubulares de sección cuadrada. ....	52
Figura 60. Situación de carga más desfavorable. Empuje axial máximo y tanques llenos. ....	52
Figura 61. Estructura finalmente seleccionada. ....	53
Figura 62. Ubicación y textura de las chapas de aluminio remachadas a la estructura. ....	53
Figura 63. Apoyo con rueda Jockey seleccionado. [51]. ....	54
Figura 64. Vista en detalles de sistema de elevación y fijaciones. ....	54
Figura 65. Asiento seleccionado [52]. ....	55
Figura 66. Diseño final del scrum machine. Vista delantera. ....	56
Figura 67. Diseño final del scrum machine. Vista trasera. ....	57
Figura 68. Vista en detalle de la inclinación máxima en el melier. ....	58
Figura 69. Brazo completo en Solidworks. ....	76
Figura 70. Diferentes supuestos de carga sobre los brazos. ....	76
Figura 71. Perfil por el que transcurre la corredera. Completo. ....	77
Figura 72. Empuje axial directo al perfil exterior de la corredera. ....	78
Figura 73. Empuje axial soportado por las gomas. ....	79

Figura 74. Posición del brazo cuando la fuerza va directa al tope.....	79
Figura 75. Perfil exterior de la corredera con empuje directo al tope. ....	80
Figura 76. Distribución de tensiones tangenciales en perfil cuadrado de pequeño espesor. ....	81
Figura 77. Dirección de las fuerzas. Empuje vertical soportado por las gomas.....	82
Figura 78. Empuje vertical absorbido íntegramente por las gomas. ....	82
Figura 79. Área sometida al 95% de esfuerzo por flexión. ....	85
Figura 80. Empuje totalmente axial. Distribución de fuerzas en los enganches. ....	88
Figura 81. Dimensionado de enganche. Supuesto de viga empotrada. ....	88
Figura 82. Situación de carga más desfavorable para la articulación. ....	93
Figura 83. Perno de la articulación.....	94
Figura 84. Arandela para el perno de la articulación. ....	95
Figura 85. Geometría prefijada para pasadores de acero. ....	95
Figura 86. Geometría simplificada para pasadores de acero.....	96
Figura 87. Medidas del pasador. ....	97
Figura 88. Abstracción de perfil inferior con tope, orejillas y perfil adicional para gomas. ....	97
Figura 89. Diferentes supuestos de carga aplicados a perfil inferior, adicional y tope. ....	98
Figura 90. Empuje axial. Carga directa a la articulación. ....	99
Figura 91. Empuje vertical directo a las gomas. Flector en el punto de fijación. ....	100
Figura 92. Empuje vertical directo al tope. Esfuerzos en el perfil inferior.....	101
Figura 93. Localización del tope y vista disposición de las soldaduras. ....	104
Figura 94. Empuje inclinado 45°. Vista de melier completo y planta del brazo. ....	105
Figura 95. Empuje inclinado 45°. Cálculo de la fuerza normal a la pletina. ....	105
Figura 96. Pletina tomada como viga empotrada. ....	106
Figura 97. Empuje directo al tope. Fuerza axial y vertical. ....	108
Figura 98. Perno seleccionado para el tope.....	109
Figura 99. Pasador seleccionado para el perno del tope. ....	109
Figura 100. Barra corredera y escudo. ....	110
Figura 101. Dimensiones requeridas para ensamblaje del escudo.....	111
Figura 102. Disposición de ejes y tambores en la máquina. ....	113
Figura 103. Vista trasera del melier. Detalle en tambores y ejes. ....	114
Figura 104. Fricción [47].....	116
Figura 105. Depósitos de la marca Rothalen seleccionados. [46].....	117
Figura 106. Chapa de acero con textura lagrimada.[43].....	118
Figura 107. Fuerzas que actúan sobre el rodillo. ....	119
Figura 108. Geometría del freno de finza seleccionado [50].....	120
Figura 109. Imagen de freno de disco DH 020 FKM y datos técnicos [50]. ....	120
Figura 110. Geometría del disco de freno. [50]. ....	121
Figura 111. Geometría de chaveta.....	121
Figura 112. Geometría de chevetro. [50].....	122

Figura 113. Bandas de caucho [40].	122
Figura 114. Diferentes texturas para el acero [53].	123
Figura 115. Eje y rodamientos en Solidworks.	124
Figura 116. Fuerzas que actúan sobre el eje. Planteamiento.	125
Figura 117. Tensiones medias y alternativas en un eje rotativo.	130
Figura 118. Concentración de tensiones teórica para cambio de sección con flexión.	132
Figura 119. Coeficiente de concentración de tensiones teórico en el chavetero.	134
Figura 120. Catálogo de rodamientos de bolas. [50]	138
Figura 121. Catálogo rodamientos de rodillo [50].	140
Figura 122. Tipo de soporte seleccionado.	141
Figura 123. Catálogo del distribuidor Rodavigo [50]. Soporte y cojinetes seleccionados.	141
Figura 124. Diámetros, longitudes y radios de acuerdo del eje.	142
Figura 125. Vista en detalle del chavetero.	142
Figura 126. Paso de croquis 3D a tubos de sección cuadrada.	144
Figura 127. Intersección entre vigas corregida con la función recortar/extender.	145
Figura 128. Soldadura más pequeña encontrada en el melier.	145
Figura 129. Fijación con geometría de referencia.	146
Figura 130. Estudio estático primer diseño de la estructura.	147
Figura 131. Puntos críticos obtenidos en el estudio estático.	148
Figura 132. Modelo final. Simulación empuje más desfavorable en brazos.	149
Figura 133. Estudio estático cargas del rodillo.	150
Figura 134. Planta de la estructura. Detalle de espacio creado para el tanque de agua y el asiento.	151
Figura 135. Ubicación de la chapa de aluminio y los perfiles de apoyo para los tanques.	151
Figura 136. Textura de la chapa de aluminio.	152
Figura 137. Modelo final. Simulación empuje más desfavorable en brazos y depósitos de agua llenos.	153
Figura 138. Sistema de elevación seleccionado [51].	156
Figura 139. Vista en detalle. Sistema de elevación.	156
Figura 140. Asiento seleccionado. [52]	157

**MEMORIA**



# 1. Introducción

## 1.1 Motivación

El rugby es uno de los deportes que crece a mayor velocidad en todo el mundo. El exponencial aumento de jugadores federados, así como en inversión económica y visibilidad mediática posibilita que cada vez más competiciones y equipos puedan ser catalogados como profesionales o semiprofesionales.

A su vez, este deporte viene manteniendo una política de total reformismo en lo que reglamento se refiere. La World Rugby, el mayor órgano regulador y responsable último de los cambios que ha experimentado en los últimos años, no ha dudado en realizar variaciones notables siempre con el objetivo de reducir lesiones y dinamizar el juego. Claro ejemplo de esto es la evolución de la melé, una de las situaciones más delicadas a nivel lesiones y a su vez más determinantes en lo que a devenir del juego se refiere. Nada tiene que ver una melé moderna con una de los 80 o los 90. Como tampoco tiene nada que ver la forma de trabajarla ahora con la de antaño.

Con la vista puesta en este mercado creciente y siendo conocido lo crucial para el desarrollo de un equipo es trabajar la melé, surge la idea de crear una máquina de entrenamiento y tecnificación de la melé, conocida como melier o scrum machine. En este TFG se va a abordar por un lado el diseño de un melier que se adapte al rugby actual y cumpla con todos los requisitos necesarios sin que esto esté ligado obligatoriamente a tener un precio desorbitado. Y, por otro lado, también se va a procurar explicar con detenimiento todas las posibles alternativas de diseño, así como el proceso de dimensionado y adquisición de componentes. La idea es que este proyecto pueda servir de guía para todo aquel que esté pensado en adquirir o fabricarse su propia máquina, pero no haya logrado encontrar documentación fiable y en castellano que poder usar como base.

## 1.2 Objetivos del trabajo

El objetivo de este proyecto técnico es realizar el diseño de una máquina de entrenamiento y tecnificación de la melé. Para la consecución de este objetivo general, será necesario alcanzar los siguientes objetivos específicos:

- Realizar una revisión del estado la técnica y un estudio de mercado.
- Establecer los requisitos de diseño. Propuestas de diseño y selección de la más adecuada.
- Realizar el diseño de detalle de la máquina.

### 1.3 Estructura de la memoria

Para facilitar el seguimiento del proyecto en este apartado se va a realizar un breve resumen de los diferentes apartados presentes en la memoria. Dichos apartados, son:

- Antecedentes

En este apartado inicialmente se explican los conceptos básicos para comprender qué es este tipo de máquina y para qué se utiliza. Tras esto, se muestra el fruto del estudio de mercado realizado a modo de una documentación previa donde se describen en detalle los diferentes tipos de melieres orientando esta exposición a las posibles decisiones de diseño que se pueden tomar a la hora de crear este producto.

- Proceso de diseño

Para explicar el proceso de diseño que se ha seguido para obtener la máquina de tecnificación y entrenamiento de la melé final, se comienza por la búsqueda de normativa aplicable. Tras esto, se realiza un análisis funcional centrado tanto en estudios científicos sobre generación de fuerzas en la melé como en el reglamento y la evolución de esta fase de juego hasta llegar al estado actual.

En este punto ya se dispone del conocimiento necesario para comenzar a crear y evaluar las diferentes propuestas de diseño basadas en los requisitos impuestos. Por lo tanto, tras seleccionar las mejores alternativas y establecer unas dimensiones iniciales, se procede a realizar el diseño en detalle de la máquina.

- Resultados y conclusiones

Por último, una vez realizada la totalidad del diseño y obtenida la máquina de entrenamiento y tecnificación de la melé de rugby deseada, se muestran los resultados finales y se establecen las conclusiones obtenidas tras todo este proceso.

## 2. Antecedentes

En este apartado se va a exponer el resultado del minucioso estudio realizado de todas las máquinas de tecnificación y entrenamiento de la melé disponibles en el mercado. Para ello, primero se van a aportar los conceptos básicos que se han de conocer para comprender correctamente el funcionamiento y la finalidad de este tipo de máquina de entrenamiento y cada uno de sus componentes. Posteriormente, se expondrá toda la información recopilada de forma que sea concisa, representativa de las tendencias actuales del mercado y, sobre todo, útil para el posterior desarrollo de un diseño propio.

### 2.1 ¿Qué es un melier?

Para entender que es un melier lo primero que hay que hacer es conocer brevemente la melé, una de las situaciones estáticas posibles dentro de un partido de rugby.

La melé o scrum (términos en francés e inglés usados indistintamente) se forma mediante el enfrentamiento de dos bloques de jugadores enlazados, los packs, correspondiente cada uno a cada equipo. Cuando se va a realizar un scrum cada uno de los equipos forma un bloque con sus ocho delanteros o forwards, siguiendo una estructura de tres líneas establecida en el reglamento. Una vez formados, ambos packs deben agacharse y ubicarse uno frente al otro, para posicionarse y esperar la indicación del árbitro autorice el empezar a empujar con el fin último de avanzar sobre el adversario y obtener la pelota. El oval se introduce por un lateral y ha de salir por el final de la agrupación por empuje, avanzando sobre el otro equipo, o talonaje, desplazamiento de la pelota hacia atrás usando los pies.



Figura 1. Distribución de jugadores en la melé. [1] [2]

## 2. Antecedentes

---

Aunque desde fuera y sin conocimiento parezca que el éxito o fracaso de una melé dependa solo de fuerza y diferencia de peso entre equipos, lo cierto es que la técnica y la coordinación son claves tanto para ganar el óvalo como para que no se produzcan lesiones. Para perfeccionar dicha técnica y coordinación todo equipo que se precie ha de tener un melier o scrum machine.



Figura 2. Selección de Inglaterra entrenando en un melier. [3]

Esta máquina permite trabajar de forma segura todas las facetas de esta situación de juego: empuje, cohesión, talonaje de la pelota, coordinación, etc. Existen numerosas variantes de diseño, pero sintetizando, se podría dividir en tres partes diferenciadas siempre presentes: cabeza y cuerpo unidos mediante brazos.

En la cabeza, o cabezas, se encuentra la parte acolchada que simula un equipo rival y sobre la que se ejercerá la fuerza de empuje. El cuerpo sin embargo es la parte que sustenta la estructura y aporta la mayor parte de la resistencia al avance. Los brazos a su vez se encargan de conectar estas dos partes.

## 2.2 Tipos de melier

En vez de diferenciar distintas clases de scrum machines marcadas y acotadas, se van a enumerar y diferenciar las posibles decisiones de diseño que se han tomar a la hora de crear un melier.

### 2.2.1 Tipos base

Existen dos tipos mayoritarios y claramente diferenciados en la industria: los de tipo trineo y los basados en rodillos.



Figura 3. Comparativa trineo y rodillo. [4] [5]

Los de tipo trineo tienden a ser más baratos y sencillos, aunque más adelante veremos cómo su diseño puede ir subiendo en complejidad, realismo a la hora de simular a un equipo contrario y, por ende, precio. También son más livianos lo que facilita su transporte, pero presenta otros inconvenientes.

El modelo de rodillo, al ser más pesado, permite trabajar la melé sin necesidad de tener jugadores que suban al trineo para aumentar la resistencia o de añadir peso de otra manera. Además, la oposición que ofrece es fácilmente variable por medio de un freno de tornillo que actúa sobre el tambor (manivela dorada en la imagen anterior).

También se pueden encontrar modelos que salgan de estos cánones como acoples para vehículos o melieres totalmente informatizados como el que presentó francia para su mundial, pero no suelen ser muy comunes ni prácticos.

Un modelo que si tiene cierta utilidad es el Live Scrum de Silverfern Sport. Este mecanismo tiene la peculiaridad de estar anclado al suelo. Esto elimina la opción de trabajar en la situación de avance sobre el pack contrario, por ejemplo, pero simplifica la incorporación de un sistema neumático. La idea es que mediante este sistema controlado por el entrenador se pueda simular lo más fidedignamente el contacto con el rival. Se puede adquirir por 12500 dólares neozelandeses en la página oficial lo que al cambio serían unos 7200 euros.



Figura 4. Modelo neumático de Live Scrum. [6]

Entrando ya en modelos más bien anecdóticos se pueden encontrar también melieres electrónicos que miden la fuerza de empuje como es el caso del Digital Scrum Machine de la

## 2. Antecedentes

---

marca Aramis. Dado que no simulan de forma muy fidedigna una melé real, que su precio es muy elevado para las prestaciones que ofrece y que tienden a ser muy aparatosos y difíciles de mover, su uso queda limitado a contextos de tipo exhibición.



Figura 5. Digital Scrum Machine de Aramis. [7]

### 2.2.2 Tipos de brazos

Los brazos se pueden clasificar como fijos, unidos rígidamente al cuerpo, o reactivos, los que permiten cierto movimiento relativo.

Los fijos abaratan costes y presentan una durabilidad superior. Los reactivos, sin embargo, se comportan de forma similar a como lo haría un rival de carne y hueso, absorbiendo, pero también mostrando oposición al primer impacto de entrada y posterior empuje. Dentro de éstos, el sistema más sencillo y extendido es el de las gomas elásticas.



Figura 6. Detalle gomas elásticas. [8]

En este sistema, el escudo de la cabeza está unido a un pistón que desliza sobre la estructura del brazo. Tanto en dicho pistón como en donde se introduce, se fijan sendos enganches para las gomas [Figura 6]. Esta disposición hace que las gomas tiendan a expulsar las correderas de

la cabeza. Siguiendo este mismo sistema, pero dotándolo de otro grado de libertad y nuevos enganches para gomas que regulen su movimiento, se puede lograr que la cabeza muestre también reacción ante el movimiento vertical.

Un aspecto positivo de las gomas es que se pueden variar la resistencia que ofrece simplemente añadiendo o quitando. También, en caso de no poner ninguna, la corredera se puede desplazar hasta el fondo y usar como si los brazos fueran rígidos.

Se pueden encontrar otros sistemas para realizar esta función. Algunos sustituyen las gomas por un resorte fijo complicándose el variar la resistencia. Otros incluyen sistemas hidráulicos o neumáticos los cuales son complejos y realistas pero caros.



Figura 7. Recorrido corto Enforcer. [9]

También se pueden encontrar brazos que sólo permiten un pequeño recorrido no variable. Son los menos costosos, pero de cara a ejercicios específicos de ganar el primer empuje ofrecen menos opciones que el resto de los reactivos [Figura 7].

### 2.2.3 Resistencia al avance

Existen multitud de formas de mostrar oposición al empuje. Hay que tener en cuenta que sobre los tipos base, se pueden ir añadiendo numerosos complementos que aumenten tanto la resistencia neta como las posibilidades de regularla según se desee.

Los de rodillo son los que menos variantes muestran en este aspecto. Todos se basan en lo mismo: peso propio muy elevado de la estructura y modificación de la resistencia que muestra el tambor. Para esto último se actúa sobre el freno del tambor grande como se comentó previamente.

## 2. Antecedentes



Figura 8. Comparativa tipo trineo sencillos. [3] [10]

A las ventajas ya mencionadas de este sistema se suma que es igual de efectivo en todos los tipos de terreno: tierra, césped artificial, hierba e incluso sobre suelo firme. Por contrapartida tenemos su tamaño y que la única forma de transportarlo a cierta distancia es en vehículos pesados. Aquí en Almería disponemos de un melier de este tipo en el estadio de la Juventud pero cuando el primer equipo se mudó al estadio municipal Juan Rojas se prefirió adquirir uno nuevo dada la complejidad y coste de su transporte.

En los de trineo es donde se encuentra la mayor diversidad a la hora de elegir el sistema adecuado para crear oposición al empuje. Como norma general se precisa añadirle mucho peso a la estructura, aunque también existen alternativas para sortear este inconveniente.

Este tipo de diseños [Figura 8] son los más baratos y sencillos, llegando incluso a realizarse por los propios clubes de forma artesanal. Pero presenta varios problemas. Por lo general la forma de añadirle peso es subir jugadores encima, pero en caso de andar falto de gente, cosa que suele ocurrir en clubs amateurs, no se podría trabajar. Esto también se puede solucionar añadiendo objetos pesados o con el uso de contenedores de agua, fáciles de transportar una vez vacíos.

Para no tener que añadir mucho peso se puede optar por trabar la estructura al suelo y así no depender enteramente del rozamiento entre superficies planas. La marca Enforcer por ejemplo consigue frenar a una melé completa solo con el peso de la estructura y un sistema de clavos regulado por dos palancas en el modelo Pro Simulator.



Figura 9. Sistema de frenado por clavos. [2]

Esta solución presenta el inconveniente de que no todos los terrenos son aptos para su uso: en suelo firme es inviable, en alberos con tierra muy dura puede que no se claven del todo bien y en césped artificial lo destrozaría a su paso. Por consiguiente, solo lo veo viable para un campo de césped natural aceptando en todo caso el probable deterioro que sufrirá el terreno.

Siguiendo con la idea de que un operador pueda regular la resistencia, Rhino opta por una solución diferente a Enforcer. En la Dictator Scrum Machine, aparte de llevar un tanque de agua para aumentar 200 kg el peso de la estructura, dos palancas hacen descender sendas picas que se clavan en el suelo [Figura 10]. El objetivo de que normalmente haya actuadores independientes es que se pueda ofrecer una mayor resistencia por un lado que por otro para trabajar los posibles giros que se dan en una melé real. Sin ser variables durante su uso, también se pueden encontrar complementos que para lograr ese fin como se puede ver en la tercera figura.



Figura 10. Sistemas de trabado de la marca Rhino. [8] [13]

Todas estas soluciones coinciden en que tan solo pueden mostrar resistencia al empuje, pero no pueden “empujar” a los jugadores. Para lograr ese fin hay varias posibilidades, aunque de antemano ha de quedar claro que no son modelos que se suelen ver por los campos de rugby.

Por un lado, están los ya mencionados acoples para vehículos a motor. Tienen a su favor que no precisan de mucha gente para realizar entrenamientos y que su coste es bajo si no tenemos en cuenta al vehículo. El mayor inconveniente que presenta es que simula mucho peor una melé real.

Para la mejor simulación del comportamiento real de un equipo rival están los scrum machines robóticos o electrónicos, como el ya mencionado modelo francés o el creado por la NASA. El mayor inconveniente de éstos es el precio desorbitado, llegando el modelo americano a un precio de 500 000 dólares según un artículo neozelandés.



Figura 11. Modelos con posibilidad de empuje opuesto. [14] [15]

Como solución más económica y extendida está la de dotar al melier de dos zonas de empuje enfrentadas. En los de tipo rodillo es muy habitual encontrar estas dos cabezas mientras que en los de tipo trineo no es lo más común. El inconveniente que presentan es que se precisan de dos packs de delantera para realizar los ejercicios.

### 2.2.4 Movilidad

En este contexto se entiende por movilidad la forma o facilidad de trasladar la estructura dentro de lo que serían las propias instalaciones deportivas. Quedando diferenciado este concepto del de transporte del melier, referente al traslado de la máquina a otro lugar geográfico y del de desplazamiento u oposición al empuje ya comentado en el apartado anterior.

Empezando por el más evidente, para desplazar los de tipo rodillo se aflojan los frenos que actúan sobre los dos rodillos. A su vez, se consigue dirigir el desplazamiento soltando también la resistencia que regula la facilidad de giro de la cabeza. Ésta y otras articulaciones posibles se tratarán posteriormente. La alternativa a este sistema es la de hacer la estructura más compacta y dividir el rodillo grande en dos para que al empujar más por un lado que por el otro se logre cierto giro.

Este sistema es el del primer melier de la historia (1980) y sus herederos actuales. El inconveniente que presentan todos ellos es que es bastante aparatoso su desplazamiento por culpa de su peso, volumen y escasa maniobrabilidad, precisando de varias personas para moverlo y siendo muy complicado sortear desniveles.

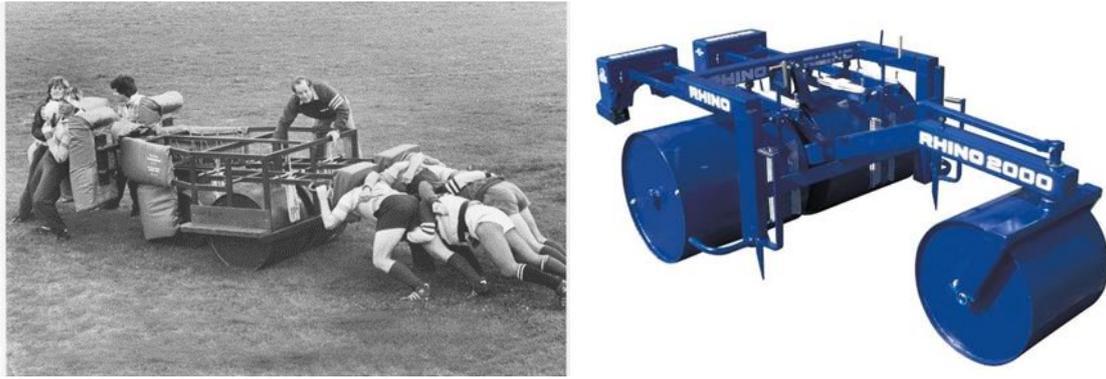


Figura 12. Comparativa entre el primer scrum machine y su versión actual. [16][17]

Los de trineo en cambio sí que muestran diferentes alternativas las cuales se pueden agrupar en con o sin ruedas. Sin ruedas, la movilidad queda limitada al arrastre estando ésta condicionada directamente por el peso de la estructura y su rozamiento con el terreno. Este sistema es el de mayor sencillez y menor coste, pero solo es viable para scrum machines ligeros.



Figura 13. Sistema hidráulico (1), elevación mediante husillo (2) y accionado por palanca (3). [8] [13][18]

Si la estructura es más pesada o simplemente se quiere facilitar su desplazamiento, se pueden acoplar ruedas al cuerpo del melier. Este sistema ha de poder alternar entre que el peso lo soporte la base del cuerpo o que éste se deposite enteramente en las ruedas. Para lograr variar la altura del cuerpo se puede instalar un sistema hidráulico, de husillo u optar por ruedas descendan simplemente haciendo palanca.

Un modelo destacable en el apartado de movilidad es el ya mencionado Dictator de Rhino el cual consigue que una vez elevado el cuerpo del melier tan solo haga falta una persona para poder transportarlo. Para ello sustituye el extendido sistema de cuatro ruedas por uno tipo triciclo en el que la rueda desperejada está articulada y provista de una dirección con agarres desde la que tirar de la estructura. Cabe destacar que es el único tipo de melier pesado (836 kg) no unido a un vehículo que de verdad puede ser llevado cómodamente por una sola persona. Aun siendo este diseño uno de los más interesantes y completos, vuelve a aparecer el problema del elevado precio. Un total de 14950 £ o 17410,25 € según el cambio actual.



Figura 14. Detalle movilidad. Dictator - Rhino. [19]

### 2.2.5 Tipos de articulaciones

Existe variedad dentro de las posibles articulaciones que se pueden implementar en un melier pero podemos clasificarlos según dónde se sitúan o el tipo de movimiento que permiten.

En los brazos está la posibilidad de que exista un desplazamiento axial al recibir empuje, brazos retráctiles. Además, a esto puede sumarse una articulación que permita el desplazamiento angular vertical restringido normalmente por gomas. La combinación de estos dos sistemas fue ya mencionada en tipos de brazos donde apareció en detalle el sistema del modelo 65 Plus scrum de la marca Predator [20].

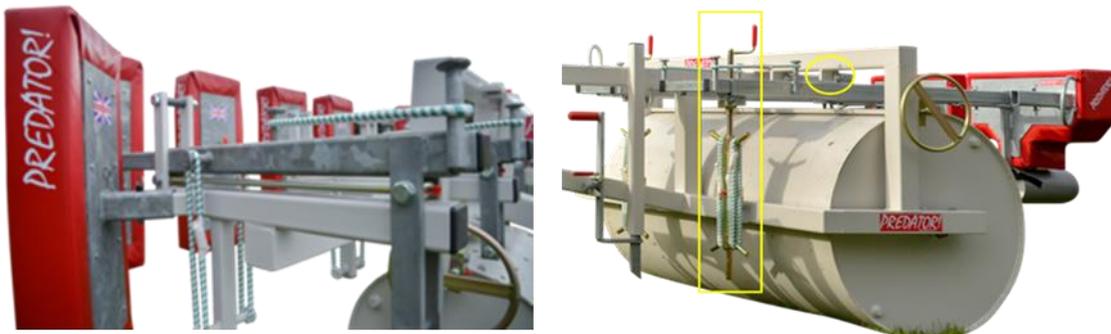


Figura 15. Doble articulación en los brazos y regulador de altura en detalle. [20]

Otro sistema es el que, aparte de incluir los brazos retráctiles, la unión de éstos al cuerpo del melier permite que oscile perpendicular al suelo. La resistencia a este movimiento viene dada por un mecanismo que, girando una manivela, varía la distancia entre enganches para gomas elásticas. Este ajustador de altura se une al extremo del brazo y al cuerpo como se aprecia a continuación.

El giro lateral se afronta de formas diferentes según el tipo de base. En los de rodillos, entre el grande y el pequeño se suele encontrar una articulación que cumple la doble función de facilitar el transporte y ofrecer este ángulo de libertad frente al empuje. Con los de trineo, sin embargo, por su peso y estructura es más común abordar este ángulo de libertad por fricción de la base o trabado al suelo mediante actuadores que con una articulación específica dedicada a ello.

Al margen de todo lo comentado quedan los sistemas neumáticos o robóticos que muestran gran variedad de movimientos relativos sin tener este tipo de articulaciones.

## 2.2.6 Complementos y detalles constructivos

Se van a tratar en este apartado los diferentes añadidos que se pueden incluir en el diseño a fin de mejorar la movilidad, resistencia al avance y sobre todo la similitud a nivel de comportamiento con una melé de carne y hueso. Existe una tendencia general entre los fabricantes que es la de ofrecer estas mejoras a modo de complementos que se adquieren por separado.

### 2.2.6.1 Escudos

El escudo es donde impacta el jugador. Se podrían agrupar en dos modalidades: los que simulan el hueco entre cabeza y hombro del oponente y los que no.



Figura 16. Comparativa entre tipos de escudos y detalle de su sistema de fijación. [21]

Hay modelos de escudos que tienen la posibilidad de variar el espacio entre ellos. Se puede hacer o bien instalando en la cabeza acoples en paralelo para elegir así entre dos distancias o bien usando un sistema similar a los de Silver Fern o Enforcer. Éste dota de agujeros a las barras horizontales donde se fijan los escudos, permitiendo variar considerablemente el espacio para las cabezas de los jugadores al fijar dichos escudos en unos u otros.

### 2.2.6.2 Agarre

El agarre al contrario es un factor importante dentro del desarrollo de la melé por lo que siempre es interesante incluirlo para poder trabajarlo como es debido. Respecto a esto, los fabricantes tienen cuatro opciones: no incluir nada específico, añadir un agarre por medio de un acople metálico, por medio de agarre menos rígido como puede ser una cuerda o instalar un escudo que simule el torso del contrario.



Figura 17. Diferentes formas de simular el agarre. [3] [19] [22] [23]

La elección de dos modelos de la misma marca para ejemplificar estos tipos de agarre no es casual. Los dos sistemas de Rhino están montados en el mismo modelo de scrum machine, siendo el escudo de la tercera imagen un complemento con un coste de 695 libras que al cambio son unos 807 euros. Ésta es la tónica general, independientemente de la marca que se elija, los complementos son interesantes, pero tienden a tener precios prohibitivos.

### 2.2.6.3 Oposición al avance

Para aumentar dicha oposición se puede optar por añadir peso o trabar la estructura al suelo. Estos mecanismos están presentes mayoritariamente en los de tipo trineo dado que no son precisos en los de rodillos.

A la hora de aumentar el peso del conjunto se venden complementos como tanques para rellenar de agua, tierra o cualquier material pesado. Es en el trabado, sin embargo, donde encontramos soluciones más variadas a la hora de aumentar la resistencia ante el empuje con complementos. Lo más común es el uso de picas en sus diferentes variantes: con sistemas de cerrojo, descenso con manivela, accionado por palanca, etc.

### 2.2.6.4 Movilidad y transporte

Los melieres de rodillo no presentan alternativas en estos apartados. La movilidad siempre viene determinada por los rodillos mientras que el problema de transportar la máquina de un campo a otro, por ejemplo, no ha encontrado una solución rentable en el mercado hoy.

Para los de trineo existen más opciones. A nivel de desplazamiento, una vez se decide tomar una alternativa al arrastre, se pueden encontrar diversos sistemas de ruedas siendo los más extendidos los ya mencionados en el apartado [2.2.4]

Por otro lado, cuando se quiere afrontar el problema del transporte de una localización a otra las soluciones pasan por hacerlo plegable o desmontable. Los definidos por los propios fabricantes como desmontables son por lo general modelos extremadamente simples. A su vez, los plegables, donde la marca Enforcer destaca, admiten mayor complejidad y consiguen reducir un poco el volumen de la máquina, pero siguen sin ser fácilmente transportables siendo aun impensable el introducirlos en una furgoneta, por ejemplo.



Figura 18. Modelos plegables de la marca Enforcer. [15] [24]

Dentro del tema del transporte también podríamos incluir el envío desde el fabricante. El cuánto se pueda reducir el volumen del paquete puede influir notablemente tanto en el precio final del producto como en el tiempo que tardará en recibirlo el cliente. En la Figura 19, se puede apreciar cómo hasta un modelo tan simple como el Rebel de la marca Rhino presenta un embalaje muy abultado.



Figura 19. Modelo Rebel de Rhino. Embalaje y diseño. [25]

### 2.2.6.5 Tecnología

Generalmente este tipo de máquinas no suele incluir elementos electrónicos. Esto se debe a varios factores como que un melier ha de estar diseñado generalmente para aguantar a la intemperie, el aumento de precio que suponen no suele estar compensado por su aumento a nivel de prestaciones, etc.



Figura 20. Precio de sensor de altura. [26]

Claro ejemplo de esto es el complemento de la marca Rhino para el modelo Dictator. Este elemento avisa mediante un pitido cuando el ángulo de empuje se sale de un margen establecido. Es decir, cuando no se realiza como es debido, lo más constante y paralelo al suelo posible. Si bien puede resultar interesante a nivel deportivo, las 995 £ extra que cuesta lo convierte en algo que no está al alcance de todos los equipos.

### 2.2.6.6 Cuidado y mantenimiento

Respecto al cuidado, el complemento más extendido es la funda o cobertura del melier. Prácticamente todos los fabricantes de cierto peso las venden por separado y a medida para cada modelo de melier. Una vez más, los precios tienden a ser muy elevados. Tanto es así que aquí en Almería capital tenemos el del estadio de la juventud tapado con plásticos y el del Juan Rojas directamente al aire.

A nivel de mantenimiento, lo usual es que no se precise más que mantener lubricadas las partes móviles. Caso aparte son los que tengan sistemas hidráulicos ya que en ellos se ha de comprobar el nivel de líquido, tener cuidado de no sobrecargar el sistema metiendo demasiada presión, etc. Es habitual instalar ojos de pez para ver que el nivel es correcto, así como un sistema que libere presión a sobrepasar el límite.

### **2.2.6.7 Seguridad**

Todo fabricante tiene en cuenta ciertos detalles para garantizar la seguridad de los jugadores tanto durante la realización de los entrenamientos como a la hora de desplazar la máquina de un lugar a otro.

Por un lado, dejar una distancia entre los escudos y el cuerpo del melier para que, en caso de derrumbe de la melé, cosa que ocurre fácilmente durante los entrenamientos, no se pueda dar la posibilidad de que los primeras líneas impacten contra ningún elemento.

Por otro lado, no debe haber bordes o aristas afiladas en zonas susceptibles de ser agarradas tanto durante el ejercicio como el desplazamiento de la estructura. Los modelos más pesados precisan de varias personas para ser desplazados como ya se comentó previamente por ende, se debe pensar desde dónde y cómo van a contactar jugadores y estructura durante su traslado. También cabe comentar que un melier excesivamente ligero puede resultar peligroso si se desplaza demasiado fácil u ocasiona giros erráticos durante el empuje.

## 3. Proceso de diseño

En este apartado se va a exponer punto por punto los pasos necesarios para realizar el proceso de diseño de la máquina de entrenamiento y tecnificación de la melé. En primer lugar se abordará la búsqueda de normativa aplicable para este tipo de producto. A continuación, en el siguiente apartado de análisis funcional, se expondrán las condiciones de funcionamiento del melier extrapoladas del estudio de mercado, reglamento actual y diferentes artículos científicos sobre mecánica y optimización de la melé. Tras estos dos apartados se procederá al diseño propiamente dicho con las secciones de propuesta de diseño, selección de materiales, síntesis estructural y dimensional y, por último, diseño en detalle.

### 3.1 Normativa

A día de hoy, no existe normativa relativa a este tipo de máquinas de entrenamiento de la melé. De hecho, las peculiaridades intrínsecas del melier hacen que incluso quede fuera de marcos normativos amplios y genéricos diseñados para que productos muy variados entre sí mantengan unas mismas directrices de diseño, fabricación y puesta en mercado. Se optará pues, en este proyecto, por seguir las directrices básicas de diseño de distintas normas, pero haciendo hincapié en que para este tipo de producto no son de obligado cumplimiento.

A continuación, se van a enumerar las diferentes normas que se usarán como referencia y se expondrá los motivos por lo que el melier queda fuera de ellas.

- **RD 1801/2003 Seguridad general de los productos. [27]**

El artículo 3 apartado 2 de este real decreto dice lo siguiente:

“Cuando no exista disposición normativa de obligado cumplimiento aplicable o ésta no cubra todos los riesgos o categorías de riesgos de producto, para evaluar su seguridad (...) se tendrán en cuenta los siguientes elementos:

a) Normas técnicas nacionales que sean transposición de normas europeas no armonizadas

b) Normas UNE.

c) Las recomendaciones de la Comisión Europea que establezcan directrices sobre la evaluación de la seguridad de los productos.

d) Los códigos de buenas prácticas en materia de seguridad de los productos que estén en vigor en el sector, especialmente cuando en su elaboración y aprobación hayan participado los consumidores y la Administración pública.

e) El estado actual de los conocimientos y de la técnica.”

Tras comprobar que no existe disposición normativa de obligado cumplimiento aplicable ni normas técnicas nacionales que sean de transposición de normas europeas no armonizadas, se procede a la búsqueda de normas UNE que tengan relación con este producto. La más cercana que esté vigente es la UNE-EN 957-2:2003 “Equipos fijos de entrenamiento. Parte 2: Equipos para entrenamiento de la fuerza; requisitos técnicos específicos de seguridad y métodos de ensayo” [29] la cual tiene como base la ya anulada UNE-EN 957-1:2005 “Equipos fijos para entrenamiento. Parte 1: requisitos generales de seguridad y métodos de ensayo”.

El mayor problema de compatibilidad con estas normas es que están destinadas para equipos fijos como recalca en el apartado de objeto y campo de aplicación. Yendo a la definición de equipo fijo de entrenamiento en el apartado 3.1 de UNE-EN 957-1:2005: “Equipo que no se mueve como una unidad durante su uso y que bien está sobre el suelo o sujeto a una pared, techo u otra estructura fija”. Como se puede ver, los diseños más comunes de melier quedarían fuera también de estas normas aun siendo, como se comentó previamente, las que más se aproximan.

▪ **RD 1644/2008 Comercialización y puesta en servicio de máquinas. [29]**

El problema aquí es que quedaría fuera del campo de aplicación de la norma al no entrar en la definición de ninguno de los productos mencionados en el artículo 1. Aunque pareciera fácilmente incluíble en la definición de máquina, si se lee con detenimiento el Artículo 2. Definiciones, apartado a) podemos observar cómo al ser accionado por fuerza humana, no puede definirse como máquina según los criterios de esta normativa:

“Máquina: Conjunto de partes o componentes vinculados entre sí, de los cuales al menos uno es móvil, asociados para una aplicación determinada, provisto o destinado a estar provisto de un sistema de accionamiento distinto de la fuerza humana o animal, aplicada directamente.”

A pesar de esta esto, en este documento se seguirá calificando al melier de máquina según la definición de la Real Academia Española la cual define máquina como “Artificio para aprovechar, dirigir o regular la acción de una fuerza”.

- **Normativa adicional**

A modo de consulta y orientación para el dimensionado de perfiles y componentes de acero, se acude al código técnico de edificación [30]. Huelga decir que esta norma tampoco será de obligado cumplimiento para la construcción de esta máquina de tecnificación.

## 3.2 Análisis funcional

En este caso, al tratarse de un producto enfocado a mejorar una faceta deportiva concreta, es importante estudiar con detenimiento la misma para extrapolar las cualidades que deban de estar presentes en el diseño final.

### 3.2.1 Estudio de la melé

Tras consultar numerosos artículos científicos se observó que muchos obtenían premisas contradictorias, estaban desactualizados o no contaban con todas garantías para ser catalogados como fiables.

En consecuencia, se optó por tomar como referencia un artículo de revisión que abarcase un gran número de estudios y fuera lo más actual posible [31]. Eric Martin y George Beckham analizaron y pusieron en contraste un total de 26 estudios sobre generación de fuerzas durante la melé de Rugby. De este trabajo se pueden obtener varias conclusiones relevantes para el diseño de una máquina de entrenamiento y tecnificación de la melé:

- **Biomecánica de la melé.**

- La altura óptima para favorecer el empuje se estima en torno al 40% de la altura del propio jugador.

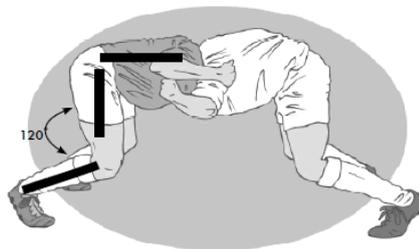


Figura 21. Ángulo óptimo entre rodilla y cadera. [32]

- Postura del tren inferior: pies en paralelo, amplia extensión de cadera y tobillos con un ángulo de aproximadamente 120°.

- **Fuerzas generadas durante el empuje**

- El empuje individual ha sido estimado entre 1000 *N* y 2000 *N* en jugadores profesionales.
- Un pack completo de delantera puede generar a su vez entre 4000 *N* y 8000 *N*.
- De media, solo el 65% de las fuerzas generadas individualmente se transfieren a la máquina cuando forma el agrupamiento el del pack completo.
- En una melé real los packs de delantera reducen su empuje en torno al 50% en comparación con la simulación en el melier.
- Los primeras líneas aportan el 40-51% y los segundas líneas el 31-33% mientras que los terceras solo contribuyen en un 18-27% del empuje total.
- Se estima que, para lograr un avance sobre el contrario de una distancia mínima de 1,5 *m*, se ha superar su empuje total en un 10% o más. Este avance incrementa significativamente la probabilidad de ganar la posesión.
- La sinergia, estabilidad y técnica pueden ser factores más importantes que la fuerza generada por el individuo. Generar mayor empuje individual de media y tener más masa no le garantiza a un pack de delantera su superioridad en la melé, aunque sí son factores muy determinantes.

### 3.2.2 Evolución y estado actual de la melé

La World Rugby [33] lleva décadas modificando su reglamento en pos de la seguridad de los jugadores, mejoras en el juego, inclusión de nuevas tecnologías útiles para el arbitraje, etc. En lo referente a la melé, las variaciones del reglamento han tenido unos objetivos claros:

- **Reducir el impacto inicial**

Para lograrlo se ha legislado para disminuir la distancia inicial (hasta no más de un brazo de separación), modificar el timing de la melé (crouch, bind, set) e incluso penalizar el propio hecho el embestir contra la oposición, algo que era impensable en los albores del rugby.

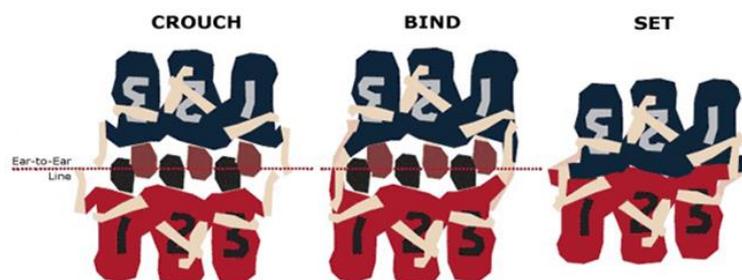


Figura 22. Formación de la melé. Tiempos de entrada y posición inicial. [33]

- **Aumentar la estabilidad**

Derrumbar la melé, soltarse del agrupamiento, dejarse caer, elevar a un contrario o tirar de un oponente son ahora castigados con golpe de castigo.

- **Dinamizar el juego**

Se han introducido o variado numerosas normas con el objetivo de que el oval salga de la agrupación de manera limpia y con celeridad.

Se recomienda la visualización del vídeo [34] para comprender de manera mucho más intuitiva y rápida el radical cambio que ha sufrido esta fase de juego a lo largo de los años.

## 3.3 Propuesta de diseño

### 3.3.1 Requisitos de diseño

Se busca diseñar una máquina de entrenamiento y tecnificación de la melé que esté enfocada al rugby actual y que sea equilibrada en lo referente a prestaciones. Para ello, se han de cumplir ciertos requisitos.

- Oposición al avance variable tanto en sentido axial a la fuerza de empuje como propiciando giros laterales.
- Precio contenido.
- Adaptabilidad a diferentes tipos de terrenos.
- Capacidad de frenar un pack de delantera completo sin necesidad de añadir gran cantidad de peso adicional a la estructura.
- Elección de materiales aptos para durar a la intemperie.
- Simulación realista del primer impacto de la melé y de los movimientos que realizarían los primeras líneas contrarios durante un empuje continuo.
- Relativa facilidad de desplazamiento por las instalaciones deportivas.
- Cumplimiento de los requisitos extrapolados del análisis funcional.
  - 8000 N empuje sostenido máximo de un pack de delantera.
  - 2000 N empuje sostenido máximo individual.

- Altura óptima de empuje equivalente al 40% de la del jugador.
- Posibilidad de realizar entrenamientos con grupos reducidos.
- Proceso de fabricación sencillo

### 3.3.2 Evaluación y selección de alternativas

Tras haber estudiado las diferentes alternativas habidas en el mercado, se van a tomar las decisiones de diseño pertinentes para adaptar el melier a los requisitos recién expuestos.

#### 3.3.2.1 Tipo base

Dada la cantidad y disparidad de opciones, se toma la decisión de utilizar un método de evaluación multicriterio de alternativas [Tabla 1].

En ésta se asigna una valoración de 0 a 100 a cada tipo de base en función de cómo de bien cumpla cierto requisito de diseño. Posteriormente, se le da un peso a cada requisito y se ponderan los resultados.

De este proceso se obtiene que la mejor opción para tomar como base es un scrum machine de tipo trineo, pero con mejoras. Véase como ejemplo representativo de este tipo el modelo Dictator de la marca Rhino [Figura 14].

Tabla 1. Matriz de decisión sobre tipos de base.

		Tipos base					Pesos	Pesos ponderados
		Trineo sencillo	Trineo mejorado	Rodillo	Robótico	Neumático		
Criterios	<i>Fidelidad en el impacto</i>	50	85	85	100	95	85	0,18
	<i>Fidelidad en el movimiento</i>	40	85	90	100	40	100	0,22
	<i>Oposición variable al avance</i>	50	80	90	50	0	80	0,17
	<i>Útil para grupos reducidos</i>	20	90	100	100	90	30	0,06
	<i>Movilidad</i>	60	95	60	0	0	80	0,17
	<i>Facilidad de transporte</i>	80	70	10	0	25	20	0,04
	<i>Facilidad de fabricación</i>	100	60	50	0	25	70	0,15
	<i>Precio total</i>	100	50	40	0	90	80	0,17
	<b>Suma</b>	400	565	485	350	275	465	1
	<b>Suma ponderada</b>	34250	42025	38125	25500	24225		
	<b>Media ponderada</b>	73,7	90,4	82,0	54,8	52,1		

### 3.3.2.2 Tipos de brazos

La opción de elegir brazos fijos queda descartada dado que la disminución en su coste no es lo suficientemente notable como para contrarrestar la pérdida de efectividad a la hora de simular un impacto real. Dentro de los reactivos, se comparan diversas opciones.

Tabla 2. Comparativa de tipos de brazos.

Sistemas	Desplazamientos	Tipo de resistencia	Simulación de impacto	Coste	Variación la resistencia
Reactivos	Axial	Resorte	Media	Medio	Compleja
		Elásticos	Media	Bajo	Sencilla
	Axial y vertical	Elásticos	Alta	Medio	Sencilla
Fijos	Nulo	Tope	Baja	Muy bajo	Nula

Se opta a la vista de los resultados por seleccionar un tipo de brazo reactivo con dos grados de libertad similar al de la [Tabla 2] eligiendo el sistema de gomas elásticas como forma de variar la oposición.

Al tratarse de un diseño que ha permanecido prácticamente invariable a lo largo de los años se ha de estudiar si precisa de alguna modificación para adaptarse mejor al rugby moderno como, por ejemplo, reducir el recorrido máximo de la corredera en dirección axial para simular mejor el tipo de entrada de la melé actual.

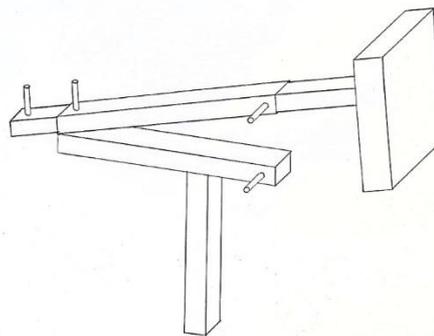


Figura 23. Boceto de brazo con dos grados de libertad.

### 3.3.2.3 Resistencia al avance

Uno de los requisitos de diseño más complejos de lograr es el de conseguir que la resistencia al avance sea variable. En las siguientes tablas se van a presentar y evaluar las opciones más interesantes.

Tabla 3. Sistemas de oposición al avance. Selección y funcionamiento.

Sistemas	Tipo de oposición	Funcionamiento
Tambor con clavos	Trabado al suelo y rozamiento con la superficie	Sistema de transmisión que hace contactar clavos y suelo al girar el tambor.
Picas		A modo manual generalmente se hace descender picas que se hunden en la superficie.
Añadir o quitar peso	Rozamiento con la superficie	Subir jugadores, objetos pesados o instalar contenedores que poder llenar y vaciar de agua.
Sistema de elevación regulable		Cargar de forma progresiva sobre ruedas el peso propio de la máquina disminuyendo así el rozamiento con el suelo.
Trineo con rodillos		Dos rodillos en contacto permanente con el suelo crean una oposición variable al regular su resistencia a girar

Los tres primeros sistemas ya han sido presentados y analizados en el apartado [2.2.3]. Sin embargo, el sistema de elevación regulable y el de trineo con rodillos son diseños diferentes a lo ya comentado.

La idea de un sistema de elevación regulable para variar la resistencia al avance surge de la búsqueda de un diseño con prestaciones similares a los de tambor con clavos [Figura 9] pero que no sea tan destructivo con el terreno. En este, la oposición máxima se produce por rozamiento cuando todo el peso de la máquina se transfiere al suelo a través de la superficie de contacto, como en un trineo sencillo. No se ha encontrado en el mercado ningún melier que utilice algo parecido por lo que las características mencionadas en la [Tabla 4] y la propia viabilidad de la idea es en este punto meramente especulativa.

A su vez, el de rodillos pretende lograr ese mismo fin, pero basándose en mecanismos ya contrastados, aunque no en melieres de tipo trineo. Este diseño sustituye los dos tambores con clavos por rodillos que están en contacto directo con el suelo en todo momento y que regulan la cantidad de fuerza necesaria para hacer avanzar el melier bloqueando en mayor o menor medida su giro.

Tabla 4. Comparativa sistemas de oposición al avance.

	Tambor con clavos	Picas	Añadir y quitar peso	Elevación regulable	Rodillos
Daño a la superficie de contacto	Muy alto	Alto	Bajo	Bajo	Bajo
Variación de la oposición total	Alta	Baja	Muy baja	Alta	Alta
Variación durante el empuje	Muy alta	Media	Nula	Alta	Alta
Peso necesario para trabado	Bajo	Alto	Muy alto	Muy alto	Alto
Complejidad de fabricación	Alta	Baja	Muy baja	Media	Alta
Capacidad de forzar giros	Muy alta	Media	Nula	Alta	Muy alta
Coste	Alto	Bajo	Muy bajo	Medio	Alto

Tras esta comparativa, se descartan las picas y el simplemente añadir y quitar peso. Se estudian con detenimiento el resto de opciones que pueden incluir una posición de mando desde la que actuar sobre el mecanismo durante el empuje.

- **Elevación regulable y tambor con clavos**

En estas dos elecciones de diseño, el eje no gira en función del avance de la máquina. La posición de éste es determinada por quien está dirigiendo la melé y solo varía la cantidad de oposición que muestra ese mecanismo. En uno derivando peso a las ruedas y en otro, haciendo contactar o no los clavos con el terreno.

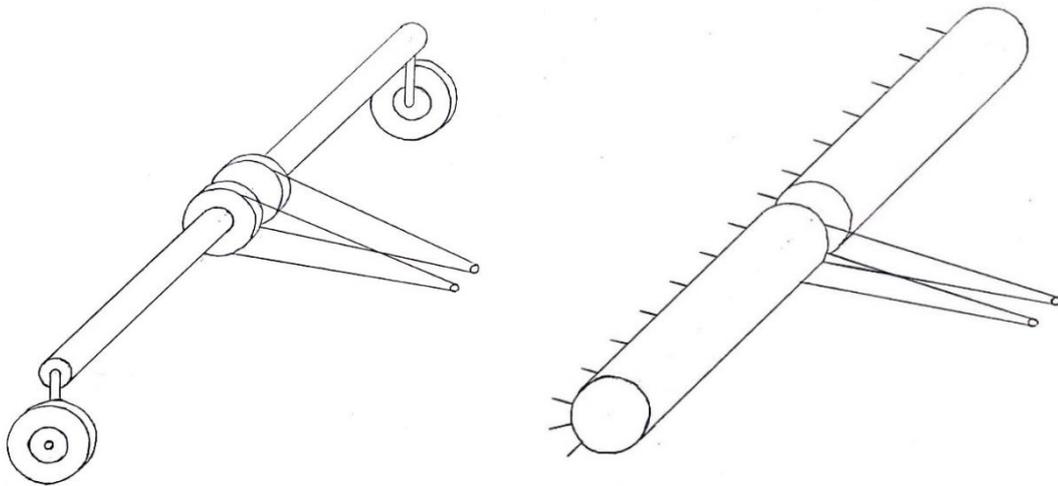


Figura 24. Boceto comparativo. Elevación regulable y tambor con clavos

Este tipo de elementos suelen ir en la parte trasera del melier al contrario que, por ejemplo, las picas. Aun así, en caso de seleccionar la elevación regulable se debería estudiar también la viabilidad de situar el mecanismo en una zona más central dado que ésta puede facilitar la movilidad del melier.

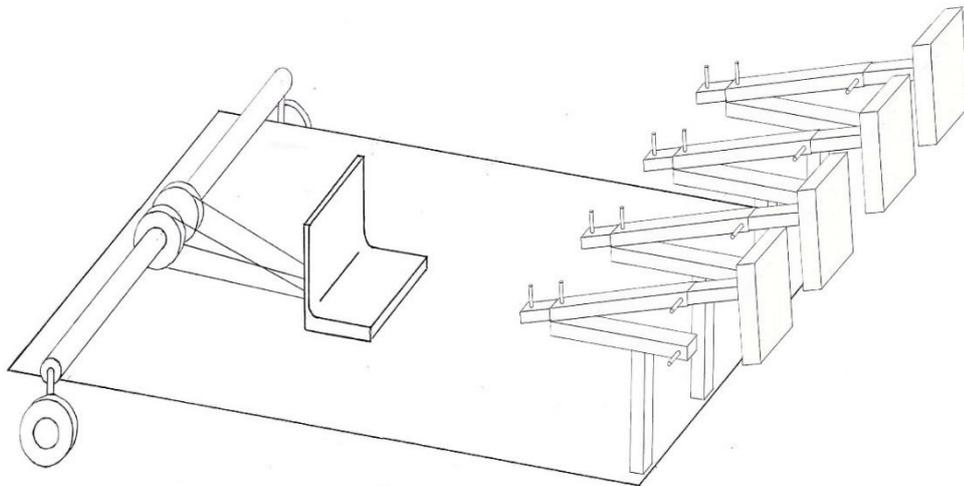


Figura 25. Boceto de scum machine con elevación regulable. Distribución de los elementos.

Otra decisión que se ha de valorar es si en vez de hacer descender las ruedas mediante soportes solidarios al eje como aparece en la [Figura 25] lo óptimo es que el desplazamiento de las ruedas sea totalmente vertical. Para ello, se podría optar por tornillos sin fin que engranen con el eje para variar la altura de cada rueda.

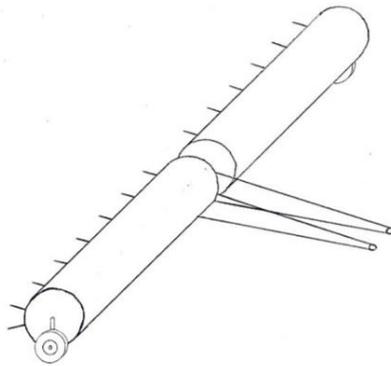


Figura 26. Boceto de sistema mixto con elevación integrada.

#### ▪ Sistema mixto

Teniendo en cuenta las carencias y las virtudes de estos dos sistemas, surge la idea de crear un diseño mixto [Figura 2]. En este, durante un giro completo del eje se ha de pasar desde el trabado máximo de los clavos del tambor hasta el descenso máximo de la rueda (rozamiento mínimo) pasando por una posición neutra en la que el melier solo esté apoyado en la superficie.

#### ▪ Sistema de trineo con rodillos

Teniendo en cuenta que, como aparece en la [Tabla 1. Matriz de decisión sobre tipos de base.Tabla 1], los melieres de tipo rodillo eran la segunda opción más viable a la hora de elegir el tipo base de la máquina, se plantea intentar rescatar cualidades de estos modelos con la idea de suplir las carencias comunes de los de trineo. Esas características son: no dañar en exceso el suelo durante el trabado, tener un peso propio elevado y la fácil regulación de la resistencia que ofrece el rodillo al avance.

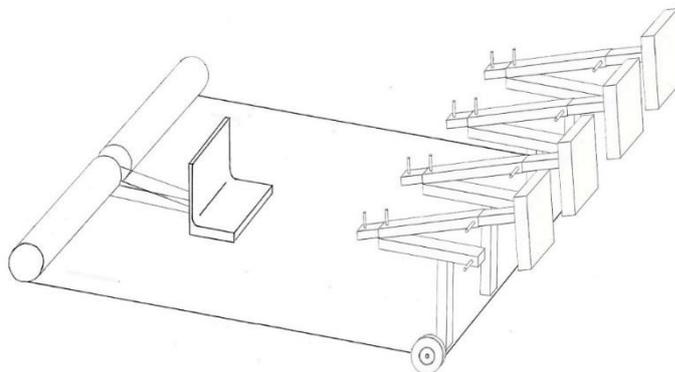


Figura 27. Boceto de melier tipo trineo con rodillos.

En contrapartida, la movilidad del total de la máquina se ve reducida notablemente al ser una opción más pesada y aparatosa que las anteriores. También hay que tener en cuenta que al

tratarse de rodillos más pequeños que los presentes los de tipo rodillo es muy posible que se precise añadir peso adicional a la estructura para conseguir el trabado total.

- **Añadir peso**

En los sistemas en los que es preciso sumar peso para conseguir el trabado total se puede añadir una cámara estanca con la que variar la masa de la máquina jugando con el volumen de agua que contenga. Para ahorrar costes, ésta se puede adquirir directamente de un tercero en vez de incluirla en el proceso de fabricación.

Existen varias ventajas de usar este sistema frente otros como por ejemplo subir jugadores al trineo:

- Se puede añadir un peso notable sin disponer de más material que una toma de agua y una manguera.
- No precisa de jugadores extra que se suban a la máquina para aumentar el peso.
- Variar el peso total es tan sencillo como abrir el desagüe o verter más líquido dentro.
- Un fluido reacciona de forma más orgánica a los movimientos y aceleraciones producidos durante el empuje simulando mejor a una melé real.

### 3.3.2.4 Movilidad

Cuanto más pesada sea la máquina mayor importancia tendrá el incluirle ruedas para facilitar su movilidad. Estas ruedas han de poder apearse del resto de la estructura cuando sea necesario. De entre todos los sistemas vistos en el apartado 2.2.4, se proceden a evaluar los basados en sistema hidráulicos, elevación mediante husillo y accionado por palanca [Figura 13]

Tabla 5. Evaluación de sistemas que faciliten la movilidad.

	Peso que soporta	Facilidad de fabricación	Regulación de altura	Coste
<b>Hidráulico</b>	Muy alto	Media	Alta	Alto
<b>Husillo</b>	Alto	Alta	Alta	Medio
<b>Palanca</b>	Muy bajo	Muy alta	Nula	Muy bajo

Siempre y cuando el peso total lo permita, la opción de elegir un mecanismo de tipo husillo o tornillo sin fin parece la más adecuada.

La cantidad de ruedas y su disposición queda supeditada al tipo de resistencia al avance elegida. En el caso del mixto y el de elevación regulable harían falta solo dos en la parte delantera mientras que en el de tambor con clavos se tendrían que incluir presumiblemente

cuatro. En los que incluyen rodillos, éstos hacen la función de las ruedas de atrás por lo que solo necesitaría dos delante.

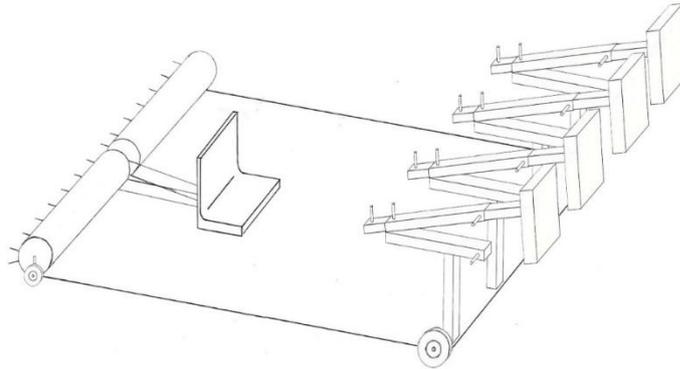


Figura 28. Boceto de melier con sistema mixto y ruedas delanteras.

Otra opción sería la de elevar el melier con solo dos ruedas colocadas en una posición centrada, buscando el centro de masas y equilibrando el peso a uno y otro lado para facilitar su desplazamiento y el hacer virar la estructura durante el mismo. Los inconvenientes serían la gran cantidad de peso que tendría que soportar cada mecanismo de elevación y que el centro de masas generalmente varía su posición al añadir peso al trineo.

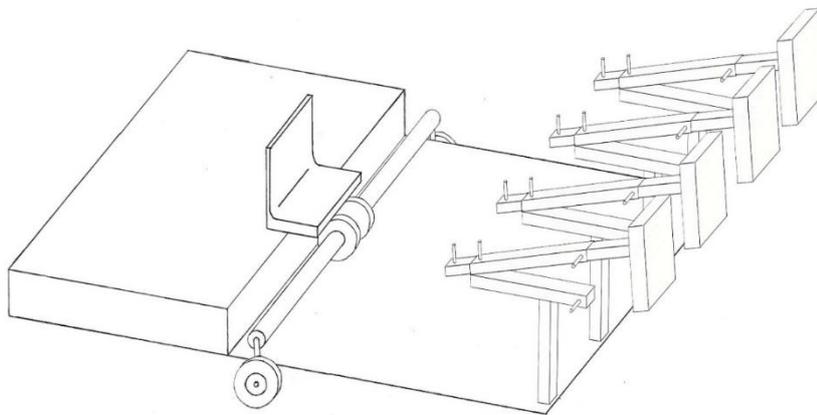


Figura 29. Boceto de melier con cámara estanca y sistema de elevación variable centrado.

Por último, otra disposición que se puede contemplar es la de tres ruedas como en el modelo Dictator de la marca Rhino [Figura 14], por ejemplo. En caso de que esta tercera rueda fuera giratoria, facilitaría considerablemente el desplazamiento de la máquina. La parte negativa es que entre el permitir el giro y el hecho de que debe de soportar más peso que el resto, presumiblemente será una solución más costosa que las anteriores.

### 3.3.2.5 Escudos

Se selecciona como escudo el de tipo rectangular simple en vez de el que simula el hueco entre cabeza y hombros ya que para la diferencia de precio que suele suponer no se considera que aporte tanto a la simulación de una melé real.



Figura 30. Escudos rectangulares. Catálogo de la marca Predator. [38]

Aunque esta sea la opción predilecta, se diseñarán los brazos con el objetivo de que sean compatible con todos los escudos de la marca.

### 3.4 Dimensiones iniciales (Síntesis estructural y dimensional)

Tomando como referencia los brazos y escudos del modelo Predator 65 Plus Rugby Scrum Machine se obtiene que el ancho mínimo que deberá tener el melier es de  $180\text{ cm}$ . Esto se debe a que el tamaño de los escudos es de  $75\text{ cm} \times 30\text{ cm} \times 12\text{ cm}$  con una separación de  $20\text{ cm}$  entre ellos.

Del modelo Pro Simulator de la marca Enforcer se toma como referencia que el largo mínimo para que pueda albergar un espacio con asiento para un operador es de  $237\text{ cm}$ .

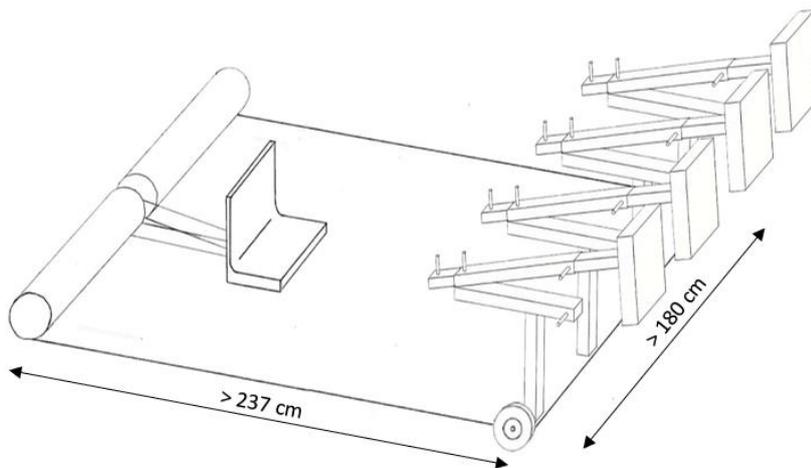


Figura 31. Primer dimensionado: dimensiones mínimas.

## 3.5 Selección de materiales

A la hora de elegir materiales se ha de tener en cuenta que:

- Generalmente, este tipo de máquinas de entrenamiento y tecnificación de la melé están siempre a la intemperie.
- Se ha de diseñar considerando que pueda ser usada en distintos terrenos y climas por lo que la resistencia al agua y a los diferentes tipos de corrosión con el suelo (hierva, césped artificial, tierra, etc.) han de ser contemplados.
- No se busca ligereza de la estructura sino todo lo contrario. Por lo tanto, conviene seleccionar materiales con densidades altas que eleven la masa total de la máquina.

### Perfiles cuadrados

Los tubos cuadrados de sección hueca del fabricante Grupo Condesa [36] utilizados tanto para los brazos como para la estructura del cuerpo del melier serán de acero estructural AISI S275 JO laminado en frío. Propiedades mecánicas del material:

$$\text{Límite elástico} = S_y = 275 \text{ MPa}$$

$$\text{Tensión de rotura} = S_u = 430/580 \text{ MPa}$$

$$\text{Densidad} = \rho = 7.850 \text{ kg/m}^3$$

### Enganches para las gomas

Los enganches para las gomas se adquieren del proveedor Incafe 2000 [37] siendo de acero AISI S275JR. Este acero tiene las mismas propiedades mecánicas que el S275JO.

### Pernos y pasadores

El perno de la articulación del brazo se selecciona de acero inoxidable 1.4305 o AISI 303 y se adquiere del proveedor Norelem [38]. Propiedades mecánicas del material:

$$S_y = 275 \text{ MPa} \quad S_u = 621 \text{ MPa} \quad \rho = 8,03 \text{ g/cm}^3$$

La arandela que fija dicho perno será de acero C67S y se adquiere en MBO Osswald [40]. Propiedades mecánicas del material:

$$S_y = 510 \text{ MPa} \quad S_u = 640 \text{ MPa}$$

### 3. Proceso de diseño

---

El perno del tope se adquiere de igual manera en MBO Osswald pero esta vez de material AISI 12L14. Sus fijaciones serán pasadores acero galvanizado adquiridos en el mismo proveedor. Propiedades mecánicas del material:

$$S_y = 410 \text{ MPa} \quad S_u = 670 \text{ MPa} \quad \rho = 7,9 \text{ kg/dm}^3$$

#### Pletinas

La totalidad de las pletinas necesarias para el proyecto se adquieren una vez más del proveedor Incafe 2000. Estas están fabricadas en el mismo acero S275 JR de los perfiles mencionados previamente.

#### Rodillos y ejes

Tanto los rodillos como el eje estarán formados de acero inoxidable AISI 304L. Estos adquiridos en Mi Panel Inox [40] y Randrade respectivamente [41]. Propiedades mecánicas del material:

$$S_y = 230 \text{ MPa} \quad S_u = 520 \text{ MPa} \quad \rho = 7,9 \text{ kg/dm}^3$$

#### Chapas

Se adquiere otra lámina de acero en Mi Panel Inox [43] del mismo tipo de material que los rodillos y el eje, pero con textura.

Del fabricante Bauhaus [44] se adquieren también dos chapas de aluminio 6082 con estampado estriado.

$$S_y = 220 \text{ MPa} \quad S_u = 250 \text{ MPa} \quad \rho = 2,7 \text{ kg/m}^3$$

### 3.6 Diseño de detalle y selección de componentes

En este apartado se va a realizar una breve descripción del proceso de diseño de cada uno de los componentes de esta máquina de entrenamiento y tecnificación. Para más información, en el Anejo III. Dimensionamiento y selección de componentes, se desarrolla y explica minuciosamente cada una de las decisiones tomadas y cálculos realizados por lo que para más información.

