



UNIVERSITAT  
POLITÈCNICA  
DE VALÈNCIA



UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA  
Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño

Modelado y simulación dinámica de un puente-grúa

Trabajo Fin de Grado

Grado en Ingeniería Mecánica

AUTOR/A: Ramos Argueta, Luis Armando

Tutor/a: Suñer Martínez, Josep Lluís

CURSO ACADÉMICO: 2021/2022



## RESUMEN

El siguiente trabajo tiene como finalidad dar validez a un trabajo de un puente grúa de 110 toneladas con el uso del software para simulación dinámica *MSC ADAMS* pues resulta esencial para la fabricación de nuevos modelos. Para el modelado de la grúa se emplea el programa de dibujo asistido por ordenador *AutoDesk Inventor*, el resultado final se exporta a *ADAMS* en donde se crea el reductor de velocidad y el sistema de poleas y cable empleando los módulos específicos para tales tareas. Una vez completo el modelo, se simula la grúa en labores de carga y descarga. Posteriormente se recopilan y analizan los datos obtenidos.

**Palabras clave:** Simulación dinámica, diseño, puente grúa, reductor de velocidad, análisis.

## **ABSTRACT**

The purpose of the following project is to validate a 110-ton capacity crane's project with the use of the dynamic simulation software *MSC ADAMS* as it results essential for the fabrication of upcoming models. *AutoDesk Inventor* is used as the main modelling software, the final model is then exported to *ADAMS* in which the gear and cable systems are created using the corresponding module for each specific task. Once the dynamic model is complete, loading and unloading simulations are carried out. Finally, the data obtained from the simulations is compiled and analyzed.

**Key words:** Dynamic simulation, design, bridge crane, speed reductor, analysis.



## **INDICE DE DOCUMENTOS**

**Documento I:** Memoria.

**Documento II:** Pliego de condiciones y presupuesto.

**Documento III:** Planos.

Modelado y simulación dinámica de un puente grúa de 110 t

***DOCUMENTO I:***  
***MEMORIA***

Modelado y simulación dinámica de un puente grúa de 110 t

## INDICE

1.	INTRODUCCIÓN .....	1
2.	MARCO TEÓRICO .....	2
2.1.	Aparatos de elevación .....	2
2.1.1.	Grúas móviles .....	2
2.1.2.	Grúas fijas .....	3
2.2.	Concepto de puente grúa .....	4
2.3.	Normativa aplicable .....	5
2.4.	Software empleado .....	6
2.4.1.	Uso de Autodesk Inventor para la creación de modelos CAD .....	6
2.4.2.	Uso de Msc ADAMS para la simulación de sistemas multicuerpo .....	8
3.	DISEÑO .....	10
3.1.	Definición y características fundamentales .....	10
3.2.	Partes del puente grúa birraíl .....	10
3.2.1.	Vigas principales .....	10
3.2.2.	Vigas testeras .....	11
3.2.3.	Mecanismo de elevación principal .....	12
3.2.4.	Reductor de velocidad .....	18
3.2.5.	Motor de accionamiento .....	21
3.2.6.	Carro .....	22
3.2.7.	Mecanismo de elevación secundaria .....	23
4.	MODELADO Y ENSAMBLADO .....	24
4.1.	Modelado .....	24
4.1.1.	Vigas principales .....	24
4.1.2.	Vigas testeras .....	26
4.1.3.	Mecanismo de elevación .....	28
4.1.4.	Carcasa del reductor de velocidad .....	33
4.1.5.	Vigas del carro .....	35
4.2.	Ensamblado .....	37
4.2.1.	Conjunto de vigas principales .....	37
4.2.2.	Carro de traslación .....	39
4.2.3.	Ensamblado del reductor de velocidad .....	43
4.2.4.	Ensamblaje completo .....	51

## Modelado y simulación dinámica de un puente grúa de 110 t

5.	SIMULACIÓN DINÁMICA.....	53
5.1.	Determinación del sistema de poleas y cable .....	53
5.1.1.	Sistema equivalente de fuerzas en los tambores.....	61
5.2.	Introducción de las vigas principales y la carga .....	66
5.3.	Movimientos empleados.....	67
5.4.	Simulación .....	69
6.	RESULTADOS .....	73
6.1.	Primera simulación.....	73
6.1.1.	Desarrollo del cable sin carga.....	73
6.1.2.	Velocidad del gancho. ....	75
6.1.3.	Fuerza sobre las poleas. ....	76
6.1.4.	Resultados del reductor de velocidad.....	76
6.2.	Segunda simulación.....	78
6.2.1.	Desarrollo del cable con la carga. ....	78
6.2.2.	Velocidad del gancho. ....	79
6.2.3.	Fuerzas soportadas por las poleas. ....	80
6.2.4.	Resultados del reductor de velocidad.....	81
7.	CONCLUSIONES .....	87
	ANEXOS .....	89
	ANEXO I. Cálculos del reductor de velocidad .....	90
	a) Módulos de los engranajes .....	90
	b) Análisis del eje motriz .....	96
	ANEXO II. Planos de referencia. ....	103
	REFERENCIAS.....	115
	INDICE DE TABLAS .....	117

## INDICE DE FIGURAS

Figura 1. Grúa telescópica (PH Contractor Inc, s.f.).....	3
Figura 2. Grúa Derrick. (Grua Liebherr LR1600-2 + Derrick, Nzg 843 Escala 1/50, n.d.).....	3
Figura 3. Grúa sidelifter. (Steelbro Sidelifter Services - Transquip Services Adelaide, s.f.).....	3
Figura 4. Puente grúa. (SM Open Winch Crane   Konecranes, s.f.).....	4
Figura 5. Grúa pórtico. (Gantry Cranes   Konecranes, s.f.).....	4
Figura 6. Grúa torre (Fuente: propia).....	4
Figura 7. Grúa de brazo nivelado. (Double Boom Shipyard Cranes   Konecranes, s.f.).....	4
Figura 8. Variantes para el montaje de las vigas principales. (Grúas Puente Birrailes ZLK. ABUS, s. f.).....	5
Figura 9. Ventana de inicio de Autodesk Inventor professional 2022. (Fuente: Elaboración propia).....	7
Figura 10. Panel de herramientas correspondiente a la creación de modelos 3D. (Fuente: Elaboración propia).....	7
Figura 11. Interfaz de usuario para ensamblajes. (Fuente: Elaboración propia).....	7
Figura 12. Extracto de la barra de herramientas del entorno Inventor Studio. (Fuente: Elaboración propia).....	8
Figura 13. Interfaz gráfica de ADAMS View. (Fuente: Elaboración propia).....	8
Figura 14. Módulos Gear, Cable y Bearing de ADAMS View. (Fuente: Elaboración propia).....	9
Figura 15. Viga principal del puente grúa. (Fuente: Elaboración propia).....	10
Figura 16. Viga testera del puente grúa. (Fuente: Elaboración propia).....	11
Figura 17. Disposición de las poleas y los ramales del cable. (Polipastos Eléctricos de Cable ABUS, s. f.).....	12
Figura 18. Tambores de arrollamiento del puente grúa. (Fuente: Elaboración propia).....	14
Figura 19. Polea correspondiente al mecanismo de elevación del puente grúa. (Fuente: Elaboración propia).....	16
Figura 20. Gancho de elevación principal. (Fuente: Elaboración propia).....	17
Figura 21. Caja reductora de velocidad del puente grúa.....	18
Figura 22. Esquema de la caja reductora de velocidad. (Fuente: Elaboración propia).....	19
Figura 23. Detalle de rodamientos. (Fuente: Elaboración propia).....	20

Figura 24. Carro del puente grúa. (Fuente: Elaboración propia) .....	22
Figura 25. Sección de la viga principal. (Fuente: Elaboración propia).....	24
Figura 26. Extremo modificado de la viga principal. (Fuente: Elaboración propia) 25	
Figura 27. Rigidizador transversal(a) y rigidizador longitudinal (b). (Fuente: Elaboración propia) .....	25
Figura 28. Carril de rodadura tipo Burbach según norma DIN 536. (Fuente: Elaboración propia) .....	26
Figura 29. Sección de la viga testera. (Fuente: Elaboración propia).....	26
Figura 30. Alojamientos para las ruedas y ejes. (Fuente: Elaboración propia)	26
Figura 31. Perfil de revolución para las ruedas de las vigas testeras. (Fuente: Elaboración propia) .....	27
Figura 32. Operación de patrón circular para modelar los nervios de las ruedas. (Fuente: Elaboración propia).....	27
Figura 33. Eje de las ruedas de las vigas testeras. (Fuente: Elaboración propia) 28	
Figura 34. Topes de goma de las vigas testeras. (Fuente: Elaboración propia) 28	
Figura 35. Boceto para generar el arrollamiento del tambor. (Fuente: Elaboración propia) .....	28
Figura 36. Creación del arrollamiento. (Fuente: Elaboración propia) .....	29
Figura 37. Tambor de arrollamiento tras las operaciones de bobinado y extrusión. (Fuente: Elaboración propia) .....	29
Figura 38. Tambor de arrollamiento con rueda dentada. (Fuente: Elaboración propia) .....	30
Figura 39. Proceso de obtención de la polea. (Fuente: Elaboración propia)....	31
Figura 40. Almas de la polea. (Fuente: Elaboración propia) .....	31
Figura 41. Contorno del gancho de elevación principal. (Fuente: Elaboración propia) .....	32
Figura 42. Secciones del gancho de elevación principal. (Fuente: Elaboración propia) .....	32
Figura 43. Operación de elevación. (Fuente: Elaboración propia).....	33
Figura 44. Carcasa del reductor de velocidad. (Fuente: Elaboración propia)...	34
Figura 45. Tapa del reductor de velocidad. (Fuente: Elaboración propia).....	34
Figura 46. Perfil del bogie. (Fuente: Elaboración propia) .....	35
Figura 47. Detalle del bogie. (Fuente: Elaboración propia) .....	35

Figura 48. Voladizo para situar la caja reductora. (Fuente: Elaboración propia)

36

Figura 49. Perfil de revolución para las ruedas del carro de elevación. (Fuente: Elaboración propia) ..... 36

Figura 50. Rueda de los bogies del carro. (Fuente: Elaboración propia) ..... 37

Figura 51. Anclaje de vigas a testeros mediante restricciones de coincidencia y nivelación. (Fuente: Elaboración propia) ..... 38

Figura 52. Ensamblaje de vigas principales y testeros . (Fuente: Elaboración propia) ..... 39

Figura 53. Creación de la estructura del carro. (Fuente: Elaboración propia) .. 39

Figura 54. Ensamblaje del mecanismo de elevación sobre el carro. (Fuente: Elaboración propia) ..... 40

Figura 55. Modificación de Coordinate system y Working grid. (Fuente: Elaboración propia) ..... 41

Figura 56. Tipo de conexiones (Joints). (Fuente: ADAMS View)..... 42

Figura 57. Ensamblaje de los ejes del reductor de velocidad en Inventor (a) y en ADAMS (b). (Fuente: Elaboración propia)..... 43

Figura 58. Elección de los parámetros de un par de engrane en Inventor. (Fuente: Elaboración propia)..... 43

Figura 59. Posicionamiento de los engranajes sobre los ejes. (Fuente: Elaboración propia) ..... 44

Figura 60. Elección de rodamientos en Inventor. (Fuente: Elaboración propia)44

Figura 61. Elección de rodamientos en Inventor. (Fuente: Elaboración propia)45

Figura 62. Elección del tipo de material para el reductor de velocidad. (Fuente: Elaboración propia) ..... 45

Figura 63. Ejemplo de Revolute Joints en los ejes del reductor de velocidad. (Fuente: Elaboración propia)..... 46

Figura 64. Determinación de la geometría de un par de engrane. (Fuente: Elaboración propia) ..... 47

Figura 65. Primera etapa de reducción. (Fuente: Elaboración propia) ..... 48

Figura 66. Tren de engranajes de tres etapas. (Fuente: Elaboración propia) .. 48

Figura 67. Etapa exterior del reductor de velocidad. (Fuente: Elaboración propia) ..... 48

Figura 68. Etapa exterior del reductor de velocidad. (Fuente: Elaboración propia) ..... 49

Figura 69. Determinación de la geometría de un rodamiento. (Fuente: Elaboración propia) ..... 50

Figura 70. Rodamientos de la primera etapa del reductor. (Fuente: Elaboración propia) .....	50
Figura 71. Vista en perspectiva del puente grúa de 110 toneladas. (Fuente: Elaboración propia) .....	52
Figura 72. Creación del eje de las poleas. (Fuente: Elaboración propia) .....	53
Figura 73. Propiedades del eje. (Fuente: Elaboración propia) .....	54
Figura 74. Creación del cable: Anclajes. (Fuente: Elaboración propia) .....	54
Figura 75. Creación de la variable de estado "Winch". (Fuente: Elaboración propia) .....	55
Figura 76. Design variable (altura). (Fuente: Elaboración propia) .....	56
Figura 77. Función winch. (Fuente: Elaboración propia) .....	57
Figura 78. Propiedades de la polea. (Fuente: Elaboración propia) .....	57
Figura 79. Dimensiones principales de la polea. (Fuente: ADAMS View Help)	58
Figura 80. Distribución de las poleas. (Fuente: Elaboración propia) .....	58
Figura 81. Configuración de parámetros de salida. (Fuente: Elaboración propia)	60
Figura 82. Sistema de poleas y cable inicial. (Fuente: Elaboración propia) .....	60
Figura 83. Sistema de poleas y cable final. (Fuente: Elaboración propia) .....	61
Figura 84. Creación de measures. (Fuente: Elaboración propia) .....	62
Figura 85. Creación de la fuerza de compensación. (Fuente: Elaboración propia) .....	63
Figura 86. Creación de la fuerza en el eje del tambor. (Fuente: Elaboración propia) .....	65
Figura 87. Creación de la fuerza de compensación (Fuente: Elaboración propia)	65
Figura 88. Herramienta "Precision Move". (Fuente: Elaboración propia) .....	66
Figura 89. Introducción de las vigas principales al modelo. (Fuente: Elaboración propia) .....	66
Figura 90. Introducción de la carga. (Fuente: Elaboración propia) .....	67
Figura 91. Velocidad angular del eje de entrada frente al tiempo. (Fuente: Elaboración propia) .....	68
Figura 92. Traslación del carro frente al tiempo. (Fuente: Elaboración propia)	69
Figura 93. Estados 1 (a) y 2 (b) para las simulaciones. (Fuente: Elaboración propia) .....	70
Figura 94. Ventana de Interactive simulation. (Fuente: Elaboración propia) ....	72
Figura 95. Desarrollo del cable (Estado 1). (Fuente: Elaboración propia) .....	73

Figura 96. Identificación de cada ramal. (Fuente: Elaboración propia) .....	74
Figura 97. Tensión en los ramales (Estado 1). (Fuente: Elaboración propia) ..	75
Figura 98. Velocidad del gancho (Estado 1). (Fuente: Elaboración propia) .....	75
Figura 99. Fuerza vertical sobre las poleas (Estado 1). (Fuente: Elaboración propia) .....	76
Figura 100. Velocidad angular de los ejes (Estado 1). (Fuente: Elaboración propia) .....	76
Figura 101. fuerza total en cada etapa del reductor (Estado 1). (Fuente: Elaboración propia) .....	77
Figura 102. Par de cada etapa del reductor (Estado 1). (Fuente: Elaboración propia) .....	77
Figura 103. Desarrollo del cable (Estado 2). (Fuente: Elaboración propia) .....	78
Figura 104. Tensión en los ramales. (Fuente: Elaboración propia) .....	79
Figura 105. Velocidad del gancho (Estado 2). (Fuente: Elaboración propia) ....	80
Figura 106. Fuerza en el eje Y sobre las poleas del aparejo (Estado 2). (Fuente: Elaboración propia) .....	80
Figura 107. Velocidad angular de los ejes (Estado 2). (Fuente: Elaboración propia) .....	81
Figura 108. fuerza total. (Fuente: Elaboración propia) .....	82
Figura 109. fuerza axial. (Fuente: Elaboración propia) .....	82
Figura 110. fuerza radial. (Fuente: Elaboración propia) .....	83
Figura 111. fuerza tangencial. (Fuente: Elaboración propia) .....	83
Figura 112. Par motor del eje de entrada. (Fuente: Elaboración propia) .....	84
Figura 113. fuerza total en cada etapa del reductor (Estado 2). (Fuente: Elaboración propia) .....	84
Figura 114. fuerza axial en cada etapa del reductor. (Fuente: Elaboración propia) .....	85
Figura 115. fuerza radial en cada etapa del reductor. (Fuente: Elaboración propia) .....	85
Figura 116. fuerza tangencial en cada etapa del reductor. (Fuente: Elaboración propia) .....	86
Figura 117. torque en cada etapa del reductor (Estado 2). (Fuente: Elaboración propia) .....	86
Figura 118. Fuerzas actuando sobre el eje de entrada. (Fuente: Elaboración propia) .....	96
Figura 119. Fuerzas sobre un engranaje cilíndrico helicoidal. (Formulario. Diseño de Máquinas I, 2022) .....	97

Figura 120. Reacciones en los apoyos, plano XY. (Fuente: Elaboración propia)	
98	
Figura 121. Diagrama de momentos flectores, plano XY. (Fuente: Elaboración propia)	99
Figura 122. Reacciones en los apoyos, plano XY. (Fuente: Elaboración propia)	
100	
Figura 123. Diagrama de momentos flectores, plano XZ. (Fuente: Elaboración propia)	100
Figura 124. Conjunto grúa. (Rosanes Soto, 2018)	104
Figura 125. Viga principal. (Rosanes Soto, 2018)	105
Figura 126. Testero puente. (Rosanes Soto, 2018)	106
Figura 127. Tambor $\Phi 800$ . (Rosanes Soto, 2018)	107
Figura 128. Detalle montaje soporte central. (Rosanes Soto, 2018)	108
Figura 129. Reductor principal. (Rosanes Soto, 2018)	109
Figura 130. Aparejo y gancho. (Rosanes Soto, 2018)	110
Figura 131. Conjunto carro. (Rosanes Soto, 2018)	111
Figura 132. Detalle carro. (Rosanes Soto, 2018)	112
Figura 133. Detalle carro 2. (Rosanes Soto, 2018)	113

Modelado y simulación dinámica de un puente grúa de 110 t

## 1. INTRODUCCIÓN

El presente trabajo está orientado al modelado y simulación dinámica de un puente grúa empleado en las labores de mantenimiento de una central hidroeléctrica. Este modelo de grúa está diseñado para una capacidad máxima de 110 toneladas siguiendo el diseño propuesto por Jesús Rosanes Soto en su obra "5 proyectos de grúas y puentes grúa".

En primer lugar, se emplea el programa *Autodesk Inventor Pro 2022* para el modelado de los componentes de la grúa y su ensamblaje, posteriormente, se exporta este modelo al programa *MSC ADAMS View* en donde se introduce el sistema de poleas y los engranajes y rodamientos que conforman el reductor de velocidad. Para finalizar, se realizan simulaciones dentro del entorno de *MSC ADAMS View* y se comprueba que los resultados obtenidos se corresponden con los presentes en la bibliografía de partida.

Con la realización de este proyecto se pretende conseguir un mejor entendimiento de las grúas de tipo puente mostrando sus elementos constituyentes y sus movimientos. Además, las herramientas empleadas permiten acercar al alumno al mundo del diseño asistido por ordenador y a programas de simulación dinámica.

En la primera sección de este trabajo se da una visión general acerca de los equipos de elevación para luego introducir el concepto de puente grúa. En la sección de Diseño se justifican las dimensiones de los elementos que conforman la grúa (tambores de arrollamiento, poleas, perfiles laminados, ruedas etc.). En la sección de Modelado y ensamblado se describen los pasos seguidos para obtener el modelo final de la grúa. Se finaliza con una simulación dinámica del mecanismo de elevación y traslación del conjunto.

La finalidad del trabajo es puramente analítica y teórica ya que no se pretende la construcción de este aparato de elevación.

## 2. MARCO TEÓRICO

### 2.1. Aparatos de elevación

Un aparato de elevación es todo aquel de funcionamiento discontinuo, destinado a elevar y distribuir en el espacio, las cargas suspendidas con la ayuda de un gancho u otro accesorio de aprehensión (Asociación Española de Normalización [UNE], 1987). Por lo general son aparatos que cuentan con poleas, cables, contrapesos, mecanismos simples, entre otros, con el objetivo de mover cargas considerables.

Con el paso de los años, fueron desarrollándose grúas más complejas y grandes para permitir la elevación de mayores pesos. Hasta la llegada de la revolución industrial, los principales elementos de construcción para las grúas eran la madera y la piedra, posteriormente se reemplazaron estos materiales por el hierro fundido y el acero. No fue hasta el siglo XVIII donde las primeras grúas en disponer de tracción mediante energía mecánica que no fuese humana o animal aparecieron, estas eran accionadas por máquinas de vapor.

Las grúas actuales utilizan principalmente motores de combustión interna o motores eléctricos para proporcionar mayores fuerzas. Estos mecanismos son utilizados en un vasto espectro de condiciones de trabajo. Pueden estar expuestos a usos esporádicos y ambientes corrosivos como el de mantenimiento en una central hidroeléctrica, o pueden estar expuestos a ciclos de trabajo intensivos como en una acería.

Las velocidades a las que las operaciones de carga y descarga se realizan, las cargas que pueden soportarse, las alturas a las que estas pueden ser elevadas, así como el lugar de trabajo de la máquina son atributos que diferencian un rango amplio de equipamiento de elevación. Estos van desde el mecanismo más sencillo a modernos equipos automáticos (Shapiro, 2010). En función de su aplicación y su movimiento se pueden distinguir entre los siguientes aparatos de elevación:

#### 2.1.1. Grúas móviles.

Aquellas que están formadas por un vehículo portante y un aparato de elevación. Algunos ejemplos son:

- Grúas telescópicas. Utilizan mecanismos hidráulicos para la extensión o recogimiento del brazo y así trasladar la carga. (Figura 1).
- Grúas Derrick. Antes de definir la grúa Derrick se define el concepto de grúa tipo pluma: Aparato de elevación cuyo dispositivo de aprehensión está suspendido de la pluma o de un carro que se desplaza a lo largo de la misma. Así pues, una grúa Derrick es una de tipo pluma orientable, en la que la pluma articula sobre la parte inferior de un puntal vertical apoyado en sus dos extremos (UNE, 1987). Usualmente cuenta con una base móvil para desplazarse y posee un sistema que le permite girar (Figura 2).

- Grúas sidelifter. Es un mecanismo de elevación lateral empleado para la carga y descarga de contenedores. Proporcionan una mayor agilidad para el traslado de contenedores que otros modelos de grúa. (Figura 3).



Figura 1. Grúa telescópica (PH Contractor Inc, s.f.)



Figura 2. Grúa Derrick. (Grúa Liebherr LR1600-2 + Derrick, Nzg 843 Escala 1/50, n.d.)



Figura 3. Grúa sidelifter. (Steelbro Sidelifter Services - Transquip Services Adelaide, s.f.)

### 2.1.2. Grúas fijas.

Aquellas que tienen una movilidad reducida y por consiguiente mayor estabilidad. A continuación, se exponen algunos ejemplos:

- Puentes grúa. Es un aparato de elevación cuyos elementos portadores se apoyan directamente sobre un camino de rodadura (UNE, 1987). Gracias a que circulan por vías elevadas dejan libre toda la superficie de trabajo de modo que el tránsito por el suelo y otras tareas en tierra pueden efectuarse sin mayores estorbos. (Figura 4)
- Grúas pórtico. Aparato de elevación cuyos elementos portadores se apoyan sobre un camino de rodadura por intermedio de patas de apoyo (UNE, 1987). (Figura 5)
- Grúas torre. Aparato de elevación que puede fijarse a una fundición o instalarse sobre el armazón de un edificio en construcción. Están compuestas por estructuras metálicas desmontables con la cualidad de adaptar su altura al edificio en construcción. (Figura 6)
- Grúa de brazo nivelado. Aparato de elevación que es capaz de desplazar longitudinalmente la carga suspendida mientras el gancho de elevación o el accesorio de aprehensión se mantiene a una altura fija de forma automática.



Figura 4. Puente grúa. (SM Open Winch Crane | Konecranes, s.f.)



Figura 5. Grúa pórtico. (Gantry Cranes | Konecranes, s.f.)



Figura 6. Grúa torre (Fuente: propia)



Figura 7. Grúa de brazo nivelado. (Double Boom Shipyard Cranes | Konecranes, s.f.)

## 2.2. Concepto de puente grúa

Un puente grúa es aquel que consta de un elemento portador formado por una o dos vigas móviles, apoyadas o suspendidas, sobre las que se desplaza un carro con los mecanismos elevadores (NTP 736: Grúas Tipo Puente (I): Generalidades, s. f.). Se pueden clasificar según el número de vigas principales:

- Puente grúa monorraíl. Cuenta con una única viga principal, por lo que su capacidad de elevación es limitada.
- Puente grúa birraíl. Al contar con dos vigas principales es más adecuada para levantar cargas grandes. Su tamaño le permite contar con polipastos auxiliares, generalmente de menor capacidad.

Para los puentes grúa birraíl se pueden encontrar distintos tipos de montaje en función de las labores que este desempeña y las dimensiones de la nave o el sitio donde la grúa opera. Esto garantiza la máxima funcionalidad, flexibilidad y comodidad de manejo.

En la siguiente figura se aprecian las variantes de montaje de las vigas principales para un puente grúa birraíl:

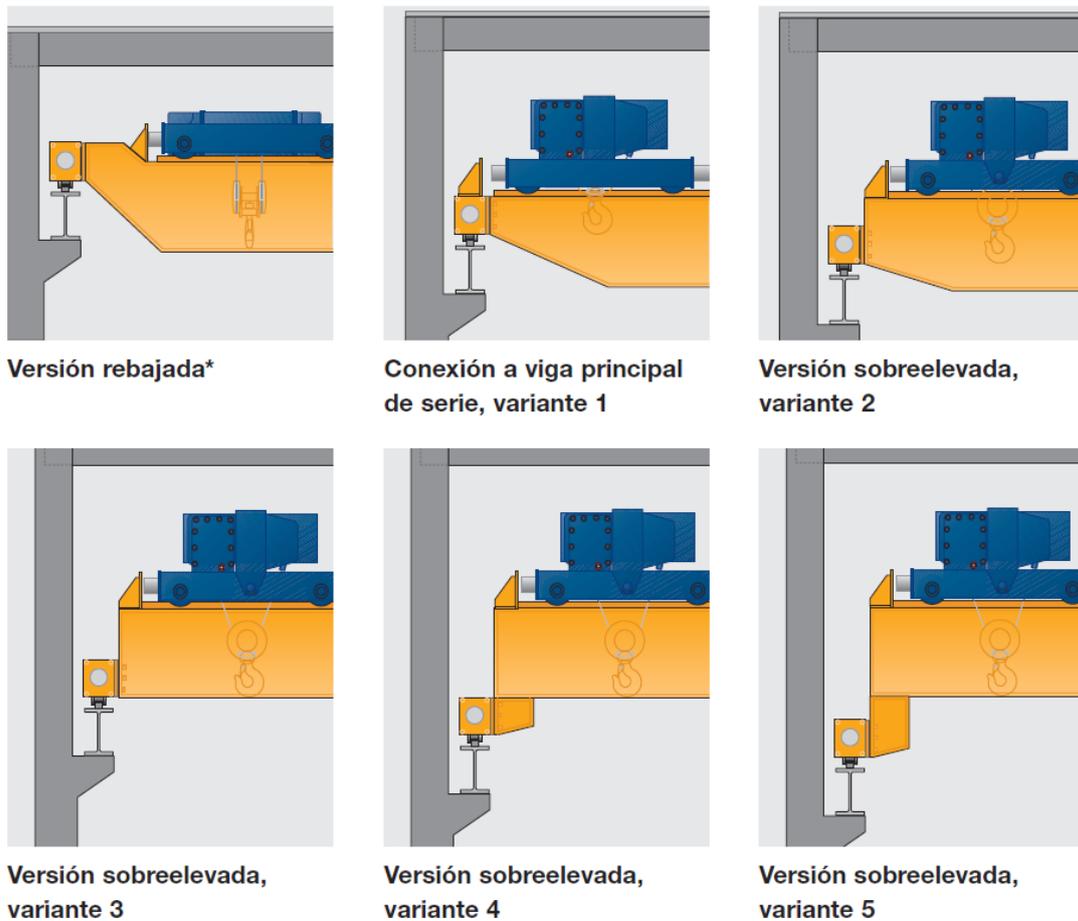


Figura 8. Variantes para el montaje de las vigas principales. (Grúas Punte Birralles ZLK. ABUS, s. f.)

### 2.3. Normativa aplicable

Para el diseño de un puente grúa resulta necesario el cumplimiento de la normativa vigente. A nivel nacional esta normativa que se debe satisfacer es la publicada y revisada por AENOR. Así, algunas de las normas aplicables son las que se detallan a continuación:

- UNE 58104-1:1987

Aparatos de elevación. Vocabulario. Parte 1. Tipos de aparatos de elevación.

- UNE 58104-4:1990

Aparatos de elevación. Vocabulario. Parte 4: componentes.

- UNE 58112-5:1991

Grúas y aparatos de elevación. Clasificación. Parte 5: grúas puente y pórtico.

- UNE 58128:1987

Aparatos de elevación. Grúas puente y pórtico. Tolerancias de los caminos de rodadura.

- UNE 58132-4:2000

Aparatos de elevación. Reglas de cálculo. Parte 4: Cálculo y elección de los elementos mecánicos.

- UNE 58134:1988

Aparatos de elevación. Accionamientos. Disposición y características. Grúas puente y pórtico.

- UNE 58915-5:1992

Aparatos de elevación de serie. Polipastos. Parte 5: elección de los motores de traslación.

- UNE 58915-6:1992

Aparatos de elevación de serie. Polipastos. Parte 6: elección de los motores de elevación.

- UNE-EN 12385-1:2003+A1:2008

Cables de acero. Seguridad. Parte 1: Requisitos generales.

Para el modelado del reductor de velocidad se toma de referencia, también, las siguientes normas:

- UNE 18068:1978

Engranajes cilíndricos. Datos a figurar en los planos.

- UNE 18004-1:1993

Engranajes. Vocabulario y definiciones geométricas. Parte 1: definiciones generales, engranajes y pares de engranajes cilíndricos, cónicos e hipoides.

- UNE 18004-1:1993

Notación internacional de los engranajes. Símbolos de datos geométricos.

- UNE 18066:1961

Engranajes. Rectos y helicoidales.

## **2.4. Software empleado**

### **2.4.1. Uso de Autodesk Inventor para la creación de modelos CAD**

*Inventor* es un software de diseño asistido por ordenador que proporciona al usuario herramientas profesionales para el diseño mecánico, la documentación y la simulación de productos. A continuación, se muestra la ventana principal del programa.

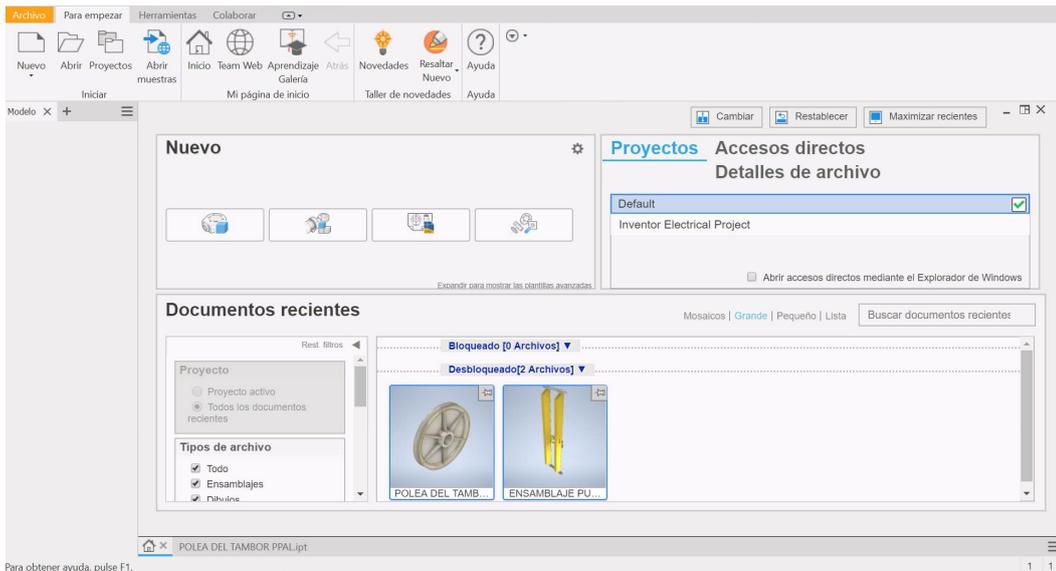


Figura 9. Ventana de inicio de Autodesk Inventor profesional 2022. (Fuente: Elaboración propia)

Entre las características clave de este programa se encuentran:

- Modelado paramétrico. Útil para hacer piezas en 3D partiendo de bocetos en dos dimensiones. La Figura 10 muestra el panel de herramientas para la creación de bocetos 2D y la edición de modelos ya existentes.



Figura 10. Panel de herramientas correspondiente a la creación de modelos 3D. (Fuente: Elaboración propia)

- Ensamblajes. Permite formar un sistema de cuerpos 3D a partir de modelos previamente creados. La Figura 11 muestra la interfaz de usuario correspondiente a los ensamblajes.

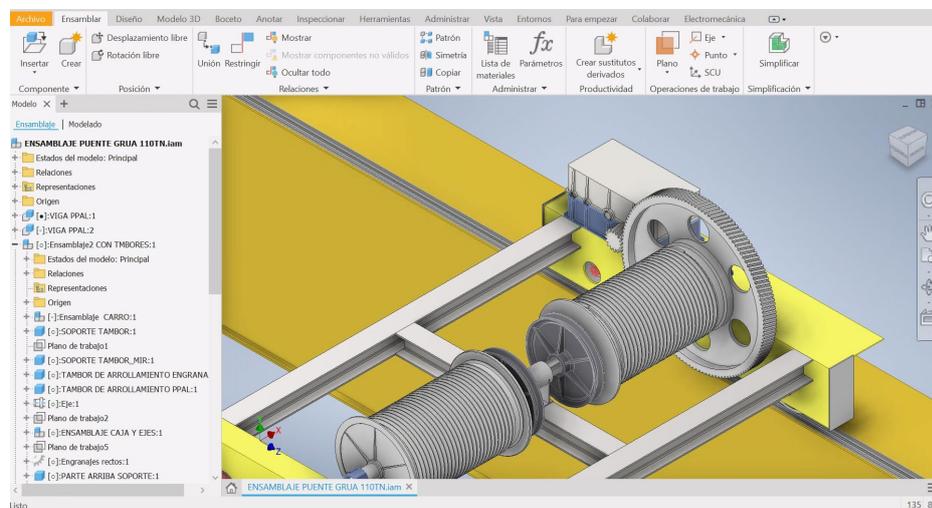


Figura 11. Interfaz de usuario para ensamblajes. (Fuente: Elaboración propia)

- Creación de planos. Crea de manera fácil planos detallados para la manufactura.
- Entorno de Inventor Studio. Permite al usuario crear imágenes y videos renderizados en alta definición usando modelos matemáticos. Algunas de las opciones que ofrece este entorno se pueden ver en la siguiente figura:



Figura 12. Extracto de la barra de herramientas del entorno Inventor Studio. (Fuente: Elaboración propia)

#### 2.4.2. Uso de Msc ADAMS para la simulación de sistemas multicuerpo

ADAMS es un software de análisis de sistemas dinámicos multicuerpo. Es útil para estudiar la dinámica de partes móviles y como las cargas y fuerzas se distribuyen en un mecanismo. La Figura 13 muestra la interfaz de usuario.

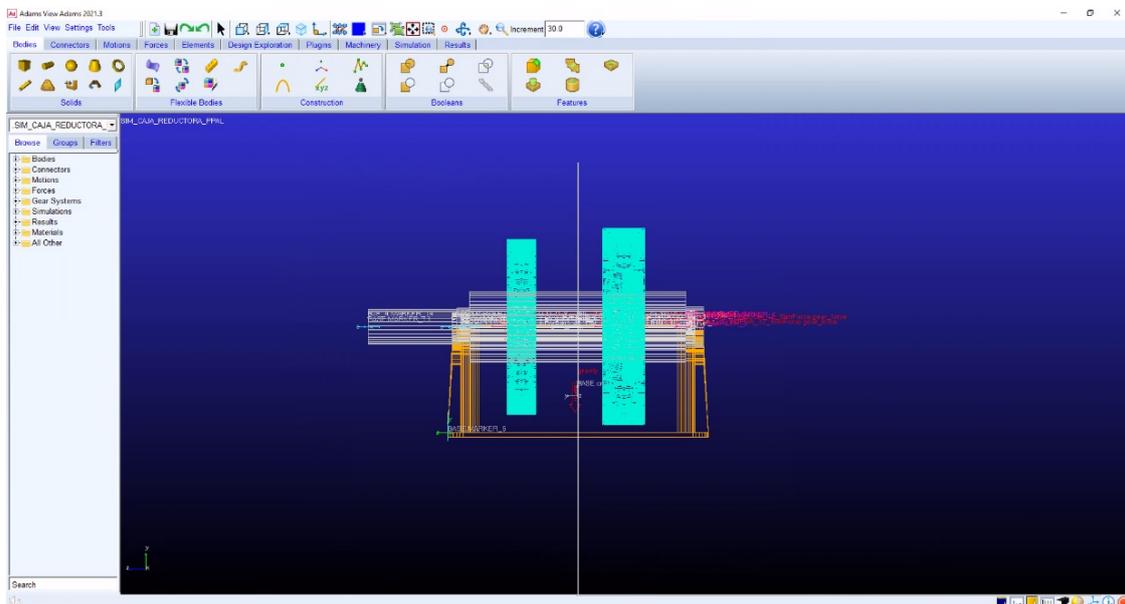


Figura 13. Interfaz gráfica de ADAMS View. (Fuente: Elaboración propia)

La extensión ADAMS *machinery* es de gran utilidad en este proyecto pues está pensada para el diseño de máquinas. Permite al usuario crear prototipos funcionales de mecanismos reales y predecir su comportamiento. Son de especial interés los módulos de *engranajes*, *cables* y *rodamientos*.



Figura 14. Módulos Gear, Cable y Bearing de ADAMS View. (Fuente: Elaboración propia)

- Módulo de engranajes (*Gear*). Permite al usuario diseñar y predecir el comportamiento de los pares de engranajes.
- Módulo *Cable*. Se emplea para modelar y analizar el comportamiento de sistemas de cables y poleas. En él se puede computar la vibración del cable, así como su tensión. Para obtener resultados más precisos se puede definir a priori la densidad, el módulo de elasticidad y la precarga del cable.
- Módulo de rodamientos (*Bearing*). Es imprescindible a la hora de predecir el comportamiento de rodamientos en el rendimiento del mecanismo.

### 3. DISEÑO

#### 3.1. Definición y características fundamentales

Este trabajo versa sobre un puente grúa birraíl dedicado a las labores de mantenimiento de una central hidroeléctrica, disponiendo de elevación principal y auxiliar. Se parte de los datos expuestos en el proyecto de *Puente grúa de 110 toneladas* del libro “5 Proyectos de Grúas y Puentes Grúa” (Rosanes Soto, 2018).

Se aborda únicamente el mecanismo de elevación primario que es el de interés para este proyecto quedando en meros datos explicativos el mecanismo secundario de elevación. A continuación, se definen las características fundamentales de la grúa:

Luz	30 m
Carga de elevación principal	110000 kg (110 t)
Carga de elevación auxiliar	20000 kg (20 t)
Velocidad de elevación principal	1,2 m/min
Velocidad de elevación auxiliar	2m/min
Velocidad de traslación del carro	20m/min
Velocidad de traslación del puente	40m/min

*Tabla 1. Características de diseño.*

#### 3.2. Partes del puente grúa birraíl

Partiendo de los datos bibliográficos, se describe cada parte del puente grúa, pues resulta necesario conocer cada una de ellas para tener una visión más amplia del mecanismo que se aborda a lo largo del trabajo:

##### 3.2.1. Vigas principales



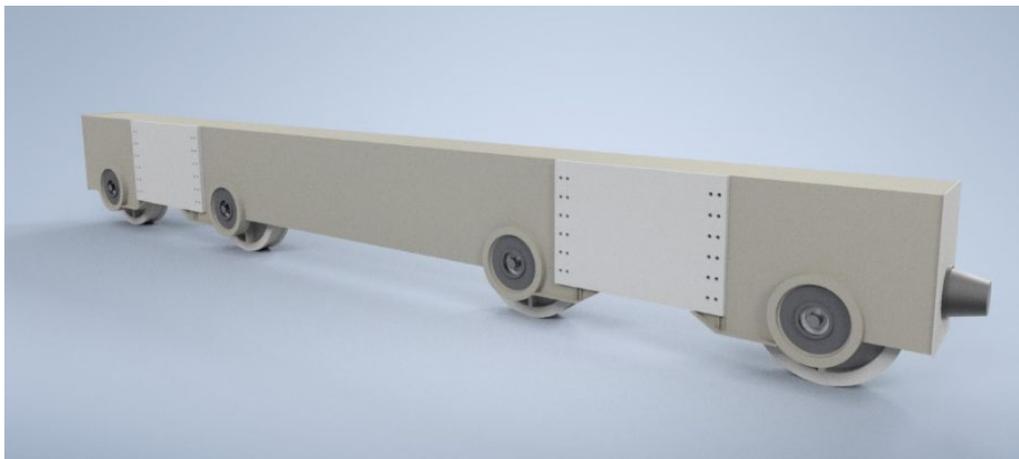
*Figura 15. Viga principal del puente grúa. (Fuente: Elaboración propia)*

Construidas con chapas de acero semicalado laminado A42-b soldadas en forma de cajón, constituyen el elemento estructural más importante del mecanismo. Dentro de su estructura se colocan rigidizadores destinados a soportar el peso de la carga móvil. Con el fin de aligerar la estructura, se colocan los dinteles con la mayor separación posible entre ellos. Por último, se sueldan placas de anclaje en ambos extremos de las vigas para su posterior conexión con las vigas testeras. La variante de montaje empleada es la variante 1 mostrada en la Figura 8.

La sección de la viga presenta una resistencia a torsión mayor que los perfiles laminados normalizados. Esta sección resulta útil para resistir los esfuerzos torsionales originados como consecuencia del frenado del puente.

Los carriles por donde se desplaza el carro están soldados directamente sobre las vigas.

### 3.2.2. Vigas testeras



*Figura 16. Viga testera del puente grúa. (Fuente: Elaboración propia)*

Formadas también de chapas de acero semicalado laminado A42-b convenientemente dimensionados en forma de cajón. En su rueda trasera se instala el motor de accionamiento, el reductor de velocidad y el freno.

Las vigas testeras están dispuestas de placas mecanizadas convenientemente soldadas para el anclaje a las vigas principales mediante tornillos de alta resistencia. Además, cuentan con elementos amortiguadores en ambos extremos para reducir, entre otros factores, el efecto de oscilaciones en el gancho debidas a choques.

Las dimensiones de la sección de estas vigas son: 500mm x 800mm con un espesor de 15mm.

- Motor de accionamiento

Sabiendo que la velocidad de traslación es de 40 m/min y que el conjunto demanda una potencia de régimen permanente a plena carga de 36 kW, se elige un motor SIEMENS de 45kW y 750 rpm. (Rosanes Soto, 2018, p. 334)

- Reductor de velocidad

Se adopta un reductor RALPE tipo TT-315 (Rosanes Soto, 2018, p. 335).

Este tren de engranajes cilíndrico-helicoidales de ejes paralelos cuenta con una relación de transmisión  $i=63$ , Potencia de red  $P_N=52$  kW, y velocidad angular de 750rpm. (*Reductores de Velocidad. Tipos Tandem. RALPE*, s. f.).

- Freno

El freno adoptado es de la categoría SIME tipo FTH-350 (Rosanes Soto, 2018, p. 335).

### 3.2.3. Mecanismo de elevación principal

Comprende el aparejo portante del gancho, los tambores de arrollamiento del cable y las poleas. A pesar de que el reductor de velocidad como el motor y el sistema de frenado forman parte del mecanismo de elevación principal se ha decidido dedicar una sección aparte para cada uno de ellos.

Debido a que el sistema de poleas se proyecta con un elevado número de ramales que en consecuencia determinaría una gran longitud del tambor, se ha preferido colocar un tambor formado por dos semi-tambores (Rosanes Soto, 2018, p. 140).

El sistema de elevación cuenta con un total de cinco poleas, dos de ellas colocadas en el mismo eje que los tambores de arrollamiento y las tres restantes colocadas axialmente en el aparejo que porta el gancho de elevación. En la Figura 17 se detalla la disposición de los cables y poleas.

#### Tipo 6/2 – Z

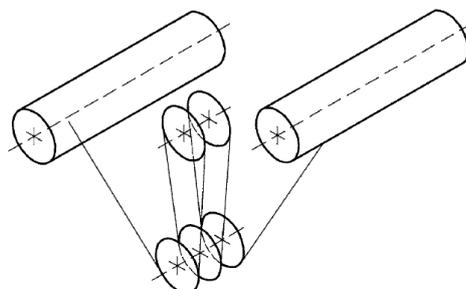


Figura 17. Disposición de las poleas y los ramales del cable. (Polipastos Eléctricos de Cable ABUS, s. f.)

Se describen, a continuación, las partes del mecanismo de elevación principal, así como los cálculos empleados para determinar sus dimensiones de acuerdo con la bibliografía de referencia:

- Cable:

Para el dimensionamiento del cable se parte de la premisa de que este es de alambres de calidad entre 160 y 180 kg/mm<sup>2</sup>, estos valores indican la carga mínima de rotura; y se recurre a la normativa DIN 4130 (Ernst, 1970):

Grupo	Frecuencia de los movimientos	Importancia de la carga
I	Movimiento de precisión	Sin precisar
II	Movimiento poco frecuente	Raramente plena carga
	Movimiento frecuente	Raramente plena carga
III	Movimiento poco frecuente	Plena carga
IV	Movimiento frecuente	Plena carga
V	Movimiento frecuente	Todas las cargas en la industria siderúrgica.

Tabla 2. Clasificación de los diferentes tipos de máquinas (DIN 4130)

Según la *Tabla 2*, al ser un puente grúa para el mantenimiento de una central hidroeléctrica, se elige el grupo II. A partir de este dato se recurre a la *Tabla 3* para obtener los coeficientes  $c$  y  $k$  en función del grupo de elevación:

Grupo	Cable		Tambor	Polea	Polea de compensación
	Valores de $v$ para 160 Kg./mm <sup>2</sup>	$k$	$c$	$c$	$c$
		Para cables de 160 y 180 Kg./mm <sup>2</sup>			
I	5,5 a 6	0,30 a 0,32	5 a 6	5,5 a 7	4,5 a 5
II	5,5 a 6	0,30 a 0,32	6 a 7	7 a 8	4,5 a 5
III	6 a 7	0,32 a 0,34	7 a 8	8 a 10	5 a 6
IV	7 a 8	0,34 a 0,37	8 a 9	9 a 12	6 a 7,5
V	8 a 9,5	0,37 a 0,4	8 a 9	9 a 12	6 a 7,5

Tabla 3. Coeficientes  $c$  y  $k$  en función del Grupo de elevación. (DIN 4130)

Se obtiene que  $k_{cable}=0,32$  y a partir de este dato se procede a calcular el diámetro del cable con la siguiente ecuación:

$$d = k * \sqrt{F_{max}} \quad (1)$$

Donde  $F_{max}$  es la carga máxima que soporta cada ramal, en kg, y se determina recordando que la carga a elevar es de 110 t distribuida en sendos tambores de arrollamiento y que se tienen 6 ramales de cable. El esfuerzo que soporta cada cable es:

$$F_{max} = F_{cable} = \frac{\frac{110000 \text{ kg}}{2}}{6 \text{ ramales}} = 9167 \text{ kg} \quad (2)$$

teniendo en cuenta el resultado de la ecuación (2), se calcula el diámetro mínimo del cable a partir de la expresión (1) :

$$d_{cable,mínimo} = 0,32 * \sqrt{9617 \text{ kg}} \cong 30,64 \text{ mm} \quad (3)$$

Se adopta un diámetro de cable comercial de:

$$d_{cable} = 36 \text{ mm} \quad (4)$$

Según el catálogo general de la *Sociedad Franco Española de Alambres, Cables y Transportes Aéreos, S.A* mencionado en (Rosanes Soto, 2018, p. 154).

Al no contar con dicho catálogo, se elige un cable de otro fabricante con prestaciones similares, para ello se consulta el catálogo del fabricante Vornbäumen (VORNBÄUMEN, 2021) y se elige el cable VS 6-2 P de 36mm de diámetro con carga mínima de rotura de 960 kN correspondiente a una calidad de 1770 N/mm<sup>2</sup> (180 kg/mm<sup>2</sup>).

▪ Tambores de arrollamiento:

Los tambores de arrollamiento son de acero con ranurado helicoidal. Estos cuentan con una salida de cable por tambor, siendo su arrollamiento en una sola capa. Un tambor esta ranurado a izquierdas y el otro a derechas y giran a la vez, esto permite desenrollar el cable de manera simétrica.

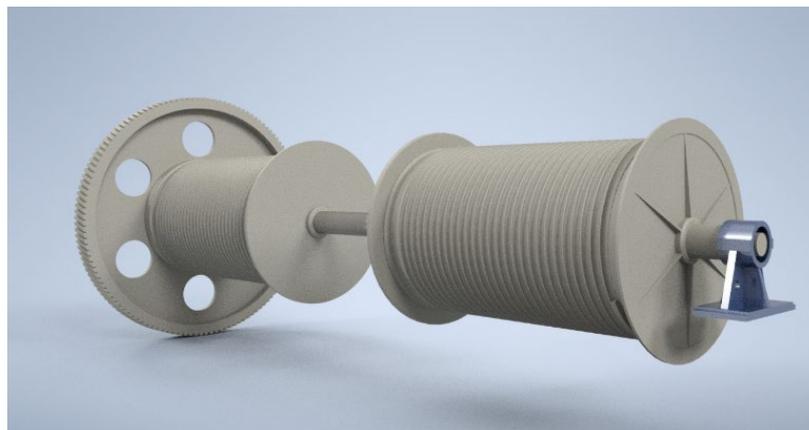


Figura 18. Tambores de arrollamiento del puente grúa. (Fuente: Elaboración propia)

Para determinar el diámetro de los tambores de arrollamiento se recurre, nuevamente, a la norma DIN 4130:

Se obtiene, de la Tabla 3, que  $c_{tambor}=7$ .

A partir de la siguiente expresión se calcula el diámetro del tambor:

$$D = c * \sqrt{F_{max}} \quad (5)$$

Donde  $F_{max}$  es la fuerza del cable, en kg, y  $c$  es el coeficiente obtenido de la *Tabla 3*. Así, el diámetro mínimo del tambor es:

$$D_{tambor,mínimo} = 7 * \sqrt{9167 \text{ kg}} = 670,21 \text{ mm} \quad (6)$$

Debido a que se requiere una velocidad de elevación del gancho de 1,2 m/min, se procede a calcular el diámetro real de los tambores:

Al haber seis ramales la velocidad tangencial del tambor es:

$$V_{Tangencial} = 1,2 \text{ m/min} * 6 = 7,20 \text{ m/min} \quad (7)$$

Sabiendo que la velocidad angular de los tambores es de 2,86 rpm se obtiene el radio del tambor:

$$R_{tambor} = \frac{V_{Tangencial}}{\omega_{tambor}} = \frac{7,2 \text{ m/min}}{2,86 \text{ rpm} * 2\pi} = 0,40 \text{ m} \quad (8)$$

Siendo el diámetro:

$$D_{tambor} = 800 \text{ mm} \quad (9)$$

Ahora se procede a calcular la longitud de los tambores de arrollamiento, para ello se determina el número de espiras necesarias a partir de la siguiente expresión:

$$n^{\circ}_{espiras} = \frac{L}{D_{tambor} * \pi} \quad (10)$$

Donde  $L$  es la longitud para enrollar en cada semi-tambor y viene dada por el producto de la altura a elevar, 9 m, y el número de ramales. Se obtiene:

$$n^{\circ}_{espiras} = \frac{9 \text{ m} * 6 \text{ ramales}}{0,8 \text{ m} * \pi} = 21,49 \text{ acanaladuras} \quad (11)$$

Como medida de seguridad se dispondrá de 27 espiras o acanaladuras.

Estas espiras están separadas una distancia denominada paso que se mide desde el punto medio de cada espira, esta distancia se mayor para tener un mejor enrollamiento del cable evitando así que no haya rozaduras entre los mismos:

$$paso = 1,15 * d_{cable} = 1,15 * 36 \text{ mm} = 41,40 \text{ mm} \quad (12)$$

Se obtiene la longitud de la zona de arrollamiento del tambor como:

$$\begin{aligned} L_{tambor} &= \text{paso} * n^{\circ} \text{espiras} = 41,4 \text{ mm} * 27 \text{ espiras} \\ &= 1117,80 \text{ mm} \end{aligned} \quad (13)$$

El espesor del tambor se debe de elegir de acuerdo con las solicitaciones compuestas por una torsión, un momento flector y una compresión causada por el apriete del cable. Se desprecia en este caso el efecto de la torsión ya que son solicitaciones pequeñas y también el efecto del flector pues los tambores no tienen mucha longitud. Con esas simplificaciones se determina el espesor:

Los tambores están contruidos a base de un cilindro de acero laminado soldado con una tensión admisible  $\sigma_a=680 \text{ kg/cm}^2$ . La sollicitación máxima es:

$$\sigma_a = 0,5 * \frac{F_{max}}{h * \text{paso}} \quad (14)$$

Siendo  $h$  el espesor del tambor y  $F_{max}$  la fuerza del cable obtenida de la ecuación (2). Por tanto, el espesor mínimo es:

$$h = 0,5 * \frac{F_{max}}{\sigma_a * \text{paso}} = \frac{9167 \text{ kg}}{680 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} * 4,14 \text{ cm}} = 1,64 \text{ cm} \quad (15)$$

Se adopta un espesor de tambor de 2cm para estar del lado de la seguridad.

- Poleas:

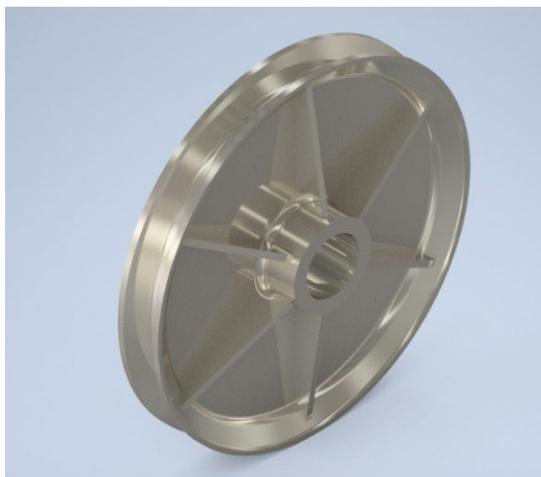


Figura 19. Polea correspondiente al mecanismo de elevación del puente grúa.  
(Fuente: Elaboración propia)

De la *Tabla 3* se obtiene que  $c_{polea}=7$ . A partir de la ecuación (5) se calcula el diámetro mínimo de la polea:

$$D_{polea,mínimo} = c * \sqrt{F_{max}} = 7 * \sqrt{9167 \text{ kg}} = 670,21 \text{ mm} \quad (16)$$

Se adopta un diámetro de polea de:

$$D_{polea} = 750 \text{ mm} \quad (17)$$

▪ Gancho:

El gancho principal se construye de acero semi-suave F-113 forjado. Por lo general, los ganchos están solicitados a tracción en su parte recta y simultáneamente a tracción y flexión en su parte curva.

Los ganchos simples, como el de este caso, están normalizados hasta cargas útiles de 250 t recopilados en la norma DIN 687 (Ernst, 1970, p. 60) para cabrestantes a motor y a mano.

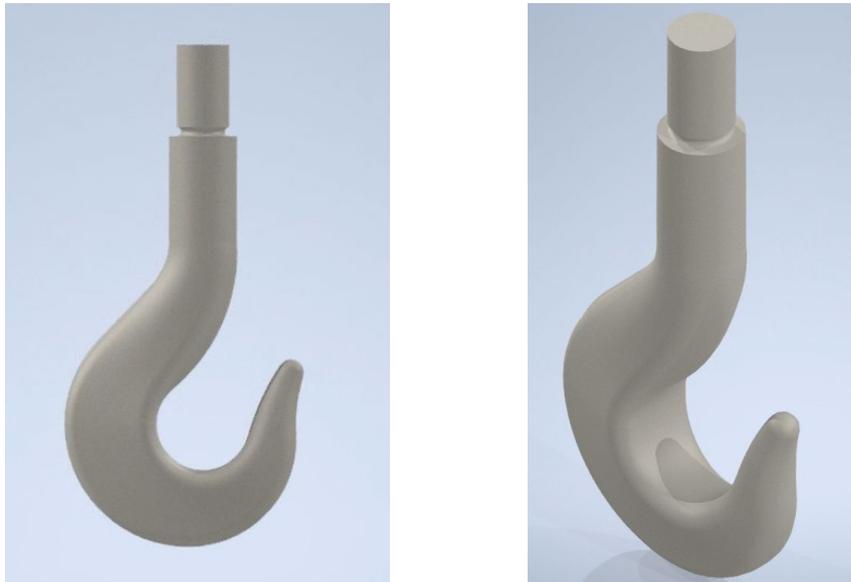


Figura 20. Gancho de elevación principal. (Fuente: Elaboración propia)

Se elige, de la norma DIN, un gancho correspondiente a una carga de 125 t como se expone en el libro (Rosanes Soto, 2018, p. 165).

Como la carga estará suspendida de más de un cable, es necesario contrapesar el gancho para evitar la formación de aflojamiento del cable y para asegurar el descenso del gancho vacío. Por este motivo se emplea un aparejo, que, según el número de ramales, tiene una o varias poleas; en este caso se cuenta con tres poleas unidas mediante un eje, este conjunto tiene un peso total de 1 tonelada. Al no contar con la suficiente documentación ni planos, se simplifica el diseño del aparejo y se reduce a un simple eje con 3 poleas distribuidas sobre éste.

### 3.2.4. Reductor de velocidad

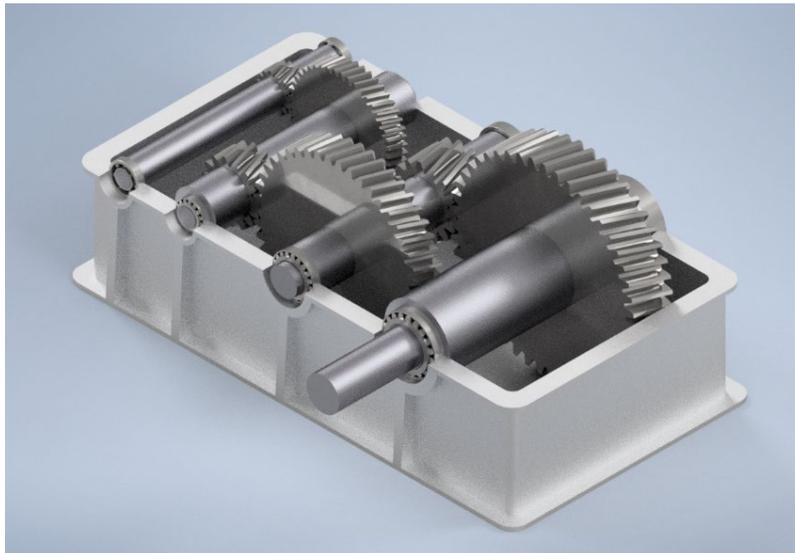


Figura 21. Caja reductora de velocidad del puente grúa.

El reductor de velocidad en cualquier mecanismo juega un papel esencial ya que su diseño debe ser óptimo para garantizar su correcto funcionamiento y prolongar su vida, consecuentemente un reductor de velocidad de varias etapas puede ser objeto de un proyecto por sí solo donde se dimensiona de manera precisa cada elemento que lo compone.

Los datos usados en el presente diseño se han tomado del libro “5 Proyectos de Grúas y Puentes Grúa” (Rosanes Soto, 2018, p. 187):

- Reductor de velocidad de engranajes de dientes helicoidales con ángulo de presión  $\alpha=20^\circ$  y ángulo de hélice  $\beta=15^\circ$ .
- 3 etapas interiores y una exterior engranada directamente con el tambor de arrollamiento.
- Motor de 45 CV, 750 rpm y una velocidad en el eje de salida de la caja de 25,46 rpm con una relación de velocidades de:

$$i = \frac{n_1}{n_4} = \frac{750 \text{ rpm}}{25,46 \text{ rpm}} = 29,46 \quad (18)$$

- Relación de transmisión de las etapas interiores:

$$i_{int} = \sqrt[3]{29,46} = 3,09 \quad (19)$$

- Relación de transmisión de la etapa exterior, sabiendo que la velocidad de la rueda dentada del tambor es de 2,86 rpm:

$$i = \frac{n_4}{n_{tambor}} = \frac{25,46 \text{ rpm}}{2,86 \text{ rpm}} = 8,90 \quad (20)$$

A diferencia de los engranajes de dientes rectos, los engranajes de dientes helicoidales trabajan con más uniformidad y además los esfuerzos son menores. Debido a lo expuesto anteriormente, se puede diseñar un engranaje helicoidal menor para determinada capacidad de transmisión de potencia. Los dientes de estos engranajes forman un ángulo con respecto al eje del árbol denominado ángulo de hélice ( $\beta$ ). Este ángulo puede ser virtualmente cualquiera, siendo los ángulos típicos los comprendidos entre 10 hasta 30 grados.

Una desventaja de este tipo de engranajes es que se genera una fuerza axial llamada también fuerza de empuje. Al momento de elegir los cojinetes y rodamientos, esta fuerza se debe tener en cuenta para asegurar que estos sean capaces de sostener al eje durante su operación.

A continuación, se puede apreciar un esquema de la caja reductora de velocidad (sin la etapa exterior) en donde se representan las velocidades angulares de los ejes, así como el nombre de cada piñón ( $Z_{i1}$ ) y rueda ( $Z_{i2}$ ):

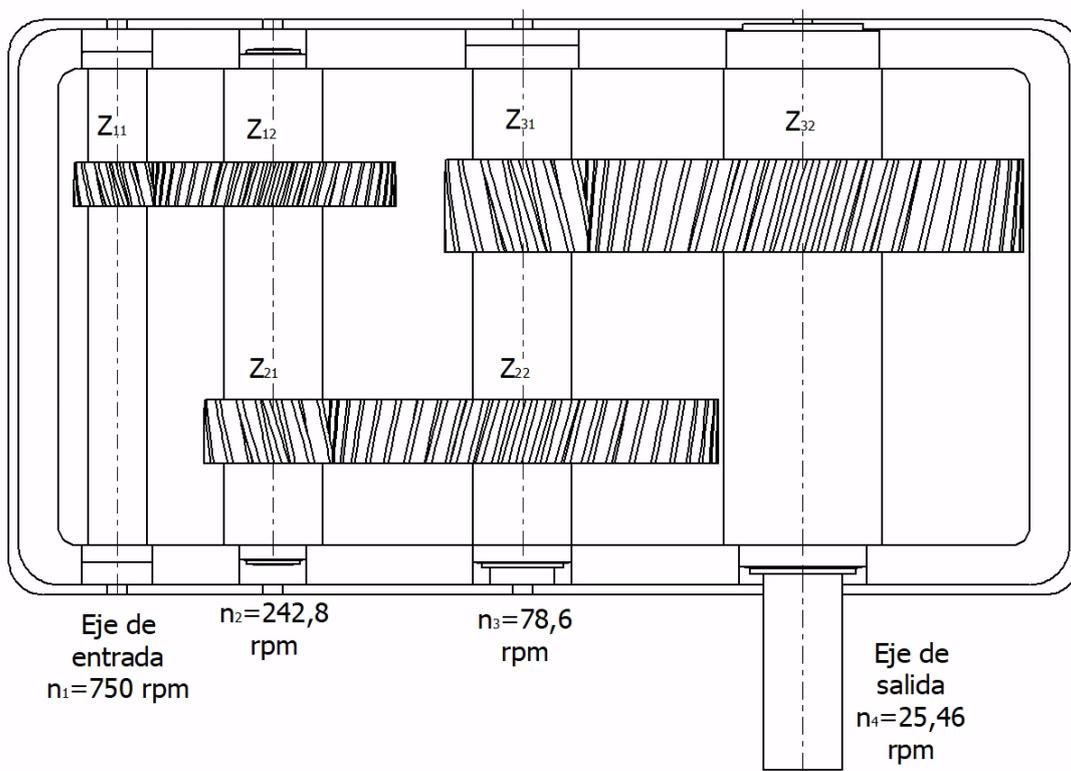


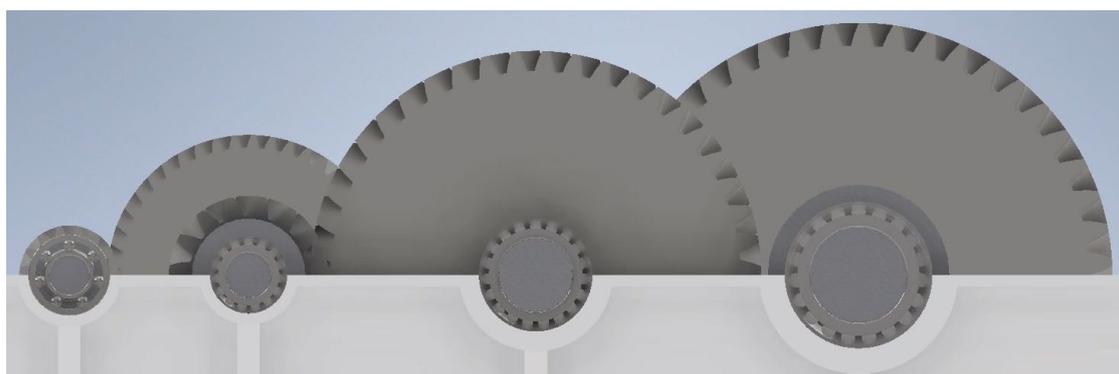
Figura 22. Esquema de la caja reductora de velocidad. (Fuente: Elaboración propia)

En cuanto a los datos referentes a los engranajes, estos se encuentran recogidos en la Tabla 18 del Anexo I.

Por último, se exponen los rodamientos empleados en cada eje, considerándose que los cálculos expuestos en el libro (Rosanes Soto, 2018) son correctos y cumplen todos los requisitos de diseño.

<b>Eje de entrada</b>	
SFK 7207 BE	CSN 024645 ZLK
Rodamiento de bolas con contacto angular.	Rodamiento de bolas para alta velocidad rotacional.
<b>Segundo eje</b>	
SFK 32008	SKF 32008
Rodamiento de rodillos cónico.	
<b>Tercer eje</b>	
SFK 32013	NSK BNR20
Rodamiento de rodillos cónico	Rodamiento de bolas con contacto angular, serie ancha.
<b>Eje de salida</b>	
SFK 32017	SKF T2ED 090
Rodamiento de rodillos cónico	

*Tabla 4. Rodamientos del reductor de velocidad.*



*Figura 23. Detalle de rodamientos. (Fuente: Elaboración propia)*

En la Figura 23 se aprecian los rodamientos tabulados en la columna izquierda de la Tabla 4.

### 3.2.5. Motor de accionamiento

El motor acoplado al eje de entrada del reductor se dimensiona partiendo de una carga a elevar de 125 t considerando la masa del gancho, del cable y del polipasto.

Según la norma UNE 58-915-92/6, la potencia nominal se calcula con la siguiente fórmula:

$$P_n = \frac{Q * v}{6120 * \eta} \quad (21)$$

Donde  $P_n$  es la potencia nominal en kW,  $Q$  es la fuerza de elevación admisible,  $v$  es la velocidad principal de elevación en m/min; y  $\eta$  es el rendimiento total del mecanismo de accionamiento ( $\eta = 0,75$ ).

Si se sustituyen los correspondientes valores:

$$P_n = \frac{125000 \text{ kgf} * 1,2 \text{ m/min}}{6120 * 0,75} = 32,7 \text{ kW} \quad (22)$$

Se adopta un motor de 33 kW (45 CV) del fabricante DEMAG-CONZ tipo 280 MA-6/4 para 150 conexiones/hora, factor de potencia 0,80, con 8 polos y 750 rpm de velocidad angular. Además, este motor se elige con un grado de intermitencia (ED) de 50% (Rosanes Soto, 2018, p. 158).

Se define el grado de intermitencia como la duración relativa del movimiento. Según la tabla 1 de la norma UNE 58-915-92/6, para un ED= 50% bajo condiciones normales de servicio, es decir, con tiempos de movimiento y paradas variables, se obtienen los siguientes valores:

- Ciclos/h = 50
- Arranques/h = 300

### 3.2.6. Carro

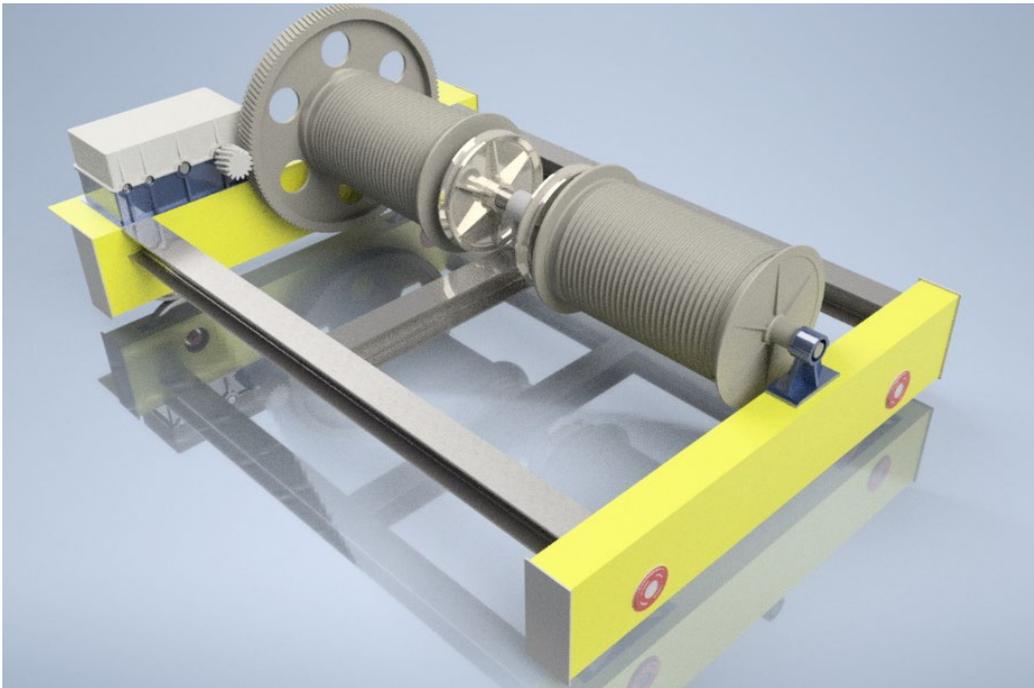


Figura 24. Carro del puente grúa. (Fuente: Elaboración propia)

El carro es un bastidor fabricado totalmente con perfiles y chapas de acero semicalado laminado A42b en el que se montan y quedan comprendidas todas las partes del mecanismo de elevación. Este a su vez va montado sobre rieles colocados en las vigas principales. Para darle rigidez al conjunto se colocan vigas de perfil IPB-220.

Las ruedas traseras del carro están provistas de sendos motorreductores y freno para desplazar el carro a lo largo de los rieles de las vigas principales.

- Mecanismo de traslación del carro.

El carro se diseña para una velocidad de 20 m /min. La potencia de régimen permanente a plena carga es de 13kW.

Con estos datos, el motor seleccionado para dicha labor es el 200 M-1RS2 164-8AA2 del fabricante SIEMENS (Rosanes Soto, 2018, p. 336) con las siguientes características:

- 15 kW de potencia.
- Velocidad angular de 750rpm.
- Peso de 225 kg.

- Reductor de velocidad.

Se adopta un reductor RALPE tipo TC-280 con relación de transmisión  $i=125$ ; peso de 780 kg y una capacidad de aceite de 68 litros (Rosanes Soto, 2018, p. 336).

- Freno.

El par nominal del motor necesario es de 1661 kg\*cm. Se adopta un freno SIME tipo FTH-250. La polea del freno tiene unas dimensiones de  $\Phi 250 \times 90$ ; peso=15 kg (Rosanes Soto, 2018, p. 337).

### 3.2.7. Mecanismo de elevación secundaria

La carga que se eleva en este caso es de 20 toneladas. Para ello se dispone de un único tambor de simple acanaladura. Al igual que en el mecanismo de elevación secundaria, este cuenta de 6 ramales de cable. A continuación, se describen las características de cada parte del mecanismo:

- Tambor de arrollamiento y poleas.

Este tambor es de un diámetro de 600 mm, espesor de 20 mm y una longitud de 707,25 mm contando con 30 espiras en su zona de arrollamiento.

Las poleas son todas de diámetro 550 mm.

- Cable.

Cable de alma textil con un diámetro comercial de 20,5 mm y una carga de rotura de 24200 kg.

- Motor de accionamiento.

Para una carga de 21200 kg, el motor elegido es de 11kW de potencia con 50% ED para 150 conexiones/hora. Es un motor de anillos rozantes con 8 polos y una velocidad angular de 750rpm. Dicho motor es de tipo 280 MA-6/4 del fabricante DEMAG.

Para concluir la sección de *Diseño* se comenta lo siguiente:

Para la fabricación de estas grúas, deben tenerse en cuenta factores como la resistencia y seguridad de todas las piezas, especialmente del freno de elevación. Otros elementos clave a tener presente son la distribución uniforme de las cargas en las ruedas (tanto del carro como las de las vigas principales) y que el diseño permita unas dimensiones lo más compactas posibles de forma que el peso de la estructura sea el óptimo.(Rosanes Soto, 2018)

Una cota de gran importancia es la altura, pues los carros se han de montar en las naves de tal forma que no interfieran con la armadura del techo. Un diseño adecuado del carro es esencial incluso para realizar trabajos de mantenimiento.

La distancia entre las Vigas Principales viene dada fundamentalmente por la longitud de los tambores, esta ha de ser suficiente para satisfacer la altura de elevación demandada. El tambor de arrollamiento del cable se coloca en una posición más elevada para optimizar la carrera de elevación.

## 4. MODELADO Y ENSAMBLADO

Para modelar el puente grúa se parte de los planos y dibujos del libro “5 Proyectos de Grúas y Puentes Grúa”(Rosanes Soto, 2018) consultando el libro “Aparatos de elevación y transporte”(Ernst et al., 1970) donde se proporcionan dimensiones normalizadas para diferentes componentes de los sistemas de elevación en general.

Con el software Autodesk Inventor se ha modelado gran parte de la estructura del puente, y, con ayuda del software ADAMS, empleando su módulo *machinery* se ha diseñado el sistema de poleas de la grúa junto a la caja reductora de velocidad.

Ya que ADAMS se centra más en el análisis dinámico que en el aspecto del mecanismo se han eliminado del modelo elementos que no actúan o no aportan nada al mecanismo.

### 4.1. Modelado

Las siguientes subsecciones se complementan con las premisas ya expuestas en la subsección 3.2, respetando el orden en el que se van presentando las partes de la grúa en dicho apartado.

#### 4.1.1. Vigas principales

Para las vigas principales se empieza creando un boceto en el plano XY de la sección de la viga empleando los datos de Rosanes Soto, Jesús (2018, p.314):

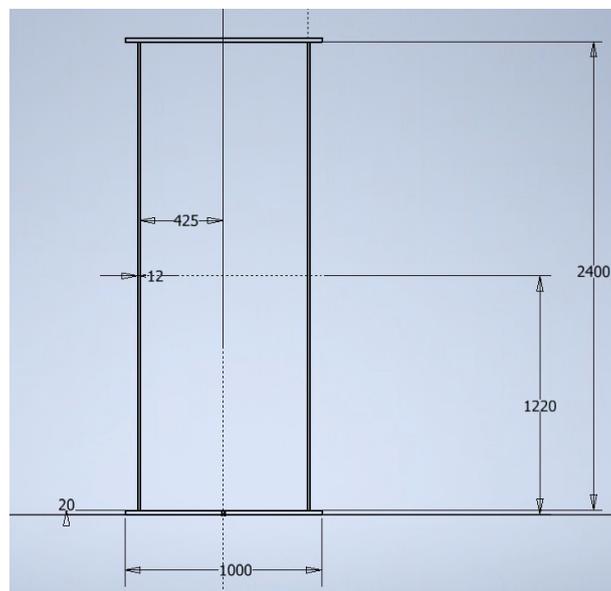


Figura 25. Sección de la viga principal. (Fuente: Elaboración propia)

El espesor de las almas es de 12 mm mientras que las alas tienen un espesor de 20mm.

Posteriormente se extruye el boceto 30 m (Luz del puente). Como se mencionó en el subapartado 3.2.1, a los extremos se sueldan placas de anclaje, para ello se adapta la sección de las vigas teniendo en cuenta las dimensiones de dichas placas (800mm x 1150mm) tal y como se muestra en la Figura 26.

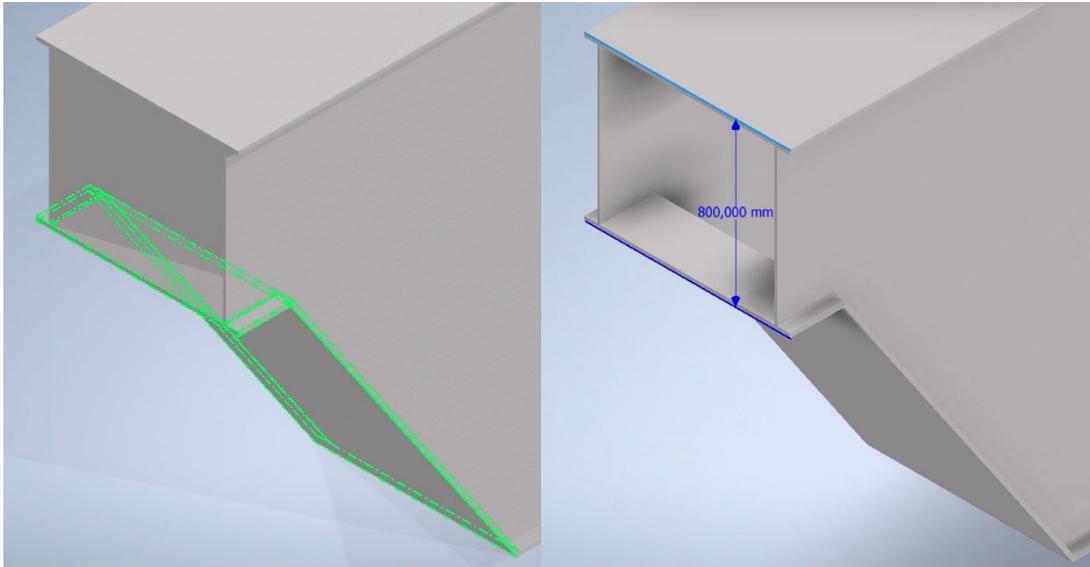


Figura 26. Extremo modificado de la viga principal. (Fuente: Elaboración propia)

En el interior de las vigas se colocan rigidizadores longitudinales (con dirección la del eje z) y transversales (paralelos al plano XY) tal y como se aprecia en la Figura 27.