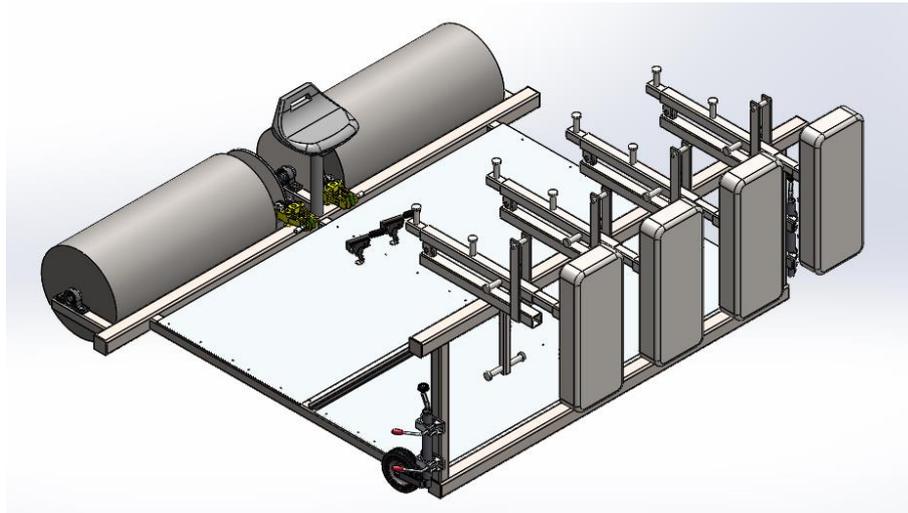


Figura 32. Máquina de tecnificación y entrenamiento de la melé.

Cabe comentar que durante el proceso de diseño de cada componente del melier se ha tenido muy en cuenta que, aparte de que cumplan todos los requisitos impuestos a nivel de prestaciones y resistencia mecánica, las piezas elegidas tuvieran un precio contenido y pudieran adquirirse fácilmente siguiendo las referencias aquí citadas.

### 3.6.1 Brazos

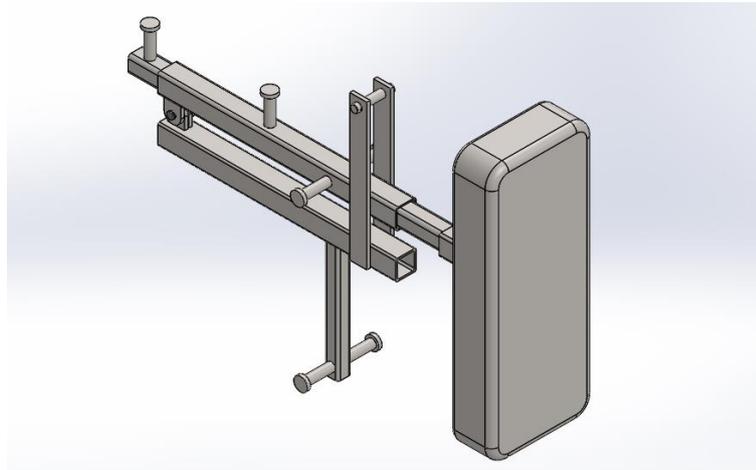


Figura 33. Brazo completo en Solidworks.

Como se vio en el apartado [3.2.1] una melé profesional puede llegar a generar 8000 N de empuje continuo. Suponiendo un reparto equitativo entre los cuatros escudos se puede afirmar que la carga máxima que ha de soportar cada brazo es de 2000 N.

Esta carga puede ser transferida íntegramente a las gomas, ir a parar de forma directa o parcial al perfil metálico por el que desliza la corredera o, en última estancia, recaer sobre el tope que evita que el brazo se eleve demasiado o se desplace lateralmente.

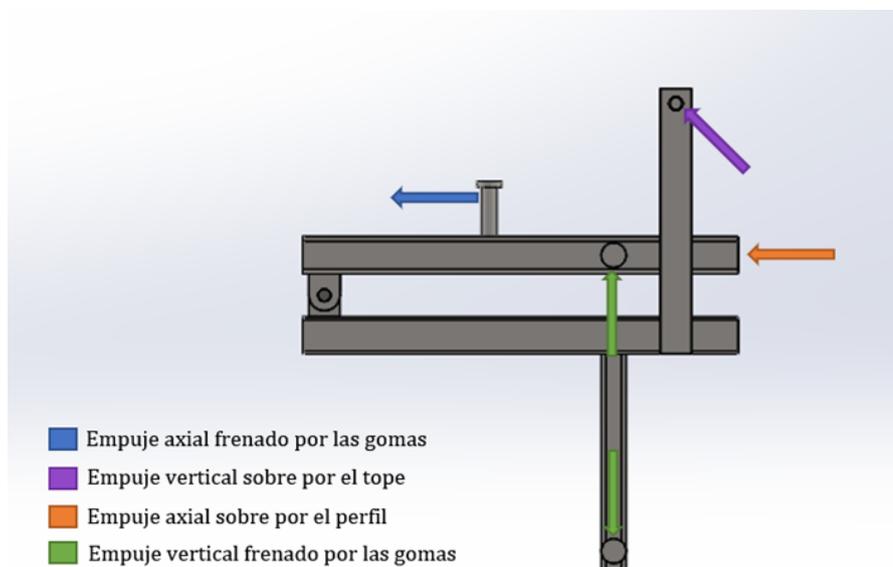


Figura 34. Diferentes supuestos de carga sobre los brazos.

El procedimiento general para el dimensionado de cada uno de los componentes será siempre el mismo: primero determinar cuál es el estado de carga más desfavorable para después calcular sobre él las dimensiones mínimas para que resista la acción de la fatiga.

A continuación, se va a mostrar uno por uno los componentes del brazo y su diseño final.

### 3.6.1.1 Perfil por el que transcorre la barra corredera

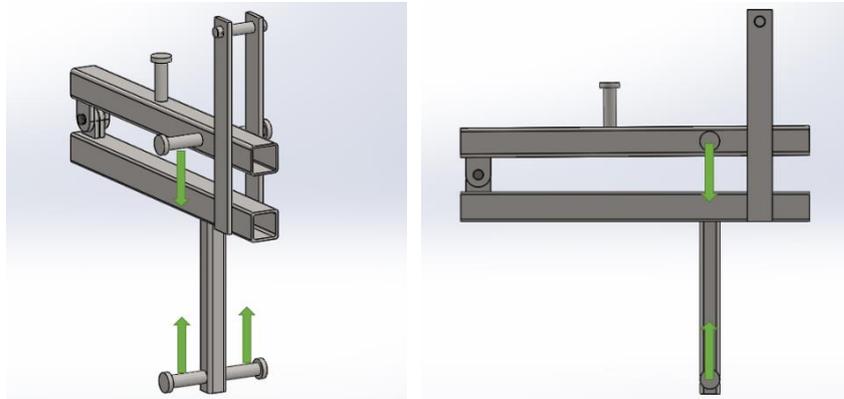


Figura 35. Dirección de las fuerzas. Empuje vertical soportado por las gomas.

La situación de carga más desfavorable para este perfil es en la que la totalidad del empuje recaerá sobre las gomas que limitan el desplazamiento. En éste, cada enganche llega a aplicarse una fuerza de hasta  $1400\text{ N}$ .

Iterando con diferentes perfiles del fabricante Grupo Condesa [36], se determina que la sección adecuada de la sección rectangular de  $60\text{ mm}$  de lado,  $4\text{ mm}$  de espesor y una longitud de  $700\text{ mm}$ .

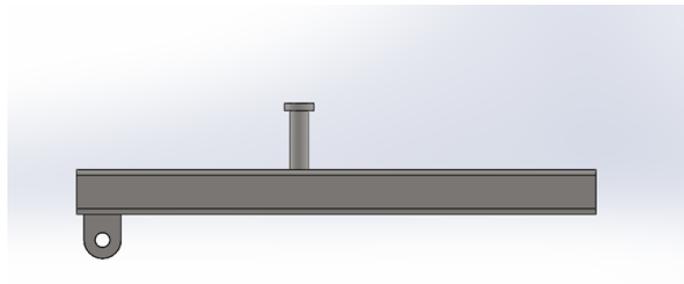


Figura 36. Perfil por el que transcorre la corredera. Completo.

Hay que comentar que el fabricante seleccionado ofrece la posibilidad de contratar el servicio de corte de los perfiles lo que facilitará considerablemente la fabricación y el montaje de la máquina.

### 3.6.1.2 Enganches para las gomas

En el caso de los enganches para las gomas, el supuesto más restrictivo es en el que se produce un empuje totalmente axial. Recayendo los  $2000\text{ N}$  máximos directamente sobre el punto más alejado de la soldadura que une estos con los perfiles tubulares.

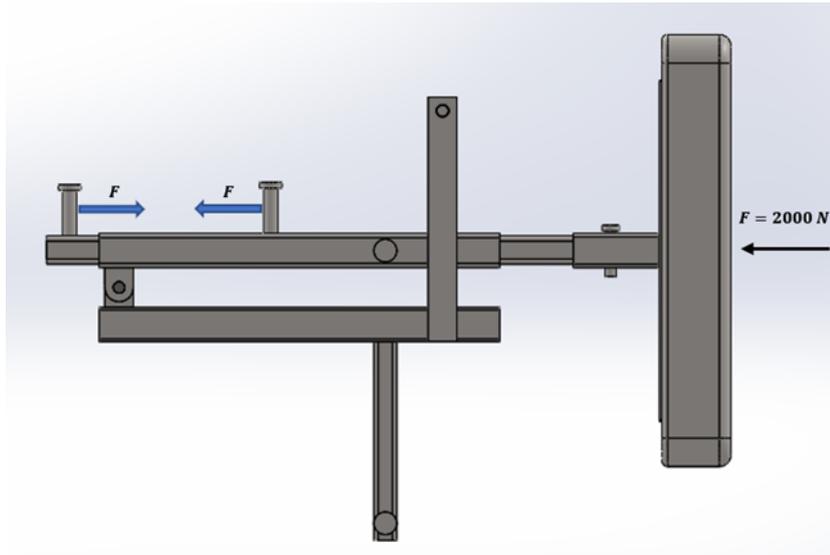


Figura 37. Empuje totalmente axial. Distribución de fuerzas en los enganches

Para su dimensionado, esta vez se itera de igual manera que se haría con una viga empotrada de sección circular. De esta manera, se obtiene un diámetro de  $25\text{ mm}$  para una longitud de  $80\text{ mm}$ . A esto habría que sumarle el cambio de sección que evita que puedan soltarse las gomas. Este tendrá un diámetro de  $35\text{ mm}$  y una longitud de  $10\text{ mm}$ . Los perfiles redondos de acero necesarios para esta parte del brazo se adquieren del proveedor Incafe 2000 [38].

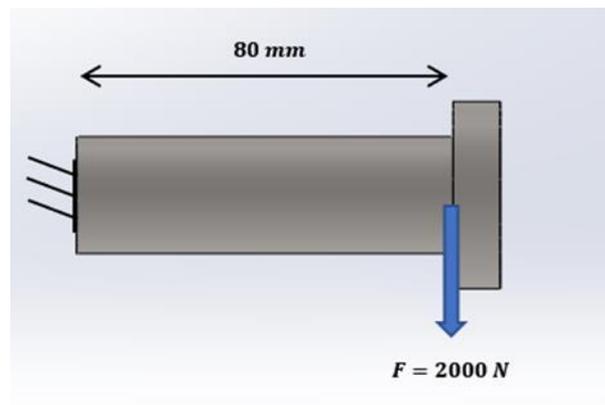


Figura 38. Dimensionado de enganche. Supuesto de viga empotrada

#### 3.6.1.3 Articulación

La articulación del brazo consta de un cilindro sobre el actúa como eje del giro y unos pasadores u orejillas fijadas tanto al perfil por el transcurre la barra corredera como al perfil

inferior. Para este dimensionado el supuesto más desfavorable es el que se crea mayor cizalladura en el cilindro o, lo que es lo mismo, el supuesto de carga totalmente axial.

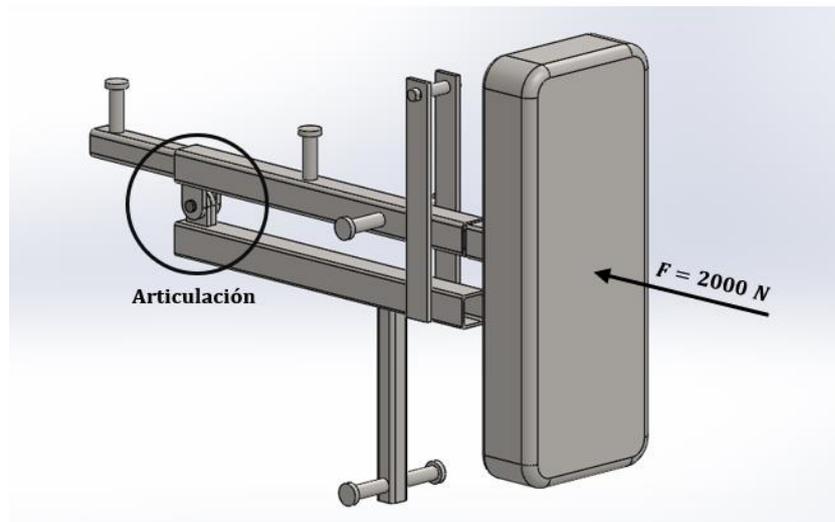


Figura 39. Situación de carga más desfavorable para la articulación.

Se diseña el cilindro a cizalladura siguiendo un proceso iterativo similar el de los apartados anteriores. El resultado de estos cálculos es que el perno ha de tener un diámetro mayor de  $17 \text{ mm}$ . En consecuencia, se selecciona un perno de bloqueo con arandela con un diámetro de  $20 \text{ mm}$  y  $45,5 \text{ mm}$  de distancia entre fijaciones. Este perno se selecciona del catálogo del distribuidor Norelem [38] mientras que la arandela correspondiente lo hace del de MBO Osswald [40].

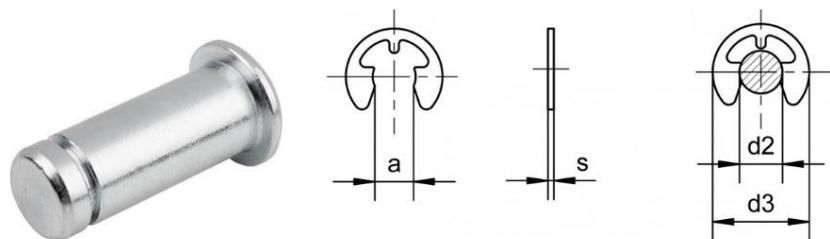


Figura 40. Geometría del perno y la arandela de la articulación [38] [40].

Para el dimensionado de las orejillas, sin embargo, se siguen las directrices marcadas en el documento básico de seguridad estructural del acero [30]. Este documento, aun no siendo de obligado cumplimiento, se utilizó para determinar la geometría del pasador en función del orificio para el perno y la carga recibida.

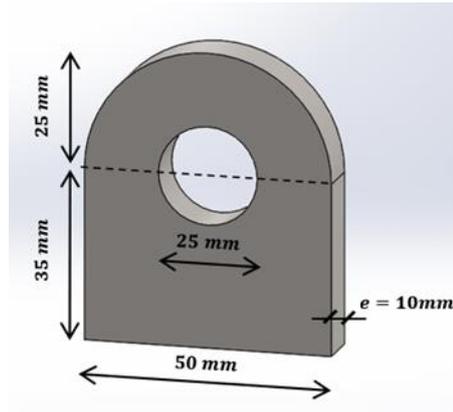


Figura 41. Dimensiones del pasador.

Por tanto, se precisan pletinas de  $50\text{ mm} \times 60\text{ mm}$ . Para su adquisición se selecciona de nuevo distribuidor Incafe 2000 [38] dado que también se puede incluir el servicio de corte al igual que sucedía con los perfiles cuadrados.

#### 3.6.1.4 Perfil inferior y perfil adicional para enganches

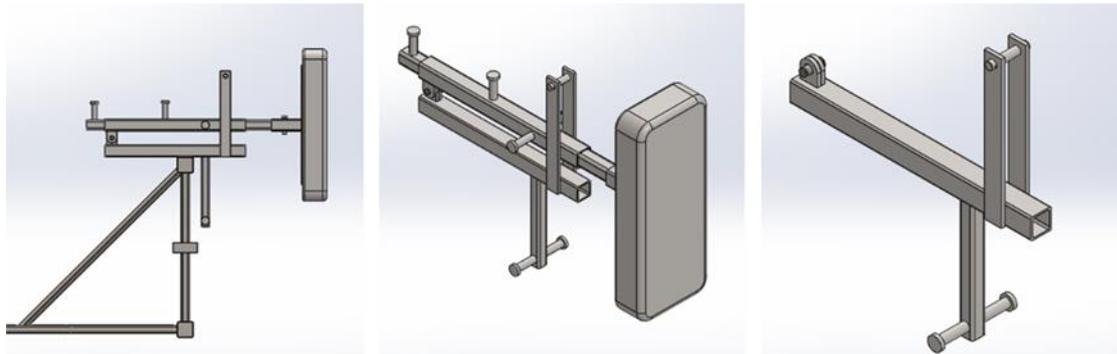


Figura 42. Abstracción del perfil inferior con orejillas, tope y perfil adicional.

De todas las situaciones de carga que puede sufrir el perfil inferior, la más restrictiva es en la que se produce un empuje vertical frenado por el tope. En esta, la fuerza máxima de  $2000\text{ N}$  se descompone en una componente vertical y otra axial de  $1891,04\text{ N}$  y  $651,04\text{ N}$  respectivamente.

Por otro lado, en el perfil adicional para los enganches, la situación más desfavorable se da cuando el empuje vertical es frenado por las gomas donde los  $1400\text{ N}$  por enganche, generan un total de  $2800\text{ N}$  a compresión.

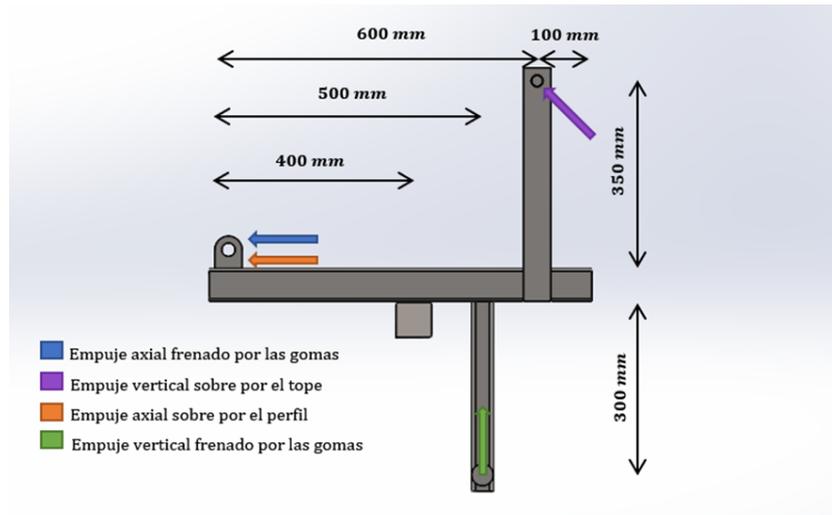


Figura 43. Situaciones de carga posibles en el perfil inferior.

Se dimensionan ambas secciones de igual manera que en el apartado del perfil por el que transcurre la barra corredera. Seleccionándose en última instancia un perfil de 60 mm de lado, 5 mm de espesor y 700 mm de largo para el inferior y de 40 mm de lado, 5 mm de espesor y de 350 mm de largo para el adicional.

### 3.6.1.5 Tope

Este elemento está formado por dos pletinas soldadas a los laterales del perfil inferior y un perno que las une en el otro extremo. El fin de este tope es evitar tanto el movimiento lateral que puedan dañar la articulación como limitar el ángulo máximo que puede elevarse el escudo durante el empuje.

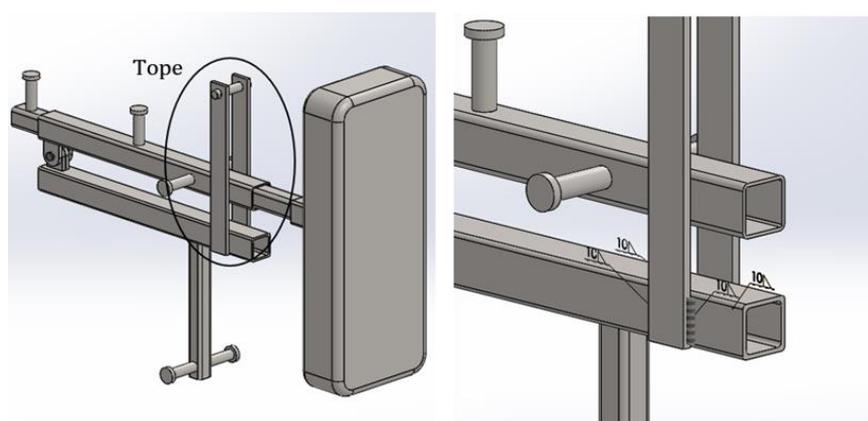


Figura 44. Ubicación del tope y detalle de soldadura.

A diferencia en los casos anteriores en los que los mayores esfuerzos ocurrían únicamente en el plano longitudinal del melier, para dimensionar este elemento se ha de contemplar también que el empuje a la melé pueda desviarse creando nuevos esfuerzos en el plano de planta.

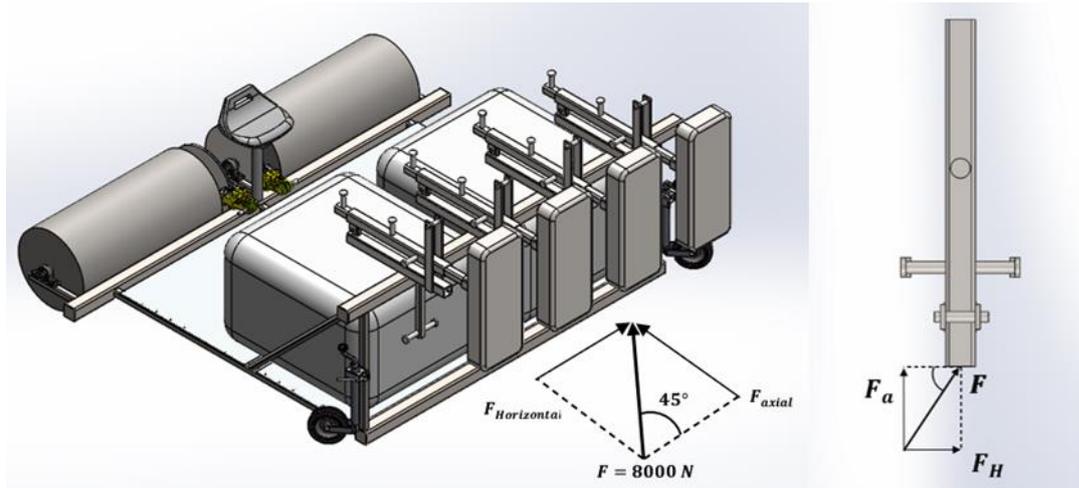


Figura 45. Empuje inclinado 45°. Vista de melier completo y planta del brazo.

Tomando la pletina como una viga empotrada de sección rectangular, se realizaron los cálculos pertinentes para comprobar que el mismo material de 50 mm de ancho y 8 mm de espesor seleccionado para la articulación soporta con creces los esfuerzos provocados por la componente horizontal del empuje siendo este de 1414,21 N en cada brazo. Eligiéndose finalmente dos pletinas de dicha sección y longitud 450 mm.

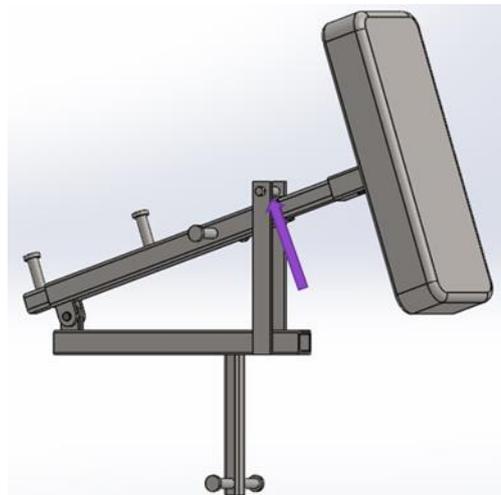


Figura 46. Carga directa al perno del tope.

A su vez, se estudia que no se produzca aplastamiento debido los agujeros de la pletina para el supuesto de carga directa el perno (2000 N) y un diámetro de orificio de 22 mm. Una vez acreditada la ausencia de fallo por este motivo, se procede a seleccionar un perno de este diámetro. En este caso, se elige uno con sistema de fijación mediante dos pasadores de 5 mm de diámetro en el catálogo de MBO Osswald [39].

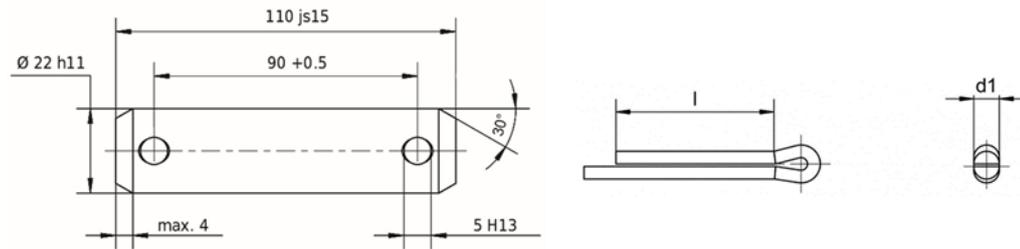


Figura 47. Geometrías de perno y pasadores seleccionados

### 3.6.1.6 Barra corredera

La sección de la barra corredera viene determinada por las exigencias dimensionales de los escudos de la marca Predator [14]. Estos tienen soldados un perfil de  $60 \times 60\text{ mm}$  con  $4\text{ mm}$  de espesor y dos agujeros contrapuestos para la fijación de  $20\text{ mm}$  de diámetro.

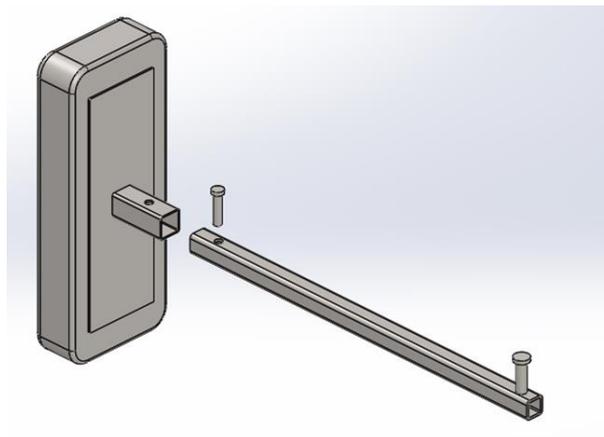


Figura 48. Barra corredera con escudo.

Dado que todos los dimensionados del resto de perfiles cuadrados del brazo daban tamaño mínimo requerido igual o menor a  $40\text{ mm}$  de lado, queda comprobado que con un perfil  $50 \times 50\text{ mm}$  y  $5\text{ mm}$  la corredera estará sobredimensionada. Con este tamaño se asegura también que deslice correctamente ya que queda una holgura de  $2\text{ mm}$ .

El pasador que hace las veces de fijación no se habrá de dimensionar dado que viene incluido con la compra de los escudos de la marca Predator [38].

### 3.6.2 Rodillos y sistema de frenado

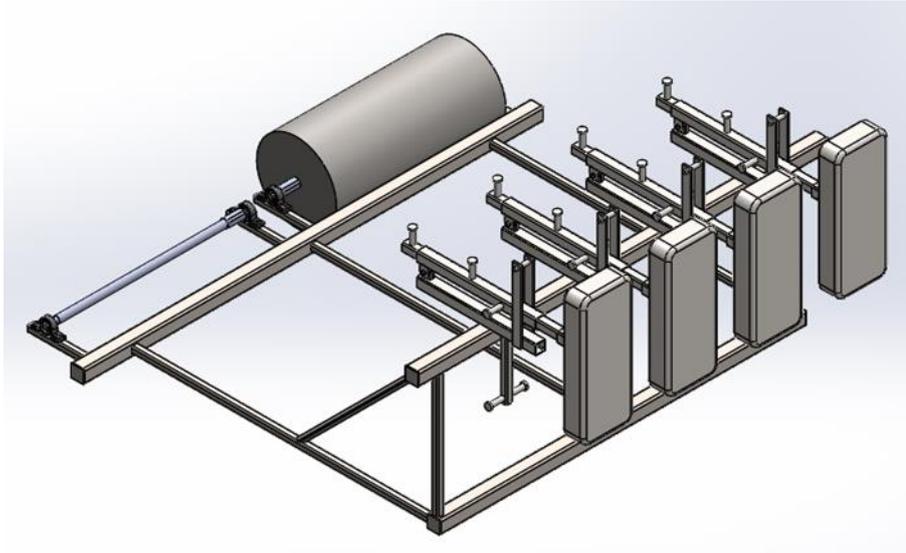


Figura 49. Ubicación de tambores y ejes

En este apartado se procede al dimensionado de los dos tambores encargados de regular la resistencia al avance de la máquina, así como el sistema de frenado necesario.

#### 3.6.2.1 Rodillos

Se diseñan los rodillos o tambores teniendo en cuenta que han de poder usarse en todo tipo de terrenos como césped, hierba artificial, tierra, etc. Dado que la superficie del rodillo no puede ser pintada con pintura antioxidante porque ésta desaparecería con el rozamiento, se selecciona el acero inoxidable AISI 304L como material idóneo para estos elementos. Además, este material deja abierta la posibilidad de poder llenar el rodillo de agua si se precisa aumentar el peso de la estructura.

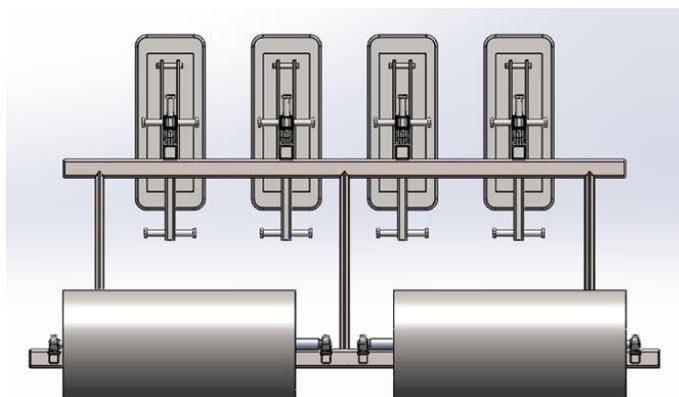


Figura 50. Vista trasera del melier. Detalle en rodillos y ejes.

Cada cilindro está construido a partir de una chapa rectangular de  $1476,55 \text{ mm} \times 1000 \text{ mm}$  de  $10 \text{ mm}$  de espesor y dos chapas circulares de  $470 \text{ mm}$  de diámetro y  $10 \text{ mm}$  de espesor

adquiridos en Mi Panel Inox [40]. Sumando el peso del acero y el del volumen máximo de agua que puede almacenar cada rodillo (173,49 L), el peso total máximo que pueden llegar a aportar los dos rodillos llenos será de 689,92 kg.

Para concluir, se selecciona la toma de agua y desagüe para los rodillos. Se opta por instalar un pasamuros recto de 32 mm de diámetro que cumpla ambas funciones [45]. Para depósitos de menos de 200 L como en este caso se podría optar por diámetros menores, pero dado que la diferencia de precio es ínfima, se prioriza reducir los tiempos de llenado y vaciado aumentando ese diámetro

### 3.6.2.2 Sistema de frenado

Para diseñar este sistema de frenado que varía la oposición al giro de los tambores, en primer lugar, hay que calcular qué fuerzas pueden llegar a actuar sobre los mismos.

Partiendo del supuesto de frenado total del melier para el empuje máximo de 8000 N, se halla la parte proporcional de ese empuje que recae sobre la fricción la estructura y sobre la de los rodillos.

Siendo 251,1 kg la masa total de la estructura y los brazos con sus uniones, el cálculo del coeficiente de fricción necesario para conseguir frenar totalmente el empuje máximo ( $\mu = 3,25 \gg 1$ ) demuestra que se deberá de incrementar notoriamente el peso del melier. Para ello, se seleccionan dos tanques de 500 L de diseño compacto [46] que en conjunto pueden llegar a incrementar hasta 1044 kg.

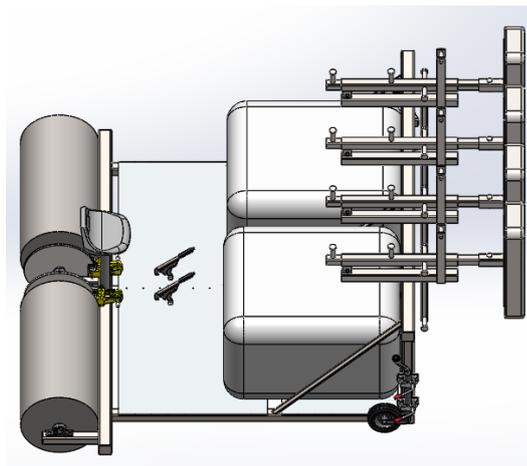


Figura 51. Ubicación y escala de los depósitos.

Además de aumentar el peso, se opta por incrementar el rozamiento de la estructura añadiendo chapa de acero AISI 304L con textura lagrimada tan solo en el perfil que entra en contacto con el suelo.

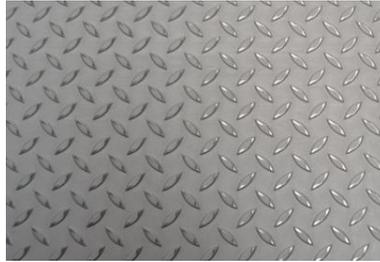


Figura 52. Textura del acero en contacto con el suelo. [43]

Con coeficiente de rozamiento estimado para la chapa de  $\mu = 0,5$  [48] y una masa máxima de  $1295,1 \text{ kg}$  se calcula que por fricción de la estructura se logran contrarrestar  $6352,51 \text{ N}$  de los  $8000 \text{ N}$  máximos de empuje. Por lo tanto, los rodillos y su sistema de freno deberán ser capaces de frenar los  $1647,49 \text{ N}$  restantes. Suponiendo que para el trabado total se han de bloquear los dos, la carga para cada uno será la mitad ( $823,74 \text{ N}$ )

Considerando un valor de fricción menor en el acero liso ( $\mu = 0,25$ ) y la masa de los rodillos llenos de agua, se calcula que cada rodillo puede crear  $846,01 \text{ N}$  por fricción con el suelo. Al ser esta cifra superior al empuje recibido, queda acreditada la posibilidad de frenado total melier [49].

Por último, se ha de seleccionar un sistema de frenado que supere los  $198,81 \text{ Nm}$  de par máximo creado en los rodillos. La opción elegida es la de instalar una pinza de freno de accionamiento por muelle y liberación manual adquirida en el proveedor Rodavigo [50].



#### Datos técnicos

Freno de pinza DV 020 FKM con muelle 510	
Diámetro del disco de freno mm	Par de frenado Nm
200	160
250	210
300	270
355	330
430	410
520	510
Fuerza de apriete	2750 N
Peso	4,4 kg

Figura 53. Imagen de freno de disco DH 020 FKM y datos técnicos [50].

Éste crea un par de frenado de  $410 \text{ Nm}$  para el disco de freno seleccionado de  $430 \text{ mm}$  de diámetro y  $12,5 \text{ mm}$  de espesor. Otro motivo para seleccionar este disco es que permite que el melier sea un poco más compacto al poder montarse en el perfil transversal trasero como se aprecia en [Figura 54]. Por requisitos del eje, el diámetro del orificio será de  $50 \text{ mm}$  mientras que la longitud del chavetero será de  $90 \text{ mm}$ . La chaveta necesaria para su fijación tendrá un tamaño de  $90 \times 14 \times 12 \text{ mm}$ .

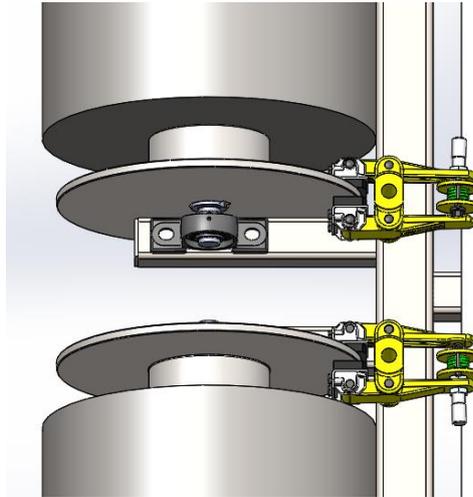


Figura 54. Ubicación de los frenos de pinza en detalle.

El resto de los componentes necesarios, la palanca de freno manual y el cable de retiro, indica el fabricante que pueden adquirirse a la vez bajo pedido y con la longitud de cable a medida por lo que habrá de solicitarse un largo de 30 *cm*.

### 3.6.3 Ejes y rodamientos

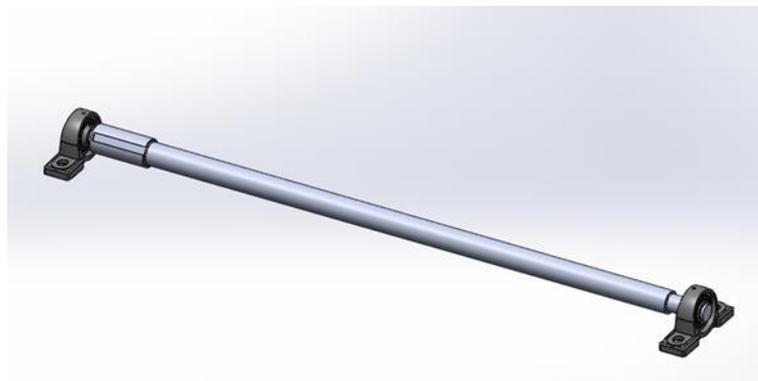


Figura 55. Ensamblaje de eje y rodamientos en Solidworks.

- **Dimensiones del eje**

Tras obtener las fuerzas que ejercen sobre el eje el rodillo, el disco de freno y los apoyos, se realiza su dimensionamiento a vida infinita considerando los efectos de la fatiga.

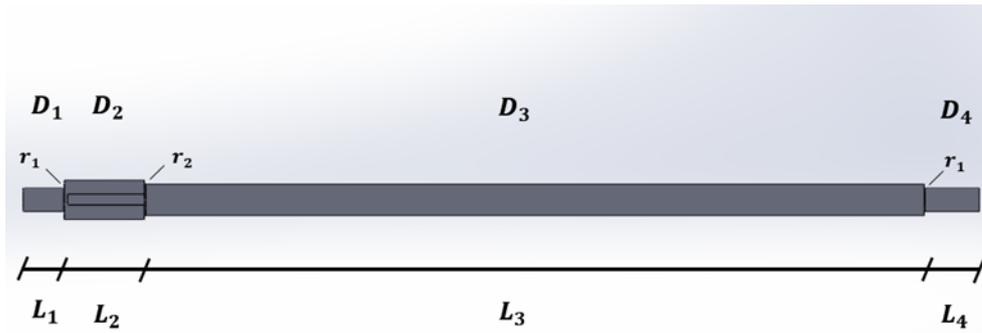


Figura 56. Diámetros, longitudes y radios de acuerdo seleccionados.

Considerando las concentraciones de esfuerzos derivadas de cada cambio de sección y teniendo en cuenta la forma en la que van a ser montados los componentes, se seleccionan las siguientes dimensiones:

$$D_1 = 30 \text{ mm} \quad D_2 = 50 \text{ mm} \quad D_3 = 40 \text{ mm} \quad D_4 = 30 \text{ mm}$$

$$r_1 = 1 \text{ mm} \quad r_2 = 2 \text{ mm} \quad r_3 = 1 \text{ mm}$$

$$L_1 = 52,5 \text{ mm} \quad L_2 = 101,5 \text{ mm} \quad L_3 = 990 \text{ mm} \quad L_4 = 70 \text{ mm}$$

Teniendo en cuenta que, para evitar desplazamientos axiales, el freno de disco tendrá de tope al rodillo en un lado y la oposición de la chaveta por el otro, el chavetero deberá mecanizarse en el eje de la siguiente manera:

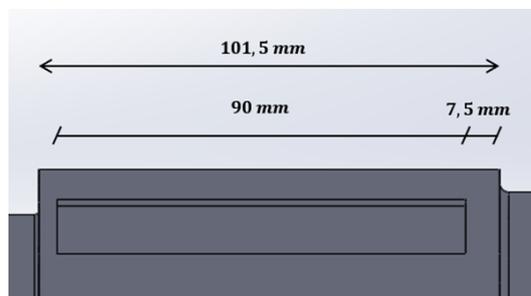


Figura 57. Vista en detalle del chavetero.

#### ▪ Montaje de rodillos y freno

Para un eje con el chavetero en la parte izquierda, como en la [Figura 56], el orden de montaje será el siguiente:

- Colocar la chaveta.
- Introducir el disco de freno de derecha a izquierda.
- Introducir y soldar la chapa en el cambio de sección entre  $D_2$  y  $D_3$ . Esta chapa circular tendrá un agujero de 44 mm de diámetro que corresponde a 40 mm del eje y dos veces el radio de

acuerdo de 2 mm. La soldadura se ha de realizar entre la chapa circular y  $D_3$ , siguiendo el contorno del agujero mencionado.

- Introducir y soldar de igual manera la segunda chapa circular en el cambio de sección entre  $D_3$  y  $D_4$ . En este caso el agujero es de 32 mm.

- Por último, soldar la chapa rectangular con las dos circulares para tener el tambor completo.

▪ **Selección de rodamientos**

Tras dimensionar y comparar diferentes opciones (rodamientos de bolas, rodamientos de rodillos radiales, soportes adquiridos por separado, conjunto de soporte y rodamiento, etc.) se elige la opción de adquirir un conjunto de soporte con rodamiento de bolas incluido. Aunque los rodamientos de rodillo ocupaban menos espacio radial y los de bola eran más baratos, el precio final de ambos aumentaba considerablemente al tener en cuenta la adquisición del soporte por separado por lo que esas opciones fueron descartadas.

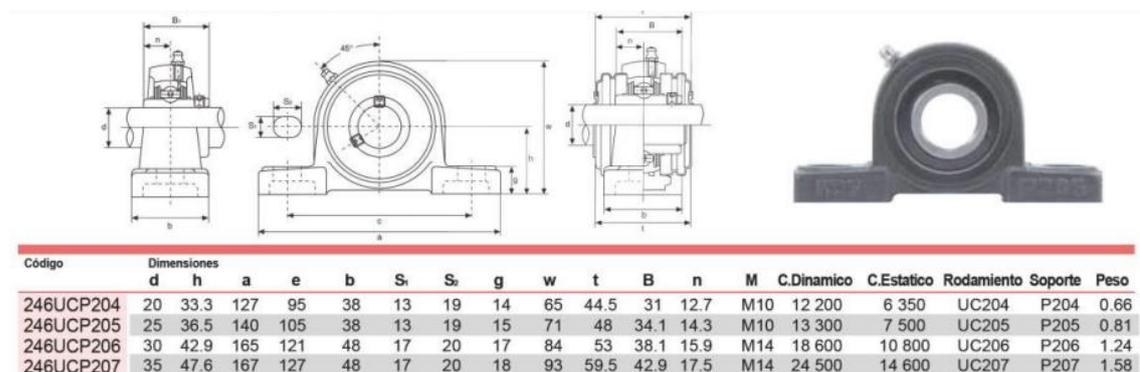


Figura 58. Soporte P206 con rodamiento UC206 seleccionado.

Se adquieren una vez más del proveedor gallego Rodavigo [50]. Durante todo el proyecto se intenta aglutinar la mayor cantidad de componentes en un mismo pedido con vistas a recortar presupuesto ahorrando gastos de envío.

### 3.6.4 Estructura

La estructura estará formada en esencia por el mismo tipo de perfiles tubulares del fabricante Grupo Condesa [36] unidos entre sí por soldaduras a tope de 10 mm de radio. En el [Anejo III] se explica minuciosamente el procedimiento que se ha de seguir para ir modelando y simulando cada prototipo de la estructura por lo que en este apartado se procede a comentar sobre todo el modelo finalmente seleccionado.

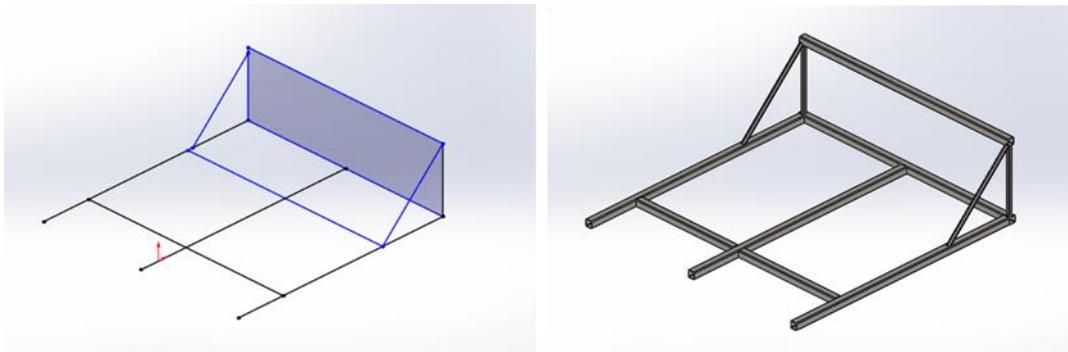


Figura 59. Primer prototipo. Paso de croquis 3D a perfiles tubulares de sección cuadrada.

Para llegar al diseño final se comprueba mediante simulaciones por el método de elementos finitos los diferentes esfuerzos que puede sufrir la estructura: empuje máximo sobre los brazos, las fuerzas generadas en los rodillos, el peso de los tanques de agua, etc. De dichas simulaciones se obtiene que la situación de carga más desfavorable se produce cuando el empuje máximo de  $8000\text{ N}$  se realiza de forma totalmente axial y a la vez la estructura soporta el peso máximo de los tanques llenos.

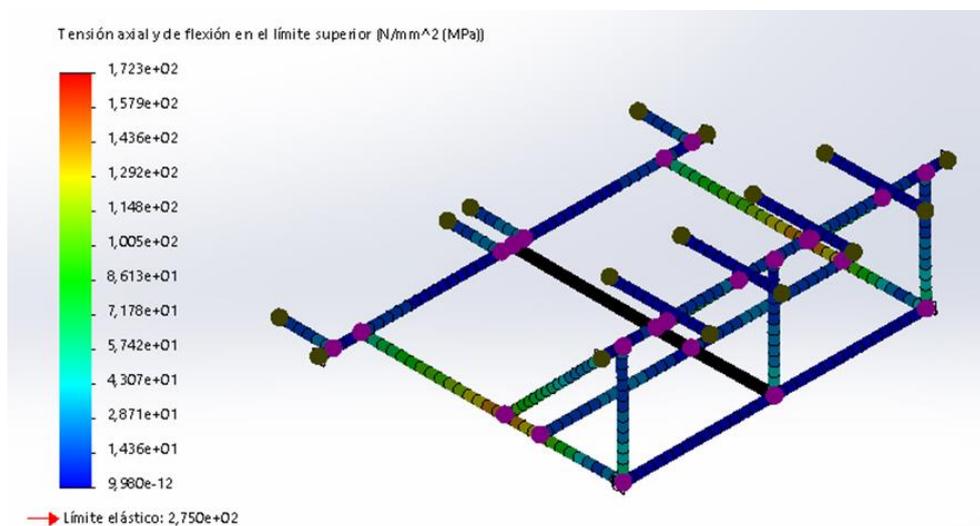


Figura 60. Situación de carga más desfavorable. Empuje axial máximo y tanques llenos.

A parte de las exigencias mecánicas, también se tiene en cuenta la optimización de los espacios. La altura óptima de los brazos y los huecos requeridos por los tanques y la posición del operador han sido de igual manera factores determinantes.

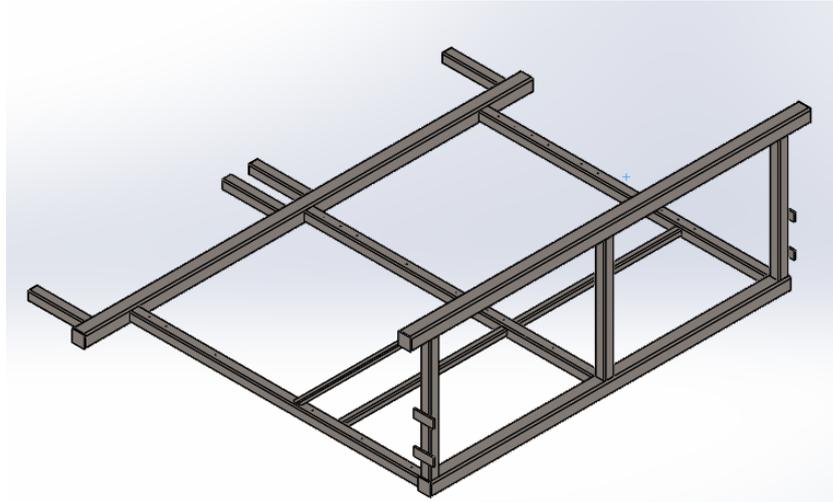


Figura 61. Estructura finalmente seleccionada.

Además de los perfiles cuadrados de 60, 50 y 40 *mm* de lado seleccionados, también forman parte de la estructura las chapas que crean la plataforma del meliorador. Estas se seleccionan de aluminio al no estar en rozamiento con el suelo y ser más baratas que las de acero. Estarán provistas de textura antideslizante [44], pero por motivos diferentes a los mencionados para la plancha de acero. El objetivo en este caso es evitar resbalones a la hora de pisar la superficie ya que, con botas de tacos, pisar sobre aluminio liso puede resultar peligroso sobre todo si la superficie está húmeda. Se opta por no cubrir por completo la planta del meliorador con estas planchas sino dejar espacios que ayuden al drenaje de agua y también a ahorrar material.

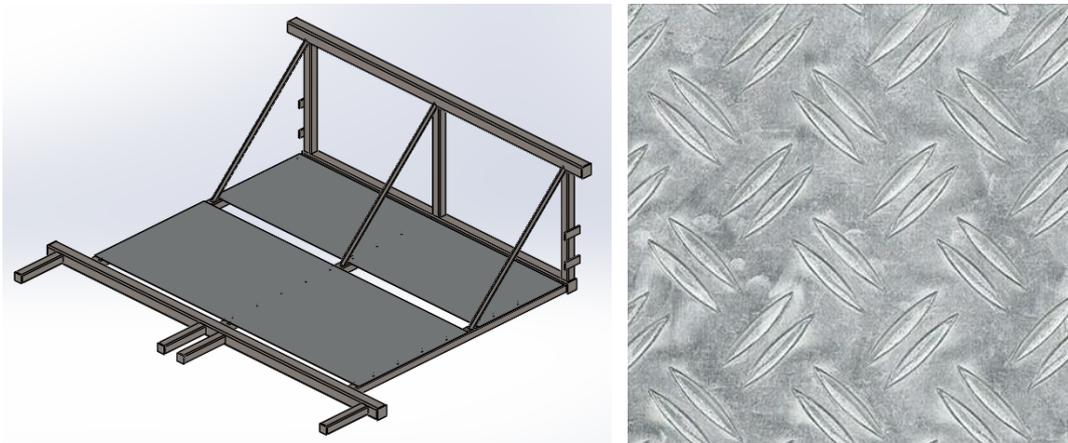


Figura 62. Ubicación y textura de las chapas de aluminio remachadas a la estructura.

### 3.6.5 Sistema de elevación y asiento.

Por último, se han de calcular y seleccionar los mecanismos de elevación de la estructura y el asiento del operador.

#### ▪ Sistema de elevación

Tras calcular el peso máximo que han de soportar los sistemas de elevación,  $739,07 \text{ kg}$  cada uno, se procede a buscar tipo de mecanismo más adecuado.

Después de comparar una gran variedad de sistemas, se opta por seleccionar un apoyo con rueda Jockey sujeto con abrazadera apta para remolques de hasta  $1300 \text{ kg}$ .  $2600 \text{ kg}$  si se tiene en cuenta que se van a instalar dos. El modelo seleccionado tiene la particularidad de que manivela que lleva incorporado se puede quitar y poner fácilmente por lo que la interferencia del giro de esta con el perfil al que está sujeto el mecanismo no es un problema para su uso, aunque sí ralentizará el proceso de subida y bajada de la estructura.

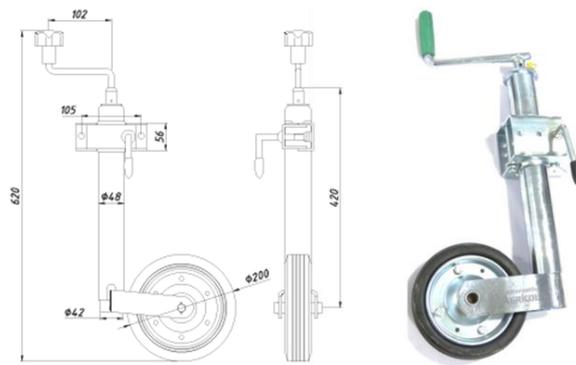


Figura 63. Apoyo con rueda Jockey seleccionado. [51]

Al estar el melier apoyado sobre los rodillos, la estructura tendrá en todo momento una inclinación mínima cuatro grados, variable según la geometría del terreno. Para evitar que el sistema de elevación flechte en exceso por culpa del par que se genera, se decide adquirir también una fijación extra para cada rueda.

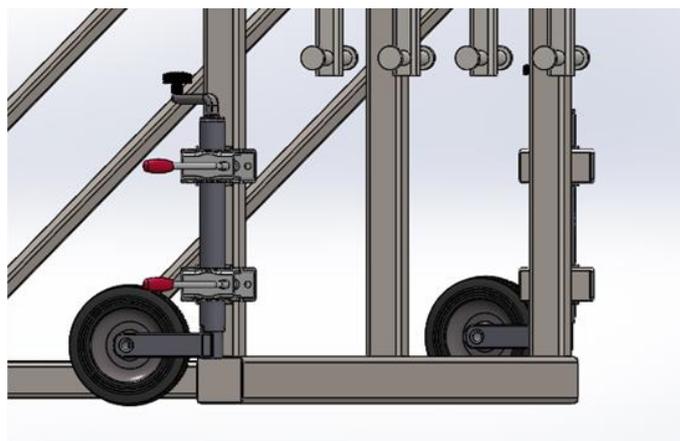


Figura 64. Vista en detalles de sistema de elevación y fijaciones.

▪ **Asiento**

Se ha de buscar un asiento que permita una fijación rígida al resto de la máquina, que aguante bien su estancia en exteriores y que tenga un precio contenido. De entre todas las opciones disponibles en el mercado se selecciona un asiento de pedestal fijo y anclaje mediante pernos de un fabricante de asientos para estadios. En concreto, este modelo es antivandálico por lo que ha de soportar sin problema las exigencias mecánicas a las que se verá sometido en este contexto.

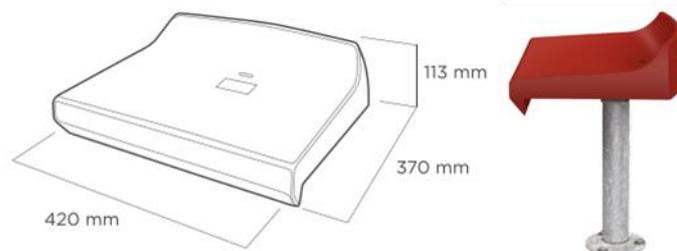


Figura 65. Asiento seleccionado [52]

El único inconveniente que tiene este asiento es que el fabricante no indica el tamaño necesario de los pernos ni el diámetro de los agujeros.

### 3.6.6 Otros elementos.

Además de los componentes vistos hasta ahora, se han de tener en cuenta otros tantos elementos como la pintura antioxidante, las gomas y escudos del fabricante Predator, las tapas plásticas de los perfiles tubulares, las fijaciones mediante pernos de los elementos del sistema de frenado, los electrodos necesarios para las soldaduras, etc. Has sido contemplado tanto en el Anejo III como en las mediciones y presupuesto del proyecto.

## 4. Resultados y conclusiones

En este apartado se procede a mostrar y reflexionar sobre el resultado obtenido del proceso de diseño de la máquina de entrenamiento y tecnificación de la melé de rugby. También se hará hincapié en detalles constructivos y decisiones tomadas respecto a ciertos componentes que merezcan ser comentados con detenimiento. Por último, se comentarán las conclusiones extraídas de la creación de este proyecto.

### ▪ Resultados

Finalmente se ha obtenido un melier adaptado al rugby moderno, con un proceso de fabricación sencillo, apto para todo tipo de superficies y de precio ajustados.

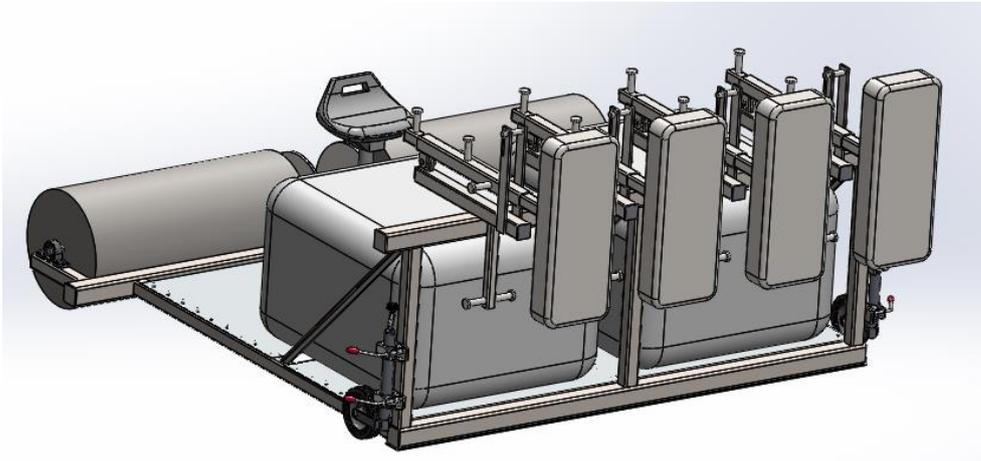


Figura 66. Diseño final del scrum machine. Vista delantera.

Datos más relevantes sobre el modelo final:

$$\text{Precio final} = 10592,86 \text{ €}$$

$$\text{Peso total máximo} = 2239,40 \text{ kg}$$

$$\text{Peso total mínimo} = 848,42 \text{ kg}$$

$$\text{Empuje máximo soportado} = 8000 \text{ N}$$

Como se puede apreciar, una de las peculiaridades que lo diferencian del resto de modelos existente en el mercado es la gran cantidad de peso que se puede añadir (hasta 1390,98 kg) haciendo uso de los cuatro volúmenes estancos disponibles: los dos rodillos y los tanques.

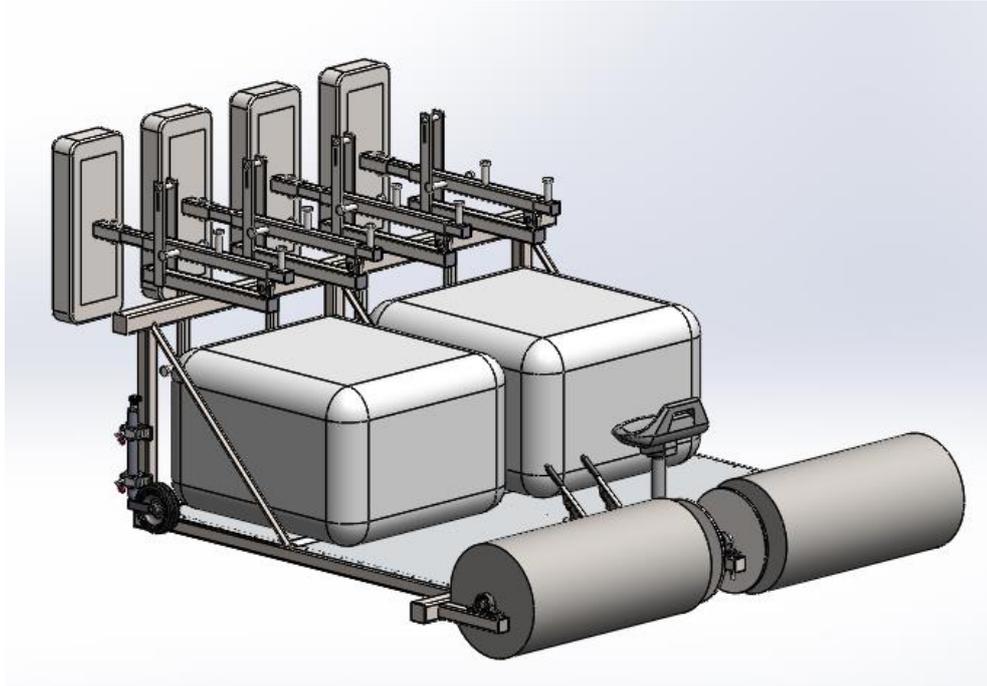


Figura 67. Diseño final del scrum machine. Vista trasera.

Esta característica es la que permite frenar una melé profesional completa sin dañar en exceso el terreno de juego y sin perder en movilidad dado que, aunque 848,42 *kg* parezca una cifra elevada, cuando pasan a estar sustentos sobre dos rodillos libres en su parte trasera y dos ruedas en la delantera con un par de jugadores será suficiente para desplazarlo en terreno llano.

#### ▪ **Discusión de los resultados**

En esta máquina, 4318,56 € (un 46% del total) se destinan exclusivamente a los rodillos. Al tener que pensar en todos los tipos de terreno a la vez, la única solución que consigue un trabado suficiente pero que no degrada el suelo en exceso es la de aunar un peso propio elevado y la fricción lograda por medio de una superficie lisa.

Ahora bien, si se conociera que la máquina se va a usar exclusivamente en césped artificial, por ejemplo, esos rodillos podrían ir recubiertos de caucho que aumentase la fricción permitiendo elegir un material más barato que el acero inoxidable. Si el lugar en el que se van a realizar los entrenamientos fuera un albero de tierra podrían sustituirse los rodillos por un sistema de trabado con clavos más barato y de paso también ahorrar el coste de los tanques de agua ya que no haría falta incluir tanto peso para conseguir el trabado total. Estas son sólo dos de las múltiples variaciones que se podrían hacer a la máquina si se conociera el lugar de destino.

##### ▪ Detalles constructivos.

##### **Inclinación**

Durante el empuje de la melé, aunque lo óptimo es que la mayor parte del empuje sea lo más paralelo posible al suelo, siempre se habrá de hacer un esfuerzo vertical que contrarreste las fuerzas provocadas por los contactos con hombro y cabeza rival. Es por esto el brazo diseñado permite cierta inclinación tanto hacia arriba como hacia abajo.

En estado de reposo, pero con las gomas que restringen el desplazamiento vertical puestas, el perfil de la barra corredera se inclina hacia abajo por la separación entre perfiles que provocan las orejillas. A esta inclinación se suma la inclinación derivada de que la parte trasera de la máquina esté apoyada sobre los rodillos y la delantera esté en contacto con el suelo ( $\sim 4^\circ$ ).

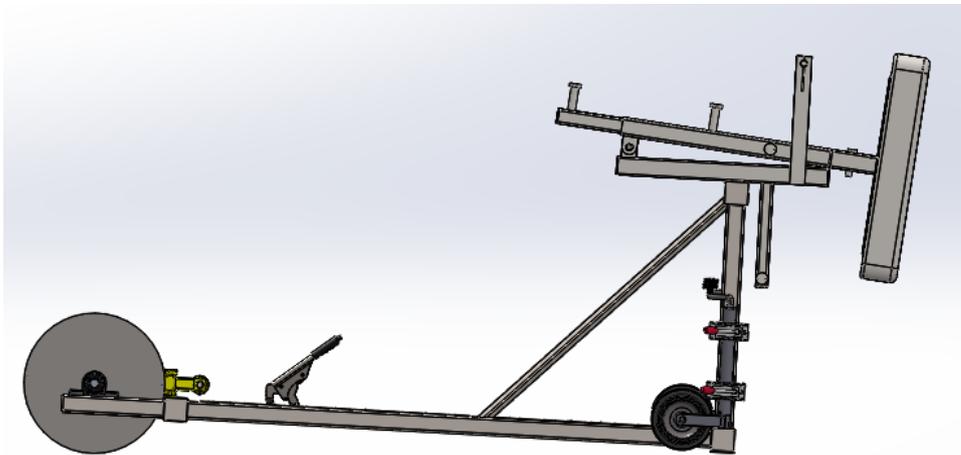


Figura 68. Viste en detalle de la inclinación máxima en el melier.

##### **Recorrido corto de la corredera**

Como se comentó en el apartado [3.2.2 Evolución y estado actual de la melé], en el rugby actual la distancia entre los dos equipos al dar comienzo a la melé se ha reducido drásticamente. Es por ello que la barra corredera se ha acortado y los enganches de las gomas se han distanciado más en comparación con el resto de modelos Predator tomados como referencia para los brazos.

##### **Acero inoxidable**

En las partes donde se la máquina está en continuo rozamiento con superficies potencialmente corrosivas, rodillos y perfil transversal inferior de la parte frontal, se ha seleccionado acero inoxidable. Al ser notablemente más caro que el resto de aceros utilizados en el proyecto, se ha intentado minimizar los puntos de contacto para utilizar la menos cantidad posible.

### **Montaje con soldaduras. Mecanizado mínimo.**

Se toma la decisión de optar por uniones soldadas de los perfiles de la estructura por el siguiente motivo:

Aunque en primera instancia se contempló la opción de que el melier fuera fácilmente montable y desmontable, sustituyendo los perfiles huecos soldados por barras conectadas por uniones semipermanentes tipo pernos, esta idea se descartó porque el precio que se ahorra en soldadura se incrementaba con creces al tener en cuenta el coste de dichas barras y de los procesos de mecanizado correspondientes. De hecho, como se puede apreciar en los planos, se ha intentado reducir al máximo los procesos de mecanizado necesarios para obtener el producto final quedando solo labores de taladrado, deformado de las chapas de los rodillos y corte de los tres perfiles diagonales y las orejillas. El resto de los procesos se incluyen en los propios pedidos de los componentes.

En resumen, se optó reducir costes haciendo que la máquina fuera más fácil de adquirir de forma genérica, aunque esto supusiera que una vez se ensamblara, pasaría a ser muy complicado desplazarla grandes distancias.

### ▪ **Conclusión**

El resultado de todo este proceso de diseño ha sido un scrum machine que cumple una de las prestaciones más complicadas de conseguir, la de adecuarse a cualquier tipo de terreno, manteniendo un precio muy reducido si se compara con la oferta disponible. Si a estos factores de adaptabilidad a todas las superficies y bajo coste se le suma la gran simulación de una melé contraria que se consigue mediante los brazos articulados y los rodillos con resistencia variable, se obtiene la conclusión de que este modelo tiene el potencial de destacar sobre el resto de melieres disponibles en el mercado.

Aun así, una de las conclusiones más contundentes que se obtienen de todo el proceso de desarrollo es que diseñar un melier para un tipo concreto de terreno siempre va a resultar menos costoso y más sencillo. Es más, la idea de que este TFG pueda servir también de guía de diseño viene directamente de comprobar que el modelo óptimo de este tipo de máquinas solo se puede alcanzar cuando se conocen ciertos datos del destino que va a recibir, como se vio en los ejemplos comentados en el apartado de discusión de los resultados.

En definitiva, en este TFG se ha optado por abordar el diseño que fuera conceptualmente más complejo, dando una solución factible y rentable al mismo. Aunque desde el punto de vista de un fabricante esta sea una opción más que viable, desde el de un equipo que tiene un presupuesto muy ajustado y solo va a usar el melier en un terreno concreto, la mejor solución siempre será diseñarlo a medida. Para este último, queda la opción de utilizar este documento como guía para fabricarlo él mismo.