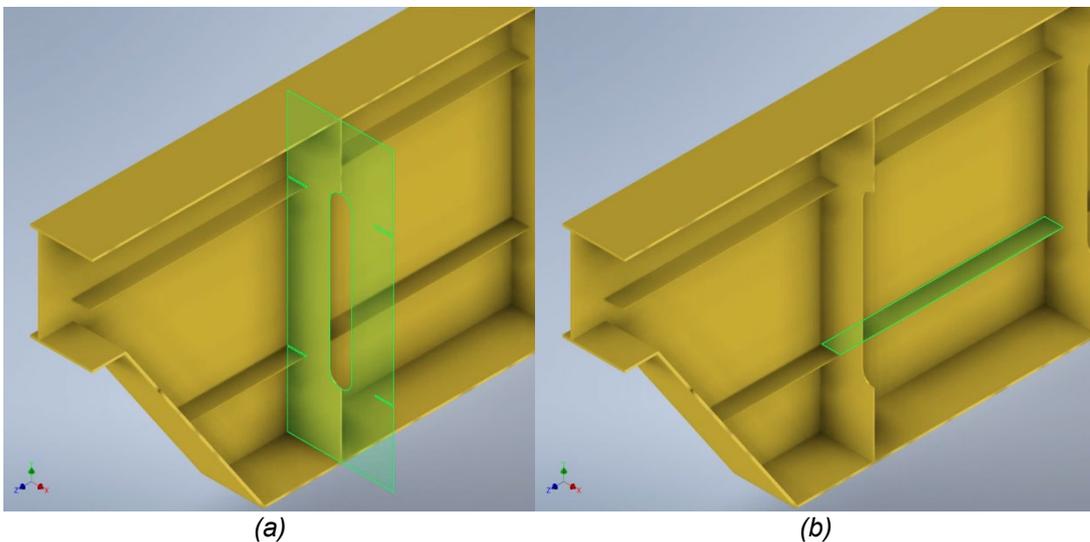


Figura 27. Rigidizador transversal(a) y rigidizador longitudinal (b). (Fuente: Elaboración propia)

Los rigidizadores transversales se colocan con una separación de 1000mm entre ellos y sus dimensiones son  $(2400 \times 850 \times 10) \text{mm}^3$ , en total habrá 14 rigidizadores. En el caso de los longitudinales, estos tendrán una longitud aproximada de 30m con una separación entre ellos de 1800mm con un total de cuatro rigidizadores, dos a cada lado de la estructura.

Para completar el modelado, se añade un carril de rodadura en la parte superior de la viga, al no contar con información al respecto se consulta la sección de *carriles* del libro “Aparatos de elevación y transporte” (Ernst et al., 1970, p. 155) donde se especifica el uso de carriles *Burbach* según la norma DIN 536. Este carril presenta una cabeza ancha para soportar cargas elevadas.

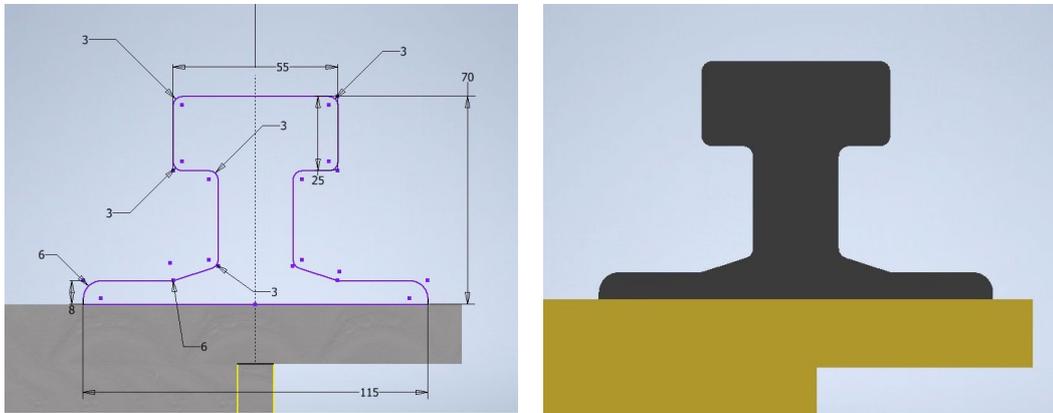


Figura 28. Carril de rodadura tipo Burbach según norma DIN 536. (Fuente: Elaboración propia)

#### 4.1.2. Vigas testeras

Las vigas testeras se modelan con un procedimiento similar al de las vigas principales. Se empieza extruyendo una viga de sección rectangular de dimensiones 500mm x 800mm con un espesor de 15mm (Rosanes Soto, 2018, p. 332). Seguidamente, se crean los huecos donde van alojadas las ruedas y sus ejes.

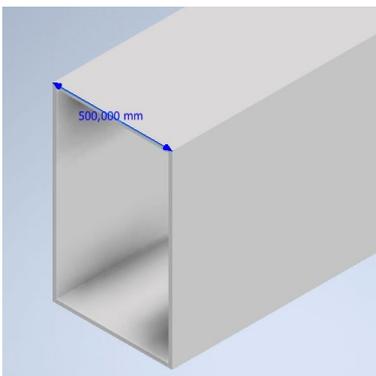


Figura 29. Sección de la viga testera. (Fuente: Elaboración propia)

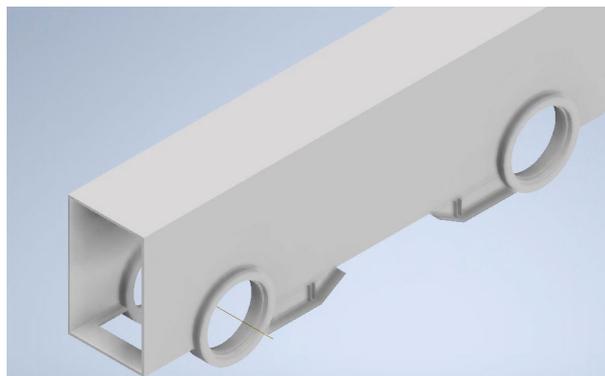


Figura 30. Alojamiento para las ruedas y ejes. (Fuente: Elaboración propia)

Al no contar con datos concretos acerca de las ruedas, se recurre a la sección de *ruedas* del libro “Aparatos de elevación y transporte” (Ernst et al., 1970, p. 145).

Suponiendo que la anchura de los carriles donde van montadas las ruedas es de 100mm según la norma DIN 536 y siguiendo la tabla 42 referente a la normativa DIN 15046 (Ernst et al., 1970, p. 149) se obtienen las medidas estimadas de las

ruedas: Diámetro de rueda de 800mm con un agujero para alojar el eje de 120mm.

Para modelar las ruedas se usa la herramienta *revolución* de *Inventor* a partir de un boceto 2D y un eje. Se puede apreciar el perfil de revolución en la siguiente figura:

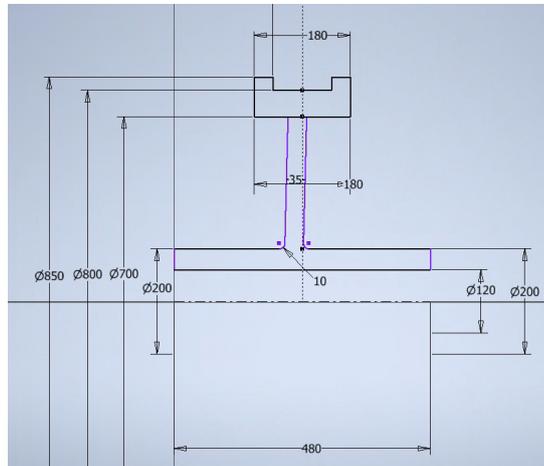


Figura 31. Perfil de revolución para las ruedas de las vigas testeras. (Fuente: Elaboración propia)

Una vez realizada la operación de *revolución* se procede a añadir los nervios a las ruedas usando la opción de patrón circular, para ello se crea un nervio (marcado con línea azul en la Figura 32) y se elige un total de cuatro nervios para un giro total de 360°:



Figura 32. Operación de patrón circular para modelar los nervios de las ruedas. (Fuente: Elaboración propia)

Los ejes de las ruedas se obtienen extruyendo 480mm una circunferencia de 120mm de diámetro. Posteriormente se añade a ambos extremos del eje alojamientos para los rodamientos obteniéndose una longitud total de 595mm.

Para absorber los posibles choques, a las vigas testeras se les añaden topes de goma en los extremos, así se evita la propagación de vibraciones que puedan perjudicar al conjunto de elevación.



Figura 33. Eje de las ruedas de las vigas testeras. (Fuente: Elaboración propia)

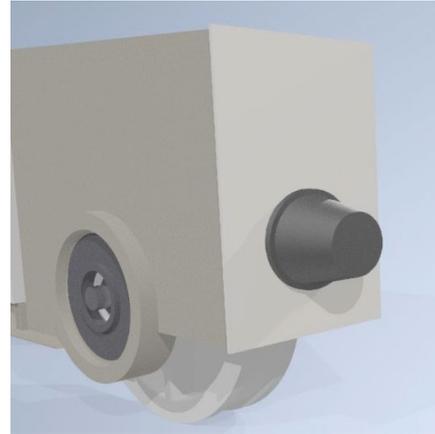


Figura 34. Topes de goma de las vigas testeras. (Fuente: Elaboración propia)

#### 4.1.3. Mecanismo de elevación

En este apartado se explicará de manera breve la obtención de cada parte del sistema de elevación.

- Tambores de arrollamiento

Para ambos tambores se parte de un cilindro de revolución hueco de diámetro 800mm y 40mm de espesor. Para obtener el arrollamiento del tambor se realiza el boceto de la Figura 35 y desde la pestaña de *Modelo 3D* se genera una bobina a partir del boceto antes mencionado.



Figura 35. Boceto para generar el arrollamiento del tambor. (Fuente: Elaboración propia)

En la ventana de *propiedades de bobina* se introduce la longitud de la bobina (1117,8mm) y la distancia entre espiras (41,4mm) y se marca la opción de eliminar material del cilindro, con esto se consigue generar el alojamiento del cable.

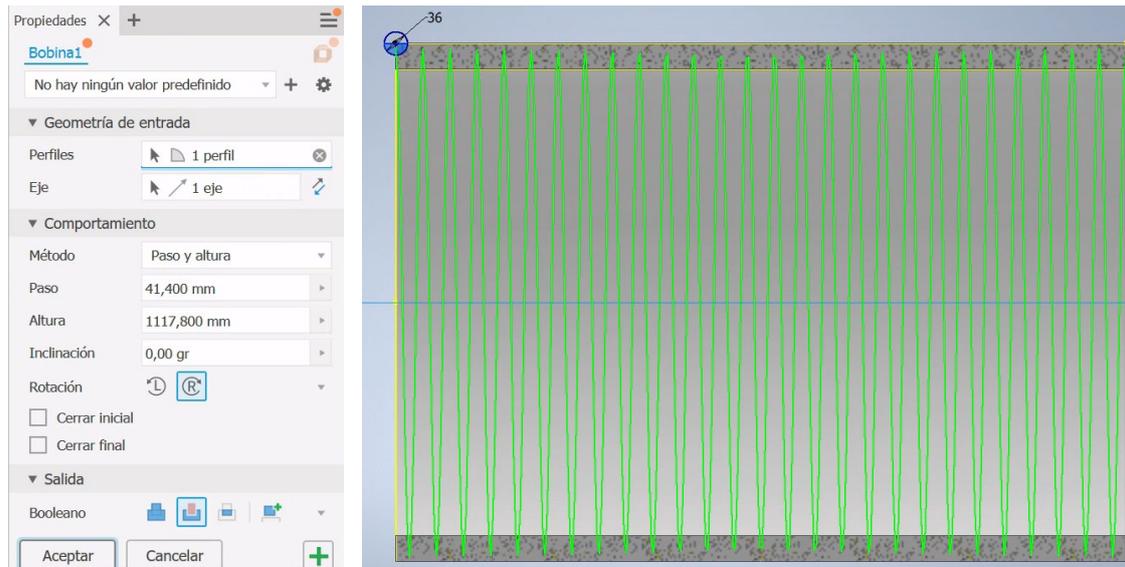


Figura 36. Creación del arrollamiento. (Fuente: Elaboración propia)

Una vez terminado el proceso de bobinado del tambor, se añaden las superficies lisas marcadas en azul en la Figura 37 con el objetivo de que el cable se desplace sobre el tambor sin inconvenientes en las operaciones de elevación y descenso. Para terminar, se añade un eje a un extremo del tambor y un agujero en el otro tal y como se aprecia en la siguiente figura:

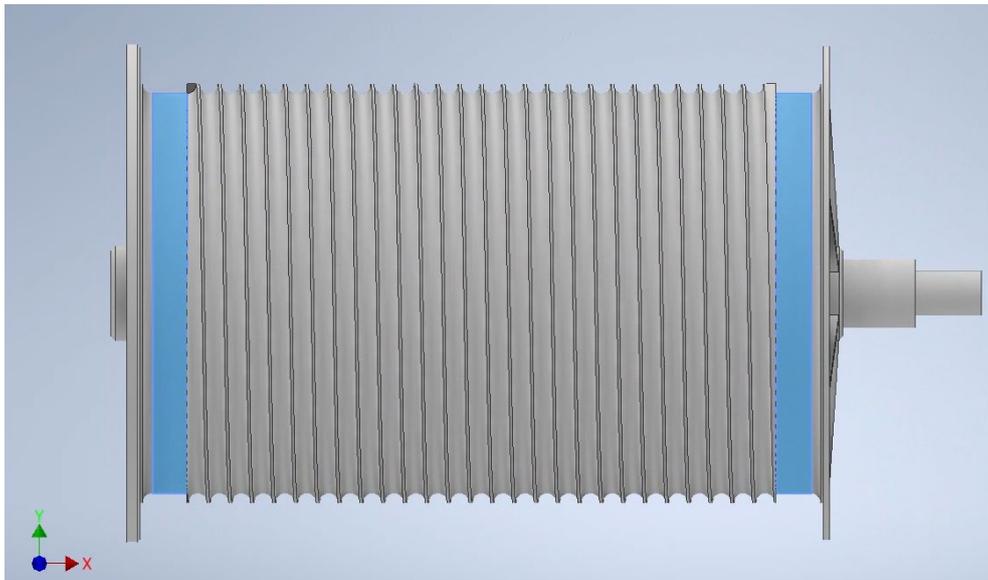


Figura 37. Tambor de arrollamiento tras las operaciones de bobinado y extrusión. (Fuente: Elaboración propia)

Al estar uno de los tambores acoplados al piñón de la etapa exterior se le añade, en uno de sus extremos, una rueda dentada (Figura 38) siguiendo el procedimiento explicado en el apartado 4.2.3.

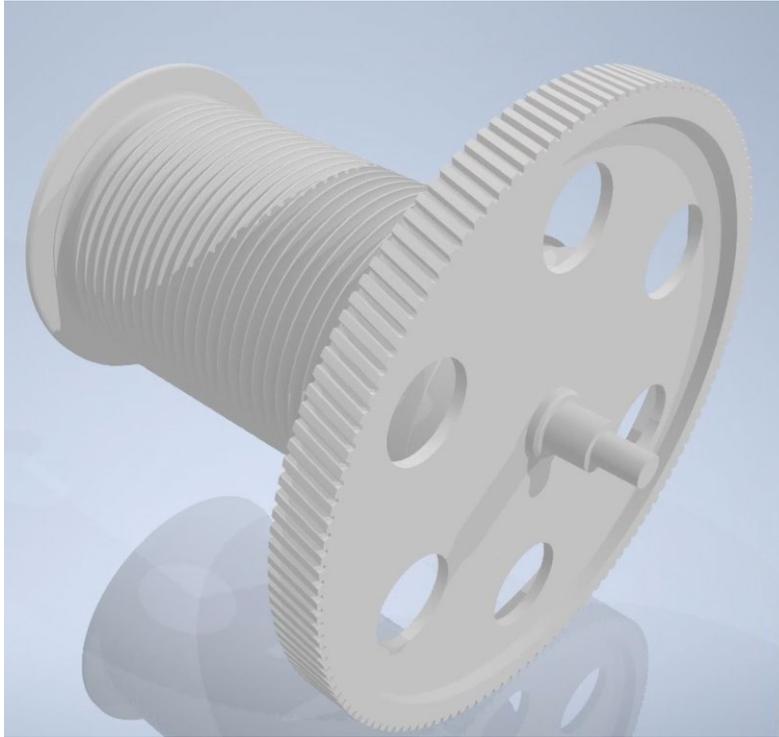


Figura 38. Tambor de arrollamiento con rueda dentada. (Fuente: Elaboración propia)

Los tambores de arrollamiento están unidos mediante un eje intermedio que les permite girar solidariamente cuando el sistema está en funcionamiento. Este eje está soportado por una estructura anclada a la viga central del carro.

- Poleas

Se parte de las dimensiones principales de las poleas:

Diámetro	750mm
Radio del fondo de polea	18mm
Ángulo de la ranura de la polea	45°
Diámetro del agujero	135mm

Tabla 5. Dimensiones de las poleas

Consultando la sección de *Poleas para cables* del libro “Aparatos de elevación y transporte” (Ernst et al., 1970, p. 26) se modela la polea siguiendo las tablas 10 y 11 en conjunto con las figuras 34 y 35 recogidas en el libro.

El modelado de la polea sigue el mismo concepto de sólido de revolución mencionado en apartados anteriores. Se crea un boceto 2D y seguidamente se revoluciona alrededor de su eje como se muestra en la siguiente figura:

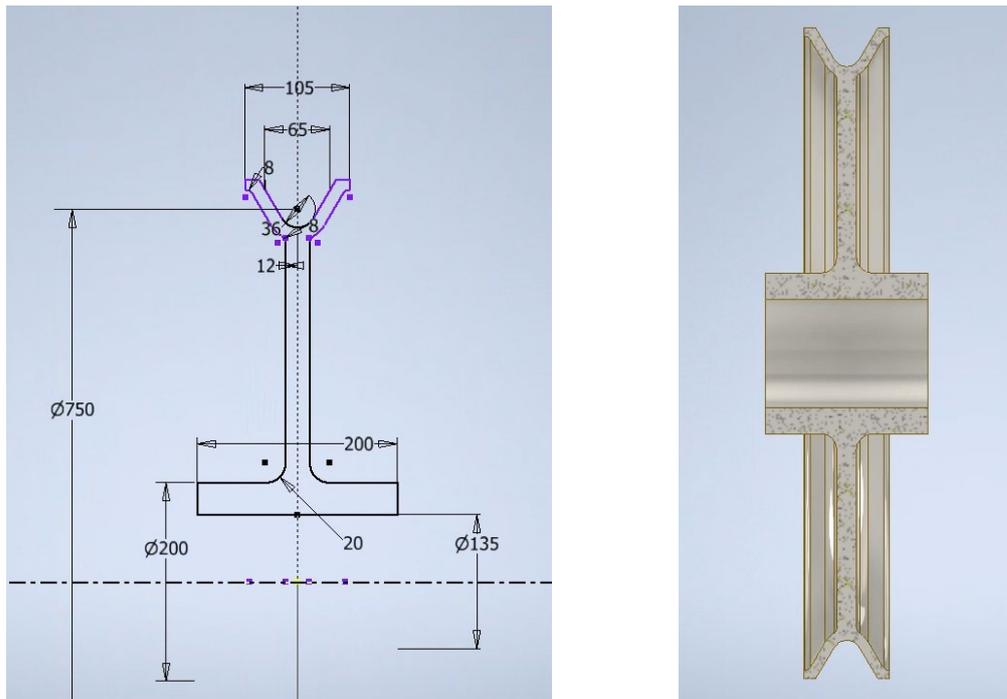


Figura 39. Proceso de obtención de la polea. (Fuente: Elaboración propia)

Para terminar con el diseño de la polea se incluyen 6 almas uniformemente repartidas usando la herramienta de patrón circular explicada en apartados anteriores.

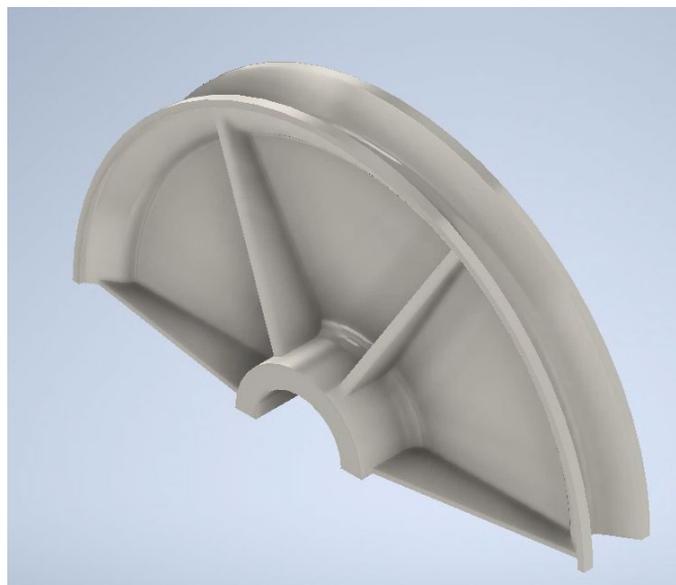


Figura 40. Almas de la polea. (Fuente: Elaboración propia)

- Gancho

Para las dimensiones del gancho se consulta la norma DIN 687 que viene recogida en el libro “Aparatos de elevación y transporte” (Ernst et al., 1970, p. 60). Sabiendo que el gancho soporta una carga de 125 t se procede a modelarlo a partir de las cotas proporcionadas por la normativa.

Se representa en un boceto 2D el contorno del gancho como se muestra en la siguiente figura:

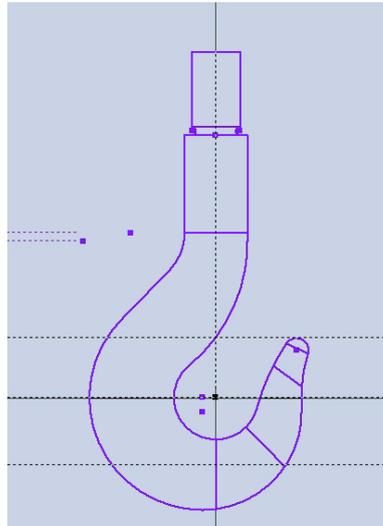


Figura 41. Contorno del gancho de elevación principal. (Fuente: Elaboración propia)

Este boceto será útil como guía para crear las secciones de cada parte del gancho. En la siguiente imagen se pueden ver las diferentes secciones creadas, estas son perpendiculares al boceto de la Figura 41.

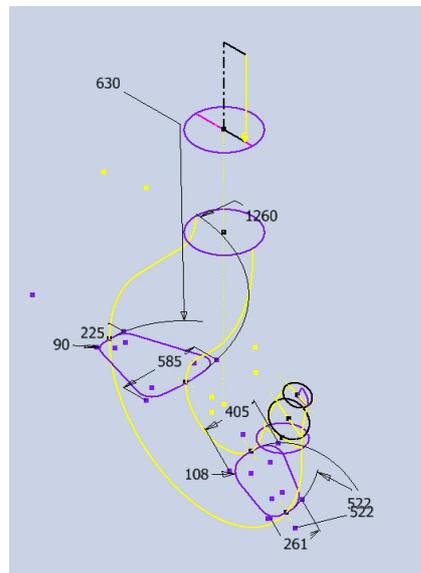


Figura 42. Secciones del gancho de elevación principal. (Fuente: Elaboración propia)

Para generar el volumen del gancho se emplea la operación de *Solevación* la cual permite crear un cuerpo a partir de varios bocetos, en este caso son las secciones del gancho, y un camino, que en este caso se trata del contorno del gancho. A continuación, se expone un ejemplo de la operación de *solevación*:

Primero se seleccionan las secciones iniciales y finales (marcados en azul en la Figura 43) después se eligen los caminos o raíles que seguirá la operación de *solevación* (se procura seleccionar el contorno mostrado en la Figura 41) y para

finalizar se acepta la operación. Se repite este proceso para las otras secciones hasta que se obtiene el volumen final (Figura 20).

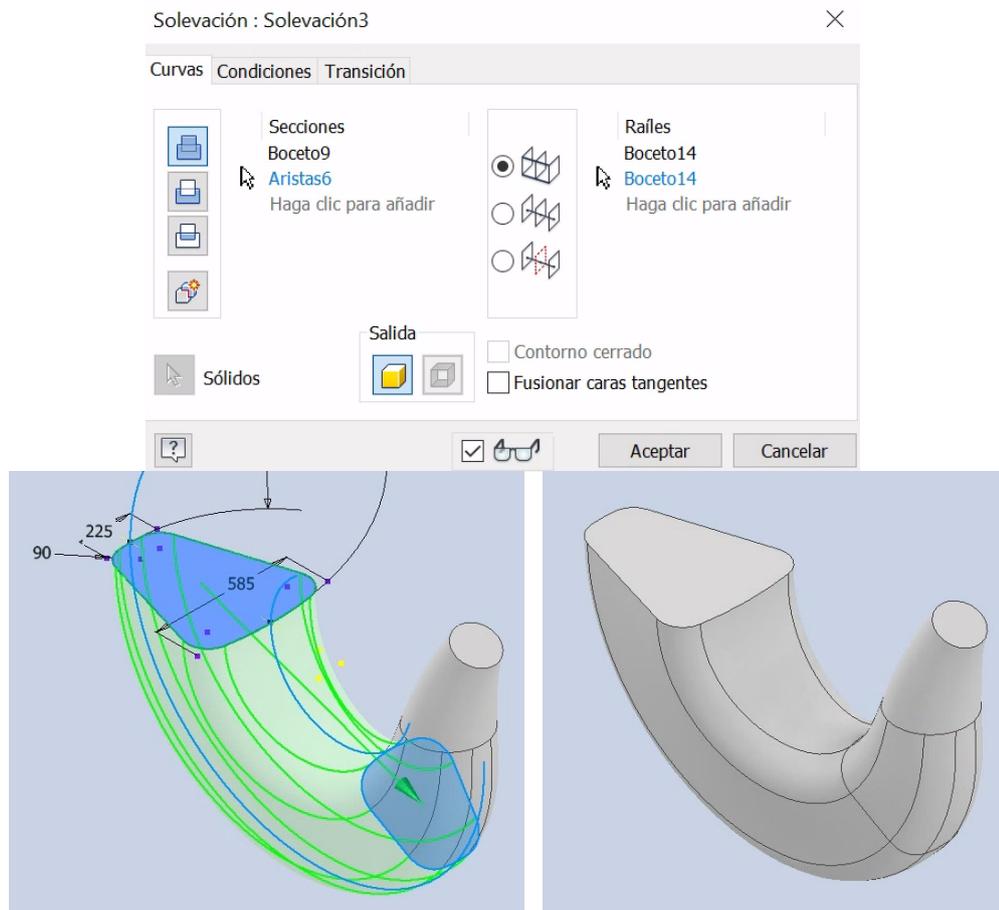


Figura 43. Operación de solevación. (Fuente: Elaboración propia)

Es importante mencionar que, si bien se ha modelado el gancho, este no figura en el modelo posteriormente exportado al programa *ADAMS View*.

#### 4.1.4. Carcasa del reductor de velocidad

Para la carcasa del reductor se emplea la operación de extrusión que se ha explicado en apartados anteriores, para crear los alojamientos de los ejes se determina la distancia entre ellos, esta distancia no es otra que la separación entre los centros de los engranajes (suma de los radios primitivos). Así para la primera etapa ( $Z_{11}$  y  $Z_{12}$ ) la distancia entre centros es de:

$$R_{11} + R_{12} = \frac{Z_{11} * m_1}{2 * \cos \beta} + \frac{Z_{12} * m_1}{2 * \cos \beta} = \frac{15 * 5mm}{2 * \cos 15} + \frac{46 * 5mm}{2 * \cos 15} = \quad (23)$$

$$= 157,88 \text{ mm}$$

Se procede de forma análoga para hallar la distancia entre centros de las otras etapas restantes. Una vez halladas se crea cada uno de los alojamientos para los ejes y se obtiene el resultado de la siguiente figura:

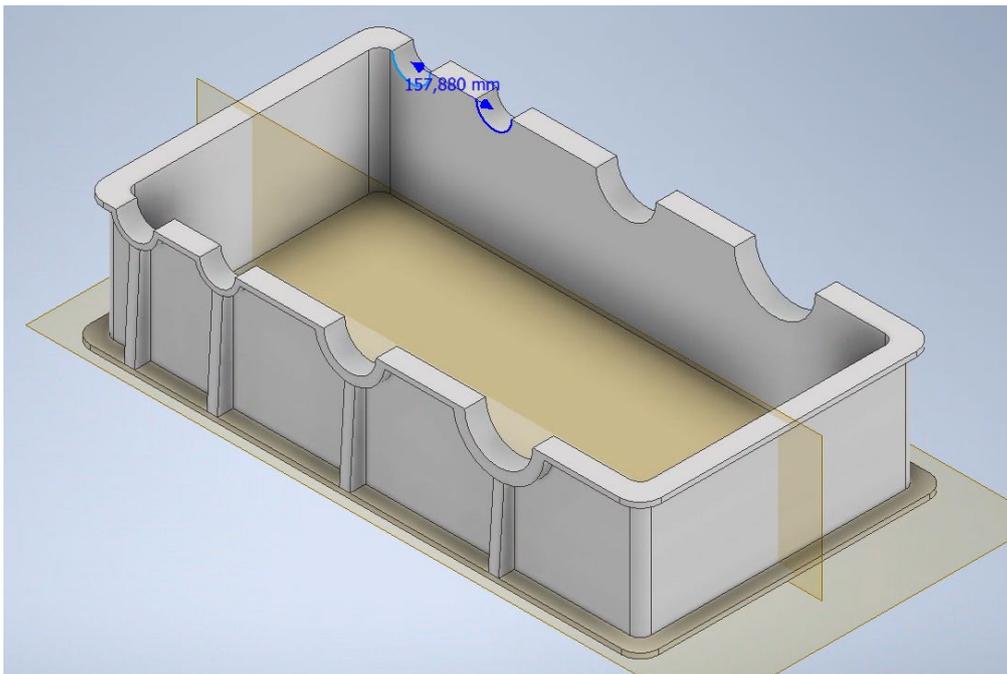


Figura 44. Carcasa del reductor de velocidad. (Fuente: Elaboración propia)

En cuanto a la parte superior de la carcasa, esta sigue el mismo procedimiento que la parte inferior. El resultado se aprecia en la siguiente figura:

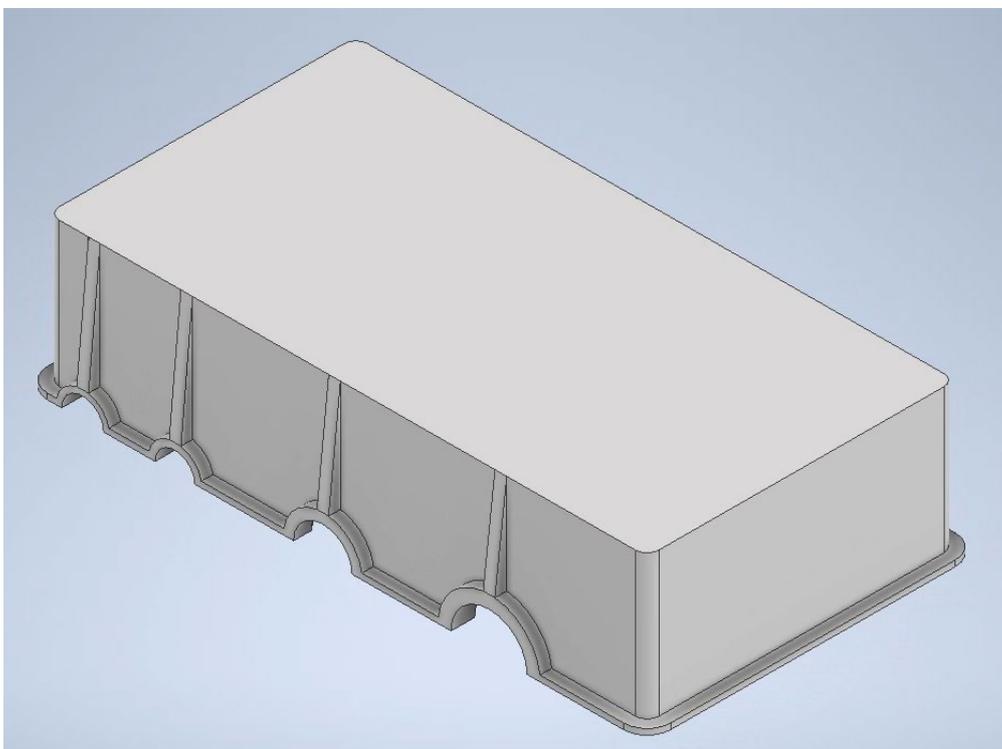


Figura 45. Tapa del reductor de velocidad. (Fuente: Elaboración propia)

Los ejes, los engranajes y rodamientos se añaden posteriormente en el apartado de ensamblado.

#### 4.1.5. Vigas del carro

El carro cuenta con dos vigas testeras, también conocidas como bogies, unidas mediante perfiles IPB 220 para darle rigidez a la estructura. Se empieza modelando los perfiles de los bogies:

Los bogies son de perfil rectangular de sección 250mm x 600mm con un espesor de 15mm. La longitud total de cada viga es de 3,3m. Para modelarlas basta con extruir un boceto con las dimensiones especificadas, luego se le añaden los agujeros donde van alojados los ejes a una distancia de 2,2m obteniéndose el resultado mostrado a continuación:

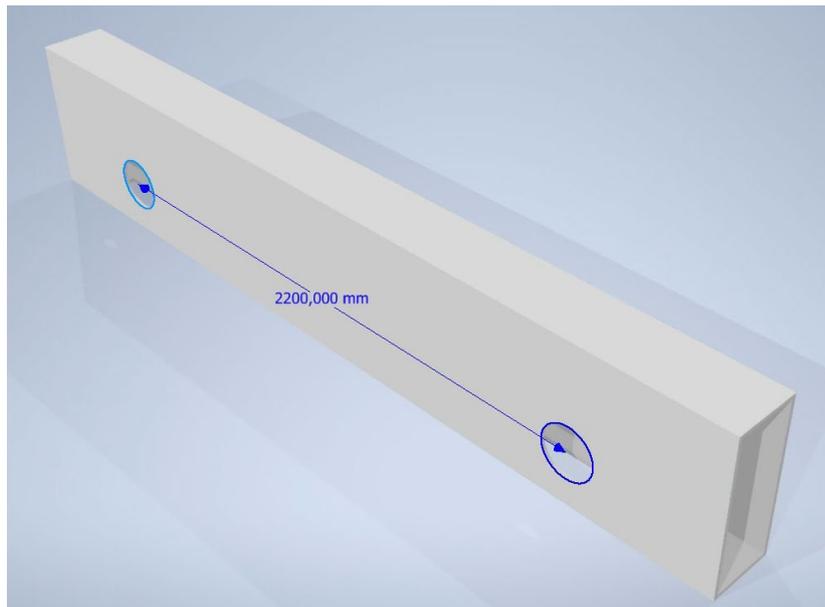


Figura 46. Perfil del bogie. (Fuente: Elaboración propia)

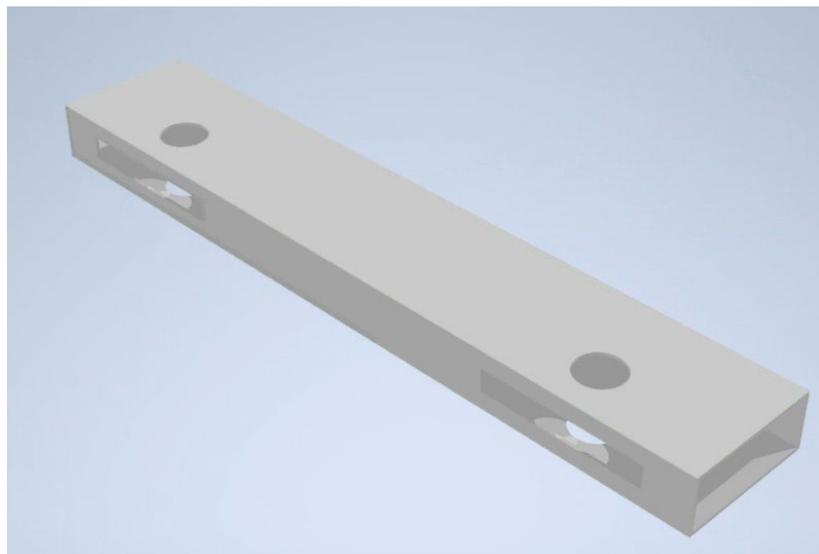


Figura 47. Detalle del bogie. (Fuente: Elaboración propia)

En la Figura 47 se aprecian las aberturas para las ruedas, estas son de 100mm x 700mm. Se sobredimensionan para facilitar futuras tareas de mantenimiento como puede ser el recambio de las ruedas. Uno de los bogies se modifica posteriormente para que sobre él se sitúe el reductor de velocidad, esto se hace añadiendo un voladizo en uno de los extremos del bogie y para darle rigidez a este bogie se le añaden nervios en la parte inferior tal y como se muestra a continuación:

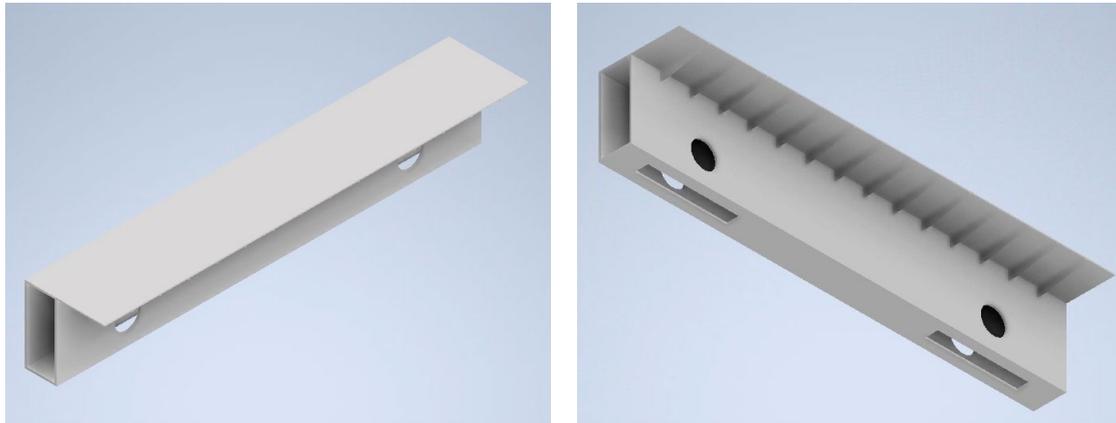


Figura 48. Voladizo para situar la caja reductora. (Fuente: Elaboración propia)

La anchura de los carriles donde van montadas las ruedas es de 55mm según la norma DIN 536 y siguiendo la tabla 42 referente a la normativa DIN 15046 (Ernst et al., 1970, p. 149) se obtienen las medidas estimadas de las ruedas: Diámetro de rueda de 800mm con un agujero para alojar el eje de 120mm.