# Bibliografía

- [1] Scrum (rugby). (2021, 8 de abril). *Wikipedia, La enciclopedia libre*. Fecha de consulta: 10:11, junio 27, 2020 desde [https://es.wikipedia.org/w/index.php?title=Scrum\\_\(rugby\)&oldid=134623403](https://es.wikipedia.org/w/index.php?title=Scrum_(rugby)&oldid=134623403)
- [2] T. (2015, 8 mayo). En Rugby al Tablero conoceremos el Scrum, una acción de reinicio de juego [Noticias] - TeleMedellin [Vídeo]. YouTube. <https://www.youtube.com/watch?v=xwRdc69xKVw&feature=youtu.be>
- [3] Rhino Direct. (s. f.). *Shop Rugby Scrum Machines, Sledges and Rollers*. Recuperado 19 de julio de 2020, de <https://rhino.direct/collections/rhino-rugby-scrum-machines>
- [4] *Predator PR65 Scrum Machine*. (s. f.). Ram Rugby. Recuperado 19 de julio de 2021, de <https://www.ramrugby.co.uk/products/predator-pr65-scrum-machine>
- [5] Titan Rugby Scrum Machine. (s. f.). Tytan Rugby. Recuperado 18 de julio de 2021, de <https://tytanrugby.com/pages/tytan-scrum-machine>
- [6] Silverfern Sport. (2021, 26 Marzo). *Scrum Machine for Rugby - Live Scrum by*. <https://silverfernsport.com/live-scrum/?v=6cc98ba2045f>
- [7] *Automatic Full pack Digital Scrum Machine*. (s. f.). Aramis Rugby. Recuperado 18 de julio de 2020, de <https://www.aramisrugby.co.uk/Full-Pack-Digital-Rugby-Scrum-Machine>
- [8] *Legend Fitness – Rhino Rugby*. (s. f.). United Lifestyle. Recuperado 20 de julio de 2020, de <http://unitedlifestyle.com/legend-fitness-rhino-rugby/>
- [9] Chris Appleby. (2012, 3 septiembre). *Enforcer Scrum machines* [Vídeo]. YouTube. <https://www.youtube.com/watch?v=Mjq94jpIM9E>
- [10] W. (2014, 21 septiembre). Saltash RFC. Trelawny's Army. <https://www.trelawnysarmy.org/saltash-rfc/>
- [11] *Low One Rugby Scrum Machine*. (s. f.). Ram Rugby. Recuperado 20 de julio de 2020, de <https://www.ramrugby.co.uk/collections/scrum-machines/products/low-one-rugby-scrum-machine>
- [12] *Ex-Display RX-8 PRO Senior Reactive Kiwi Sled Scrum Machine*. (s. f.). Aramis Rugby. Recuperado 20 de julio de 2020, de <https://www.aramisrugby.co.uk/XD-RX8S-PRO-Ex-Display-Senior-Reactive-Kiwi-Sled-Rugby-Scrum-Machi>

- [13] Rhino Rugby. (2013, 18 abril). *Rhino Rugby Dictator Scrum Machine with Mark Regan [Vídeo]*. YouTube. <https://www.youtube.com/watch?v=SbHvW1Eln7Y>
- [14] Imports, R. (s. f.). *Predator 65 Plus Rugby Scrum Machine*. Rugby Imports. Recuperado 23 de julio de 2020, de <https://www.rugbyimports.com/products/predator-65-plus-rugby-scrum-machine>
- [15] Enforcer Rugby Scrum Machines. (2018, 21 Enero). Scrum Machines. <http://enforcer.com.au/scrum-machines/>
- [16] Ornat, M. (2018, 18 marzo). *En memoria de Tim Francis, el hombre que inventó el melier*. Revista H. <https://www.revistah.org/miradas/blogs/mamaquieroserpilier/memoria-tim-francis-hombre-invento-melier/>
- [17] Rhino Direct. (s. f.). *RH2 Cover*. Recuperado 13 de julio de 2020, de <https://rhino.direct/products/rh2000-cover>
- [18] Rhino Direct. (s. f.). *Rhino Powahouse Scrum Machine*. Recuperado 22 de julio de 2020, de <https://rhino.direct/products/rhino-powahouse-scrum-machine>
- [19] Rhino Direct. (2016). *Rhino Rugby Catalogue*. <https://rhino.direct/pages/rhino-catalogue>
- [20] *PR65 Scrum Machine PLUS*. (s. f.). Predator! The Rugby Machine. Recuperado 22 de julio de 2020, de <https://www.predator.co.uk/webshop/school-rugby-equipment/pr65-scrum-machine-plus/>
- [21] *Predator 55 Superior Junior Sled*. (s. f.). Ram Rugby. Recuperado 19 de julio de 2020, de <https://www.ramrugby.co.uk/products/predator-55-superior-junior-sled>
- [22] *Combination Sled's, Double Ended Rugby Training Machines by Predator!* (s. f.). Predator! The Rugby Machine. Recuperado 22 de julio de 2020, de <https://www.rugbyscrummachines.co.uk/combination-sleds>
- [23] Rhino Direct. (s. f.). *Rhino Pro Scrum*. Recuperado 28 de julio de 2020, de <https://rhino.direct/collections/rhino-rugby-scrum-machines/products/rhino-pro-scrum>
- [24] Rhino Rugby. (2013, 18 abril). *How to assemble a Rhino Rugby Rebel scrum machine [Vídeo]*. YouTube. [https://www.youtube.com/watch?v=WgP1\\_AyA684](https://www.youtube.com/watch?v=WgP1_AyA684)
- [25] Rhino Direct. (s. f.). *Rhino Rebel 3 Junior Scrum Machine*. Recuperado 23 de julio de 2020, de <https://rhino.direct/products/rhino-rebel-3>
- [26] Rhino Direct. (s. f.). Dictator Truedrive Accessory. Recuperado 30 de julio de 2020, de <https://rhino.direct/collections/dictator-scrum-machine/products/truedrive>
- [27] España. Real Decreto 1801/2003, de 26 de diciembre, sobre seguridad general de los productos. *Boletín Oficial del Estado*, número 9, 10 de enero de 2004. Normativa

- [28] AENOR. *Equipos fijos de entrenamiento. Parte 2: Equipos para entrenamiento de la fuerza; requisitos técnicos específicos de seguridad y métodos de ensayo*, UNE-EN 957-2:2003. Normativa
- [29] España. Real Decreto 1644/2008 de 10 de octubre, por el que se establecen las normas para la comercialización y puesta en servicio de máquinas. *Boletín Oficial del Estado*, núm. 246, p 40995, 11 de octubre de 2008. Normativa
- [30] España. *Código Técnico de la Edificación (CTE)*, Documento Básico de Seguridad estructural Acero (DB- SE). 2006.
- [31] Martin, E. & Beckham, G. (2020) Force production during the sustained phase of Rugby scrums: a systematic literature review. *BMC Sport Science, Medicine and Rehabilitation*, 12:33.
- [32] Cottrell, D. (2016, 30 noviembre). *Feet and leg positioning in a rugby scrum*. Rugby Coach Weekly. <https://www.rugbycoachweekly.net/rugby-drills-and-skills/scrums-lineouts/feet-and-leg-positioning-in-a-rugby-scrum/>
- [33] Leyes del Juego del Rugby (Ley Nº 19, Scrum). (2020). *World Rugby Laws 2020 Spanish*.
- [34] McKinney, S. A. (2014, 31 octubre). Lincolnland Referee Society - USA Rugby Game Management Guidelines - 2014 & 2015. Lincoln Land Referees. <http://www.lincolnlandreferees.com/gmguidelines14.15.htm>
- [35] Sanchetes, C. (6 de diciembre de 2016). *Evolución del scrum rugby* [Vídeo]. YouTube. <https://www.youtube.com/watch?v=bXmEc4DgSjY>
- [36] *PREDATOR! | Rugby Scrum Machines & Training Kit Brochure*. (s. f.). Predator! The Rugby Machine. Recuperado 28 de julio de 2020, de <https://www.predator.co.uk/brochure/>
- [37] *Perfiles de acero*. (s. f.). Grupo Condesa. Recuperado 7 de junio de 2021, de <http://www.condesa.com/inicio.html>
- [38] *Almacén de hierro, construcción y sistemas de seguridad*. (s. f.). INCAFE2000. Recuperado 5 de junio de 2021, de <https://www.incafe2000.com/Esp>
- [39] *Productos | Norelem*. (s. f.). Norelem KG. Recuperado 6 de junio de 2021, de <https://www.norelem.com/cu/es/Productos/Vista-general-de-producto.html>
- [40] *Acoplamientos mecánicos*. (s. f.). Mbo Osswald Webshop. Recuperado 13 de junio de 2021, de <https://www.mbo-osswald.de/es/shop-tienda/>
- [41] *Chapas a medida en acero inoxidable natural no satinado*. (s. f.). Mi Panel Box. Recuperado 10 de junio de 2021, de <https://www.mipanelinox.com/50-acero-inoxidable-natural>
- [42] *Barra inoxidable AISI-304L Redonda*. (s. f.). Randrade. Recuperado 11 de junio de 2021, de <https://www.randrade.com/barra-inoxidable/355-barra-inoxidable-aisi-304-redonda.html>

- [43] *Chapa rectangular a medida en inox antideslizante lagrimado*. (s. f.). Mi Panel Inox. Recuperado 14 de junio de 2021, de <https://www.mipanelinox.com/inox-antideslizante/33-placa-inox-antideslizante-rectangular.html>
- [44] BAUHAUS. (s. f.). *Kantoflex Chapa estriada de aluminio*. Recuperado 15 de junio de 2021, de <https://www.bauhaus.es/chapas-estriadas/kantoflex-chapa-estriada/p/10245119?variantfallback=diff0-diff1>
- [45] *Pasamuros recto 32mm / 1"*. (s. f.). Planeta Huerto. Recuperado 16 de junio de 2021, de [https://www.planetahuerto.es/venta-pasamuros-para-depositos\\_10039](https://www.planetahuerto.es/venta-pasamuros-para-depositos_10039)
- [46] *Depósito Rothalen 500 L - estrecho*. (s. f.). Tuandco. Recuperado 20 de junio de 2021, de <https://www.tuandco.com/>
- [47] Fricción. (2021, 29 de junio). *Wikipedia, La enciclopedia libre*. Fecha de consulta: 15:40, julio 3, 2021 desde <https://es.wikipedia.org/w/index.php?title=Fricci%C3%B3n&oldid=136657306>.
- [48] *Medidores coeficiente de fricción estático y cinético*. (s. f.). Aname Instrumentación Científica. Recuperado 13 de junio de 2021, de <https://www.medidafuerzaytorsion.com/index.php/es/equipos-de-medicion/category/52-medida-de-friccion>
- [49] *Coefficients Of Friction*. (s. f.). Roy Mech. Recuperado 17 de junio de 2021, de [https://roymech.org/Useful\\_Tables/Tribology/co\\_of\\_frict.html](https://roymech.org/Useful_Tables/Tribology/co_of_frict.html)
- [50] *Suministros Industriales, Rodamientos, Hidráulica y Neumática*. (s. f.). Rodavigo. Recuperado 15 de junio de 2021, de <https://rodavigo.net/es>
- [51] *Apoyo mozo reforzado rueda jockey con abrazadera para remolques 1000–1300kg*. (s. f.). Alternativa Agrícola. Recuperado 20 de junio de 2021, de [https://alternativaagricola.es/mozos-y-apoyos/11093-apoyo-mozo-remorzado-rueda-jockey-con-abrazadera-para-remolques-1000-1300kg.html?gclid=CjwKCAjwz\\_WGBhA1EiwAUAXlcSM6YI4iyoU\\_MSXSFilhXwmOQ8MZPCyZdKpwEf2z\\_Kg9dEm0A5gfBoCAiAQAvD\\_BwE](https://alternativaagricola.es/mozos-y-apoyos/11093-apoyo-mozo-remorzado-rueda-jockey-con-abrazadera-para-remolques-1000-1300kg.html?gclid=CjwKCAjwz_WGBhA1EiwAUAXlcSM6YI4iyoU_MSXSFilhXwmOQ8MZPCyZdKpwEf2z_Kg9dEm0A5gfBoCAiAQAvD_BwE)
- [52] *Asientos de plástico y tribunas desmontables*. (2020, 3 diciembre). Daplast. <https://daplast.com/productos/asientos-para-gradas/a2/>
- [53] *Bonnet Suministros y Maquinarias S.L. - Acero Inoxidable - Catálogo*. (s. f.). Bonnet. Recuperado 25 de junio de 2021, de <https://www.bonnet.es/Inoxidable.aspx>
- [54] *Acerinox fabricante de Acero Inoxidable - Catálogo*. (2020, 6 noviembre). Acerinox. <https://www.acerinox.com/es/index.html>
- [55] *Remache tubular acero/acero cabeza estándar DIN-7337*. (s. f.). Entaban. Recuperado 27 de junio de 2021, de [https://entaban.es/remaches/2518-remache-gesipa-aluminio-acero-cabeza-estandar.html#/3085-diametro\\_x\\_longitud\\_mm-4\\_8\\_x\\_10](https://entaban.es/remaches/2518-remache-gesipa-aluminio-acero-cabeza-estandar.html#/3085-diametro_x_longitud_mm-4_8_x_10)

- [56] ORTIZ BERROCAL, Luis. Resistencia de Materiales. 3ª Edición. Madrid: McGraw-Hill, 2007. ISBN 978-84-481-5633-6
- [57] BUDYNAS, Richard G y NISBETT, J. Keith. Diseño en ingeniería mecánica de Sighley. 8ª Edición. México, D.F.: McGraw-Hill, 2008. ISBN 970-10-6404-6



# Anejo I. Fases de realización y cronograma

El desarrollo de este proyecto ha sido bastante prolongado en el tiempo, aunque no siempre se ha trabajado de continuo ni las mismas horas al día. Entre unos periodos y otros ha habido parones tanto por estudio como por trabajo y temas personales. También es cierto que en los periodos en lo que sí he podido dedicarme por entero al proyecto, mínimo invertía nueve horas al día de lunes a domingo. Por todo esto la determinación de las horas exactas invertidas es muy complicada por lo que procede a realizar una estimación de estas clasificándolas por meses o semanas.

- **Fase de documentación previa**

Entre enero y julio de 2020 se realiza esta fase que engloba todo el periodo del desarrollo conceptual del proyecto y el estudio de mercado. Al no haber información alguna en castellano y tratarse de un tipo de máquina que se podría catalogar como de nicho, el proceso de búsqueda de información resultó ser uno de los puntos más complicados de este trabajo.

2020	Labor principalmente desempeñada.	Horas estimadas
Enero	Búsqueda de diferentes tipos de melier.	30
Febrero	Elaboración de un dossier de fabricantes.	12
Marzo	Búsqueda y estimación de costes.	10
Abril	Deducción de los posibles retos de diseño.	20
Mayo	Ingeniería inversa: Deducir mecanismos a partir de la observación de productos finalizados.	25
Junio	Ordenación esquemática e intuitiva del material obtenido	8
Julio	Elaboración y entrega del anteproyecto.	12

- **Cálculos y diseño del melier**

Una vez obtenido el material necesario para poder elaborar el proyecto se comienzan a elaborar los diferentes prototipos. Tras determinar el diseño óptimo, se realizó el dimensionado de la máquina y la búsqueda de componentes.

## ***Anejo I. Fases de realización y cronograma***

<b>2021</b>	<b>Semana 1</b>	<b>Semana 2</b>	<b>Semana 3</b>	<b>Semana 4</b>	<b>Horas estimadas</b>
<b>Abril</b>	Selección de tipo brazo	Selección de escudo y sistema de elevación.	Comparativa de diferentes sistemas de oposición al avance regulable	Comparativa de diferentes sistemas para variar el peso total.	60
<b>Mayo</b>	Estudio de diferentes sistemas de frenado	Elaboración de bocetos, discusión con tutor sobre opción más adecuada.	Selección de modelo a dimensionar.	Dimensionado de la máquina.	70

### ▪ **Elaboración del documento**

Tras obtener un diseño final se procedió a la elaboración del documento desde inicio de junio hasta la fecha de entrega del 10 de Julio de 2021.

<b>2021</b>	<b>Semana 1</b>	<b>Semana 2</b>	<b>Semana 3</b>	<b>Semana 4</b>	<b>Horas estimadas</b>
<b>Junio</b>	Búsqueda de componentes, realización de mediciones.	Realización de mediciones y presupuesto.	Redacción de la memoria	Realización de los planos y finalización de anejo de mediciones y cronograma.	151
<b>Julio</b>	Repaso general, corrección de errores y	Unión de documentos			90

### ▪ **Suma de horas totales**

Por lo tanto, se estima una inversión total de 488 h en la realización de este proyecto.

# Anejo II. Integración de las competencias

Durante la realización de este proyecto se ha acreditado la adquisición de numerosas competencias. A continuación, se van a enumerar ordenándolas en tres grupos: competencias de carácter básico para todos los alumnos de grado, competencias transversales de la Universidad de Almería y competencias específicas del grado en ingeniería mecánica.

## **Competencias de carácter básico para todos los alumnos de grado**

**CB1** Poseer y comprender conocimientos. Se ha demostrado poseer y conocer conocimientos de diversas áreas.

**CB2** Aplicación de conocimientos. Se han aplicado multitud de conocimientos adquiridos dentro del área de la ingeniería mecánica.

**CB3** Capacidad de emitir juicios. Durante la totalidad del proyecto se han producido multitud de tomas de decisiones amparadas en mi juicio.

**CB4** Capacidad de comunicar y aptitud social. Al tratarse de una máquina y un deporte que no conoce todo el mundo, se ha hecho un esfuerzo en comunicar los conceptos que han ido surgiendo de manera que cualquier persona pueda comprenderlos.

**CB5** Habilidad para el aprendizaje. Incluso durante la elaboración de este proyecto se ha realizado un aprendizaje (diferencias entre materiales, búsqueda en catálogos específicos, dimensionado de perfiles huecos de pequeño espesor, etc).

## **Competencias transversales de la Universidad de Almería**

**UAL1** Conocimientos básicos de la profesión. Se han acreditado conocimientos que han posibilitado la resolución de los problemas que han ido surgiendo.

**UAL2** Habilidad en el uso de las TIC. Todo el desarrollo del TFG ha ido almacenándose en la nube a modo de Backup para evitar problemas de pérdida de trabajo por fallos técnicos.

**UAL3** Capacidad para resolver problemas. El anejo de cálculos es buen ejemplo de ello.

**UAL4** Comunicación oral y escrita en la propia lengua. Durante este proyecto se han tenido que explicar numerosos conceptos de forma precisa y clara para asegurar la comprensión del lector.

**UAL7** Conocimiento de una segunda lengua. Toda la documentación previa fue elaborada consultando fuentes en inglés.

**UAL9** Capacidad para aprender a trabajar de forma autónoma. El TFG fue elaborado en solitario haciendo uso de solo unas pocas tutorías por videoconferencia.

### **Competencias específicas del grado en Ingeniería Mecánica**

**CT3** Conocimiento en materias básicas y tecnológicas, que les capacite para el aprendizaje de nuevos métodos y teorías, y les dote de versatilidad para adaptarse a nuevas situaciones. La capacidad de aprender nuevos métodos se ha visto por ejemplo a la hora de dimensionar las orejillas usando una normativa de acero, cosa que en la carrera no habíamos realizado antes.

**CT4** Capacidad de resolver problemas con iniciativa, toma de decisiones, creatividad, razonamiento crítico y de comunicar y transmitir conocimientos, habilidades y destrezas en el campo de la Ingeniería Industrial. Todo el proyecto ha sido una consecución de soluciones creativas a diferentes problemas.

**CT5** Conocimientos para la realización de mediciones, cálculos, valoraciones, tasaciones, peritaciones, estudios, informes, planes de labores y otros trabajos análogos. En apartado de mediciones es un buen ejemplo de esta competencia.

**CT6** Capacidad para el manejo de especificaciones, reglamentos y normas de obligado cumplimiento. En el apartado de normativa se ha trabajado con varios reglamentos y estudiado las condiciones de aplicación de dichas normas al proyecto.

**CB1** Capacidad para la resolución de los problemas matemáticos que puedan plantearse en la ingeniería. Se han tenido que realizar numerosos cálculos para obtener las dimensiones de la máquina.

**CB2** Comprensión y dominio de los conceptos básicos sobre las leyes generales de la mecánica, termodinámica, campos y ondas y electromagnetismo y su aplicación para la resolución de problemas propios de la ingeniería. Para la resolución de los cálculos y para la comprensión de los diferentes mecanismos estudiados durante la fase de documentación previa se ha hecho uso de diversos conocimientos relacionados con la mecánica.

**CB5** Capacidad de visión espacial y conocimiento de las técnicas de representación gráfica. Esta competencia quedó acreditada en la realización de los planos.

**CRI3** Conocimientos de los fundamentos de ciencia, tecnología y química de materiales. Comprender la relación entre la microestructura, la síntesis o procesado y las propiedades de los materiales. Durante la búsqueda de materiales se ha hecho uso de conocimientos relacionados con microestructura de aceros (austeníticos, martensíticos, etc) así como de las diferencias mecánicas que pueden provocar los diferentes acabados del material.

**CRI7** Conocimientos sobre los fundamentos de teoría de máquinas y mecanismos. Se han comparado, seleccionado e incluso dimensionado varios mecanismos.

**CRI8** Conocimientos sobre los fundamentos de teoría de la resistencia de materiales. Conceptos como la tensión tangencial máxima en un perfil hueco de pequeño espesor vienen directos de resistencia de materiales.

**CTEM1** Conocimientos y capacidades para aplicar las técnicas de ingeniería gráfica. Se ha diseñado y simulado en Solidworks.

**CTEM5** Conocimientos y capacidad para el cálculo y diseño de estructuras y construcciones industriales. Durante el diseño de la estructura del melier se ha aplicado esta competencia.

# **Anejo III. Dimensionamiento y selección de componentes.**

# Índice general. Anejo III

Anejo III. Dimensionamiento y selección de componentes.....	72
A. Dimensionado de brazos.....	76
A.1 Perfil por el que transcurre la corredera.....	77
A.2 Enganches para las gomas .....	88
A.3 Articulación .....	93
A.4 Perfil inferior .....	97
A.5 Perfil adicional para enganches .....	103
A.6 Tope.....	104
A.7 Barra corredera .....	110
A.8 Resumen, selección final y mediciones.....	111
B. Rodillos y sistema de frenado .....	113
B.1 Rodillos.....	113
B.2 Freno .....	115
B.3 Resumen y mediciones .....	123
C. Eje y rodamientos .....	124
C.1 Determinación de esfuerzos .....	124
C.2 Dimensionado del eje.....	129
C.3 Resumen, mediciones e instrucciones de montaje.....	142
D. Dimensionado de la estructura .....	144
D.1 Proceso de diseño .....	144
D.2 Modelo final .....	148
D.3 Resumen y mediciones. ....	153
E. Dimensionado de sistema de elevación y posición de control .....	155
E.1 Sistema de elevación.....	155
E.2 Asiento .....	157

# Índice de figuras. Anejo III

Figura 69. Brazo completo en Solidworks.....	76
Figura 70. Diferentes supuestos de carga sobre los brazos. ....	76
Figura 71. Perfil por el que transcurre la corredera. Completo. ....	77
Figura 72. Empuje axial directo al perfil exterior de la corredera.....	78
Figura 73. Empuje axial soportado por las gomas.....	79
Figura 74. Posición del brazo cuando la fuerza va directa al tope. ....	79
Figura 75. Perfil exterior de la corredera con empuje directo al tope.....	80
Figura 76. Distribución de tensiones tangenciales en perfil cuadrado de pequeño espesor. ....	81
Figura 77. Dirección de las fuerzas. Empuje vertical soportado por las gomas. ....	82
Figura 78. Empuje vertical absorbido íntegramente por las gomas. ....	82
Figura 79. Área sometida al 95% de esfuerzo por flexión.....	85
Figura 80. Empuje totalmente axial. Distribución de fuerzas en los enganches.....	88
Figura 81. Dimensionado de enganche. Supuesto de viga empotrada.....	88
Figura 82. Situación de carga más desfavorable para la articulación. ....	93
Figura 83. Perno de la articulación.....	94
Figura 84. Arandela para el perno de la articulación. ....	95
Figura 85. Geometría prefijada para pasadores de acero.....	95
Figura 86. Geometría simplificada para pasadores de acero.....	96
Figura 87. Medidas del pasador. ....	97
Figura 88. Abstracción de perfil inferior con tope, orejillas y perfil adicional para gomas.....	97
Figura 89. Diferentes supuestos de carga aplicados a perfil inferior, adicional y tope. ....	98
Figura 90. Empuje axial. Carga directa a la articulación.....	99
Figura 91. Empuje vertical directo a las gomas. Flector en el punto de fijación.....	100
Figura 92. Empuje vertical directo al tope. Esfuerzos en el perfil inferior. ....	101
Figura 93. Localización del tope y vista disposición de las soldaduras. ....	104
Figura 94. Empuje inclinado 45°. Vista de melier completo y planta del brazo. ....	105
Figura 95. Empuje inclinado 45°. Cálculo de la fuerza normal a la pletina. ....	105
Figura 96. Pletina tomada como viga empotrada. ....	106
Figura 97. Empuje directo al tope. Fuerza axial y vertical.....	108
Figura 98. Perno seleccionado para el tope. ....	109
Figura 99. Pasador seleccionado para el perno del tope. ....	109
Figura 100. Barra corredera y escudo. ....	110
Figura 101. Dimensiones requeridas para ensamblaje del escudo.....	111
Figura 102. Disposición de ejes y tambores en la máquina. ....	113
Figura 103. Vista trasera del melier. Detalle en tambores y ejes. ....	114

Figura 104. Fricción [47].....	116
Figura 105. Depósitos de la marca Rothalen seleccionados. [46].....	117
Figura 106. Chapa de acero con textura lagrimada.[43].....	118
Figura 107. Fuerzas que actúan sobre el rodillo. ....	119
Figura 108. Geometría del freno de finza seleccionado [50].....	120
Figura 109. Imagen de freno de disco DH 020 FKM y datos técnicos [50]. ....	120
Figura 110. Geometría del disco de freno. [50]. ....	121
Figura 111. Geometría de chaveta.....	121
Figura 112. Geometría de chevetro. [50].....	122
Figura 113. Bandas de caucho [40]. ....	122
Figura 114. Diferentes texturas para el acero [53]. ....	123
Figura 115. Eje y rodamientos en Solidworks. ....	124
Figura 116. Fuerzas que actúan sobre el eje. Planteamiento. ....	125
Figura 117. Tensiones medias y alternativas en un eje rotativo.....	130
Figura 118. Concentración de tensiones teórica para cambio de sección con flexión. ....	132
Figura 119. Coeficiente de concentración de tensiones teórico en el chavetero.....	134
Figura 120. Catálogo de rodamientos de bolas. [50].....	138
Figura 121. Catálogo rodamientos de rodillo [50]. ....	140
Figura 122. Tipo de soporte seleccionado. ....	141
Figura 123. Catálogo del distribuidor Rodavigo [50]. Soporte y cojinetes seleccionados. ....	141
Figura 124. Diámetros, longitudes y radios de acuerdo del eje.....	142
Figura 125. Vista en detalle del chavetero.....	142
Figura 126. Paso de croquis 3D a tubos de sección cuadrada. ....	144
Figura 127. Intersección entre vigas corregida con la función recortar/extender. ....	145
Figura 128. Soldadura más pequeña encontrada en el melier. ....	145
Figura 129. Fijación con geometría de referencia. ....	146
Figura 130. Estudio estático primer diseño de la estructura. ....	147
Figura 131. Puntos críticos obtenidos en el estudio estático. ....	148
Figura 132. Modelo final. Simulación empuje más desfavorable en brazos. ....	149
Figura 133. Estudio estático cargas del rodillo. ....	150
Figura 134. Planta de la estructura. Detalle de espacio creado para el tanque de agua y el asiento.....	151
Figura 135. Ubicación de la chapa de aluminio y los perfiles de apoyo para los tanques. ....	151
Figura 136. Textura de la chapa de aluminio. ....	152
Figura 137. Modelo final. Simulación empuje más desfavorable en brazos y depósitos de agua llenos. ....	153
Figura 138. Sistema de elevación seleccionado [51] .....	156
Figura 139. Vista en detalle. Sistema de elevación.....	156
Figura 141. Asiento seleccionado. [52] .....	157

## A. Dimensionado de brazos

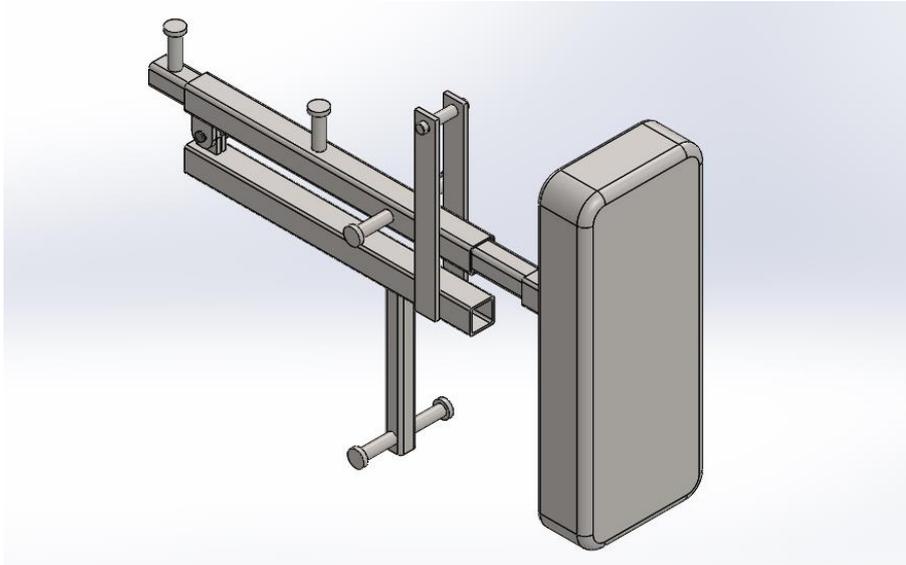


Figura 69. Brazo completo en Solidworks.

Como se vio en el apartado 3.2.1 una melé profesional puede llegar a generar  $8000\text{ N}$  de empuje continuo. Suponiendo un reparto equitativo entre los cuatro escudos que tiene el melier se puede afirmar que la carga máxima que puede soportar cada brazo es de  $2000\text{ N}$ .

Esta carga puede ser transferida íntegramente a las gomas, ir a parar de forma directa o parcial al perfil metálico por el que desliza la corredera o, en última instancia, recaer sobre el tope que evita que el brazo se eleve demasiado o se desplace lateralmente.

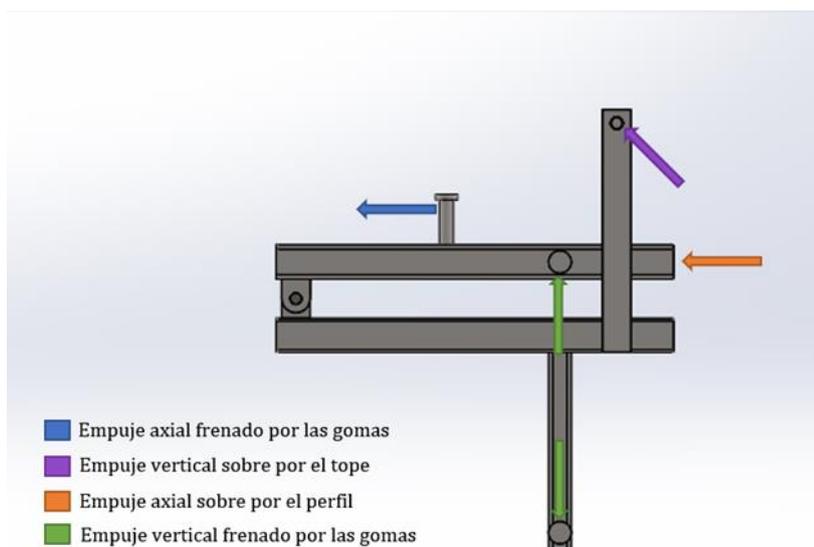


Figura 70. Diferentes supuestos de carga sobre los brazos.

## A.1 Perfil por el que transcurre la corredera

Se procede a evaluar cual es la situación más desfavorable para el perfil que albergará la corredera que se desliza al recibir el empuje. Una vez determinada, se dimensionará dicho perfil para cumplir con todos los requisitos y asegurar su durabilidad.

### A.1.1 Situación de carga más desfavorable

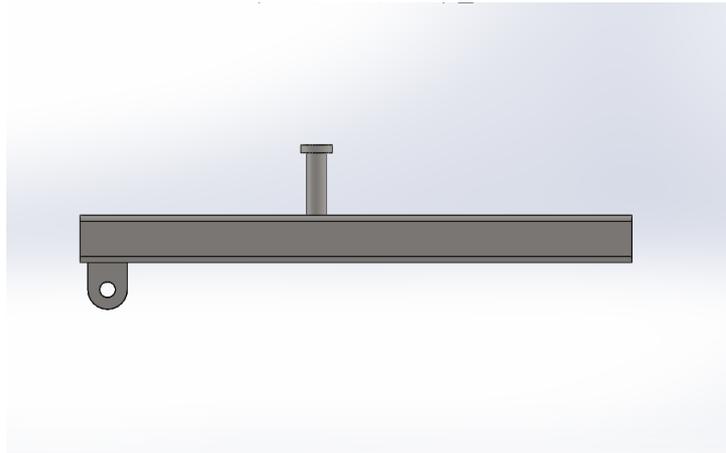


Figura 71. Perfil por el que transcurre la corredera. Completo.

En primera instancia es preciso suponer unas dimensiones iniciales del perfil para poder cuantificar las tensiones en cada una de las situaciones de carga. Mediciones en un modelo de la marca Predator determinaron una sección cuadrada de 6 cm de lado exterior y espesor de 0.5 cm. Con este dato se acude al catálogo del fabricante Grupo Condesa para elegir material y perfil tubular [37].

Material seleccionado:

$$\text{Límite elástico} = S_y = 275 \text{ MPa}$$

$$\text{Tensión de rotura} = S_u = 430/580 \text{ MPa}$$

$$\text{Módulo de elasticidad} = E = 210 \text{ GPa}$$

$$\text{Módulo de cizalladura} = G = 81 \text{ GPa}$$

$$\text{Coeficiente de Poisson} = \mu = 0,3$$

$$\text{Densidad} = \rho = 7,850 \text{ kg/dm}^3$$

Perfil inicial seleccionado:

$$\begin{aligned} \text{Lado} &= 60 \text{ mm} & \text{Espesor} &= 5 \text{ mm} \\ \text{Área de la sección transversal} &= 10,4 \text{ cm}^2 \\ \text{Momentos de inercia} &\rightarrow I_{xx} = I_{yy} = 50,5 \text{ cm}^4 \\ \text{Momento de inercia a torsión} &\rightarrow I_t = 86,4 \text{ cm}^4 \end{aligned}$$

▪ **Fuerza axial directa al perfil.**

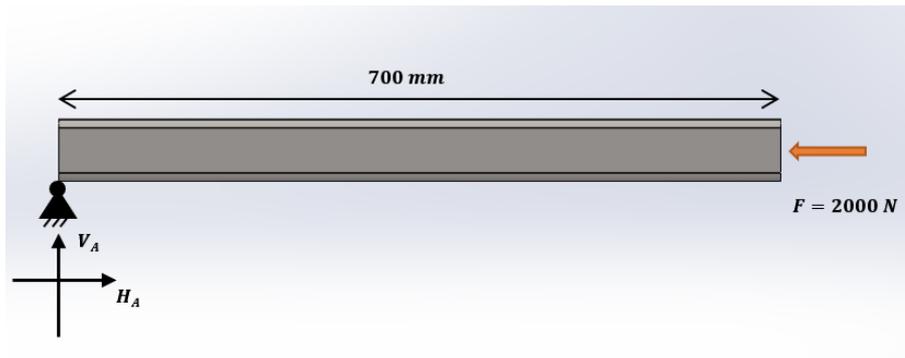


Figura 72. Empuje axial directo al perfil exterior de la corredera.

Según el diagrama de cuerpo libre, se aplica sumatoria de fuerzas para despejar las incógnitas en la articulación.

$$\sum F_x = 0 \rightarrow F_{axial} = H_A = 2000 \text{ N}$$

$$\sum F_y = 0 \rightarrow V_A = 0$$

$$\sum M_A = 0$$

Cómo solo tiene fuerza axial y la sección es igual en todo el elemento, el perfil se ve sometido únicamente a compresión lo que hace que las tensiones sean iguales en todas las secciones de este.

$$\sigma = \frac{N}{A} \rightarrow \sigma = \frac{-2000 \text{ N}}{10,4 \text{ cm}^2 \cdot \frac{10^2 \text{ mm}^2}{1 \text{ cm}^2}} = -1,92 \text{ MPa}$$

Tensión normal en la sección ( $\sigma$ ), axial ( $N$ ), área de la sección ( $A$ ).

- Fuerza axial directa a las gomas.

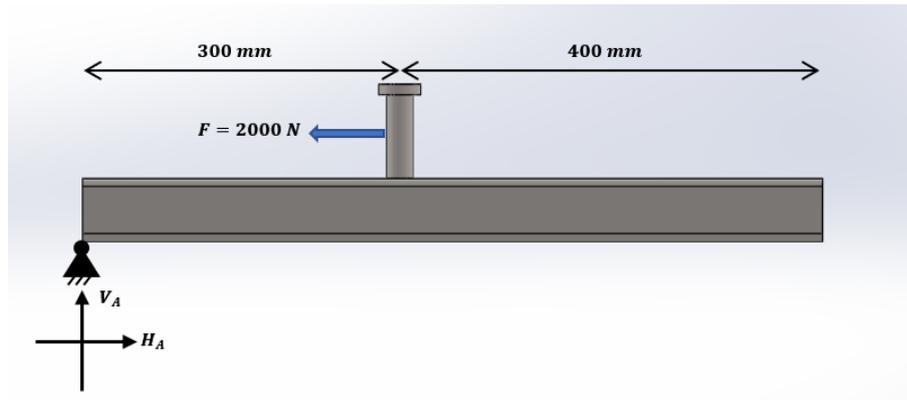


Figura 73. Empuje axial soportado por las gomas.

Este caso es similar al anterior con la salvedad de que a partir de los 30 cm el perfil no sufre ninguna tensión en la sección.

$$\sum F_x = 0 \rightarrow F_{axial} = H_A = 2000 \text{ N}$$

$$\sum F_y = 0 \rightarrow V_A = 0$$

$$\sum M_A = 0$$

$$\sigma = \frac{N}{A} = -1,92 \text{ MPa}$$

- Fuerza directa al tope.

En este supuesto se evalúa la posibilidad de que el empuje total de la melé tenga sentido perpendicular al perfil y directo al tope.

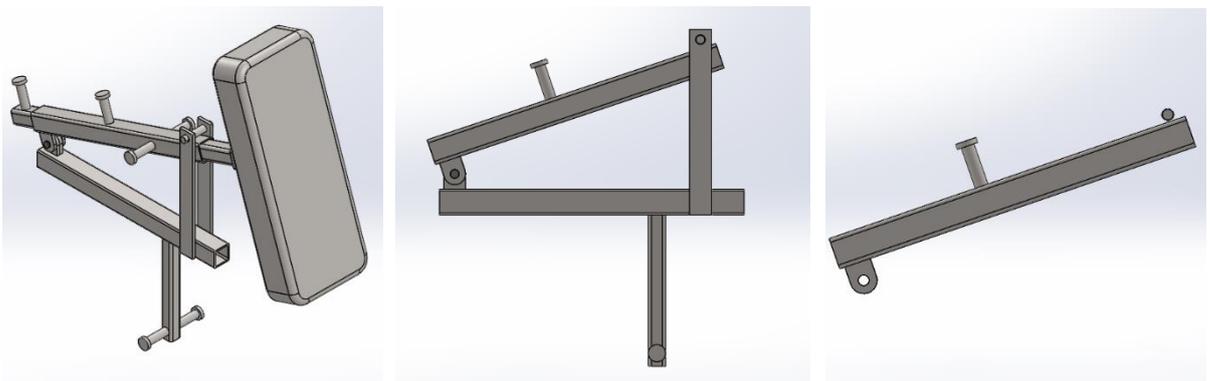


Figura 74. Posición del brazo cuando la fuerza va directa al tope.

Por trigonometría, se calcula la distancia al borde del perfil desde el punto en que éste entra contacto con el tope. Para un ángulo de  $25^\circ$ , una altura de tope fija y  $40 \text{ mm}$  de lado del perfil

dicha distancia será de 19,32 mm. Por tanto, tomando solo el perfil rectangular y aplicando las fuerzas sobre él se obtiene:

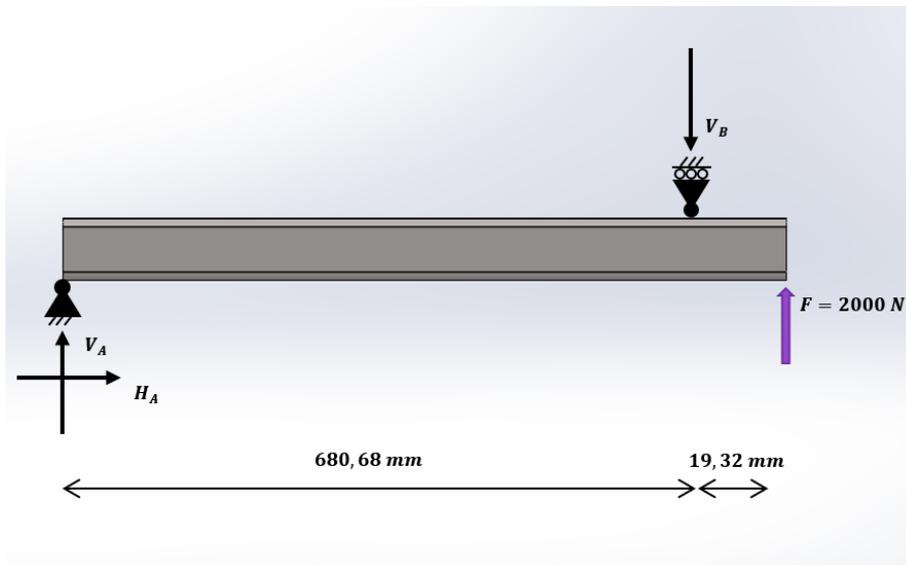


Figura 75. Perfil exterior de la corredera con empuje directo al tope.

Sumatoria de esfuerzos:

$$\sum F_V = 0 \rightarrow V_A - V_B + F = 0$$

$$\sum M_A = 0 \rightarrow -V_B \cdot 680,68 \text{ mm} + F \cdot 700 \text{ mm} = 0 \rightarrow V_B = \frac{2000 \cdot 700}{680,68} \text{ N} = 2056,77 \text{ N}$$

$$V_A = V_B - F = 56,77 \text{ N}$$

Tensiones en el punto B:

$$\sigma_{\text{compresión}} = \frac{N}{A} = 0$$

La tensión normal generada por el momento flector se calcula aplicando la ley de Navier:

$$\sigma_{\text{Momento flector}} = \frac{M_C}{I_z} \cdot y = \frac{F \cdot 19,32}{I_z} \cdot \frac{h}{2} = \frac{2000 \text{ N} \cdot 19,32 \text{ mm}}{50,5 \text{ cm}^2 \cdot 10^2 \frac{\text{mm}^2}{\text{cm}^2}} \cdot \frac{60}{2} \text{ mm} = 229,54 \text{ MPa}$$

Para la tensión tangencial en un perfil cerrado de pequeño espesor no se aplica Colignon. En su lugar, se estima que la distribución de tensiones se presenta en el sentido del contorno y se aplica la siguiente expresión:

$$\tau(x, y) = \frac{V_y \cdot S_z(x, y)}{I_z(x, y) \cdot e(x, y)}$$

Siendo  $S_z$  el momento estático,  $I_z$  el momento de inercia de toda la sección y  $e$  el espesor en cada punto.

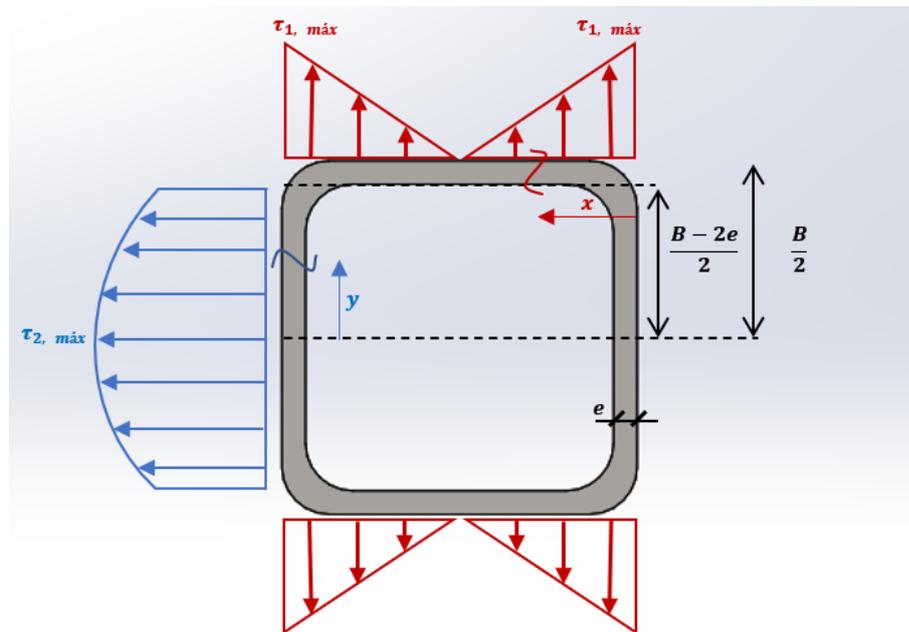


Figura 76. Distribución de tensiones tangenciales en perfil cuadrado de pequeño espesor.

Para el perfil tubular cuadrado de lado  $B$  y espesor  $e$  sometido a un cortante  $V_y$  se tiene que:

$$S_z(x, y) = (\text{Area}) \cdot (\text{Distancia del centroide del área al eje } z)$$

$$S_z(x) = (e \cdot x) \cdot \left(\frac{B - e}{2}\right)$$

$$\tau_{1, \text{máx}} \left(x = \frac{B}{2}\right) = \frac{V_y}{I_z \cdot e} \cdot \left(e \cdot \frac{B}{2}\right) \cdot \left(\frac{B - e}{2}\right) = \frac{V_y}{I_z} \cdot \frac{B^2 - e \cdot B}{4}$$

$$S_z(y) = (B \cdot e) \cdot \left(\frac{B - e}{2}\right) + 2 \cdot \left[ e \cdot \left(\frac{B - 2 \cdot e}{2} - y\right) \cdot \left(\frac{\frac{B - 2 \cdot e}{2} + y}{2}\right) \right]$$

$$S_z(y = 0) = (B \cdot e) \cdot \left(\frac{B - e}{2}\right) + 2 \cdot \left[ e \cdot \left(\frac{B - 2 \cdot e}{2}\right) \cdot \left(\frac{B - 2 \cdot e}{4}\right) \right] =$$

$$e \cdot \frac{B^2 - e \cdot B}{2} + e \cdot \left(\frac{B - 2 \cdot e}{2}\right) \cdot \left(\frac{B - 2 \cdot e}{2}\right) = e \cdot \left[ \frac{B^2 - e \cdot B}{2} + \left(\frac{B - 2 \cdot e}{2}\right)^2 \right] \rightarrow$$

$$\tau_{2, \text{máx}}(y = 0) = \frac{V_y}{I_z \cdot e} \cdot e \cdot \left[ \frac{B^2 - e \cdot B}{2} + \left(\frac{B - 2 \cdot e}{2}\right)^2 \right] = \frac{V_y}{I_z} \cdot \left[ \frac{B^2 - e \cdot B}{2} + \left(\frac{B - 2 \cdot e}{2}\right)^2 \right]$$

Se introducen las dimensiones del perfil, su momento de inercia y el valor del cortante para hallar la tensión tangencial máxima en el alma:

$$\tau_{2,m\acute{a}x}(y = 0) = \frac{2056,77 \text{ N}}{50,5 \cdot 10^4 \text{ mm}^4} \cdot \left[ \frac{60^2 - 5 \cdot 60}{2} + \left( \frac{60 - 2 \cdot 5}{2} \right)^2 \right] \text{ mm}^2 = 9,265 \text{ MPa}$$

- **Fuerza vertical directa a las gomas.**

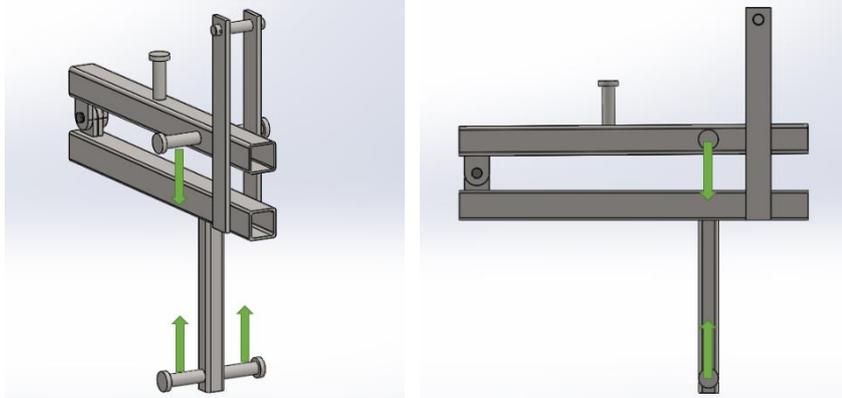


Figura 77. Dirección de las fuerzas. Empuje vertical soportado por las gomas.

Para evitar que se produzcan desplazamientos laterales y torsión se añaden enganches a ambos lados. Se acepta pues la simplificación de que ambas fuerzas pueden ser sustituidas por una sola situada en el punto central de la sección  $V_C$ .

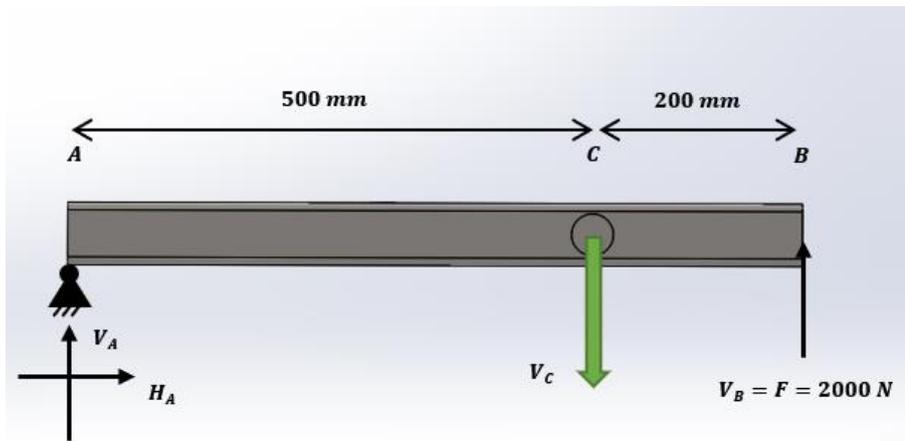


Figura 78. Empuje vertical absorbido íntegramente por las gomas.

Sumatoria de fuerzas:

$$\sum F_x = 0 \rightarrow H_A = 0$$

$$\sum F_y = 0 \rightarrow V_A - V_C + F = 0 \rightarrow V_A = V_C - 2000 \text{ N}$$

$$\sum M_A = 0 \rightarrow -V_C \cdot 500 \text{ mm} + F \cdot 700 \text{ mm} = 0$$

$$V_C = \frac{2000 \text{ N} \cdot 700 \text{ mm}}{500 \text{ mm}} = 2800 \text{ N}$$

$$V_A = 2800 - 2000 = 800 \text{ N}$$

Realizando un corte en C:

$$M_C = F \cdot 200 \text{ mm} = 2800 \text{ N} \cdot 200 \text{ mm} = 560000 \text{ Nmm} = 560 \text{ Nm}$$

Diagramas de esfuerzos:

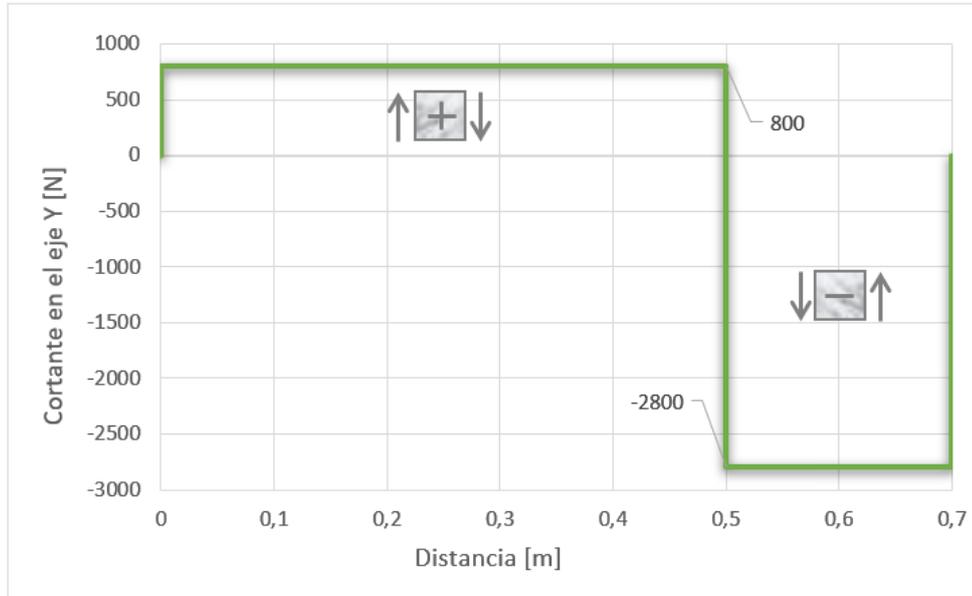


Gráfico 1. Diagrama de cortantes. Empuje vertical soportado por las gomas.

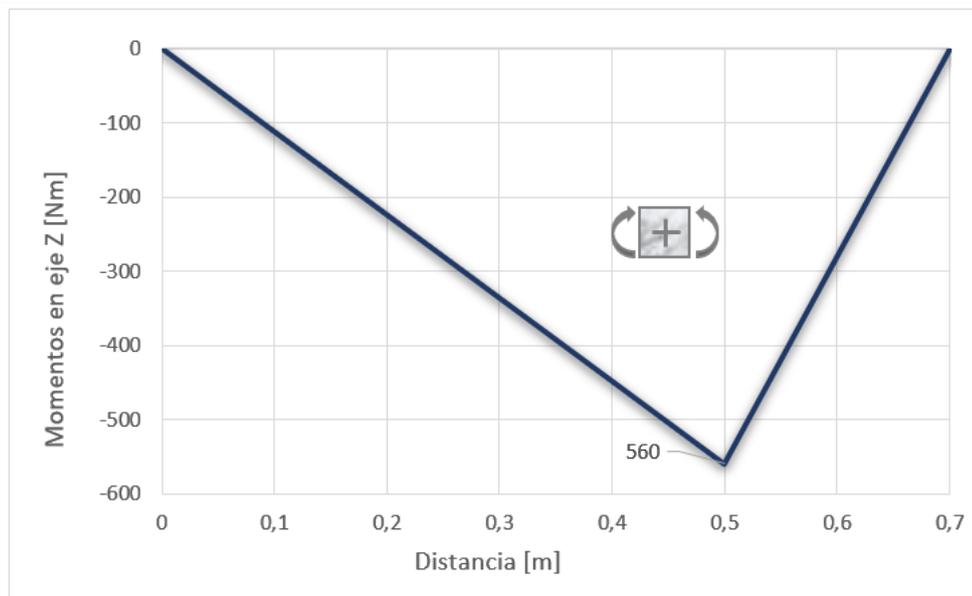


Gráfico 2. Diagrama de momentos. Empuje vertical soportado por las gomas.

Se calculan de las tensiones en el punto C dado que es el que soporta mayor momento flector y mayor cortante.

$$\sigma_{compresión} = \frac{N}{A} = 0$$

Flexión según la ley de Navier:

$$\sigma_{Flexión,C} = \frac{M_C}{I_z} \cdot y = \frac{M_C}{I_z} \cdot \frac{h}{2} = \frac{560000 \text{ Nmm}}{50,5 \text{ cm}^4 \cdot \frac{10^4 \text{ mm}^4}{1 \text{ cm}^4}} \cdot \frac{60}{2} \text{ mm} = 33,27 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} = 33,27 \text{ MPa}$$

Tensión tangencial:

$$\tau_{2,máx}(y = 0) = \frac{-2800 \text{ N}}{10,4 \cdot 10^4 \text{ mm}^4} \cdot \left[ \frac{60^2 - 5 \cdot 60}{2} + \left( \frac{60 - 2 \cdot 5}{2} \right)^2 \right] = -15,77 \text{ MPa}$$

Queda comprobado pues que este supuesto es el más restrictivo para este dimensionado ya que las tensiones normales provocadas por el flector son muy superiores a las del axil. Además, a diferencia de los otros casos, aquí aparecen tensiones tangenciales.

### A.1.2 Dimensionado de la sección

Se procede a comprobar si el perfil inicial seleccionado soporta como es debido la fatiga.

Tensión normal media y alternativa:

$$\sigma_{Max}^F = \frac{M_{Max}}{I_z} \cdot y = \frac{M_{Max}}{I_z} \cdot \frac{h}{2} = 33,27 \text{ MPa} \quad ; \quad \sigma_{Min}^F = 0$$

$$\sigma_{alterna} = \frac{(\sigma_{max} - \sigma_{min})}{2} = \frac{(\sigma_{max} - 0)}{2} = \frac{33,27}{2} \text{ MPa} = 16,63 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{media} = \frac{(\sigma_{max} + 0)}{2} = 16,63 \text{ MPa}$$

Tensión tangencial media y alternativa:

$$\tau_{Máx} = 0 \quad ; \quad \tau_{Min}^F = -15,77 \text{ MPa}$$

$$\tau_{alterna} = \frac{0 - (-15,77 \text{ MPa})}{2} = 7,89 \text{ MPa} \quad \tau_{media} = \frac{0 + (-15,77 \text{ MPa})}{2} = -7,89 \text{ MPa}$$

Aplicando el criterio de Von Mises, se obtiene la tensión normal equivalente alterna y media.

$$\sigma_m^{VM} = \sqrt{\sigma_m^2 + 3\tau_m^2} = \sqrt{16,63^2 \text{ MPa} + 3 \cdot (-7,89)^2 \text{ MPa}} = 21,52 \text{ MPa}$$

$$\sigma_a^{VM} = \sqrt{\sigma_a^2 + 3\tau_a^2} = \sqrt{16,63^2 \text{ MPa} + 3 \cdot 7,89^2 \text{ MPa}} = 21,52 \text{ MPa}$$

$$\sigma_m^{VM} = \sigma_a^{VM}$$

Se aplica el criterio de fallo de Soderberg:

$$\frac{\sigma_{alterna}}{S_e} + \frac{\sigma_{media}}{S_y} = \frac{1}{n}$$

Aunque este supuesto ya está en sí sobredimensionado al no tener en cuenta el plus de rigidez que aporta la corredera al perfil metálico, se considera un factor de seguridad  $n = 2$ . A continuación, se calcula el límite de fatiga ( $S_e$ ) para, por último, despejar el límite a fluencia y comprobar si supera o no el del acero S 275.

Ecuación de Marín:

$$S_e = S'_e \cdot K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot K_d \cdot K_e$$

$$S'_e = 0.5 \cdot S_u \text{ (acero } S_u \leq 1400 \text{ MPa)} = 0.5 \cdot 430 = 215 \text{ MPa}$$

$K_a$  → para material es conformado en frío:

$$K_a = a \cdot S_u^b = 4,51 \cdot 430^{-0.265} = 0,904$$

$K_b$  → Factor de tamaño para sección rectangular sin rotación:

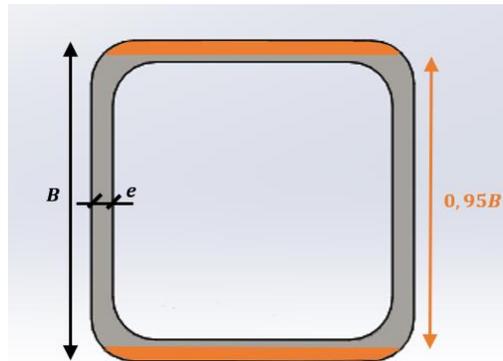


Figura 79. Área sometida al 95% de esfuerzo por flexión.

En el caso de un perfil hueco sometido a flexión, se ha de calcular la suma de las dos áreas en las alas que concentran el 95% del esfuerzo. Para que pueda realizarse este cálculo se debe cumplir la condición de que dichas áreas no coincidan con la parte hueca del perfil. Así pues, para perfiles de lado  $B$  y espesor  $e$  se tendrá:

$$A_{95\%,perfil} = (B - 0,95B) \cdot B = 0,05 \cdot B^2 \text{ mm}^2 = 0,05 \cdot 60^2 \text{ mm}^2 = 180 \text{ mm}^2$$

$$y_{m\acute{a}xima \text{ del ala}} > y_{A_{95\%}} > y_{m\acute{i}nima \text{ del ala}} \rightarrow \frac{B}{2} > \frac{0,95 \cdot B}{2} > \frac{B - 2 \cdot e}{2}$$

$$30 > 28,5 > 25 \rightarrow \text{Cumple la condición}$$

$$A_{95\%,probeta} = 0,0766 \cdot d^2$$

$$A_{95\%,perfil} = A_{95\%,probeta} \rightarrow d = \sqrt{180 \text{ mm}^2 / 0,0766} = 48,47 \text{ mm} > 8 \text{ mm} \rightarrow$$

$$K_b = 1,189 \cdot d^{-0,097} = 0,816$$

$K_c \rightarrow$  Factor de carga para flexión y torsión:  $K_c = 1$

$$K_d = K_e = 1$$

$$S_e = 0.5 \cdot S_u \cdot K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot K_d \cdot K_e = 215 \text{ MPa} \cdot 0,904 \cdot 0,816 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 158,60 \text{ MPa}$$

$$\frac{\sigma_{alterna}}{S_e} + \frac{\sigma_{media}}{S_y} = \frac{1}{n} \rightarrow \frac{21,52 \text{ MPa}}{158,60 \text{ MPa}} + \frac{21,52 \text{ MPa}}{S_y} = \frac{1}{2} \rightarrow S_y = 59,07 \text{ MPa}$$

$$59,07 \text{ MPa} < 275 \text{ MPa} \rightarrow S_y < S_{y,acero S275}$$

Como se puede apreciar, el límite elástico exigido es mucho menor que el del acero S275 laminado en frío. Para cuantificar en qué medida se estaría sobredimensionando con este perfil, se introduce en la ecuación de Soderberg este límite para despejar en este caso el factor de seguridad.

$$\frac{21,52 \text{ MPa}}{158,60 \text{ MPa}} + \frac{21,52 \text{ MPa}}{275} = \frac{1}{n} \rightarrow n = 4,67$$

Al tratarse de un factor de seguridad que supera el doble del requerido, se puede buscar un perfil menor que cumpla con los requisitos, pero de un factor de seguridad más cercano a 2. Así pues, tras iterar varias veces se elige la siguiente sección.

$$Lado = 40 \text{ mm}$$

$$Espesor = 5 \text{ mm}$$

$$Area \text{ de la sección transversal} = 6,63 \text{ cm}^2$$

$$Momentos \text{ de inercia} \rightarrow I_{xx} = I_{yy} = 12,3 \text{ cm}^4$$

$$Momento \text{ de inercia a torsión} \rightarrow I_t = 22,3 \text{ cm}^4$$

Cálculo del factor de seguridad:

$$\sigma_{Flexión,C} = \frac{M_C}{I_z} \cdot y = \frac{M_C}{I_z} \cdot \frac{h}{2} = \frac{560000 \text{ Nmm}}{12,3 \text{ cm}^4 \cdot \frac{10^4 \text{ mm}^4}{1 \text{ cm}^4}} \cdot \frac{40}{2} \text{ mm} = 91,06 \text{ MPa}$$

$$\tau_{2,m\acute{a}x}(y=0) = \frac{V_y}{I_z} \cdot \left[ \frac{B^2 - e \cdot B}{2} + \left( \frac{B - 2 \cdot e}{2} \right)^2 \right]$$

$$\tau_{2,m\acute{a}x}(y=0) = \frac{-2800 \text{ N}}{12,3 \cdot 10^4 \text{ mm}^4} \cdot \left[ \frac{40^2 - 5 \cdot 40}{2} + \left( \frac{40 - 2 \cdot 5}{2} \right)^2 \right] = -21,06 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{alterna} = \sigma_{media} = \frac{91,06 \text{ MPa}}{2} = 45,53 \text{ MPa}$$

$$\tau_{alterna} = \frac{0 - (-21,06 \text{ MPa})}{2} = 10,53 \text{ MPa} \quad \tau_{media} = \frac{0 + (-21,06)}{2} = -10,53 \text{ MPa}$$

$$\sigma_m^{VM} = \sigma_a^{VM} = \sqrt{45,53^2 + 3 \cdot 10,53^2} \text{ MPa} = 49,05 \text{ MPa}$$

Para el límite de fatiga hay que recalcular  $K_b$ :

$$A_{95\%, \text{perfil}} = A_{95\%, \text{probeta}} \rightarrow$$

$$d = \sqrt{\frac{(0,05 \cdot B^2) \text{ mm}^2}{0,0766}} = \sqrt{\frac{(0,05 \cdot 40^2) \text{ mm}^2}{0,0766}} = 32,32 \text{ mm} > 8 \text{ mm}$$

$$\frac{40}{2} > \frac{0,95 \cdot 40}{2} > \frac{40 - 2 \cdot 5}{2} \rightarrow 20 > 19 > 15 \rightarrow \text{Cumple.}$$

$$K_b = 1,189 \cdot 32,32^{-0,097} = 0,85$$

$$S_e = 215 \text{ MPa} \cdot 0,904 \cdot 0,85 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 165,206 \text{ MPa}$$

Ecuación de Soderberg:

$$\frac{\sigma_{alterna}}{S_e} + \frac{\sigma_{media}}{S_y} = \frac{1}{n} \rightarrow \frac{49,05 \text{ MPa}}{165,206 \text{ MPa}} + \frac{49,05 \text{ MPa}}{270 \text{ MPa}} = \frac{1}{n} \rightarrow n = 2,09 > 2$$

Queda acreditado pues que este perfil cumple con todos los requisitos. Se precisará una longitud total de:

$$4 \text{ brazos} \cdot 0,700 \frac{\text{m}}{\text{brazo}} = 2,8 \text{ m}$$

## A.2 Enganches para las gomas

### A.2.1 Empuje en dirección axial

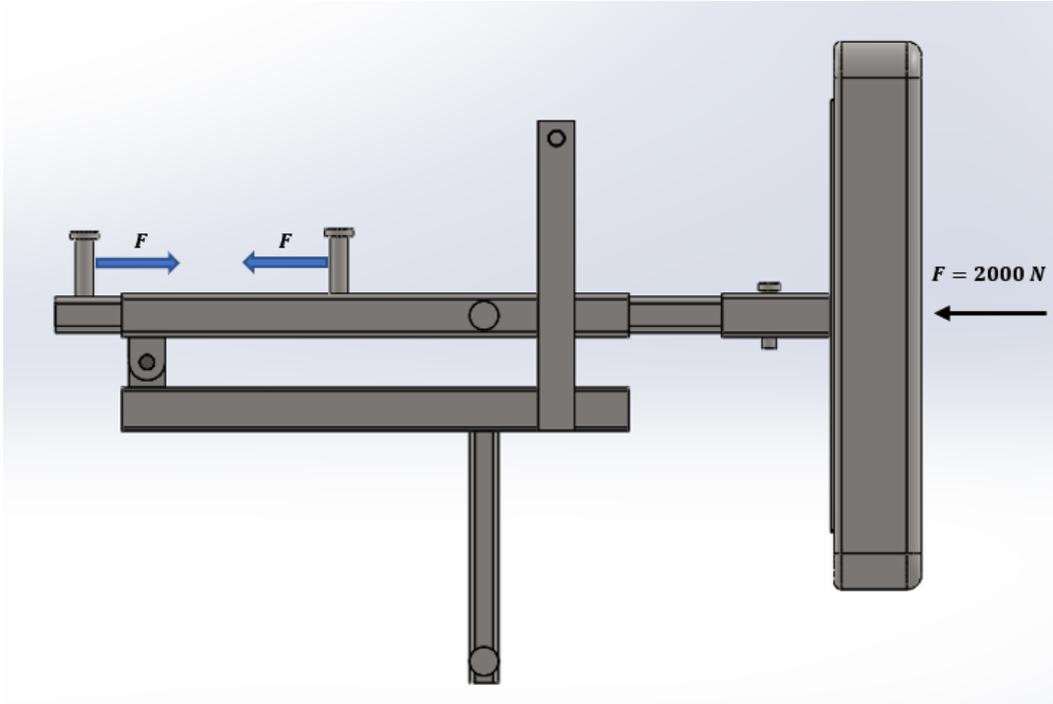


Figura 80. Empuje totalmente axial. Distribución de fuerzas en los enganches.