Para modelar las ruedas se emplea la herramienta *revolución* de *Inventor* a partir de un boceto 2D y un eje, se puede apreciar el perfil de la rueda en la siguiente figura:

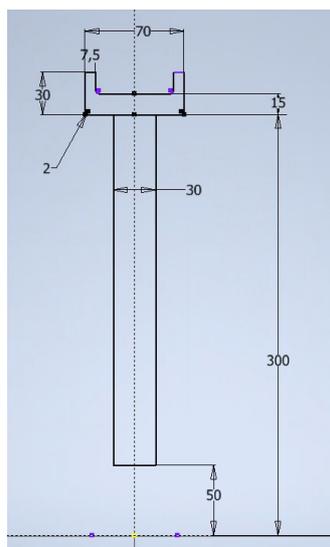


Figura 49. Perfil de revolución para las ruedas del carro de elevación. (Fuente: Elaboración propia)

Se muestra, a continuación, el resultado final de la operación de *revolución*:



Figura 50. Rueda de los bogies del carro. (Fuente: Elaboración propia)

Para formar el carro se añaden vigas de perfil IPB a los bogies, sobre ellas se apoyan los elementos que componen el mecanismo de elevación. En el apartado 4.2.2 se explica el ensamblado de los bogies y los perfiles laminados.

## 4.2. Ensamblado

Esta sección se divide en las siguientes subsecciones: Conjunto de vigas principales, carro de traslación, ensamblado de la caja reductora y ensamblaje final. Es importante mencionar que en esta sección se describe solo el ensamblado de las partes que se consideran más relevantes, quedando meramente descritos ensamblajes más pequeños como es el caso de las ruedas de las vigas con sus respectivos ejes.

Los componentes estructurales como las vigas testeras y el carro de elevación se ensamblan en su totalidad en *Autodesk inventor 2022*, por otro lado, para la caja reductora se emplea tanto *Inventor* como *ADAMS View* tal y como se describe a continuación. El sistema de poleas y cable se explica en la sección correspondiente a la *simulación dinámica* (5) pues en ella se explica detalladamente la obtención de movimientos y las posiciones de las poleas del mecanismo.

### 4.2.1. Conjunto de vigas principales

Como se ha mencionado antes, el ensamblaje de las vigas principales se realiza en *Inventor*, las piezas que se emplean para dicho ensamblaje son: dos vigas principales, y dos vigas testeras.

Se abre un fichero “.iam” en *Inventor* que se corresponde a la extensión para ensamblajes, en él se exportan las piezas que componen dicho conjunto y se restringe el modelo.

Para fijar las vigas a los testeros se emplean restricciones de tipo coincidencia. Para unir las vigas primero se crea una restricción de coincidencia entre las caras

de las placas de anclaje de las vigas y de los testeros (Figura 55.a), para terminar el anclaje se restringen las placas por los laterales con la restricción de nivelación (Figura 51.b).

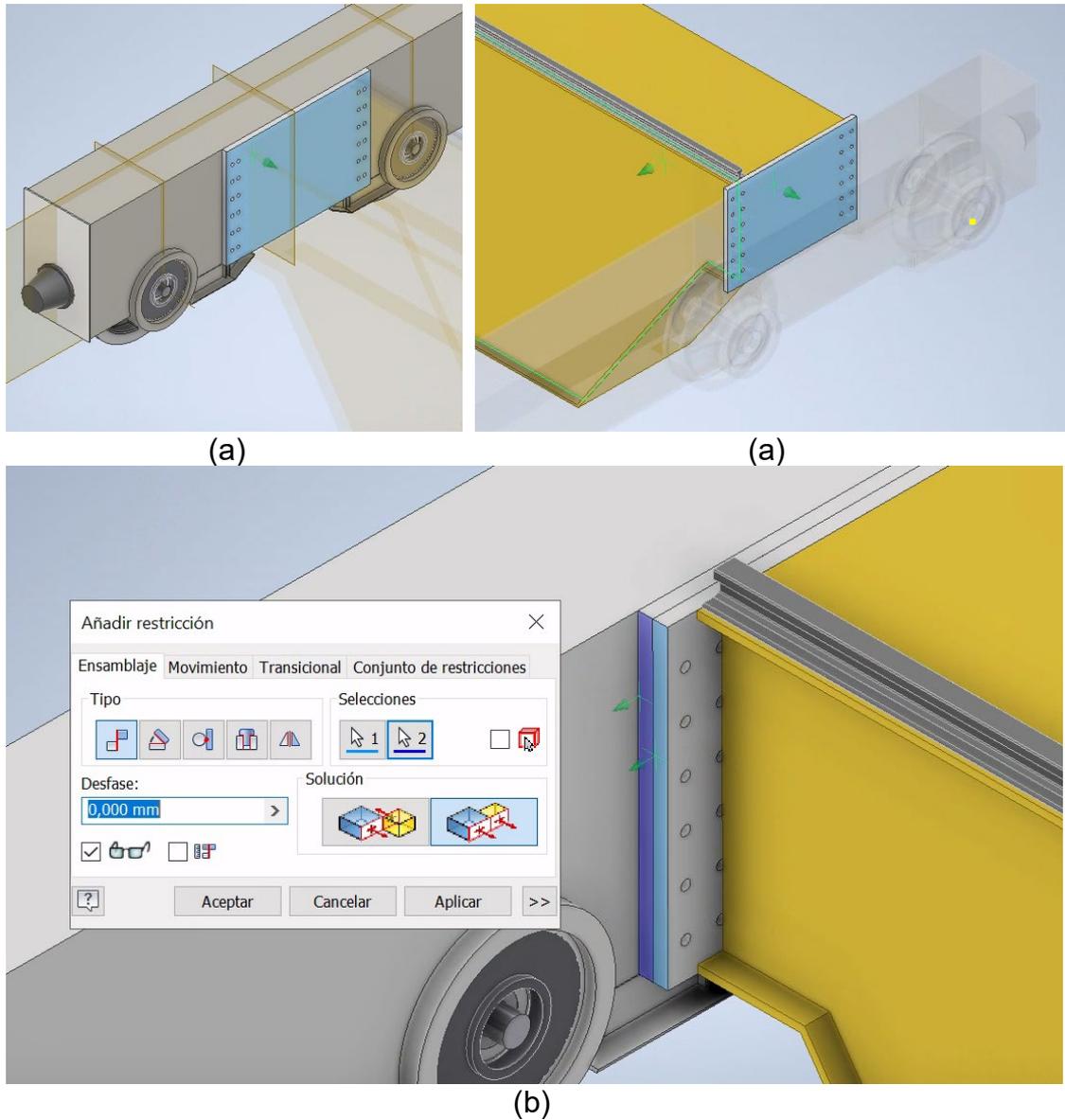


Figura 51. Anclaje de vigas a testeros mediante restricciones de coincidencia y nivelación.  
(Fuente: Elaboración propia)

Se repite este proceso para los otros anclajes y se obtiene el siguiente resultado:



Figura 52. Ensamblaje de vigas principales y testeros . (Fuente: Elaboración propia)

#### 4.2.2. Carro de traslación

Para el ensamblaje del carro de traslación se parte de dos testeros previamente restringidos y separados una distancia de 3,9m. Para unir el conjunto se añaden vigas de perfil IPB-220 como se muestra en la Figura 53. Para crear estos perfiles se usa la opción de *Insertar estructura* de la pestaña *Diseño*, se busca en la base de datos de *Inventor* el perfil deseado y se selecciona la zona del bogie en la que se creará dicha viga. Se muestra como ejemplo la creación de una de las vigas del carro:

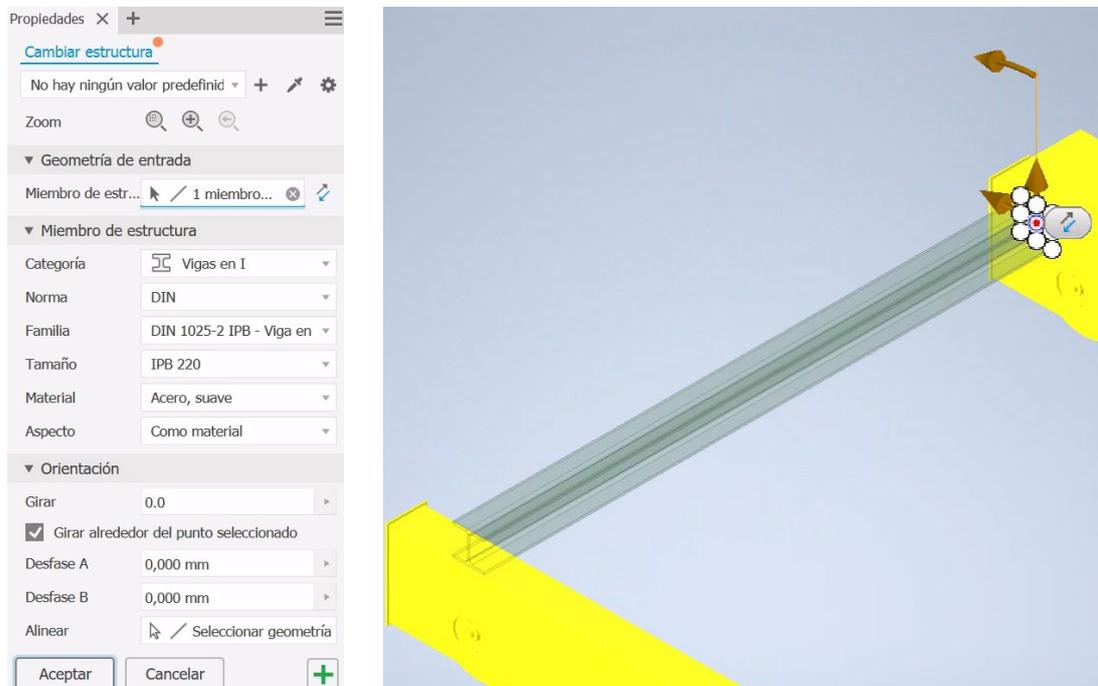


Figura 53. Creación de la estructura del carro. (Fuente: Elaboración propia)

Para la creación de las demás vigas se procede análogamente, indicando la posición y orientación que se desea. Una vez generadas todas las vigas de unión se van importando los distintos componentes del mecanismo de elevación principal.

Se procede a ensamblar el conjunto de los tambores de arrollamiento sobre el carro y la caja reductora, para ello se emplean los tambores de arrollamiento, su eje intermedio, los distintos soportes, el reductor y las poleas:

Primero se restringen los soportes del tambor sobre el carro, luego, mediante una restricción de tipo axial se ensamblan el eje y las poleas; a continuación, se restringen axialmente los tambores de arrollamiento y se finaliza ensamblando la caja reductora teniendo en cuenta la distancia entre centros de la última etapa de reducción ( $R_{41} + R_{42} = 920 \text{ mm}$ ) tal y como se muestra en la Figura 54.

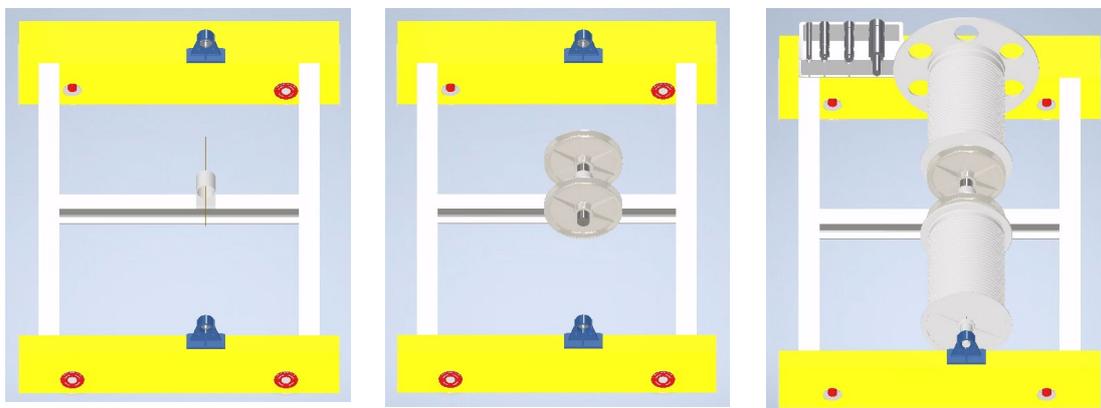


Figura 54. Ensamblaje del mecanismo de elevación sobre el carro. (Fuente: Elaboración propia)

Una vez realizado el ensamblaje en *Inventor* se guarda en formato parasolid (\*.x\_t) para exportarlo a *ADAMS*.

En *ADAMS*, se configura previamente el espacio de trabajo. En la pestaña de ajustes (*Settings*) se selecciona el menú de sistema de coordenadas (*Coordinate system*) y en la ventana emergente se cambia la secuencia de rotación de 313 a 123. Desde la misma pestaña de ajustes se selecciona "*Working grid system*" para modificar el tamaño de la cuadrícula (coordenadas x e y) tal y como se muestra a continuación:

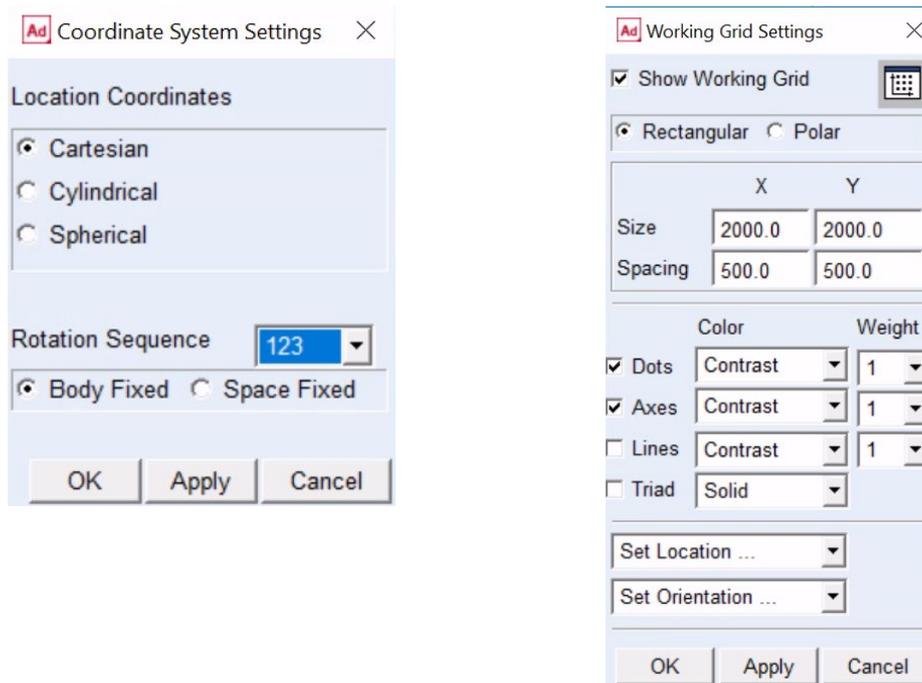


Figura 55. Modificación de Coordinate system y Working grid. (Fuente: Elaboración propia)

Una vez importado el carro, se procede a restringir las partes de este. Primeramente, se renombran todos los sólidos del modelo de acuerdo con la siguiente tabla:

Parte	Identificador en ADAMS
Carro de traslación	CARRO_1
Soportes de los tambores	SOPORTE_1 y SOPORTE_2
Carcasa del reductor de velocidad	CR_BASE
Primer eje del reductor	EJE_ENT
Segundo eje	EJE_2
Tercer eje	EJE_3
Eje de salida del reductor	EJE_SAL
Conjunto de tambores	TAMBOR_ENG

Tabla 6. Nombre de los sólidos en ADAMS

ADAMS cuenta con las siguientes conexiones entre cuerpos o *Joints*:

- *Fixed Joint* (Anclaje o soldadura). Permite unir dos partes haciendo que no se pueda mover una respecto a la otra.

- *Revolute Joint (junta de revolución)*. Permite la rotación de una parte con respecto a otra alrededor de un eje en común.
- *Translational Joint (guía deslizante)*. Permite que una parte se desplace a lo largo de un eje respecto a otra.

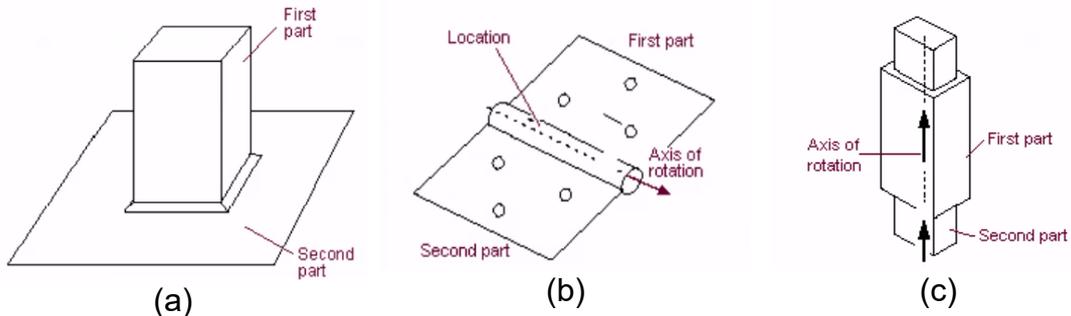


Figura 56. Tipo de conexiones (Joints). (Fuente: ADAMS View)

A continuación, se muestra una tabla con los tipos de uniones entre los elementos del carro:

JOINT	Cuerpo 1	Cuerpo 2	NOMBRE
Translational	CARRO_1	GROUND	Mov_carro_1
Fixed	CARRO_1	SOPORTE_1	ANCLAJE_TAMB_1
Fixed	CARRO_1	SOPORTE_2	ANCLAJE_TAMB_2
Fixed	CARRO_1	CR_BASE	ANCLAJE_CAJA
Revolute	TAMBOR_ENG	SOPORTE_1	ROT_TAMBORES

Tabla 7. Uniones entre los sólidos en ADAMS

### 4.2.3. Ensamblado del reductor de velocidad

La caja reductora se ensambla en ambos programas, *Inventor* por motivos estéticos y representativos; y en *ADAMS* para simular el mecanismo. Como se ha mencionado en el apartado 3.2.4 la geometría de los engranajes se simplifica al no contar con los suficientes datos. En ambos programas se parte del siguiente ensamblaje:

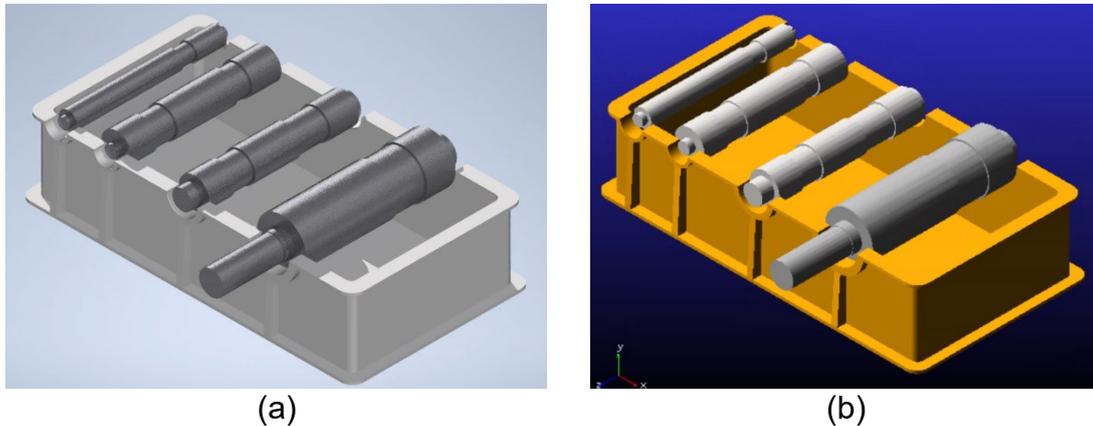


Figura 57. Ensamblaje de los ejes del reductor de velocidad en *Inventor* (a) y en *ADAMS* (b).  
(Fuente: Elaboración propia)

- Ensamblado en *Inventor*

En *Inventor* se selecciona *Engranaje recto* desde la pestaña de *Diseño*. La siguiente ventana aparece:

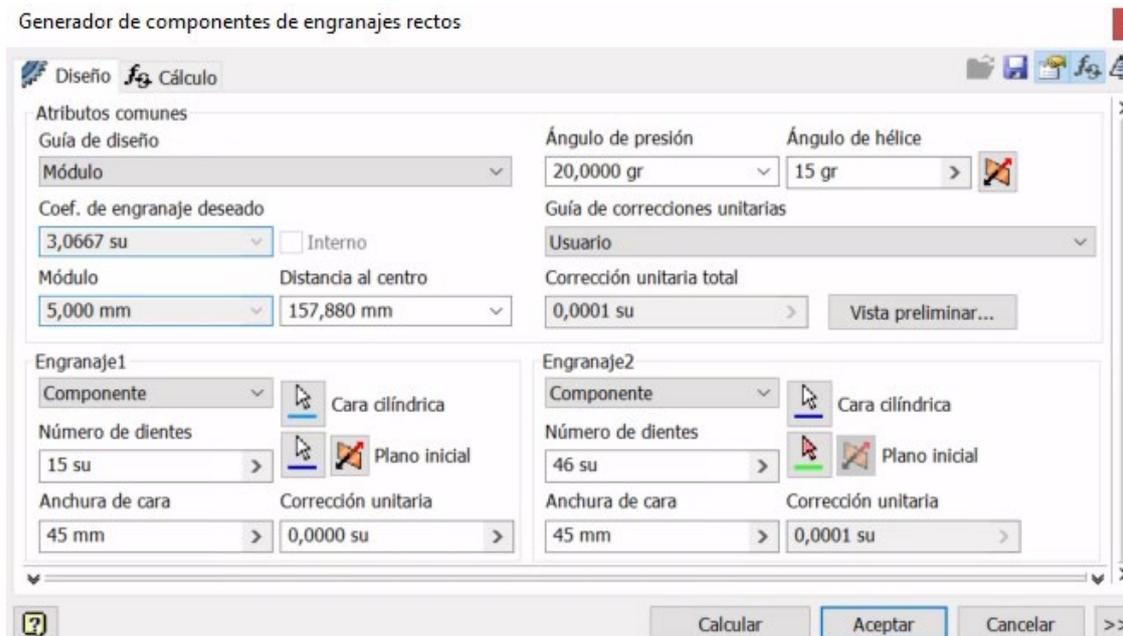


Figura 58. Elección de los parámetros de un par de engrane en *Inventor*. (Fuente: Elaboración propia)

En guía de diseño se elige *Módulo*. Para la primera etapa, la distancia al centro es de 157,88 mm, que se corresponde con la suma de los radios del piñón y la rueda. El ángulo de presión se fija en 20 grados y el de hélice en 15 grados. Se

introduce el número de dientes para cada elemento y la anchura de cada rueda se fija en 50mm. Para determinar la posición de cada rueda se eligen las superficies donde irán alojados los engranajes y para finalizar se acepta el proceso.

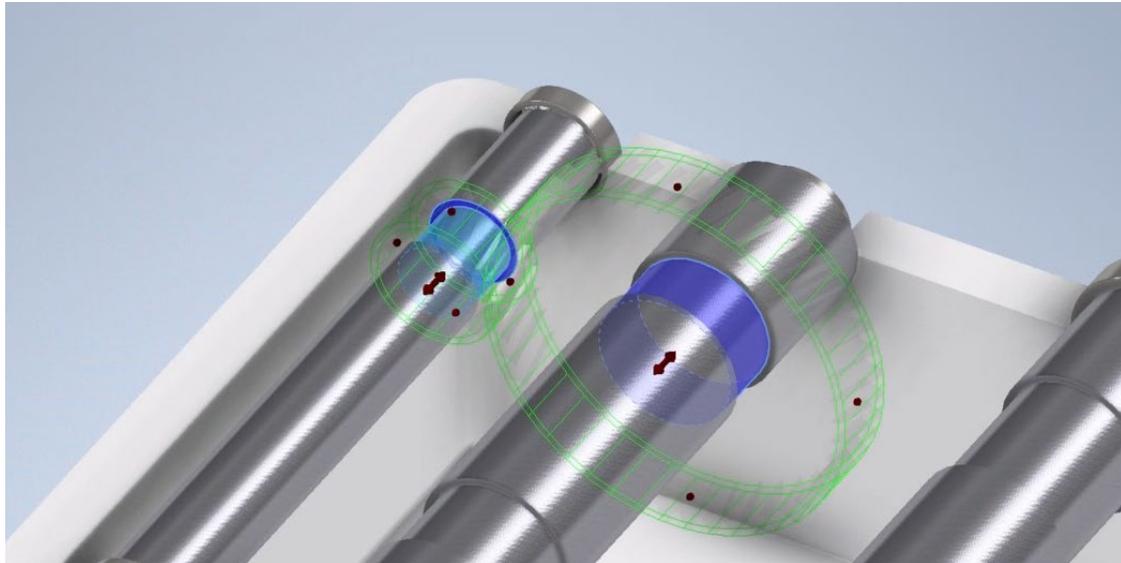


Figura 59. Posicionamiento de los engranajes sobre los ejes. (Fuente: Elaboración propia)

El resultado final de introducir todos los engranajes se aprecia en la Figura 21. Para ensamblar los rodamientos de cada eje se selecciona la opción de *Rodamientos* en la pestaña de *Diseño* y aparece la siguiente ventana:

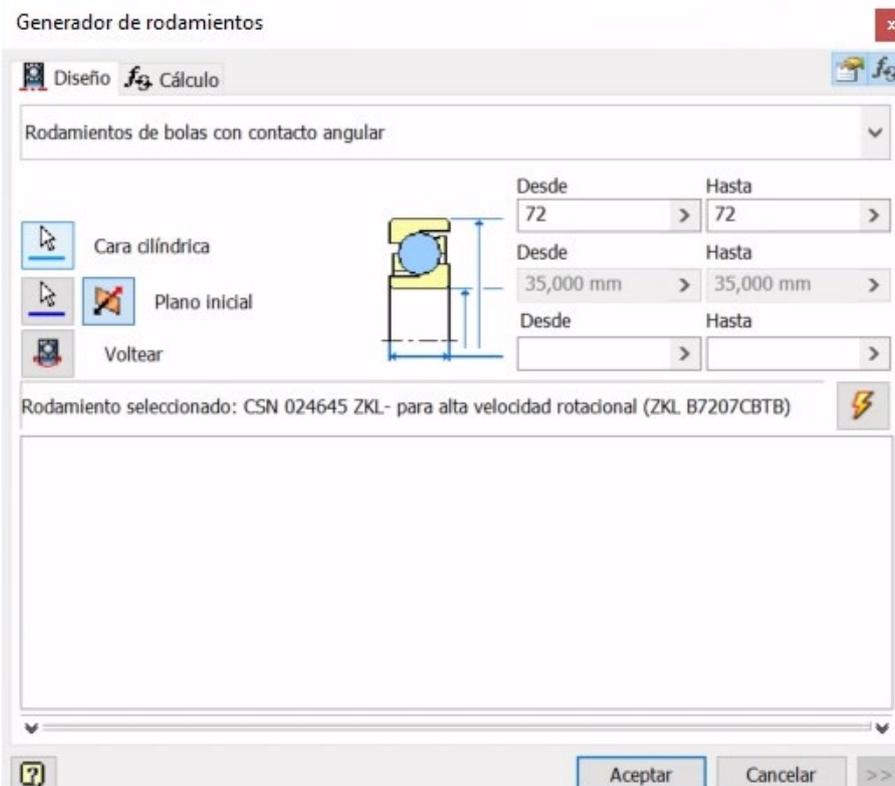


Figura 60. Elección de rodamientos en Inventor. (Fuente: Elaboración propia)

Se selecciona el tipo de rodamiento que se requiere en cada extremo de los ejes, en el caso del eje de entrada, se eligen rodamientos de bolas con contacto angular. El diámetro interior se fija en 35mm y el exterior en 72mm, se selecciona el rodamiento CSN 024645 ZKL tal y como muestra la imagen anterior. El resultado es el siguiente:

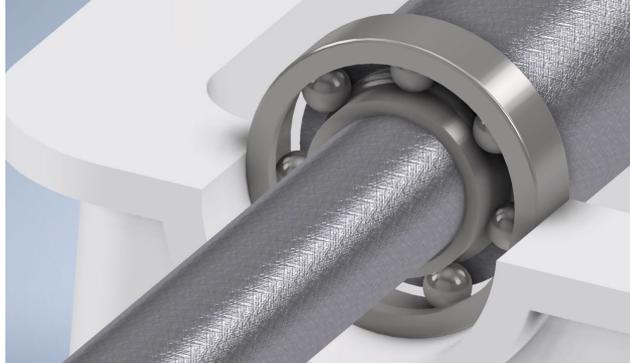


Figura 61. Elección de rodamientos en Inventor. (Fuente: Elaboración propia)

- Ensamblado en ADAMS View

En *ADAMS*, primero se importa en formato parasolid el modelo de la caja y los ejes previamente modelado en *Inventor*. Posteriormente, se modifica el material de los ejes y la caja desde la pestaña “*browse*”, se despliega la carpeta de sólidos (*bodies*) y se hace doble click sobre una pieza, en la ventana emergente se define la masa con el tipo de material y su geometría. Se elige *steel* en el campo de tipo de material (*Material type*) tanto para los ejes como para la caja reductora.

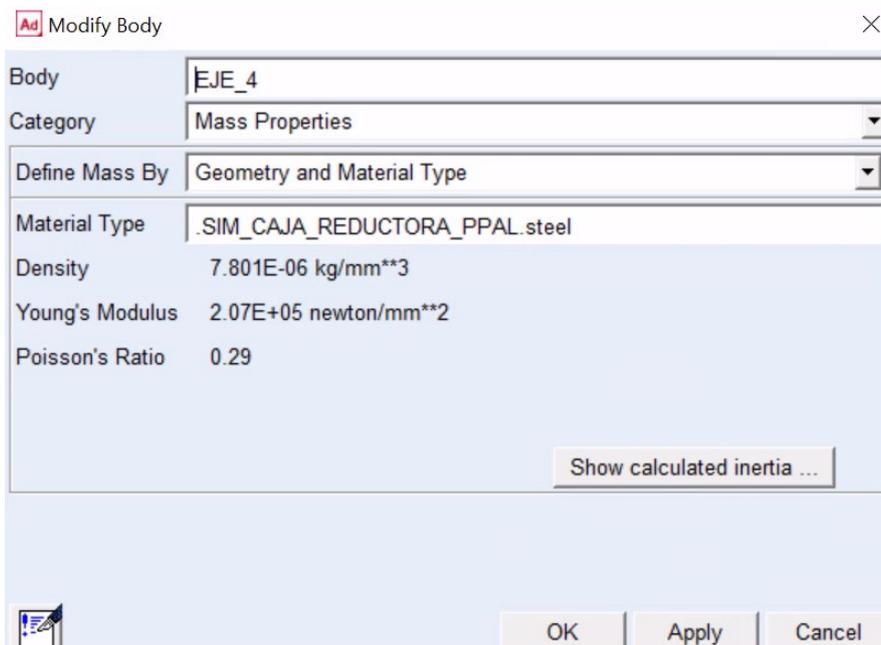


Figura 62. Elección del tipo de material para el reductor de velocidad. (Fuente: Elaboración propia)

Se procede a renombrar cada sólido para facilitar la simulación y la obtención de los resultados. Una vez renombradas las piezas se colocan marcadores de posición (*Markers*) en un extremo de los ejes para tomarlos como referencia en

el momento que se introducen los engranajes. Desde la pestaña “*bodies*” se selecciona la opción *Marker*, una vez abierto el desplegable se elige la opción de añadir a un sólido (*Add to part*) y en orientación (*Orientation*) se elige *Global XY plane*. Con esta configuración se van agregando los marcadores uno a uno en los ejes.

Se usan *Revolute Joints* para unir los ejes a la carcasa del reductor de velocidad.

Tipo de Joint	Cuerpo 1	Cuerpo 2	Marker de referencia	de
Revolute	EJE_ENT	CR_BASE	E_1	
Revolute	EJE_2	CR_BASE	E_2	
Revolute	EJE_3	CR_BASE	E_3	
revolute	EJE_SAL	CR_BASE	E_4	

Tabla 8. Datos de los ejes de la caja reductora de velocidad.

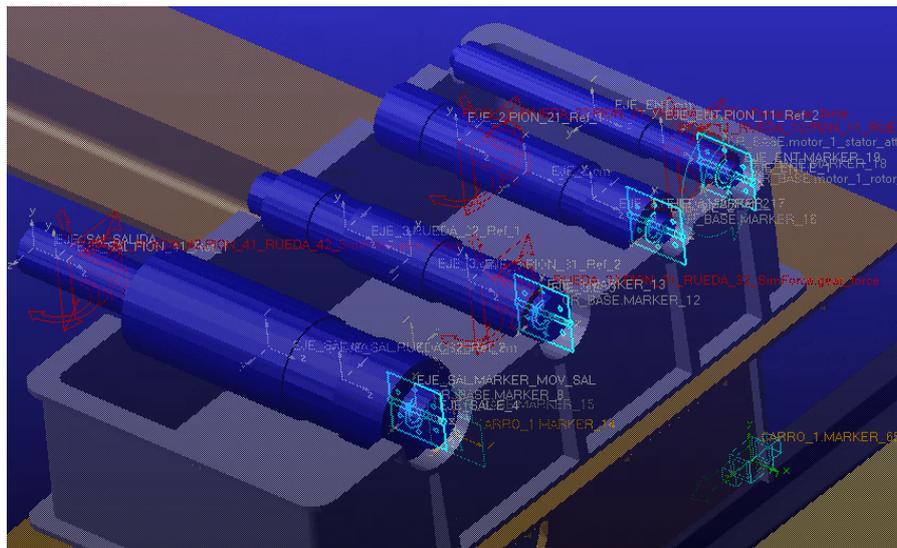


Figura 63. Ejemplo de *Revolute Joints* en los ejes del reductor de velocidad. (Fuente: Elaboración propia)

Empleando el módulo *Machinery* de *ADAMS* se usa la herramienta *Create gear pair* ubicada en el apartado de *Gear* para crear todas las etapas del reductor de velocidad. Al ser un proceso sistemático se explica solo la creación de la primera etapa.

Una vez dentro de *gear pair* se prosigue de la siguiente manera:

- 1. *Type*: en esta ventana se elige el tipo de engranajes que se emplearán, selecciona *Helical* (helicoidal) como tipo de engranaje.

- **2.Method:** Se selecciona el método simplificado (*Simplified*) de cálculo para los esfuerzos en el par de engrane.
- **3.Geometry:** En este apartado se emplean los datos de la Tabla 18 para la primera etapa. Resulta imprescindible determinar con precisión la distancia entre centros para garantizar que las ruedas dentadas engranen correctamente, esto se hace con ayuda de los *Markers*. En la figura que se muestra a continuación se aprecian todos los parámetros del piñón y la rueda de la primera etapa; al engranaje 1 se le ha llamado *PIÑÓN\_11* y al engranaje 2, *RUEDA\_12*:

Figura 64. Determinación de la geometría de un par de engrane. (Fuente: Elaboración propia)

En la figura anterior, *Helix angle* es el ángulo de hélice y *Pressure angle* el de presión, el ancho de diente es el denominado *Gear width* y *Center of Location* hace referencia a las coordenadas cartesianas del centro de cada engranaje. En la misma ventana se elige como eje de giro el eje z (*Axis of rotation*).

- **4.Material:** se elige *Steel* y el resto de los parámetros se dejan por defecto.
- **5.Connection:** se fija el piñón al eje de entrada y la rueda al eje 2 (eje con velocidad angular de 242,8 rpm).

Con esto queda definida la primera etapa de reducción. Se repite el proceso para las demás etapas.

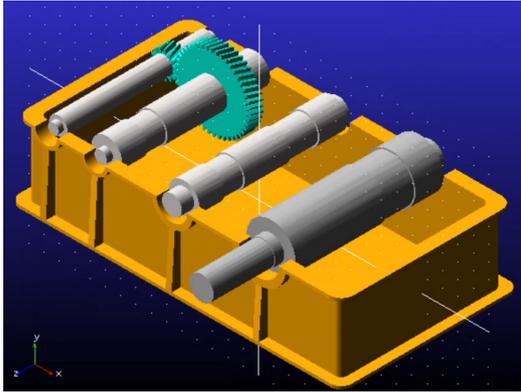


Figura 65. Primera etapa de reducción.  
(Fuente: Elaboración propia)

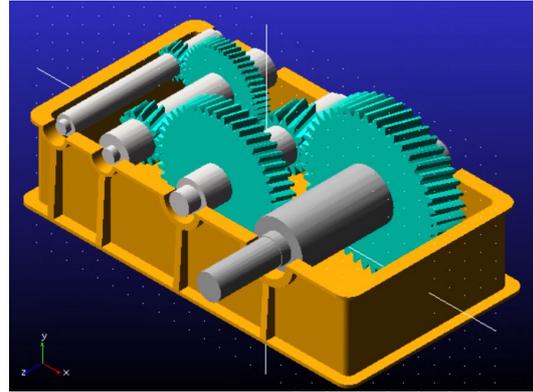


Figura 66. Tren de engranajes de tres etapas.  
(Fuente: Elaboración propia)

Para crear la etapa exterior, la que se conecta directamente a uno de los tambores de arrollamiento, se procede de forma similar. Sabiendo la distancia entre centros (919,325 mm) y colocando los respectivos *Markers* que especifican el centro de cada engranaje: Un marker llamado *SALIDA* situado en el eje de salida y el *Marker\_11* situado en el eje de los tambores. Se siguen nuevamente los datos de la Tabla 18.

A diferencia de los otros engranajes, en el apartado de *geometry* se elige un *bore radius* de 750 mm para la rueda dentada del tambor de arrollamiento.

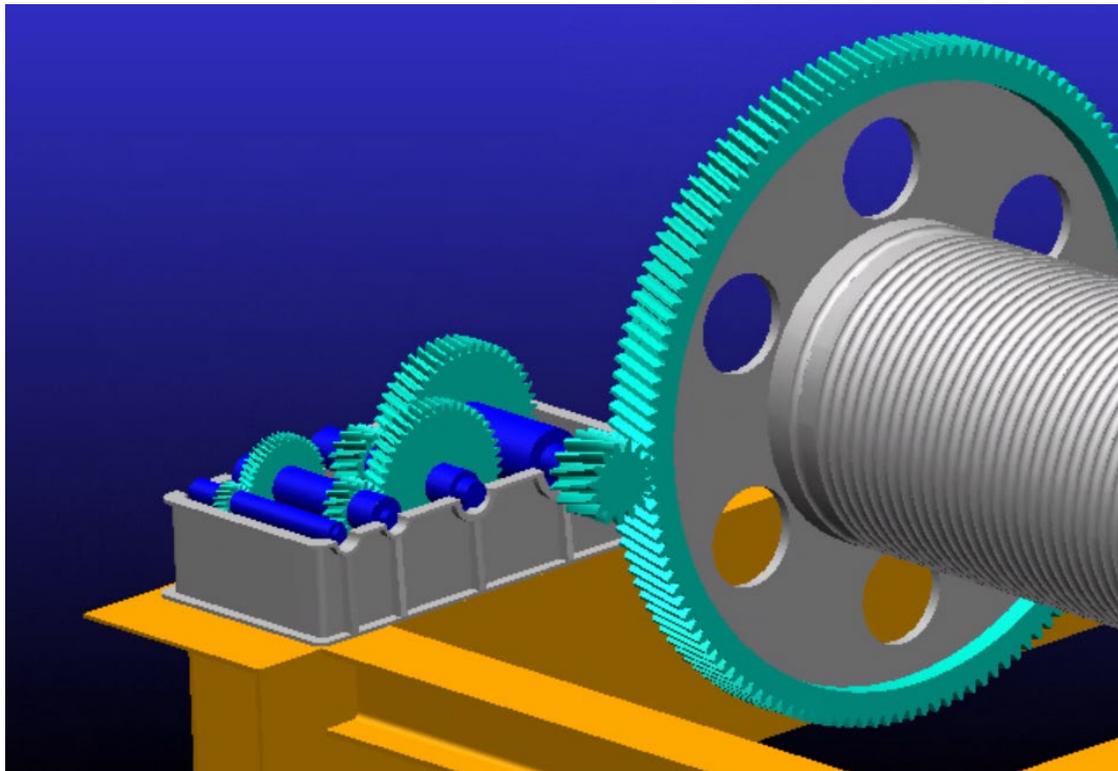


Figura 67. Etapa exterior del reductor de velocidad. (Fuente: Elaboración propia)

Por último, se modifica el color de los engranajes y los ejes para dar un poco más de realismo al modelo, para ello se seleccionan, las piezas y en la ventana

de *Appearance* se elige el color *DARK\_GREY* para los engranajes, *SILVER* para los ejes y *MIDNIGHT\_BLUE* para la carcasa del reductor de velocidad.

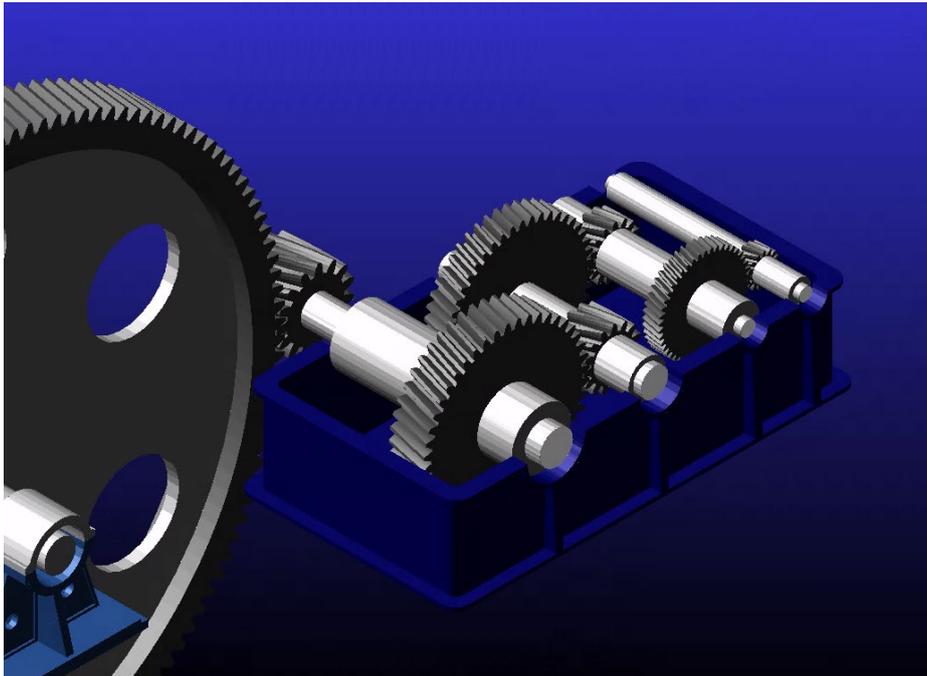


Figura 68. Etapa exterior del reductor de velocidad. (Fuente: Elaboración propia)

Se procede ahora a añadir los rodamientos en los ejes del reductor. Para ello se recurre al apartado de *Bearing* de la pestaña de *Machinery*. El procedimiento es igual para todos los rodamientos, por este motivo se explica solo uno de ellos:

- *1.Method:* Como método de cálculo se elige *detailed* que muestra de manera precisa los esfuerzos actuando sobre el rodamiento y permite al usuario elegir entre un catálogo de rodamientos.
- *2.Type:* Se elige *Angular Contact Ball Bearing Single Row* como el tipo de rodamientos para la primera etapa.
- *3.Geometry.* En este apartado se introducen los datos mostrados en la siguiente tabla, sabiendo que el rodamiento es el SKF 7207 BE:

Bearing name	Axis of rotation	Bearing location
Rod_eje_ent_1	Global X	(LOC_RELATIVE_TO({12, 0.0, 0}, E_1))
Rod_eje_ent_2	Global X	(LOC_RELATIVE_TO({-499, 0.0, 0}, E_1))

Tabla 9. Datos de los rodamientos del eje de entrada.

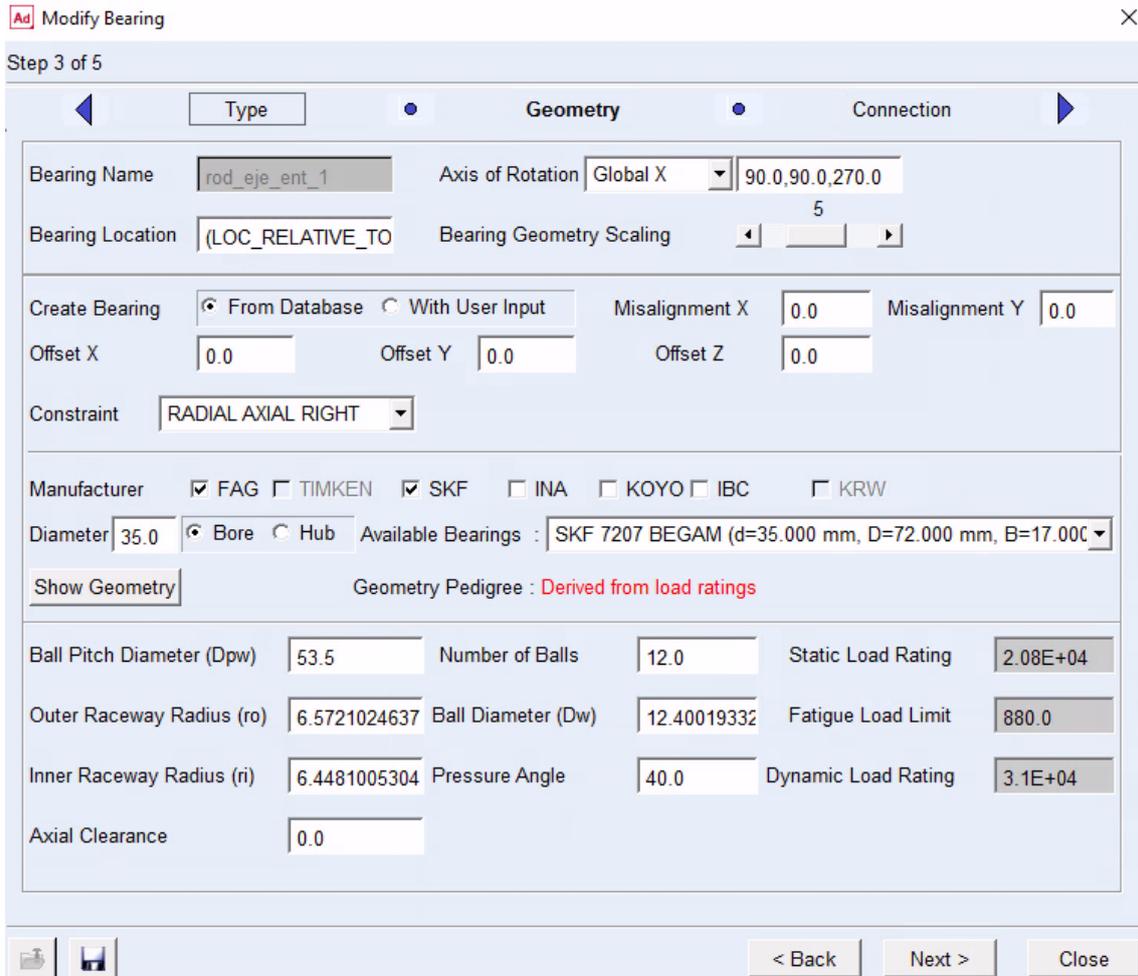


Figura 69. Determinación de la geometría de un rodamiento. (Fuente: Elaboración propia)

- **4.Connection.** Como *shaft* se elige el eje de entrada (*EJE\_ENT*) y como *housing* la carcasa del reductor de velocidad (*CR\_BASE*). Los parámetros restantes se dejan por defecto y se finaliza el proceso.

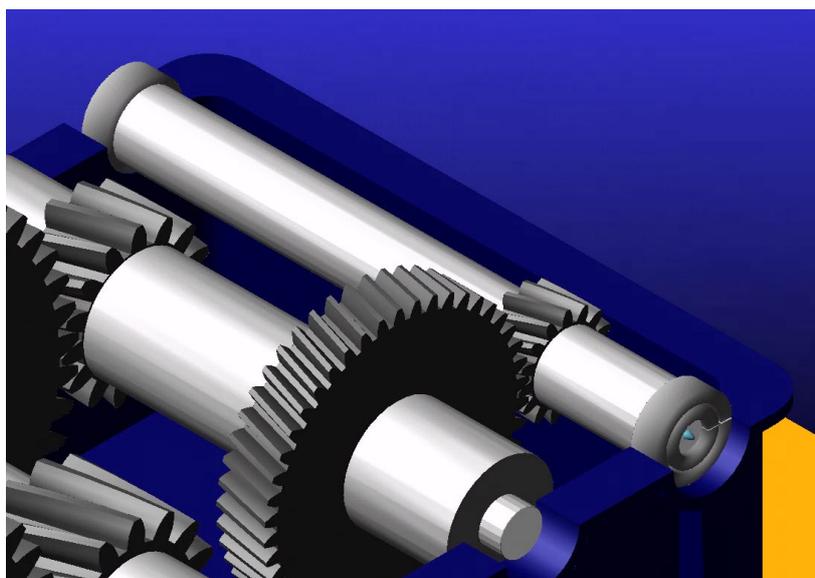
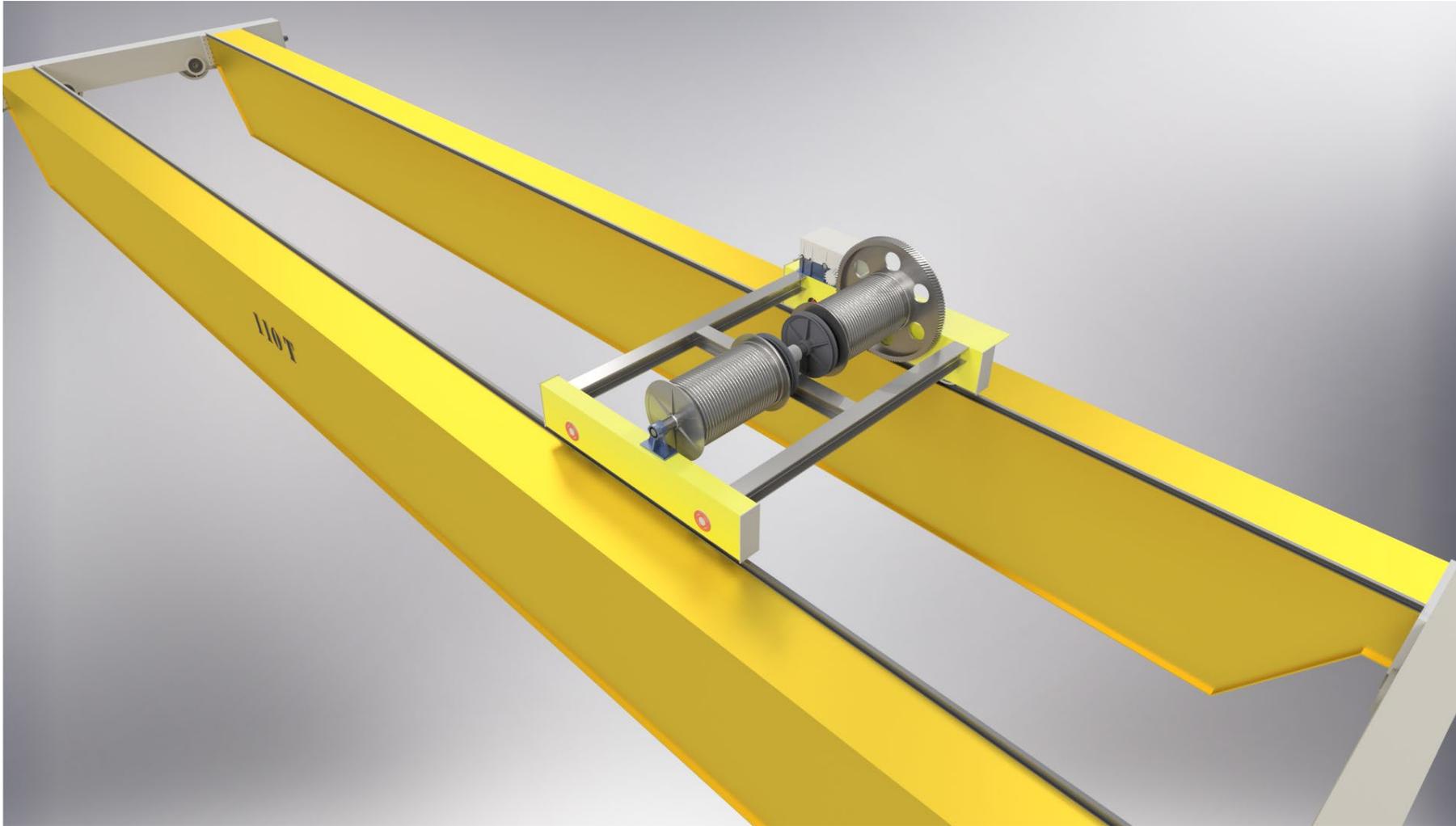


Figura 70. Rodamientos de la primera etapa del reductor. (Fuente: Elaboración propia)

#### **4.2.4. Ensamblaje completo**

Estando todas las partes acopladas, se procede a montar el ensamblaje final en *Inventor* utilizando las restricciones previamente explicadas. Para ello se introduce en un nuevo archivo de ensamblaje todos los componentes necesarios: conjunto de vigas principales, carro portador, y mecanismo de elevación. Una vez restringido adecuadamente el modelo, se obtiene el resultado mostrado en la siguiente página.



*Figura 71. Vista en perspectiva del puente grúa de 110 toneladas. (Fuente: Elaboración propia)*

## 5. SIMULACIÓN DINÁMICA

La simulación del sistema de elevación del puente grúa se hace de la siguiente manera: En *ADAMS* se restringe y se simplifica el modelo de la grúa adecuadamente, posteriormente, se introduce el sistema de poleas definiendo las funciones o variables que determinan el movimiento de dicho mecanismo y para finalizar, se simula el conjunto carro-vigas principales para una situación determinada.

### 5.1. Determinación del sistema de poleas y cable

Al igual que la caja reductora de velocidad, el sistema de poleas se ensambla en *ADAMS View*, empleando en este caso el complemento *Cable* del módulo *Machinery*.

Antes de empezar el proceso se crea el eje donde irán alojadas las poleas del gancho. Para ello se recurre al apartado *Solids* de la pestaña *Bodies* y se selecciona el icono de cilindro para crear el eje; en la ventana desplegable se insertan los siguientes datos:

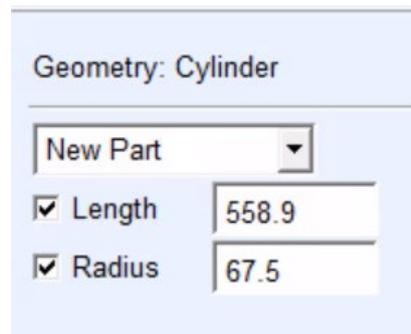


Figura 72. Creación del eje de las poleas. (Fuente: Elaboración propia)

Con estos datos fijados se elige el sitio donde irá situado el eje, para ello se emplean *markers* de referencia.

Una vez insertado el eje se modifica su masa dentro de la ventana desplegable de *Modify Body*. En ella se elige 1000 kg como la masa y se selecciona *Apply*. En la imagen que se expone anterior se aprecia la ventana de *Modify Body*:

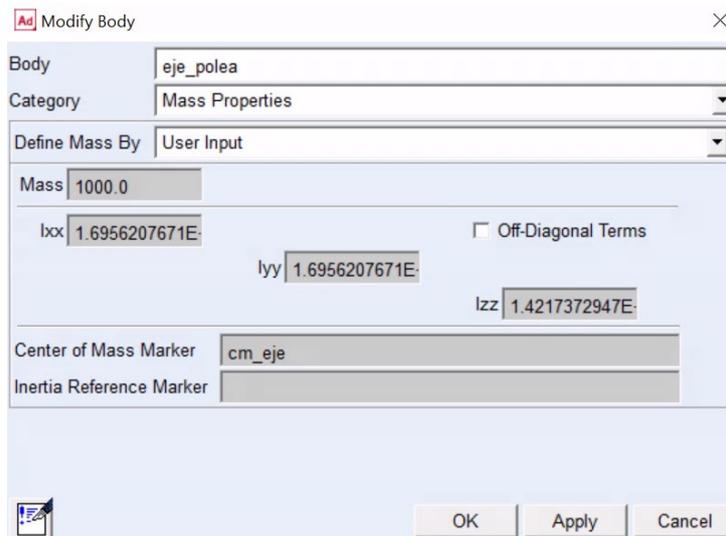


Figura 73. Propiedades del eje. (Fuente: Elaboración propia)

Una vez terminado el eje, se procede a crear el cable:

- 1. Puntos de anclaje (Anchor layout):

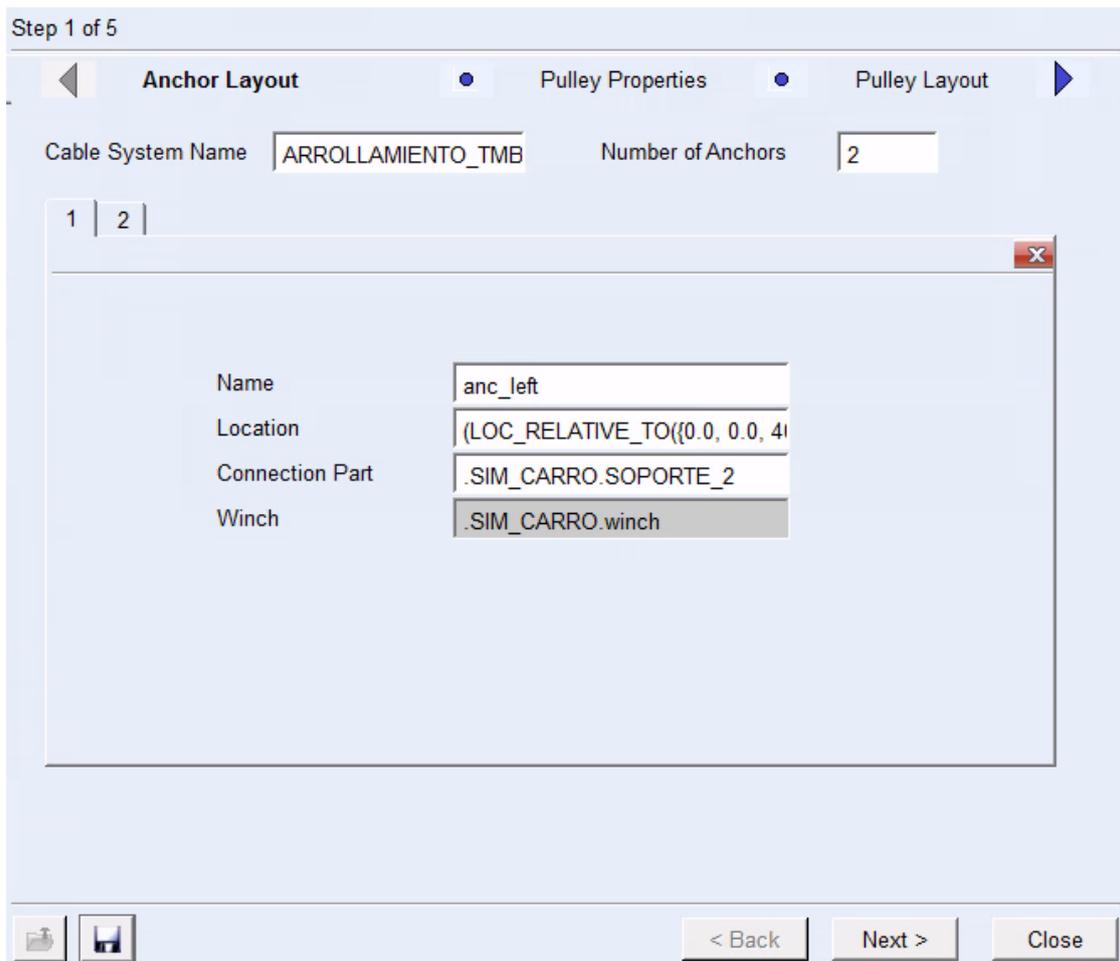


Figura 74. Creación del cable: Anclajes. (Fuente: Elaboración propia)

Se define, primeramente, el nombre del sistema de cable, para ello basta con especificar en la casilla correspondiente el nombre *ARROLLAMIENTO\_TMB*. Luego se especifica el nombre para los anclajes como *anc\_left* y *anc\_right* para el anclaje izquierdo y el derecho respectivamente.

En *Location* se eligen los puntos donde se situarán los dos anclajes, para ello se emplea la siguiente nomenclatura: Para el anclaje izquierdo (*LOC\_RELATIVE\_TO*{0.0, 0.0, 400}, *FZA\_TAMB\_IZQ*) y para el derecho (*LOC\_RELATIVE\_TO*{0.0, 0.0, -400}, *FZA\_TAMB\_DCHA*). Esto permite situar los anclajes relativos a *Markers* definidos previamente, en este caso el anclaje izquierdo está en una posición relativa al *Marker* “*FZA\_TAMB\_IZQ*”.

En *Connection Part* se eligen los sólidos a los que irán anclados los extremos del cable. Resulta lógico suponer que estos son los tambores, pero si se eligen estos, los puntos de anclaje girarían junto a ellos, algo que ocasionaría problemas al momento de desenrollar o enrollar el cable. Se necesita que los anclajes sean estáticos y que se correspondan con los puntos en los que el cable deja de estar en contacto con los tambores.

Por este motivo que se eligen otros sólidos del modelo para anclar los extremos del cable. Para este trabajo se han elegido los soportes de los tambores como los puntos de anclaje.

Por último, se determina la función *Winch* que servirá para determinar cuánto cable se precisa desenrollar o enrollar en un intervalo de tiempo para alcanzar una longitud definida previamente. La función *Winch* se define mediante una variable de estado (*State variable*) de tipo STEP como se aprecia en la siguiente figura:

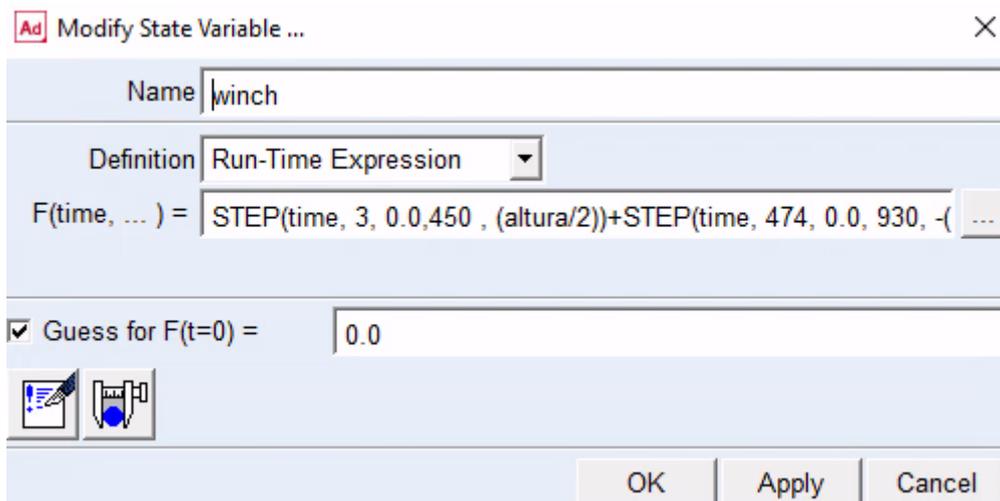


Figura 75. Creación de la variable de estado “Winch”. (Fuente: Elaboración propia)

Sabiendo que la velocidad del gancho es de 1,2 m/min y que la distancia que recorre este es de 9 metros, se determina fácilmente el tiempo que tardará el gancho en recorrer dicha distancia (450 segundos). Para cubrir la distancia total se requiere de suficiente cable para alcanzar esos 9 metros, como hay seis ramales y cada uno tendrá una longitud final aproximada de 9 metros basta con

multiplicar el número de ramales con la longitud final para determinar la longitud total del cable:

$$\text{Longitud total} = 9m * 6 = 54m \quad (24)$$

Entonces la longitud enrollada en cada tambor será de 27 metros, que equivale a la mitad de la longitud total del cable.

Todos los datos mencionados anteriormente se recogen en la ya antes mencionada función *Winch* la cual definirá el desarrollo del cable. A continuación, se muestra la sintaxis empleada para definir la función:

$$\begin{aligned} &STEP \left( time, 100, 0.0, 550, \left( \frac{altura}{2} \right) \right) + STEP \left( time, 594, 0.0, 1044, - \left( \frac{altura}{2} \right) \right) \\ &+ STEP \left( time, 1144, 0, 1594, \left( \frac{altura}{2} \right) \right) \end{aligned}$$

Esta función representa el movimiento del gancho a lo largo de la simulación. Como la función *Winch* está asociada a cada tambor, la longitud final se divide entre 2, como se observa en el último parámetro de cada función *STEP*, pues cada tambor tendrá la mitad del cable necesario.

En la función anterior *altura* representa la longitud total alcanzada por el gancho definida previamente mediante una variable de diseño, esta variable se crea en el entorno de *Design Variable* en *ADAMS* de la siguiente manera:

Dentro de la pestaña desplegable de *Design Variable* se cambia el nombre a *altura* y seguidamente se elige *length* en el recuadro de *Units*. Para finalizar se introduce 54000mm en el recuadro de *Standard Value* y se cierra la ventana mediante el botón de *apply*.



Figura 76. Design variable (*altura*). (Fuente: Elaboración propia)

En la siguiente imagen se representa la variación de la longitud frente al tiempo para un tambor de arrollamiento:

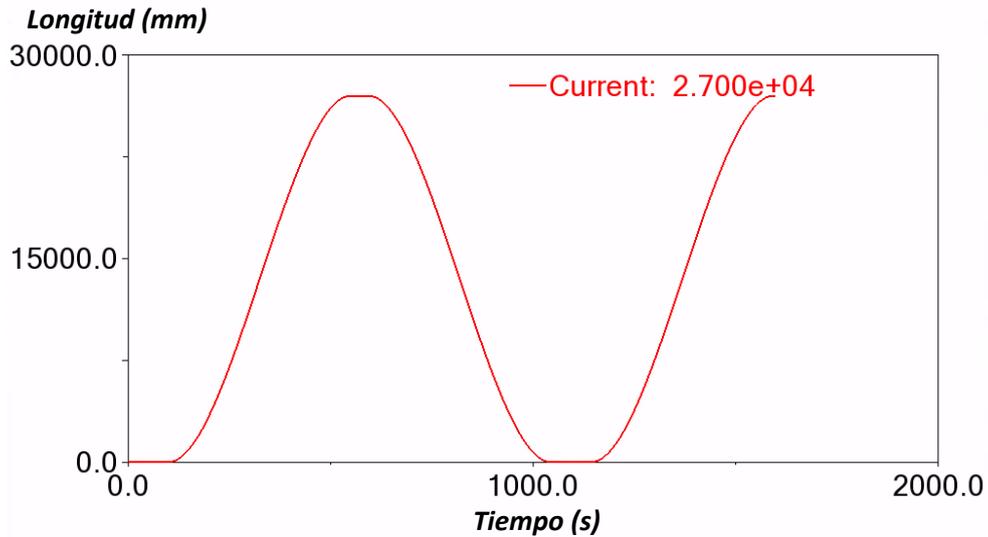


Figura 77. Función winch. (Fuente: Elaboración propia)

▪ **2. Propiedades de las poleas (Pulley Properties):**

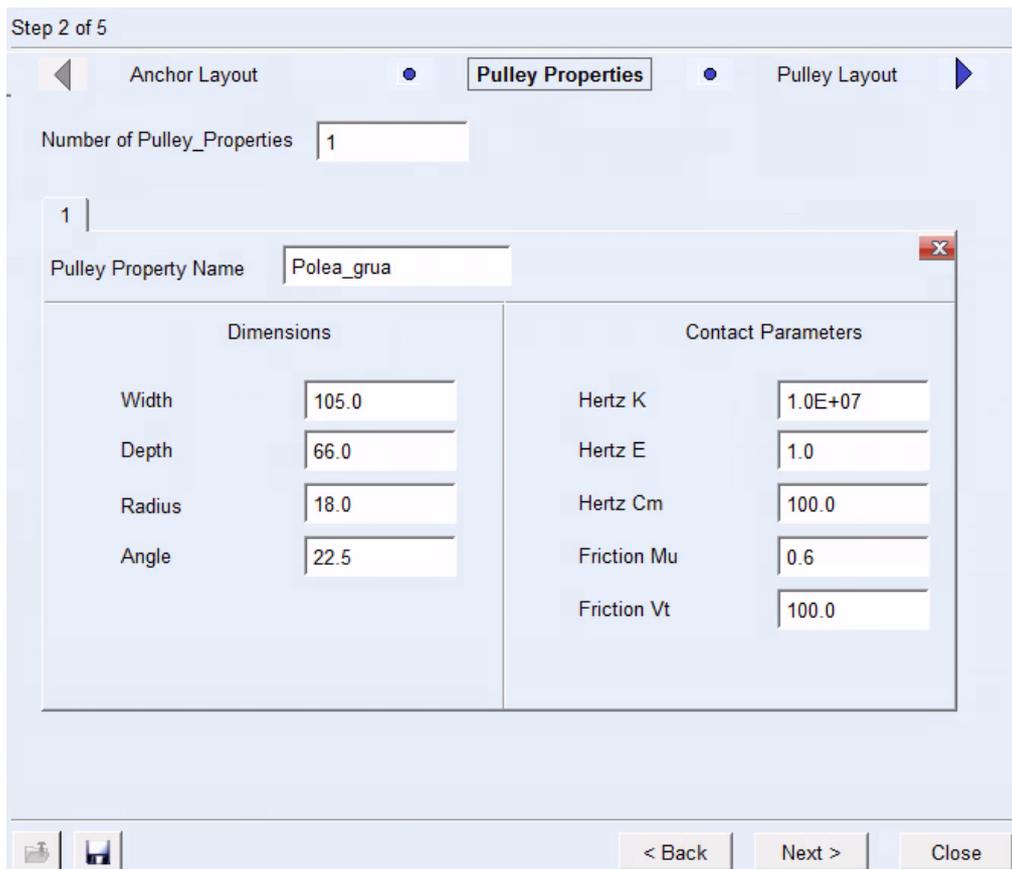
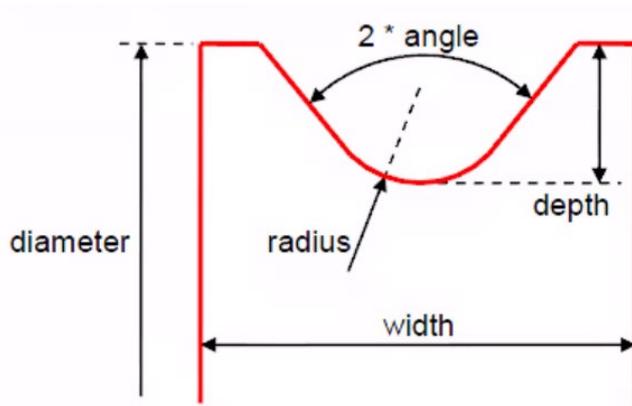


Figura 78. Propiedades de la polea. (Fuente: Elaboración propia)

En la siguiente ventana se introducen las características de las poleas considerando que todas son iguales. Tomando la Figura 79 y los datos de la subsección 4.1.3 como guía, se obtienen las siguientes características:



- Depth (Profundidad): 66 mm
- Angle (Ángulo):  $(22,5^\circ) \cdot 2$
- Radius (Radio): 18mm
- Width (Ancho): 105 mm

Figura 79. Dimensiones principales de la polea. (Fuente: ADAMS View Help)

Los parámetros de contacto (*Contact Parameters*) se dejan por defecto.

▪ 3. Distribución de las poleas (Pulley Layout):

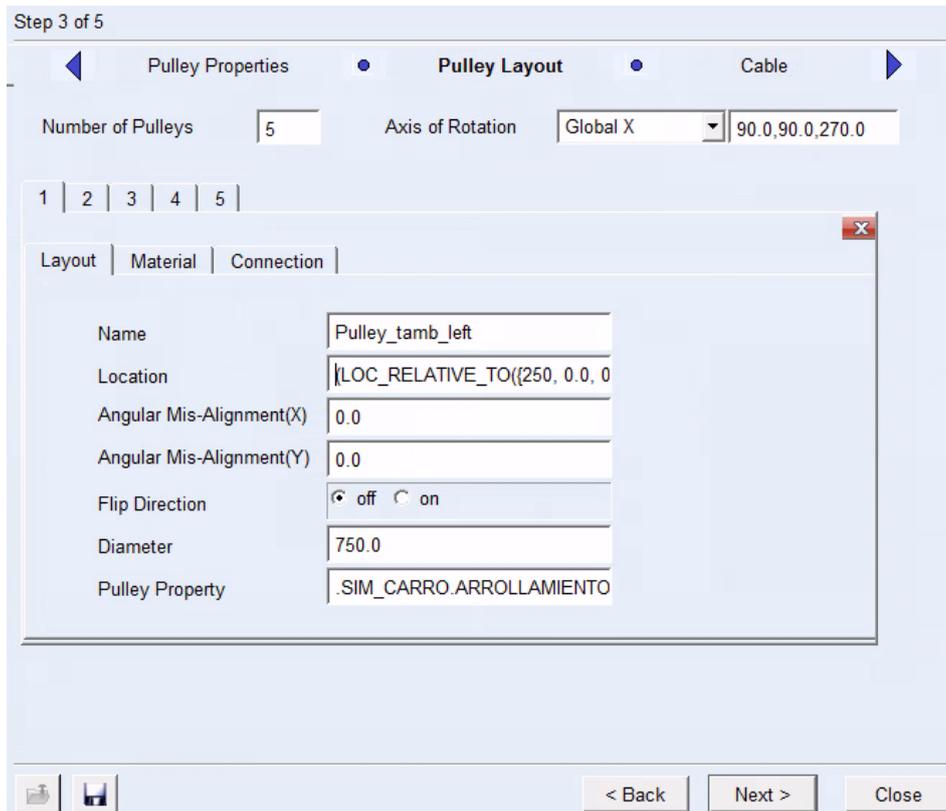


Figura 80. Distribución de las poleas. (Fuente: Elaboración propia)

En esta ventana se especifica el número de poleas, en este caso 5. Se fija el diámetro de las poleas a 750 mm y se elige el sitio donde irá situada cada una de ellas, para las poleas situadas en el eje de los tambores se usa la siguiente nomenclatura:  $(LOC\_RELATIVE\_TO(\{250, 0.0, 0\}, FZA\_TAMB\_IZQ))$  y  $(LOC\_RELATIVE\_TO(\{250, 0.0, 0\}, FZA\_TAMB\_DCHA))$ .

Para las poleas situadas en el aparejo del gancho, se emplea el eje situado 3500mm por debajo del eje de los tambores, y con una nomenclatura similar a la expuesta anteriormente, se fijan las tres poleas restantes.

La conexión para todas las poleas se elige de tipo *revolute* respecto al eje X y para el material se elige acero (*Steel*). A continuación, se muestra un resumen de los datos de las poleas:

	Name	Location relative to	Relative Location	Connection part
Anchor 1	<i>Anc_left</i>	<i>FZA_TAMB_IZQ</i>	(0,0,400)	<i>SOPORTE_2</i>
Anchor 2	<i>Anc_right</i>	<i>FZA_TAMB_DCHA</i>	(0,0,-400)	<i>SOPORTE_1</i>
Polea 1	<i>Pulley_tamb_left</i>	<i>FZA_TAMB_IZQ</i>	(250,0,0)	<i>TAMBOR_ENG</i>
Polea 2	<i>Pulley_tamb_right</i>	<i>FZA_TAMB_DCHA</i>	(-250,0,0)	<i>TAMBOR_ENG</i>
Polea 3	<i>Pulley_left_eje</i>	<i>Cm_eje</i>	(0,0,-250)	<i>Eje_polea</i>
Polea 4	<i>Pulley_medio</i>	<i>Cm_eje</i>	(0,0,0)	<i>Eje_polea</i>
Polea 5	<i>Pulley_right_eje</i>	<i>Cm_eje</i>	(0,0,250)	<i>Eje_polea</i>

Tabla 10. Datos de las poleas. (Fuente: propia)

#### ▪ 4. Cable:

En la ventana de *Cable* se especifican las propiedades de este. Para empezar, se fija el número de cables a 1. En la pestaña de *setup* es importante elegir el patrón de enrollamiento del cable en cada polea tal y como se muestra en la Tabla 11, también se elige el diámetro del cable, que en este caso es de 36mm.

Puesto	1°	2°	3°	4°	5°	6°
Identificador	<i>Anc_left</i>	<i>Pulley_left_eje</i>	<i>Pulley_tamb_left</i>	<i>Pulley_medio</i>	<i>Pulley_tamb_right</i>	<i>Anc_right</i>

Tabla 11. Orden de enrollamiento del cable. (Fuente: propia)

El módulo de elasticidad del cable se deja por defecto y se modifica la densidad a  $5,36 \cdot 10^{-3}$  kg/mm, esto se corresponde con la densidad lineal de dicho cable,

extraído del catálogo de cables (VORNBAÜMEN, 2021). La precarga (*Preload*) se deja por defecto en 0 kg.