De los casos comentados previamente, el más desfavorable para este punto es el de fuerza axial directa a las gomas ya que la vertical se reparte entre dos enganches y ésta se concentra en uno. Para su dimensionado, se parte del supuesto de que toda la carga se concentra en el extremo ya que esta posición es la que creará mayor momento flector. Además, se toma el enchanche como una viga empotrada de 80 mm de largo.

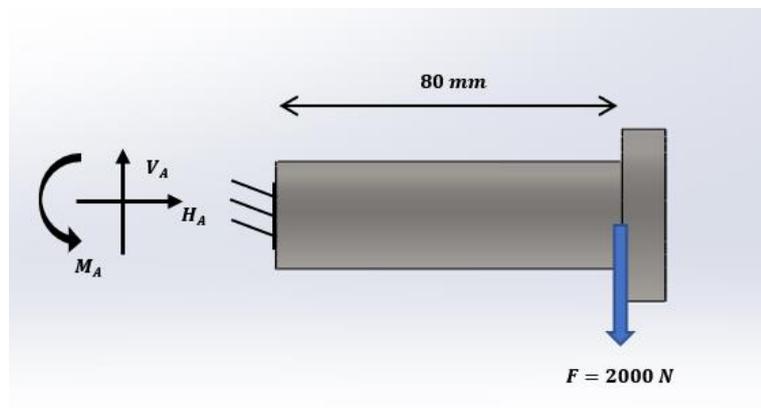


Figura 81. Dimensionado de enganche. Supuesto de viga empotrada.

Se selecciona el mismo tipo de acero que en el caso anterior.

$$S_y = 275 \text{ MPa} \quad S_u = 430 \text{ MPa} \quad \rho = 7.850 \text{ kg/m}^3$$

Aplicando sumatoria de fuerzas:

$$\sum F_x = 0 \rightarrow H_A = 0$$

$$\sum F_y = 0 \rightarrow V_A = F = 2000 \text{ N}$$

Para el momento flector se considera la carga puntual en el extremo que es la situación más desfavorable.

$$M_A = 2000 \text{ N} \cdot 80 \text{ mm} = 160000 \text{ Nmm} = 160 \text{ Nm}$$

Tensiones en A:

$$\text{Axil} \rightarrow N = 0 \quad ; \quad \text{Torsor} \rightarrow T = 0$$

$$\text{Cortante} \rightarrow V = 2000 \text{ N}$$

$$\text{Momento flector} \rightarrow M = -160 \text{ Nm}$$

$$\sigma_{\text{Flexión,A}} = \frac{M}{I_z} \cdot y = \frac{32 \cdot M}{\pi \cdot D^3} = \frac{32 \cdot (-160000) \text{ Nmm}}{\pi \cdot D^3 \text{ mm}^3} = \frac{1629746,62}{D^3} \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Para calcular la tensión tangencial en secciones circulares compactas se aplica el teorema de Colignon:

$$\tau_{V,\text{Seccion circular}} = \frac{V}{b \cdot I_z} \int_y^{y_{\max}} y \, dA = \frac{4}{3} \cdot \frac{V}{A} = \frac{4}{3} \cdot \frac{2000 \text{ N}}{\pi \cdot \frac{D^2}{4}} = \frac{16}{3} \cdot \frac{2000 \text{ N}}{\pi \cdot D^2} = \frac{3395,305}{D^2} \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

La tensión tangencial provocada por el cortante se desprecia debido a que es muy inferior a la que podría provocar un momento torsor, por ejemplo. Por consiguiente, se continúa con el dimensionado considerando únicamente los efectos del momento flector.

$$\sigma_{\text{Min}} = \frac{1629746,62}{D^3} \text{ MPa} \quad ; \quad \sigma_{\text{Máx}} = 0$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\text{Máx}} - \sigma_{\text{Min}}}{2} = \frac{0 - (-1629746,62)}{D^3 \cdot 2} \text{ MPa} = \frac{814873,31}{D^3} \text{ MPa}$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\text{Máx}} + \sigma_{\text{Min}}}{2} = \frac{-1629746,62}{D^3} \text{ MPa}$$

$$\sigma_m^{VM} = \sigma_a^{VM} = \sqrt{\left(\frac{814873,31}{D^3}\right)^2 + 3 \cdot 0^2} = \frac{814873,31}{D^3} \text{ MPa}$$

Límite a fatiga:

$$S_e = S'_e \cdot K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot K_d \cdot K_e$$

$$S'_e = 0.5 \cdot S_u \text{ (acero } S_u \leq 1400 \text{ MPa)} = 0.5 \cdot 430 = 215 \text{ MPa}$$

$K_a$  → Para material es conformado en frío:

$$K_a = a \cdot S_u^b = 4,51 \cdot 430^{-0.265} = 0,904$$

$K_b$  → Factor de tamaño para circular sin rotación.  $K_b = 1$  al no tener aún un diámetro.

$K_c$  → Factor de carga para flexión y torsión:  $K_c = 1$

$$K_d = K_e = 1$$

$$S_e = 0.5 \cdot S_u \cdot K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot K_d \cdot K_e = 215 \text{ MPa} \cdot 0,904 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 194,36 \text{ MPa}$$

De la ecuación de Soderberg se despeja el diámetro. Se mantendrá un factor de seguridad de  $n = 1,5$ .

$$\frac{\sigma_{alterna}}{S_e} + \frac{\sigma_{media}}{S_y} = \frac{1}{n}$$

$$\frac{814873,31}{D^3} \text{ MPa} + \frac{814873,31}{275} \text{ MPa} = \frac{1}{n}$$

$$\frac{814873,31}{D^3} \text{ MPa} \cdot \left( \frac{1}{194,36 \text{ MPa}} + \frac{1}{275 \text{ MPa}} \right) = \frac{1}{2} \rightarrow D = 24,28 \text{ mm}$$

Con este diámetro se recalcula el límite a fatiga y para volver a acudir a Goodman. Si el nuevo diámetro coincide con el anterior, se dará este por válido. En caso contrario, se ha de seguir iterando.

$$S_e = 0.5 \cdot S_u \cdot K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot K_d \cdot K_e$$

$$A_{95\%} = 0,05 \cdot A = 0,05 \cdot \pi \cdot \frac{D^2}{4} = 0,05 \cdot \pi \cdot \frac{24,28^2 \text{ mm}^2}{4} = 23,15 \text{ mm}^2$$

$$A_{95\%,probeta} = 0,0766 \cdot d^2$$

$$A_{95\%} = A_{95\%,probeta} \rightarrow 23,15 \text{ mm}^2 = 0,0766 \cdot d^2 \rightarrow d = 17,45 \text{ mm} > 8 \text{ mm}$$

$$K_b = 1,189 \cdot 17,45^{-0,097} = 0,901$$

$$S_e = 215 \text{ MPa} \cdot 0,904 \cdot 0,901 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 175,12 \text{ MPa}$$

$$\frac{814873,31}{D^3} MPa \cdot \left( \frac{1}{175,12 MPa} + \frac{1}{275 MPa} \right) = \frac{1}{2} \rightarrow D = 24,79 mm$$

$$24,79 mm \approx 24,28 mm \rightarrow D > 25 mm$$

Se comprueba que el aporte de la tensión tangencial sea despreciable.

$$\tau_{alterna} = -\tau_{media} = \frac{3395,31}{2 \cdot D^2} = \frac{1697,65}{D^2} MPa$$

$$\sigma_m^{VM} = \sigma_a^{VM} = \sqrt{\left( \frac{814873,31}{D^3} \right)^2 + 3 \cdot \left( \frac{1697,65}{D^2} \right)^2} MPa$$

$$\frac{\sigma_{alterna}}{S_e} + \frac{\sigma_{media}}{S_y} = \frac{1}{n}$$

$$\sqrt{\left( \frac{814873,31}{D^3} \right)^2 + 3 \cdot \left( \frac{1697,65}{D^2} \right)^2} MPa \cdot \left( \frac{1}{175,12 MPa} + \frac{1}{275 MPa} \right) = \frac{1}{2}$$

$$D = 24,82 mm \approx 24,79 mm \rightarrow D = 25 mm$$

El diámetro seleccionado deberá superar entonces los 2,5 cm de diámetro.

### A.2.2 Empuje en dirección vertical

Aunque se sabe que no va a ser así, se comprueba que en este supuesto no. En el apartado 0 se calculó que la fuerza que recae en los dos enganches es de 2800 N por lo que cada uno recibe 1400 N. Este dato es lo único que varía con respecto al apartado anterior por lo que se procede de igual manera obteniendo los siguientes resultados:

$$V_A = F = 1400 N$$

$$M_A = -1400 N \cdot 80 mm = -112000 Nmm = -112 Nm$$

$$\sigma_{Flexión,A} = \frac{M}{I_z} \cdot y = \frac{32 \cdot M}{\pi \cdot D^3} = \frac{32 \cdot (-112000) Nmm}{\pi \cdot D^3 mm^3} = \frac{-1140822,63}{D^3} \frac{N}{mm^2}$$

$$\sigma_{media} = \sigma_{media}$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{Máx} - \sigma_{Mín}}{2} = \frac{1140822,63}{2 \cdot D^3} MPa = \frac{570411,62}{D^3} MPa$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{Máx} + \sigma_{Mín}}{2} = \frac{-570411,62}{D^3} MPa$$

$$\sigma_m^{VM} = \sigma_a^{VM} = \sqrt{\left(\frac{570411,62}{D^3}\right)^2 + 3 \cdot 0^2} = \frac{570411,62}{D^3} \text{ MPa}$$

$$S_e = 0.5 \cdot S_u \cdot K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot K_d \cdot K_e = 215 \text{ MPa} \cdot 0,904 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 194,36 \text{ MPa}$$

$$\frac{570411,62}{D^3} \left( \frac{1}{194,36 \text{ MPa}} + \frac{1}{275 \text{ MPa}} \right) = \frac{1}{2} \rightarrow D = 21,56 \text{ mm}$$

Se recalcula el limite a fatiga y el diámetro:

$$A_{95\%} = 0,05 \cdot A = 0,05 \cdot \pi \cdot \frac{D^2}{4} = 0,05 \cdot \pi \cdot \frac{21,56^2 \text{ mm}^2}{4} = 18,25 \text{ mm}^2$$

$$A_{95\%} = A_{95\%,probeta} \rightarrow 18,25 \text{ mm}^2 = 0,0766 \cdot d^2 \rightarrow d = 15,43 \text{ mm} > 8 \text{ mm}$$

$$K_b = 1,189 \cdot 15,43^{-0,097} = 0,912$$

$$S_e = 215 \text{ MPa} \cdot 0,904 \cdot 0,912 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 177,26 \text{ MPa}$$

$$\frac{570411,62}{D^3} \left( \frac{1}{177,26 \text{ MPa}} + \frac{1}{275 \text{ MPa}} \right) = \frac{1}{2} \rightarrow D = 21,96 \text{ mm}$$

$$D = 21,96 \text{ mm} \approx 21,56 \text{ mm} \rightarrow D = 22 \text{ mm}$$

### **A.2.3 Selección de modelo y fabricante**

Para facilitar su adquisición y reducir costes se selecciona un único perfil para todos los enganches. Cada brazo precisa de dos enganches para el empuje axial y cuatro para el vertical. Un total de 24 enganches para los cuatro brazos lo que suma una longitud mínima necesaria de 1,94 m y.

Se selecciona pues el perfil de 25 mm de diámetro del fabricante Incafe [38] con un precio de 46,47 euros por metro y peso de 4 kg por metro. Con esta información se calcula peso y precio total

$$m_{enganches} = 1,94 \text{ m} \cdot 4 \frac{\text{kg}}{\text{m}} = 7,76 \text{ kg}$$

$$\text{Precio} = 1,94 \text{ m} \cdot 46,47 \frac{\text{€}}{\text{m}} = 90,15 \text{ €}$$

### A.3 Articulación

En primer lugar, se determina que la situación de carga más desfavorable para este punto es en empuje totalmente axial. Tanto si recae el empuje sobre las gomas, como si lo hace directamente sobre el perfil por el que trascurre la barra corredera, el pasador se verá sometido a un cortante de 2000 N.

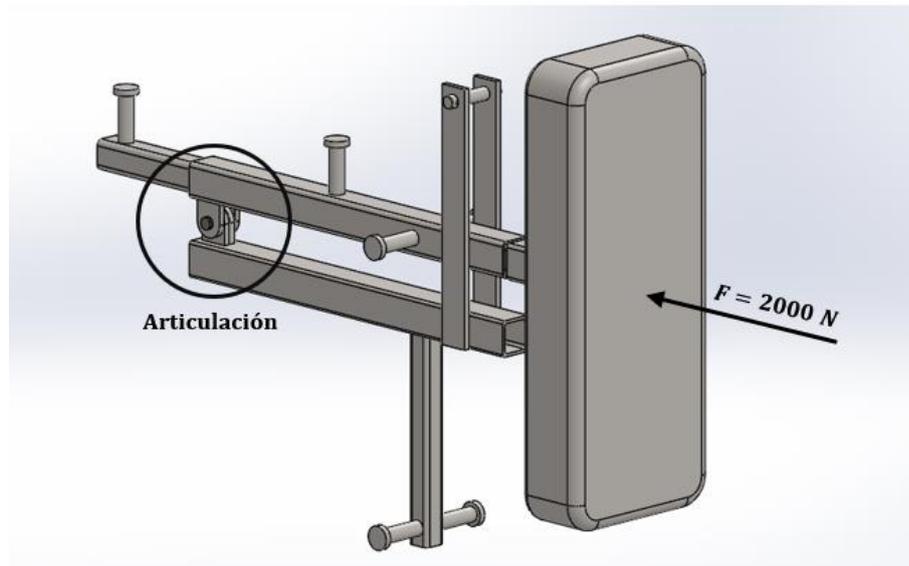


Figura 82. Situación de carga más desfavorable para la articulación.

#### A.3.1 Cálculo del cilindro

Se procede a dimensionar el cilindro teniendo en cuenta varias consideraciones. Por un lado, los fabricantes recomiendan usar un material con mayor  $S_u$  así que se selecciona un acero AISI 303. Además, en este caso no se desprecia la acción del cortante dado que es la única fuerza que actúa por la disposición de las orejillas ya que éstas se encuentran en los extremos.

$$\text{Acero AISI 303} \rightarrow S_u = 517 \text{ MPa} ; S_y = 207 \text{ MPa}$$

$$V_{max} = F_{axial\ máx} = 2000 \text{ N}$$

Tensión tangencial:

$$\tau_v = \frac{4}{3} \cdot \frac{V}{A} = \frac{4}{3} \cdot \frac{V}{\pi \cdot \frac{D^2}{4}} = \frac{16}{3\pi} \cdot \frac{V}{D^2} = \frac{16}{3} \cdot \frac{2000 \text{ N}}{\pi \cdot D^2 \text{ mm}^2} = \frac{3395,31}{D^2} \text{ MPa}$$

Se estima una longitud del pasador del mismo valor que el ancho del perfil cuadrado seleccionado en el primer apartado [0].

Tensiones medias y alternativas:

$$\tau_{media} = \tau_{alterna} = \frac{3395,31}{2 \cdot D^2} \text{ MPa} = \frac{1697,65}{D^2} \text{ MPa}$$

Tensión equivalente Von Mises:

$$\sigma_m^{VM} = \sigma_a^{VM} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} = \sqrt{0 + 3 \cdot \left(\frac{1697,65}{D^2}\right)^2} = \sqrt{3} \cdot \frac{1697,65}{D^2} \text{ MPa}$$

Límite a fatiga:

$$S_e = S_e' \cdot K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot K_d \cdot K_e = 258,5 \cdot 0,861 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 222,569 \text{ MPa}$$

$$S_e' = 0,5 \cdot S_u = 0,5 \cdot 517 \text{ MPa} = 258,5 \text{ MPa}$$

$$K_a(\text{mecanizado en frío}) = 4,51 \cdot 517^{-0,265} = 0,861$$

Ecuación de Soderberg con factor de seguridad de 2:

$$\frac{\sigma_{alterna}}{S_e} + \frac{\sigma_{media}}{S_y} = \frac{1}{n} \rightarrow \sigma^{VM} \cdot \left(\frac{1}{S_e} + \frac{1}{S_y}\right) = \frac{1}{n}$$

$$\left(\sqrt{3} \cdot \frac{1697,65}{D^2}\right) \text{ MPa} \cdot \left(\frac{1}{222,569 \text{ MPa}} + \frac{1}{207 \text{ MPa}}\right) = \frac{1}{2} \rightarrow$$

$$D = 16,99 \text{ mm}$$

Como no se produce flexión ni torsión, ni  $K_b$  ni  $S_e$  varían por lo que éste es el diámetro mínimo definitivo. Aun así, al tratarse de un elemento tan crucial se seleccionará un diámetro considerablemente mayor.

De la página del vendedor Norelem [38] se selecciona un perno con ranura para bloqueo y de MBO Osswald la arandela de seguridad [40]:

- Perno con ranura para bloqueo de árbol. Acero 1.4305 (AISI 303):

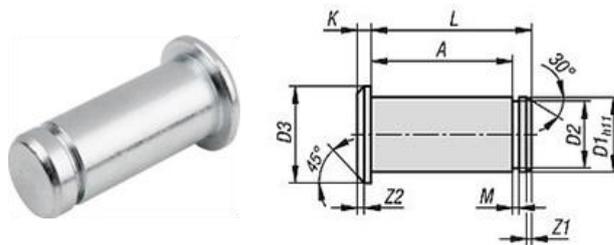


Figura 83. Perno de la articulación

$$D1 = 20 \text{ mm} \quad D2 = 17,5 \text{ mm} \quad D3 = 26 \quad L = 51 \text{ mm}$$

$$M = 1,9 \text{ mm} \quad K = 4 \text{ mm} \quad A = 45,5 \text{ mm} \quad \text{Precio} = 16,48 \text{ €/unidad}$$

- Arandelas de seguridad para árboles DIN 6799. Acero C67S:

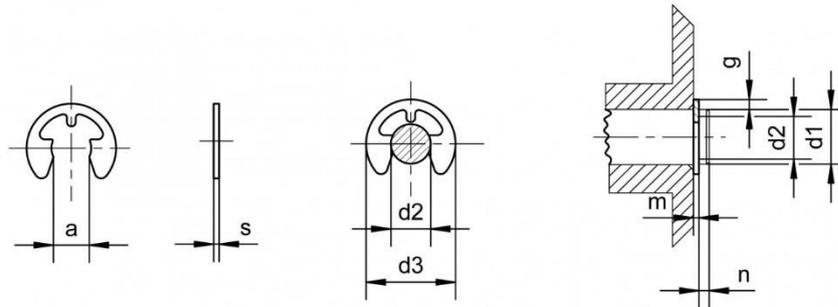


Figura 84. Arandela para el perno de la articulación.

$$D1 = \frac{20}{31} \text{ mm} \quad D2 = 12 \text{ mm} \quad S = 1,3 \text{ mm} \quad \text{Precio} = 1,13 \text{ €/unidad}$$

### A.3.2 Cálculo de los pasadores.

Para el dimensionado del pasador u orejilla se siguen las directrices marcadas en el documento básico de seguridad estructural del acero [30] aunque al no ser de obligado cumplimiento se van a tomar ciertas simplificaciones.

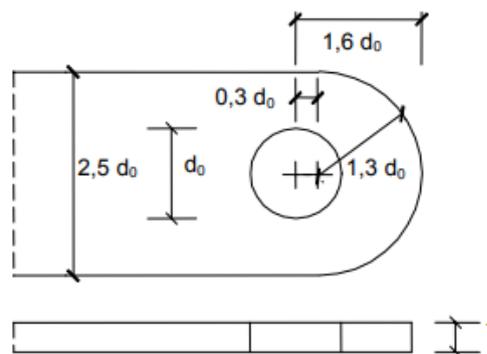


Figura 85. Geometría prefijada para pasadores de acero.

Esta geometría se va a simplificar eliminando la distancia entre el centro de la circunferencia exterior y la del perno, haciéndolos coincidentes.

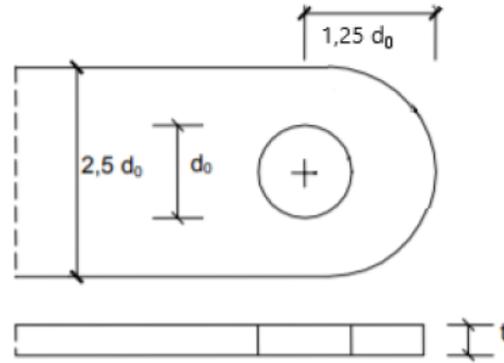


Figura 86. Geometría simplificada para pasadores de acero.

$$t \geq 0,7 \cdot \sqrt{\frac{F_{Ed}}{f_{yd}}} = 0,7 \cdot \sqrt{\frac{F_{Ed}}{\frac{f_y}{\gamma_M}}}$$

Siendo  $F_{Ed}$  el valor de la carga concentrada,  $f_{yd}$  la resistencia de cálculo de la chapa empleada,  $f_y$  la tensión del límite elástico del material,  $\gamma_M$  el coeficiente de seguridad del material y  $d_0$  el diámetro del pasador.

Para asegurar que el material más resistente sea el del cilindro, se vuelve a seleccionar para los pasadores el acero S275. Así pues, el espesor mínimo necesario será:

$$t \geq 0,7 \cdot \sqrt{\frac{2000 N}{\frac{275 MPa}{2}}} \rightarrow t \geq 2,67 mm$$

$$d_0 \leq 2,5 t \rightarrow 20 mm \leq 2,5 \cdot t mm \rightarrow t \geq 8 mm$$

Ancho del pasador:  $2,5 \cdot d_0 = 50 mm$

Distancia del centro del cilindro al borde del pasador:  $1,25 \cdot d_0 = 25 mm$

Se elige una longitud total del pasador de 60 mm.

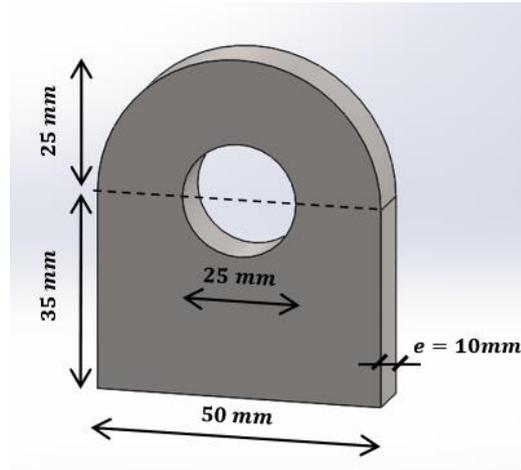


Figura 87. Medidas del pasador.

▪ Selección

Material necesario:

$$(2 \text{ en perfil inferior} + 2 \text{ en perfil superior}) \cdot 4 \text{ brazos} = 16 \text{ pasadores}$$

$$L = 16 \text{ pasadores} \cdot 0,060 \text{ m largo} = 0,96 \text{ m de material}$$

El proveedor Incafe200 [38] permite encargar directamente los cortes necesarios partiendo de una pletina de acero S275 de 10 mm de espesor.

$$\text{Precio} = 16 \text{ pletinas} \cdot 0,060 \text{ m} \cdot 8,88 \text{ €/m} = 8,52 \text{ €}$$

#### A.4 Perfil inferior

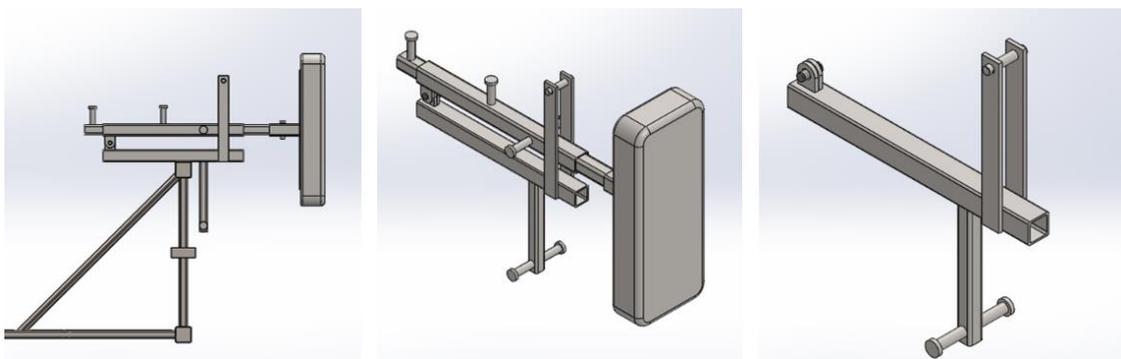


Figura 88. Abstracción de perfil inferior con tope, orejillas y perfil adicional para gomas.

Una vez más se ha de hallar en primera instancia la situación de carga más desfavorable. Inicialmente, se toma la última sección calculada para el perfil por el que transcurre la corredera.

$$B = 40 \text{ mm}$$

$$T = 5 \text{ mm}$$

$$\text{Area de la sección transversal} = 6,63 \text{ cm}^2$$

$$\text{Momentos de inercia} \rightarrow I_{xx} = I_{yy} = 12,3 \text{ cm}^4$$

$$\text{Momento de inercia a torsión} \rightarrow I_t = 22,3 \text{ cm}^4$$

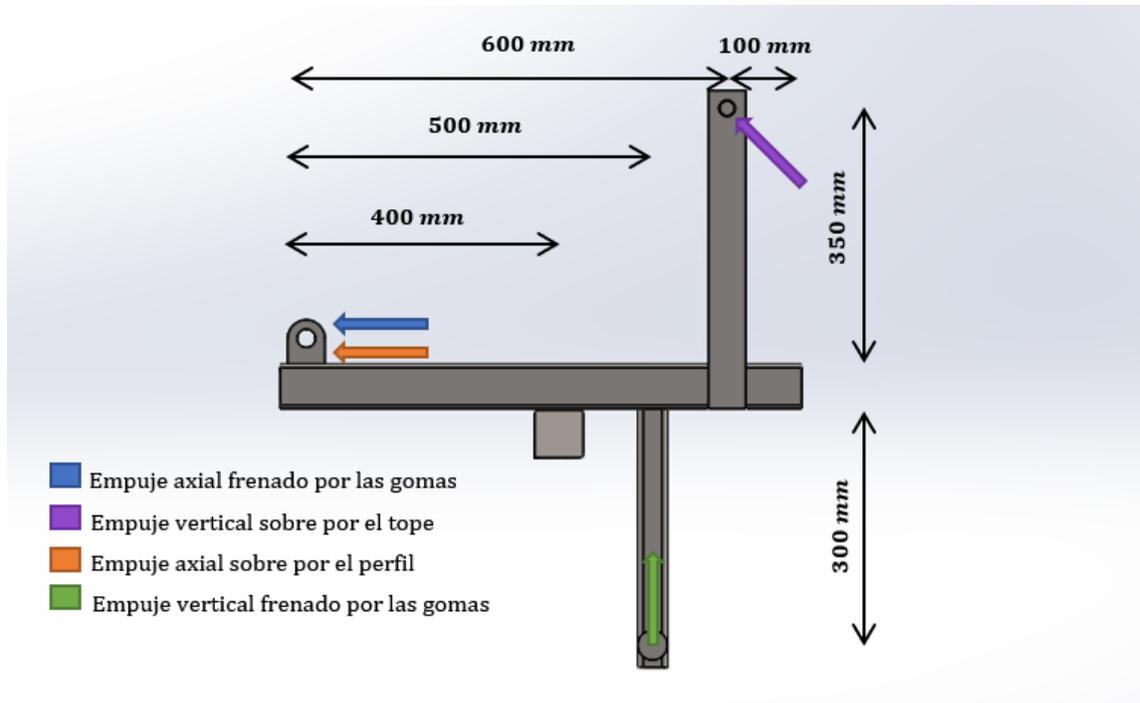


Figura 89. Diferentes supuestos de carga aplicados a perfil inferior, adicional y tope.

▪ **Fuerza axial máxima**

En este supuesto los 2000 N de empuje se concentran en los pasadores en dirección horizontal. El punto en el que se suelda este perfil con el que une a los cuatro brazos se toma como un empotramiento.

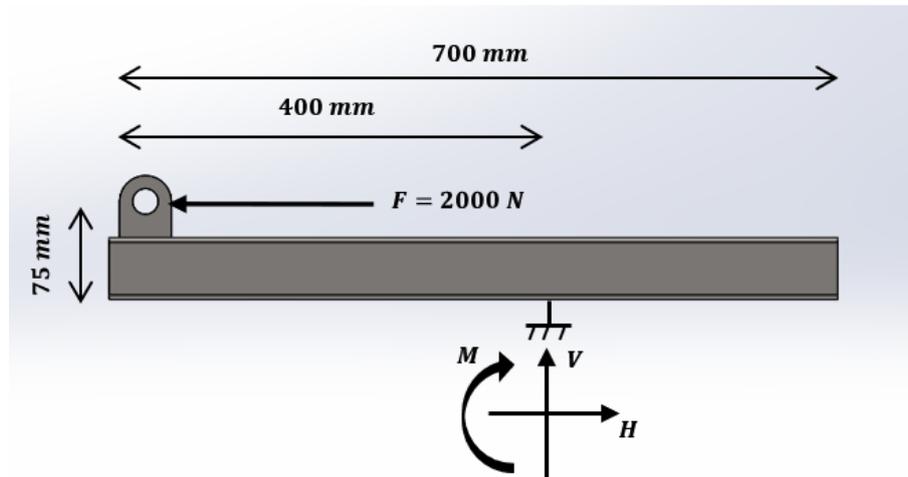


Figura 90. Empuje axial. Carga directa a la articulación.

Sumatoria de fuerzas en el empotramiento:

$$\sum F_x = 0 \rightarrow F_{axial} = H = 2000\text{ N}$$

$$\sum F_y = 0 \rightarrow V = 0$$

$$M_{pasador} = 2000\text{ N} \cdot 75\text{ mm} = 150000\text{ Nmm} = 150\text{ Nm}$$

Cálculo de las tensiones:

$$\sigma^N = \frac{N}{A} \rightarrow \sigma = -\frac{-2000\text{ N}}{6,63\text{ cm}^2 \cdot 10^2 \frac{\text{mm}^2}{\text{cm}^2}} = -3,01 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\sigma^F = \frac{M}{I} \cdot y = -\frac{150000\text{ Nmm}}{12,3 \cdot 10^4\text{ mm}^4} \cdot \frac{40}{2}\text{ mm} = 24,39 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

- **Fuerza vertical directa a las gomas**

En este supuesto, el perfil adicional para los enganches trabaja a compresión y crea un momento flector en el perfil inferior.

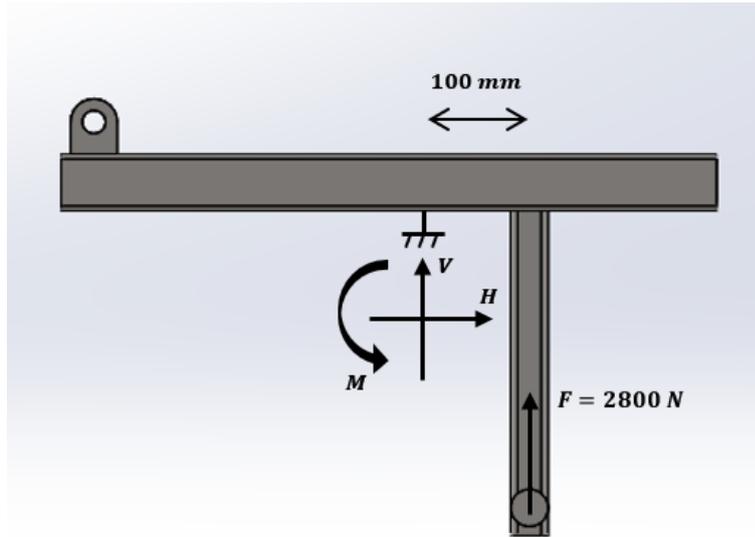


Figura 91. Empuje vertical directo a las gomas. Flector en el punto de fijación.

Sumatoria de fuerzas en el empotramiento:

$$\sum F_x = 0 \rightarrow H = 0 \text{ N}$$

$$\sum F_y = 0 \rightarrow V = -2800 \text{ N}$$

$$M_{\text{perfil adicional}} = 2800 \text{ N} \cdot 100 \text{ mm} = 280 \text{ Nm}$$

Cálculo de las tensiones:

$$\tau^V = \frac{3}{2} \cdot \frac{V}{A} = \frac{3}{2} \cdot \frac{-2800 \text{ Nmm}}{6,63 \cdot 10^2 \text{ mm}^2} = -6,335 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\sigma^F = \frac{M}{I} \cdot y = -\frac{80000 \text{ Nmm}}{12,3 \cdot 10^4 \text{ mm}^4} \cdot \frac{40}{2} \text{ mm} = 13,008 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

- **Fuerza directa al tope.**

Se vuelve a calcular por trigonometría la distancia desde el punto de contacto entre tope perfil por el que transcurre la barra corredera, ahora teniendo en cuenta las orejillas de la articulación. También se obtiene la altura a la que queda el centro del perno para una inclinación máxima de 19°.

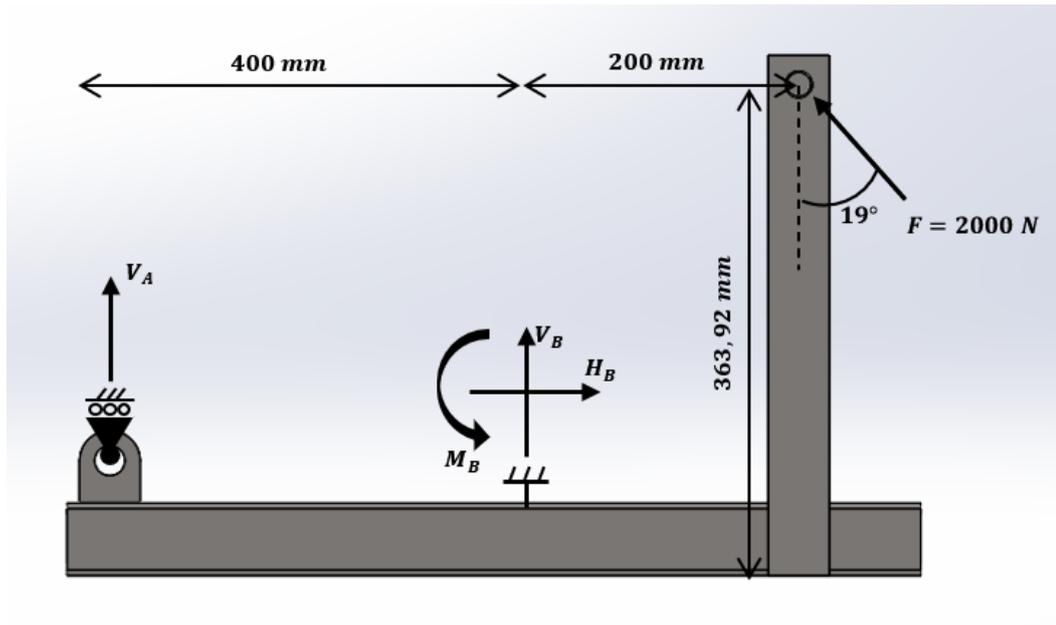


Figura 92. Empuje vertical directo al tope. Esfuerzos en el perfil inferior.

Primero se descompone la fuerza ejercida sobre el tope en su componente vertical y horizontal:

$$F = 2000 \text{ N}$$

$$F_V = F \cdot \cos(19^\circ) = 2000 \text{ N} \cdot \cos(19^\circ) = 1891,04 \text{ N}$$

$$F_H = F \cdot \sin(19^\circ) = 651,14 \text{ N}$$

Sumatoria de fuerzas:

$$\sum F_y = 0 \rightarrow V_A + V_B + F_V = 0 \rightarrow V_A = -V_B - 1891,04 \text{ N}$$

$$\sum F_x = 0 \rightarrow H_B = F_H = 651,14 \text{ N}$$

$$\sum M_A = 0 \rightarrow M_B + V_B \cdot 400 \text{ mm} + F_V \cdot 500 \text{ mm} + F_H \cdot 363,92 \text{ mm} = 0 \rightarrow$$

$$M_B = -V_B \cdot 400 \text{ mm} - 1182482,87 \text{ Nmm}$$

$$\sum M_B \rightarrow M_B = -V_A \cdot 400 \text{ mm} + F_V \cdot 200 \text{ mm} + F_H \cdot 363,92 \text{ mm} \rightarrow$$

$$M_B = -V_A \cdot 400 \text{ mm} + 615170,87 \text{ Nmm}$$

Se despeja el sistema de tres ecuaciones con tres incógnitas:

$$\left. \begin{array}{l} V_A = -V_B - 1891,04 \text{ N} \\ M_B = -V_B \cdot 400 \text{ mm} - 1182482,87 \\ M_B = -V_A \cdot 400 \text{ mm} + 615170,87 \end{array} \right\} \rightarrow \begin{array}{l} V_B = 2554069,74/800 \text{ N} \\ V_A = [ -(-3192,59) - 1891,04 ] \text{ N} \\ M_B = [ -3192,59 \cdot 400 - 1182482,87 ] \text{ Nmm} \end{array}$$

$$V_B = -3192,59 \text{ N} ; V_A = 1300,96 \text{ N} ; M_B = -94553,13 \text{ Nmm} = -94,55 \text{ Nm}$$

La sección más desfavorable se encuentra en donde el perfil está soldado a la barra que conecta a los cuatro brazos, el punto B.

El momento máximo:

$$M = V_A \cdot 400 \text{ mm} = 1301,55 \text{ N} \cdot 400 \text{ mm} = 520620 \text{ Nmm} = 520,62 \text{ Nm}$$

$$N = -651,14 \text{ N}$$

$$V = -1891,04 \text{ N}$$

Cálculo de las tensiones:

$$\sigma^N = \frac{N}{A} = \frac{-651,14 \text{ N}}{6,63 \cdot 10^2 \text{ mm}^2} = -0,98 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\sigma^F = \frac{M}{I} \cdot y = \frac{520620 \text{ Nmm}}{12,3 \cdot 10^4 \text{ mm}^4} \cdot \frac{40}{2} \text{ mm} = 84,65 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\tau^V = \frac{V}{I_z} \cdot \left[ \frac{B^2 - e \cdot B}{2} + \left( \frac{B - 2 \cdot e}{2} \right)^2 \right] = \frac{-1891,04}{12,3 \cdot 10^4 \text{ mm}^4} \cdot \left[ \frac{40^2 - 5 \cdot 40}{2} + \left( \frac{40 - 2 \cdot 5}{2} \right)^2 \right] \rightarrow$$

$$\tau^V = 14,22 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

▪ **Dimensionado de la sección**

Una vez acreditado que el estado más desfavorable es en el que la fuerza recae directamente en el tope, se procede a dimensionar la sección de manera similar al apartado 0.

Para el cálculo de la tensión normal media y alternativa se deprecia el aporte del axil y el cortante a la tensión equivalente. Por tanto:

$$\sigma_{Max}^F = 84,65 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} ; \quad \sigma_{Min}^F = 0$$

$$\sigma_{alterna} = \sigma_{media} = \frac{(\sigma_{max} - \sigma_{min})}{2} = 42,33 \text{ MPa}$$

Aplicando el criterio de Von Mises, se obtiene la tensión normal equivalente alternativa y media.

$$\sigma_m^{VM} = \sigma_a^{VM} = \sqrt{\sigma^2 + 3 \cdot 0} = 42,33 \text{ MPa}$$

Se aplica el criterio de fallo de Soderberg para acero S275 y se comprueba que el valor del factor de seguridad sea superior a dos para que no se produzca fallo:

$$\frac{\sigma_{alterna}}{S_e} + \frac{\sigma_{media}}{S_y} = \frac{1}{n}$$

$$S_e = 215 \text{ MPa} \cdot 0,904 \cdot 0,85 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 165,206 \text{ MPa}$$

$$S_{e,perfil\ 40x40\ S275} = 165,21 \text{ MPa} \rightarrow \frac{42,33 \text{ MPa}}{165,21 \text{ MPa}} + \frac{42,33 \text{ MPa}}{275 \text{ MPa}} = \frac{1}{n} \rightarrow n = 2,44$$

Dado que supera con creces el factor de seguridad solicitado y con la idea de no precisar de multitud de perfiles diferentes, se opta por mantener la sección inicial.

### A.5 Perfil adicional para enganches

Este perfil se instala en el brazo del melier con el único fin distanciar lo suficiente los enchanches para que las gomas puedan estar tensionadas en todo momento. En su situación más desfavorable, trabaja únicamente a compresión por lo que las tensiones resultantes serán considerablemente menores.

Sumatoria de fuerzas en el empotramiento:

$$\sum F_x = 0 \rightarrow H = 0 \text{ N}$$

$$\sum F_y = 0 \rightarrow V = -2800 \text{ N}$$

$$M = 0$$

Para el cálculo de las tensiones, se toma un primer perfil con las siguientes características [36]:

$$B = 25 \text{ mm}$$

$$T = 4 \text{ mm}$$

$$\text{Area de la sección transversal} = 2,95 \text{ cm}^2$$

$$\text{Momentos de inercia} \rightarrow I_{xx} = I_{yy} = 2 \text{ cm}^4$$

$$\text{Momento de inercia a torsión} \rightarrow I_t = 3,80 \text{ cm}^4$$

$$\sigma^N = \frac{N}{A} = -\frac{2800 \text{ N}}{2,95 \text{ cm}^2 \cdot \frac{10^2 \text{ mm}^2}{1 \text{ cm}^2}} = 9,492 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\sigma_{alterna} = \sigma_{media} = \frac{(\sigma_{max} - \sigma_{min})}{2} = 4,746 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Límite de elasticidad cuando solo hay axil:

$$S_e = S'_e \cdot K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot K_d \cdot K_e$$

$$S'_e = 0,5 \cdot S_u \text{ (acero } S_u \leq 1400 \text{ MPa)} = 0,5 \cdot 430 = 215 \text{ MPa}$$

$$K_a = a \cdot S_u^b = 4,51 \cdot 430^{-0.265} = 0,904$$

$K_b \rightarrow$  Para carga axial  $K_b = 1$

$$S_e = 0.5 \cdot S_u \cdot K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot K_d \cdot K_e = 215 \text{ MPa} \cdot 0,904 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 194,369 \text{ MPa}$$

Para un factor de seguridad de  $n = 2$  se comprueba que  $S_y$  no supere los 275 MPa límite del material.

$$\frac{\sigma_{alterna}}{S_e} + \frac{\sigma_{media}}{S_y} = \frac{1}{n} \rightarrow \frac{4,746 \text{ MPa}}{194,369 \text{ MPa}} + \frac{4,746 \text{ MPa}}{S_y} = \frac{1}{2} \rightarrow S_y = 9,97 \ll 275 \text{ MPa}$$

Este perfil cumple con creces con los requisitos planteados, pero tiene el problema de que no deja suficiente espacio para soldar los enganches. Por consiguiente, se opta por mantener una vez más la sección cuadrada de 40 mm de lado y 5 mm de espesor.

#### ▪ Material necesario

Se precisan cuatro perfiles en total. El largo de cada uno será de 300 mm (distancia del perfil inferior al centro del enchanche) mas 50 mm extra para hacer hueco a la soldadura y que el enchanche no esté demasiado cerca del final de la barra. Por consiguiente, se ha de adquirir una longitud igual o mayor a 1,4 m.

## A.6 Tope

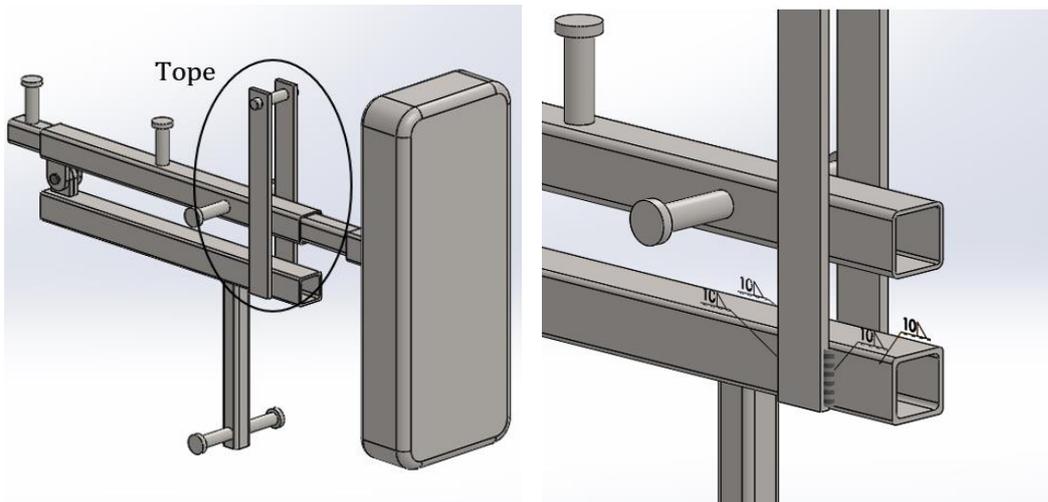


Figura 93. Localización del tope y vista disposición de las soldaduras.

Este elemento va a estar formado por dos pletinas soldadas a los laterales del perfil inferior y un perno que las une en el otro extremo. Se procede de igual manera que en apartados anteriores, a realizar la búsqueda de la situación más desfavorable para después dimensionar los elementos.

- Empuje inclinado paralelo al suelo.

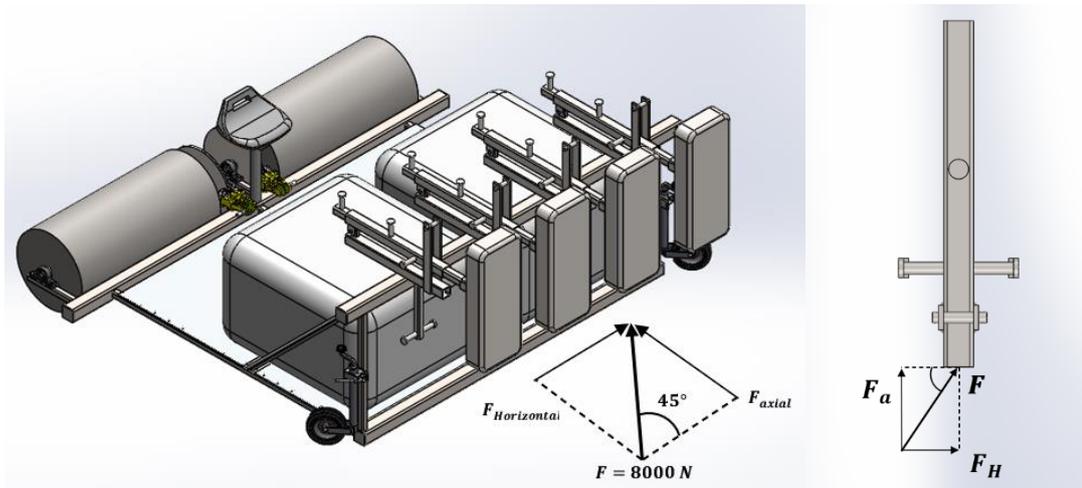


Figura 94. Empuje inclinado 45°. Vista de melier completo y planta del brazo.

En este supuesto, la totalidad de la melé realiza el empuje con una desviación de 45° con respecto a la dirección del brazo. Dicho empuje se supone también totalmente paralelo al suelo.

Esta fuerza se puede descomponer en una componente horizontal y otra axial. La axial recaerá íntegramente sobre la articulación mientras que la horizontal se repartirá entre dicha articulación y una de las pletinas del tope, evitando que se produzca un desplazamiento lateral. Tomando el punto de contacto con la pletina como un apoyo simple, se calculan las fuerzas que actúan sobre el perfil.

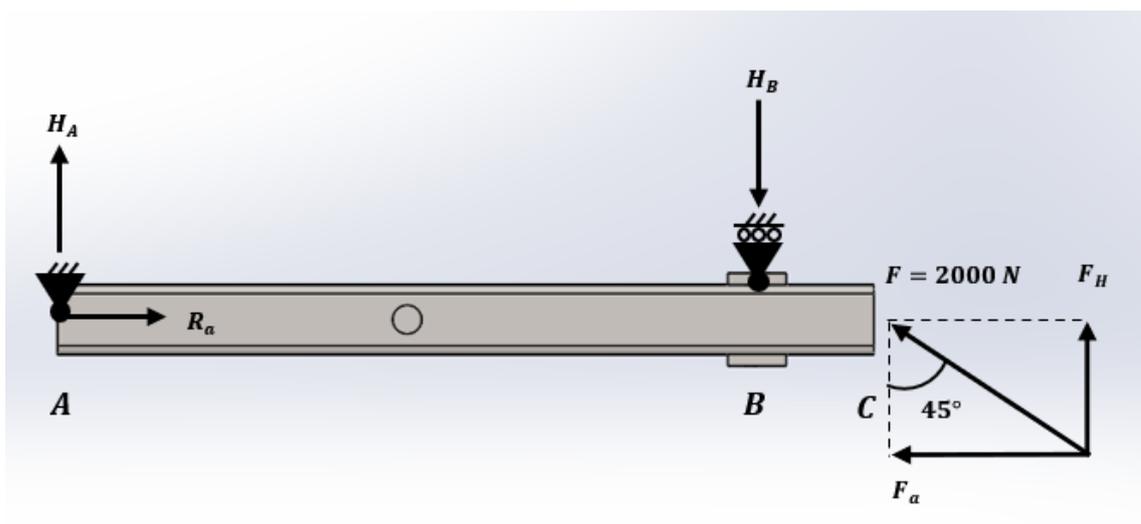


Figura 95. Empuje inclinado 45°. Cálculo de la fuerza normal a la pletina.

Descomposición de fuerzas:

$$F_a = F_H = F \cdot \frac{\sqrt{2}}{2} = 2000 \text{ N} \cdot \frac{\sqrt{2}}{2} = 1414,21 \text{ N}$$

Aplicando el diagrama de cuerpo libre:

$$\sum F_x = 0 \rightarrow H_A - H_B + F_H = 0 \rightarrow H_A = H_B - 1414,21 \text{ N}$$

$$\sum M_C = 0 \rightarrow -H_A \cdot 700 \text{ mm} + H_B \cdot 100 \text{ mm} = 0 \rightarrow$$

$$H_B \cdot 100 \text{ mm} - (H_B - 1414,21 \text{ N}) \cdot 700 = 0 \rightarrow$$

$$H_B = 1649,91 \text{ N} \quad H_A = 235,70 \text{ N}$$

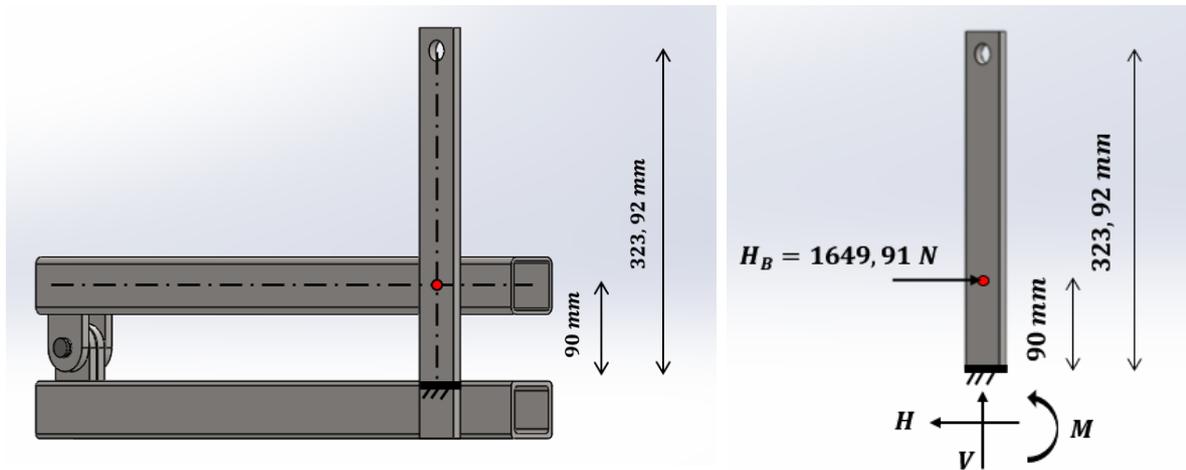


Figura 96. Pletina tomada como viga empotrada.

Una vez que se conoce la fuerza que normal que actúa sobre la pletina se procede a dimensionarla comprobando en primera instancia si puede usarse la misma plancha de acero utilizada para los pasadores de la articulación. Para ello, se toma la pletina como una viga empotrada en la parte inferior, donde se inician las soldaduras, y se supone libre en su posición superior, sin tener en cuenta acción ninguna del perno.  $H_B$  incide en el punto donde se cruzan la fibra neutra del perfil de la corredera y el eje de simetría de la pletina.

$$\text{Pletina de los pasadores} \begin{cases} e = 10 \text{ mm} \\ B = 50 \text{ mm} \end{cases}$$

$$\sum F_H = 0 \rightarrow H = H_B = 1649,91 \text{ N}$$

$$\sum F_V = 0 \rightarrow V = 0$$

$$\sum M \rightarrow M - H_B \cdot 90 \text{ mm} = 0 \rightarrow M = 32998,2 \text{ Nmm} = 33,00 \text{ Nmm}$$

Tensiones:

$$\sigma = \frac{M}{I} \cdot y = \frac{M}{\frac{1}{12} \cdot B \cdot e^3} \cdot \frac{e}{2} = \frac{6 \cdot M}{B \cdot e^2} = \frac{6 \cdot 32998,2 \text{ Nmm}}{50 \text{ mm} \cdot (10 \text{ mm})^2} = 79,20 \text{ MPa}$$

$$\tau = \frac{3}{2} \cdot \frac{V}{A} = \frac{3}{2} \cdot \frac{V}{B \cdot e} = \frac{3}{2} \cdot \frac{1649,91 \text{ N}}{50 \text{ mm} \cdot 10 \text{ mm}} = 4,95 \text{ MPa}$$

Cálculo de resistencia a fatiga

$$\sigma_m^{VM} = \sigma_a^{VM} = \sqrt{\left(\frac{\sigma}{2}\right)^2 + 3 \cdot \left(\frac{\tau}{2}\right)^2} = \sqrt{(39,6 \text{ MPa})^2 + 3 \cdot (2,48 \text{ MPa})^2} = 39,83 \text{ MPa}$$

$$S_e = 215 \text{ MPa} \cdot 0,904 \cdot 0,898 \cdot 1 \cdot 1 = 174,54 \text{ MPa}$$

$$K_b \rightarrow 0,05 \cdot B \cdot e = 0,0766 \text{ d}^2 \rightarrow d = \sqrt{\frac{0,05 \cdot 50 \cdot 10}{0,0766}} \text{ mm} = 18,07 > 8 \text{ mm}$$

$$K_b = 1,189 \cdot (18,07)^{-0,097} = 0,898$$

Despejando el factor de seguridad de la ecuación de Goodman se sabe si cumple o no los requisitos:

$$\frac{39,83 \text{ MPa}}{174,54 \text{ MPa}} + \frac{39,83 \text{ MPa}}{275 \text{ MPa}} = \frac{1}{n} \rightarrow n = 2,69$$

- **Fuerza directa al perno**

El otro estado de carga que se ha de comprobar es en el que todo el empuje recae sobre el perno. En este caso, fuerza total que actúa sobre cada agujero será la mitad de la que recae sobre el perno como es lógico. Estas fuerzas están contenidas en el mismo plano de la pletina en vez de ser perpendiculares a ella como en el supuesto anterior.

Dado que el ancho del perfil ahora es la altura para el cálculo de inercia, se puede prever que las tensiones serán considerablemente menores en comparación con el caso anterior por lo que se tendrá que variar las dimensiones de la pletina.

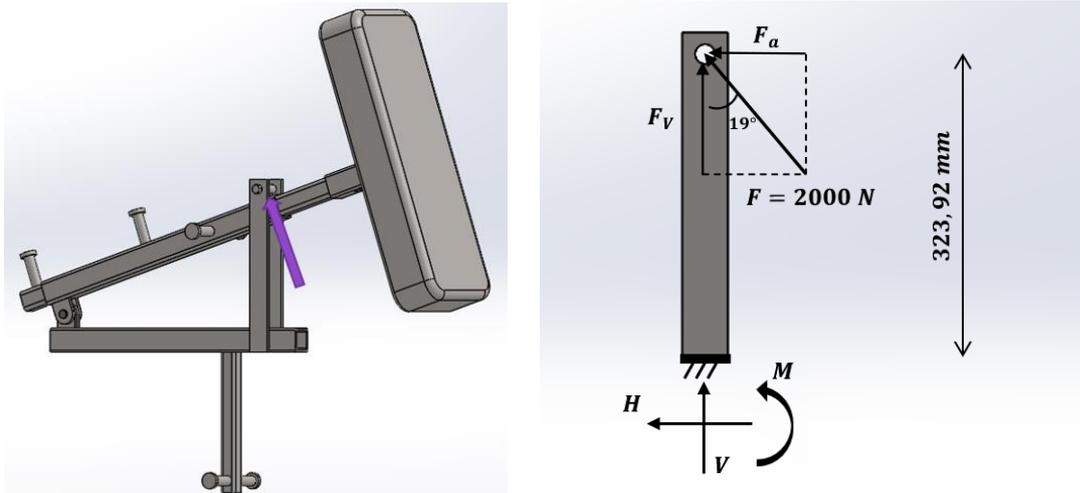


Figura 97. Empuje directo al tope. Fuerza axial y vertical.

Descomposición de las fuerzas para una inclinación máxima del perfil de la corredera de 19°:

$$F = \frac{2000 \text{ N}}{2 \text{ agujeros}} = 1000 \text{ N}$$

$$F_V = F \cdot \cos(19^\circ) = 945,52 \text{ N}$$

$$F_a = F \cdot \sin(19^\circ) = 325,75 \text{ N}$$

Falla por aplastamiento en el agujero:

$$\sigma = \frac{F}{A_b} = \frac{F}{t \cdot d} \left\{ \begin{array}{l} t = \text{espesor del material} \\ d = \text{diámetro del agujero} \end{array} \right. \rightarrow \sigma = \frac{1000 \text{ N}}{10 \text{ mm} \cdot 30 \text{ mm}} = 3,33 \text{ MPa}$$

Tensión por flexión en el empotramiento:

$$\sigma = \frac{M}{I} \cdot c = \frac{F_a}{\frac{1}{12} \cdot e \cdot B^3} \cdot \frac{B}{2} = \frac{325,75 \text{ N} \cdot 323,92 \text{ mm}}{\frac{1}{12} \cdot 10 \text{ mm} \cdot (50 \text{ mm})^3} \cdot \frac{50 \text{ mm}}{2} = 25,31 \text{ MPa}$$

Tras quedar comprobado que las tensiones son muy inferiores al supuesto del empuje lateral a 45° se procede a cuantificar la cantidad de material necesario y seleccionar el tipo de perno.

#### ▪ Selección

De la pletina harán falta 8 piezas de 400x50x10.

$$\left( \frac{2 \text{ pletinas}}{\text{brazo}} \right) \cdot 4 \text{ brazos} = 8 \text{ pletinas}$$

$$L = 8 \text{ pasadores} \cdot 0,400 \text{ m largo} = 3,2 \text{ m de material}$$

Dentro del mismo pedido del proveedor Incafe200 [38] realizado para los pasadores, se puede incluir el material necesario para el tope. Así pues, el precio total será:

$$\text{Precio} = 8 \text{ pletinas } 0,4m \cdot 8,88 \frac{\text{€}}{m} + 8,52 \text{ €} = 36,68 \text{ €}$$

Para el perno se selecciona un modelo de vendedor MBO Osswald [40] de donde son adquiridas las arandelas necesarias para la articulación. En este caso se opta por seleccionar pernos de acero DIN 1.0718 (AISI 12L14) con agujero y fijación con pasadores.

La condición que se ha de cumplir es que la distancia entre la cabeza del perno y el agujero sea superior a la del ancho del perfil rectangular y los espesores de las pletinas del tope.

$$L_{\min} = 40 \text{ mm} + 2 \cdot 10 \text{ mm} = 60$$

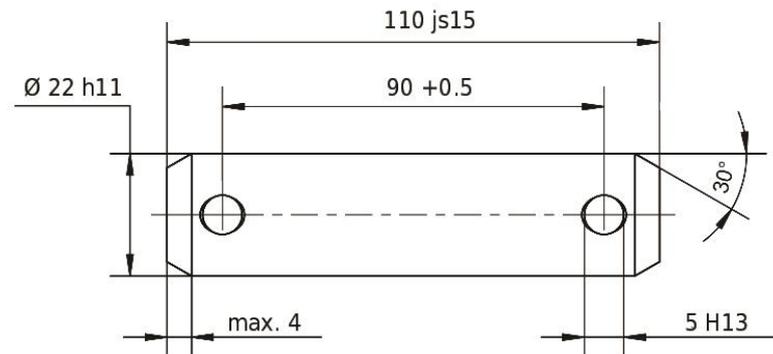


Figura 98. Perno seleccionado para el tope.

$$D = 22 \text{ mm} \quad d_{\text{agujero}} = 5 \text{ mm} \quad l_1 = 110 \text{ mm} \quad l_2 = 90 \text{ mm}$$

$$l_2 > L_{\min} \rightarrow \text{Cumple.}$$

Pasador adecuado para el perno:

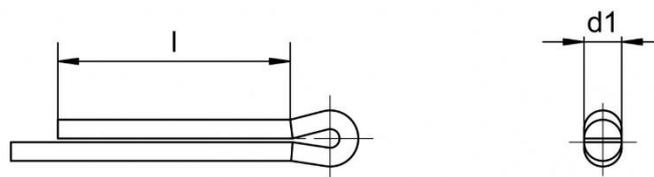


Figura 99. Pasador seleccionado para el perno del tope.

$$l = 50 \text{ mm} \quad d_1 = 5 \text{ mm}$$

Cantidades y precio total:

$$4 \text{ pernos} + 8 \text{ pasadores} = 4 \cdot 3,96 \text{ €} + 8 \cdot 0,79 \text{ €} = 22,16 \text{ €}$$

## **A.7 Barra corredera**

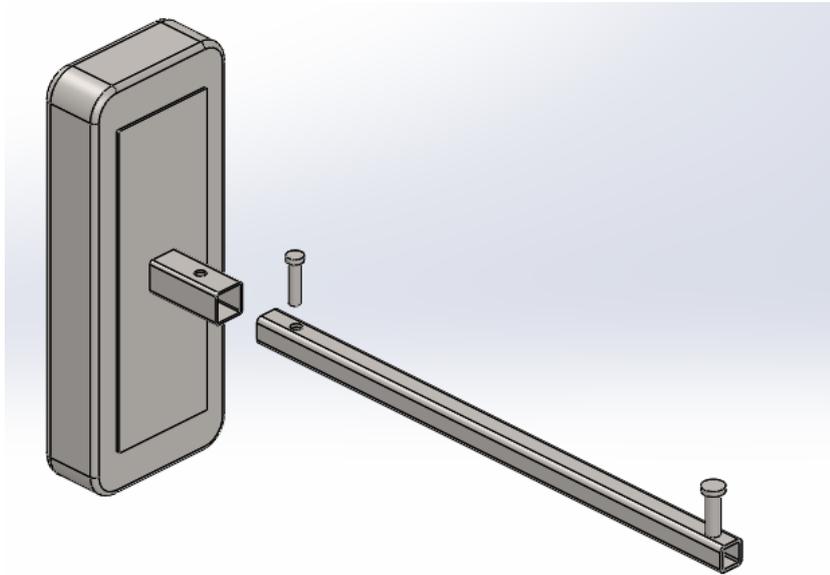


Figura 100. Barra corredera y escudo.

Según el perfil seleccionado en el primer apartado de este dimensionamiento, la sección de la barra corredera debería de ser de 30 mm para que deslizara correctamente. Este valor es bastante pequeño y podría ocasionar problemas por lo que se opta por otra solución:

Se asigna una sección superior a la cuadrada de 40 mm dimensionada en los apartados anteriores al perfil de la corredera y se sobredimensiona aún más el resto de los perfiles para que éste quepa y deslice correctamente. Otro motivo del aumento de tamaño es que el pistón tenga el tamaño adecuado para que encajen los escudos los diferentes tipos de escudos de la marca Predator los cuales tienen perfiles de 60x60 mm con 4 mm de espesor.

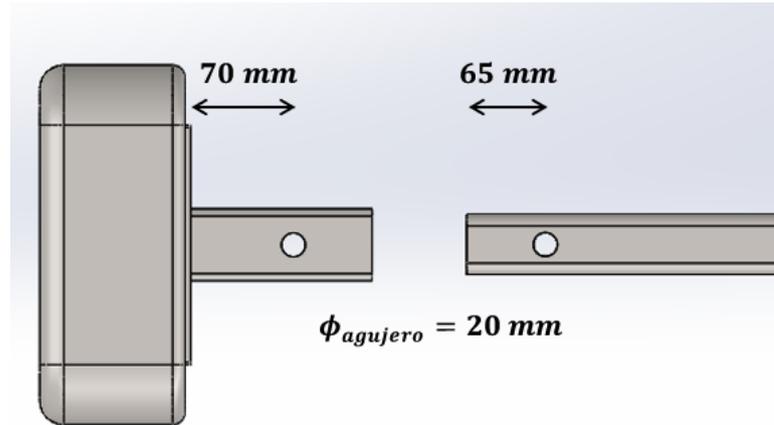


Figura 101. Dimensiones requeridas para ensamblaje del escudo.

En consecuencia, se selecciona un perfil cuadrado de 50 mm de lado y 5 mm de espesor. La longitud total es de 1050 mm. Se le añaden dos orificios para que entre el pasador de 20 mm de diámetro que sirve para la fijación del escudo y que viene incluido en la compra. Estos han de ser perforados en caras opuestas a 65 mm del extremo según indicaciones del fabricante.

## A.8 Resumen, selección final y mediciones.

Al introducir cada elemento en Solidworks para comprobar que cumplen los requisitos y asegurar que todos los elementos se ensamblan correctamente, se han producido diversos ajustes en las piezas calculadas previamente. A modo de resumen, a continuación, se muestra la recopilación de todos los componentes finalmente seleccionados para los brazos.

Tabla 6. Presupuesto. Perfiles cuadrados.

	Sección [mm]	Espesor [mm]	Longitud [mm]	Longitud total [m]	Precio por metro [€/m]	Coste total [€]
Corredera	50x50	5	1050	4,2	13,49	56,66
Perfil exterior de la corredera	60x60	4	700	0,28	16,61	4,65
Perfil inferior	60x60	5	700	0,28	20,13	5,64
Perfil adicional para enganches	40x40	5	350	1,4	12,88	18,03
					Suma	84,98

Tabla 7. Presupuesto. Enganches para las gomas.

	Diámetro[mm]	Longitud [mm]	Longitud total [m]	Precio por metro [€/m]	Coste total [€]
Apoyo del enganche	25	80	1,92	38,40	73,7
Tope del enganche	35	10	0,24	74,73	17,93
				Suma	91,63

Tabla 8. Presupuesto. Pletinas.

	Ancho [mm]	Longitud [mm]	Espesor [mm]	Longitud total [m]	Precio por metro [€/m]	Coste total [€]
Pasador	50	60	10	0,96	8,88	36,68
Tope	50	430	10	3,44		

Tabla 9. Presupuesto. Pernos y fijaciones.