En la última pestaña de datos de salida (*Output*) se especifica que se muestren los resultados de las poleas (*Pulley results* y *Span results*) escribiendo en las casillas correspondientes el número total de poleas y de ramales como se muestra en la siguiente figura:

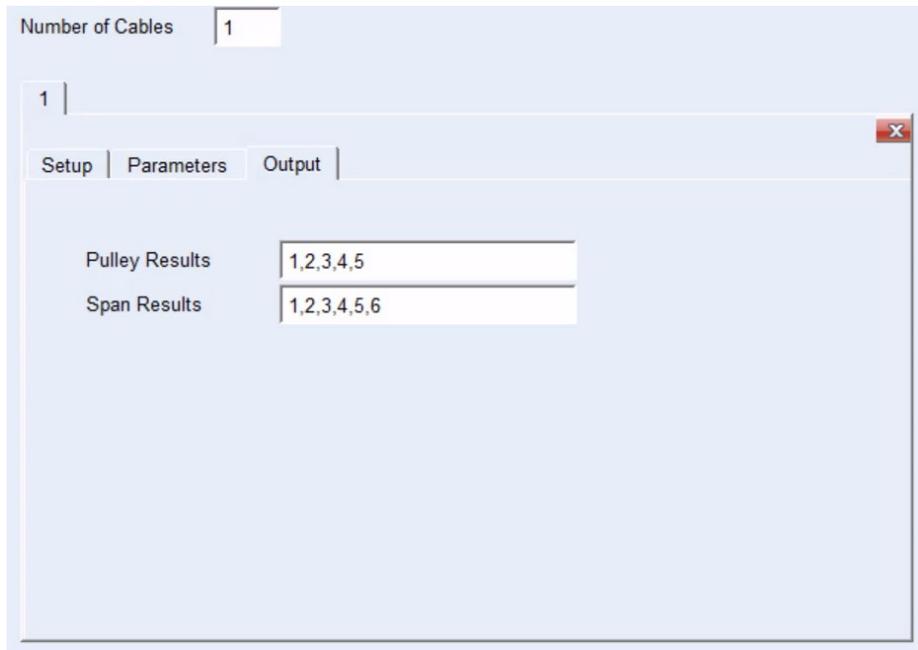


Figura 81. Configuración de parámetros de salida. (Fuente: Elaboración propia)

Una vez finalizado el proceso de generación del cable se obtiene el siguiente resultado:

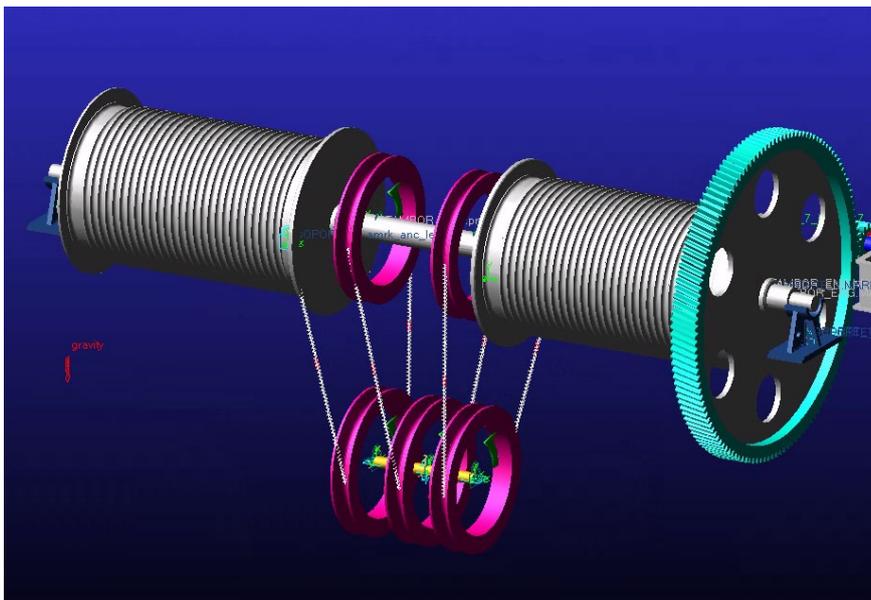


Figura 82. Sistema de poleas y cable inicial. (Fuente: Elaboración propia)

El software *ADAMS View* genera por defecto poleas simplificadas como las de la Figura 82. Para dar realismo al modelo se importa desde *Inventor*, en formato parasolid, el modelo de la polea y se reemplazan las poleas del eje de los tambores. Las poleas del aparejo del gancho se dejan simplificadas para no interferir con el movimiento de este. A continuación, se muestra el modelo final del sistema de cable y poleas:

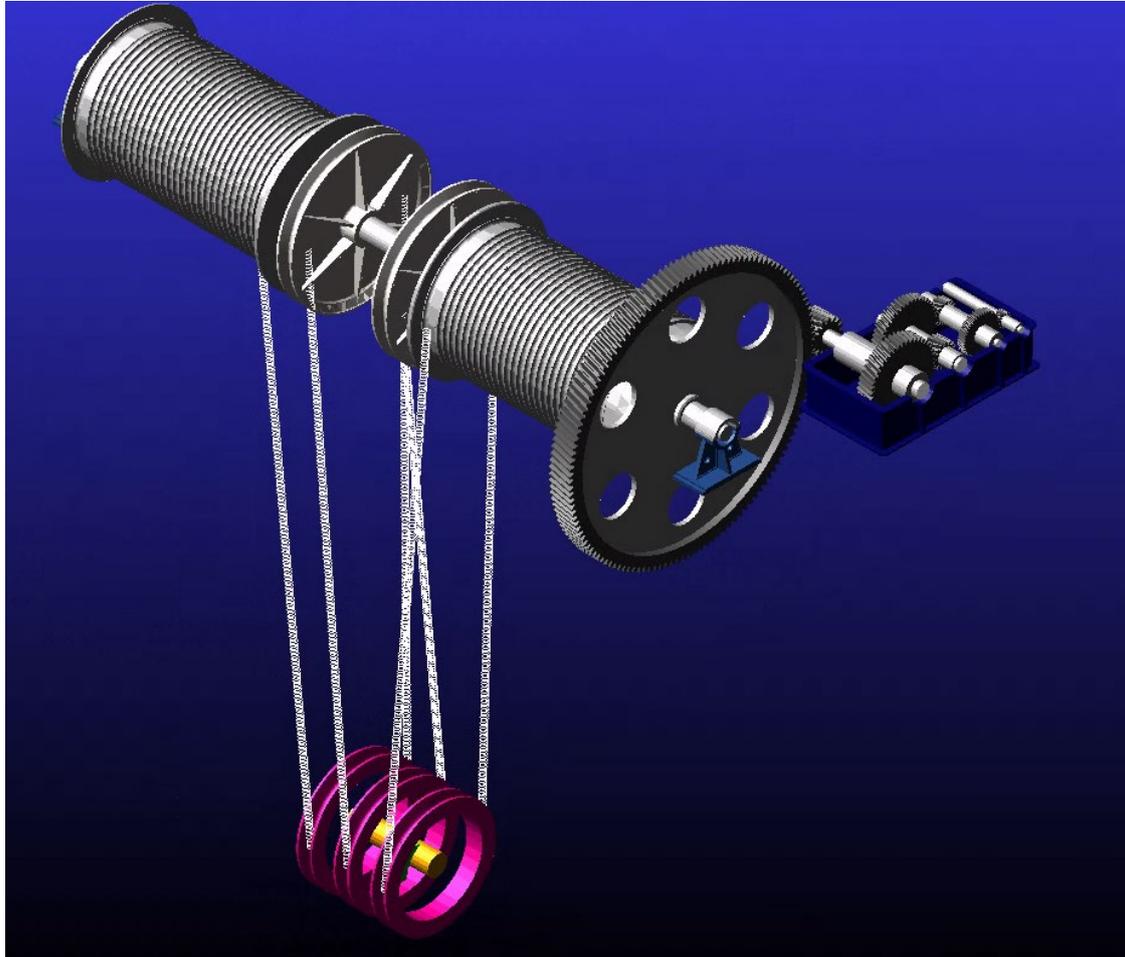


Figura 83. Sistema de poleas y cable final. (Fuente: Elaboración propia)

### 5.1.1. Sistema equivalente de fuerzas en los tambores

Anteriormente se explicó porque se han elegido los soportes de los tambores como puntos de anclaje del cable. Esto presenta un inconveniente: Al no estar el cable anclado directamente a los tambores, la acción que el cable tiene sobre estos es nula. Por este motivo se añade un sistema equivalente de fuerzas actuando sobre sendos tambores que emule la acción del cable.

Para empezar, se deben eliminar las fuerzas absorbidas por los soportes debidas al anclaje del cable. Para cada soporte se crea una fuerza de mismo módulo, pero sentido contrario actuando sobre el extremo del cable correspondiente.

Para averiguar el valor de la fuerza en los soportes se crean *measures*; para esto se siguen los siguientes pasos:

- 1. Se selecciona uno de los soportes (SOPORTE\_1 o SOPORTE\_2).

- 2. Una vez en la lista de sus componentes se selecciona con el botón derecho del ratón el *marker amrk\_anc\_left* o *amrk\_anc\_right* (dependiendo si estamos en uno u otro soporte).
- 3. En el menú desplegable se selecciona *Measure*.
- 4. En la ventana emergente se modifica el nombre de la medida, luego en *characteristic* se selecciona *Force on point* y se elige una componente (X,Y o Z).

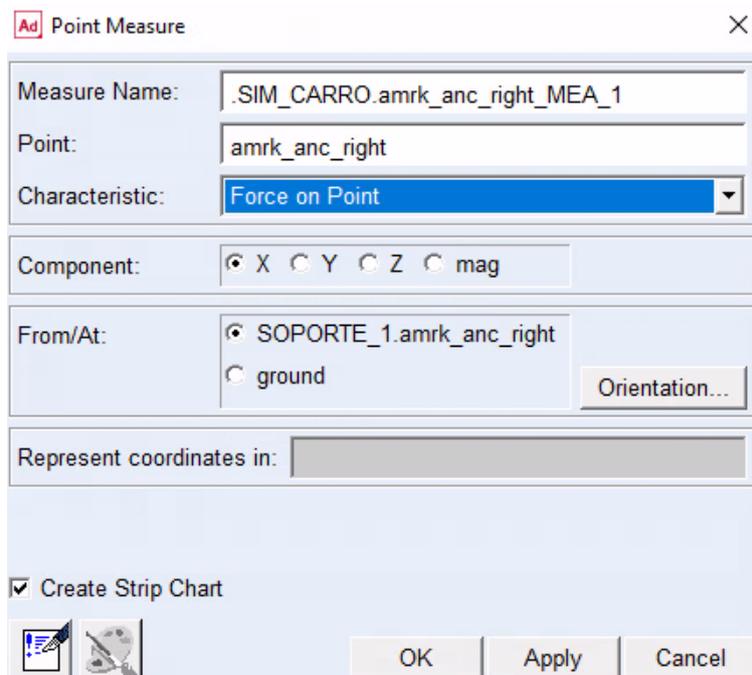


Figura 84. Creación de measures. (Fuente: Elaboración propia)

Una vez creadas las medidas (*measures*) se introducen las fuerzas de compensación, para ello se ejecuta la opción *Create a Force Vector* desde la pestaña *Forces*:

Primero se renombran las fuerzas, *VFORCE\_cable\_izq* y *VFORCE\_cable\_dcha*. Lo siguiente es definir las componentes de la fuerza; dichas componentes son las opuestas a las obtenidas en cada soporte, tal y como se muestra en la Figura 85.

Como ejemplo se muestra la fuerza de compensación en el soporte izquierdo donde se aprecia el uso de los *measures* para establecer la fuerza en los ejes de coordenadas.

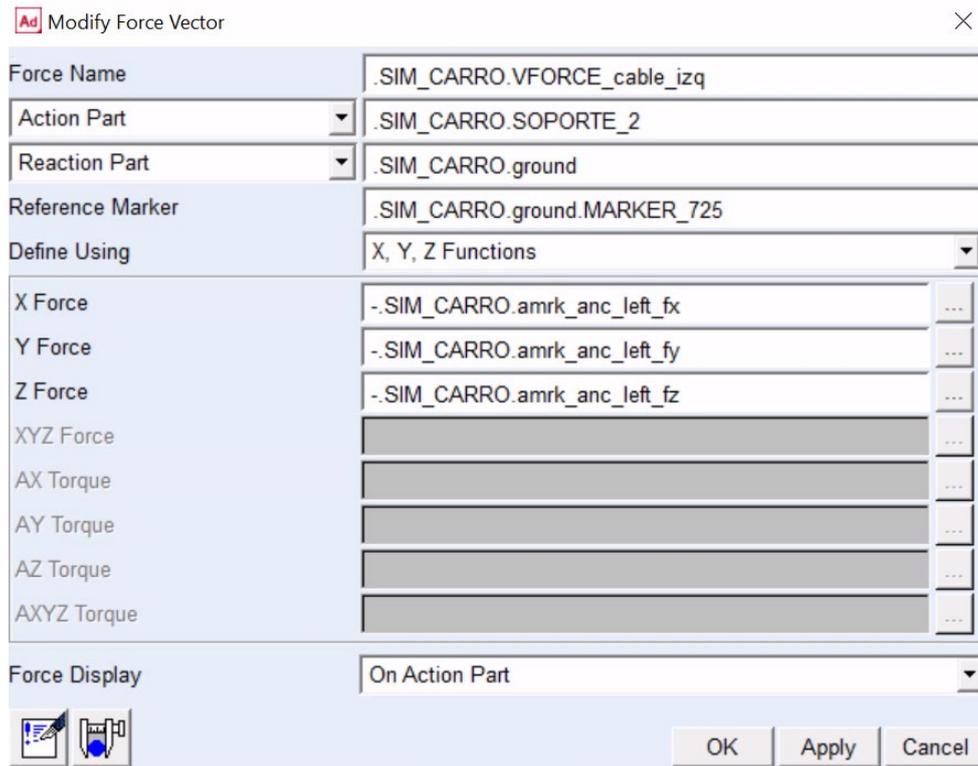


Figura 85. Creación de la fuerza de compensación. (Fuente: Elaboración propia)

Se exponen a continuación las gráficas de las componentes de la fuerza en el anclaje izquierdo y sus respectivas fuerzas de compensación para un tiempo total de 450 segundos:

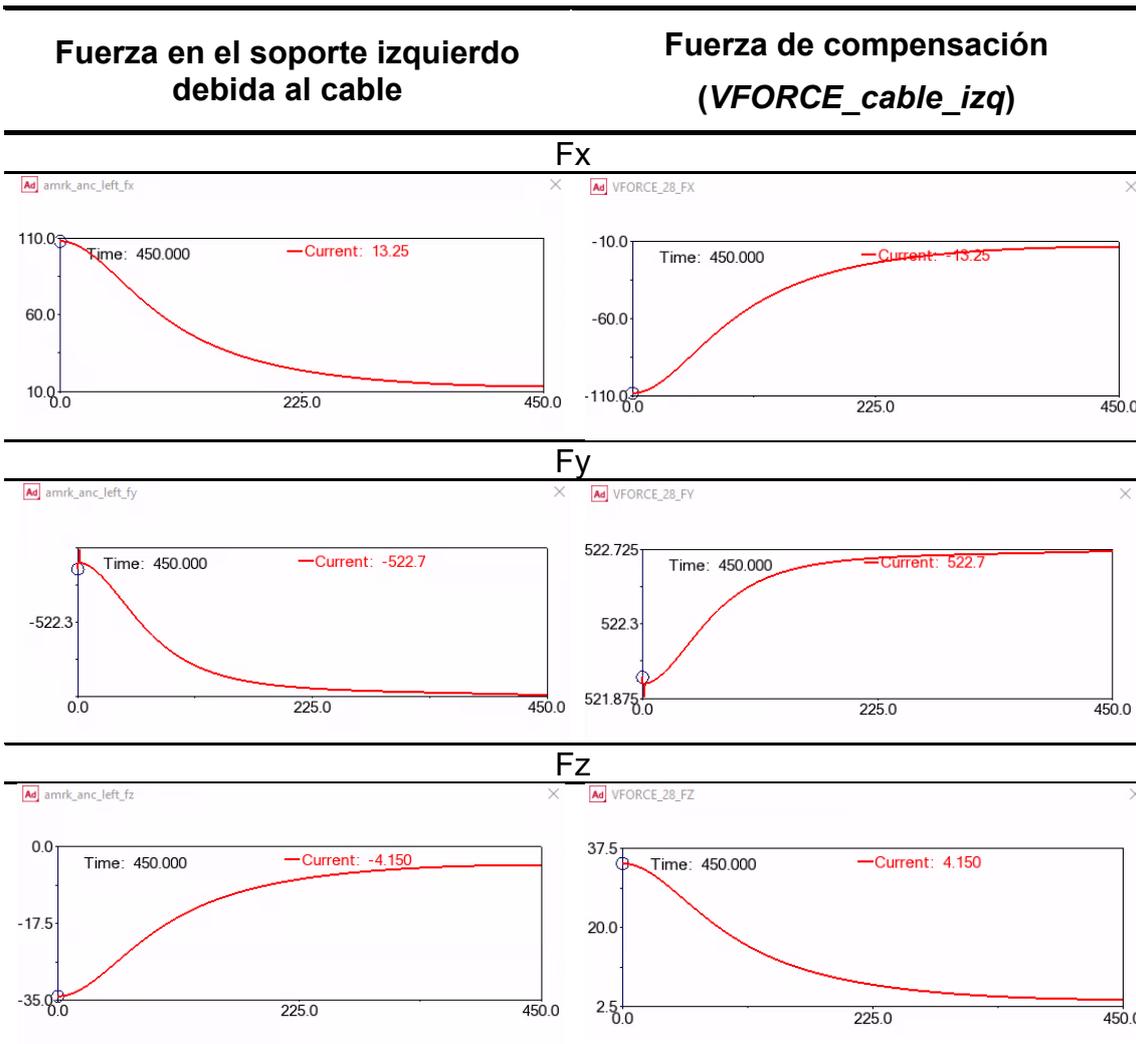


Tabla 12. Fuerzas de compensación en el anclaje izquierdo.

Una vez creada esta fuerza de compensación, se procede a realizar el sistema equivalente de fuerzas sobre cada tambor.

Cada sistema equivalente está compuesto de una fuerza y un momento actuando sobre el eje de los tambores. La fuerza se corresponde con la del cable en su anclaje y el momento no es otro que el producto de la fuerza del cable por la distancia al eje, que se sabe es el radio del tambor, dicho momento se opone al sentido de giro de los tambores.

Las figuras que se exponen a continuación muestran la creación del sistema equivalente de fuerzas sobre el tambor izquierdo:

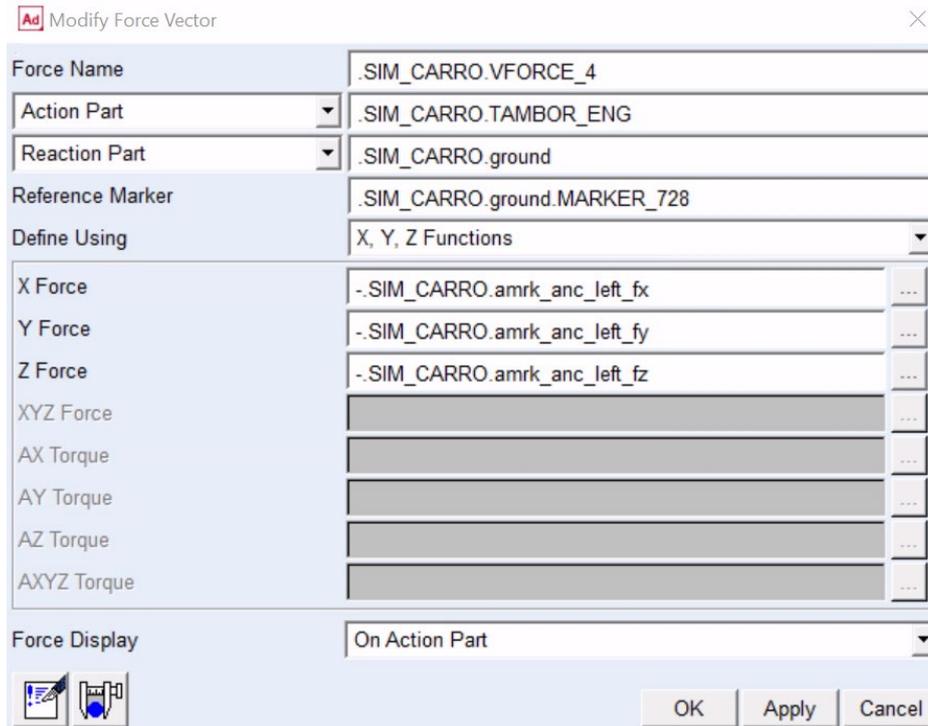


Figura 86. Creación de la fuerza en el eje del tambor. (Fuente: Elaboración propia)

En la Figura 86 se muestra la fuerza trasladada desde la superficie del tambor hasta su eje.

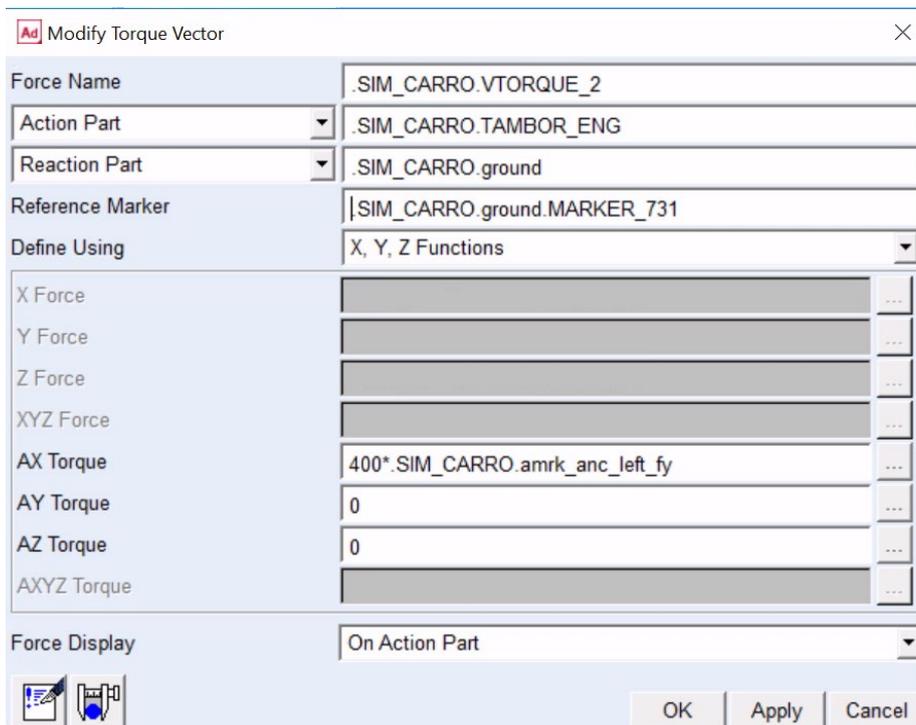


Figura 87. Creación de la fuerza de compensación (Fuente: Elaboración propia)

En la ventana de *Torque Vector*, se define el par generado despreciando el efecto sobre los ejes Y y Z.

La fuerza trasladada y el momento debido a esa acción forman el sistema equivalente de fuerzas que simulará la acción del cable sobre el tambor izquierdo, se procede de la misma forma para el tambor derecho.

## 5.2. Introducción de las vigas principales y la carga

Antes de realizar la simulación del conjunto se introduce una parte previamente despreciada, las vigas principales. Se importan las vigas desde *Inventor* en formato parasolid, posteriormente se renombra el sólido a *Vigas*, se elige su material a *steel* y se fijan en la posición deseada usando la herramienta *Move*:

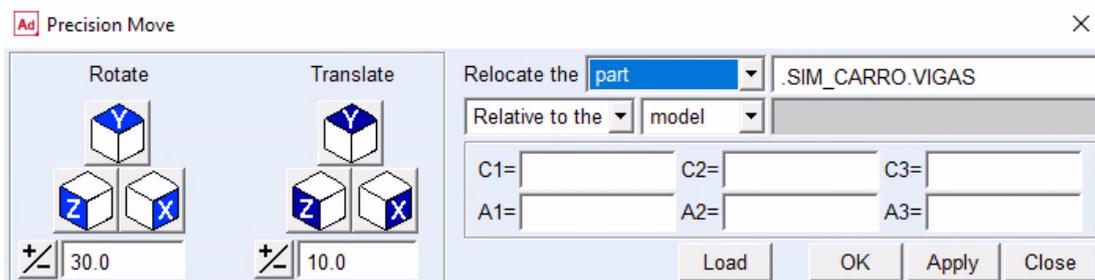


Figura 88. Herramienta "Precision Move". (Fuente: Elaboración propia)

En la ventana mostrada en la Figura 88 se modifica la casilla de *Translate* con los valores adecuados para mover la viga y fijarla en su posición final, obteniéndose el siguiente resultado:

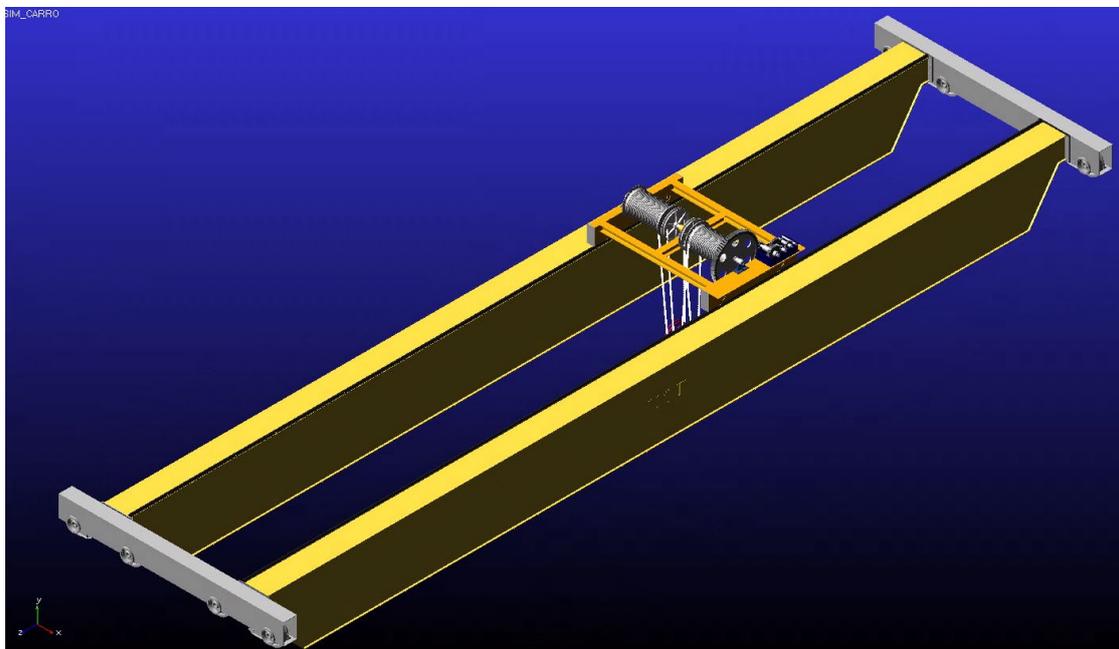


Figura 89. Introducción de las vigas principales al modelo. (Fuente: Elaboración propia)

Para simular la carga se crea un bloque con las siguientes dimensiones: 4000x2000x1500mm, que se corresponde con longitud, altura y espesor. Esta carga se sitúa 9 metros por debajo del gancho, en una posición determinada.

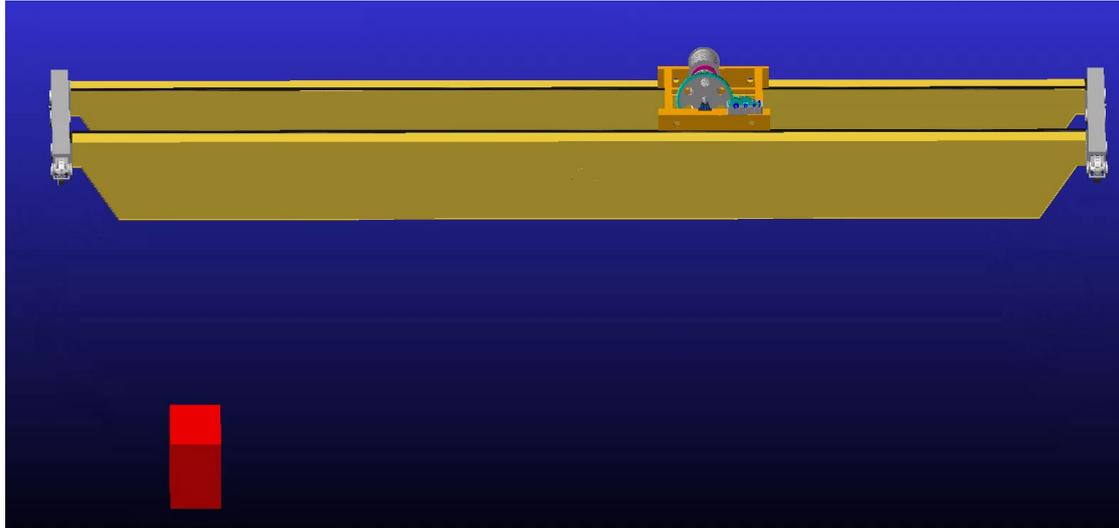


Figura 90. Introducción de la carga. (Fuente: Elaboración propia)

La carga tiene un peso de 109 toneladas y es de un material indefinido con una densidad de  $9100 \text{ kg/m}^3$ , Esta densidad se elige previamente en el entorno de *ADAMS View*.

Para realizar la simulación del conjunto, se elige un punto de partida aleatorio para el carro, se procede a desplazarlo una distancia  $n$  sobre las vigas para seguidamente descender el gancho hasta la posición deseada. Una vez en esa posición, se ancla la carga al aparejo del gancho y se eleva; posteriormente, se traslada el coche a su posición final y se hace descender la carga.

### 5.3. Movimientos empleados

Antes de empezar la simulación, es necesario describir los movimientos o *Motions* empleados:

- MOTOR\_45CV:

Con este movimiento se acciona el eje de entrada de la caja reductora de velocidad, se define en el entorno de *ADAMS* como una velocidad angular expresada mediante una suma de funciones *STEP*. Pese a que *ADAMS View* cuenta con un apartado especializado para la creación de motores eléctricos, en este proyecto no se ha empleado debido a que se incide más en el sistema de poleas y cable, esto quedaría pendiente para un futuro desarrollo.

Mediante este tipo de movimiento no es posible fijar la potencia entregada por el motor, solamente se pueden especificar rangos de velocidades. Así, la función empleada es la que se muestra a continuación:

```

STEP(time, 100, 0.0, 106.0, ( .SIM_CARRO.vel_motor ))
+ STEP(time, 544.0, 0.0, 550.0, -( .SIM_CARRO.vel_motor ))
+ STEP(time, 594, 0.0, 600, ( .SIM_CARRO.vel_motor ))
+ STEP(time, 1038, 0.0, 1044, -( .SIM_CARRO.vel_motor ))
+ STEP(time, 1144, 0.0, 1150, ( .SIM_CARRO.vel_motor ))
+ STEP(time, 1588, 0.0, 1594, -( .SIM_CARRO.vel_motor ))

```

En la función anterior *vel\_motor* representa la velocidad del motor definida mediante una variable de diseño (*Design Variable*), se le da el valor de  $25\pi$  rad/s (750 rpm).

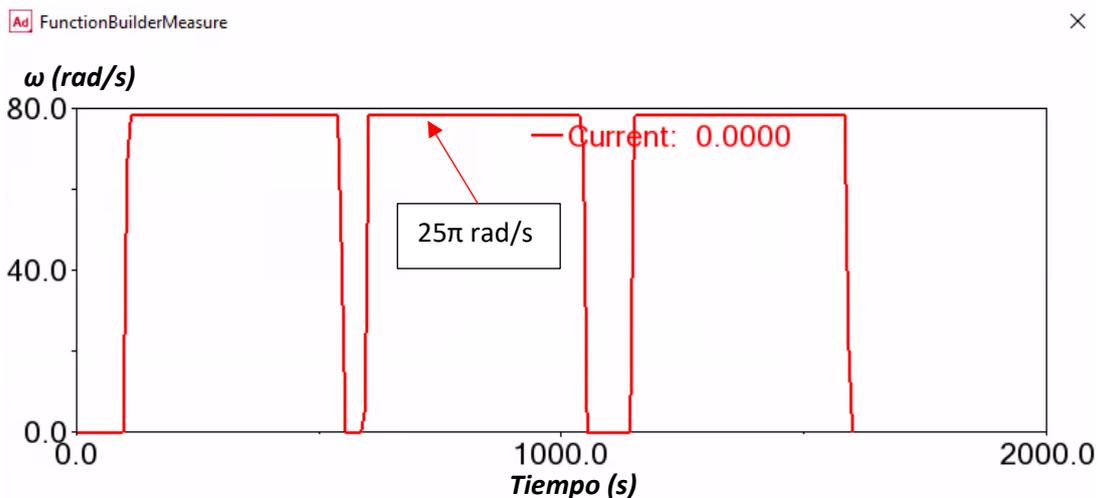


Figura 91. Velocidad angular del eje de entrada frente al tiempo. (Fuente: Elaboración propia)

A continuación, se desglosa la función del motor para una mejor interpretación:

- Arranque del motor y descenso del gancho:

```

STEP(time, 100, 0.0, 106.0, ( .SIM_CARRO.vel_motor ))
+ STEP(time, 544.0, 0.0, 550.0, -( .SIM_CARRO.vel_motor ))

```

El motor empieza a funcionar cuando el carro alcanza su posición de recogida (a los 100 segundos). El arranque del motor dura seis segundos (desde 100 hasta 106 segundos) y el motor funciona durante 450s, que se corresponde al tiempo que tarda el gancho en recorrer 9 metros. Una vez el gancho alcanza esta posición, la carga se ancla al gancho.

- Ascenso de la carga:

```

STEP(time, 594, 0.0, 600, ( .SIM_CARRO.vel_motor ))
+ STEP(time, 1038, 0.0, 1044, -( .SIM_CARRO.vel_motor ))

```

Se esperan 44 segundos (desde 550 s hasta 594 s) y se arranca el motor para ascender la carga, otra vez, la maniobra dura 450 segundos.

- Descenso de la carga a su posición final:

$$STEP(time, 1144, 0.0, 1150, (.SIM\_CARRO.vel\_motor)) \\ + STEP(time, 1588, 0.0, 1594, -(.SIM\_CARRO.vel\_motor))$$

Una vez ascendida la carga, el carro se traslada un tiempo total de 100 segundos y se empieza, de nuevo, el arranque del motor hasta descender la carga 9 metros. Con esto queda finalizado el recorrido.

- TRASLACION\_CARRO:

Este movimiento representa la traslación del carro sobre las vigas principales, se define, también, mediante funciones *STEP*. En este caso se consideran dos velocidades, una velocidad de traslación nominal ( $v_1 = 20 \text{ m/min} = 0,33 \text{ m/s}$ ) y otra velocidad de aproximación ( $v_2 = 10,8 \text{ m/min} = 0,18 \text{ m/s}$ ). Considerando que el carro adopta su velocidad de aproximación 2 m antes de llegar a su punto final, la función *STEP* empleada es la siguiente:

$$STEP(time, 50, 0, 89, -13000) + STEP(time, 89, 0, 100, -2000) \\ + STEP(time, 1094, 0, 1133, 13000) \\ + STEP(time, 1133, 0, 1144, 2000)$$

En la siguiente imagen se observa el recorrido del carro:

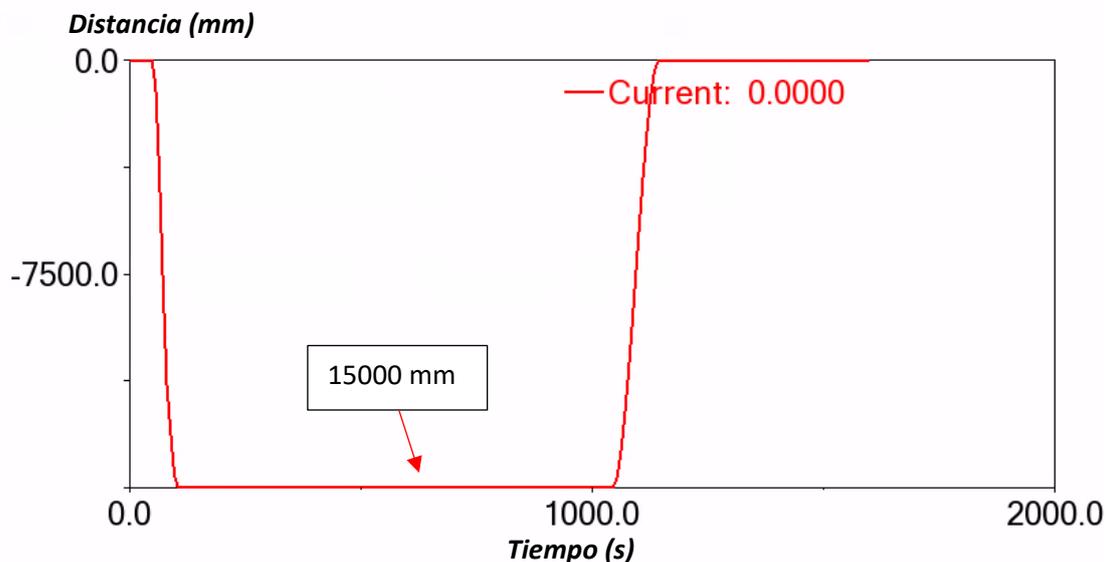


Figura 92. Traslación del carro frente al tiempo. (Fuente: Elaboración propia)

## 5.4. Simulación

El software *ADAMS View* no permite anclar o desanclar una carga en una misma simulación, es por ello por lo que se crean a priori dos estados para las simulaciones. Con el primer estado se representa el arranque del motor, la

traslación del carro y el descenso del gancho; y con el segundo estado se representa la última parte del movimiento, desde el ascenso de la carga hasta su descenso en su posición final. La siguiente figura muestra los dos estados del puente grúa para las simulaciones:

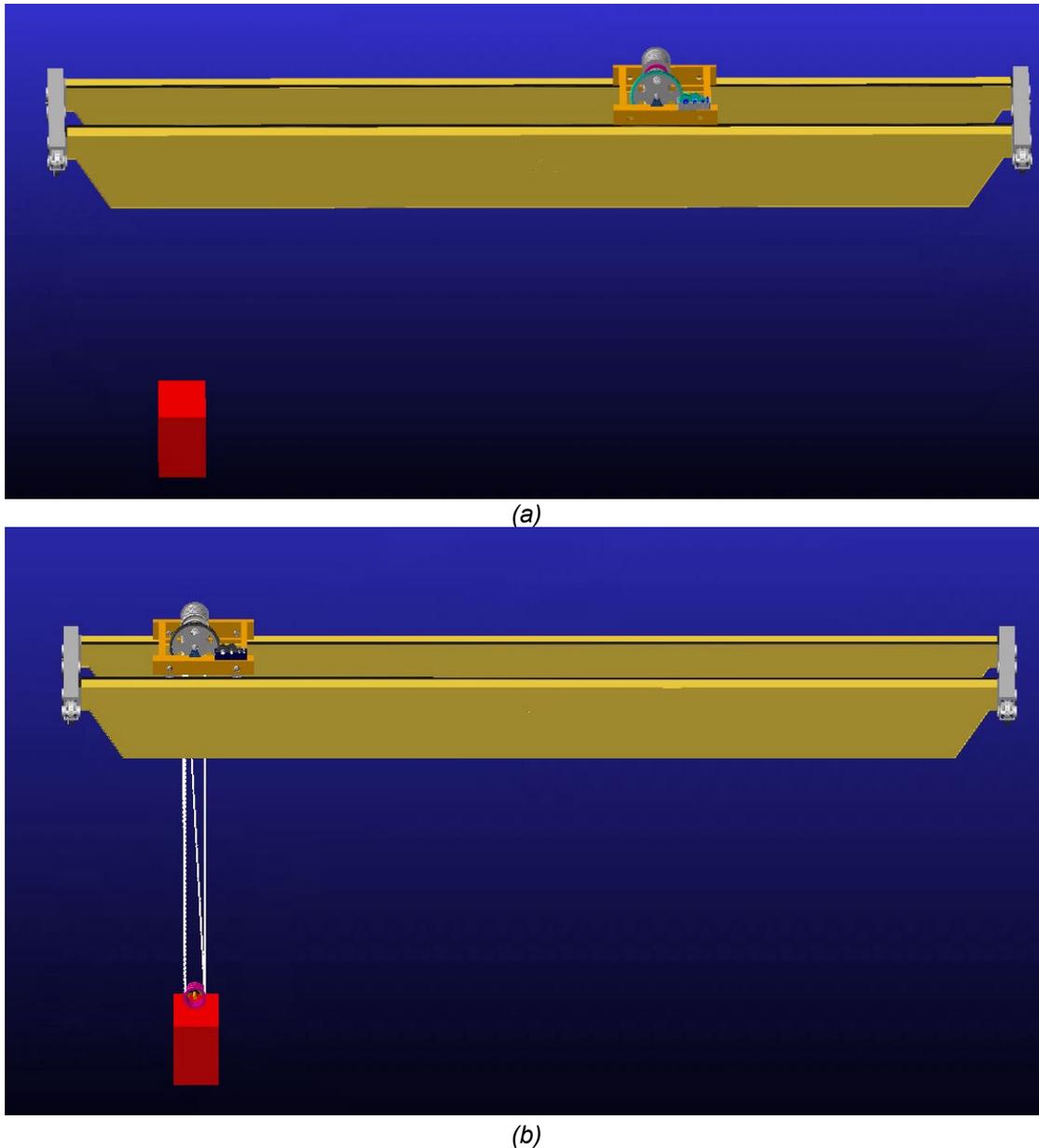


Figura 93. Estados 1 (a) y 2 (b) para las simulaciones. (Fuente: Elaboración propia)

En el estado 1 el carro y el gancho se encuentran su respectiva posición de reposo y en el estado 2 el carro y el gancho se encuentran en su posición de recogida, aquí se observa la carga anclada al gancho.

Para obtener resultados satisfactorios con ambos estados, se emplean las siguientes funciones referentes a los movimientos, tomando como referencia lo expuesto en la subsección 5.3:

---

Estado 1	
<hr/>	
Función <i>Winch</i>	$STEP\left(time, 100, 0.0, 550, \left(\frac{altura}{2}\right)\right)$
Traslación del carro	$STEP(time, 50, 0, 89, -13000)$ $+ STEP(time, 89, 0, 100, -2000)$
Velocidad del eje motriz	$STEP(time, 100, 0.0, 106.0, (.SIM\_CARRO.vel\_motor))$ $+ STEP(time, 544.0, 0.0, 550.0, -(.SIM\_CARRO.vel\_motor))$

---

Tabla 13. Movimientos empleados para el Estado 1.

Para el segundo estado se emplean las siguientes funciones, similares a las expuestas anteriormente:

---

Estado 2	
<hr/>	
Función <i>Winch</i>	$STEP(time, 44, 0.0, 494, -(altura/2))$ $+ STEP(time, 594, 0.0, 1044, (altura/2))$
Traslación del carro	$STEP(time, 544, 0, 583, 13000) + STEP(time, 583, 0, 594, 2000)$  $STEP(time, 44, 0.0, 50, -(vel\_motor))$ $+ STEP(time, 488.0, 0.0, 494, (vel\_motor))$
Velocidad del eje motriz	$+ STEP(time, 594, 0.0, 600, -(vel\_motor))$ $+ STEP(time, 1038, 0.0, 1044, (vel\_motor))$

---

Tabla 14. Movimientos empleados para el Estado 2.

Ahora, para realizar las simulaciones se entra al menú *Simulation* situado en la barra de herramientas superior y se selecciona *Run an Interactive Simulation*. En la ventana emergente se introducen los parámetros necesarios para llevar a cabo dichas simulaciones. Para el estado 1 se elige un tiempo de 550s (*end time*) con un *step size* de 0,1; y para el estado 2 se fija un tiempo de 1044s con el mismo *step size* que el anterior.

Para ambas simulaciones se deselecciona el recuadro de *Update graphics display* y se pulsa el triángulo verde, dando inicio al cálculo de resultados.

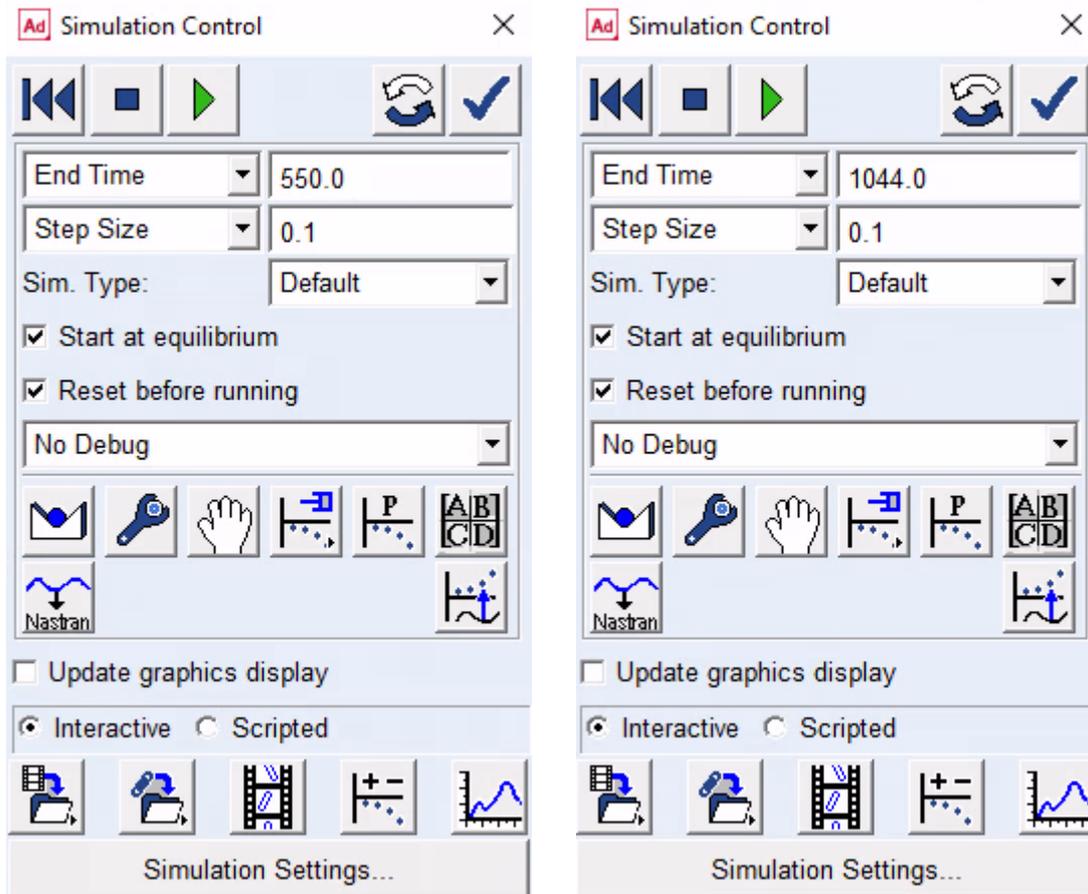


Figura 94. Ventana de Interactive simulation. (Fuente: Elaboración propia)

## 6. RESULTADOS

En esta sección se exponen los resultados obtenidos en las simulaciones realizadas. Como se ha mencionado anteriormente, la simulación se lleva a cabo en dos tramos: Por una parte, el primero muestra el recorrido del carro sobre las vigas hasta la posición de recogida de la carga y el posterior descenso del gancho hasta ella; por otra parte, el segundo tramo empieza con la carga anclada al gancho y muestra el ascenso de esta y la traslación del carro hasta su posición final donde la carga desciende nuevamente.

Para visualizar los resultados de la simulación se ejecuta *Results* de la ventana de *Postprocessor*.

### 6.1. Primera simulación

Como se ha explicado previamente, en esta simulación se hace uso del estado 1 (ver Figura 93) con un tiempo de simulación de 550 segundos. Se presentan a continuación, los resultados obtenidos:

#### 6.1.1. Desarrollo del cable sin carga.

En la figura siguiente se representa la longitud de cada ramal a lo largo del tiempo, recordando que la posición de reposo del gancho está 3,5 m por debajo de los tambores. Así pues, si se resta la longitud final (12,5 m) menos la inicial (3,5 m), se obtiene que el gancho desciende 9 m, correspondiente a la longitud de cada ramal.

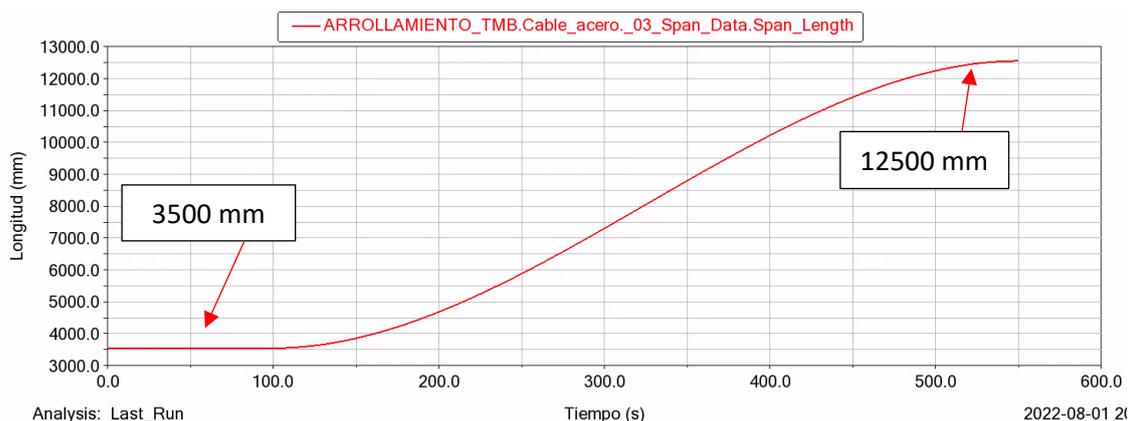


Figura 95. Desarrollo del cable (Estado 1). (Fuente: Elaboración propia)

Se procede a analizar la tensión en cada ramal. Primeramente, se identifica cada uno de ellos y posteriormente se analizan los resultados calculados por *ADAMS*:

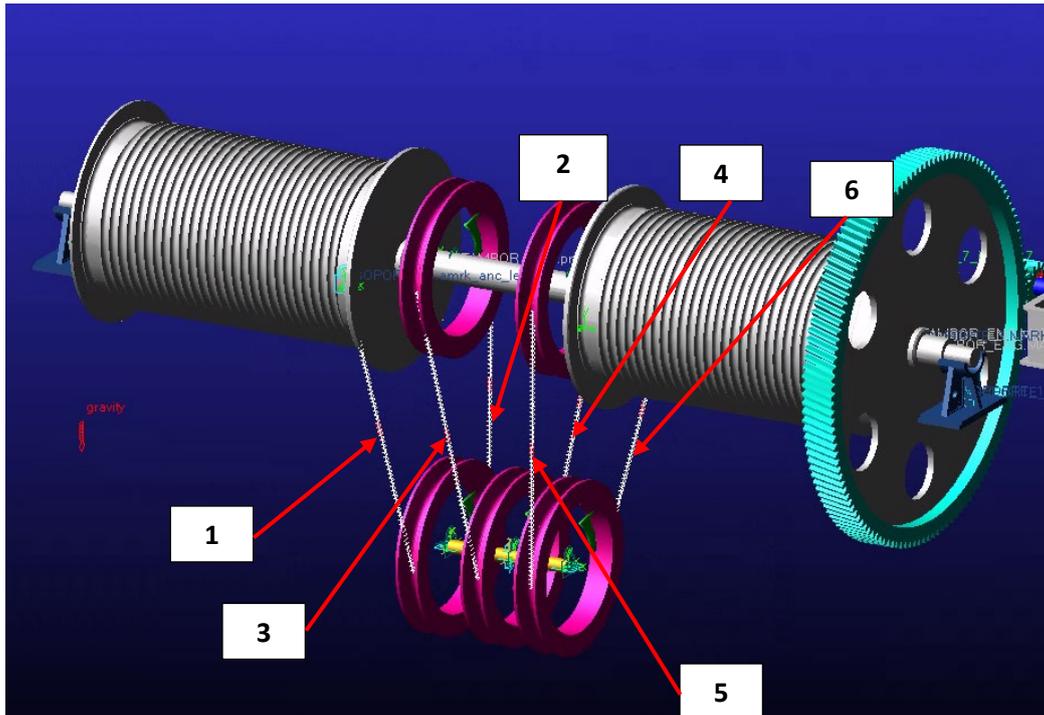


Figura 96. Identificación de cada ramal. (Fuente: Elaboración propia)

Una vez identificados todos los ramales, se procede a calcular la tensión de cada ramal en vacío, para ello se calcula previamente el peso hipotético soportado considerando el peso de cada polea (78,4 kg) , del eje (68 kg), del gancho (1295,0 kg) según la norma DIN 687 (Ernst, 1970, p. 60) y del cable (5,85 kg/m) de acuerdo con el cable elegido VS 6-2 CP :

$$\text{Peso soportado} = 78,4 \text{ kg} \cdot 3 + 68 \text{ kg} + 5,85 \frac{\text{kg}}{\text{m}} \cdot 54\text{m} + 1295 \text{ kg} \quad (25)$$

$$\text{Peso soportado} = 1914,1 \text{ kg}$$

La tensión en cada ramal viene dada por la ecuación (2):

$$T_{\text{ramal}} = \frac{\frac{\text{peso soportado}}{2} \cdot 9,81 \text{ m/s}^2}{6} = 1565,51 \text{ N} \quad (26)$$

Se procede a comparar el resultado obtenido analíticamente con los obtenidos por *ADAMS*:

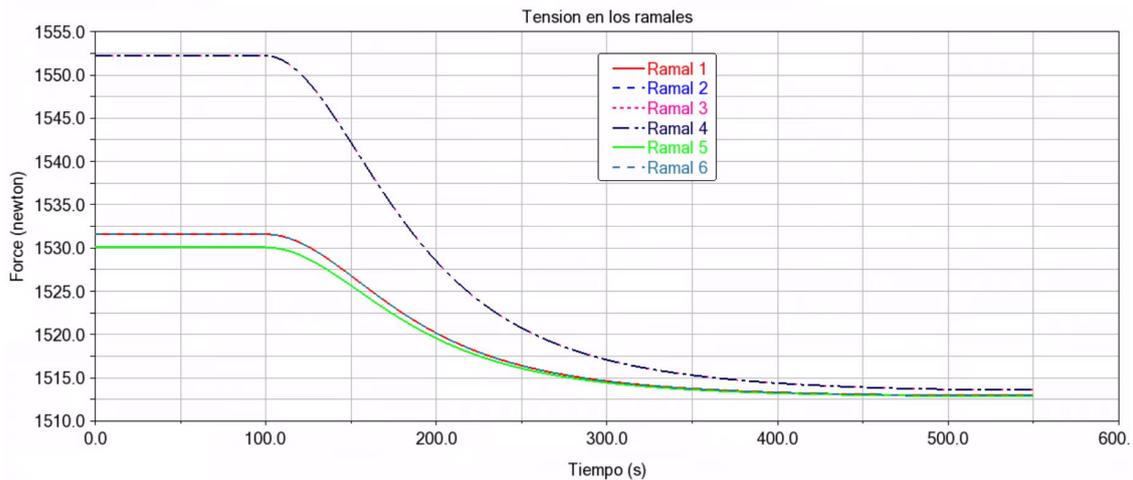


Figura 97. Tensión en los ramales (Estado 1). (Fuente: Elaboración propia)

Las tensiones obtenidas en cada ramal son las siguientes:

- Ramales 1,2,5 y 6 todos con tensión de 1532 N
- Ramales 3 y 4 con tensión de 1552 N.

Si se considera la media de las tensiones anteriores (1539 N), el peso soportado por el modelo de ADAMS es de:

$$Peso\ soportado_{ADAMS} = \frac{1539\ N * 6 * 2}{9,81\ m/s^2} = 1882,2\ kg \quad (27)$$

A la vista de estos resultados se puede comentar que los resultados proporcionados por ADAMS son coherentes. Como un desarrollo futuro se podrían afinar más los parámetros correspondientes al cable.

### 6.1.2. Velocidad del gancho.

A continuación, se representa la velocidad del gancho en esta primera simulación. La gráfica se obtiene de los datos referentes al eje de las poleas:

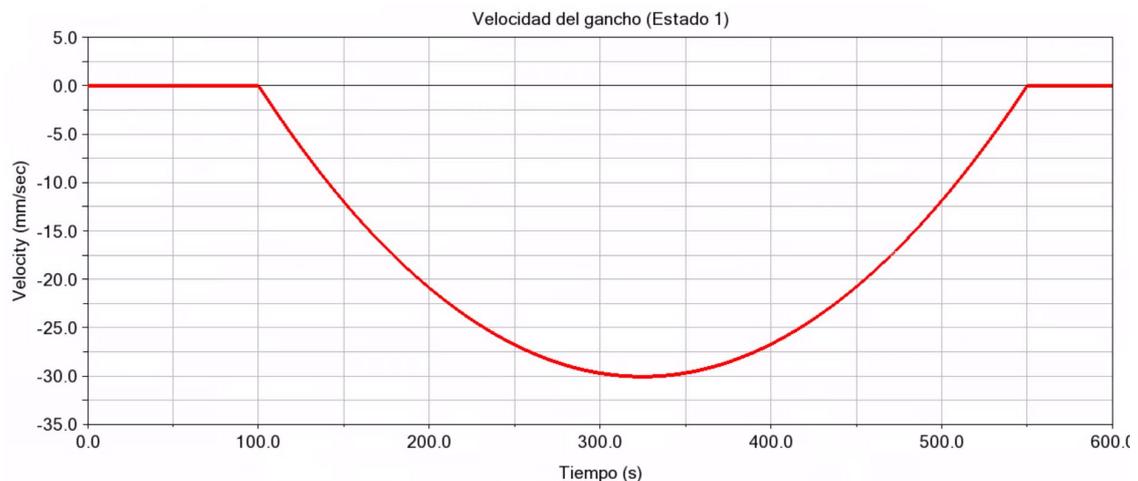


Figura 98. Velocidad del gancho (Estado 1). (Fuente: Elaboración propia)

En la Figura 98 se aprecia que la velocidad máxima alcanzada por el gancho es de 30 mm/s (1,8 m/min), que es coherente con los datos expuestos en la sección 3.1.

### 6.1.3. Fuerza sobre las poleas.

En este apartado se representan las componentes verticales de las fuerzas soportadas por las poleas en valor absoluto:

Se observa que las poleas más solicitadas son las situadas en el eje del tambor pues ambas presentan una fuerza máxima de 6600 N. Las poleas situadas en los extremos del aparejo del gancho presentan una fuerza máxima de 2732 N (gráfica roja). En cuanto a la polea del centro del aparejo, su fuerza máxima alcanza el valor de 1675 N .

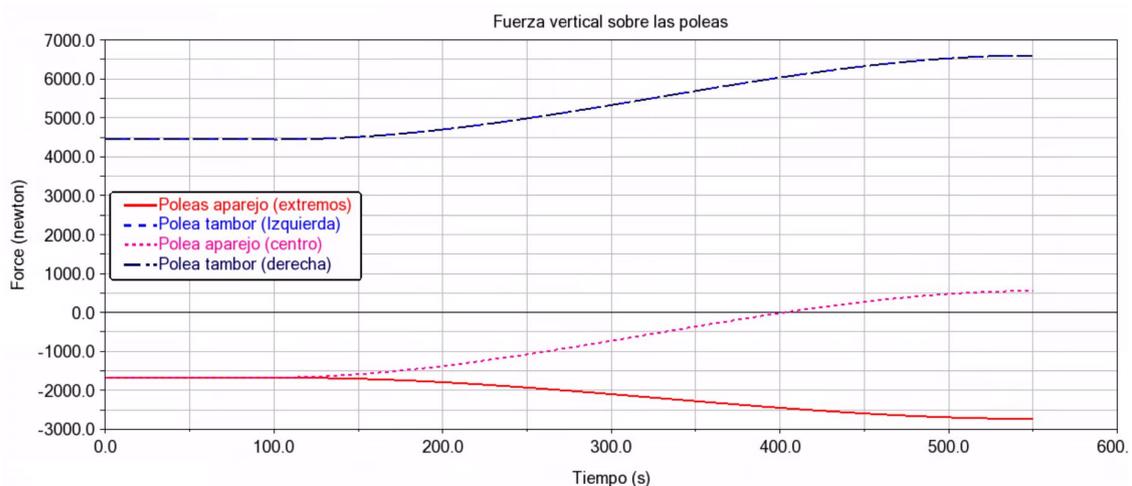


Figura 99. Fuerza vertical sobre las poleas (Estado 1). (Fuente: Elaboración propia)

### 6.1.4. Resultados del reductor de velocidad.

- Velocidad angular de los ejes:

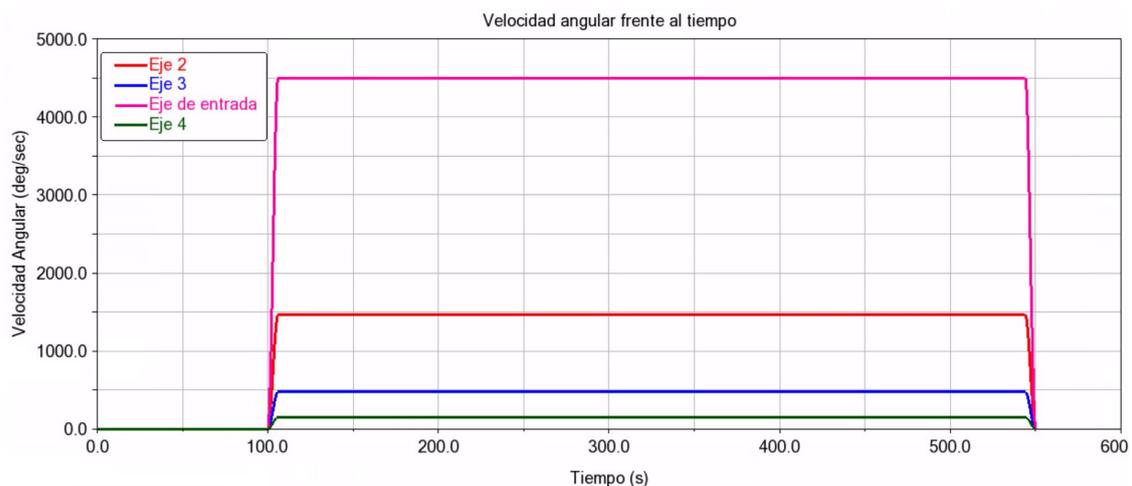


Figura 100. Velocidad angular de los ejes (Estado 1). (Fuente: Elaboración propia)

Se observa el arranque del motor a los 100 segundos, que se corresponde con el tiempo que tarda el carro en recorrer 15 metros. Una vez en su posición de

recogida el eje de entrada toma una velocidad de 4500 deg/s (750 rpm) como se aprecia en la gráfica magenta de la Figura 100. El motor se enciende por un tiempo de 450 segundos, que se corresponde con el tiempo que dura la maniobra de descenso del gancho. Las velocidades angulares para los otros ejes son:

- Eje 2:  $n_2=1467 \text{ }^\circ/\text{s}$  (242,8 rpm)
- Eje 3:  $n_3=478,4 \text{ }^\circ/\text{s}$  (78,6 rpm)
- Eje 4:  $n_4=156 \text{ }^\circ/\text{s}$  (25,5 rpm)

La velocidad de los tambores de arrollamiento, que no se ha representado en la gráfica anterior debido a su escala, tiene un valor de  $17,6 \text{ }^\circ/\text{s}$  (2,9 rpm)

▪ Fuerza total en cada etapa del reductor de velocidad:

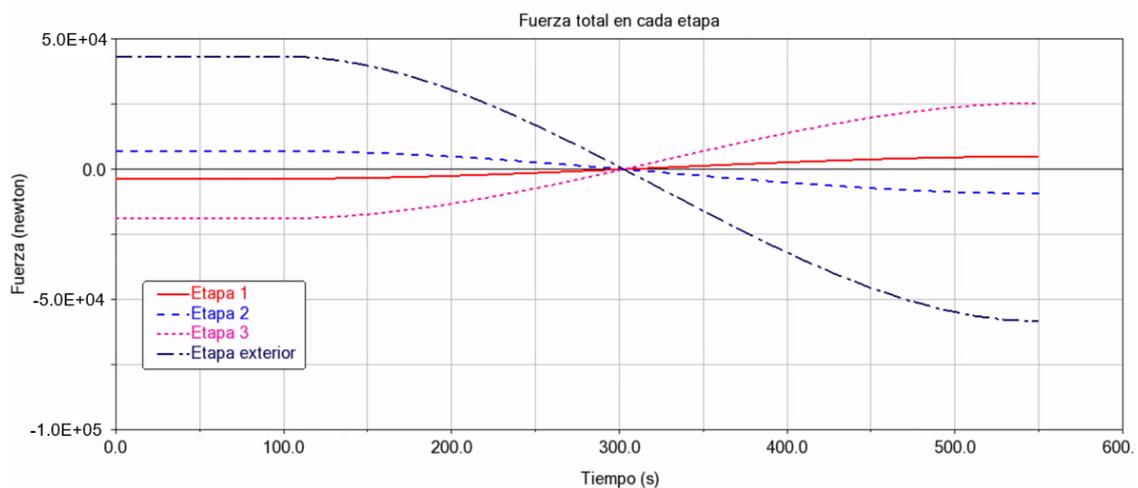


Figura 101.fuerza total en cada etapa del reductor (Estado 1). (Fuente: Elaboración propia)

▪ Par motor en cada etapa del reductor de velocidad

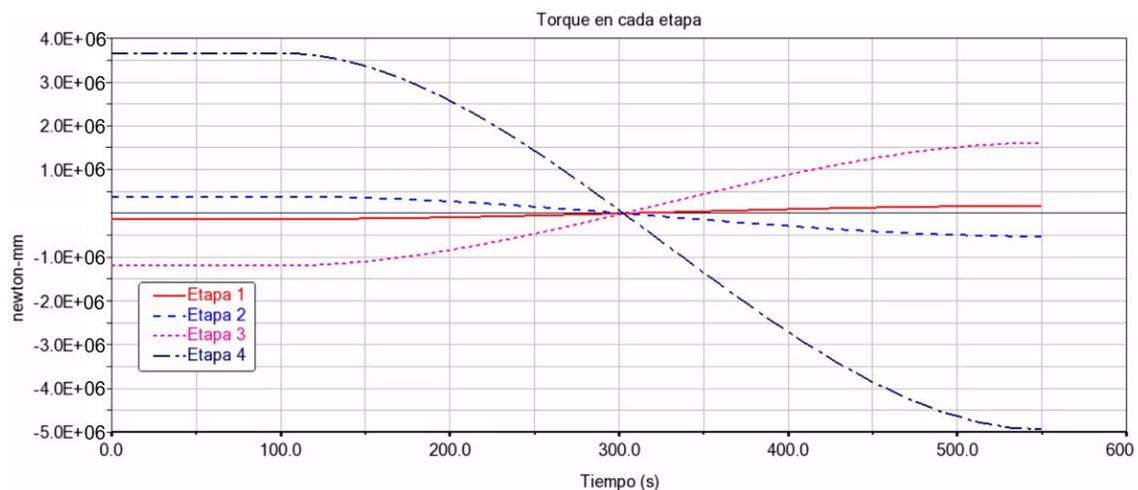


Figura 102.Par de cada etapa del reductor (Estado 1). (Fuente: Elaboración propia)

## 6.2. Segunda simulación

Para la realización de esta simulación se tiene en cuenta una carga aproximada de 110 toneladas anclada al aparejo del gancho. Se ha tomado el tiempo de 550s como el tiempo inicial. Así pues, a partir de ahora el 0 relativo se corresponde con el tiempo antes mencionado.

### 6.2.1. Desarrollo del cable con la carga.

La Figura 103 muestra el desarrollo de un ramal a lo largo del tiempo. Se aprecia que en un instante inicial el gancho se encuentra a 9 metros de su posición de reposo; posteriormente, a los 450 segundos el gancho se encuentra recogido junto con la carga. Desde  $t=494s$  hasta  $t=594$  la carga es trasladada por el carro hasta su posición de descarga en donde se aprecia gráficamente como el gancho desciende hasta alcanzar su posición final de 9 metros.

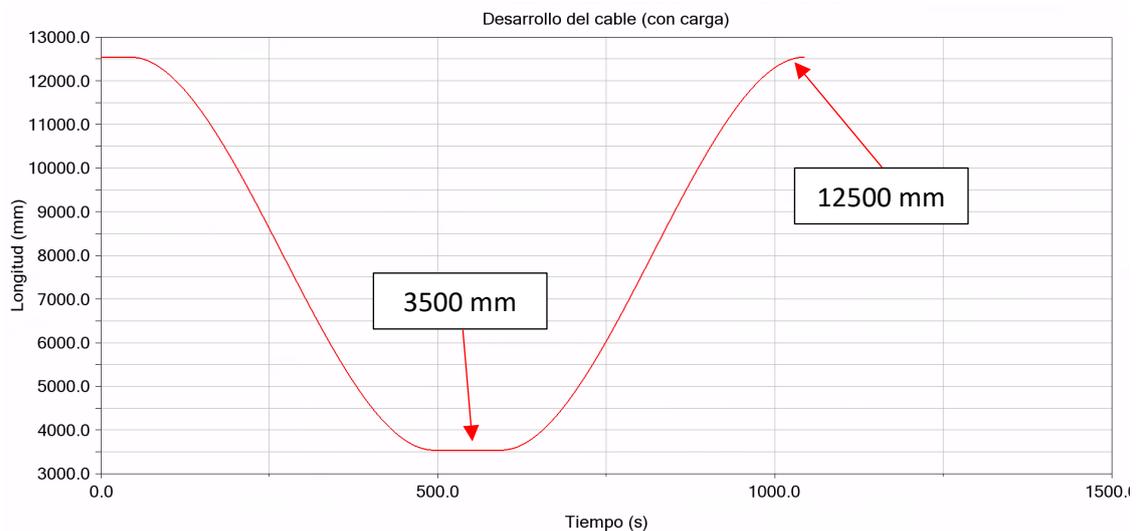


Figura 103. Desarrollo del cable (Estado 2). (Fuente: Elaboración propia)

Se procede a analizar la tensión en cada ramal empleando la misma metodología que la usada para el estado 1. Según el apartado 3.2.3, la tensión soportada por cada cable es de 9167 kg (89930 N), siendo la carga soportada total de 110 toneladas.

En el entorno de *ADAMS* se obtienen los siguientes resultados:

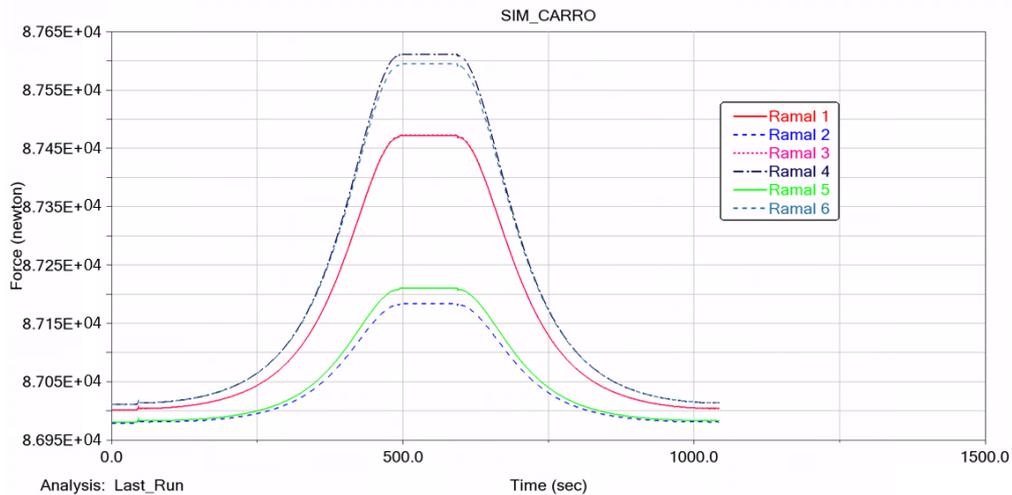


Figura 104. Tensión en los ramales. (Fuente: Elaboración propia)

De la gráfica anterior se deduce que hay una estrecha relación entre los siguientes pares de ramales:

- Ramales 1 y 3: Ambos con tensión máxima de  $8,75 \cdot 10^4$  N.
- Ramales 4 y 6: Se considera que las gráficas para estos ramales son coincidentes y presentan ambas una tensión máxima de  $8,76 \cdot 10^4$  N.
- Ramales 2 y 5: Se consideran, también, coincidentes y con una tensión máxima de  $8,72 \cdot 10^4$  N.

A la vista de estos resultados, sería aceptable considerar que todos los ramales tienen una tensión de  $8,74 \cdot 10^4$  N, correspondiente a la media algebraica. Se procede a calcular el peso soportado siguiendo los datos obtenidos en ADAMS:

$$Peso\ soportado_{ADAMS} = \frac{8,74 \cdot 10^4\ N * 6 * 2}{9,81\ m/s^2} = 1,07 \cdot 10^5\ kg \quad (28)$$

### 6.2.2. Velocidad del gancho.

En este apartado se muestra la velocidad de desplazamiento vertical de las poleas que constituyen el aparejo del gancho, para ello se grafica la velocidad del eje de las poleas:

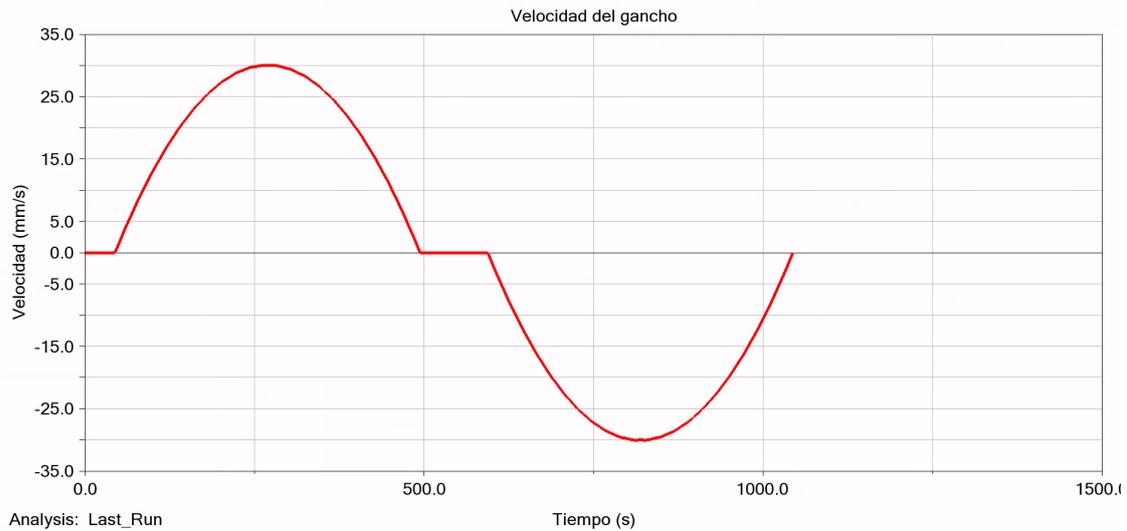


Figura 105. Velocidad del gancho (Estado 2). (Fuente: Elaboración propia)

A la vista de lo obtenido se puede comentar lo siguiente:

- La velocidad máxima alcanzada por el gancho es de 30 mm/s (1,8 m/min.), esto se aproxima al valor que se muestra en la Tabla 1.
- La velocidad de descenso se considera positiva (a favor de la acción de la gravedad) mientras que la de ascenso es negativa. Ambas tienen el mismo módulo.
- Se aprecia una pausa al inicio y a mitad de la simulación, estos tramos representan la traslación del carro.

### 6.2.3. Fuerzas soportadas por las poleas.

A continuación, se muestra la componente en Y de las fuerzas soportadas por las poleas del aparejo del gancho:

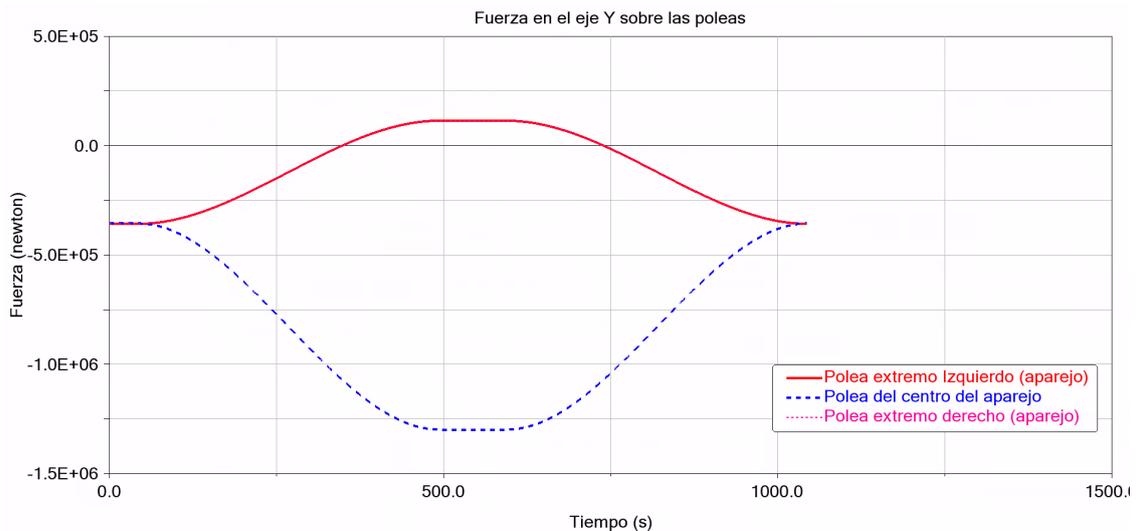


Figura 106. Fuerza en el eje Y sobre las poleas del aparejo (Estado 2). (Fuente: Elaboración propia)

Se aprecia que la polea del centro del aparejo es la más solicitada, tomando un valor máximo de  $-1,3 \cdot 10^6$  N. En cuanto a las poleas de los extremos, el valor máximo soportado es de  $-3,58 \cdot 10^5$  N.

#### 6.2.4. Resultados del reductor de velocidad.

En este apartado se presentan los resultados referentes a las velocidades angulares de los ejes, las fuerzas en los engranajes de cada etapa, así como el par transmitido por cada uno de ellos. Se exponen, con más detalle, los resultados del eje de entrada.