	Diámetro [mm]	Distancia entre fijaciones [mm]	Tipo de fijación del perno	Coste total [€]
Perno articulación	20	46	Arandela	17,88
Perno del tope	22	95	Pasador	33,68
			Suma	51,56

▪ **Masa y precio total**

Al modelar todos los componentes con sus respectivos materiales en el Solidworks se obtiene la masa total de cada brazo teniendo en cuenta también los cordones de soldadura.

$$m_{\text{brazos sin escudos}} = 4 \cdot (25,582 \text{ kg brazo} + 0,998 \text{ kg soldadura}) = 106,321 \text{ kg}$$

$$\text{Precio total} = 84,98 + 91,63 + 36,68 + 51,56 = 264,85 \text{ €}$$

## **B. Rodillos y sistema de frenado**

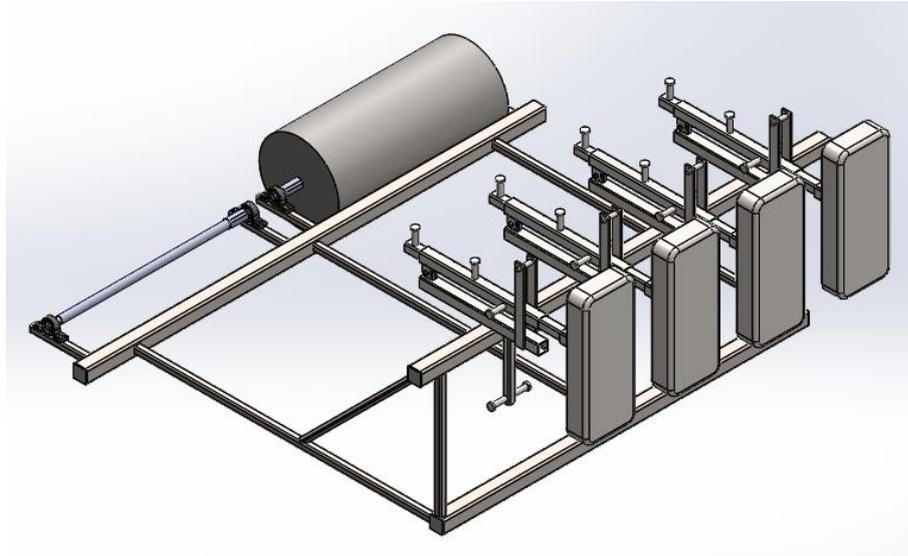


Figura 102. Disposición de ejes y tambores en la máquina.

En este apartado se procede al dimensionado de los dos tambores encargados de regular la resistencia al avance de la máquina, así como el sistema de frenado necesario.

### **B.1 Rodillos**

Se procede a diseñar los rodillos o tambores teniendo en cuenta que han de poder usarse en todo tipo de terrenos como césped, hierba artificial, tierra, etc. Dado que la superficie del rodillo no puede ser pintada con pintura antioxidante porque ésta desaparecería con el rozamiento, se selecciona el acero inoxidable AISI 304L como material idóneo para estos elementos. Además, este material deja abierta la posibilidad de poder llenar el rodillo de agua si se precisa aumentar el peso de la estructura.

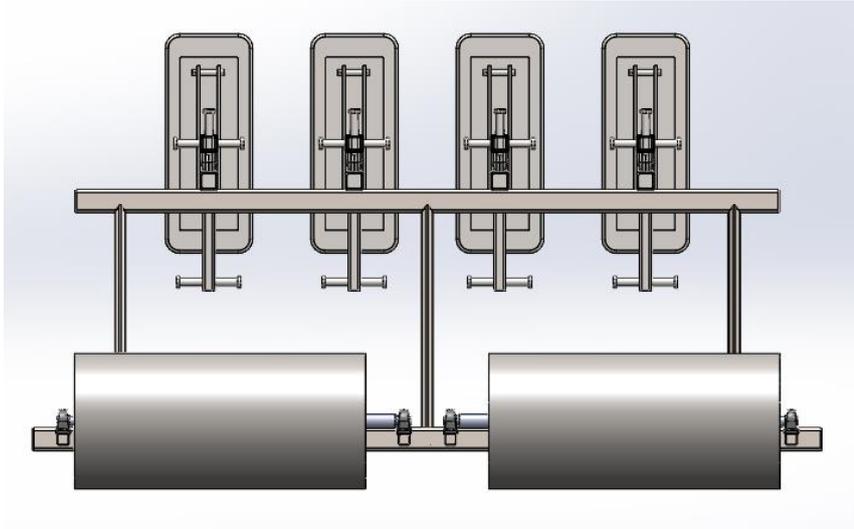


Figura 103. Vista trasera del melier. Detalle en tambores y ejes.

Acero AISI 304L:

$$\text{Límite elástico} = S_y = 220 \text{ MPa}$$

$$\text{Tensión de rotura} = S_u = 520 \text{ MPa}$$

$$\text{Módulo de elasticidad} = E = 200 \text{ GPa}$$

$$\text{Densidad} = \rho = 7,9 \text{ kg/dm}^3$$

Para dos tambores de 47 cm de diámetro y 1 m de largo se calcula la cantidad de material necesario. Por un lado, se precisan las dimensiones de la chapa rectangular que hará de lateral del cilindro. Por otro, las dos chapas circulares que cierran cada volumen.

$$\text{Rectangular} \rightarrow \left( 2 \cdot \pi \cdot \frac{470 \text{ mm}}{2} \right) \times 1000 \text{ mm} = 1476,55 \text{ mm} \times 1000 \text{ mm}$$

$$\text{Circular} \rightarrow D = 470 \text{ mm}$$

Del fabricante Mi Panel Inox [40] se adquiere el material necesario para los dos tambores.

- Chapa rectangular a medida inox bruto grueso:

$$2 \cdot (1500 \text{ mm} \times 1000 \text{ mm} \times 10 \text{ mm de espesor})$$

$$\text{Precio} = 2 \cdot 1668 \text{ €} = 3336 \text{ €}$$

- Disco a medida en inox 304L bruto grueso:

$$4 \cdot (470 \text{ mm } \phi \times 10 \text{ mm de espesor})$$

$$\text{Precio} = 4 \cdot 245,64 \text{ €} = 982,56 \text{ €}$$

Se calcula ahora el peso total que podría tener cada uno de los cilindros si estuvieran llenos de agua.

$$m_{acero} = \rho_{acero} \cdot V_{acero} = \rho \cdot (V_{Chapa} + V_{Disco})$$

$$V_{Chapa} = 1476,5 \cdot 1000 \cdot 10 \text{ mm}^3 \cdot \frac{1 \text{ dm}^3}{100^3 \text{ mm}^3} = 14,765 \text{ dm}^3$$

$$V_{Disco} = 2 \cdot \left( 2\pi \cdot \frac{D^2}{4} \cdot e \right) = 2 \cdot \left( 2\pi \cdot \frac{470^2 \text{ mm}^2}{4} \cdot 10 \text{ mm} \cdot \frac{1 \text{ dm}^3}{100^3 \text{ mm}^3} \right) = 6,94 \text{ dm}^3$$

$$m_{acero} = 7,9 \frac{\text{kg}}{\text{dm}^3} \cdot (14,765 \text{ dm}^3 + 3,47 \text{ dm}^3) = 171,47 \text{ kg}$$

$$m_{agua} = \rho_{agua} \cdot V_{agua} = \rho_{agua} \cdot \left( \pi \cdot \frac{D^2}{4} \cdot h \right) \rightarrow$$

$$m_{agua} = 1 \frac{\text{kg}}{\text{L}} \cdot \frac{1 \text{ L}}{1 \text{ dm}^3} \cdot \left( \pi \cdot \frac{470^2}{4} \cdot 1000 \right) \text{ mm}^3 \cdot \frac{1 \text{ dm}^3}{100^3 \text{ mm}^3} = 173,49 \text{ kg}$$

Por tanto, el peso total máximo que pueden aportar los tambores a la máquina será:

$$m_{m\acute{a}xima \text{ total}} = 2 \cdot (m_{agua} + m_{acero}) = 2 \cdot (173,49 \text{ kg} + 171,47 \text{ kg}) = 689,92 \text{ kg}$$

Para concluir, se ha de seleccionar la toma de agua y desagüe para los rodillos. Se opta por instalar un pasamuros recto de 32 mm de diámetro que cumpla ambas funciones. Para depósitos de menos de 200 L como en este caso se podría optar por diámetros menores, pero dado que la diferencia de precio es ínfima, se prioriza reducir los tiempos de llenado y vaciado aumentando ese diámetro [45]

$$\text{Precio total} = 2 \cdot (5,45 \text{ €} + 1,25 \text{ €}) = 13,4 \text{ €}$$

## **B.2 Freno**

Para dimensionar los frenos que actúan sobre los dos rodillos, primero hay que conocer qué par se genera en cada rodillo.

Partiendo del supuesto de frenado total del melier para el empuje máximo de 8000 N, se tiene que calcular qué parte proporcional de ese empuje recae sobre la fricción la estructura y qué parte sobre los rodillos. Partiendo de la suposición de que el peso de la estructura recae íntegramente sobre las superficies en contacto con el suelo, se procede a calcular su rozamiento y evaluar cuanto peso será necesario añadir.

▪ **Masa de la estructura**

Para el cálculo de la masa total mínima, se trabaja con la masa de la estructura obtenida en Solidworks en el primero de sus diseños. Este valor es más ligero que el diseño final, pero, dado que en este caso cuanto más ligera es la estructura mayor es el sobredimensionado del sistema de frenado, se opta por continuar los cálculos con la menor masa.

$$m_{estructura} = 144,78 \text{ kg} \quad m_{brazo \text{ sin escudo}} = 26,58 \text{ kg}$$

$$m_{min} = 126,84 + 4 \cdot 26,58 = 251,1 \text{ kg}$$

Coefficiente de fricción estático ( $\mu$ ) necesario para frenado total con ese peso:

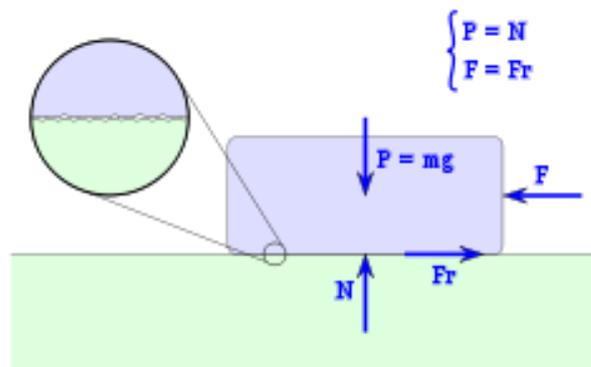


Figura 104. Fricción [47].

$$Fr = \mu \cdot N \rightarrow \mu = \frac{8000 \text{ N}}{251,1 \text{ kg} \cdot 9,81 \frac{\text{N}}{\text{kg}}} = 3,25$$

Un coeficiente de fricción tan superior a la unidad muestra que el peso está lejos de ser suficiente para conseguir frenar el empuje máximo al que se puede ver sometido el melier. Se opta pues por incluir en el diseño dos depósitos rígidos de agua con capacidad de 500 L del proveedor Tuandco [46]. La búsqueda del depósito óptimo se focalizó en encontrar un modelo que fuera lo más asequible posible, pero lo suficientemente compacto como para no interferir con el resto de componentes del melier ni con la zona en la que se sitúa el asiento y las palancas que actúan sobre los rodillos.

$$m_{depósitos} = 2 \cdot \left( 500 \text{ L} \cdot \frac{1 \text{ kg}}{\text{L agua}} + 22 \text{ kg} \right) = 1044 \text{ kg}$$

$$m_{max} = 1044 \text{ kg} + 251,1 \text{ kg} = 1295,11 \text{ kg}$$

$$\mu = \frac{8000 \text{ N}}{1295,11 \text{ kg} \cdot 9,81 \frac{\text{N}}{\text{kg}}} = 0,63$$

Para  $\mu$  superiores a 0,63 con este peso bastaría para frenar la melé, sin embargo, uno de los requisitos para la máquina es que pueda adaptarse a todo tipo de terrenos por lo que se ha de contemplar la opción más desfavorable también a lo que coeficiente de rozamiento se refiere.



Figura 105. Depósitos de la marca Rothalen seleccionados. [46]

▪ **Coefficientes de fricción estimados**

Encontrar el coeficiente de fricción exacto para cada tipo de terreno posible sería una labor propia de un TFG entero ya que no se resume únicamente en césped artificial, natural o tierra. Por poner un ejemplo, dentro cada tipo de césped artificial (a priori el tipo más sencillo de estudiar) habría que estudiar con detenimiento las diferentes geometrías de los trozos de polímeros que dan elasticidad al suelo, cada tipo de largo y material de las briznas de césped y las diferentes situaciones de humedad relativa en el ambiente. En lugar de realizar estos estudios con cada uno de los materiales, se procede elegir un valor considerando coeficientes de rozamiento típicos del acero.

Valores típicos del acero [48]:

Tabla 10. Coeficientes de rozamiento típicos del acero.

Coeficiente de fricción ( $\mu$ )	Hielo	Poliestireno	Hormigón	Latón	Acero
Acero	0,028	0,35	0,45	0,5	0,74

Durante la extensa búsqueda de información realizada, se han consultado fuentes tan dispares como normativa sobre césped artificial de la UEFA o ángulos de fricción entre cimentaciones de acero suelo compactado, aunque, por desgracia, este tipo de documentos poco tenían de aplicables a rozamiento por arrastre entre acero y diferentes tipos de superficies. Sin embargo, los conocimientos adquiridos durante ese proceso sí ayudaron a seleccionar coeficientes de fricción lógicos y aceptables según el contexto.

Antes de seleccionar un valor hay que tener en cuenta que la aparición de óxido, aparte de afectar a las capacidades mecánicas del metal como ya se comentó previamente, hace disminuir notablemente el valor de  $\mu$  [49]. Por lo tanto, es conveniente elegir aceros inoxidable también para las zonas de la estructura en contacto con el terreno. Como estos tipos de aceros son generalmente más caros que el S275 o el S235, se toma la decisión de usarlos sólo en las zonas que estén en contacto continuo con el terreno. Al no precisarse en este caso una gran cantidad de material, se selecciona una chapa de acero inoxidable 304L con textura de tipo lágrima para aumentar el rozamiento sin que esto produzca un daño excesivo al terreno.

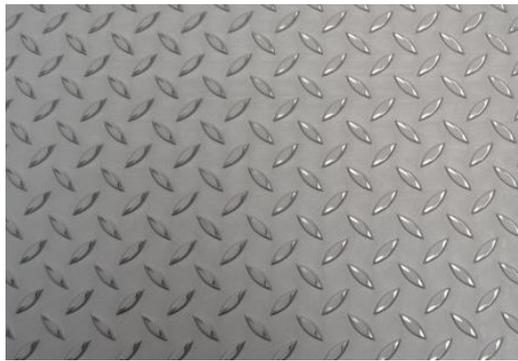


Figura 106. Chapa de acero con textura lagrimada.[43]

$$m_{\text{acero texturizado}} = (2,185 \text{ m} \cdot 0,080 \text{ m} \cdot 0,0045 \text{ m}) \cdot 7980 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} = 6,28 \text{ kg}$$

$$\text{Precio} = 156,8 \text{ €}$$

Teniendo en cuenta estos factores, se estima un coeficiente de rozamiento entre estructura y suelo de:

$$\mu_{\text{supuesta}} = 0,50$$

Empuje que recae en los rodillos:

$$m_{\text{max}} = 1295,11 \text{ kg}$$

$$F_r = \mu \cdot N = \mu \cdot m \cdot g = 0,50 \cdot 1295,11 \text{ kg} \cdot 9,81 \frac{\text{N}}{\text{kg}} = 6352,51 \text{ N}$$

$$F_{\text{rodillos}} = F - F_r = 8000 \text{ N} - 6352,51 \text{ N} = 1647,49 \text{ N}$$

### **Cálculo y selección de frenos**

Para el cálculo del rozamiento de los rodillos se disminuye el coeficiente de rozamiento a la mitad. Esto se debe a que no es viable usar acero inoxidable texturizado para los cilindros por

tener espesores muy delgados y también por aumentar demasiado el precio final al necesitarse tanto material.

$$\mu_{rodillo} = \frac{0,5}{2} = 0,25$$

Partiendo del supuesto de que el frenado total se consigue por medio del trabado de ambos cilindros, el empuje que recibirá cada rodillo será:

$$F_{rodillo} = \frac{1647,49}{2} N = 823,74 N$$

Con estos valores y las masas de cada cilindro lleno de agua, se estudia si se producirá deslizamiento o no.

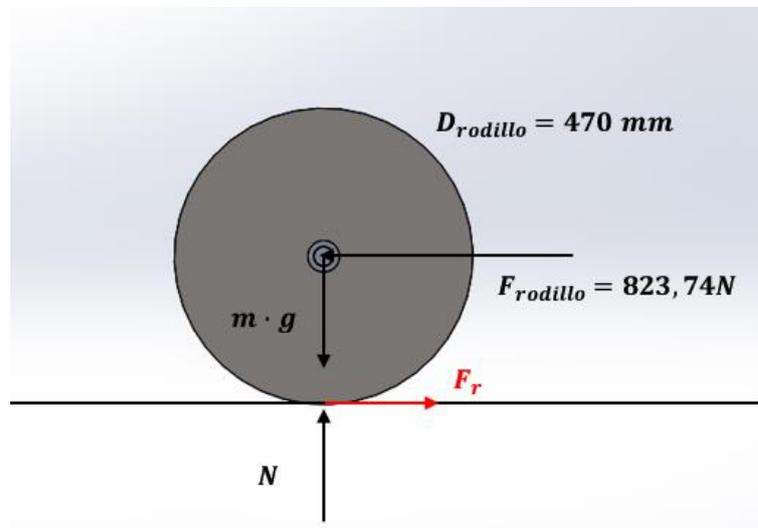


Figura 107. Fuerzas que actúan sobre el rodillo.

Condición de deslizamiento:

$$F_{rodillo} > F_r \rightarrow \text{Desliza}$$

$$F_r = \mu \cdot m_{rodillo \text{ lleno}} \cdot g = 0,25 \cdot 344,96 \text{ kg} \cdot 9,81 \frac{N}{kg} = 846,01 N > 823,74 N$$

Par de frenado necesario ( $T$ ):

$$T = F_r \cdot \frac{D_{rodillo}}{2} = 846,01 N \cdot \frac{0,470 \text{ m}}{2} = 198,81 Nm$$

Se procede a buscar un sistema de frenado que además de cumplir con los requisitos mecánicos sea asequible, resistente y de uso e instalación sencilla. En consecuencia, se selecciona el Freno de pinza DH 020 FKM de la marca Ringspann.

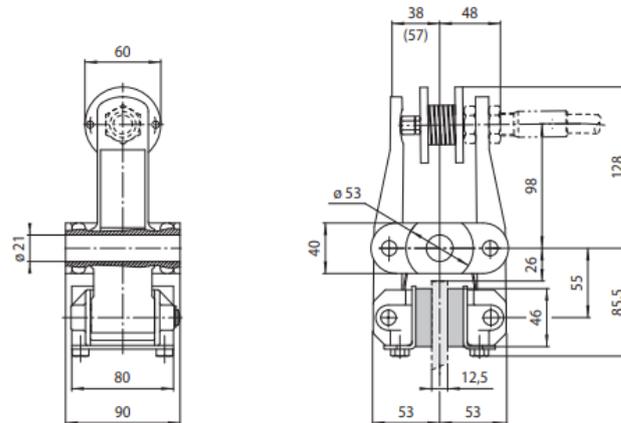


Figura 108. Geometría del freno de finza seleccionado [50].

Este freno es de tipo manual accionado por cable de tracción. A través del distribuidor Rodavigo, se puede adquirir directamente con la Palanca de freno manual RCS y el Cable de retiro RCS con la longitud que se desee. El par de frenado viene dado por el fabricante según los diámetros del disco de freno [Figura 109].

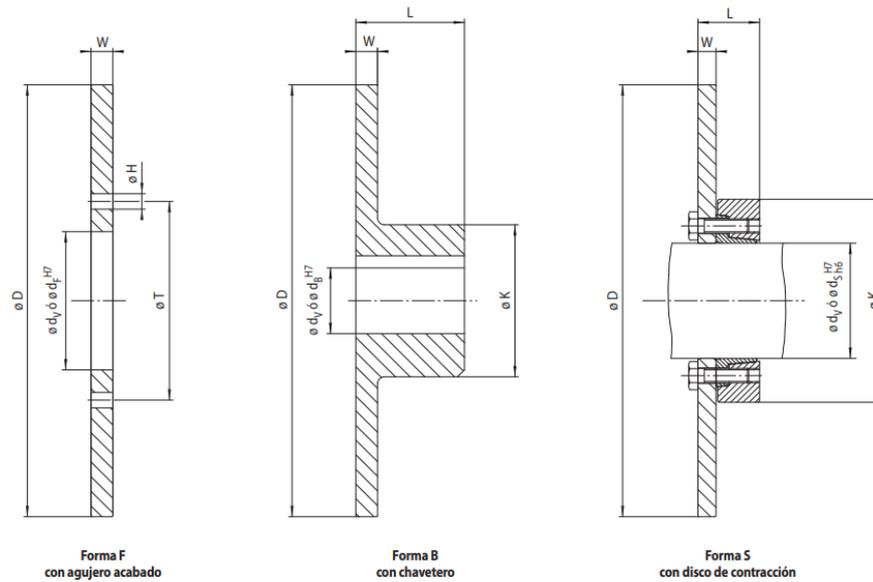


**Datos técnicos**

Freno de pinza DV 020 FKM con muelle 510	
Diámetro del disco de freno mm	Par de frenado Nm
200	160
250	210
300	270
355	330
430	410
520	510
Fuerza de apriete	2750 N
Peso	4,4 kg

Figura 109. Imagen de freno de disco DH 020 FKM y datos técnicos [50].

Se selecciona un diámetro de disco de 430 mm con un par de frenado de 410 Nm lo cual supera con creces el par necesario calculado previamente. El fabricante indica que el disco de freno ha de tener un espesor de 12,5 mm por lo que se selecciona un disco del mismo distribuidor [50].



163-1

Figura 110. Geometría del disco de freno. [50].

Para el modelo con chavetero DIN 6885:

$$D = 430 \text{ mm} \quad W = 12,5 \text{ mm} \quad K = 170 \text{ mm}$$

$$d_v = 50 \text{ mm} \quad L = 97,5 \text{ mm} \quad d_{B,m\acute{a}x} = 115 \text{ mm}$$

El distribuidor da la opción de que el hueco para la chaveta pueda ser menor que L para ofrecer oposición al desplazamiento axial. Por tanto, la longitud del chavetero será de 90 mm.

Se selecciona también la chaveta adecuada para este freno teniendo en cuenta que, por diseño del eje, el diámetro del agujero será de 50 mm, y el asiento de tipo ligero N9:

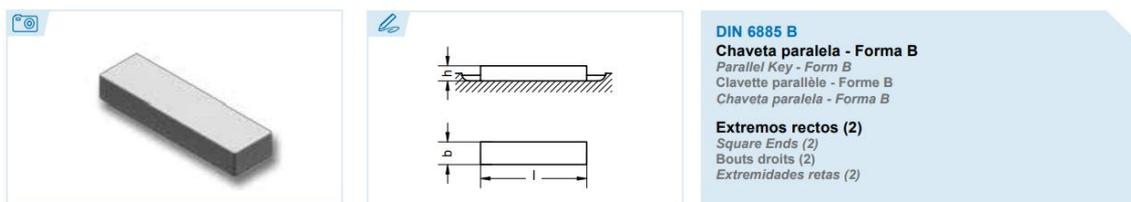


Figura 111. Geometría de chaveta.

$$b = 14 \text{ mm} \quad h = 6 \text{ mm} \quad d_1 = 50 \text{ mm} \quad d_{2,m\acute{i}n} = 56 \text{ mm} \quad r_2 = [0,30, 0,50] \quad l = 90 \text{ mm}$$

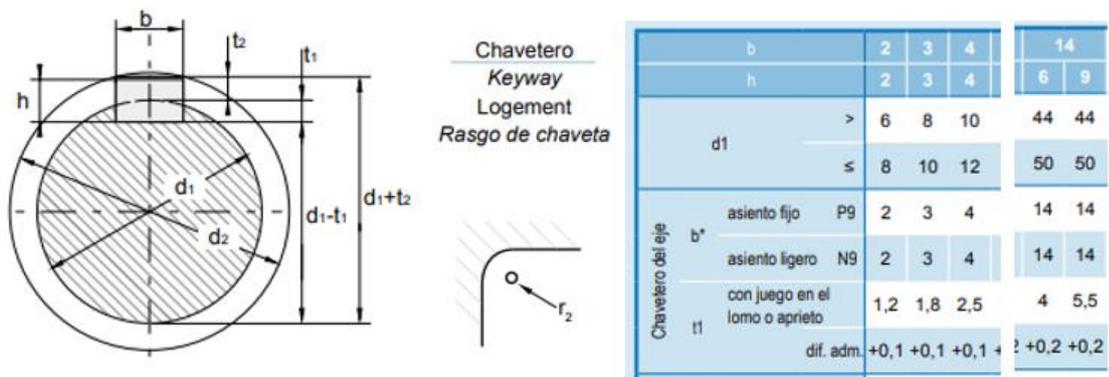


Figura 112. Geometría de chavetro. [50]

▪ **Complementos para aumentar el rozamiento**

Aunque no van a ser dimensionados, no está de más comentar que según el tipo de terreno, se pueden añadir ciertos complementos para aumentar el rozamiento de los tambores.

Ya se ha visto que para césped natural se pueden instalar clavos o picas. Para césped artificial, se podrían acoplar bandas dentadas de caucho al rodillo de manera similar a como se pondrían cadenas de nieve a unos neumáticos.



Figura 113. Bandas de caucho [40].

En tierra, existe la posibilidad de que el acero del rodillo presente una textura más agresiva con el terreno como el tipo piramidal, por ejemplo.

**Chapa**

Calidad AISI 304 y 316 - Karo, Leinen, Diamante, Piramidal (A y B)

medidas mm	espesor mm	304		316		
		Karo	Leinen	Diamante	Piramidal A	Piramidal B
2500x1250	0.8	12151470				
	1.0	12151480				
2000x1000	0.8	12151400				
	1.5			12157650	12157600	12157605
		Ref.	Ref.	Ref.	Ref.	Ref.

Karo
  Leinen
  Diamante
  Piramidal A
  Piramidal B

Figura 114. Diferentes texturas para el acero [53].

### B.3 Resumen y mediciones

Los precios de cada elemento del catálogo de Rodavigo son:

*Disco de freno Ringspann = 47,35€*

*Chaveta DIN 6885 97x = 6,22 €*

*Freno de pinza DV 020 FKM = 83,75*

*Cable de retiro RCS (30 cm) = 12,68*

*Palanca de freno manual RCS = 29,76*

$$Precion\ total = 2 \cdot (47,35 + 6,22 + 83,75 + 12,68 + 29,76) \text{ €} = 359,92 \text{ €}$$

El coste del resto de elemento será:

$$2 \times \text{Depósito } 500L \text{ Rothalen estrecho} = 2 \cdot 202,31 \text{ €} = 404,62 \text{ €}$$

$$Precio\ rodillos = 3336 \text{ € rectangular} + 982,56 \text{ € redonda} + 13,4 \text{ €} = 4331,96 \text{ €}$$

## C. Eje y rodamientos

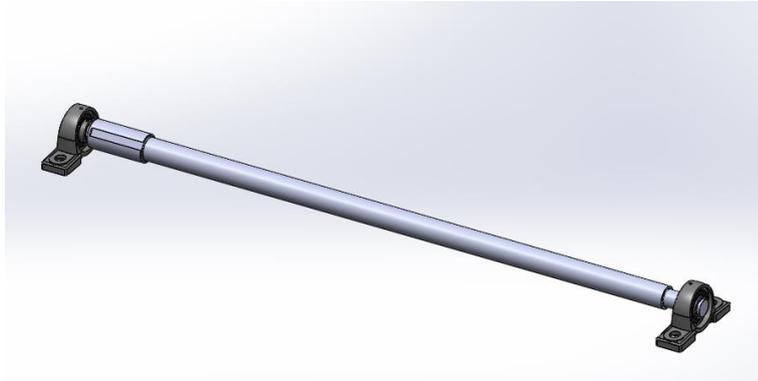


Figura 115. Eje y rodamientos en Solidworks.

Para dimensionar los ejes de los rodillos se considera que la situación más desfavorable se dará cuando el melier esté totalmente cargado de peso, se acciona el freno de solo uno de los dos rodillos y el empuje de la melé se realiza de forma totalmente paralela al suelo, transmitiendo 8000 N de fuerza. También se acepta la posibilidad de que el coeficiente de rozamiento del rodillo aumente, creando una mayor torsión en el eje al aumentarse el rozamiento con la superficie. Por último, se contempla que un tercio del peso de la estructura recaer sobre los rodillos además de su peso propio.

$$\mu_{mayorada} = 0,60$$

$$m = m_{rodillo\ lleno} + \frac{1}{3} \cdot \frac{m_{estructura,máx.}}{2\ rodillos} = 344,96\ kg + \frac{1}{3} \cdot \frac{1295,11\ kg}{2\ rodillos} = 560,81\ kg$$

$$F_r = \mu \cdot N$$

$$N = m \cdot g = 560,81\ kg \cdot 9,81\ \frac{N}{kg} = 5501,56\ N$$

$$F_r = 0,6 \cdot 5501,56\ N = 3300,93\ N$$

Con estos datos se procede a dimensionar el eje y posteriormente los rodamientos.

### C.1 Determinación de esfuerzos

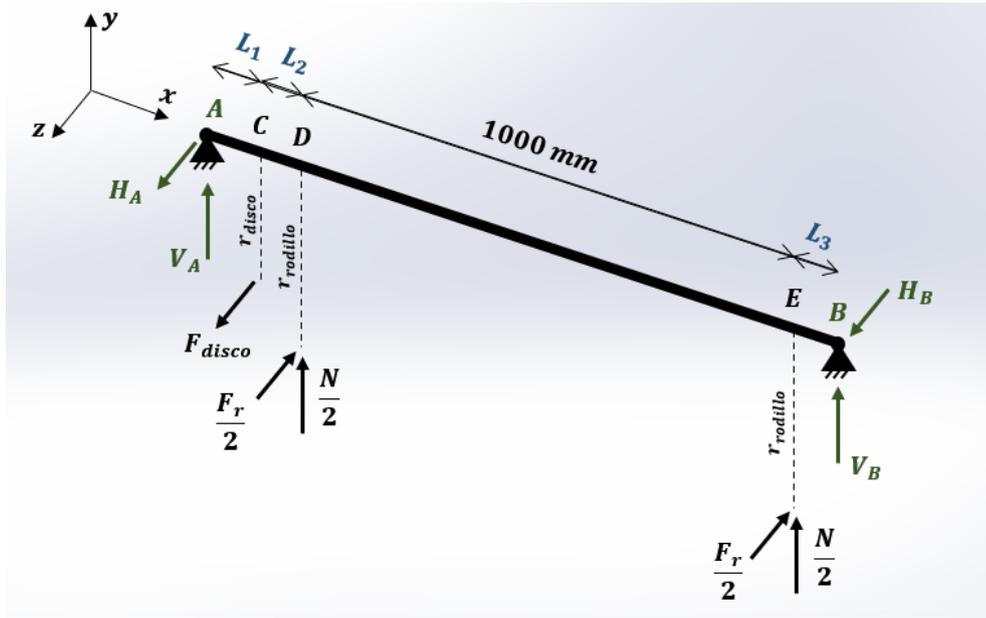


Figura 116. Fuerzas que actúan sobre el eje. Planteamiento.

En este apartado se procede a determinar los esfuerzos que sufre el eje en cada punto de su sección.

$$F_{disco} = \frac{T}{D_{disco}/2} = \frac{410 \text{ Nm}}{0,43 \text{ m}/2} = 1906,98 \text{ N}$$

$$\frac{N}{2} = \frac{5501,56}{2} \text{ N} = 2750,78 \text{ N} \quad \frac{F_r}{2} = \frac{3300,93}{2} \text{ N} = 1650,47 \text{ N}$$

Por geometría de la pinza de freno,  $L_1 > 53 \text{ mm}$ ,  $L_2 > 53 \text{ mm}$ . Para  $L_3$  solo ha de cumplirse que haya espacio suficiente para el cojinete. Por tanto:

$$L_1 = L_2 = L_3 = 60 \text{ mm}$$

#### Sumatoria de fuerzas en el plano XY

$$\sum F_y = 0 \rightarrow -V_A + \frac{N}{2} + \frac{N}{2} - V_B = 0 \rightarrow V_A = -V_B + 5501,56 \text{ N}$$

$$\sum M_{z,A} = 0 \rightarrow \frac{N}{2} \cdot (0,12 \text{ m}) + \frac{N}{2} \cdot (1,12 \text{ m}) - V_B \cdot (1,18 \text{ m}) = 0$$

$$330,09 \text{ Nm} + 3080,87 \text{ Nm} - V_B \cdot (1,18 \text{ m}) = 0 \rightarrow V_B = 2890,64 \text{ N}$$

$$V_A = 2610,91 \text{ N}$$

#### Diagramas en el plano XY

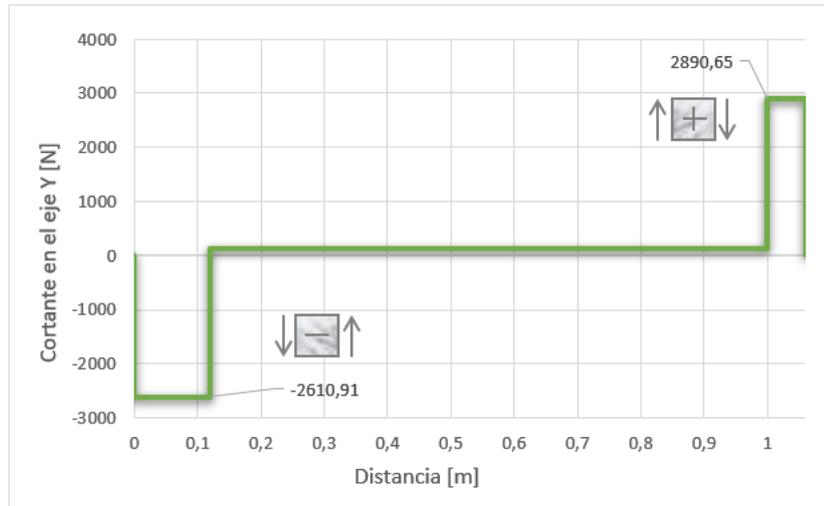


Gráfico 3. Diagrama de cortantes en Y

$$\begin{aligned}
 M_A &= 0 \\
 M_C &= 2610,91 \text{ N} \cdot 0,06 \text{ m} = 156,65 \text{ Nm} \\
 M_D &= 2610,91 \text{ N} \cdot 0,12 \text{ m} = 313,31 \text{ Nm} \\
 M_E &= 2610,91 \text{ N} \cdot 0,1,12 \text{ m} - 2750,78 \text{ N} \cdot 1 \text{ m} = 173,45 \text{ Nm} \\
 M_B &= 0
 \end{aligned}$$

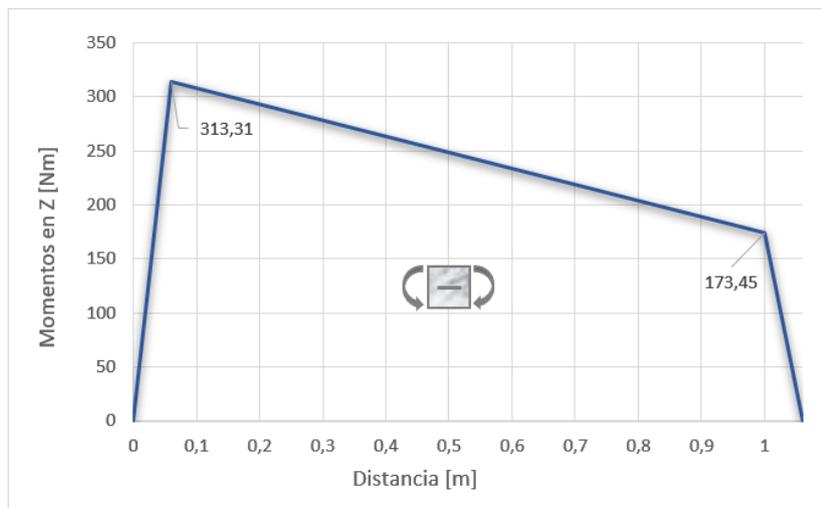


Gráfico 4. Diagrama de momentos en Z.

**Sumatoria de fuerzas en el plano XZ**

$$\sum F_z = 0 \rightarrow H_A + F_{Disco} - \frac{F_r}{2} - \frac{F_r}{2} - H_B = 0 \rightarrow H_A = -H_B + 1390,96 \text{ N}$$

$$\sum M_{y,A} = 0 \rightarrow -F_{disco} \cdot 0,06 \text{ m} + \frac{F_r}{2} \cdot 0,12 + \frac{F_r}{2} \cdot 1,12 - H_B \cdot 1,18 \text{ m} = 0$$

$$-114,42 \text{ Nm} + 198,06 \text{ Nm} + 1848,53 \text{ Nm} - H_B \cdot 1,18 \text{ m} = 0 \rightarrow H_B = 1637,43 \text{ N}$$

$$H_A = -246,47 \text{ N}$$

**Diagramas en el plano XZ**

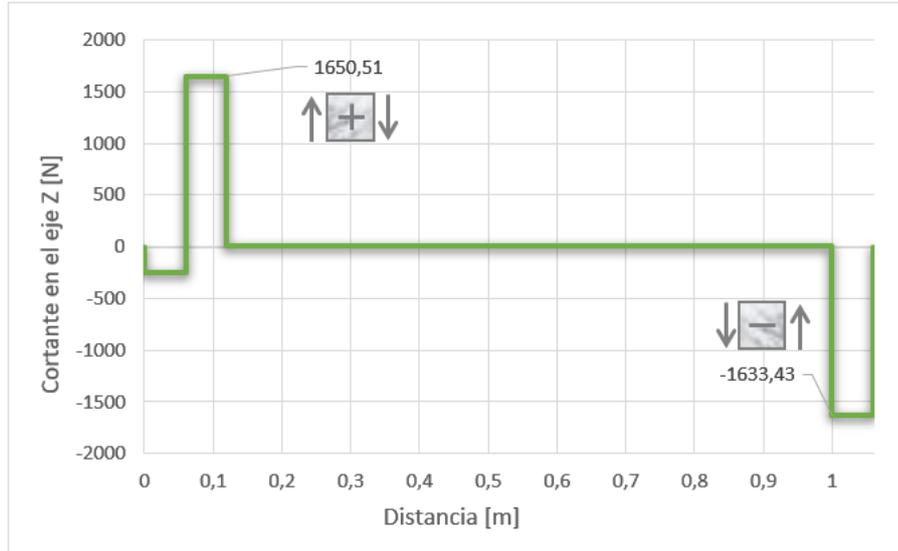


Gráfico 5. Diagrama de cortantes en Z

$$\begin{array}{l}
 M_A = 0 \\
 M_C = H_A \cdot 0,06 \text{ m} = 14,78 \text{ Nm} \\
 M_D = H_A \cdot 0,12 \text{ m} + F_{disco} \cdot 0,06 \text{ m} = 94,84 \text{ Nm} \\
 M_E = H_A \cdot 1,12 \text{ m} + F_{disco} \cdot 1,06 \text{ m} - F_r \cdot 1 \text{ m} = 94,88 \text{ Nm} \\
 M_B = 0
 \end{array}$$

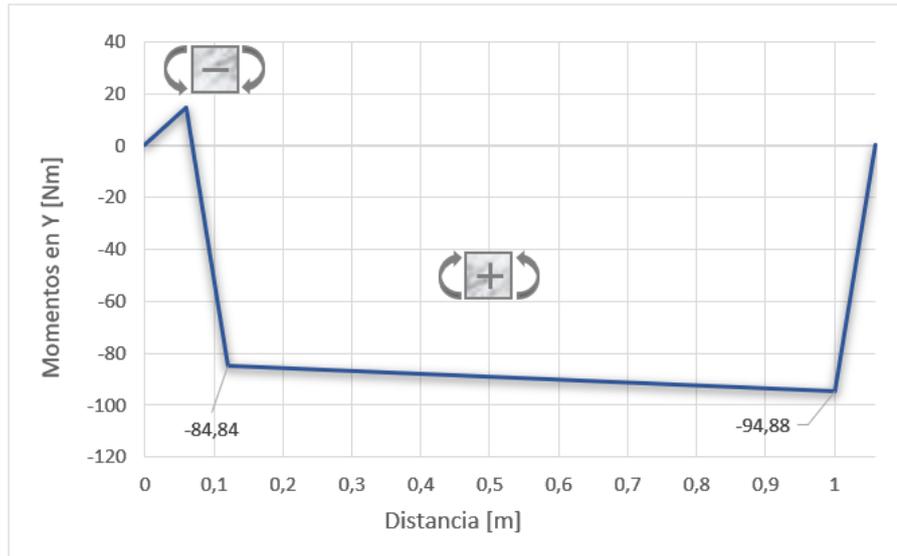


Gráfico 6. Diagrama de momentos en Y.

$$T_A = 0$$

$$T_C = -F_{disco} \cdot \frac{0,43}{2} m = -410 Nm$$

$$T_D = -F_{disco} \cdot 0,43/2 m + F_r/2 \cdot 0,47/2 = -22,14 Nm$$

$$T_E = -F_{disco} \cdot 0,43/2 m + F_r/2 \cdot 0,47/2 + F_r/2 \cdot 0,47/2 = 365,72 Nm$$

$$T_B = -F_{disco} \cdot 0,43/2 m + F_r/2 \cdot 0,47/2 + F_r/2 \cdot 0,47/2 = 365,72 Nm$$

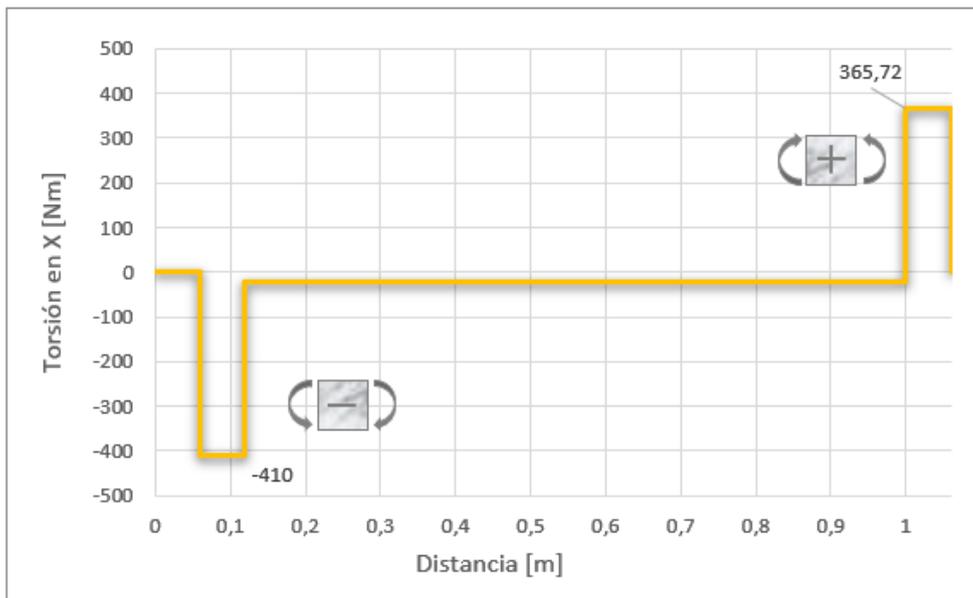


Gráfico 7. Diagrama de momento torsor en X.

Se comprueba el momento torsor comparando el par de frenado del disco con el generado por la fricción del rodillo:

$$T_{fricción} - T_{disco} = F_r \cdot \frac{0,47m}{2} - 410 Nm = 775,72 Nm - 410 Nm = 365,72 = T_B$$

Tras comparar los diferentes diagramas se aprecia claramente que el punto más desfavorable del eje será el punto *D*, donde se une la cara interna del rodillo con el eje. Una vez determinada la sección más desfavorable comienza el dimensionamiento del eje.

## C.2 Dimensionado del eje

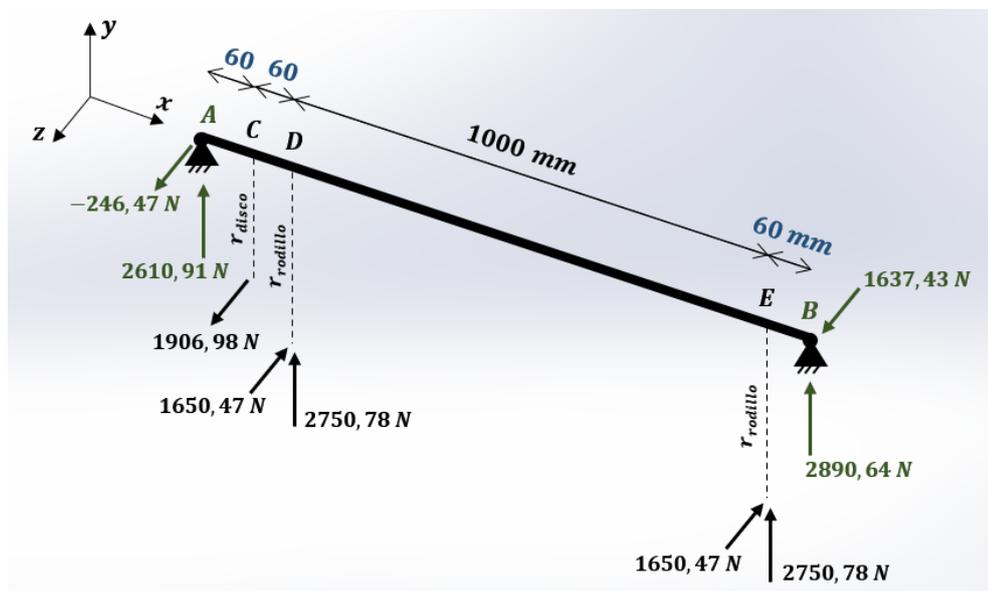


Gráfico 8. Fuerzas que actúan sobre el eje. Datos necesarios para dimensionamiento.

Se selecciona como material el acero AISI S304L rectificado con las siguientes propiedades [54]:

$$S_y = 230 MPa \quad S_u = 670 MPa$$

$$E = 200 GPa \quad Dureza = 200 HB \quad \rho = 7,9 kg/dm^3$$

### C.2.1 Diámetro necesario en D

$$M_D = \sqrt{M_{y,D}^2 + M_{z,D}^2} = \sqrt{(94,84 Nm)^2 + (313,31 Nm)^2} = 327,35 Nm$$

$$T_{D,m\acute{a}x} = -410 \text{ Nm} \quad ; \quad N_D = 0$$

En este caso, se aplica el criterio de Goodman:

$$K_f \frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_u} = \frac{1}{n}$$

Se supone un factor de concentración de esfuerzos debido a la unión entre el tambor y el eje  $K_{f \text{ tambor}} = 1.7$  y un factor de seguridad  $n = 2$ . Al ser el AISI 304 un material dúctil, el factor de concentración de tensiones solo multiplica a las componentes alternativas. También se ha de tener en cuenta que, al tratarse de un eje en rotación las fuerzas máximas y mínimas soportadas por el mismo tendrán igual módulo, pero signo contrario. Por consiguiente, las tensiones medias y alternativas serán:

$$\sigma_{max} = -\sigma_{min}$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} = \sigma_{max} \quad \sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} = 0$$

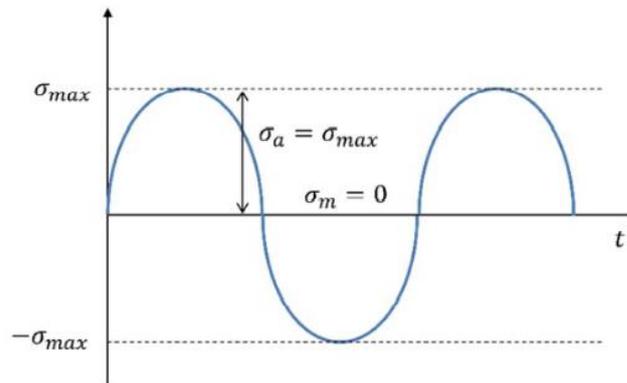


Figura 117. Tensiones medias y alternativas en un eje rotativo.

Debido a que son mucho menores que el resto, se desprecian las tensiones provocadas por los cortantes. Las tensiones normales y tangenciales debidas a flector y torsor sí han de ser calculadas como se muestra a continuación.

$$\sigma_a^f = \sigma_{max} = \frac{M_D}{I} \cdot y_{max} = \frac{32 \cdot M_D}{\pi \cdot d^3} = \frac{32 \cdot 327,35 \cdot 10^3 \text{ Nmm}}{\pi \cdot d^3} = \frac{3334359,72}{d^3} \text{ Nmm}$$

$$\sigma_m^f = 0$$

$$\tau_m^t = \frac{T_D}{I_0} \cdot r_{max} = \frac{16 \cdot T_D}{\pi \cdot d^3} = \frac{16 \cdot 410 \cdot 10^3 \text{ Nmm}}{\pi \cdot d^3} = 2088112,85 \text{ Nmm}$$

$$\tau_a^t = 0$$

Aplicando Von Mises:

$$\sigma_m^{VM} = \sqrt{\sigma_{mf}^2 + 3\tau_{mt}^2} = \sqrt{(0)^2 + 3 \cdot \left(\frac{2088112,85 \text{ Nmm}}{d^3}\right)^2} = \frac{3616717,55}{d^3} \text{ Nmm}$$

$$\sigma_a^{VM} = \sqrt{\sigma_{af}^2 + 3 \cdot \tau_{at}^2} = \sqrt{\left(\frac{3334359,72}{d^3} \text{ Nmm}\right)^2 + 3 \cdot 0} = \frac{3334359,72}{d^3} \text{ Nmm}$$

Cálculo de la resistencia a fatiga:

$$S_e = S'_e \cdot K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot K_d \cdot K_e$$

$$S'_e = 0,5 \cdot S_u \text{ (acero } S_u \leq 1400 \text{ MPa)} = 0,5 \cdot 670 \text{ MPa} = 335 \text{ MPa}$$

$K_a$  → Para material este rectificado:

$$K_a = a \cdot S_u^b = 1,58 \cdot 670^{-0,085} = 0,909$$

$K_b$  → Como aún no se tiene un diámetro:  $K_b = 1$

$K_c$  → Para flexión y torsión  $K_c = 1$

$K_d = K_e = 1$

$$S_e = 0,5 \cdot S_u \cdot K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot K_d \cdot K_e = 335 \text{ MPa} \cdot 0,909 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 304,52 \text{ MPa}$$

Volviendo a Goodman se despeja el diámetro:

$$K_f \frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_u} = \frac{1}{n}$$

$$1,7 \cdot \frac{\frac{3334359,72}{d^3} \text{ Nmm}}{304,52 \text{ MPa}} + \frac{\frac{3616717,55}{d^3} \text{ Nmm}}{670 \text{ MPa}} = \frac{1}{2} \rightarrow d = 38,16 \text{ mm}$$

Con este diámetro se recalcula  $K_b$  y  $S_e$ .

$K_b$  → Para  $D = 38,16 \text{ mm}$

$$A_{95\% \text{ probeta}} = A_{95\%}(\text{rotación a flexión})$$

$$0,076 \cdot d^2 = 0,0766 \cdot D^2 \rightarrow d = D = 36,35 \text{ mm} > 8 \text{ mm} \rightarrow K_b = 1,189 \cdot 38,16^{-0,097} = 0,84$$

$$S_e = 0,5 \cdot S_u \cdot K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot K_d \cdot K_e = 335 \text{ MPa} \cdot 0,909 \cdot 0,84 \cdot 1 \cdot 1 = 255,79 \text{ MPa}$$

Comprobación del diámetro:

$$1,7 \cdot \frac{\frac{3334359,72}{d^3} \text{ Nmm}}{255,79 \text{ MPa}} + \frac{\frac{3616717,55}{d^3} \text{ Nmm}}{670 \text{ MPa}} = \frac{1}{2} \rightarrow d = 39,72 \text{ mm}$$

### Anejo III. Dimensionamiento y selección de componentes.

Se repite el proceso y esta vez si sale un diámetro muy similar a  $39,72 \text{ mm}$  de  $39,68 \text{ mm}$ . Tras esto, se selecciona un diámetro normalizado que sea igual o superior:

$$d_{\text{normalizado}} = 40 \text{ mm}$$

En el punto C, a parte de la concentración de esfuerzos derivada de la unión entra la chapa circular del tambor y el eje, se producirá otra concentración de tensiones provocada por el cambio de diámetro. Se ha de comprobar cuál de los dos factores de concentración de esfuerzos es el mayor y recalculer el diámetro en consecuencia si es preciso.

Para la  $K_f$  del cambio de sección, se selecciona un radio de acuerdo de  $2 \text{ mm}$ .

$$D > d + 2 \cdot r \rightarrow D > 40 \text{ mm} + 2 \cdot 2 \text{ mm} > 44 \text{ mm} \rightarrow D_{\text{normalizado}} = 45 \text{ mm}$$

$$\frac{D}{d} = \frac{45}{40} = 1,125 \quad \frac{r}{d} = \frac{2}{40} = 0,05$$

Se selecciona la gráfica para cambios de diámetro en ejes sometidos a flexión dado que el coeficiente de rozamiento teórico en ahí es más restrictivo que en la de torsión.

$$K_{t,\text{torsión}} = 1,45 < K_{t,\text{flexión}} = 1,86$$

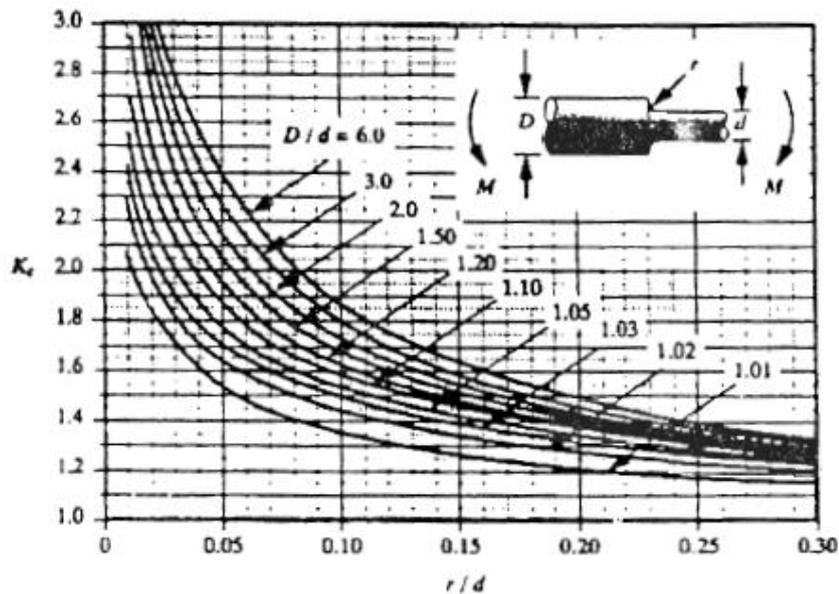


Figura 118. Concentración de tensiones teóricas para cambio de sección con flexión.

Factor de concentración de tensiones real:

$$a = \frac{53548,3}{Su^2} - 0,017435 = \frac{53548,3}{670^2} - 0,017435 = 0,102$$

$$q = \frac{1}{1 + \sqrt{\frac{a}{r}}} = \frac{1}{1 + \sqrt{\frac{0,102}{2}}} = 0,816$$

$$K_f = 1 + q(k_t - 1) = 1 + 0,816 \cdot (1,86 - 1) = 1,693$$

La  $K_f$  del cambio de sección es ligeramente menor que la supuesta para la unión entre eje y rodillo por lo que los diámetros finales en la sección C serán los ya calculados previamente:

$$d_D = 40 \text{ mm} \qquad D_D = 45 \text{ mm}$$

Para facilitar el mecanizado del eje y, dado que los esfuerzos con menos en ese punto, se asigna el diámetro de D también al punto E y a tramo de eje entre ellos.

$$D_D = 40 \text{ mm}$$

### C.2.2 Diámetro necesario en C

Se procede de manera similar al punto anterior, pero teniendo en cuenta que el chavetero crea una concentración de esfuerzos.

$$M_C = \sqrt{M_{y,C}^2 + M_{z,C}^2} = \sqrt{(14,78 \text{ Nm})^2 + (156,65 \text{ Nm})^2} = 157,35 \text{ Nm}$$

$$T_C = -410 \text{ Nm} \quad ; \quad N_C = 0$$

$$\sigma_a^f = \sigma_{max} = \frac{M_D}{I} \cdot y_{max} = \frac{32 \cdot M_D}{\pi \cdot d^3} = \frac{32 \cdot 157,35 \cdot 10^3 \text{ Nmm}}{\pi \cdot d^3} = \frac{1602753,94}{d^3} \text{ Nmm}$$

$$\sigma_m^f = 0$$

$$\tau_m^t = \frac{T_D}{I_0} \cdot r_{max} = \frac{16 \cdot T_D}{\pi \cdot d^3} = \frac{16 \cdot 410 \cdot 10^3 \text{ Nmm}}{\pi \cdot d^3} = 2088112,85 \text{ Nmm}$$

$$\tau_a^t = 0$$

Aplicando Von Mises:

$$\sigma_m^{VM} = \sqrt{\sigma_{mf}^2 + 3\tau_{mt}^2} = \sqrt{(0)^2 + 3 \cdot \left(\frac{2088112,85 \text{ Nmm}}{d^3}\right)^2} = \frac{3616717,55}{d^3} \text{ Nmm}$$

$$\sigma_a^{VM} = \sqrt{\sigma_{af}^2 + 3\tau_{at}^2} = \sqrt{\left(\frac{1602753,94}{d^3} \text{ Nmm}\right)^2 + 3 \cdot 0} = \frac{1602753,94}{d^3} \text{ Nmm}$$

Para el cálculo del límite de fatiga, se toma  $D_c = 45 \text{ mm}$ , el mayor diámetro del cambio de sección en C, como diámetro inicial y mínimo del eje en D.

$$D_{D, \text{inicial}} = 45 \text{ mm}$$

Cálculo de la resistencia a fatiga:

$$S_e = S'_e \cdot K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot K_d \cdot K_e$$

$$S'_e = 0,5 \cdot S_u \text{ (acero } S_u \leq 1400 \text{ MPa)} = 0,5 \cdot 670 \text{ MPa} = 335 \text{ MPa}$$

$K_a \rightarrow$  Para material este rectificado:

$$K_a = a \cdot S_u^b = 1,58 \cdot 670^{-0,085} = 0,909$$

$K_b \rightarrow$  Para  $D = 45 \text{ mm}$

$$A_{95\% \text{ probeta}} = A_{95\% \text{ (rotación a flexión)}}$$

$$0,076 \cdot d^2 = 0,0766 \cdot D^2 \rightarrow d = D = 45 \text{ mm} > 8 \text{ mm} \rightarrow K_b = 1,189 \cdot 45^{-0,097} = 0,82$$

$K_c \rightarrow$  Para flexión y torsión  $K_c = 1$

$$K_d = K_e = 1$$

$$S_e = 0,5 \cdot S_u \cdot K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot K_d \cdot K_e = 335 \text{ MPa} \cdot 0,909 \cdot 0,82 \cdot 1 \cdot 1 = 264,61 \text{ MPa}$$

Para calcular el factor de concentración del chavetero hace falta el diámetro del eje y el radio de acuerdo del chavetero. Este último dato se aportó en la selección del freno de disco y la chaveta  $r = [0,30, 0,50]$  en el apartado [3.6.2.2 Sistema de frenado]

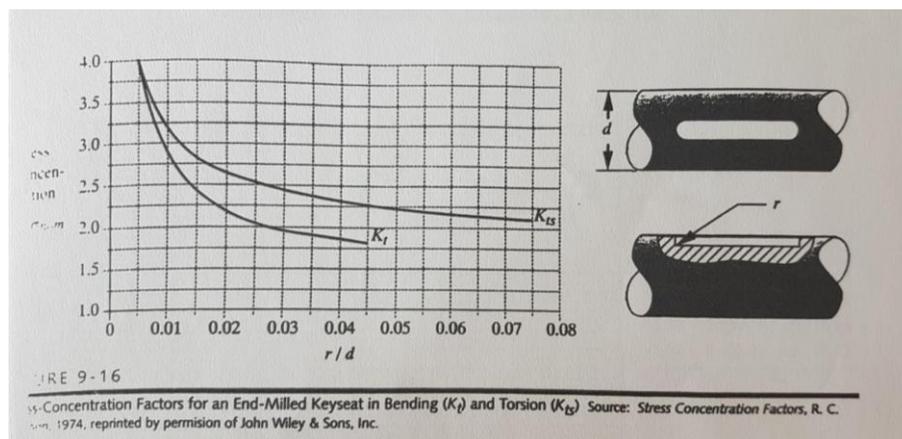


Figura 119. Coeficiente de concentración de tensiones teórico en el chavetero.

$$\left. \begin{array}{l} \frac{r}{d} = \frac{0,40 \text{ mm}}{45 \text{ mm}} = 0,009 \\ \text{Linea } K_{t, \text{torsión}} \end{array} \right\} \rightarrow K_{t, t} = 3,25$$

Factor de concentración de tensiones real:

$$a = \frac{53548,3}{S_u^2} - 0,017435 = \frac{53548,3}{670^2} - 0,017435 = 0,102$$

$$q = \frac{1}{1 + \sqrt{\frac{a}{r}}} = \frac{1}{1 + \sqrt{\frac{0,102}{2}}} = 0,816$$

$$K_f = 1 + q(k_t - 1) = 1 + 0,816 \cdot (3,25 - 1) = 2,84$$

Ahora que ya se tienen todos los datos, se despeja de la ecuación de Goodman el nuevo diámetro.

$$K_f \cdot \frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_u} = \frac{1}{n}$$

$$2,84 \cdot \frac{\frac{1602753,94}{d^3} \text{ Nmm}}{304,52 \text{ MPa}} + \frac{\frac{3616717,55}{d^3} \text{ Nmm}}{670 \text{ MPa}} = \frac{1}{2} \rightarrow d = 34,39 \text{ mm}$$

$$d = 34,39 \text{ mm} \neq 45 \text{ mm}$$

Aunque el diámetro que se va a elegir, por cuestión de ahorro de material, ha de ser como mínimo el mayor de los del punto D (45 mm), se continúa con la iteración hasta que coincidan los diámetros.

$K_b \rightarrow$  Para  $D = 34,39 \text{ mm}$

$$A_{95\% \text{ probeta}} = A_{95\%}(\text{rotación a flexión})$$

$$0,076 \cdot d^2 = 0,0766 \cdot D^2 \rightarrow d = D = 34,39 \text{ mm} > 8 \text{ mm} \rightarrow K_b = 1,189 \cdot 34,39^{-0,097} = 0,84$$

$K_c \rightarrow$  Para flexión y torsión  $K_c = 1$

$$K_d = K_e = 1$$

Límite de fatiga:

$$S_e = 0,5 \cdot S_u \cdot K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot K_d \cdot K_e = 335 \text{ MPa} \cdot 0,909 \cdot 0,84 \cdot 1 \cdot 1 = 255,79 \text{ MPa}$$

$$\left. \begin{array}{l} \frac{r}{d} = \frac{0,40 \text{ mm}}{32,39 \text{ mm}} = 0,012 \\ \text{Linea } K_{t,torsión} \end{array} \right\} \rightarrow K_{t,t} = 3,0$$

$$K_f = 1 + q(k_t - 1) = 1 + 0,816 \cdot (3 - 1) = 2,63$$

Criterio de Goodman:

$$K_f \cdot \frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_u} = \frac{1}{n}$$

$$2,63 \cdot \frac{1602753,94 \text{ Nmm}}{d^3 \cdot 255,79 \text{ MPa}} + \frac{3616717,55 \text{ Nmm}}{d^3 \cdot 670 \text{ MPa}} = \frac{1}{2} \rightarrow d = 39,44 \text{ mm}$$

$$d = 39,44 \text{ mm} \neq 34,39 \text{ mm}$$

Se repite el proceso y se confirma un diámetro normalizado mínimo requerido de 40 mm. Pero como ya se comentó previamente, a la hora de elegir si se sobredimensiona toda la sección del eje que atraviesa el rodillo (1000 mm) o la parte exterior (120 mm) se opta por hacerlo con la sección mas corta para ahorrar costes. Por consiguiente, el diámetro en C será:

$$D_C = 45 \text{ mm}$$

### C.2.3 Cálculo y selección de rodamientos en A

Primero se han de calcular la resultante de las fuerzas que actúan en ese punto.

$$V_A = 2610,91 \text{ N} \quad H_A = -246,47 \text{ N}$$

$$F_{radial} = \sqrt{(2610,91 \text{ N})^2 + (-246,47 \text{ N})^2} = 2622,52 \text{ N}$$

$$F_{axial} = 0$$

La carga dinámica equivalente se calcula a partir de las fuerzas aplicadas sobre al rodamiento, multiplicadas por los factores X e Y.

$$P = X \cdot F_{radial} + Y \cdot F_{axial}$$

$F_a/C_0$	$e$	$F_a/F_r < e$		$F_a/F_r > e$	
		X	Y	X	Y
0,025	0,22	1	0	0,56	2
0,04	0,24	1	0	0,56	1,8
0,07	0,27	1	0	0,56	1,6
0,13	0,31	1	0	0,56	1,4
0,25	0,37	1	0	0,56	1,2
0,5	0,44	1	0	0,56	1

Donde  $C_0$  es la capacidad de carga estática del rodamiento e Y será igual a 0.

Para obtener  $X$  e  $Y$  se puede seleccionar en primera instancia un rodamiento y buscar dicho valor en su catálogo o estimar unos valores y seguir un proceso iterativo. En este caso, al no tener carga axial, el proceso se simplifica.

$$P = 1 \cdot F_{radial} + 0 \cdot F_{axial} \rightarrow P = 2622,52 \text{ N}$$

Se procede a calcular la carga dinámica equivalente exigiendo una duración igual o mayor a 10000  $h$  de servicio. Se toma también una velocidad de giro máxima de 100  $rev/min$  dado que el melier está diseñado para recorridos cortos y a baja velocidad.

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p \rightarrow C = (L_{10})^{1/p} \cdot P$$

$$L_{10} = 10000 \text{ h} \cdot \frac{120 \text{ rev}}{1 \text{ min}} \cdot \frac{60 \text{ min}}{1 \text{ h}} = 72 \cdot 10^6 \text{ rev} = 72 \text{ Mrev}$$

Aunque para cargas radiales se recomienda priorizar el uso de rodamientos de rodillos, inicialmente, se comprueba si un rodamiento de bolas sería viable en este diseño. El motivo de este cambio es puramente económico ya que para esfuerzos similares a los de rodillo suelen ser valer el doble.

$$p = 3 \text{ en rodamientos de bolas}$$

$$C \geq (72 \text{ Mrev})^{\frac{1}{3}} \cdot 2622,52 \text{ N} = 10910,12 \text{ N} = 10,91 \text{ kN}$$

Se busca ahora un rodamiento con capacidad de carga igual o superior.

Con idea de incluir la mayor cantidad de componentes en un mismo pedido, se procede a buscar una vez más en el distribuidor Rodavigo [50]

Rodamientos FAG rígidos de bolas de una hilera

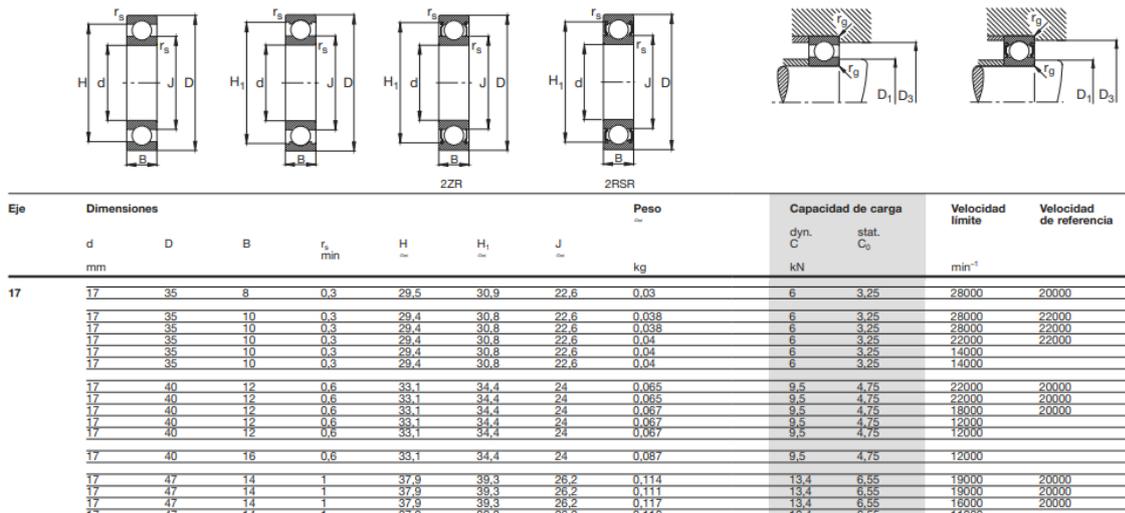


Figura 120. Catálogo de rodamientos de bolas. [50]

$$d = 17 \text{ mm} \quad D = 47 \text{ mm} \quad B = 14 \text{ mm} \quad r_{s, \min} = 1 \text{ mm}$$

$$H = 37,9 \quad H_1 = 39,3 \quad J = 26,2 \quad \text{peso} = 0,114 \text{ kg} \quad \text{precio} = 6,38 \text{ €}$$

Una vez seleccionado el rodamiento se comprueba la vida nominal.

$$L_{10} = \left( \frac{13,4 \cdot 10^3 \text{ N}}{2622,52 \text{ N}} \right)^3 = 133,40 \text{ Mrev}$$

$$133,40 \text{ Mrev} > 72 \text{ Mrev}$$

Expresado en horas de funcionamiento:

$$L_{10} = 133,40 \cdot 10^6 \text{ rev} \cdot \frac{1 \text{ min}}{120 \text{ rev}} \cdot \frac{1 \text{ h}}{60 \text{ min}} = 18527,87 \text{ h} > 10000 \text{ h requeridas}$$

Resumen

$$r = 1 \text{ mm} \quad d_A = 17 \text{ mm} \quad D_A = 47 \text{ mm}$$

C.2.4 Cálculo y selección de rodamientos en B

Se procede de igual manera que para el apoyo A.

$$V_B = 2890,64 \text{ N} \quad H_B = 1637,43 \text{ N}$$

$$F_{radial} = \sqrt{(2890,64 \text{ N})^2 + (1637,43 \text{ N})^2} = 3322,19 \text{ N}$$

$$F_{axial} = 0$$

Al ser la tensión radial mayor que para el apoyo en A, no se tiene la certeza de que el mismo cojinete cumpla los requisitos de diseño en este caso. Por lo tanto, se ha de repetir el proceso.

$$P = X \cdot F_{radial} + Y \cdot F_{axial}$$

		$F_a/F_r < e$		$F_a/F_r > e$	
$F_a/C_o$	$e$	$X$	$Y$	$X$	$Y$
0,025	0,22	1	0	0,56	2
0,04	0,24	1	0	0,56	1,8
0,07	0,27	1	0	0,56	1,6
0,13	0,31	1	0	0,56	1,4
0,25	0,37	1	0	0,56	1,2
0,5	0,44	1	0	0,56	1

$$P = 1 \cdot F_{radial} + 0 \cdot F_{axial} \rightarrow P = 3322,19 \text{ N}$$

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p \rightarrow C = (L_{10})^{1/p} \cdot P$$

$$L_{10} = 10000 \text{ h} \cdot \frac{120 \text{ rev}}{1 \text{ min}} \cdot \frac{60 \text{ min}}{1 \text{ h}} = 72 \cdot 10^6 \text{ rev} = 72 \text{ Mrev}$$

$p = 3$  en rodamientos de bolas

$$C \geq (72 \text{ Mrev})^{\frac{1}{3}} \cdot 3322,19 \text{ N} = 13820,87 \text{ N} = 13,82 \text{ kN}$$

Como se puede apreciar, la carga dinámica mínima en B supera a la elegida para el rodamiento de A. Por lo general, se elegiría ahora un rodamiento un poco mayor dentro del mismo catálogo. Sin embargo, ya que para montar las chapas circulares del tambor sin cortarlas por la mitad hace falta que uno de los lados no presente un diámetro mayor a los 40 mm, se opta por cambiar el tipo de rodamiento.

Comparando varios catálogos, se llega a la conclusión de que el aumento de precio al cambiar de los rodamientos de bolas a los de rodillos queda compensado por el ahorro de material en el eje. Al ocupar estos últimos menos espacios radial, se consigue mantener el diámetro de 40 mm a toda la longitud del tambor.

$p = 10/3$  en rodamientos de rodillos

$$C \geq (72 \text{ Mrev})^{\frac{3}{10}} \cdot 3322,19 \text{ N} = 11984,61 \text{ N} = 11,98 \text{ kN}$$

Rodamientos FAG de rodillos cilíndricos de una hilera

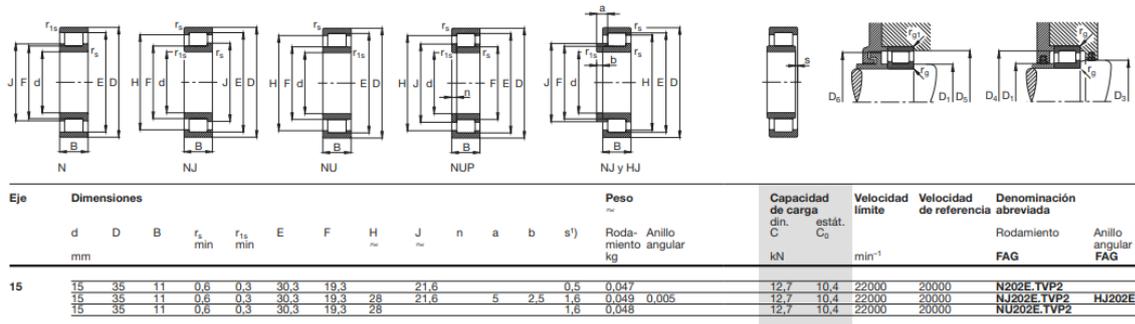


Figura 121. Catálogo rodamientos de rodillo [50].

Modelo NU  $d = 15 \text{ mm}$   $D = 35 \text{ mm}$   $B = 11 \text{ mm}$   $r_{s,min} = 0,6 \text{ mm}$

$E = 30,3$   $F = 19,3$   $H = 28$   $J = 21,6$   $\text{peso} = 0,049 \text{ kg}$   $\text{precio} = 19,14 \text{ €}$

Una vez seleccionado el rodamiento se comprueba la vida nominal.

$$C = 12,7 \text{ kN}$$

$$L_{10} = \left( \frac{12,7 \cdot 10^3 \text{ N}}{3322,19 \text{ N}} \right)^{10/3} = 87,35 \text{ Mrev}$$

$$87,35 \text{ Mrev} > 72 \text{ Mrev}$$

Expresado en horas de funcionamiento:

$$L_{10} = 87,35 \cdot 10^6 \text{ rev} \cdot \frac{1 \text{ min}}{120 \text{ rev}} \cdot \frac{1 \text{ h}}{60 \text{ min}} = 12131,94 \text{ h} > 10000 \text{ h requeridas}$$

**Resumen**

$$r = 1 \text{ mm} \quad d_B = 15 \text{ mm} \quad D_B = 35 \text{ mm}$$

**C.2.5 Selección de soportes**

Aunque la primera opción era elegir soportes que se acoplaran a los rodamientos seleccionados, al comparar precios y prestaciones, la opción de adquirir directamente un soporte de apoyo con un rodamiento concreto asignado resultó considerablemente más rentable.



Figura 122. Tipo de soporte seleccionado.

$$C_{\text{rodamientos de bolas}} \geq 13820,87 \text{ N} = 13,82 \text{ kN}$$

$$C_{\text{rodamientos de rodillos}} \geq 11984,61 \text{ N} = 11,98 \text{ kN}$$

Código	Dimensiones		a	e	b	S <sub>1</sub>	S <sub>2</sub>	g	w	t	B	n	M	C.Dinamico	C.Estático	Rodamiento	Soporte	Peso
	d	h																
246UCP204	20	33.3	127	95	38	13	19	14	65	44.5	31	12.7	M10	12 200	6 350	UC204	P204	0.66
246UCP205	25	36.5	140	105	38	13	19	15	71	48	34.1	14.3	M10	13 300	7 500	UC205	P205	0.81
246UCP206	30	42.9	165	121	48	17	20	17	84	53	38.1	15.9	M14	18 600	10 800	UC206	P206	1.24
246UCP207	35	47.6	167	127	48	17	20	18	93	59.5	42.9	17.5	M14	24 500	14 600	UC207	P207	1.58

Figura 123. Catálogo del distribuidor Rodavigo [50]. Soporte y cojinetes seleccionados.

$$\text{Soporte tipo } 24UCP206 \quad C = 18600 \text{ N} \quad d = 30 \text{ mm} \quad h = 42,9 \text{ mm}$$

$$b = 48 \text{ mm} \quad S_1 = 17 \text{ mm} \quad S_2 = 20 \text{ mm} \quad t = 59,5 \text{ mm}$$

$$\text{Precio} = 14,51 \text{ rodamiento P206} + 23,81 \text{ € soporte UC206} = 38,32 \text{ €}$$

Para facilitar la adquisición de los componentes, el mecanizado y el equilibrio del eje, se selecciona este tipo de soporte para los dos apoyos. Por tanto:

$$\text{Precio total} = 4 \cdot 38,32 \text{ €} = 153,28 \text{ €}$$

$$d_A = d_B = 30 \text{ mm}$$

### C.3 Resumen, mediciones e instrucciones de montaje.

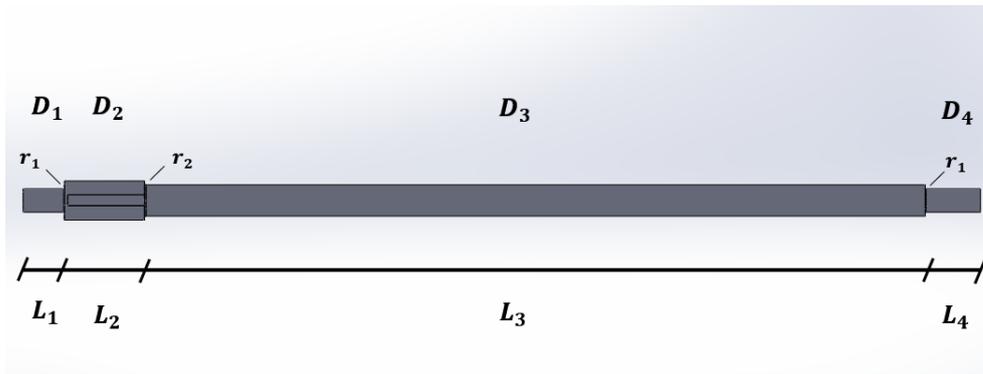


Figura 124. Diámetros, longitudes y radios de acuerdo del eje.

Modelando los componentes en Solidworks, se comprueban las uniones y se reduce la cantidad de material sobrante obteniendo así el diseño final.

$$D_1 = 30 \text{ mm} \quad D_2 = 50 \text{ mm} \quad D_3 = 40 \text{ mm} \quad D_4 = 30 \text{ mm}$$

$$r_1 = 1 \text{ mm} \quad r_2 = 2 \text{ mm} \quad r_3 = 1 \text{ mm}$$

$$L_1 = 52,5 \text{ mm} \quad L_2 = 101,5 \text{ mm} \quad L_3 = 990 \text{ mm} \quad L_4 = 70 \text{ mm}$$

Teniendo en cuenta que, para evitar desplazamientos axiales, el freno de disco tendrá de tope al rodillo en un lado y la oposición de la chaveta por el otro, el chavetero deberá mecanizarse en el eje de la siguiente manera:

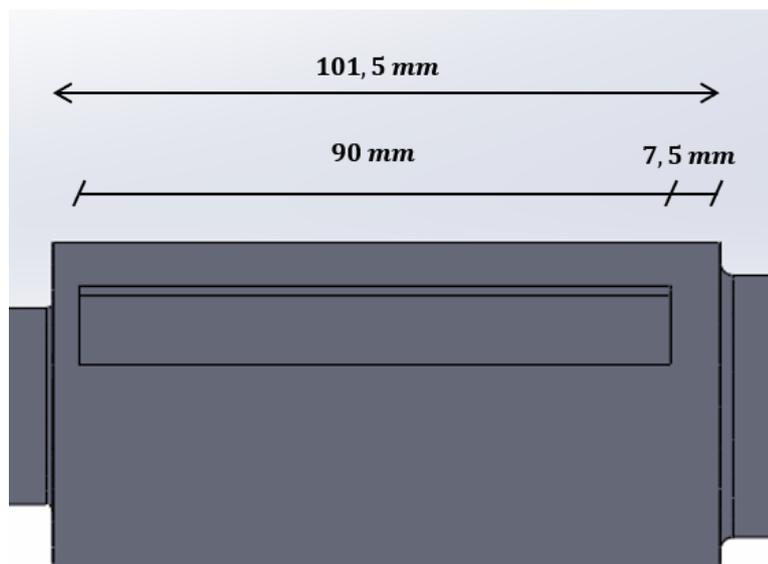


Figura 125. Vista en detalle del chavetero.

- **Montaje de eje y rodillos.**

Para un eje con el chavetero en la parte izquierda, como en el caso anterior, el orden de montaje será el siguiente:

- Colocar la chaveta.
- Introducir el disco de freno de derecha a izquierda.
- Introducir y soldar la chapa en el cambio de sección entre  $D_2$  y  $D_3$ . Esta chapa circular tendrá un agujero de  $44\text{ mm}$  de diámetro que corresponde a  $40$  del eje y dos veces el radio de acuerdo de  $2\text{ mm}$ . La soldadura se ha de realizar entre la chapa circular y  $D_3$ , siguiendo el contorno del agujero mencionado.
- Introducir y soldar de igual manera la segunda chapa circular en el cambio de sección entre  $D_3$  y  $D_4$ . En este caso el agujero es de  $32\text{ mm}$ .
- Por último, soldar la chapa rectangular con las dos circulares para tener el tambor completo.

▪ **Presupuesto**

$$\text{Precio ejes [41]} = 2 \text{ barras } 1,22\text{m} \times 50\text{ mm} = 99,32\text{ €}$$

$$\text{Precio total} = \text{Precio apoyos} + \text{Precio ejes} = 153,28\text{ €} + 99,32\text{ €} = 252,6\text{ €}$$

## **D. Dimensionado de la estructura**

En este apartado se procede a dimensionar la estructura o cuerpo del melier. A diferencia de en apartados anteriores, se opta por diseñar desde el inicio en Solidworks en vez de calcular primero cada sección a mano por separado. Esto se debe a que la estructura va a constar de un número elevado de perfiles unidos mediante soldaduras por lo que es más cómodo trabajar directamente con la herramienta de piezas soldadas.

Las simulaciones que se van a realizar son del tipo análisis estático ya que, como se verá a continuación, la estructura va a estar considerablemente sobredimensionada por lo que no será preciso realizar ensayos a fatiga.

### **D.1 Proceso de diseño**

Haciendo uso de croquis 3D, se dibujan las trayectorias deseadas para los perfiles. Ha de tenerse especial cuidado en las uniones entre líneas ya que serán convertidas en nodos.

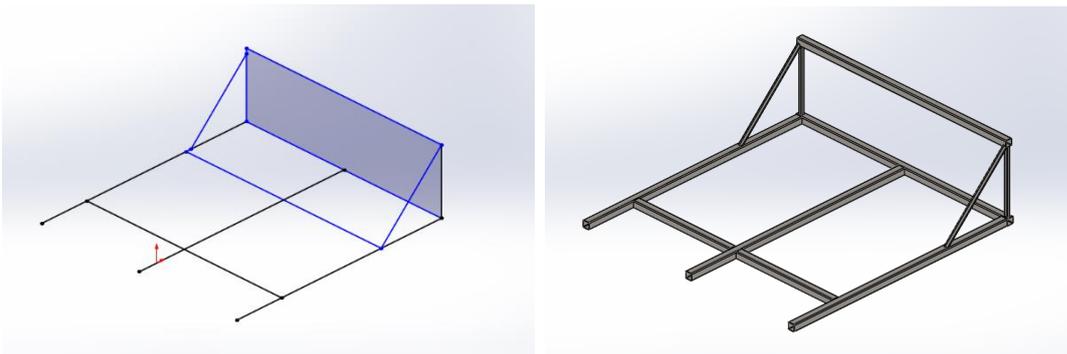


Figura 126. Paso de croquis 3D a tubos de sección cuadrada.

Una vez se tenga el croquis finalizado, en la pestaña de piezas soldadas se selecciona la herramienta miembro estructural. Con ella, se convierten de forma automática las líneas seleccionadas en vigas con el perfil deseado. En este caso, seleccionamos tubos de sección cuadrada (square tube) siguiendo el estándar iso. Aunque vienen varios perfiles predefinidos, si ninguno se corresponde con el tamaño deseado es posible editarlos una vez creadas las vigas modificando sus croquis de sección.

Tras crear todos los sólidos, se hace uso de la función recortar/extender para corregir los posibles errores en los puntos de contacto entre perfiles. Si no se aplica esta herramienta a todas y cada una de las uniones, es probable que se produzcan interferencias.

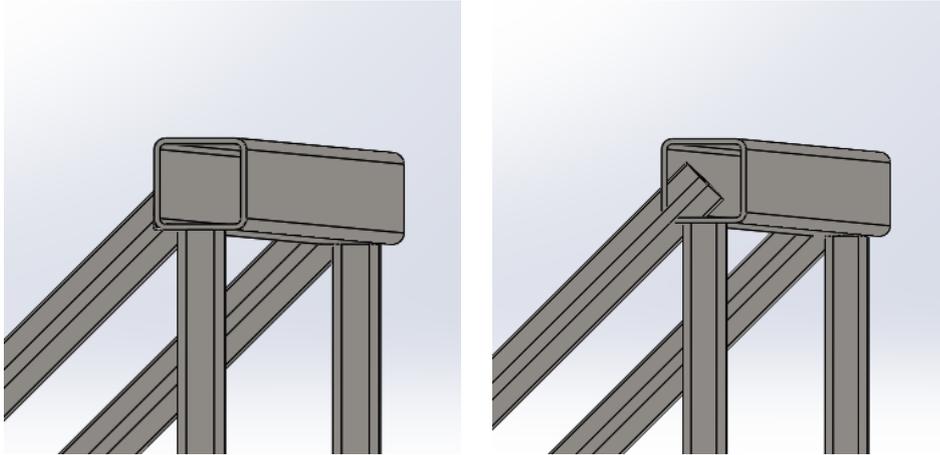


Figura 127. Intersección entre vigas corregida con la función recortar/extendere.

- **Conexiones**

Antes de comenzar con la simulación se realizan mediciones in situ en el melier de la marca Predator usado como referencia. El objetivo de estas mediciones es estudiar las uniones entre perfiles. Se determina pues que los perfiles están unidos con soldaduras a tope con un radio mínimo de 5 mm y máximo de 10 según la zona o geometría a soldar.



Figura 128. Soldadura más pequeña encontrada en el melier.

Con este dato, se procede a caracterizar las uniones entre perfiles como uniones mediante soldadura de 5 mm de radio usando la herramienta cordón de soldadura. Este proceso se realiza en todos y cada uno de los puntos o aristas en los que hay contacto entre barras diferentes.

- **Fijaciones**

Tras definir las uniones, se procede a la selección del tipo de sujeciones adecuadas para cada ensayo:

En los nodos de los perfiles en donde se acoplarán los tambores, se crea una fijación que restringe únicamente el desplazamiento vertical. Para ello se utiliza el plano de alzado como referencia y se da el valor 0 a la traslación vertical.

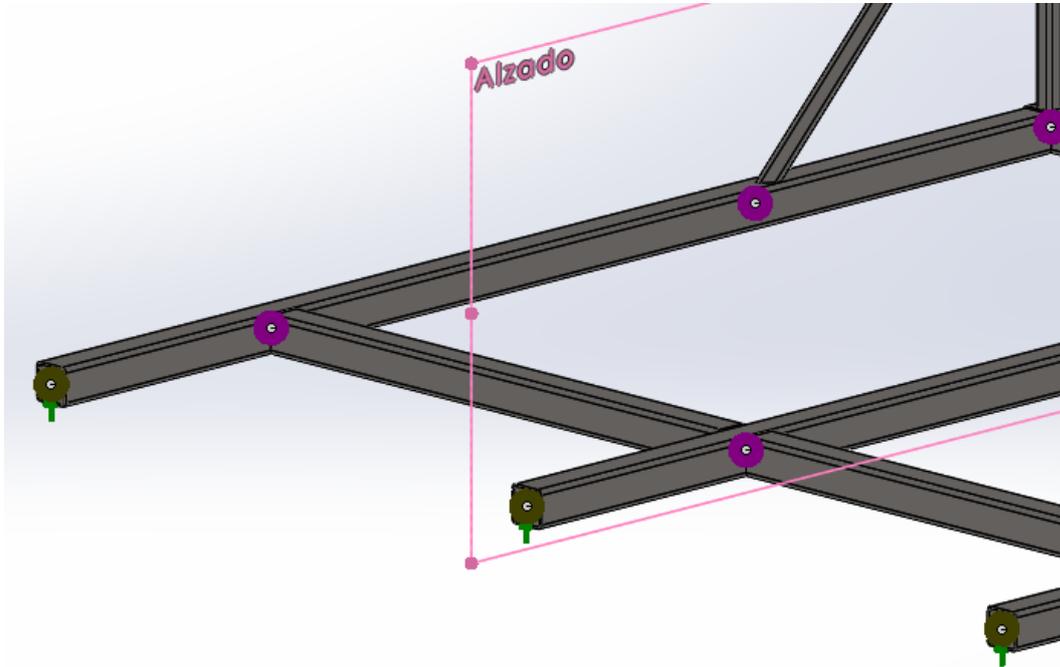


Figura 129. Fijación con geometría de referencia.

A su vez, en los nodos de la barra transversal frontal inferior, la que en el diseño final soportará toda la fricción de la estructura, se añaden fijaciones del tipo inamovible. Este tipo de apoyo limita el desplazamiento en cualquiera de los tres ejes pero, a diferencia de la geometría fija, permite que se produzcan giros. Al resto del melier no se le aplican más restricciones.

- **Cargas externas**

Para que la aplicación de las cargas externas sea lo más verídica posible, se añaden a la pieza los cuatro perfiles inferiores correspondientes a los cuatro brazos. Tras definir sus conexiones con la barra transversal frontal superior mediante cordones de soldadura de 5 mm de radio, se procede a seleccionar el tipo de carga a simular.

Tras varias simulaciones, se determina que de entre todos los supuestos de carga ya mencionados en el dimensionamiento de los brazos, el que mayores tensiones crea en la estructura es en el que el empuje máximo de 8000 N se realiza de forma totalmente axial. Así pues, para continuar con la exposición del proceso de diseño, se utilizará este supuesto de aquí en adelante.

Utilizando una vez más el plano de alzado como referencia, se aplica una carga en dirección 1 (a lo largo del plano) de valor 2000 N. En este supuesto, dicha carga axial recae sobre las orejillas de la articulación por lo tanto se aplican sobre el nodo más cercano a ellas.

Una vez definidas todas las cargas y las restricciones, se crea la malla. En este caso, no hará aplicar control de mallado como en los componentes más pequeños de los brazos (orejillas, orificios, etc.). Con aplicar un mallado de tamaño medio será suficiente.

Por último, se ejecuta el estudio.

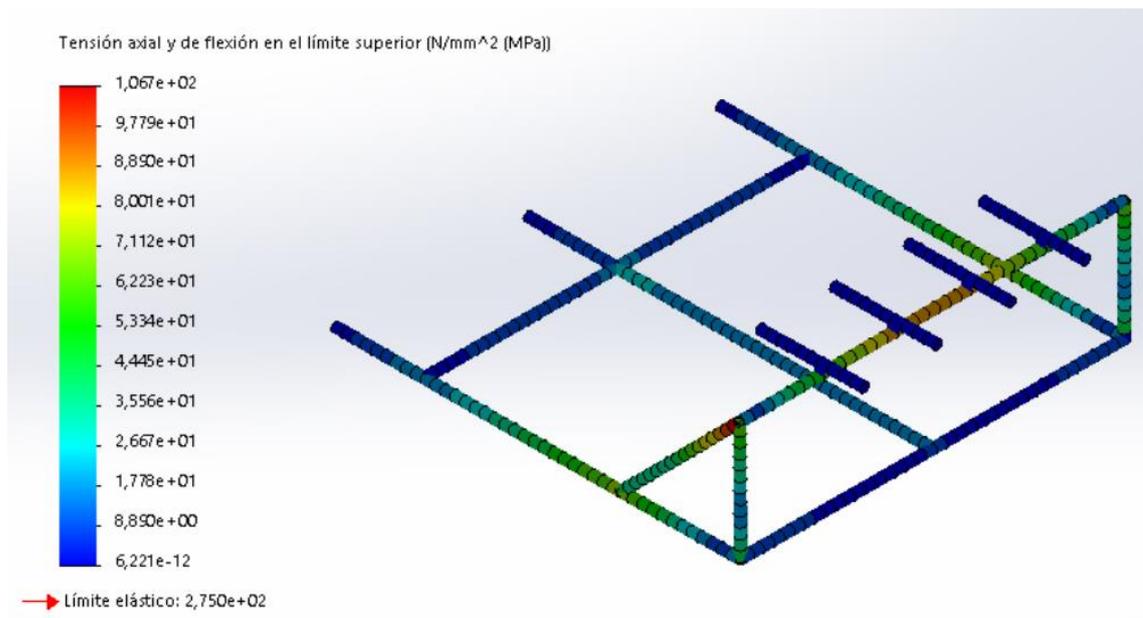


Figura 130. Estudio estático primer diseño de la estructura.

▪ **Interpretación de resultados**

El estudio muestra que la tensión máxima de 106,7 MPa no llega ni a la mitad del límite elástico del acero AISI S275. Aun así, se aprecian ciertas concentraciones de tensiones que demuestran que el modelo tiene margen de mejora.

Estas se ubican en el perfil en el que se acoplan los cuatro brazos. Por un lado, aparece una en el centro de la barra que podría ser disminuida añadiendo otra barra diagonal como las laterales, pero esta vez en el centro. Por otro, aparecen otros dos picos de tensión en los extremos, donde coinciden las tres barras. Estos máximos se podrán reducir alargando el perfil transversal más allá del punto justo en el que coincide con la barra diagonal y la vertical.

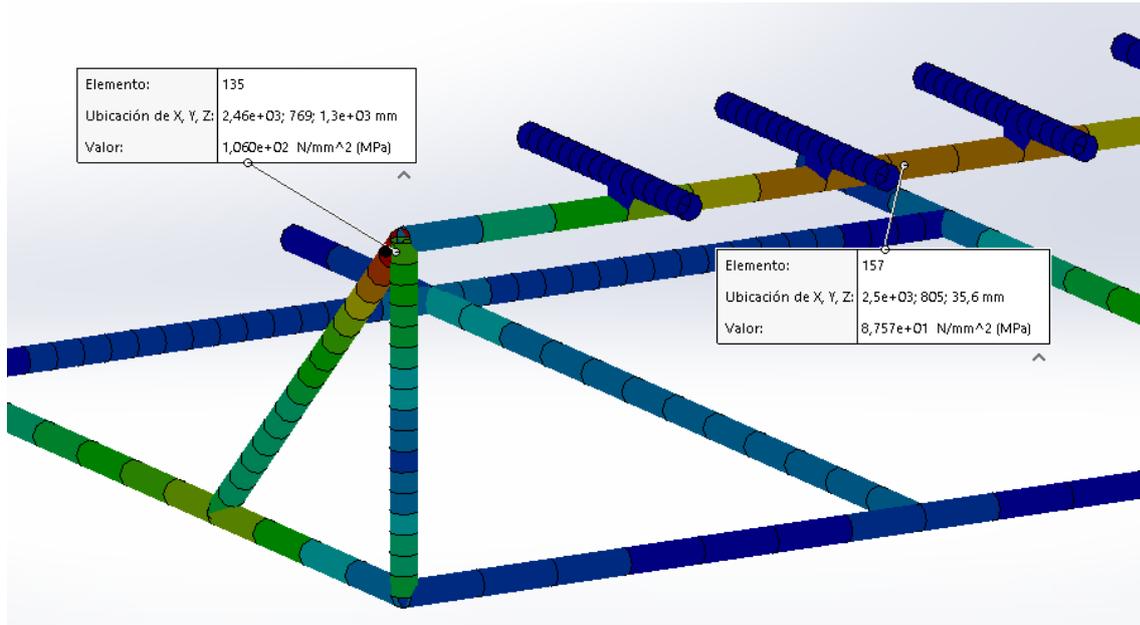


Figura 131. Puntos críticos obtenidos en el estudio estático.

#### ▪ Comentarios

Dado que este proceso tiene un carácter iterativo, no se van a enumerar todas y cada una de las modificaciones que se han ido haciendo sobre la estructura. En su lugar, se va a saltar directamente a los pasos finales previos a obtener el diseño deseado.

Si que cabe comentar que, de estos primeros diseños, se obtiene una estimación del peso total de estructura usando la herramienta de propiedades físicas en el programa. Este dato fue necesario para los diseños de los rodillos y el eje que, a su vez, propiciaron cambios en la estructura.

$$m_{estructura} = 144,78 \text{ kg}$$

## D.2 Modelo final

El desarrollo de este último diseño fue posterior al cálculo y selección de la mayoría de componentes del melier por lo que para su dimensionado ahora se dispone de valores como la carga que aportan los rodillos a los apoyos, la masa total que se puede llegar a añadir a la estructura, el tamaño de los ejes, etc.

#### ▪ Carga más desfavorable en los brazos

En primera instancia, se realiza un estudio estático comprobando la resistencia de la estructura al supuesto de carga en los brazos más exigente. Como se comentó en el apartado anterior,

este caso se da cuando el empuje de 8000 N se realiza de forma totalmente axial, recayendo 2000 N en la articulación de cada brazo.

Repitiendo las mismas fijaciones y cargas, se puede apreciar como las tensiones máximas,  $97,9 \text{ MPa}$ , han disminuido en comparación con el primero de los modelos simulado. Si que cabe comentar que, a diferencia de en las primeras simulaciones, en esta se aplica control de mallado con un tamaño de malla considerablemente inferior en la barra central ya que es esta la que sufre mayores tensiones.

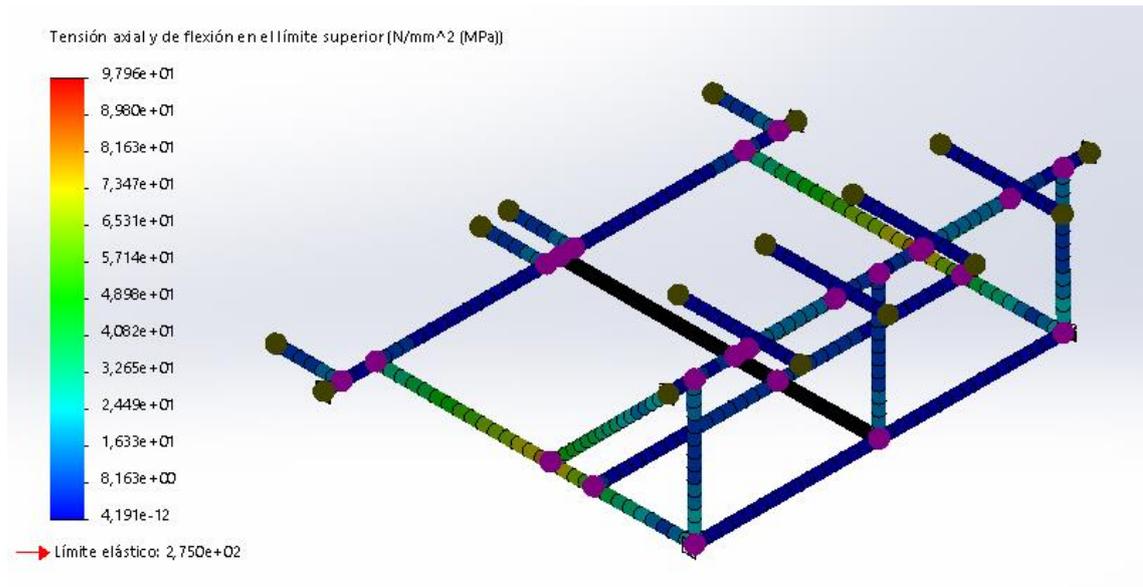


Figura 132. Modelo final. Simulación empuje más desfavorable en brazos.

▪ **Cargas derivadas de los rodillos.**

Para mejorar los apoyos del rodillo y facilitar la fijación de los soportes de los ejes, se ha añadido una cuarta barra con idea de que cada tambor tenga dos apoyos en vez de compartir uno como se había considerado hasta ahora. Del dimensionado del diseño del eje y los cojinetes se recuperan las cargas máximas en cada apoyo.

$$V_A = 2610,91 \text{ N} \quad H_A = -246,47 \text{ N}$$

$$V_B = 2890,64 \text{ N} \quad H_B = 1637,43 \text{ N}$$

Con estos datos se procede a realizar un estudio para comprobar si las fijaciones resisten estos esfuerzos. Para ello, se aplican las cargas en los nodos, con cuidado de tener en cuenta que las horizontales van en sentido opuesto si se compara un eje con el otro.

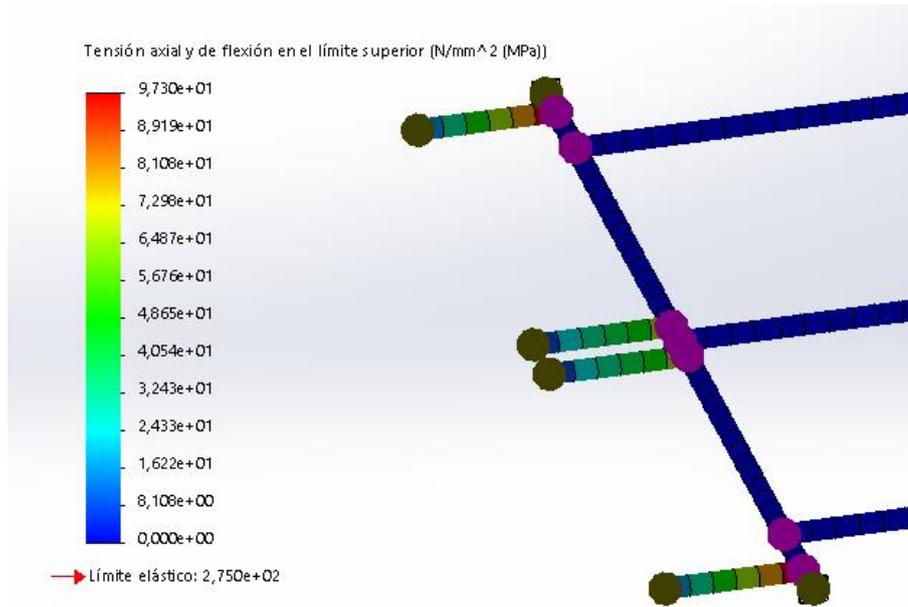


Figura 133. Estudio estático cargas del rodillo.

En esta simulación las fijaciones tipo inamovible han sido ubicadas en la barra transversal que aparece en la figura anterior. En consecuencia, se obtiene tensión máxima de  $97,3 \text{ MPa}$  que al quedar muy por debajo de los  $275 \text{ MPa}$  del límite elástico, valida el diseño.

▪ **Tanques de agua y chapa de aluminio**

Una de las modificaciones que tiene este modelo con respecto a los anteriores es que se ha pensado desde el primer momento en que hubiera espacio suficiente y algún tipo de apoyo para los tanques de  $500 \text{ L}$  seleccionados en el apartado [B.1 Rodillos]. La idea fue introducir un perfil transversal que soporte la mayor parte del peso de cada depósito y añadir una superficie de pequeño espesor que ayudara a asentarlos en la estructura.

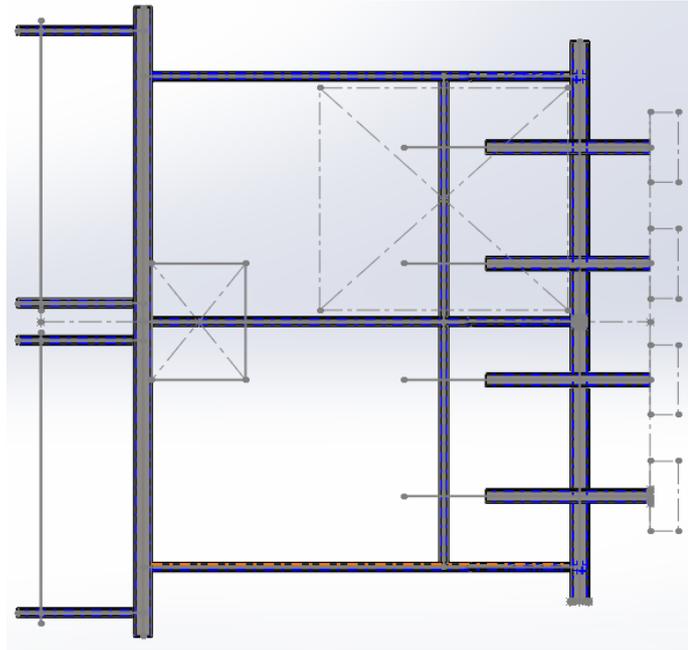


Figura 134. Planta de la estructura. Detalle de espacio creado para el tanque de agua y el asiento.

Esta superficie, unida por encima de los perfiles al cuerpo del melier, también deberá cubrir la posición del operador. Con vistas a ahorrar material, facilitar su instalación al no coincidir con otros elementos y ayudar al drenaje de agua, se toma la decisión de que la chapa no cubra todo el espacio.

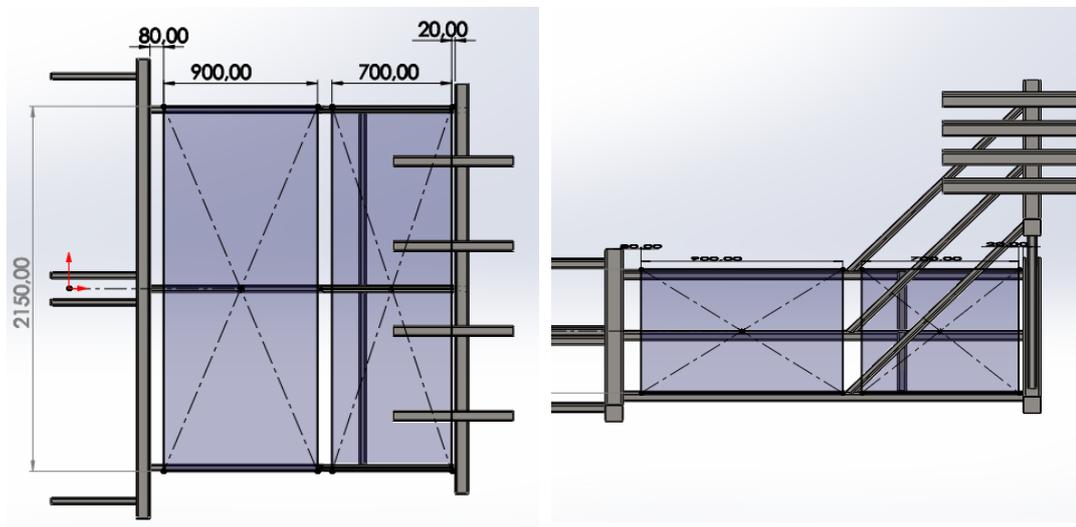


Figura 135. Ubicación de la chapa de aluminio y los perfiles de apoyo para los tanques.

El material seleccionado para la chapa será aluminio. Este cambio de material viene dado por que resulta más barato que el acero y la unión se puede realizar por medio de remaches, ahorrando así también soldadura.

Se selecciona también una chapa con textura pero por motivos diferentes a los mencionados previamente. El objetivo es evitar resbalones a la hora de pisar la superficie ya que, con botas de tacos, pisar sobre aluminio liso puede resultar peligroso sobre todo si hay agua de por medio.

Del fabricante Kantoflex [44], se selecciona una chapa de aluminio antideslizante de 2,5 mm de espesor con un precio de 69,98 €/m<sup>2</sup> por lo que el precio total será de:

$$\text{Precio} = [(0,9 \text{ m} + 0,7 \text{ m}) \cdot 2,15 \text{ m}] \cdot 69,98 \frac{\text{€}}{\text{m}^2} = 240,73 \text{ €}$$

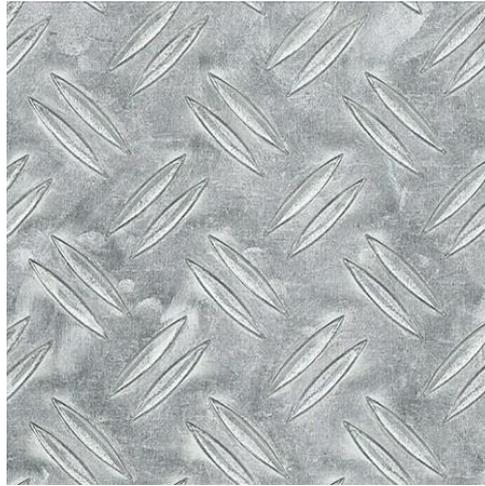


Figura 136. Textura de la chapa de aluminio.

También se realiza una búsqueda de los remaches adecuados.

$$L_{\text{remache}} < 2,5 \text{ mm chapa} + 60 \text{ mm lado} - 5 \text{ mm espesor} = 57,5 \text{ mm}$$

$$L_{\text{unión remache}} = 2,5 \text{ mm chapa} + 5 \text{ mm espesor} = 7,5 \text{ mm}$$

Modelo elegido [55]:

$$D = 4,8 \text{ mm} \quad L = 8 \text{ mm} \quad \text{Precio} = 3 \text{ filas} \cdot (9 + 7) \text{ agujeros} \cdot 0,10 \text{ €/unidad} = 4,8 \text{ €}$$

$$\text{Precio total} = 240,73 \text{ €} + 4,8 \text{ €} = 245,53 \text{ €}$$

Se simula de nuevo la estructura aplicando una fuerza distribuida por las dos barras añadidas en última instancia, con un valor equivalente al del peso de cada depósito de agua lleno.

$$m_{\text{depósito}} = \left( 500 \text{ L} \cdot \frac{1 \text{ kg}}{\text{L agua}} + 22 \text{ kg} \right) = 522 \text{ kg}$$

$$F = 522 \text{ kg} \cdot 9,81 \text{ N} = 5120,82 \text{ N}$$

En este caso se produce una tensión máxima de 91,37 MPa en el punto de unión entre estos dos perfiles y el central del melier. Si se añaden también las cargas más desfavorables de los brazos, esa tensión máxima asciende a 172,30 MPa pero sigue sin acercarse a los 275 MPa del límite elástico por lo que se da el diseño por válido.

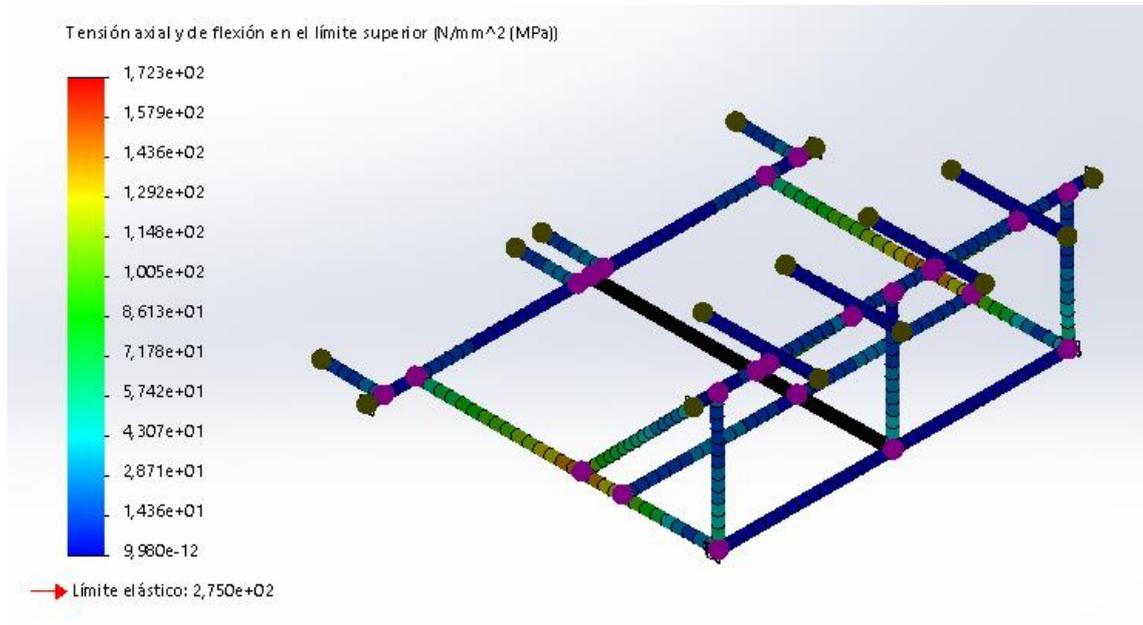


Figura 137. Modelo final. Simulación empuje más desfavorable en brazos y depósitos de agua llenos.

### D.3 Resumen y mediciones.

Del apartado de diseño del freno y los tambores, se recupera la pasa y el precio de la chapa de acero que ha de ir soldada en el perfil transversal que está en contacto continuo con el suelo:

$$m_{\text{acero texturizado}} = 6,28 \text{ kg} \quad \text{Precio} = 156,8 \text{ €}$$

La chapa de aluminio sin embargo, tiene la siguiente masa y precio:

$$m_{\text{chapa aluminio}} = (0,9 \text{ m} + 0,7 \text{ m}) \cdot 2,15 \text{ m} \cdot 2,7 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} = 9,29 \text{ kg} \quad \text{Precio} = 245,53 \text{ €}$$

Haciendo uso de la herramienta propiedades físicas se obtiene la masa de los perfiles y de la soldadura utilizada. Por tanto, la masa total de la estructura será:

$$\text{Masa total} = m_{\text{estructura}} + m_{\text{estructura}} + m_{\text{acero texturizado}} + m_{\text{chapa aluminio}}$$

$$\text{Masa total} = 203,16 \text{ kg} + 4,88 \text{ kg} + 6,28 \text{ kg} + 9,29 \text{ kg} = 214,32 \text{ kg}$$

**Anejo III. Dimensionamiento y selección de componentes.**

---

Tabla 11. Desglose de precios de la estructura.

Perfil	Longitud [mm]	Cantidad [mm]	Coste por m [€/m]	Precio [€]
80x80x5	2410	1	22,82	55,00
80x80x5	2170	1	22,82	49,52
80x80x5	2702,5	1	22,82	61,7
60x60x5	745	3	20,13	44,99
60x60x5	1745	3	20,13	105,38
60x60x5	355	4	20,13	28,58
60x60x5	995	2	20,04	40,06
30x30x3	1089,23	3	6.31	20,62
			Total:	412,29

$$Precio_{total\ de\ la\ estructura} = 412,29\ € + 156,8\ € + 245,53\ € = 814,62\ €$$

## **E. Dimensionado de sistema de elevación y posición de control**

### **E.1 Sistema de elevación**

Se calcula el peso total del diseño final del melier para, posteriormente, estimar qué parte de él recaerá directamente las ruedas delanteras y así para calcular la capacidad que ha de tener el sistema de elevación.

$$m_{estructura} = 214,32 \text{ kg}$$

$$m_{depósitos} = 1044 \text{ kg}$$

$$m_{brazos} = 4 \cdot 54,87 \text{ kg} = 219,48 \text{ kg}$$

$$\begin{aligned} m_{rodillos} &= 2 \cdot (m_{agua} + m_{acero} + m_{eje} + m_{freno \text{ pinza}} + m_{disco} + 2 \cdot m_{apoyos}) \\ &= 2 \cdot (173,49 + 171,47 + 1,53 + 4,4 + 27,26 + 2 \cdot 1,24) \text{ kg} = 761,26 \text{ kg} \end{aligned}$$

Por lo tanto, el peso total máximo del melier sin tener en cuenta el asiento de la posición de control, el peso del que maneje los rodillos y los mecanismos de elevación será de:

$$m_{total \text{ melier}} = 214,32 \text{ kg} + 1044 \text{ kg} + 219,48 \text{ kg} + 761,26 \text{ kg} = 2239,40 \text{ kg}$$

Para obtener la carga que ha de soportar cada rueda, se parte de la suposición de que la totalidad del peso del melier, exceptuando los rodillos, recae sobre las ruedas cuando están en su situación de descentro máximo.

$$F_{rueda} = \frac{(2239,40 - 761,26) \text{ kg} * 9,81 \frac{N}{kg}}{2 \text{ ruedas}} = 7250,27 \text{ N}$$

$$m_{max \text{ rueda}} = 739,07 \text{ kg}$$

Tras comparar una gran cantidad de sistemas, se opta por seleccionar un apoyo de rueda jockey sujeto con abrazadera apta para remolques de hasta 1300 kg, 2600 kg si se tiene en cuenta que se van a instalar dos. Esta resulta con diferencia la opción más rentable, aunque tiene el inconveniente de que hay que soldar pletinas a los perfiles a lo que han de unirse ya que los 105 mm que separan los puntos de fijación superan con creces los 80 mm del mayor perfil utilizado. Otro punto a favor es que liberando presión de la abrazadera se puede variar la orientación de la rueda lo que puede ayudar a facilitar el desplazamiento del melier.

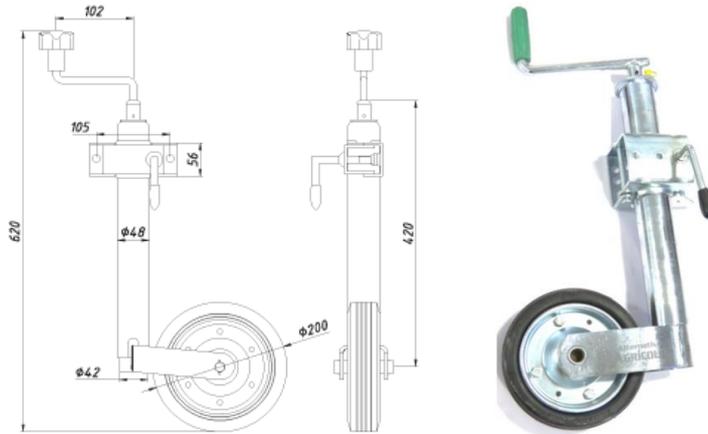


Figura 138. Sistema de elevación seleccionado [51]

El tipo de manivela que lleva incorporado se puede quitar y poner fácilmente por lo que la interferencia del giro de esta con el perfil al que está sujeto el mecanismo no es un problema para su uso, aunque sí ralentizará el proceso.

Al estar el melier apoyado sobre los rodillos, la estructura tendrá en todo momento una inclinación mínima cuatro grados, variable según la geometría del terreno. Para evitar que el sistema de elevación flexe en exceso por culpa del par que se genera, se decide adquirir también una fijación extra para cada rueda.

Estas fijaciones se van unir con pernos a cuatro pletinas del mismo material utilizado en los brazos (50x10 mm, 8,88 €/m). Estas pletinas a su vez se sueldan a los perfiles verticales de los extremos.

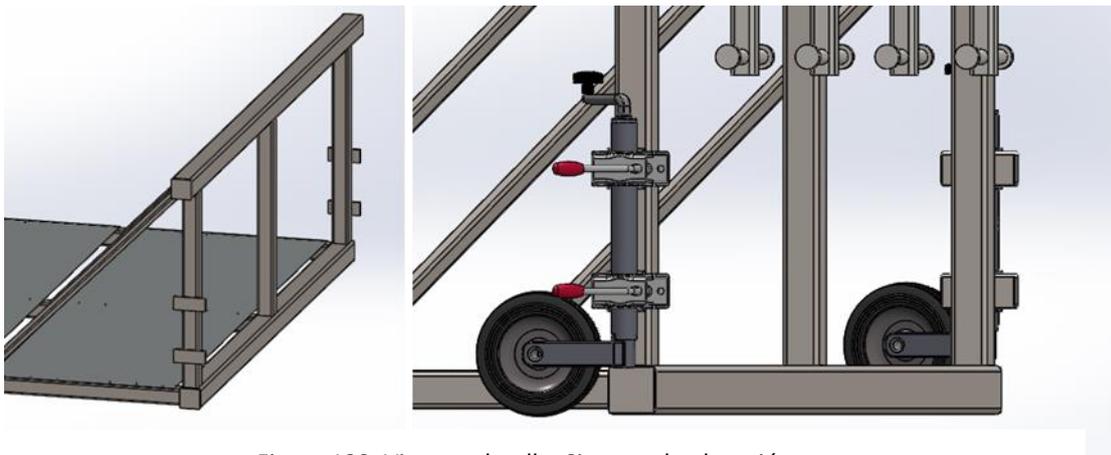


Figura 139. Vista en detalle. Sistema de elevación.

$$\text{Precio total} = 2 \cdot (76,23 \text{ €} + 25,60 \text{ €}) + 4 \cdot 0,100 \text{ m} \cdot 8,88 \frac{\text{€}}{\text{m}} = 207,21 \text{ €}$$

## **E.2 Asiento**

Se ha de buscar un asiento que permita una fijación rígida al resto de la máquina, que aguante bien su estancia en exteriores y que tenga un precio contenido. De entre todas las opciones disponibles en el mercado se selecciona un asiento de pedestal fijo y anclaje mediante pernos de un fabricante de asientos para estadios. En concreto, este modelo es antivandálico por lo que ha de soportar sin problema las exigencias mecánicas a las que se verá sometido en este contexto.

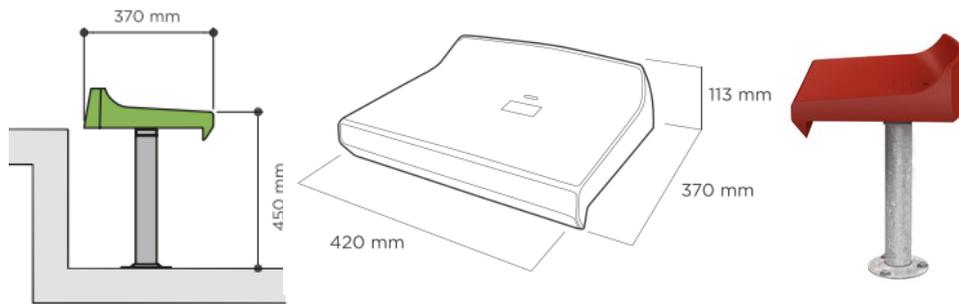


Figura 140. Asiento seleccionado. [52]

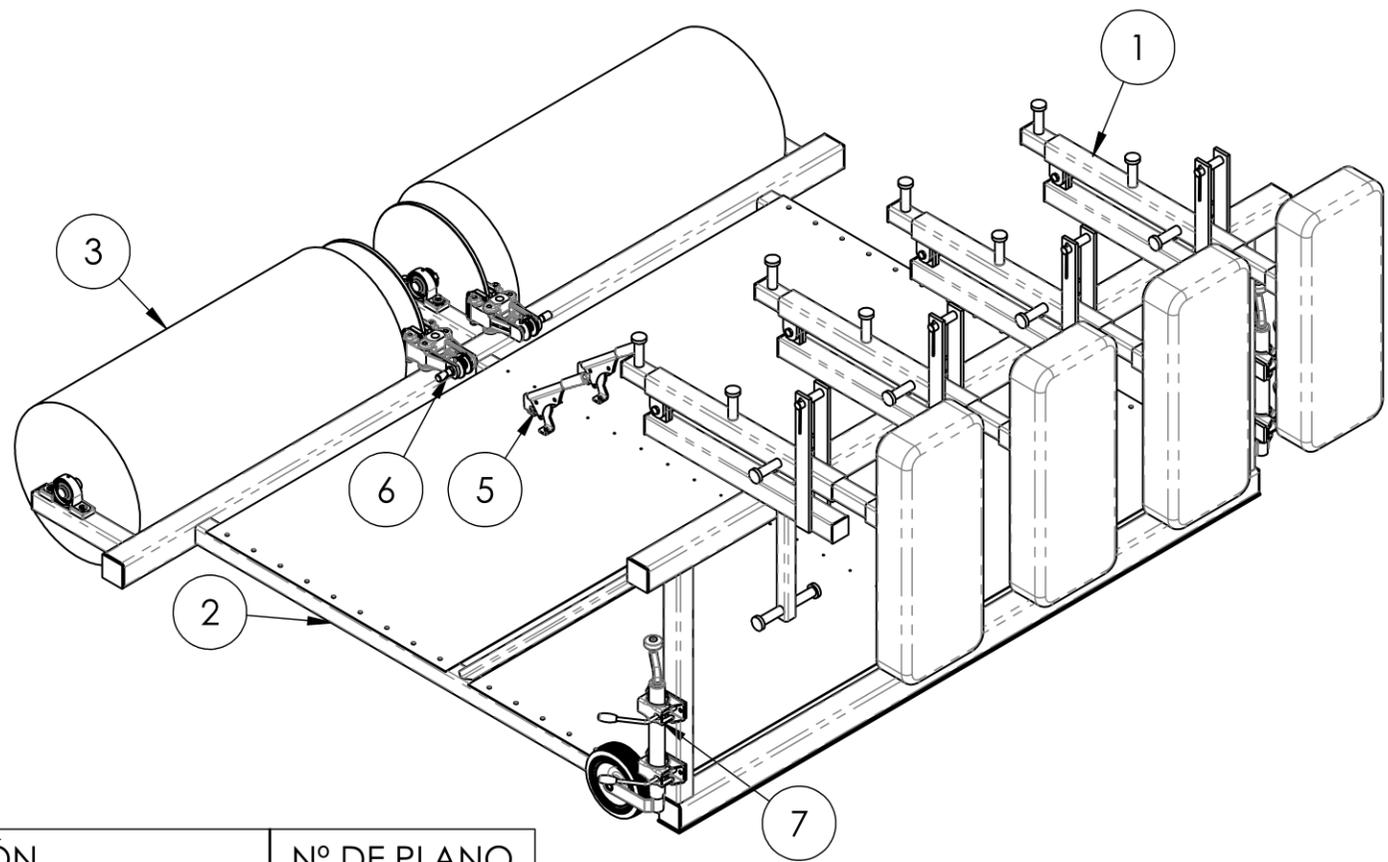
*Precio = 47,65 €*

El único inconveniente que tiene este asiento es que el fabricante no indica el tamaño necesario de los pernos ni el diámetro de los agujeros.

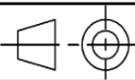
# **PLANOS**

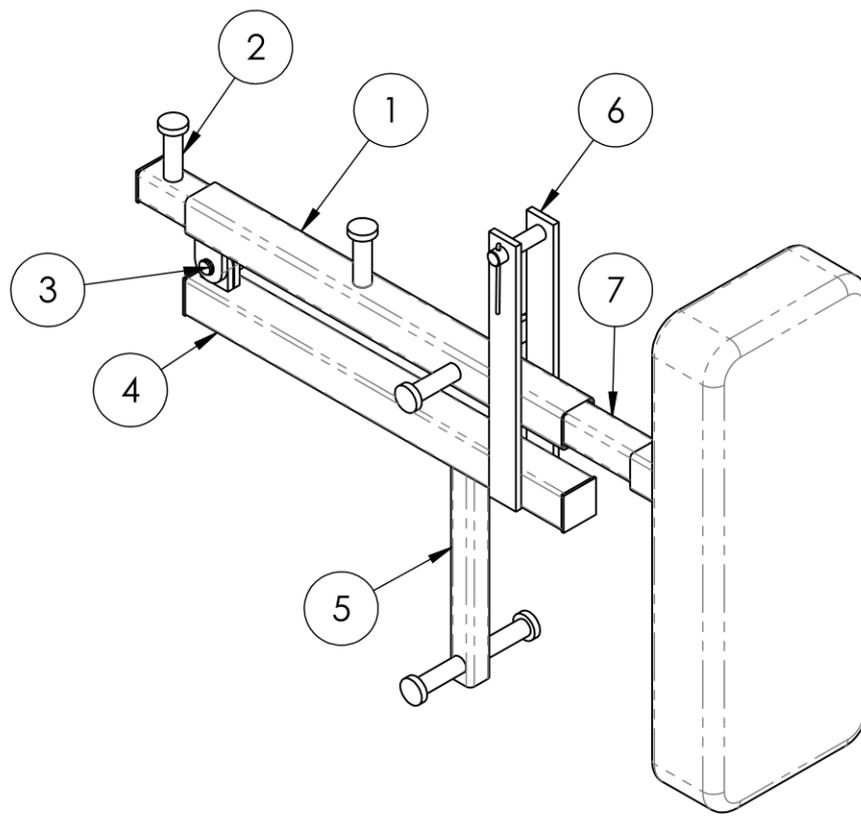
# ÍNDICE DE PLANOS

<b>Plano 1</b>	Plano de conjunto: Melier completo.
<b>Plano 2</b>	Plano de conjunto: Brazo.
<b>Plano 3</b>	Perfil exterior de la barra corredera y enganche para las gomas.
<b>Plano 4</b>	Perfil inferior, perfiles tubulares y orejillas.
<b>Plano 5</b>	Plano de conjunto. Perfil inferior, adicional para gomas y tope.
<b>Plano 6</b>	Barra corredera y escudo Predator.
<b>Plano 7</b>	Plano de conjunto: estructura.
<b>Plano 8</b>	Plano de conjunto: estructura. Perfiles tubulares de acero.
<b>Plano 9</b>	Estructura. Planta inferior, perfil y pletinas en detalle.
<b>Plano 10</b>	Plano de piezas: Estructura. Orificios y fijaciones de perfiles tubulares.
<b>Plano 11</b>	Ubicación de las chapas de aluminio remachadas a los perfiles E.
<b>Plano 12</b>	Eje rotativo, chaveta y apoyo con rodamiento de bolas.
<b>Plano 13</b>	Medidas del tambor y material necesario.
<b>Plano 14</b>	Freno de disco Ringspann 430 mm de diámetro.
<b>Plano 15</b>	Ubicación de freno de disco y palanca de freno.
<b>Plano 16</b>	Freno de pinza Ringspann DH 020 FKM.
<b>Plano 17</b>	Sistema de elevación. Ruedas jockey.
<b>Plano 18</b>	Plano de mecanizado. Cortes sobre los perfiles G.

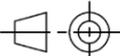


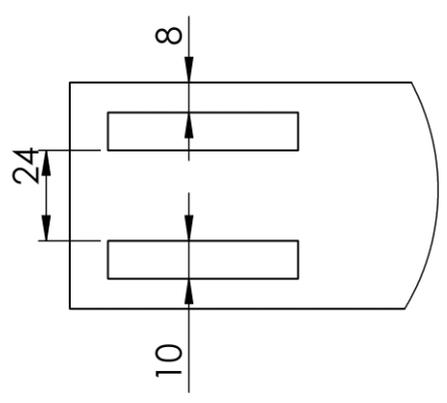
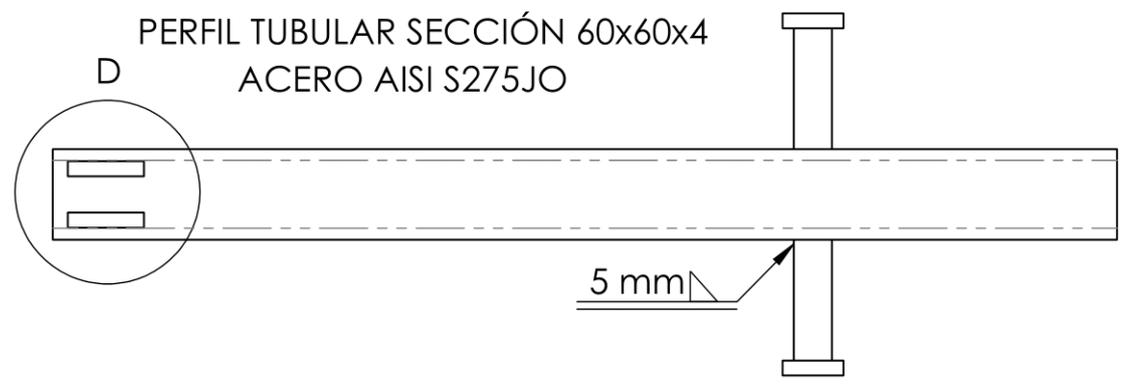
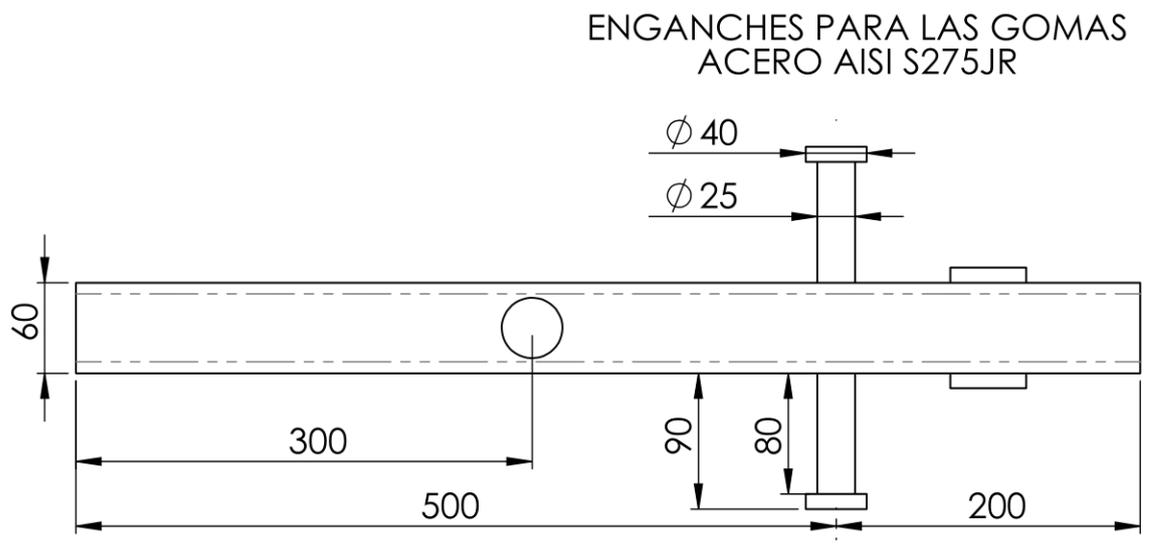
Nº	DESCRIPCIÓN	Nº DE PLANO
1	Conjunto de brazo	2
2	Conjunto de estructura	7
3	Eje y rodillo	12
4	Asiento Daplast A2	
5	Freno de man Ringspann RCS	15
6	Freno de pinza Ringspann DH 020 FKM	16
7	Sistema de elevación	17

 UNIVERSIDAD DE ALMERÍA	Título de proyecto: Diseño de una máquina de entrenamiento y tecnificación de la melé de rugby.		
	Autor: Francisco González Monís		
Firma: 		Fecha: 1 de Julio, Almería 2021	Escala: 1:20
Uds. en mm			Plano nº: <b>1</b>

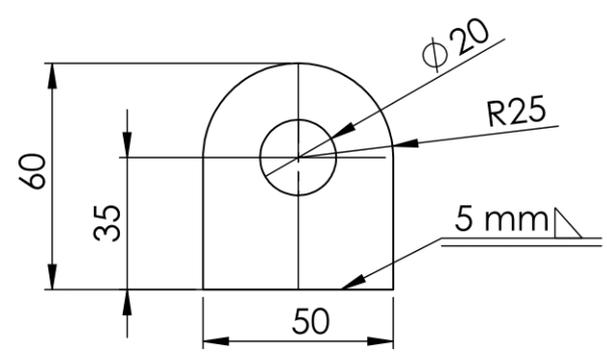


Nº	DESCRIPCIÓN	Nº DE PLANO
1	Perfi exterior de la barra corredera	3
2	Enganche para las gomas	3
3	Perno con ranura de bloqueo y arandela DIN 6799	
4	Perfil inferior	4
5	Perfil adicional	5
6	Tope	5
7	Barra corredera	6

 <b>UNIVERSIDAD DE ALMERÍA</b>	Título de proyecto: Diseño de una máquina de entrenamiento y tecnificación de la melé de rugby.			
	Autor: Francisco González Monís		Descripción: Plano de conjunto: Brazo.	
Firma: 	 Uds. en mm	Fecha: 1 de Julio, Almería 2021	Escala: 1:10	Plano nº: <b>2</b>

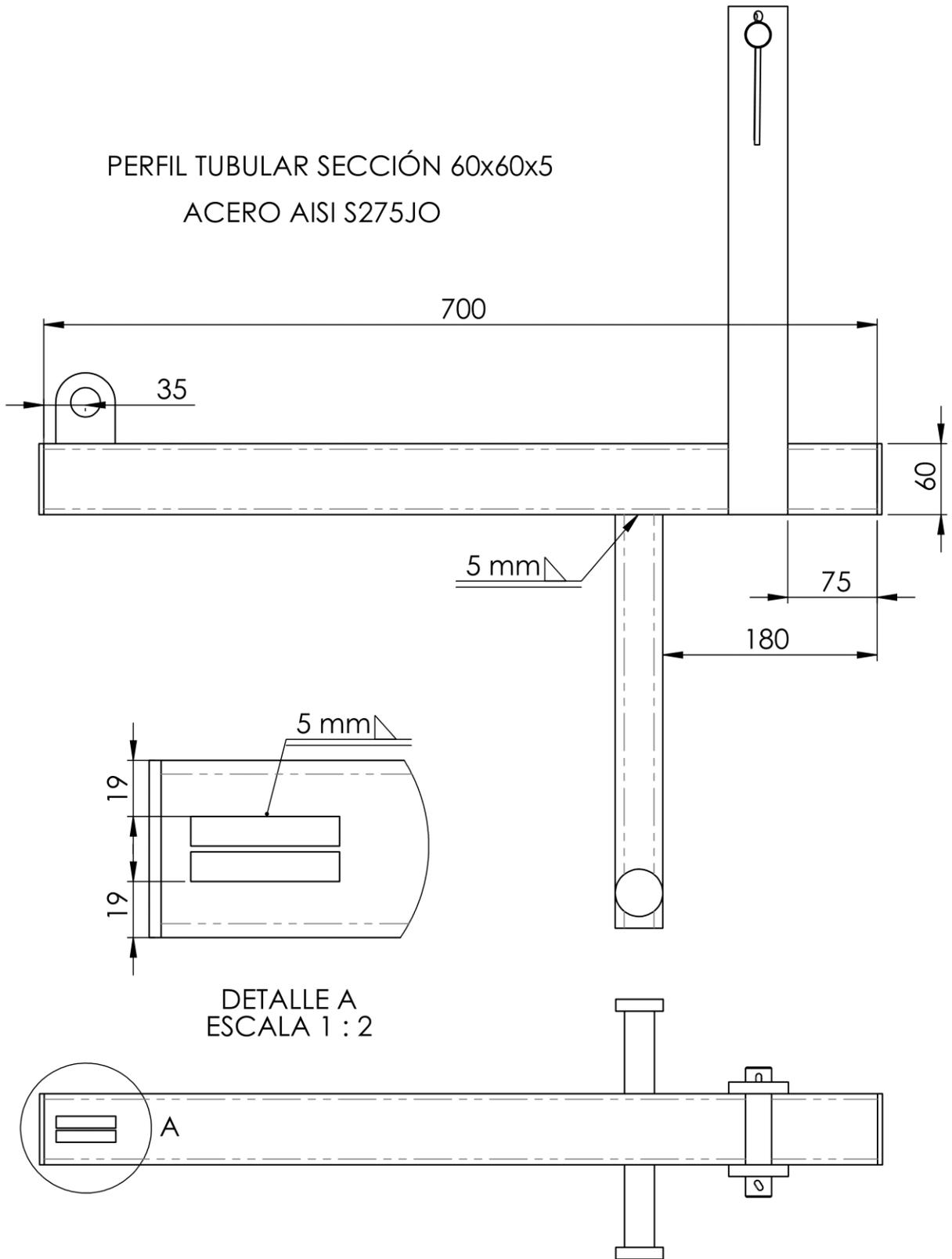


DETALLE D  
UBICACIÓN DE OREJILLAS  
ESCALA 1 : 2



DETALLE D  
ALZADO DE OREJILLA  
ESCALA 1 : 2

 <b>UNIVERSIDAD DE ALMERÍA</b>	Título de proyecto: Diseño de una máquina de entrenamiento y tecnificación de la melé de rugby.			
	Autor: Francisco González Monís		Descripción: Perfil exterior de la barra corredera y anganchos para las gomas.	
Firma: 	 Uds. en mm	Fecha: 1 de Julio, Almería 2021	Escala: 1:5	Plano n°: <b>3</b>



PERFIL TUBULAR SECCIÓN 60x60x5  
ACERO AISI S275JO

700

35

60

5 mm

75

180

5 mm

19

19

DETALLE A  
ESCALA 1 : 2

A



Título de proyecto:  
Diseño de una máquina de entrenamiento  
y tecnificación de la melé de rugby.

Autor:  
Francisco  
González Monís

Descripción:  
Pefil inferior, perfiles tubulares y orejillas.

Firma:  
*[Handwritten Signature]*

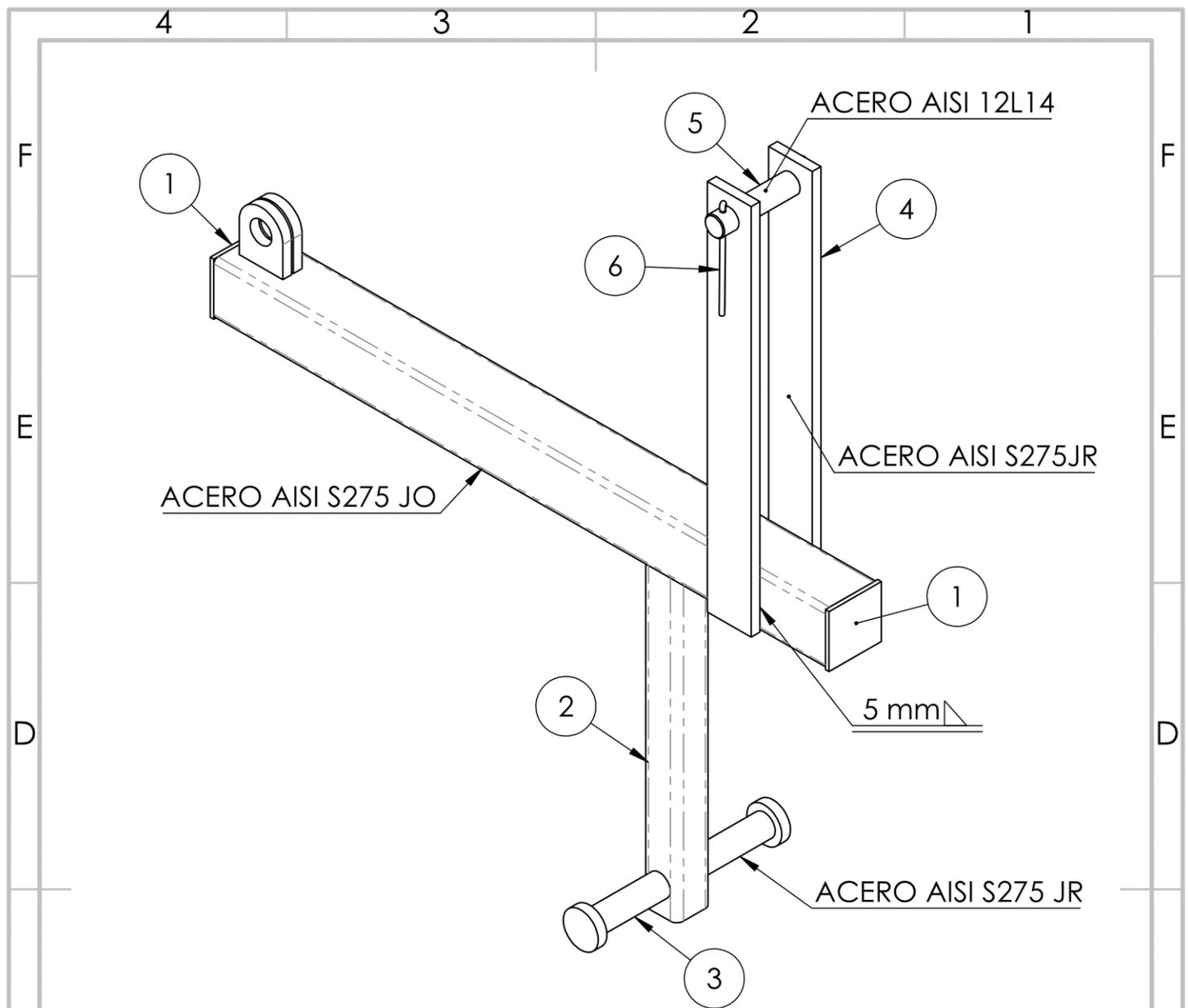


Uds en mm

Fecha:  
1 de Julio, Almería 2021

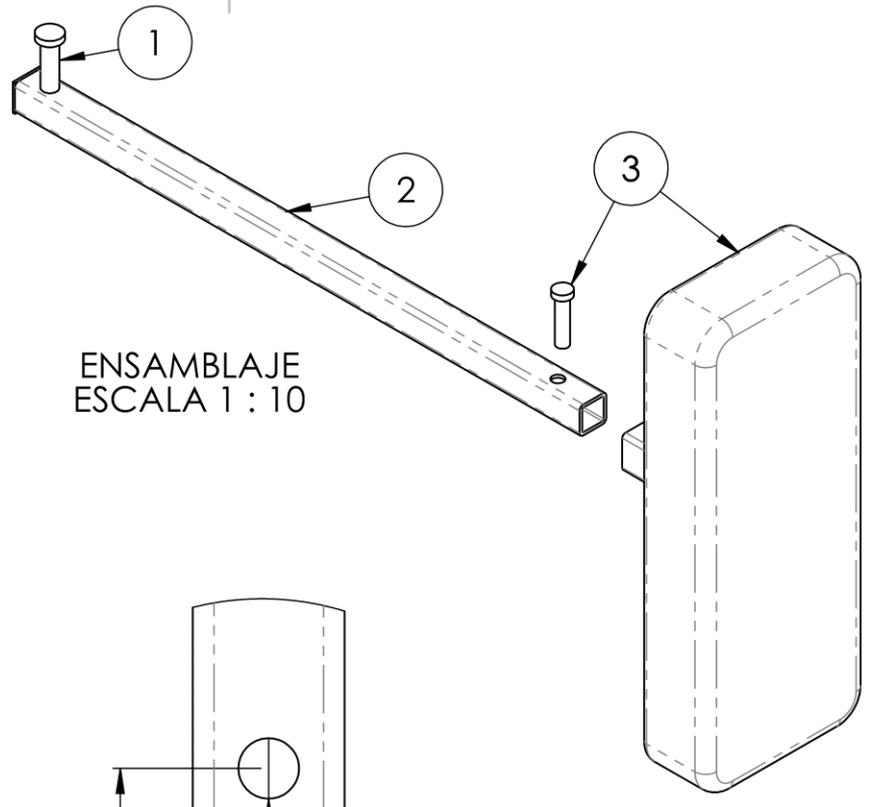
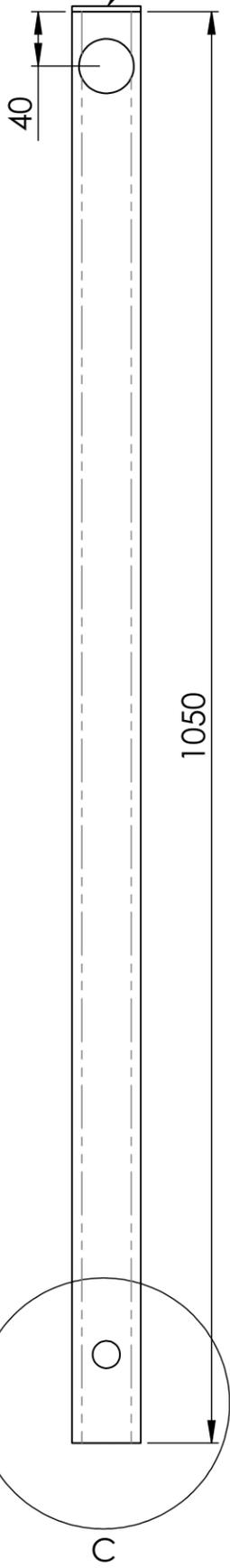
Escala:  
1:5

Plano nº:  
**4**

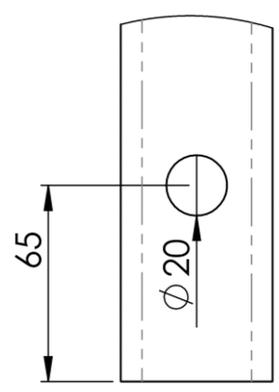


Nº	DESCRIPCIÓN	SECCIÓN	LONGITUD
1	Tapa plástica para perfil cuadrado	60x60	10
2	Perfil tubular adicional para gomas	40x40x5	350
3	Enganche para las gomas	D=25	80
4	Pletina del tope	50x10	450
5	Perno de doble orificio MBO Osswald	D=20	108
6	Pasador MBO Osswald	D=4,6	50

 <b>UNIVERSIDAD DE ALMERÍA</b>	Título de proyecto: Diseño de una máquina de entrenamiento y tecnificación de la melé de rugby.		
	Descripción: Plano de conjunto: Perfil inferior, adicional para gomas y tope.		
Autor: Francisco González Monís	Fecha: 1 de Julio, Almería 2021	Escala: 1:10	Plano nº: <b>5</b>
Firma: 	 Uds en mm		

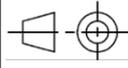


ENSAMBLAJE  
ESCALA 1 : 10



DETALLE C  
ESCALA 2 : 5

Nº	ELEMENTO
1	Enganche para gomas
2	Perfil tubular seccion 50x50x5
3	Escudo Predator con fijación incluida
4	Tapa plástica de perfil 50x50

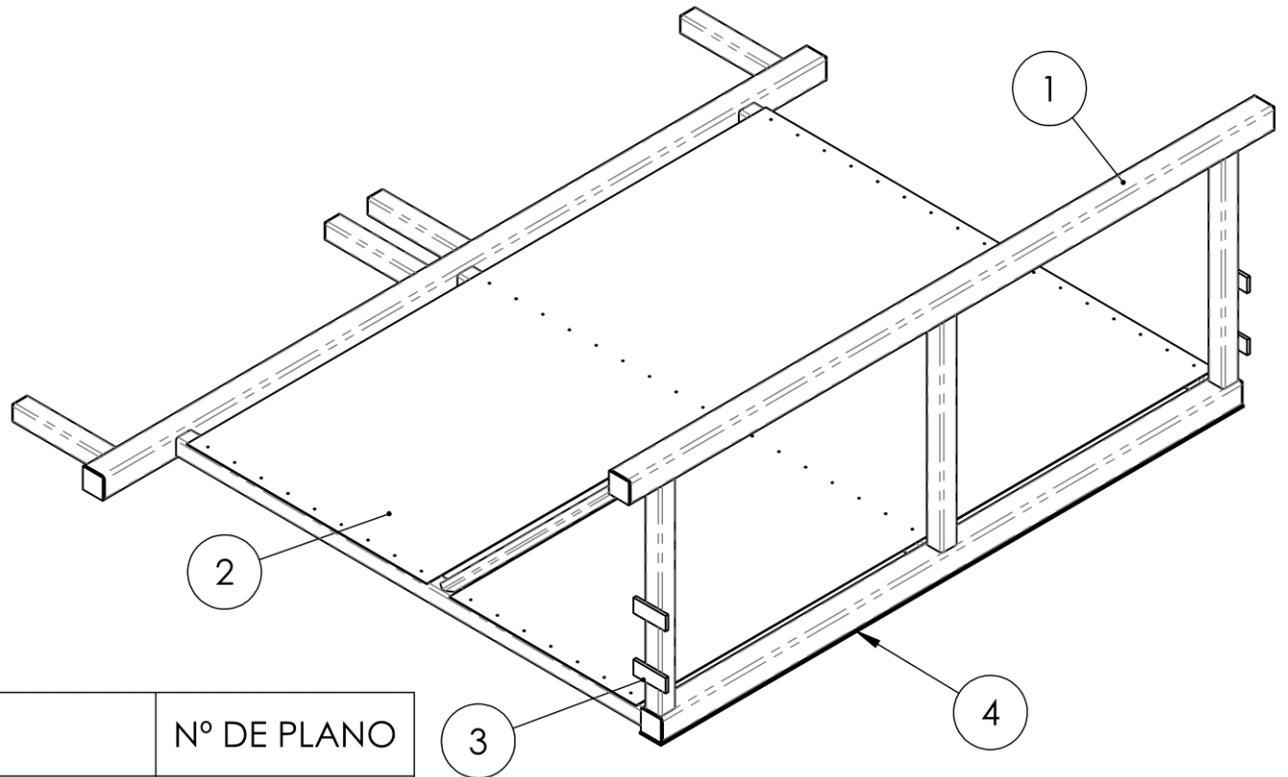
 <b>UNIVERSIDAD DE ALMERÍA</b>	Título de proyecto: Diseño de una máquina de entrenamiento y tecnificación de la melé de rugby.			
	Descripción: Barra corredera y escudo predator.			
Autor: Francisco González Monís	 Uds. en mm	Fecha: 1 de Julio, Almería 2021	Escala: 1:5	Plano nº: <b>6</b>

F  
E  
D  
C  
B  
A

F  
E  
D  
C  
B  
A

4 3 2 1

4 3 2 1

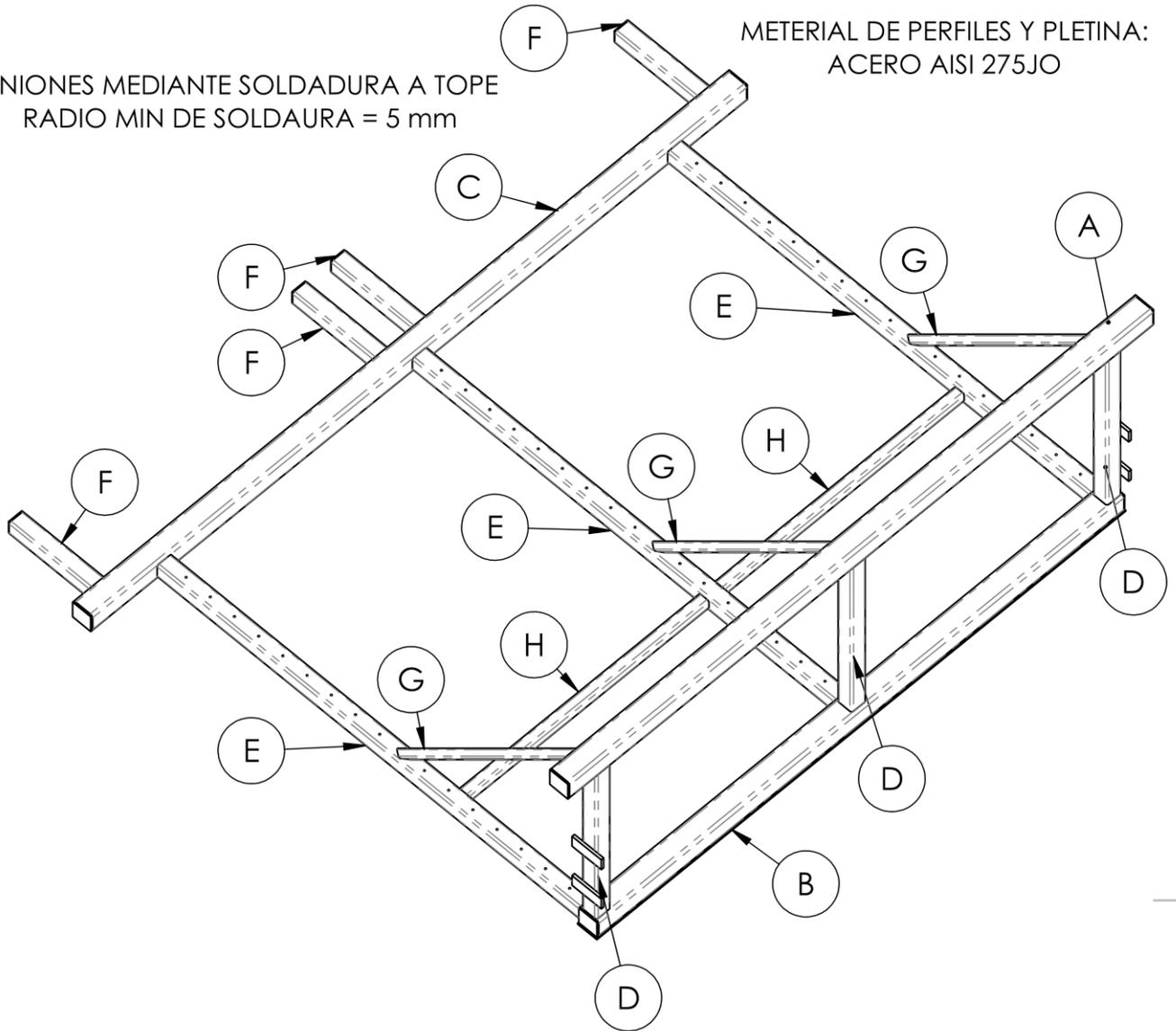


Nº	DESCRIPCIÓN	Nº DE PLANO
1	Perfiles tubulares de acero soldados	8
2	Plancha de aluminio texturizada unida por remaches	11
3	Pletinas para sistema de elevación	9
4	Plancha de acero texturizada 2185x80x5mm	

 <b>UNIVERSIDAD DE ALMERÍA</b>	Título de proyecto: Diseño de una máquina de entrenamiento y tecnificación de la melé de rugby.		
	Descripción: Plano de conjunto: Estructura.		
Autor: Francisco González Monís	 Uds. en mm	Fecha: 1 de Julio, Almería 2021	Escala: 1:20
Firma: 		Plano nº: <b>7</b>	

UNIONES MEDIANTE SOLDADURA A TOPE  
RADIO MIN DE SOLDAURA = 5 mm

MATERIAL DE PERFILES Y PLETINA:  
ACERO AISI 275JO



LETRA	SECCIÓN	LARGO	CANTIDAD
A	80x80x5	2410	1
B	80x80x5	2170	1
C	80x80x5	2702,5	1
D	60x60x5	745	3
E	60x60x5	1745	3
F	60x60x5	355	4
G	30x30x5	1089,3	3
H	60x60x5	995	2



Título de proyecto:

Diseño de una máquina de entrenamiento y tecnificación de la melé de rugby.

Autor:

Francisco  
González Monís

Descripción:

Plano de conjunto: Estructura. Perfiles tubulares de acero soldados.

Firma:

*[Handwritten signature]*



Fecha:

1 de Julio, Almería 2021

Escala:

1:20

Plano nº:

**8**

4 3 2 1

F

E

D

C

B

A

F

E

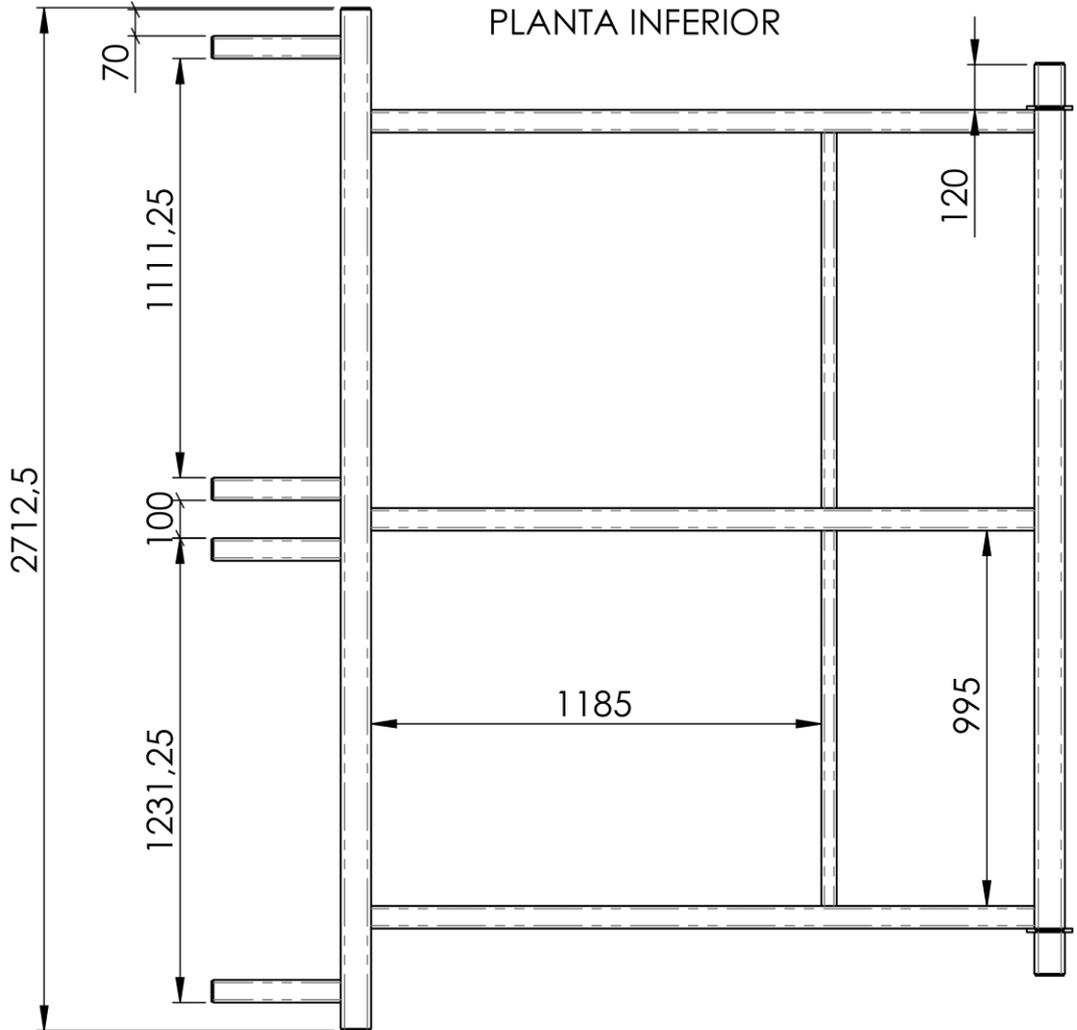
D

C

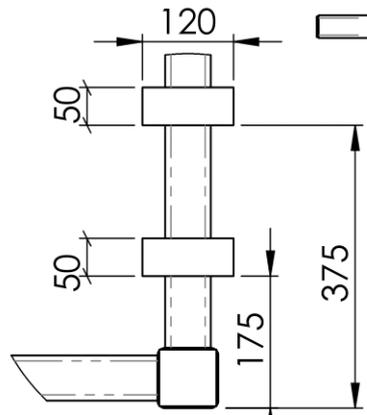
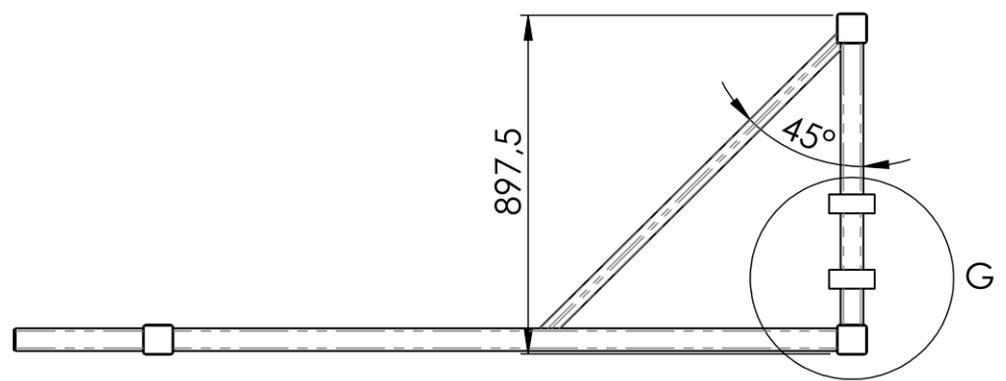
B

A

PLANTA INFERIOR



PERFIL

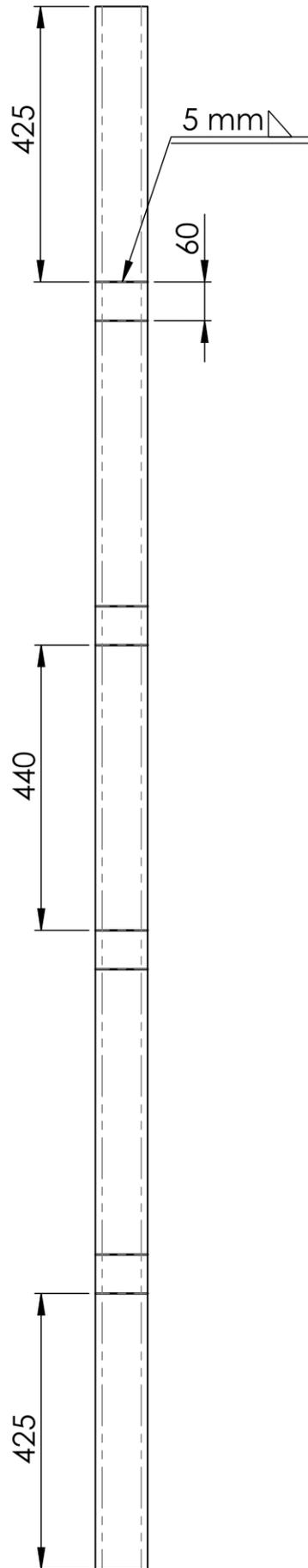


DETALLE G.  
PLETINAS  
ESCALA 1 : 10

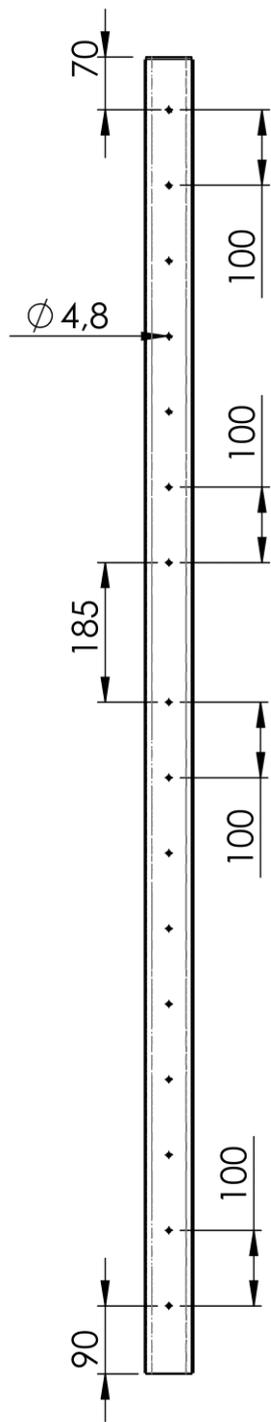
 <p>UNIVERSIDAD DE ALMERÍA</p>	<p>Título de proyecto: Diseño de una máquina de entrenamiento y tecnificación de la melé de rugby.</p>			
<p>Autor: Francisco González Monís</p>	<p>Descripción: Estructura. Planta inferior, perfil y pletinas en detalle.</p>			
<p>Firma: </p>	 Uds. en mm	<p>Fecha: 1 de Julio, Almería 2021</p>	<p>Escala: 1:20</p>	<p>Plano n°: <b>9</b></p>

4 3 2 1

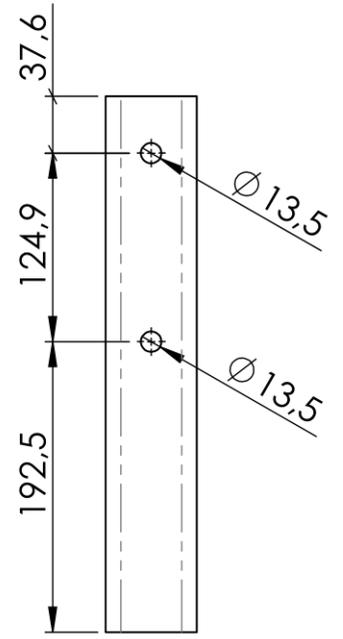
PERFIL A  
UBICACIÓN DE  
LAS UNIONES CON  
LOS BRAZOS



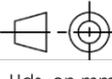
PERFILES E  
ORIFICIOS PARA  
REMACHES 4,8 mm

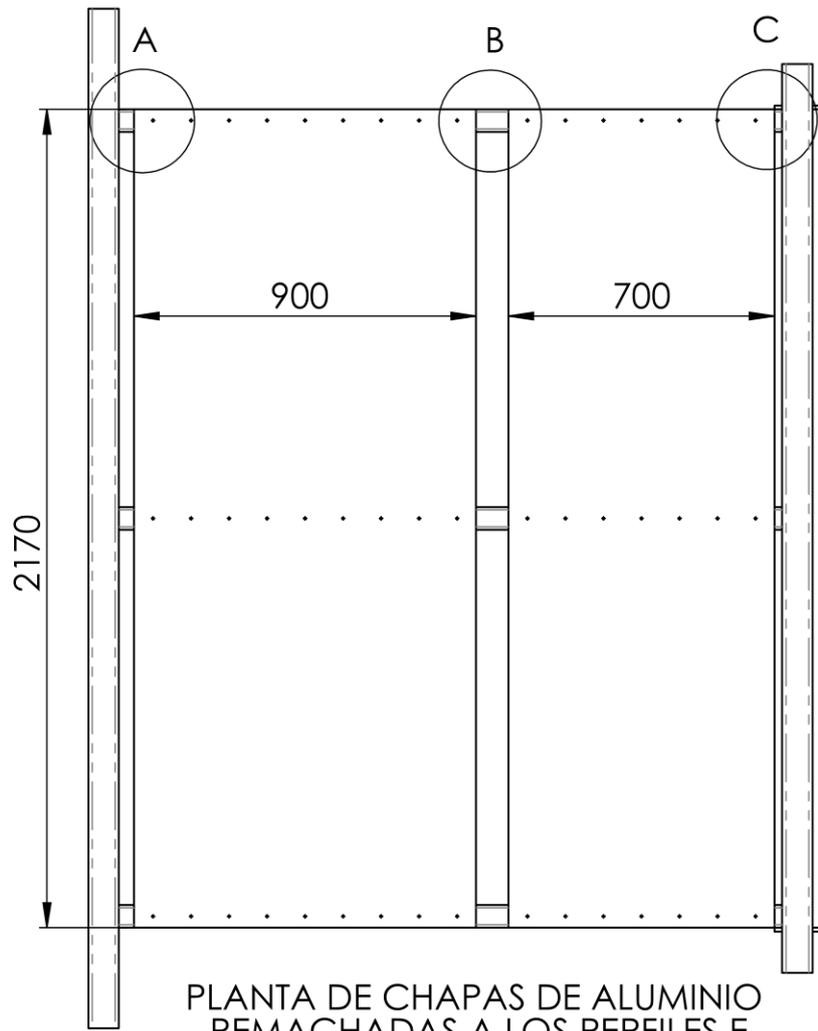
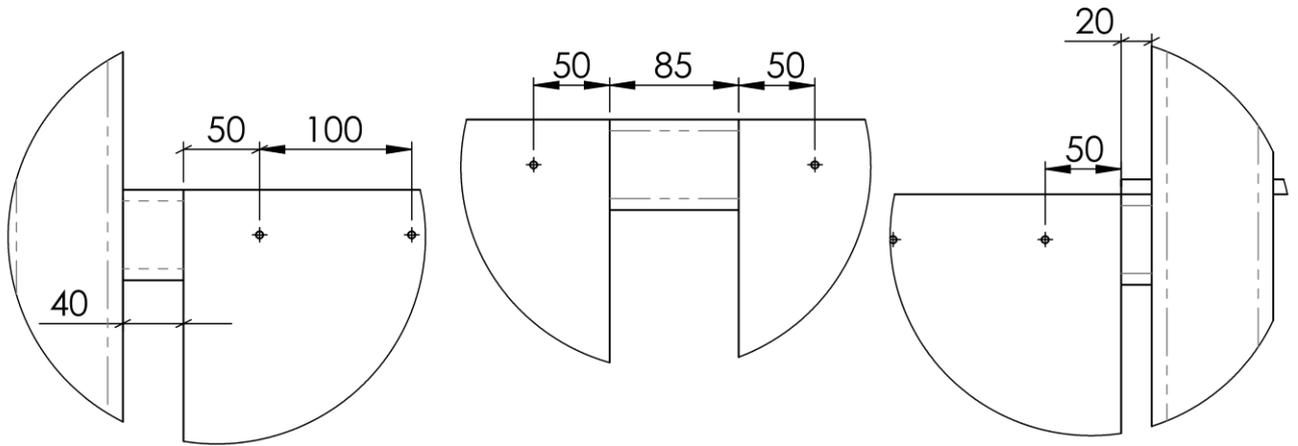


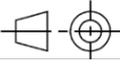
PERFILES TUBULARES F  
TALADROS PARA  
PERNOS M12 x 100



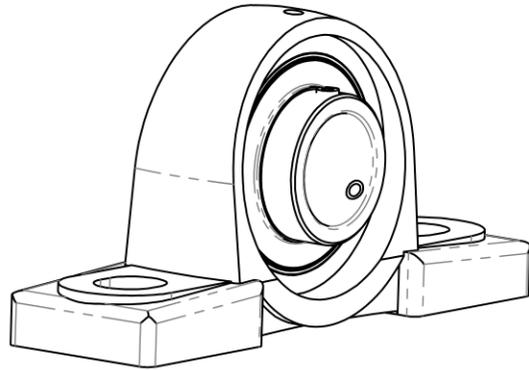
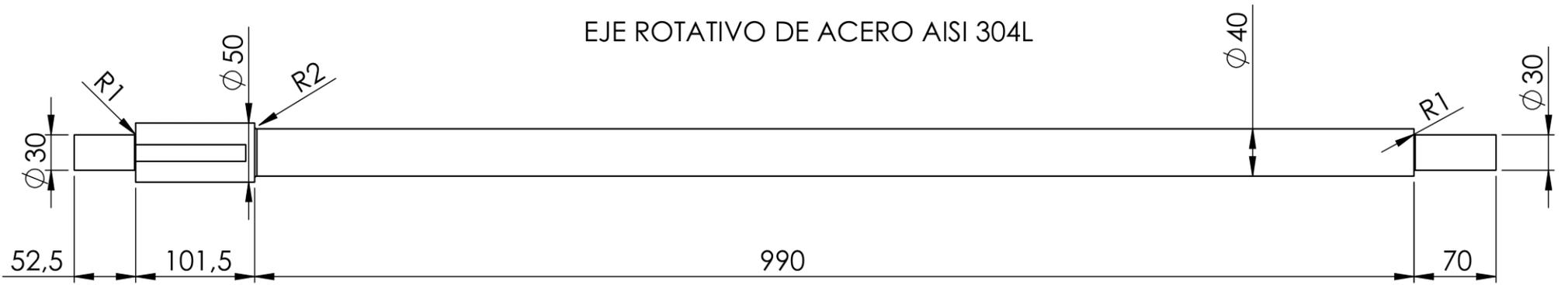
ESCALA 1:5

 <p>UNIVERSIDAD DE ALMERÍA</p>	Título de proyecto: Diseño de una máquina de entrenamiento y tecnificación de la melé de rugby.			
Autor: Francisco González Monís	Descripción: Plano de piezas: Estructura. Orificios y fijaciones de perfiles tubulares.			
Firma: 	 Uds. en mm	Fecha: 1 de Julio, Almería 2021	Escala: 1:10	Plano nº: <b>10</b>

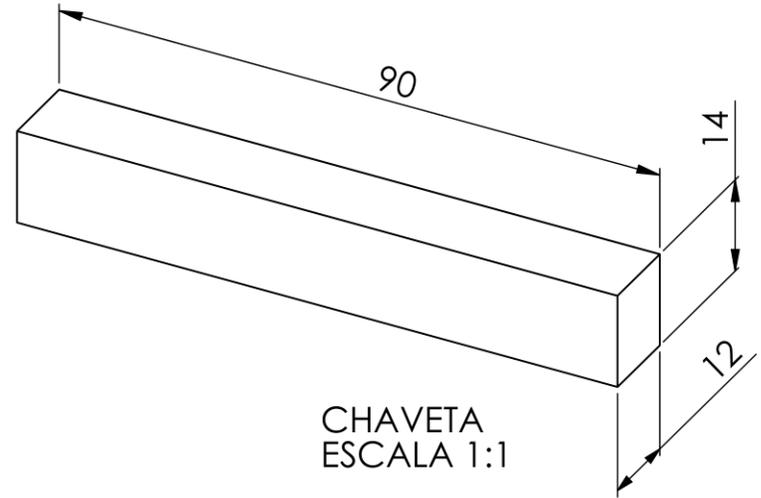


 <p>UNIVERSIDAD DE ALMERÍA</p>	<p>Título de proyecto: Diseño de una máquina de entrenamiento y tecnificación de la melé de rugby.</p>			
<p>Autor: Francisco González Monís</p>	<p>Descripción: Ubicación de las chapas de aluminio remachadas a los perfiles E.</p>			
<p>Firma: </p>	 Uds. en mm	<p>Fecha: 1 de Julio, Almería 2021</p>	<p>Escala: 1:10</p>	<p>Plano n°: <b>11</b></p>

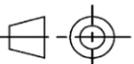
EJE ROTATIVO DE ACERO AISI 304L

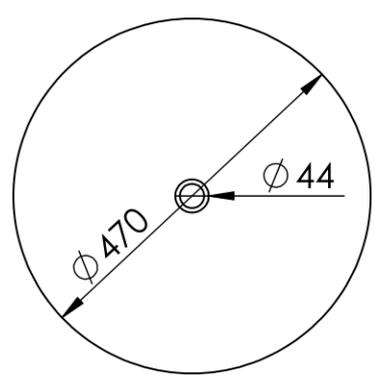
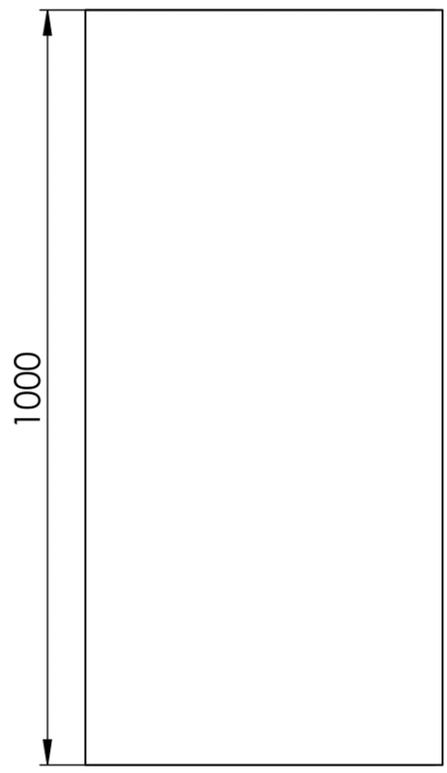
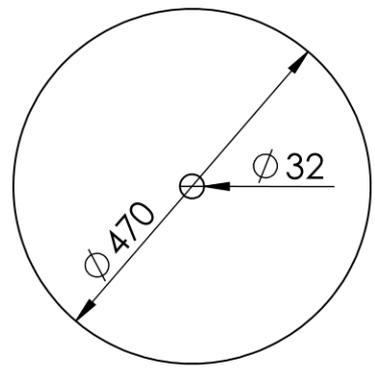


SOPORTE P206 CON RODAMIENTO UC206  
ESCALA 1:2



CHAVETA  
ESCALA 1:1

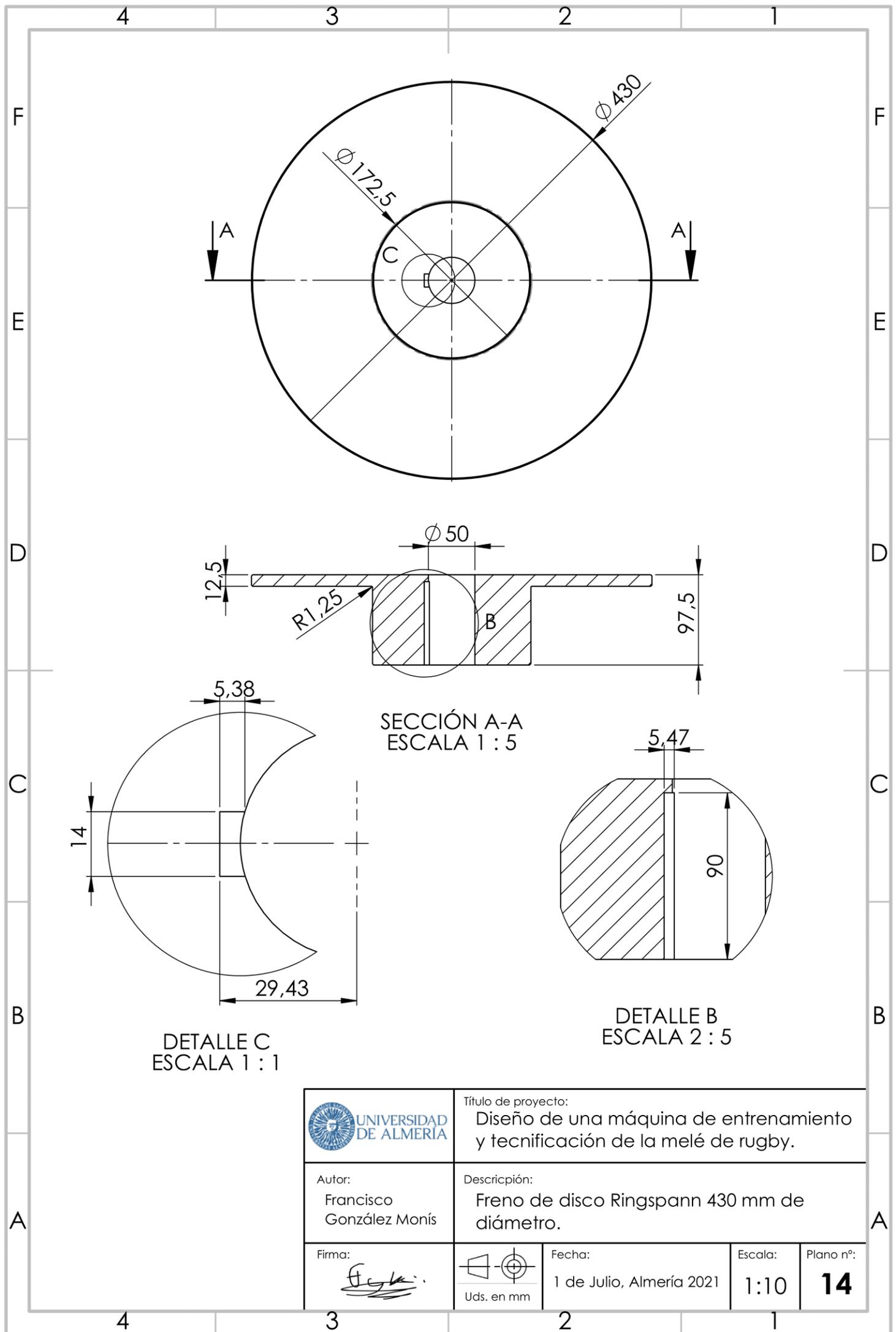
 UNIVERSIDAD DE ALMERÍA	Título de proyecto: Diseño de una máquina de entrenamiento y tecnificación de la melé de rugby.			
	Descripción: Eje rotativo, chaveta y apoyo con rodamientos de bolas.			
Autor: Francisco González Monís	 Uds. en mm	Fecha: 1 de Julio, Almería 2021	Escala: 1:5	Plano n°: <b>12</b>
Firma: 				



MATERIAL AISI 304I:

- CHAPA RECTANGULAR 1476,5x990, e=10
- 2 X CHAPA CIRCULAR D=470, e=10

 <p>UNIVERSIDAD DE ALMERÍA</p>	<p>Título de proyecto: Diseño de una máquina de entrenamiento y tecnificación de la melé de rugby.</p>			
<p>Autor: Francisco González Monís</p>	<p>Descripción: Medidas del tambor y material necesario.</p>			
<p>Firma: </p>	 <p>Uds. en mm</p>	<p>Fecha: 1 de Julio, Almería 2021</p>	<p>Escala: 1:10</p>	<p>Plano n°: <b>13</b></p>



SECCIÓN A-A  
ESCALA 1 : 5

DETALLE B  
ESCALA 2 : 5

DETALLE C  
ESCALA 1 : 1



Título de proyecto:  
Diseño de una máquina de entrenamiento  
y tecnificación de la melé de rugby.

Autor:  
Francisco  
González Monís

Descripción:  
Freno de disco Ringspann 430 mm de  
diámetro.

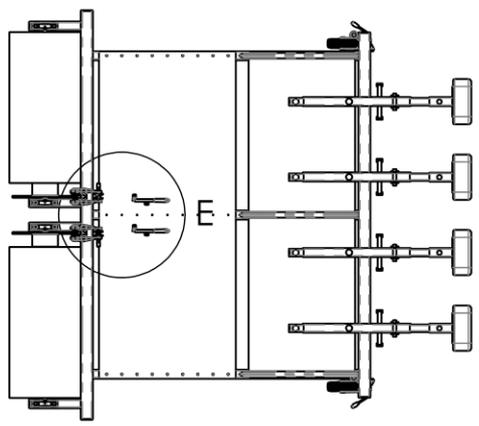
Firma:  
*Francisco González Monís*



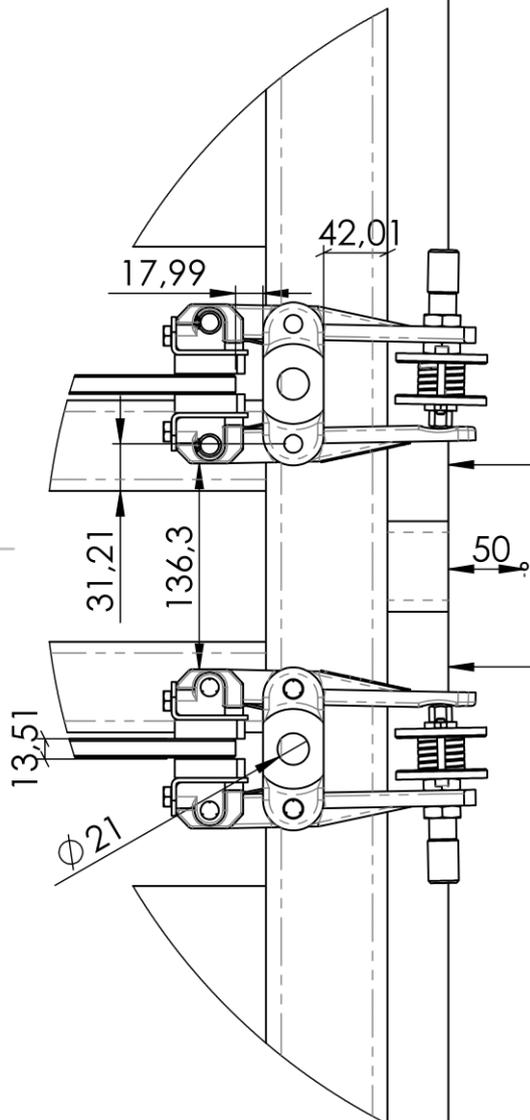
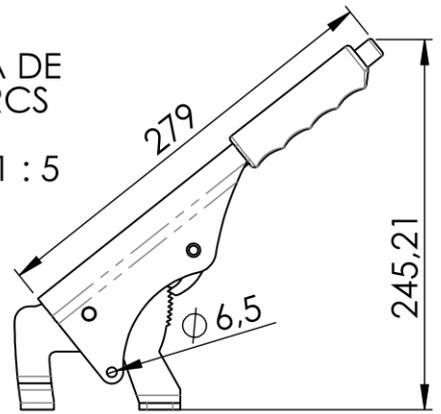
Fecha:  
1 de Julio, Almería 2021

Escala:  
1:10

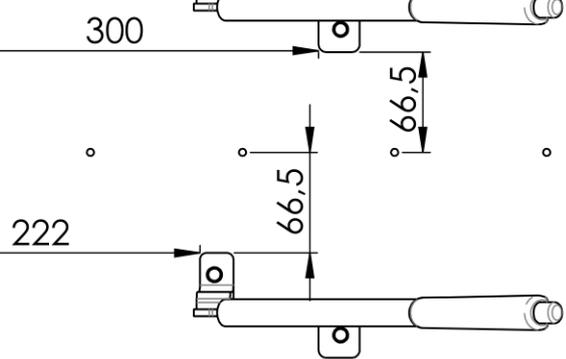
Plano nº:  
**14**



PALANCA DE FRENO RCS  
ESCALA 1 : 5



PERNOS DIN M5 x 25



DETALLE E  
ESCALA 1 : 5

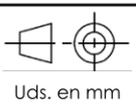


Título de proyecto:  
Diseño de una máquina de entrenamiento y tecnificación de la melé de rugby.

Autor:  
Francisco  
González Monís

Descripción:  
Ubicación de freno de disco y palanca de freno.

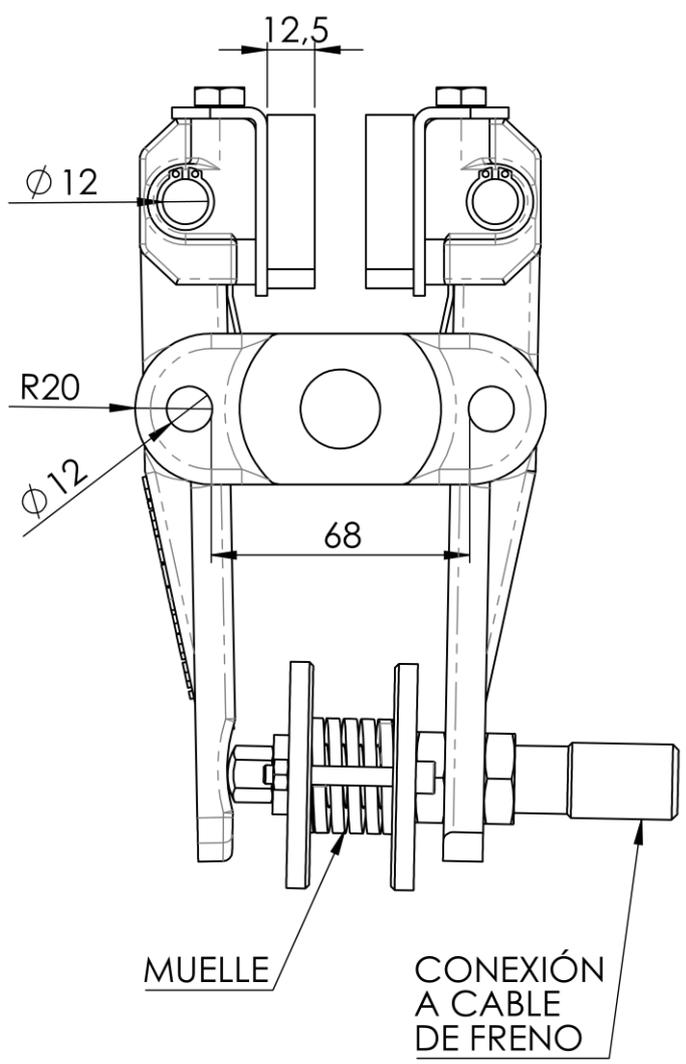
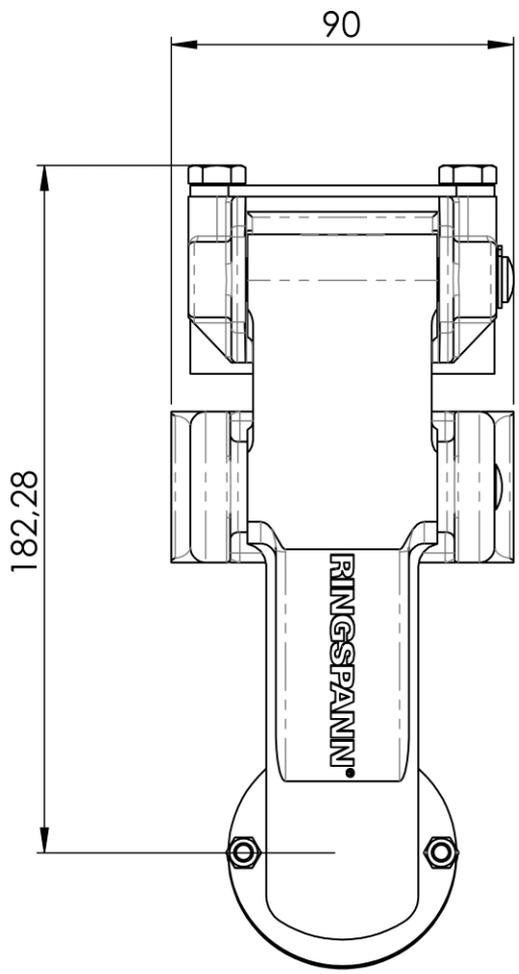
Firma:  
*F. Monís*



Fecha:  
1 de Julio, Almería 2021

Escala:  
1:50

Plano nº:  
**15**

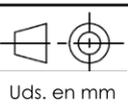


Título de proyecto:  
Diseño de una máquina de entrenamiento y tecnificación de la melé de rugby.

Autor:  
Francisco  
González Monís

Descripción:  
Freno de pinza Rignspann DH 020 FKM.

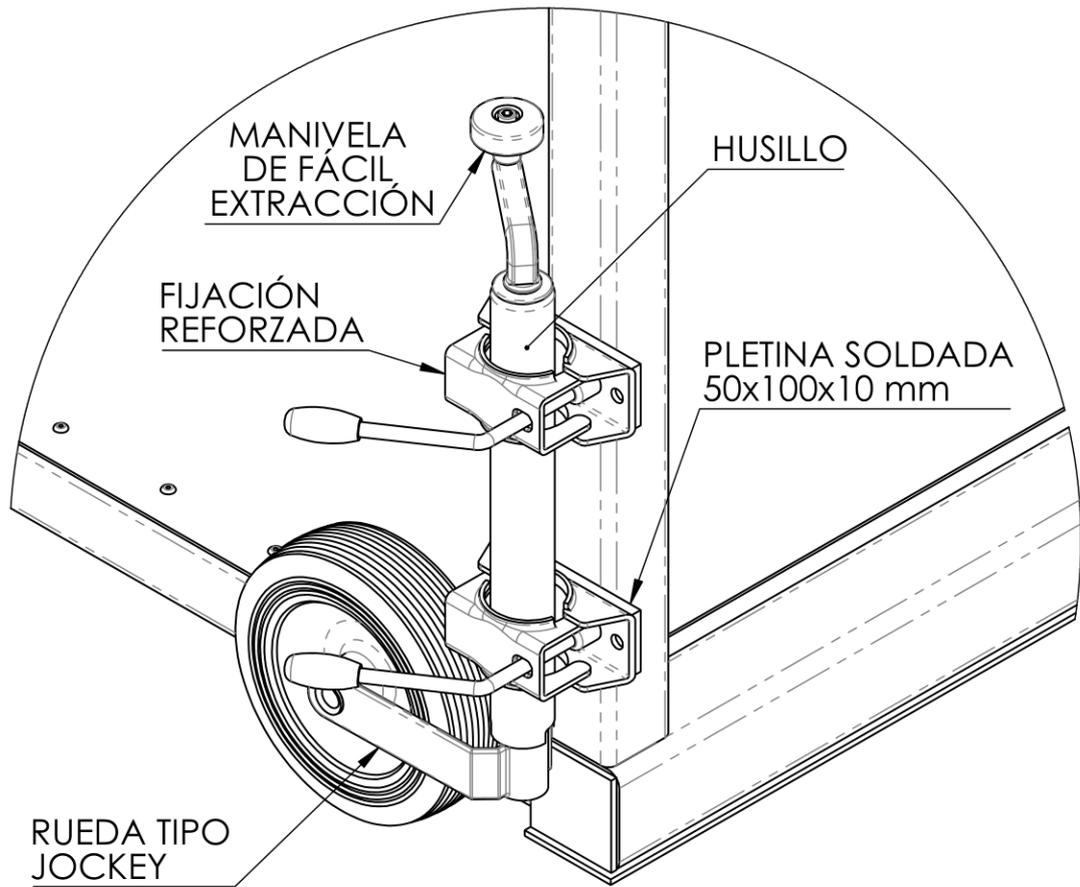
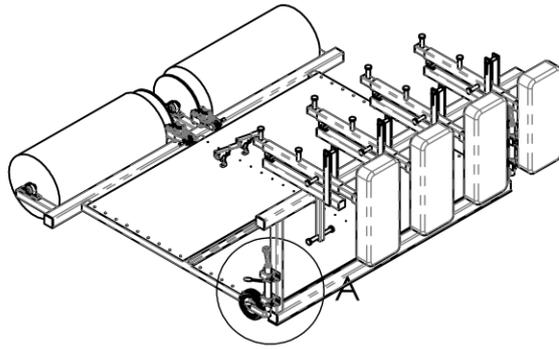
Firma:  
*[Handwritten signature]*



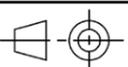
Fecha:  
1 de Julio, Almería 2021

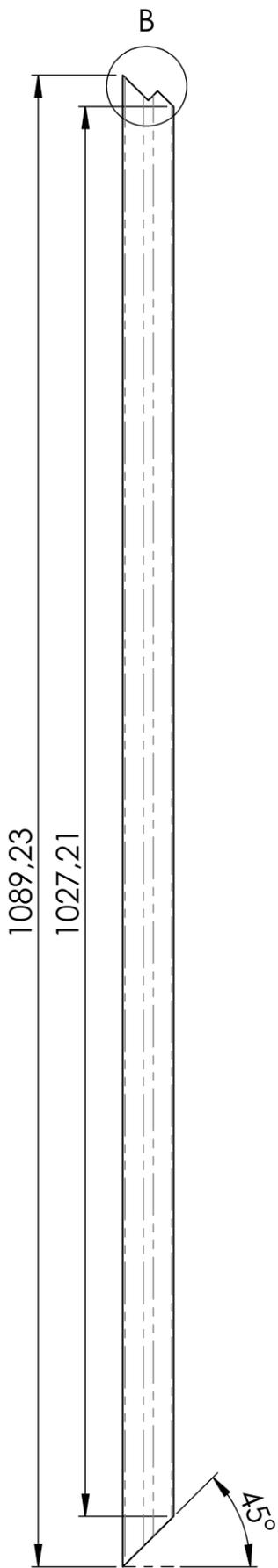
Escala:  
1:2

Plano nº:  
**16**

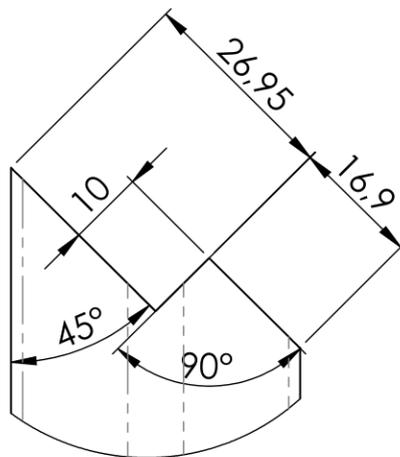


DETALLE A  
ESCALA 1 : 5

 <p>UNIVERSIDAD DE ALMERÍA</p>	<p>Título de proyecto: Diseño de una máquina de entrenamiento y tecnificación de la melé de rugby.</p>			
<p>Autor: Francisco González Monís</p>	<p>Descripción: Sistema de elevación. Ruedas jockey.</p>			
<p>Firma: </p>	 Uds. en mm	<p>Fecha: 1 de Julio, Almería 2021</p>	<p>Escala: 1:50</p>	<p>Plano nº: <b>17</b></p>

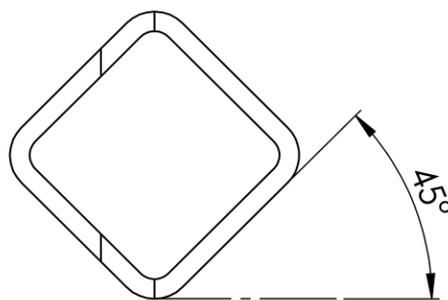


MEDIDAS DE CORTES NECESARIOS EN PERFIL G



DETALLE B  
ESCALA 1 : 1

PARA REALIZAR LOS CORTES FIJAR LA PIEZA DE  
FORMA QUE SUS CARAS PLANAS FORMEN  
45° CON LA HORIZONTAL



PERFIL DERECHO  
ESCALA 1 : 1



Título de proyecto:  
Diseño de una máquina de entrenamiento  
y tecnificación de la melé de rugby.

Autor:  
Francisco  
González Monís

Descripción:  
Plano de mecanizado: Cortes sobre los  
perfiles G.

Firma:  
*fgm*



Fecha:  
1 de Julio, Almería 2021

Escala:  
1:5

Plano nº:  
**18**

# **MEDICIONES Y PRESUPUESTO**

## Introducción

Al haberse presupuestado cada a la vez que se calculaba cada uno de los componentes necesarios de la máquina, la estructura de este documento de mediciones y presupuesto sigue la misma que los apartados de diseño vistos anteriormente.

### ▪ Brazos

Se procede a mostrar los tamaños y precios de todos los componentes que forman los brazos obteniendo un precio total de 264,85 €.

Tabla 12. Precio perfiles tubulares cuadrados. Brazo.

	Sección [mm]	Espesor [mm]	Longitud [mm]	Longitud total [m]	Precio por metro [€/m]	Coste total [€]
Corredera	50x50	5	1050	4,2	13,49	56,66
Perfil exterior de la corredera	60x60	4	700	0,28	16,61	4,65
Perfil inferior	60x60	5	700	0,28	20,13	5,64
Perfil adicional para enganches	40x40	5	350	1,4	12,88	18,03
<b>Suma</b>						<b>84,98</b>

Tabla 13. Enganches para las gomas.

	Diámetro[mm]	Longitud [mm]	Longitud total [m]	Precio por metro [€/m]	Coste total [€]
Apoyo del enganche	25	80	1,92	38,40	73,7
Tope del enganche	35	10	0,24	74,73	17,93
<b>Suma</b>					<b>91,63</b>

Tabla 14. Pletinas. Brazos.

	Ancho [mm]	Longitud [mm]	Espesor [mm]	Longitud total [m]	Precio por metro [€/m]	Coste total [€]
Pasador	50	60	10	0,96	8,88	36,68
Tope	50	430	10	3,44		

Tabla 15. Presupuesto. Pernos y fijaciones.

	<b>Diámetro [mm]</b>	<b>Distancia entre fijaciones [mm]</b>	<b>Cantidad</b>	<b>Tipo de fijación del perno</b>	<b>Coste total [€]</b>
<b>Perno articulación</b>	20	46	4	Arandela	17,88
<b>Perno del tope</b>	22	95	4	Pasador	33,68
				<b>Suma</b>	<b>51,56</b>

▪ **Escudos y gomas**

Tabla 16. Artículos de Predator.

	<b>Cantidad por brazo</b>	<b>Total</b>	<b>Precio unitario</b>	<b>Coste total [€]</b>	
<b>Escudos</b>	1	4	x	1.637,14	
<b>Gomas</b>	14	40	3,51	196,56	
				<b>Suma</b>	<b>1833,7</b>

▪ **Rodillos y sistema de frenado**

Tabla 17. Precio de rodillos y sistema de frenado.

<b>Artículo</b>	<b>Cantidad</b>	<b>Precio unitario [€]</b>	<b>Coste total [€]</b>	
<b>Disco de freno Rigspann Ø 430 mm</b>	2	47,35	94,7	
<b>Chaveta DIN 90x14x12 mm</b>	2	6,22	12,44	
<b>Freno de pinza Rigspann DV 020 FKM</b>	2	83,75	167,5	
<b>Cable de retiro RCS 30 cm</b>	2	6,34	12,68	
<b>Palanca de freno RCS</b>	2	29,76	59,52	
<b>Plancha cuadrada acero AISI S304L 1500x</b>	2	1668	3336	
<b>Plancha circular hacer Ø 470 mm</b>	4	245,64	982,56	
			<b>Suma</b>	<b>4665,4</b>

▪ **Depósitos, ejes y rodamientos**

Tabla 18. Presupuesto de depósitos, ejes y rodamientos.

Artículo	Cantidad	Precio unitario [€]	Coste total [€]
Depósito Rothalen de 500L	2	202,31	404,62
Pasamuros Ø 32 mm con tapón	2	6,07	12,14
Eje de acero AISI 304L Ø 50 mm, 1,22 m	2	49,66	99,32
Soporte P206 con rodamiento de bolas UC206	4	38,32	153,28 €
		<b>Suma</b>	<b>669,36</b>

▪ **Estructura**

El precio total de la suma de los perfiles tubulares con el resto de los elementos en contacto con la estructura asciende a 872,59 €.

Tabla 19. Elementos de la estructura. Precios.

Artículo	Cantidad	Precio unitario [€]	Coste total [€]
Chapa aluminio antideslizante 2,150 x 0,700; espesor de 2,5 m	1	69,98/m <sup>2</sup>	105,32
Chapa aluminioantideslizante 2,150 x 0,900; espesor de 2,5 m	1	69,98/m <sup>2</sup>	135,41
Remache Ø 4,8 mm	48	0,1	4,8
Plancha de acero texturizada 1092,5x80x5mm	2	78,4	156,8 €
Perno DIN M5x1,25x50	4	1,83	7,32
Arandela M5	8	0,012	0,048
Tuerca DIN M5x1,25	4	0,09	0,36
Perno DIN6902 M12x1,5x100	8	3,56	28,48
Tuerca DIN M12x1,25	8	0,76	6,08
Arandela M12	16	0,059	0,94
Tapa plástica para perfil 80x80	6	0,87	5,25
Tapa plástica para perfil 60x60	8	0,84	6,72
Tapa plástica para perfil 50x50	4	0,81	3,24
		<b>Suma</b>	<b>460,30</b>

Tabla 20. Precio perfiles tubulares cuadrados. Estructura.

Perfil	Longitud [mm]	Cantidad [mm]	Coste por m [€/m]	Precio [€]
80x80x5	2410	1	22,82	55,00
80x80x5	2170	1	22,82	49,52
80x80x5	2702,5	1	22,82	61,7
60x60x5	745	3	20,13	44,99
60x60x5	1745	3	20,13	105,38
60x60x5	355	4	20,13	28,58
60x60x5	995	2	20,13	40,06
30x30x3	1089,23	3	6.31	20,62
			<b>Suma:</b>	<b>412,29</b>

▪ **Sistema de elevación y asiento.**

Tabla 21. Elementos del sistema de elevación y asiento. Precios.

Artículo	Cantidad	Precio unitario	Coste total [€]
Apoyo de remolque con rueda jockey	2	76,23	152,46
Fijación extra	2	25,60	51,2
Pletina 50x100x10 mm	4	8,88/m	3,55
Perno DIN M5x1,25x50	8	1,83	7,32
Arandela M5	16	0,012	0,19
Tuerca DIN M5x1,25	8	0,09	0,72
Asiento Daplast A2	1	47,65	47,65
		<b>Suma</b>	<b>263,09</b>

▪ **Mano de obra, montaje y soldaduras.**

El precio total de este apartado asciende a 1206,71 €.

Tabla 22. Coste según labores precisadas.

Labor	Horas	Honorarios [€/h]	Coste [€]
Realización los pedidos	5	10	50
Taladros y mecanizado del eje	3	12,5	37,5
Corte de perfil diagonal y doblado de chapa rectangular	2,5	12,5	31,25
Soldaduras. Sin incluir electrodos.	18	27,5	495
Pintar componentes. Pintura incluida.	6	20	120
Ensamblaje de todos los componentes.	10	12,5	125
		<b>Suma</b>	<b>1158,75</b>

Tabla 23. Precio de los electrodos.

Electrodo	Diámetro [mm]	Eficiencia	Precio [€/kg]	Peso cordón soldado [kg]	Peso requerido [kg]	Precio
Acero Inoxidable E308L-16	5	30%	20,33/2	1,0273	2,66	27,03
Acero AWS E7018- 5mm	5	40%	9,83/4,1	8,7294	21,82	20,93
					<b>Suma</b>	<b>47,96</b>

▪ **Resumen y coste total**

Tabla 24. Honorarios del proyectista.

	Horas	Honorarios [€/h]	Coste total [€]
Elaboración del proyecto	488	15	7320

Tabla 25. Coste total sin honorarios del autor del proyecto.

	Precio [€]	Coefficiente de mayoración por pedido y/o servicio de corte	Precio mayorado [€]
Brazos	264,85	1,10	291,34
Gomas y escudos	1833,7	1,20	2200,44
Rodillos y sistema de frenado	4665,4	1,05	4898,67
Depósitos, ejes y rodamientos	669,36	1,05	702,83

**MEDICIONES Y PRESUPUESTO**

---

<b>Estructura</b>	872,59	1,15	1003,48
<b>Sistema de elevación y asiento</b>	263,09	1,10	289,40
<b>Mano de obra, montaje y soldadura.</b>	1206,71	x	1206,71
		<b>Suma</b>	10592,86

El coste final de la máquina de entrenamiento y tecnificación de la melé de rugby sin considerar los honorarios del autor del proyecto asciende a DIEZ MIL QUINIETOS NOVENTA Y DOS EUROS CON OCHENTA Y SEIS CÉNTIMOS.

**Nombre y firma del autor:**

Francisco González Monís



# **PLIEGO DE CONDICIONES**

# ÍNDICE DE PLIEGO

PLIEGO DE CONDICIONES.....	185
1. Normativa.....	187
2. Materiales.....	187
2.1 Catálogo Grupo Condesa. Perfiles tubulares acero AISI S275JO.....	188
2.2 Catálogo Incafe2000. Acero enganches AISI S275JR.....	190
2.3 Catálogo Incafe2000. Pletinas acero AISI S275JR.....	191
2.3 Propiedades del Acero AISI S304L. Acerinox.....	192
2.4 Propiedades del aluminio 6082.....	194
3. Componentes .....	194
3.1 Chapas de acero 304L. Mipanelinox.....	194
3.2 Chapas de aluminio. Bauhaus.....	195
3.3 Depósitos Rothalen de 500 L. Tuandco.....	195
3.4 Freno de pinza Ringspann DH 020 FKM. Rodavigo.....	196
3.5 Palanca de freno manual RCS y cable de retiro RCS. Rodavigo.....	200
3.6 Disco de freno Ringspann Ø430 mm bajo pedido. Rodavigo.....	201
3.7 Pletina DIN 6885 A OPAC Componentes para disco de freno. Rodavigo.....	203
3.8 Soporte 246UCP206 con rodamientos de bolas. Rodavigo.....	204
3.9 Eje de Acero AISI 304 redonda Ø 50mm. Randrade.....	206
3.10 Escudos y gomas. Predator.....	206
3.11 Asiento.....	207

## 1. Normativa

- RD 1801/2003 Seguridad general de los productos.
- UNE-EN 957-2:2003 Equipos fijos de entrenamiento. Parte 2: Equipos para entrenamiento de la fuerza; requisitos técnicos específicos de seguridad y métodos de ensayo.
- UNE-EN 957-1:2005 Equipos fijos para entrenamiento. Parte 1: requisitos generales de seguridad y métodos de ensayo.
- RD 1644/2008 Comercialización y puesta en servicio de máquinas.
- Código Técnico de la Edificación (CTE), Documento Básico de Seguridad estructural Acero (DB- SE). 2006.
- Leyes del Juego del Rugby (Ley Nº 19, Scrum). (2020). World Rugby Laws 2020 Spanish.

## 2. Materiales

### Pernos y pasadores

El perno de la articulación del brazo se selecciona de acero inoxidable 1.4305 o AISI 303 y se adquiere del proveedor Norelem [38]. Propiedades mecánicas del material:

$$S_y = 275 \text{ MPa} \quad S_u = 621 \text{ MPa} \quad \rho = 8,03 \text{ g/cm}^3$$

La arandela que fija dicho perno será de acero C67S y se adquiere en MBO Osswald [40]. Propiedades mecánicas del material:

$$S_y = 510 \text{ MPa} \quad S_u = 640 \text{ MPa}$$

El perno del tope se adquiere de igual manera en MBO Osswald pero esta vez de material AISI 12L14. Sus fijaciones serán pasadores acero galvanizado adquiridos en el mismo proveedor. Propiedades mecánicas del material:

$$S_y = 410 \text{ MPa} \quad S_u = 670 \text{ MPa} \quad \rho = 7,9 \text{ kg/dm}^3$$

### Rodillos y ejes

Tanto los rodillos como el eje estarán formados de acero inoxidable AISI 304L. Estos adquiridos en Mi Panel Inox [40] y Randrade respectivamente [41]. Propiedades mecánicas del material:

$$S_y = 230 \text{ MPa} \quad S_u = 520 \text{ MPa} \quad \rho = 7,9 \text{ kg/dm}^3$$

**Chapas**

Se adquiere otra lámina de acero en Mi Panel Inox [43] del mismo tipo de material que los rodillos y el eje, pero con textura.

Del fabricante Bauhaus se adquieren también dos chapas de aluminio 6082 con estampado estriado.

$$S_y = 220 \text{ MPa} \quad S_u = 250 \text{ MPa} \quad \rho = 2,7 \text{ kg/m}^3$$

**2.1 Catálogo Grupo Condesa. Perfiles tubulares acero AISI S275JO.**

*Límite elástico =  $S_y = 275 \text{ MPa}$*

*Tensión de rotura =  $S_u = 430/580 \text{ MPa}$*

*Densidad =  $\rho = 7.850 \text{ kg/m}^3$*

**Composición química y propiedades mecánicas**

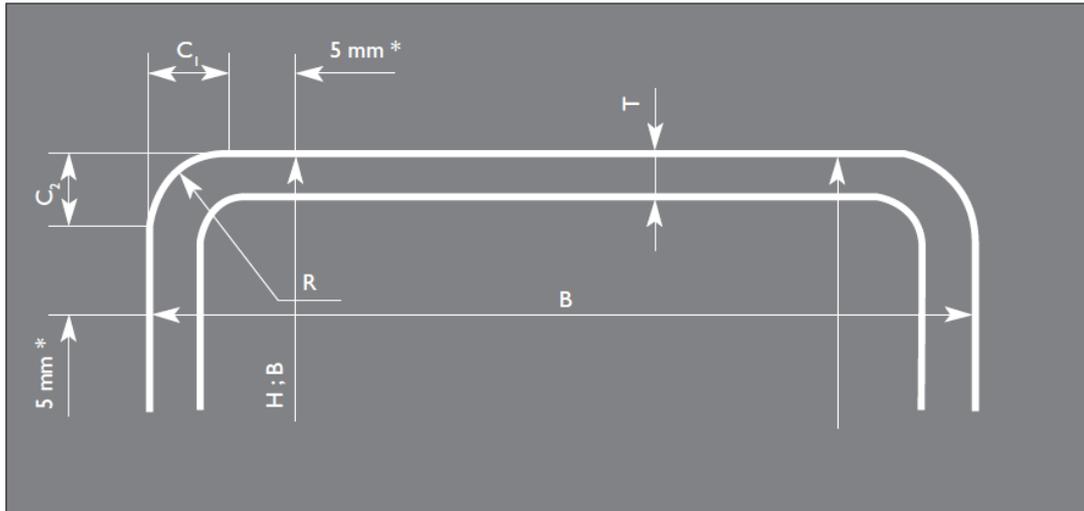
Análisis de colada para productos de espesor  $T \leq 40 \text{ mm}$ . según EN 10219 y  $T \leq 120 \text{ mm}$ . según EN 10210.

DESIGNACIÓN DE ACERO	% MÁXIMO DE LA MASA							
	FRÍO	CALIENTE		Si	Mn	P	S	N
		$\leq 40$	$< 40 \leq 120$					
S 275 J0H	0,20	0,20	0,22	-	1,50	0,035	0,035	0,009
S 355 J2H		0,22		0,55	1,60	0,030	0,030	-

Características mecánicas de los perfiles tubulares para construcción de acero no aleado según normas EN 10219 y EN 10210.

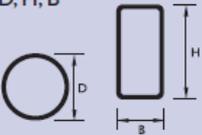
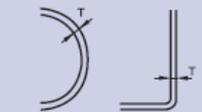
DESIGNACIÓN DE ACERO	LÍMITE ELÁSTICO MÍNIMO N/mm <sup>2</sup>	RESISTENCIA A LA TRACCIÓN N/mm <sup>2</sup>			ALARGAMIENTO MÍNIMO %		RESISTENCIA A LA FLEXIÓN POR CHOQUE	
	ESPESOR NOMINAL $T \leq 16 \text{ mm}$	ESPESOR NOMINAL			ESPESOR NOMINAL $T \leq 40 \text{ mm}$		TEMPERATURA DE RECARGO °C	ENERGÍA MEDIA MIN. AUTORIZADA PARA LAS PROBETAS NORMALIZADAS J
		$T < 3 \text{ mm}$	FRÍO	CALENTE	FRÍO	CALENTE		
$3 \text{ mm} \leq T \leq 40 \text{ mm}$			$3 \text{ mm} \leq T \leq 40 \text{ mm}$					
S 275 J0H	275	430/580	410/560		20 <sup>a</sup>	23	0	27
S 355 J2H	355	510/680	470/630		20 <sup>a</sup>	22	-20	27

a. Para tamaños de perfil  $D/T < 15$  (sección circular) y  $(B+H)/2T < 12,5$  (sección cuadrada y rectangular) el alargamiento mínimo se reduce a la mitad.



\* Distancia máxima al ángulo para medir B ó H y mínima para medir T.

Tolerancias dimensionales. Normas EN 10210 y EN 10219

CARACTERÍSTICAS	TUBOS REDONDOS		TUBOS CUADRADOS Y RECTANGULARES	
	ACABADOS EN CALIENTE	ACABADOS EN FRÍO	ACABADOS EN CALIENTE	ACABADOS EN FRÍO
Dimensiones exteriores D, H, B 	$\pm 1\%$ con min. de $\pm 0,5$ mm y max. de $\pm 10$ mm	$\pm 1\%$ con min. de $\pm 0,5$ mm y max. de $\pm 10$ mm	$\pm 1\%$ con min. $\pm 0,5$ mm.	<ul style="list-style-type: none"> <li>• H, B &lt; 100 mm <math>\pm 1\%</math> con min. <math>\pm 0,5</math> mm</li> <li>• <math>100 \leq H, B \leq 200</math> mm <math>\pm 0,8\%</math></li> <li>• H, B &gt; 200 mm <math>\pm 0,6\%</math></li> </ul>
Espesor T 	- 10 % <sup>b,c</sup>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• D <math>\leq 406,4</math> mm T <math>\leq 5</math> mm <math>\pm 10\%</math></li> <li>• T &gt; 5 mm <math>\pm 0,50</math> mm</li> <li>• D &gt; 406,4 mm <math>\pm 10\%</math> con max. de <math>\pm 2</math> mm</li> </ul>	- 10 % <sup>b,c</sup>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• T <math>\leq 5</math> mm <math>\pm 10\%</math></li> <li>• T &gt; 5 mm <math>\pm 0,50</math> mm</li> </ul>

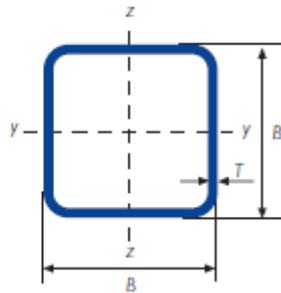
EN 10219 y EN 10210

TIPO DE LONGITUD	RANGO (mm)		TOLERANCIA	
Longitud variable	De 4.000 a 24.000 a intervalos de 2.000 por unidad de pedido		10 % de los tubos suministrados pueden estar por debajo del mínimo del intervalo pedido, pero nunca por debajo del 75 % de ese mínimo	
Longitud aproximada	EN 10210	EN 10219	EN 10210	EN 10219
	$4.000 \leq L \leq 16.000$	$\geq 4.000$	$\pm 500$ mm	+ 50 mm 0
Longitud exacta	$2.000 \leq L \leq 6.000$	$\leq 6.000$	+ 10 mm 0	+ 5 mm 0
	> 6.000	> 6.000 a < 10.000	+ 15 mm 0	+ 15 mm 0
	-----	> 10.000	-----	+ 5 mm + 1 mm/m 0

El comprador indicará en la consulta y pedido el tipo de longitud y el largo o rango requerido así como la longitud seleccionada dentro de este último.

TIPO DETUBO	VENTAJAS
Tubo acabado en frío	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Estado de la superficie lisa, resultante de la laminación.</li> <li>• Estado de la superficie poco calaminada y bien adaptada a la pintura.</li> <li>• Regularidad del espesor y tolerancias reducidas por debajo de los 5 mm.</li> <li>• Tolerancias más reducidas sobre las dimensiones exteriores superiores a 100, sobre la concavidad y la convexidad de las caras; sobre la rectitud de los tubos rectangulares y cuadrados.</li> <li>• Modo de fabricación adaptado a las exigencias del alto límite de elasticidad.</li> <li>• Conservación de la estructura granular fina conseguido con el laminado.</li> <li>• Realizable en exigencias de alta resistencia (HLE) superiores a los límites de la norma del producto.</li> <li>• Amplia gama disponible.</li> <li>• Atractivo económicamente.</li> </ul>

## Gama de producto: FRÍO



DIMENSION ESPECIFICA DE LADOS		ESPOSOR ESPECIFICO	MASA LINEAL	AREA DE LA SECCION TRANSVERSAL	MOMENTO DE INERCIA		RADIO DE GIRO		MÓDULO ELÁSTICO		MÓDULO PLÁSTICO		MOMENTO DE INERCIA DETORSION	MÓDULO DE TORSION	SUPERFICIE LATERAL POR UNIDAD DE LARGO	LARGO NOMINAL POR TONELADA	AREA SUPERFICIE EXTERIOR POR METRO
B	B	T	M	A	I <sub>xx</sub>	I <sub>yy</sub>	i <sub>xx</sub>	i <sub>yy</sub>	W <sub>elox</sub>	W <sub>ely</sub>	W <sub>plox</sub>	W <sub>ply</sub>	I <sub>t</sub>	C <sub>t</sub>	A <sub>s</sub>		A <sub>sv</sub>
mm	mm	mm	kg/m	cm <sup>2</sup>	cm <sup>4</sup>	cm <sup>4</sup>	cm	cm	cm <sup>3</sup>	cm <sup>3</sup>	cm <sup>3</sup>	cm <sup>3</sup>	cm <sup>4</sup>	cm <sup>3</sup>	m <sup>2</sup> /m	m	m <sup>-1</sup>
20	20	1,5	0,826	1,05	0,583	0,583	0,744	0,744	0,583	0,583	0,715	0,715	0,985	0,884	0,075	1,211	711
20	20	2	1,05	1,34	0,692	0,692	0,720	0,720	0,692	0,692	0,877	0,877	1,21	1,06	0,073	953	547
30	30	2,5	2,03	2,59	3,16	3,16	1,10	1,10	2,10	2,10	2,61	2,61	5,40	3,20	0,111	492	430
30	30	3	2,36	3,01	3,50	3,50	1,08	1,08	2,34	2,34	2,96	2,96	6,15	3,58	0,110	423	365
30	30	4	2,94	3,75	3,97	3,97	1,03	1,03	2,64	2,64	3,50	3,50	7,30	4,11	0,106	340	284
40	40	4	4,20	5,35	11,1	11,1	1,44	1,44	5,54	5,54	7,01	7,01	19,4	8,48	0,146	238	273
40	40	5	4,99	6,36	12,3	12,3	1,39	1,39	6,13	6,13	8,02	8,02	22,3	9,48	0,143	200	225
42	42	3	3,49	4,45	11,0	11,0	1,57	1,57	5,22	5,22	6,38	6,38	18,4	7,92	0,158	286	355
50	50	4	5,45	6,95	23,7	23,7	1,85	1,85	9,49	9,49	11,7	11,7	40,4	14,4	0,186	183	268
50	50	5	6,56	8,36	27,0	27,0	1,80	1,80	10,8	10,8	13,7	13,7	47,4	16,6	0,183	152	219
50	50	6	7,56	9,63	29,5	29,5	1,75	1,75	11,8	11,8	15,3	15,3	53,2	18,2	0,179	132	186
80	80	4	9,22	11,7	111	111	3,07	3,07	27,8	27,8	33,1	33,1	180	41,8	0,306	108	261
80	80	5	11,3	14,4	131	131	3,03	3,03	32,9	32,9	39,7	39,7	218	49,7	0,303	88,7	211
80	80	6	13,2	16,8	149	149	2,98	2,98	37,3	37,3	45,8	45,8	252	56,6	0,299	75,7	178

## 2.2 Catálogo Incafe2000. Acero enganches AISI S275JR.

$$\text{Límite elástico} = S_y = 275 \text{ MPa}$$

$$\text{Tensión de rotura} = S_u = 430/580 \text{ MPa}$$

$$\text{Densidad} = \rho = 7.850 \text{ kg/m}^3$$

**Tabla I.10.- PERFILES REDONDOS**

Perfil	Dimensiones		Peso p (N/m)	Términos de sección				Perfil	Dimensiones		Peso p (N/m)	Términos de sección					
	d (mm)	u (mm)		A ·10 <sup>-2</sup> (mm <sup>2</sup> )	I <sub>y</sub> ·10 <sup>4</sup> (mm <sup>4</sup> )	Eje Y W <sub>y</sub> ·10 <sup>3</sup> (mm <sup>3</sup> )	i <sub>y</sub> (mm)		d (mm)	u (mm)		A ·10 <sup>-2</sup> (mm <sup>2</sup> )	I <sub>y</sub> ·10 <sup>4</sup> (mm <sup>4</sup> )	Eje Y W <sub>y</sub> ·10 <sup>3</sup> (mm <sup>3</sup> )	i <sub>y</sub> (mm)		
Ø 6	6	18,8	2,2	0,283	0,006	0,021	1,50	P	Ø 22	22	69,1	29,2	3,80	1,15	1,05	5,5	C
Ø 7	7	22,0	3,0	0,385	0,012	0,034	1,75	C	Ø 25	25	78,5	37,8	4,91	1,92	1,53	6,25	P
Ø 8	8	25,1	3,9	0,503	0,020	0,050	2,0	P	Ø 28	28	88,0	47,4	6,16	3,02	2,16	7,0	C
Ø 10	10	31,4	6,1	0,785	0,049	0,098	2,5	P	Ø 30	30	94,2	54,4	7,07	3,98	2,65	7,5	C
Ø 12	12	37,7	8,7	1,13	0,102	0,170	3,0	P	Ø 32	32	101	61,9	8,04	5,15	3,22	8,0	P
Ø 14	14	44,0	11,9	1,54	0,189	0,269	3,5	P	Ø 36	36	113	78,4	10,2	8,24	4,58	9,0	C
Ø 16	16	50,3	15,5	2,01	0,322	0,402	4,0	P	Ø 40	40	126	96,7	12,6	12,6	6,28	10,0	P
Ø 18	18	56,5	19,6	2,55	0,515	0,573	4,5	C	Ø 45	45	141	122,6	15,9	20,2	8,95	11,2	P
Ø 20	20	62,8	24,2	3,14	0,785	0,785	5,0	P	Ø 50	50	157	151,1	19,6	30,7	12,3	12,5	P

### 2.3 Catálogo Incafe2000. Pletinas acero AISI S275JR.

Límite elástico =  $S_y = 275 \text{ MPa}$

Tensión de rotura =  $S_u = 430/580 \text{ MPa}$

Densidad =  $\rho = 7.850 \text{ kg/m}^3$

#### Pletina 50x10 mm.

##### PRECIO POR METRO LINEAL

Kilos: **4,09 kg/m**

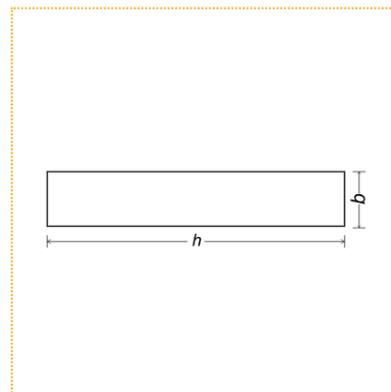
Longitud: **6000 mm.**

Sección en mm. "h" Altura: **50 mm**

Sección en mm. "b" Ancho: **10 mm**

Acero: **S275JR**

Pletina 50x10 mm.



## 2.3 Propiedades del Acero AISI S304L. Acerinox.

ACERINOX		ACERO INOXIDABLE AUSTENÍTICO AL Cr-Ni ACX 160					
		DESIGNACIÓN EN		DESIGNACIÓN ASTM			
		1.4307		304L			
		1.4301		304			
		X2CrNi18-9		S30403			
DESCRIPCIÓN	Los aceros inoxidable austeníticos del grupo Cr-Ni son los más versátiles y de uso más extendido. Poseen buenas propiedades de resistencia a la corrosión, conformabilidad y soldabilidad. El ACX 160, por su bajo contenido en carbono, es menos susceptible a la corrosión intergranular en soldaduras que el ACX 120.						
COMPOSICIÓN QUÍMICA	C	Si	Mn	P	S	Cr	Ni
	≤0,030	≤0,75	≤2,00	≤0,040	≤0,015	18,00-19,00	8,00-10,00
CARACTERÍSTICAS MECÁNICAS EN ESTADO DE RECOCIDO	Rp <sub>0,2</sub>	> 230 N/mm <sup>2</sup>					
	Rm	540 - 670 N/mm <sup>2</sup>					
	Alargamiento	> 45%					
	Dureza	< 200 HB					
PROPIEDADES FÍSICAS	A 20°C presenta una densidad de 7,9 kg/dm <sup>3</sup> y un calor específico de 500 J/kg·K						
		20°C	100°C	200°C	300°C	400°C	500°C
	Módulo de elasticidad (GPa)	200	194	186	179	172	165
	Coefficiente medio dilatación térmica entre 20°C (10 <sup>-6</sup> x K <sup>-1</sup> ) y	-	16	16,5	17	18	18
	Conductividad térmica (W/m·K)	15	17	18	19	20,5	22
	Resistividad eléctrica (Ω·mm <sup>2</sup> /m)	0,73	0,80	1,00	1,15	1,22	1,25
SOLDADURA	Los consumibles recomendados son los siguientes:						
	Electrodos revestidos	Alambres y varillas			Electrodos huecos		
	E 19 9 L	G 19 9 L (GMAW) W 19 9 L (GTAW) P 19 9 L (PAW)			T 19 9 L		
	308L	S 19 9 L (SAW) 308L			308L		
CORROSIÓN INTERGRANULAR	El ACX 160, debido a su bajo contenido en C (≤ 0,03%), es menos susceptible a la corrosión intergranular que el ACX 120.						

**RESISTENCIA A LA CORROSIÓN** Los aceros inoxidable austeníticos de la familia Cr-Ni presentan unas buenas prestaciones de resistencia a la corrosión en un gran número de aplicaciones. Como ejemplo, estos aceros presentan velocidades de corrosión inferiores a 0,10 mm/año en los siguientes medios:

- Ácido acético al 20% a 80°C.
- Ácido fórmico al 90% a 20°C.
- Ácido fosfórico al 20% a 60°C.
- Ácido nítrico al 20% a 50°C.
- Ácido sulfúrico al 90% a 20°C.
- Tolueno.
- Leche.
- Cerveza.
- Zumo.
- Vino.



ACERO INOXIDABLE AUSTENÍTICO AL Cr-Ni ACX 160	
DESIGNACIÓN EN	DESIGNACIÓN ASTM
1.4307	304L
1.4301	304
X2CrNi18-9	S30403

**DESCRIPCIÓN** Los aceros inoxidable austeníticos del grupo Cr-Ni son los más versátiles y de uso más extendido. Poseen buenas propiedades de resistencia a la corrosión, conformabilidad y soldabilidad. El ACX 160, por su bajo contenido en carbono, es menos susceptible a la corrosión intergranular en soldaduras que el ACX 120.

COMPOSICIÓN QUÍMICA	C	Si	Mn	P	S	Cr	Ni
	≤0,030	≤0,75	≤2,00	≤0,040	≤0,015	18,00-19,00	8,00-10,00

CARACTERÍSTICAS MECÁNICAS EN ESTADO DE RECOCIDO	Propiedad	Valor
	Rp <sub>0,2</sub>	> 230 N/mm <sup>2</sup>
	Rm	540 - 670 N/mm <sup>2</sup>
	Alargamiento	> 45%
	Dureza	< 200 HB

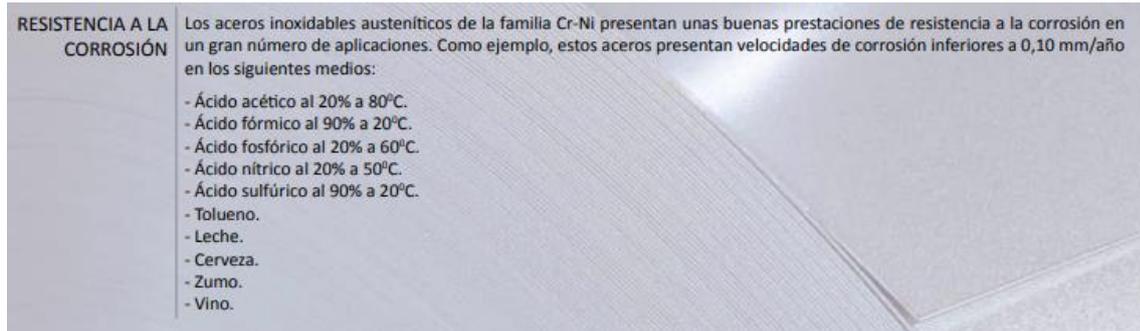
**PROPIEDADES FÍSICAS** A 20°C presenta una densidad de 7,9 kg/dm<sup>3</sup> y un calor específico de 500 J/kg·K

	20°C	100°C	200°C	300°C	400°C	500°C
Módulo de elasticidad (GPa)	200	194	186	179	172	165
Coefficiente medio dilatación térmica entre 20°C (10 <sup>-6</sup> x K <sup>-1</sup> ) y	-	16	16,5	17	18	18
Conductividad térmica (W/m·K)	15	17	18	19	20,5	22
Resistividad eléctrica (Ω·mm <sup>2</sup> /m)	0,73	0,80	1,00	1,15	1,22	1,25

**SOLDADURA** Los consumibles recomendados son los siguientes:

Electrodos revestidos	Alambres y varillas	Electrodos huecos
E 19 9 L	G 19 9 L (GMAW) W 19 9 L (GTAW) P 19 9 L (PAW)	T 19 9 L
308L	S 19 9 L (SAW) 308L	308L

**CORROSIÓN INTERGRANULAR** El ACX 160, debido a su bajo contenido en C (≤ 0,03%), es menos susceptible a la corrosión intergranular que el ACX 120.



## 2.4 Propiedades del aluminio 6082.

$$S_y = 220 \text{ MPa} \quad S_u = 250 \text{ MPa} \quad \rho = 2,7 \text{ kg/m}^3$$

**Properties of 6082 Aluminium**

Properties	Value
Density	2.71 gm/cc
Young's modulus	71 GPa
Ultimate tensile strength	140 to 330 MPa
Yield strength	280 MPa
Thermal Expansion	23.1 $\mu\text{m/m-K}$ .

**Aluminium 6082 Chemical Composition**

Element	Weight Percentage (%)
<b>Aluminium</b>	<b>95.2 to 98.3</b>
Chromium	0.25 % max.
Copper	0.1 % max.
Iron	0.5 % max
Magnesium	0.6 to 1.2%
Manganese	0.4 to 1.0 %
Silicon	0.7 to 1.3%
Titanium	0.1 % max
Zinc	0.2 % max
residuals	0.15 % max

## 3. Componentes

### 3.1 Chapas de acero 304L. Mipanelinox.

- DISCO A MEDIDA EN INOX 304L BRUTO.
- CHAPA RECTANGULAR A MEDIDA INOX BRUTO.
- CHAPA DE ACERO RECTANGULAR ANTIDESLIZANTE A MEDIDA.



### 3.2 Chapas de aluminio. Bauhaus.

Kantoflex Chapa estriada



Características del producto	
Material	Aluminio
Superficie	Brillante
Estampación	Estampado corrugado
Espesor	2,5 mm, 3,5 mm
Otras propiedades	Insensible al agua
Protección contra la intemperie	Resistente a los rayos UV, Resistente a la intemperie
Ancho	600 mm
Largo	1.000 mm
Peso (neto)	4,05 kg

### 3.3 Depósitos Rothalen de 500 L. Tuandco.



#### Descripción:

Fabricados en polietileno de alta densidad de una sola pieza, sin costuras ni soldaduras, mediante el sistema de extrusión soplado y totalmente estancos.

Ligeros y con hendiduras para facilitar su transporte, manipulación e instalación.

Depósito de simple pared fabricado en polietileno de alta densidad (PEAD), cuyo uso destinado es el almacenamiento en superficie de gasóleos domésticos de calefacción y combustible diésel, en el interior de edificios.

Características:

*Capacidad: 500l Peso: 22 Kg Longitud: 1.060mm Anchura: 660mm Altura: 960mm*



### **Información del producto**

*Pasamuros recto 32mm / 1"*

Pasamuros ideal para el llenado y vaciado de depósitos, cisternas, ...etc.

Incorpora 2 juntas tóricas para su estanqueidad, 4 toques en su interior para mantener fijo el manguitomientras se enrosca la tuerca.

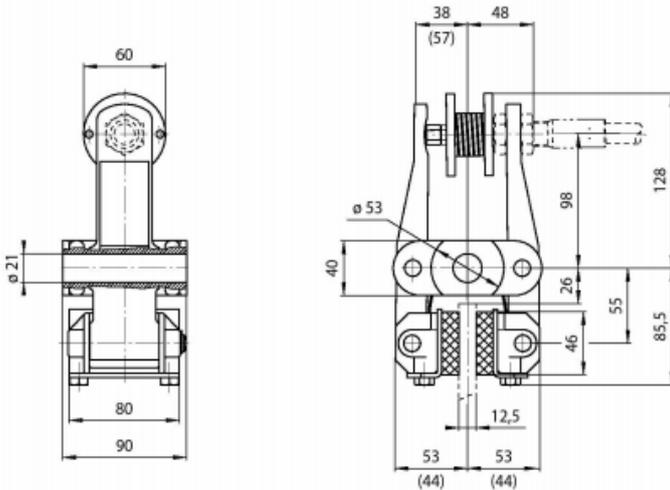
Modelo simple con salida a rosca macho y tapón.

### **3.4 Freno de pinza Ringspann DH 020 FKM. Rodavigo.**

#### **Freno de pinza DH 020 FKM**

**accionamiento por muelle – liberación manual  
por cable de tracción**





**Características**

Freno de pinza	D
Montaje a la máquina perpendicular al disco de freno	H
Tamaño del bastidor 020	020
Accionamiento por muelle	F
Liberación manual	K
Ajuste manual del desgaste de las zapatas	M
Muelle de presión 510	510
La posición del cable de tracción a derechas o izquierdas se determina girando el freno durante la instalación	U
Para espesor del disco de freno 12,5 mm	12

**Código**

D  
H  
020  
F  
K  
M  
510  
U  
12

DH 020 FKM - 510 U - 12

**Datos técnicos**

Freno de pinza DH 020 FKM con muelle 510	
Diámetro del disco de freno [mm]	Par de frenado [Nm]
200	160
250	210
300	270
355	330
430	410
520	510
Fuerza de apriete	2750 N
Peso	4,4 kg

Los pares de frenado que se muestran en la tabla se basan en un coeficiente de fricción teórico de 0,4.

**Accesorios**

El freno de pinza se puede entregar completo, con el cable de tracción y la palanca de freno manual. Por favor, indique la longitud del cable necesario.

Para más información sobre cables de tracción y palancas de freno manual, vea la página 71.

**Ejemplo de pedido**

Freno de pinza DH 020 FKM, muelle de presión 510, montado para la posición del cable de tracción a derechas o izquierdas, para espesor del disco de freno 12,5 mm:

DH 020 FKM - 510 U - 12

**Selección del freno de pinza**

Para la selección de frenos RINGSPANN, hay que tener en cuenta dos criterios:

- ¿Puede la combinación seleccionada de freno/disco de freno, absorber el par de frenado exigido en la aplicación?
- ¿Puede el disco de freno disipar el calor generado por la fricción sin perjudicar a otros componentes?

**Cálculo del par de frenado**

**Frenado de masas en rotación**

El par de frenado necesario resulta del momento de inercia de la masa soportado por el eje del disco del freno  $J_{red}$ . Consideramos una parada total de las masas  $n_2=0$ .

$$M_B = M_R = \frac{J_{red}}{t_B} \cdot \frac{n_1 - n_2}{9,55}$$

**Frenado de las masas en rotación, con freno-motor adicional**

Si el par de frenado adicional  $M_{Bf}$  es conocido, por ejemplo de un freno motor eléctrico, la fórmula para el cálculo del par de frenado necesario es la siguiente:

$$M_B = M_R - M_{Bf} = \frac{J_{red}}{t_B} \cdot \frac{n_1 - n_2}{9,55} - M_{Bf}$$

**Frenado de mecanismos de tracción**

El par de frenado necesario para una desaceleración está formado por el par de resistencia  $M_L$  originado por el peso neto  $G$  de la instalación, el par de frenado para la desaceleración de las masas en rotación  $M_R$  y el par de frenado para la desaceleración de las masas por el movimiento lineal  $M_V$  (referidas al eje del disco).

$$M_B = M_L + M_R + M_V$$

$$M_{Lmax} = (G \sin \gamma + F_W - F_F) \cdot \frac{D_L \cdot \eta}{2 \cdot i}$$

$$M_R = \frac{J_{red}}{t_B} \cdot \frac{n_1 - n_2}{9,55}$$

$$M_V = \frac{m}{t_B} \cdot \frac{n_1 - n_2}{38,25} \cdot \left(\frac{D_L}{i}\right)^2 \cdot \eta$$

Después de completar este cálculo, compruebe si el par de frenado  $M_B$  puede ser transmitido a través de la fricción de la rodadura

$$M_B < \mu_R \cdot m \cdot g \cdot \frac{D_L}{2}$$

**Frenado de control para procesos de bobinado**

El par de frenado necesario varía entre el valor  $M_{Bi}$  con diámetro  $d_i$  mínimo del bobinado y  $M_{Ba}$  con diámetro máximo  $d_a$  del bobinado.

$$M_{Bi} = \frac{S \cdot d_i}{2}$$

$$M_{Ba} = \frac{S \cdot d_a}{2}$$

**Pares de frenado y retención**

Los pares de frenado que figuran en este catálogo son pares de frenado dinámico. Sólo se aplican:

- Cuando las zapatas de freno se han adaptado a los discos,
- los discos de freno son originales RING-SPANN, o se usan discos fabricados a partir de los materiales recomendados y
- las zapatas han sido seleccionadas para su aplicación en particular.

Si los frenos de disco se utilizan como frenos de retención, los pares de frenado dados, sólo son aplicables como pares de retención si se cumplen las condiciones anteriores. Si no fuera posible o si se omite un pre-rodaje, puede haber reducciones hasta el 50%. Si se desean pares de retención estáticos con valores a los indicados en el catálogo, pero sin proceso de pre-rodaje, entonces son necesarias zapatas especiales.

**Símbolos de la fórmula**

$d_i$ [m]	Diámetro menor del rodillo	$G$ [N]	Peso total del chasis	$M_{Bf}$ [Nm]	Par de frenado del motor
$d_a$ [m]	Diámetro mayor del rodillo	$J_{red}$ [kg m <sup>2</sup> ]	Momento reducido de inercia de las masas	$M_{Ba}$ [Nm]	Par de frenado para el rodillo de diámetro $d_a$
$D$ [mm]	Diámetro del disco de freno	$i$ -	Relación de reducción entre el rodete y el eje a frenar	$M_{Bi}$ [Nm]	Par de frenado para el rodillo de diámetro $d_i$
$D_L$ [m]	Diámetro del rodete	$m$ [kg]	Masa del chasis completo	$M_L$ [Nm]	Par de resistencia
$F_F$ [N]	Resistencia de rodaje sobre los rodetes	$M_B$ [Nm]	Par de frenado necesario	$M_R$ [Nm]	Par de deceleración de las masas en rotación
$F_W$ [N]	Fuerza de reacción del viento sobre el rodete			$M_V$ [Nm]	Par de deceleración de las masas por el movimiento lineal

**Consejos técnicos para frenos**



**Verificación de la absorción de calor**

**Trabajo de frenado admisible con una sola frenada**

En casos inusuales de frenado, hay que comprobar si el disco de freno no se calienta más de 300° C por la energía absorbida. El tiempo de frenado en este caso no debe exceder los 10 segundos.

Se puede ver la energía máxima absorbida por los discos de freno GGG-50 en la siguiente tabla. Se recomienda que este cálculo adicional se lleve a cabo en el caso de las operaciones de indexación. El trabajo de frenado producido por la desaceleración de las masas en rotación en este caso es el siguiente:

$$W_B = \frac{J_{red} (n_1 - n_2)^2}{182,5}$$

Asegúrese que:

$$W_{BSzul} \geq W_B$$

$W_{BSzul}$  se muestra en la siguiente tabla:

D mm	$W_{BSzul}$ Nm
125	185 000
150	270 000
200	460 000
250	760 000
300	1 300 000
355	1 900 000
430	3 000 000
520	5 000 000
630	11 000 000
710	15 000 000
800	20 000 000
900	27 000 000
1 000	35 000 000

**Verificación de la disipación térmica**

Para los diferentes tipos de operaciones de frenado descritos a continuación, se debe comparar la potencia de frenado absorbida por el disco, según el diagrama de la pág. 78:

$$P_{BSzul} \geq P_B$$

**Frenadas con escasa frecuencia  $z \leq 40$  por hora**

Si "z" actuaciones ocurren dentro de una hora, entonces la potencia de frenado existente es la siguiente:

$$P_B = \frac{M_B (n_1 - n_2)}{6,88 \cdot 10^7} \cdot z \cdot t_B$$

**Frenadas de mayor frecuencia  $z > 40$  por hora**

Para estos casos, le rogamos que adjunte con su petición los detalles exactos de los tiempos, la velocidad y par de frenado, así como el cuestionario cumplimentado de la página 80. Nosotros seleccionaremos el disco de freno apropiado, verificando la disipación térmica por usted.

**Deslizamiento continuo**

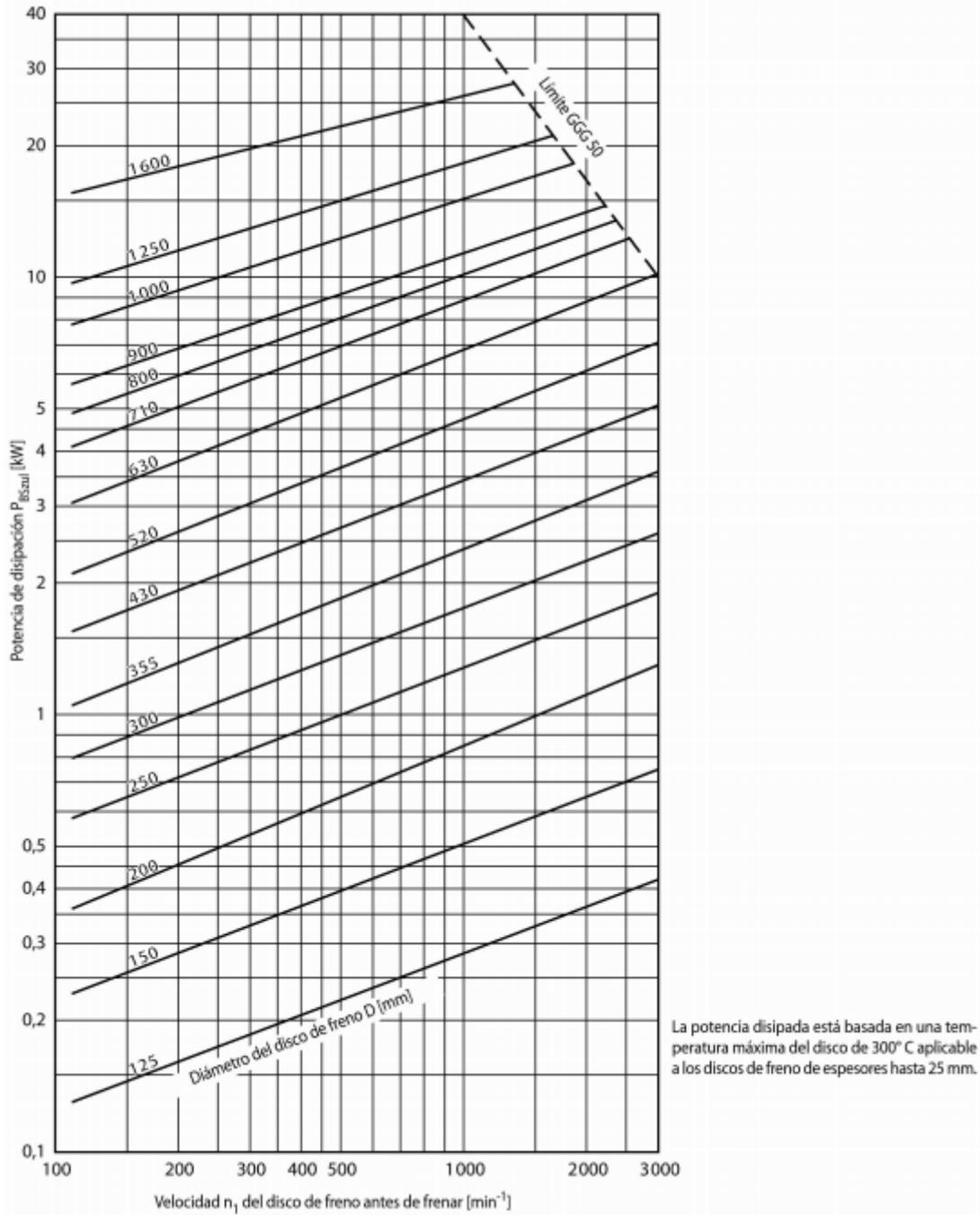
En las operaciones de bobinado pueden desarrollarse diferentes procesos, con respecto a la tensión del material y la velocidad de bobinado. Por lo tanto, recomendamos un cálculo inicial aproximado de  $M_{Ba}$  y  $M_{Bi}$ .

Por favor, envíenos el cuestionario cumplimentado de la página 80 para una evaluación más precisa.

$$P_{Bi} = \frac{M_{Bi} \cdot n_i}{9550} \quad \text{or} \quad P_{Bi} = \frac{S \cdot d_i \cdot n_i}{19100}$$

$$P_{Ba} = \frac{M_{Ba} \cdot n_a}{9550} \quad \text{or} \quad P_{Ba} = \frac{S \cdot d_a \cdot n_a}{19100}$$

$n_1$	[min <sup>-1</sup> ]	Velocidad antes de frenar	$P_{BSzul}$	[kW]	Potencia de frenado del freno	$\gamma$	[°]	Angulo de inclinación
$n_2$	[min <sup>-1</sup> ]	Velocidad después de frenar	S	[N]	Tensión del material de bobinado	$\eta$	-	Eficiencia del equipo - si se conoce, se aconseja el cálculo con $\eta=0,85$
$n_i$	[min <sup>-1</sup> ]	Velocidad con el diámetro $d_i$	$t_B$	[s]	Tiempo de frenado	$\mu_R$		Coeficiente de rodadura del rodete
$n_a$	[min <sup>-1</sup> ]	Velocidad con el diámetro $d_a$	$W_B$	[Nm]	Energía de frenado generada por la aplicación			
$P_B$	[kW]	Potencia de frenada generada por la aplicación (media durante un ciclo de frenado)	$W_{BSzul}$	[Nm]	Energía de frenado del disco de freno			
$P_{Bi}$	[kW]	Potencia de frenado con el diámetro $d_i$	z	[h <sup>-1</sup> ]	Número de ciclos de frenado por hora			
$P_{Ba}$	[kW]	Potencia de frenado con el diámetro $d_a$						



**3.5 Palanca de freno manual RCS y cable de retiro RCS. Rodavigo.**

## Cable de tiro RCS® y Palanca de freno manual RCS®

**RINGSPANN®**

### Cable de tiro RCS®

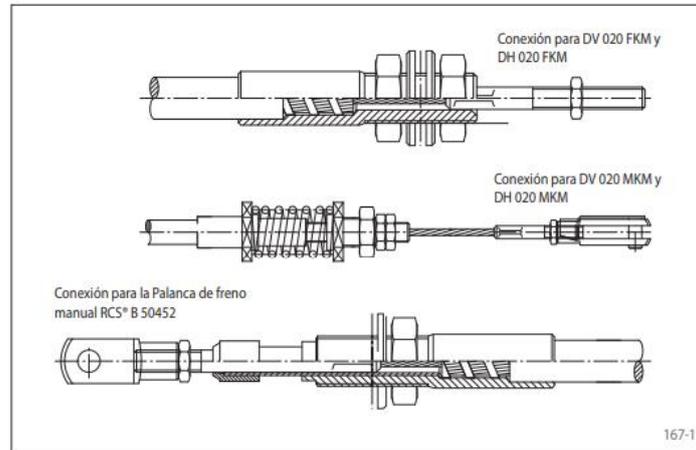
Cable de tiro RCS® para freno DV 020 FKM y DH 020 FKM así como DV 020 MKM y DH 020 MKM disponibles con diferentes longitudes de cable.

Los extremos de los cables están diseñados para fijación al freno o a la Palanca de freno manual RCS® B 50452.

### Características

- Deslizamiento suave
- Recubrimiento interior de acero inoxidable
- Adecuado para radios de curvatura pequeños
- Elementos de acero galvanizado
- Varilla de acero inoxidable

Una extensa gama de productos de sistemas de control remoto RCS® se pueden encontrar en el catálogo "Sistemas de control remoto RCS®".



### Palanca de freno manual RCS® B 50452

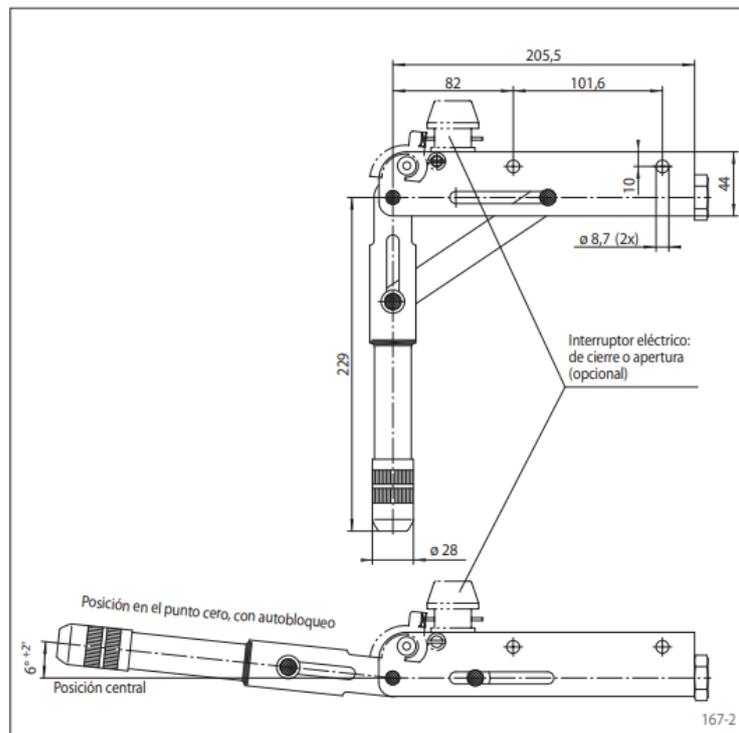
La Palanca de freno manual RCS® B 50452 se utiliza para operar el freno DV 020 FKM y DH 020 FKM así como DV 020 MKM y DH 020 MKM en conexión con el Cable de tiro RCS®.

Número de artículo: 4561-000001-R50452

### Características

- Dos posiciones: "abierto" o "cerrado"
- Pasando el punto cero, con autobloqueo
- Compensación del desgaste de las zapatas
- Conexión para los Cables de tiro RCS®
- Disponible con sensor eléctrico (abierto o cerrado) opcional

Una extensa gama de productos de sistemas de control remoto RCS® se pueden encontrar en el catálogo "Sistemas de control remoto RCS®".



## 3.6 Disco de freno Ringspann Ø430 mm bajo pedido. Rodavigo.

Discos de freno

**RINGSPANN®**



Características	Código
Disco de freno	B
Forma	F B S
Tamaño de los discos de freno según tabla	0125 a 1000
Espesor de los discos de freno (Estándar)	12 25
Diámetro de agujero según tabla	014 a 220
Forma en desbaste, agujero en acabado sin chavetero, agujero en acabado con chavetero	V F B
<b>Ejemplo de pedido</b>	
Disco de freno BF de tamaño 200 mm, espesor 12,5 mm y agujero en acabado 40 mm, tipo F:	
BF 0200/12 - 040 F	

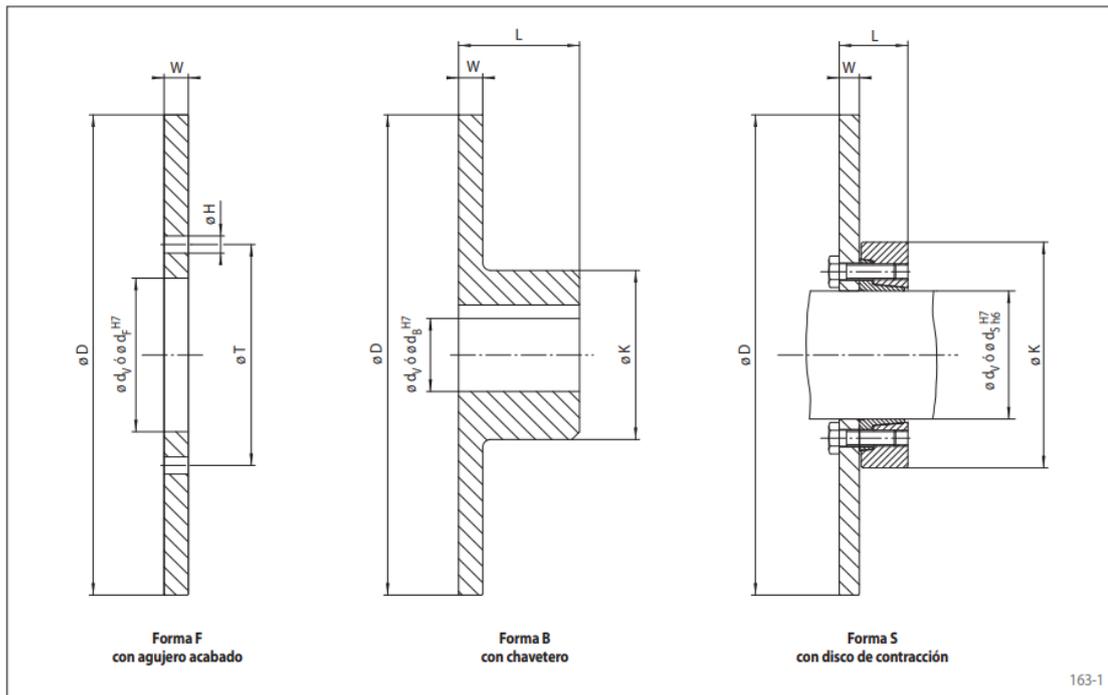
### Datos técnicos

Tamaño D mm	Espesor del disco de freno W mm	Velocidad máx. $n_{max}$ min <sup>-1</sup>	Forma F	Forma B	Forma S*		
			Momento de inercia J kgm <sup>2</sup>	Momento de inercia J kgm <sup>2</sup>	Diámetro de amarre d mm	Momento de inercia J kgm <sup>2</sup>	Par máx. de frenado M <sub>max</sub> Nm
125	12,5	14 500	0,0022	0,0023	-	-	-
150	12,5	12 100	0,0045	0,0047	-	-	-
200	12,5	9 100	0,0141	0,0146	-	-	-
250	12,5	7 300	0,0345	0,0380	-	-	-
300	12,5	6 000	0,0720	0,0800	80	0,078	950
355	12,5 / 25	5 100	0,140 / 0,270	0,162 / 0,243	-	-	-
430	12,5 / 25	4 200	0,302 / 0,596	0,352 / 0,638	90	0,305	1 500
					140	0,405	3 750
					160	0,646	6 000
520	12,5 / 25	3 500	0,646 / 1,273	0,790 / 1,380	140	0,752	3 750
					160	0,990	6 000
					200	1,431	9 500
630	25	2 900	2,780	3,130	-	-	-
710	25	2 600	4,490	5,090	-	-	-
800	25	2 300	7,240	8,420	-	-	-
900	25	2 000	11,59	13,70	-	-	-
1 000	25	1 800	17,70	21,30	-	-	-

\* Sólo disponible disco de freno con espesor W = 12,5 mm

### Características

- Optimizados para su uso con frenos RINGSPANN
- Material moldeado para una mejor absorción del calor
- Disponibles versiones listas para su instalación
- Con agujero acabado, chavetero o discos de contracción
- Diámetro de disco desde 125 mm hasta 1000 mm
- Fabricación de los discos de freno EN 1563 EN-GJS 500-7 (GGG-50 según DIN 1693)
- Otros tamaños de discos de freno están disponibles bajo petición

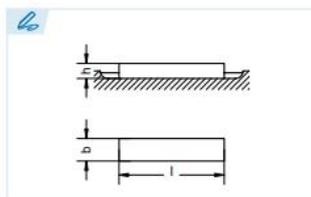


**Dimensiones**

Tamaño	Espesor del disco	Desbaste	Forma F				Forma B			Forma S		
			Agujero acabado $d_f$ mm	H mm	T mm	Z*	Agujero acabado máx. $d_B^{**}$ mm	L mm	K mm	Diámetro de amarre $d_5$ mm	L*** mm	K mm
125	12,5	-	40	9	56	4	32	37,5	50	-	-	-
150	12,5	-	50	9	66	4	40	42,5	60	-	-	-
200	12,5	-	63	11	83	8	45	52,5	65	-	-	-
250	12,5	-	80	11	100	8	70	62,5	100	-	-	-
300	12,5	-	100	14	122	8	80	72,5	120	80	46,5	141
355	12,5 / 25	-	110	14	132	10	100	82,5	145	-	-	-
430	12,5 / 25	50	125	14	147	12	115	97,5	170	90	52,5	155
										140	74,5	230
										160	84,5	290
520	12,5 / 25	50	160	14	182	16	140	117,5	210	140	74,5	230
										160	84,5	290
										200	101,5	340
630	25	75	-	-	-	-	155	150	250	-	-	-
710	25	95	-	-	-	-	180	165	280	-	-	-
800	25	95	-	-	-	-	200	185	320	-	-	-
900	25	120	-	-	-	-	210	205	360	-	-	-
1 000	25	120	-	-	-	-	220	225	400	-	-	-

\* Z = Número de agujeros øH en diámetro øT. \*\* Chavetero según DIN 6885, pág. 1. \*\*\*En posición sin tensión

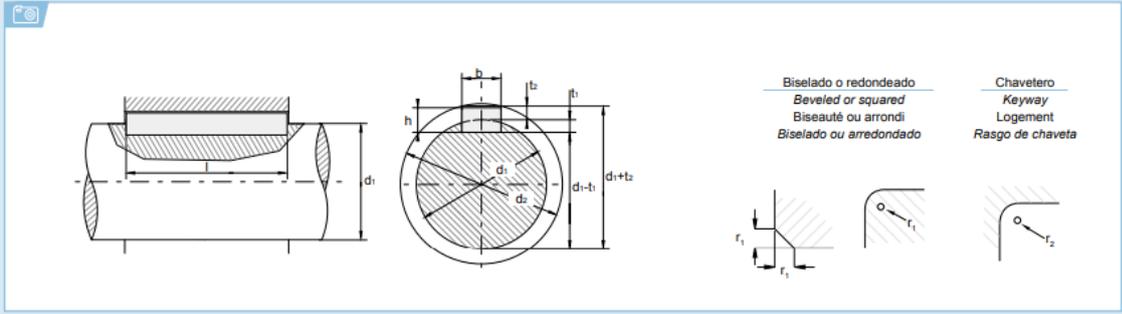
### 3.7 Pletina DIN 6885 A OPAC Componentes para disco de freno. Rodavigo.



**DIN 6885 B**  
**Chaveta paralela - Forma B**  
 Parallel Key - Form B  
 Clavette parallèle - Forme B  
 Chaveta paralela - Forma B

**Extremos rectos (2)**  
 Square Ends (2)  
 Bouts droits (2)  
 Extremidades retas (2)

**i Selección de la chaveta paralela DIN 6885**  
 Selection criteria for parallel key DIN 6885  
 Election de la clavette parallèle DIN 6885  
 Seleção da chaveta paralela DIN 6885



b		2	3	4		12	14	16			
h		2	3	4		6	8	6	9	7	10
d1	>	6	8	10		38	38	44	44	50	50
	≤	8	10	12		44	44	50	50	58	58
Chavetero del eje	b*	asiento fijo P9	2	3	4	12	12	14	14	16	16
		asiento ligero N9	2	3	4	12	12	14	14	16	16
	tt	con juego en el lomo o aprieto	1,2	1,8	2,5	3,9	5	4	5,5	4,7	6
	dif. adm.	+0,1	+0,1	+0,1		+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2

### 3.8 Soporte 246UCP206 con rodamientos de bolas. Rodavigo.

Soportes tipo pedestal

**UCP**

**UCPA**

De fundición de hierro de una sola pieza

NP SL MP

**Producto 241**

**Gama de medidas de agujero**

Serie NP Cargas normales (ISO) 12mm-65mm 1/2" - 2 1/2"

Serie SL De reducida altura hasta centro 12mm-75mm 1/2" - 2 15/16"

Serie MP Cargas pesadas 25mm-100mm 1" - 4"

SNP CNP

**Producto 241**

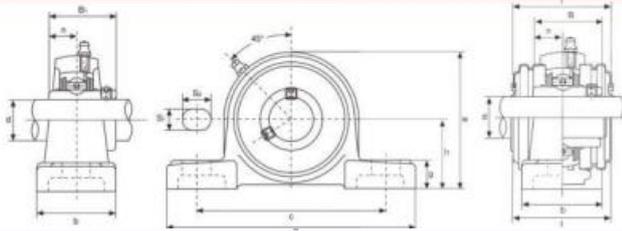
Serie SNP Rosca métrica 20mm-45mm 3/4" - 1 3/4"

Serie CNP Rosca UNC 20mm-45mm 3/4" - 1 3/4"

>>> Soportes

En [www.rodavigo.net](http://www.rodavigo.net) Familia: Rodamientos accesorios  
Producto: Soportes de rodamiento

Soporte tipo UCP



Código	Dimensiones											M	C.Dinamico	C.Estatico	Rodamiento	Soporte	Peso	
	d	h	a	e	b	S <sub>1</sub>	S <sub>2</sub>	g	w	t	B							n
246UCP201	12	30.2	127	95	38	13	19	14	62	44.5	31	12.7	M10	12 200	6 350	UC201	P203	0.69
246UCP202	15	30.2	127	95	38	13	19	14	62	44.5	31	12.7	M10	12 200	6 350	UC202	P203	0.69
246UCP203	17	30.2	127	95	38	13	19	14	62	44.5	31	12.7	M10	12 200	6 350	UC203	P203	0.68
246UCP204	20	33.3	127	95	38	13	19	14	65	44.5	31	12.7	M10	12 200	6 350	UC204	P204	0.66
246UCP205	25	36.5	140	105	38	13	19	15	71	48	34.1	14.3	M10	13 300	7 500	UC205	P205	0.81
246UCP206	30	42.9	165	121	48	17	20	17	84	53	38.1	15.9	M14	18 600	10 800	UC206	P206	1.24
246UCP207	35	47.6	167	127	48	17	20	18	93	59.5	42.9	17.5	M14	24 500	14 600	UC207	P207	1.58
246UCP208	40	49.2	184	137	54	17	20	18	100	69	49.2	19	M14	27 700	17 000	UC208	P208	1.89
246UCP209	45	54.0	190	146	54	17	20	20	106	69	49.2	19	M14	31 000	19 500	UC209	P209	2.14
246UCP210	50	57.2	206	159	60	20	23	21	113	74.5	51.6	19	M16	33 500	22 500	UC210	P210	2.66
246UCP211	55	63.5	219	171	60	20	23	23	125	76	55.6	22.2	M16	41 500	28 000	UC211	P211	3.31
246UCP212	60	69.8	241	184	70	20	23	25	138	89	65.1	25.4	M16	50 000	34 500	UC212	P212	4.90
246UCP213	65	76.2	265	203	70	25	28	27	150	89	65.1	25.4	M20	54 700	38 000	UC213	P213	5.15
246UCP214	70	79.4	266	210	72	25	28	27	156	-	74.6	30.2	M20	59 000	42 000	UC214	P214	6.20
246UCP215	75	82.6	275	217	74	25	28	28	162	-	77.8	33.3	M20	63 000	47 000	UC215	P215	7.16
246UCP216	80	88.9	292	232	78	25	28	30	174	-	82.6	33.3	M20	69 000	51 000	UC216	P216	8.10
246UCP217	85	95.2	310	247	83	25	28	32	185	-	85.7	34.1	M20	80 000	61 000	UC217	P217	9.81
246UCP218	90	101.6	327	262	88	27	30	33	198	-	96	39.7	M22	91 200	68 000	UC218	P218	11.96

\* Posibilidad de suministro soporte y rodamiento en inox

### 3.9 Eje de Acero AISI 304 redonda Ø 50mm. Randrade.

**Barras de Acero Inoxidable**

**AISI 304**



**Estado de Suministro**  
Laminado o trefilado.

**Características**  
Acero inoxidable austenítico, aleado con Cromo y Níquel y bajo contenido de Carbono que presenta una buena resistencia a la corrosión. No es templable ni magnético. Puede ser fácilmente trabajado en frío.

**Aplicaciones**  
Debido a su buena resistencia a la corrosión, conformado en frío y soldabilidad, este acero es utilizado en diferentes piezas, elementos estructurales y de fijación para la industria alimenticia, vitivinícola, frutícola, acuícola, minera y construcción. En elementos ornamentales y utensilios domésticos.

Formas	Color
	

---

**Composición Química**

%C (máx.)	%Mn (máx.)	%Si (máx.)	%Cr	%Ni	%P (máx.)	%S (máx.)
0,08	2,00	1,00	18,00 - 20,00	8,00 - 11,00	0,045	0,03

---

**Propiedades Mecánicas Acero Laminado**

Esfuerzo Fluencia (mín.) (Mpa)	Esfuerzo Tracción (mín.) (Mpa)	Elongación (mín.) %
205	515	40

### 3.10 Escudos y gomas. Predator.

Teniendo en cuenta que una libra esterlina equivale a 1,71 euros a día de hoy 1 de julio de 2021:

$$\text{Precio unitario gomas} = 3,51\text{€ unidad}$$

$$\text{Precio 4 escudos} = 1636,98 \text{ €}$$

You are in: All categories > Scrum Machine Add-Ons > Machine Spares > Rhino Spares



### Elastic Bungees (Part No. AC-0011)

3,00 GBP/each inc. VAT

2,50 GBP/each exc. VAT

Quantity:  each

**+ ADD TO BASKET**

**PROTECT YOUR ASSETS**  
Removable heads make for easy storage. Durable PVC hand crafted covers are the perfect extra to protect your investment.

● PR KS / KJ KIWI STATIC (Jnr or Snr) £1400  
● PVC Cover (Jnr or Snr) £140 ● Ruck & Maul Upgrade kit ( 2 Large Pads) £280

All prices displayed exclude delivery and VAT

### 3.11 Asiento.

Asiento monobloque individual, sin respaldo, con apoyo lumbar. Para gradas convencionales y tribunas metálicas (telescopicas o desmontables).



Carcasa monobloque moldeada por inyección en plástico estabilizado de alta calidad (polipropileno copolímero). Superficie en brillo y cerrado en todo su perímetro de apoyo sobre grada para facilitar la limpieza. Frontal moldeado en escuadra de 35 mm, que bordea sobre el frente de grada. Fijación en un solo punto central de anclaje reforzado con planchuela de acero. Desagüe central. Perfil ergonómico con apoyo lumbar.



1 4/4

Con certificados de resistencia a la luz, aditivado antiUV, según norma 13200/4, certificado de resistencia al uso público severo (vandalismo) por Aidima, cumple la norma UNE EN 12727:01, y certificado en resistencia al fuego, mínimo según Norma M4, opcional Norma M2.

Si el graderío cumple el patrón huella: 85 y contrahuella: 40 cm, el asiento se instala directamente a la grada, en caso contrario, contamos con varios soportes metálicos para corregir la altura de la grada.



## Resumen/Abstract

En este proyecto se exponen los cálculos y procedimientos necesarios para construir una máquina de entrenamiento y tecnificación de la melé que se adapte al rugby moderno y tenga un precio contenido.

Para lograr este fin, se procede inicialmente a realizar un estudio exhaustivo del mercado, desgranando todas las posibles decisiones de diseño que se pueden tomar durante la creación de este tipo de máquina. Tras esto, se ahonda en los requisitos que ha de tener para adaptarse al rugby actual, muy evolucionado en los últimos años. Por último, se realiza el diseño final tratando de aportar ideas nuevas para afrontar los diferentes problemas que surgen a la hora de crear este tipo de producto.

Palabras clave: melier, scrum machine, melé, rugby.

In this project the calculations and procedures needed to build a scrum technical training machine adapted to modern rugby and with a reasonable price are presented.

To do so, initially, a thorough market research is carried out, analysing the possible design decisions that can be made when producing this type of machine. After that, the requirements that the machine should have to become adapted to modern rugby, which has recently evolved dramatically, are studied in depth. To conclude, the final design is presented, trying to provide new ideas in order to confront the different problems that may arise when building this type of product.

Keywords: melier, scrum machine, melé, rugby.