- Velocidad angular de los ejes:

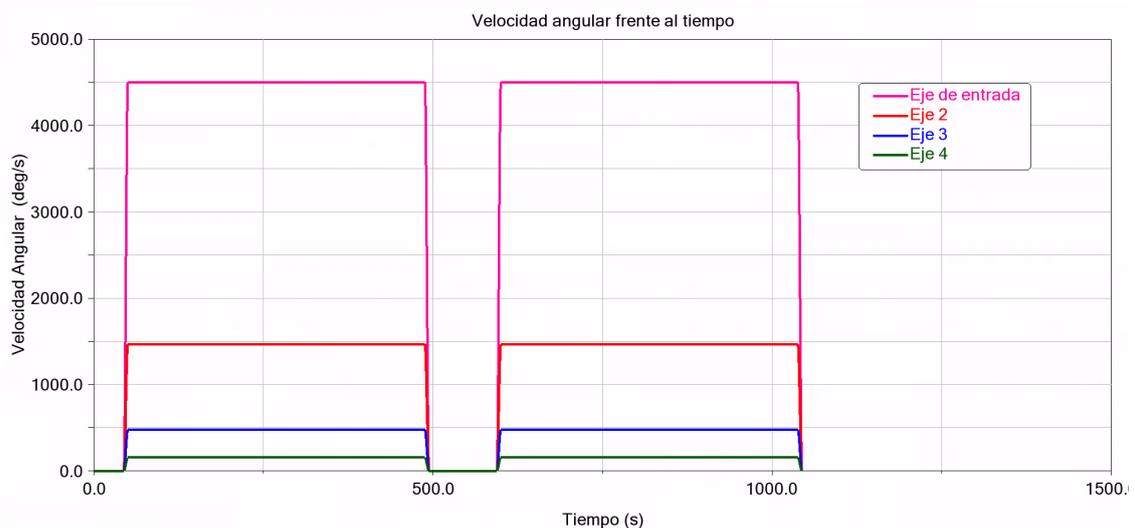


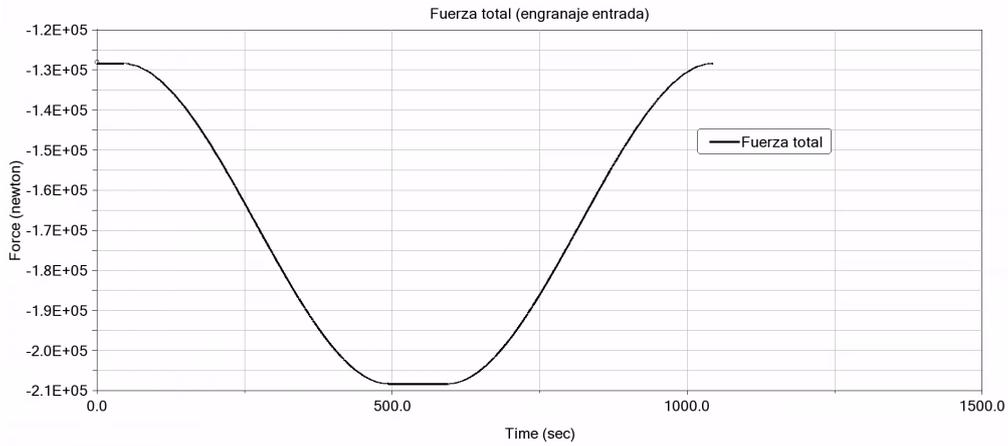
Figura 107. Velocidad angular de los ejes (Estado 2). (Fuente: Elaboración propia)

A parte de los arranques y paradas, también es apreciable el descenso de la velocidad angular en cada etapa. El motor hace girar al eje de entrada a una velocidad de  $4500 \text{ }^\circ/\text{s}$  (750 rpm) esto se corresponde con la curva magenta de la Figura 107. Las velocidades angulares para los otros ejes son las mismas que en la simulación anterior (6.1.4).

▪ Solicitaciones en el piñón de entrada:

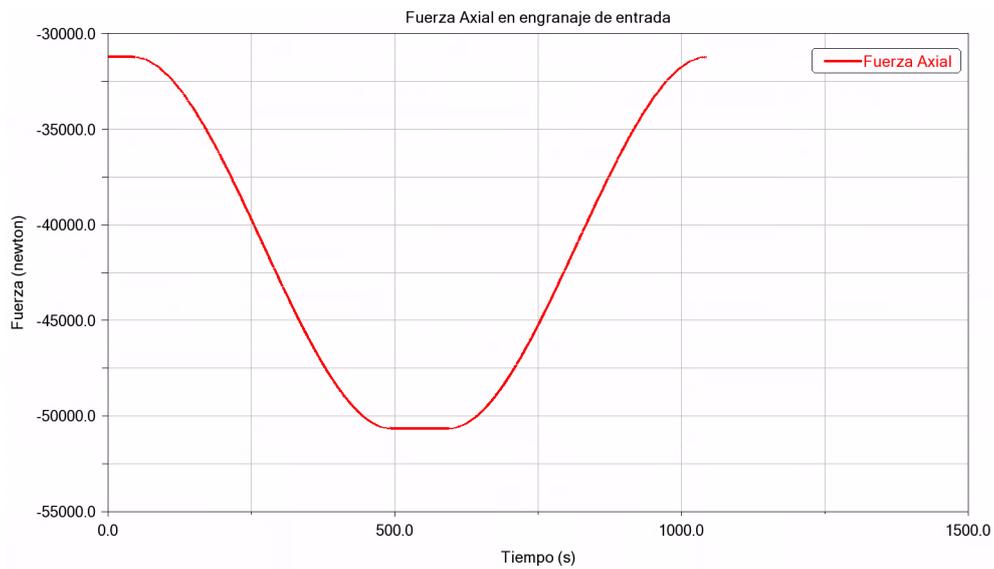
Se presentan a continuación, las fuerzas Axial, radial y tangencial del piñón de entrada, así como el par motor en el eje de entrada.

○ *Fuerza total en el piñón Z<sub>11</sub>:*



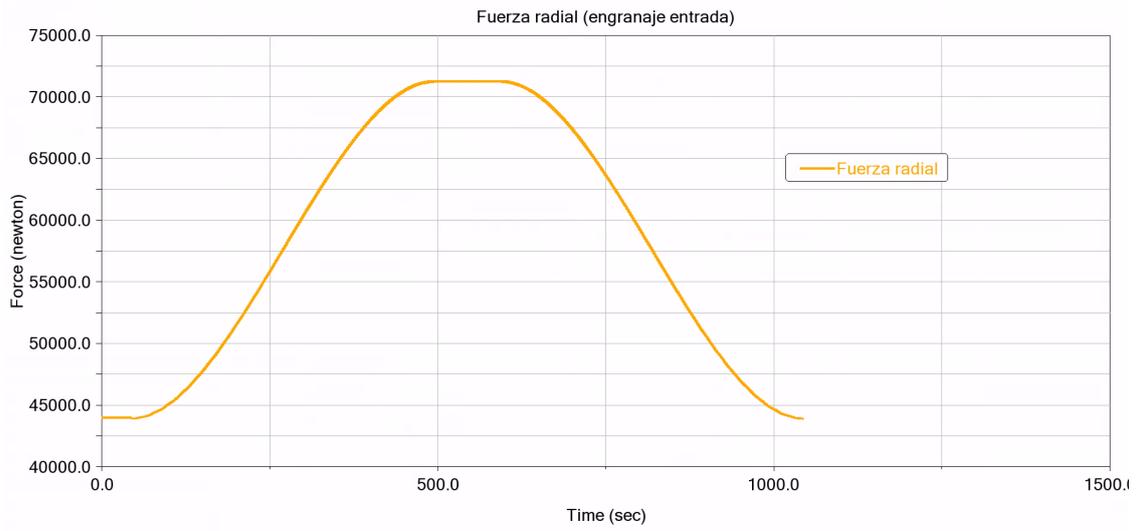
*Figura 108.fuerza total. (Fuente: Elaboración propia)*

○ *Fuerza Axial en el piñón Z<sub>11</sub>:*



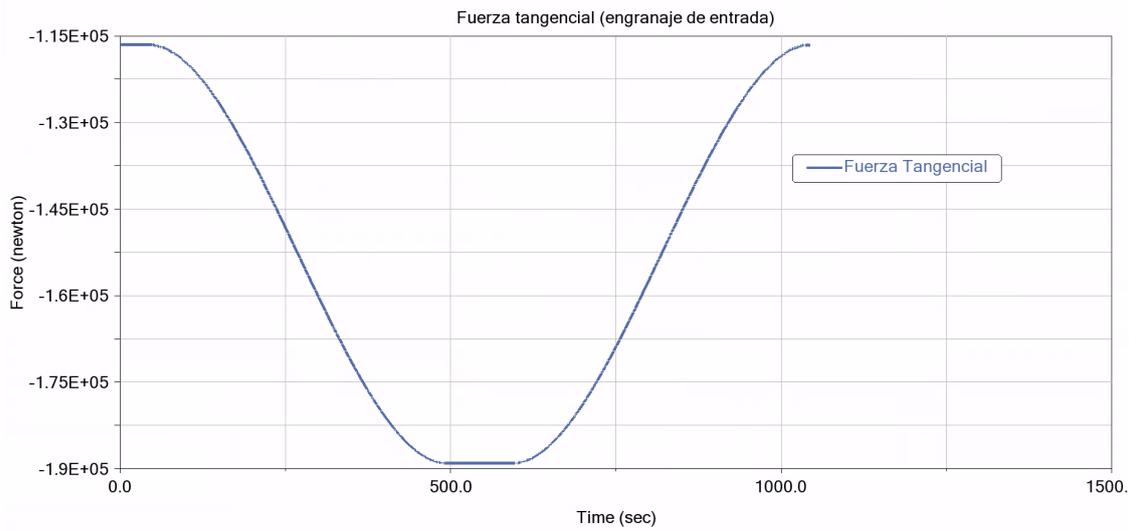
*Figura 109.fuerza axial. (Fuente: Elaboración propia)*

○ *Fuerza radial en el piñón Z<sub>11</sub>:*



*Figura 110.fuerza radial. (Fuente: Elaboración propia)*

○ *Fuerza tangencial en el piñón Z<sub>11</sub>:*



*Figura 111.fuerza tangencial. (Fuente: Elaboración propia)*

○ *Par motor en el piñón Z<sub>11</sub>:*

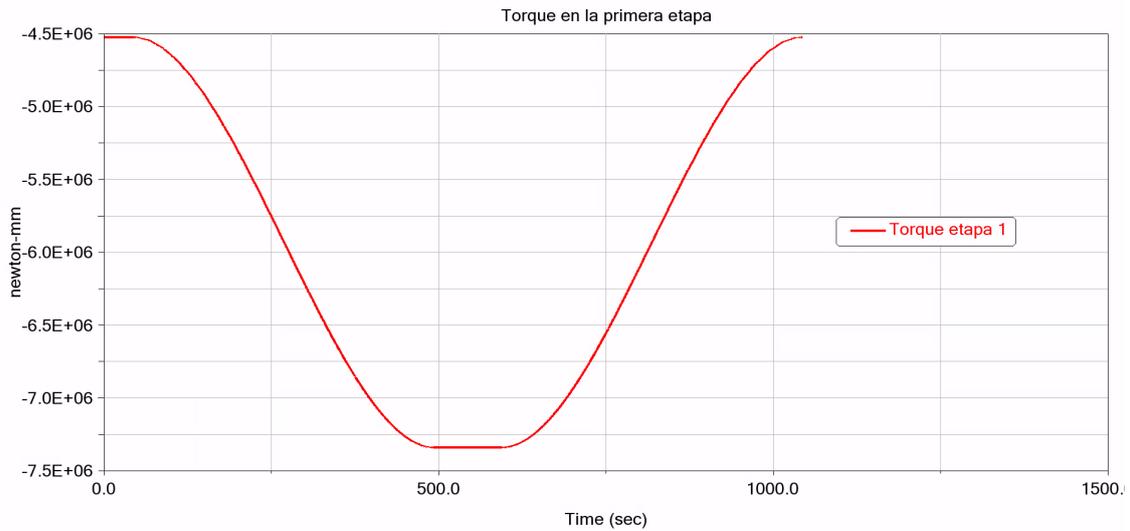


Figura 112. Par motor del eje de entrada. (Fuente: Elaboración propia)

▪ Fuerza total en cada etapa del reductor de velocidad

La siguiente figura recopila los datos de la fuerza total de cada una de las etapas restantes del reductor.

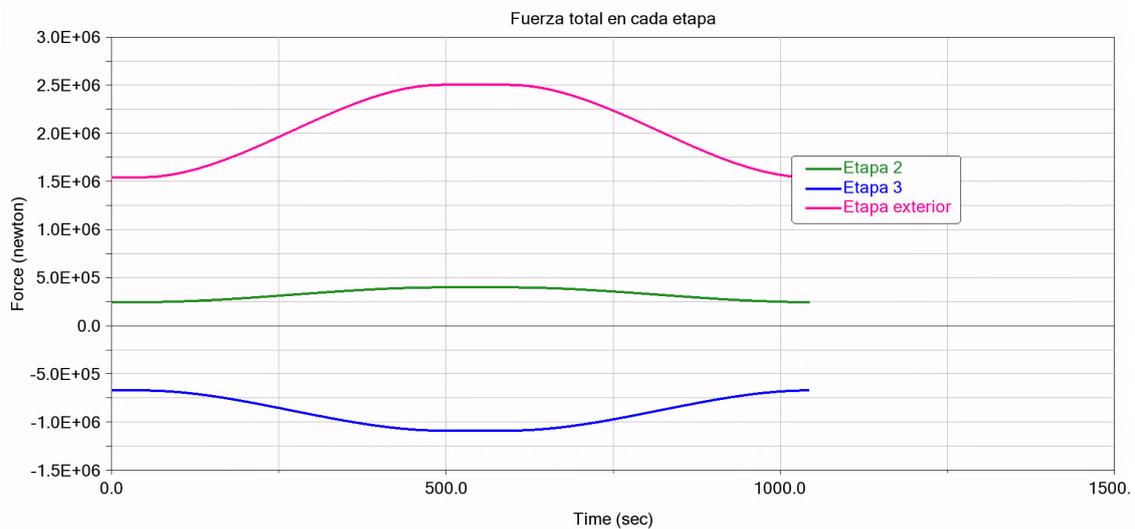


Figura 113. fuerza total en cada etapa del reductor (Estado 2). (Fuente: Elaboración propia)

La etapa exterior hace referencia al par de engrane que acciona directamente al tambor de arrollamiento. Es evidente que este par presenta la mayor fuerza total.

▪ Fuerza axial en cada etapa del reductor de velocidad

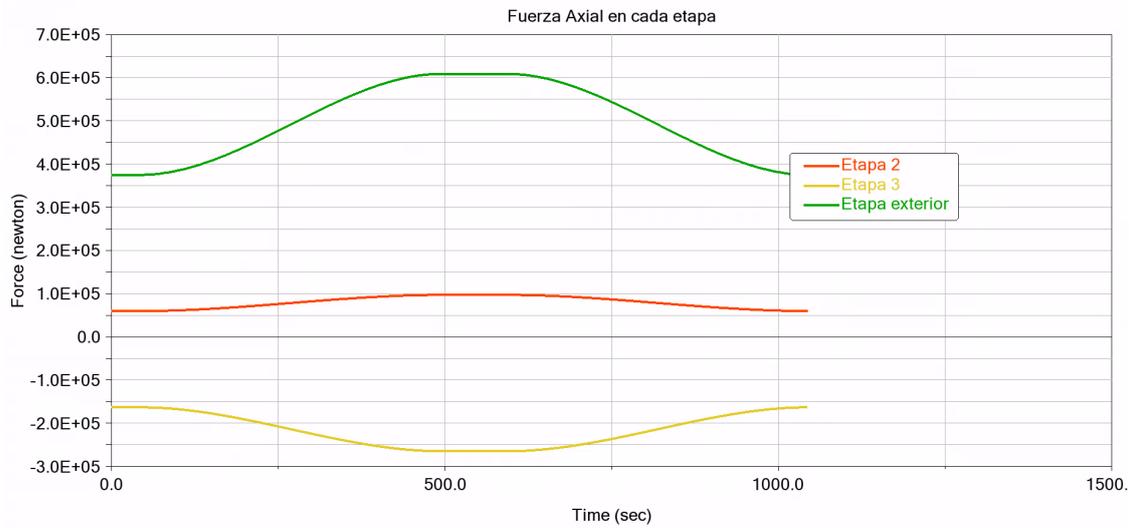


Figura 114.fuerza axial en cada etapa del reductor. (Fuente: Elaboración propia)

▪ Fuerza radial en cada etapa del reductor de velocidad

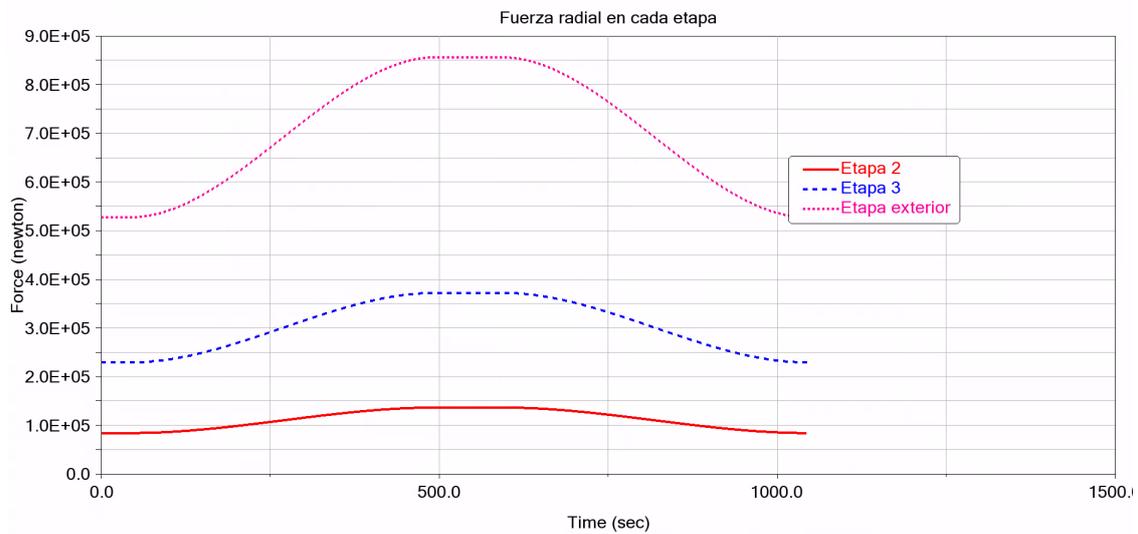


Figura 115.fuerza radial en cada etapa del reductor. (Fuente: Elaboración propia)

▪ Fuerza tangencial en cada etapa del reductor de velocidad

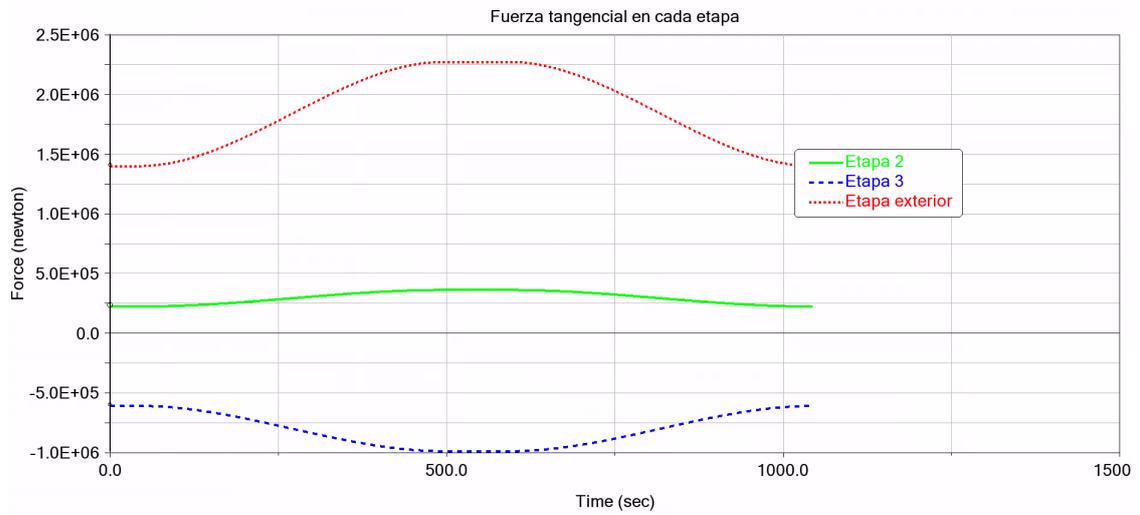


Figura 116.fuerza tangencial en cada etapa del reductor. (Fuente: Elaboración propia)

▪ Par en cada etapa del reductor de velocidad

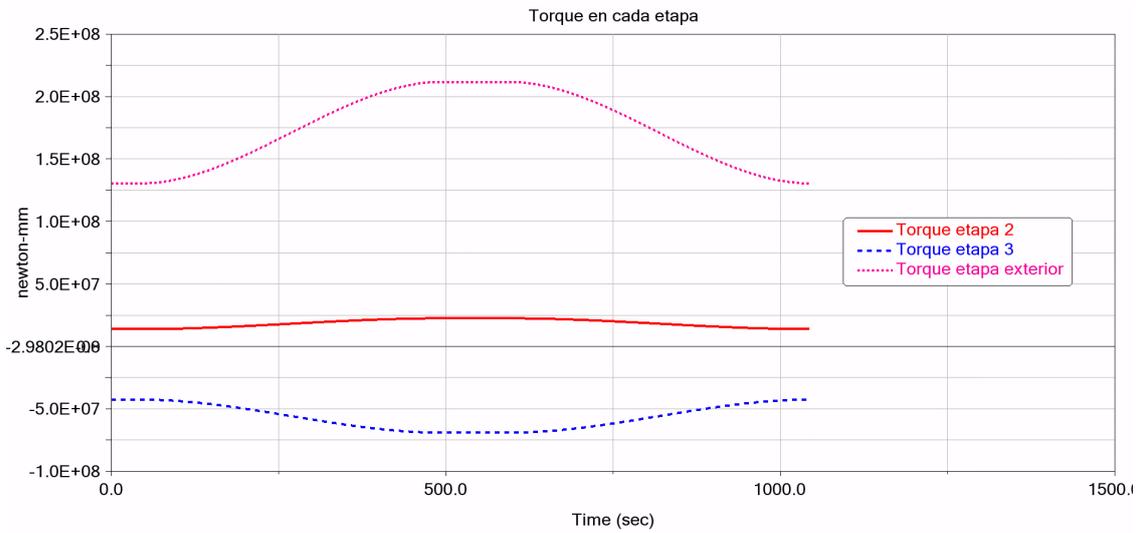


Figura 117. Par en cada etapa del reductor (Estado 2). (Fuente: Elaboración propia)

## 7. CONCLUSIONES

A la vista de los resultados obtenidos se concluye que el proyecto está correctamente calculado y cumple con los datos de partida. A pesar de que el modelo obtenido emula de manera correcta el funcionamiento de las poleas, no deja de ser un modelo matemático aproximado al funcionamiento real.

Es notable la finalidad didáctica de la bibliografía de partida ya que pretende mostrar los pasos a seguir para el desarrollo de un proyecto de este tipo sin entrar en detalles técnicos.

Si bien se han tomado los planos de la bibliografía de partida como referencia, se han consultado otros textos especializados en aparatos de elevación para obtener el diseño final de la grúa pues muchos de los planos de referencia no tenían la calidad suficiente para determinar las cotas u observar con detalle los aspectos relevantes de la grúa.

En lo referente al modelado del puente grúa, se destaca la relevancia que los programas de dibujo asistido por ordenador tienen hoy en día. Esto ha permitido diseñar de forma práctica y eficiente sus distintos componentes. Al tratarse de un modelo suficientemente extenso y complejo se han tenido que dejar de lado aspectos tales como el freno de los tambores de arrollamiento, chavetas y arandelas de los distintos ejes, el diseño de los engranajes o el aparejo del gancho.

En cuanto a los programas de simulación dinámica, se destaca la importancia de éstos en el ámbito ingenieril porque demuestra ser un método eficaz para analizar el funcionamiento de mecanismos de gran envergadura. Además, resulta conveniente su uso para identificar si un modelo funciona de acuerdo con las especificaciones de diseño. Su uso supone un ahorro de tiempo y consecuentemente de dinero.

La metodología empleada para simular el sistema de cables y poleas está basada en un sistema de fuerzas equivalentes pues el módulo de *Cable* de *ADAMS* no permite arrollar el cable en un cuerpo. Debido a ese inconveniente, los resultados obtenidos pueden desviarse de los obtenidos en una grúa real.

Finalmente, debido al amplio abanico de elementos estructurales y mecánicos de este tipo de grúa, el proyecto da pie a futuros desarrollos en donde se contemplen otros aspectos relevantes. Estos son algunos ejemplos posibles de trabajo:

- Referentes al diseño de la grúa y sus componentes:
  - Cálculo y diseño de un reductor de velocidad para un puente grúa de 110 toneladas de capacidad.
  - Cálculo y dimensionado de la estructura principal de un puente grúa.
  - Rediseño de los tambores de arrollamiento del puente grúa.

- Cálculo y diseño del aparejo del gancho empleando programas para el estudio mediante elementos finitos.
- Rediseño del sistema de elevación de la grúa para que este sea más compacto.
- Cálculo y diseño del freno de los tambores del puente grúa.
- Modelado del sistema de elevación secundario de la grúa.
  
- Referentes a la simulación dinámica del puente grúa:
  - Rediseño del sistema de elevación principal de la grúa en donde el mecanismo sea accionado directamente por el reductor de velocidad.
  - Estudio de la oscilación de cargas suspendidas en un puente grúa empleando el plugin Simulink de Matlab.
  - Implementación de un sistema limitador de velocidad para el sistema de traslación de un puente grúa de 110 toneladas.
  - Estudio completo de los rodamientos en los ejes del reductor de velocidad.
  - Implementación de un motor trifásico para el accionamiento del reductor de velocidad.
  - Simulación del sistema de elevación secundario de la grúa.
  - Simulación del freno de los tambores comprobando su correcto funcionamiento estando el gancho cargado con la máxima carga nominal.

## **ANEXOS**

## ANEXO I. Cálculos del reductor de velocidad

### a) Módulos de los engranajes

A continuación, se hace una breve descripción de los cálculos seguidos por el autor (Rosanes Soto, Jesús) para determinar los módulos de los engranajes. El método seguido por él se encuentra explicado en el libro “Cinemática y Dinámica de Máquinas” (Lamadrid Martínez & Corral Saiz, 1969, p. 365). Se procede entonces a exponer los cálculos:

La fórmula empleada para el cálculo del módulo es:

$$m = \sqrt[3]{\frac{2 * P * \gamma_c * \cos \beta}{\psi * \pi * n * Z_{i1} * \sigma_{adm} * 1,5}} \quad (29)$$

Donde:

- $P$  es la potencia en los ejes [kg\*m/s] con un rendimiento de cada eje de 0,93 siendo el total de 0,75.
- $Z_{i1}$  el número de dientes del piñón que para todas las etapas se considera de 15.
- $\gamma_c = 11,6$  el factor de forma del diente para  $Z=15$  (Lamadrid Martínez & Corral Saiz, 1969, p. 364).
- $\psi=10$  el factor de guiado para calidad y condiciones normales (Lamadrid Martínez & Corral Saiz, 1969, p. 365).
- $n$  la velocidad angular en los ejes [rad/s].
- $\sigma_{adm}$  la tensión admisible tomando un acero F-1580 con  $\sigma_{rotura} = 75 \text{ kg/cm}^2$  y coeficiente de seguridad  $X = 4$ .

Se detalla a continuación la obtención de los módulos:

- Módulo 1ª Reducción:

$$m_1 = \sqrt[3]{\frac{2 * P * \gamma_c * \cos \beta}{\psi * \pi * n * Z_{11} * \sigma_{adm} * 1,5}} \quad (30)$$

La potencia es:

$$P_1 = \frac{45 \text{ CV}}{0,75} = 60,16 \text{ CV} * \frac{75 \text{ kgf} * \frac{m}{s}}{1 \text{ CV}} = 4512 \text{ kgf} \frac{m}{s} \quad (31)$$

La tensión admisible para un coeficiente de seguridad de 4 es:

$$X = \frac{\sigma_{rotura}}{\sigma_{adm}} = 4 \rightarrow \sigma_{adm} = \frac{\sigma_{rotura}}{4} = 18,75 \frac{kg}{cm^2} \quad (32)$$

Sustituyendo valores en la ecuación (30):

$$m_1 = \sqrt[3]{\frac{2 * 1000 * 4512 kg \frac{m}{s} * 11,6 * \cos 15}{10 * \pi * 750 rpm * \frac{2\pi}{60s} * 15 * \frac{75 \frac{kg}{cm^2}}{4} * 1,5}} \quad (33)$$

$$m_1 = 4,59 mm \xrightarrow{\text{Modulo normalizado}} m_1 = 4,5 mm \quad (34)$$

▪ Módulo 2ª Reducción:

Teniendo en cuenta el rendimiento del eje la potencia es:

$$\begin{aligned} P_2 &= 60,16 CV * 0,93 = 55,95 CV * \frac{75 kg * \frac{m}{s}}{1 CV} \\ &= 4196,16 kg \frac{m}{s} \end{aligned} \quad (35)$$

Sustituyendo valores en la ecuación (29) :

$$m_2 = \sqrt[3]{\frac{2 * 1000 * 4196,16 kg \frac{m}{s} * 11,6 * \cos 15}{10 * \pi * 242,8 rpm * \frac{2\pi}{60s} * 15 * \frac{75 \frac{kg}{cm^2}}{4} * 1,5}} \quad (36)$$

$$m_2 = 6,53 mm \xrightarrow{\text{Modulo normalizado}} m_2 = 6,5 mm \quad (37)$$

El resto de los módulos se obtienen análogamente a la obtención del módulo en la segunda reducción. Así, los módulos restantes son:

$$m_3 = 9,5 mm \quad m_4 = 14 mm$$

El número de dientes de las ruedas se calculan a partir de la expresión:

$$Z_{i2} = Z_{i1} * i \quad (38)$$

Recordando que  $i = 3,09$  para las tres primeras etapas y  $i = 8,90$  para la etapa exterior se obtienen los siguientes resultados:

$$Z_{12} = 46 \quad Z_{22} = 46 \quad Z_{32} = 46 \quad Z_{42} = 133$$

Si se analizan los módulos obtenidos por el autor se aprecia que muchos de ellos no son normalizados, por esta razón se modifican tomando como referencia la Tabla 15. Se procede, de esta manera, a recalcular los módulos:

Módulos	
Preferidos	1, 1.25, 1.5, 2, 2.5, 3, 4, 5, 6, 8, 10, 12, 16, 20, 25, 32, 40, 50
Siguiente elección	1.125, 1.375, 1.75, 2.25, 2.75, 3.5, 4.5, 5.5, 7, 9, 11, 14, 18, 22, 28, 36, 45

Tabla 15. Módulos normalizados. (Budynas & Keith Nisbett, 2012)

Para recalcular los módulos se utiliza el procedimiento mostrado en “Cálculo del Módulo en Engranajes Cilíndricos” (Abasolo, s.f.):

Para evitar la rotura del diente, el módulo debe ser:

$$m_n \geq 52,32 * \sqrt[3]{\frac{P * \cos \beta}{1,5 * \psi * n * Z_{i1} * \sigma_{adm} * Y}} \quad (39)$$

Con la potencia  $P$  en CV, la velocidad angular  $n$  en rpm, la tensión admitida  $\sigma_{adm}$  en kg/cm<sup>2</sup> según la Tabla 16 y el factor de forma de Lewis  $Y$  según la Tabla 17.

Resultaría conveniente verificar que el módulo también cumple con la premisa para evitar el fallo superficial, lo que alargaría el procedimiento más de lo necesario; por esta razón, el módulo obtenido bajo el criterio a rotura se toma como el adecuado.

MATERIAL	TRATAMIENTO TÉRMICO	DUREZA O RESISTENCIA MÍNIMA	TENSIÓN ADMISIBLE $\sigma_{adm}$ (Mpa)	
			Recto, Helicoidal y Doble helicoidal	Cónico
Acero	Normalizado	140 BHN	130-172	76
	Temple y revenido	180 BHN	172-227	96
	Temple y revenido	300 BHN	248-323	131
	Temple y revenido	450 BHN	303-406	172
	Carburizado	55 Rc	375-447	189
	Carburizado	60 Rc	413-482	207
	Temple por inducción o a la llama. Patrón de dureza 1*	54 Rc	310-375	
	Patrón de dureza 1*	54 Rc en la superficie	151	93
	AISI 4140 Nitruado	53Rc en la superficie y 300 BHN en el núcleo	254-289	138

Tabla 16. Valores de la tensión admisible para el fallo por rotura del diente. (Abasolo, s.f.)

Número de dientes	Y	Número de dientes	Y
12	0.245	28	0.353
13	0.261	30	0.359
14	0.277	34	0.371
15	0.290	38	0.384
16	0.296	43	0.397
17	0.303	50	0.409
18	0.309	60	0.422
19	0.314	75	0.435
20	0.322	100	0.447
21	0.328	150	0.460
22	0.331	300	0.472
24	0.337	400	0.480
26	0.346	Cremallera	0.485

Tabla 17. Valores del factor de forma de Lewis Y. (Abasolo, s.f.)

Para el cálculo de los módulos se emplea un acero templado y revenido de 227 MPa de tensión admisible. Así se obtienen los siguientes módulos:

- Módulo 1ª Reducción:

$$m_1 \geq 52,32 * \sqrt[3]{\frac{P_1 * \cos \beta}{1,5 * \psi * n_1 * Z_{11} * \sigma_{adm} * Y}} \quad (40)$$

La potencia en la primera etapa es:

$$P_1 = \frac{45 \text{ CV}}{0,75} = 60,16 \text{ CV} \quad (41)$$

Sustituyendo valores en la ecuación (40) para un acero templado y revenido de 227 MPa (2314,76 kgf) de tensión admisible:

$$m_1 = 52,32 * \sqrt[3]{\frac{60,16 * \cos 15}{1,5 * 10 * 750 \text{ rpm} * 15 * 2314,76 \text{ kgf} * 0,290}} \quad (42)$$

$$m_1 = 0,42 \text{ cm} \equiv 4,2 \text{ mm} \xrightarrow{\text{Módulo Normalizado}} m_1 = 5 \text{ mm} \quad (43)$$

- Módulo 2ª Reducción:

$$m_2 \geq 52,32 * \sqrt[3]{\frac{P_2 * \cos \beta}{1,5 * \psi * n_2 * Z_{21} * \sigma_{adm} * Y}} \quad (44)$$

La potencia en la segunda etapa es:

$$P_2 = 60,16 \text{ CV} * 0,93 = 55,95 \text{ CV} \quad (45)$$

Sustituyendo valores en la ecuación (40) para una velocidad de 242,8rpm:

$$m_2 = 52,32 * \sqrt[3]{\frac{55,95 * \cos 15}{1,5 * 10 * 242,8 \text{rpm} * 15 * 2314,76 \text{kgf} * 0,29}} \quad (46)$$

$$m_2 = 0,599 \text{ cm} \equiv 5,99 \text{ mm} \xrightarrow{\text{Módulo Normalizado}} m_2 = 8 \text{ mm} \quad (47)$$

o Módulo 3ª Reducción:

$$m_3 \geq 52,32 * \sqrt[3]{\frac{P_3 * \cos \beta}{1,5 * \psi * n_3 * Z_{31} * \sigma_{adm} * Y}} \quad (48)$$

La potencia en la segunda etapa es:

$$P_3 = 55,95 * 0,93 = 52,03 \text{ CV} \quad (49)$$

Sustituyendo valores para una velocidad de 78,6 rpm:

$$m_3 = 52,32 * \sqrt[3]{\frac{52,03 * \cos 15}{1,5 * 10 * 78,6 \text{rpm} * 15 * 2314,76 \text{kgf} * 0,29}} \quad (50)$$

$$m_3 = 0,85 \text{ cm} \equiv 8,5 \text{ mm} \xrightarrow{\text{Módulo Normalizado}} m_3 = 9 \text{ mm} \quad (51)$$

A pesar de que el módulo 3 no es de los de elección preferente se ha elegido este valor para reducir el tamaño del reductor.

o Módulo 4ª Reducción:

$$m_4 \geq 52,32 * \sqrt[3]{\frac{P_4 * \cos \beta}{1,5 * \psi * n_4 * Z_{41} * \sigma_{adm} * Y}} \quad (52)$$

La potencia en la segunda etapa es:

$$P_4 = 52,03 * 0,93 = 48,39 \text{ CV} \quad (53)$$

Sustituyendo valores para una velocidad de 78,6 rpm:

$$m_4 = 52,32 * \sqrt[3]{\frac{48,39 * \cos 15}{1,5 * 10 * 25,46 \text{ rpm} * 15 * 2314,76 \text{ kgf} * 0,29}} \quad (54)$$

$$m_4 = 1,2 \text{ cm} \equiv 12 \text{ mm} \quad (55)$$

Se recopila en la siguiente tabla todos los datos del reductor de velocidad con los módulos recalculados:

Piñón o Rueda	N.º de dientes	Velocidad (rpm)	Potencia (CV)	$\beta$ (°)	$\alpha$ (°)	Módulo (mm)
Z <sub>11</sub>	15	750,00	60,16	15	20	5
Z <sub>12</sub>	46	242,80	55,95	15	20	5
Z <sub>21</sub>	15	242,80	55,95	15	20	8
Z <sub>22</sub>	46	78,60	52,03	15	20	8
Z <sub>31</sub>	15	78,60	52,03	15	20	9
Z <sub>32</sub>	46	25,46	48,39	15	20	9
Z <sub>41</sub>	15	25,46	48,39	15	20	12
Z <sub>42</sub>	133	2,86	45,00	15	20	12

Tabla 18. Cuadro de valores del reductor de velocidad.

A partir de los datos obtenidos del reductor de velocidad se calcula el ancho de cada piñón y rueda en base al módulo,  $b = \psi * m$  (Abasolo, s.f.).

- Primera reducción:

$$b = \psi * m_1 = 10 * 5 \text{ mm} = 50 \text{ mm} \quad (56)$$

- Segunda reducción:

$$b = \psi * m_1 = 10 * 8 \text{ mm} = 80 \text{ mm} \quad (57)$$

- Tercera reducción:

$$b = \psi * m_1 = 10 * 9 \text{ mm} = 90 \text{ mm} \quad (58)$$

- Cuarta reducción:

$$b = \psi * m_1 = 10 * 12 \text{ mm} = 120 \text{ mm} \quad (59)$$

## b) Análisis del eje motriz

Resulta conveniente ampliar el estudio del reductor de velocidades más allá de la comprobación de los módulos de los engranajes. En este caso se analiza de forma breve uno de los ejes de la caja, como ejemplo se toma el eje motriz para un solo sentido de giro. Sobre dicho eje se procede a analizar las cargas actuantes, las reacciones en sus apoyos (rodamientos) así como verificar que su diámetro satisface el criterio de rigidez torsional. Para ello se emplea el método explicado en el libro “Diseño de elementos de máquinas” (Mott, 2006, p. 533).

Primero se representan las fuerzas sobre el piñón  $Z_{11}$  correspondientes al sentido de movimiento indicado en la Figura 118.



Figura 118. Fuerzas actuando sobre el eje de entrada. (Fuente: Elaboración propia)

Para hallar las fuerzas actuantes sobre el engranaje helicoidal se calcula primeramente el par torsor que es generado por el motor:

$$P = T * n_{motor} \rightarrow T = \frac{P (kW)}{n_{motor} (rad/s)} \quad (60)$$

La potencia en la primera etapa es de 60,16 CV (44 kW) recordando el resultado de la ecuación (31). Sustituyendo los datos se obtiene:

$$T = \frac{44 kW}{750 * \frac{2\pi}{60}} = 560 Nm \quad (61)$$

A partir del par torsor se calcula la fuerza tangencial en el piñón:

$$F_t = \frac{T}{d_{piñon}/2} \quad (62)$$

Se calcula de antemano el radio primitivo del piñón:

$$d_{piñon}/2 = \frac{Z_{11} * m_1}{2 * \cos \beta} = \frac{15 * 5 mm}{2 * \cos 15} = 38,82 mm \quad (63)$$

Sustituyendo en la ecuación (62):

$$F_t = \frac{T}{d_{\text{piñon}}/2} = \frac{560 \text{ Nm}}{38,82 \text{ mm} * 10^{-3}} = 14425,55 \text{ N} \quad (64)$$

Apoyándonos en la siguiente figura se pueden calcular la componente axial y radial de la fuerza:

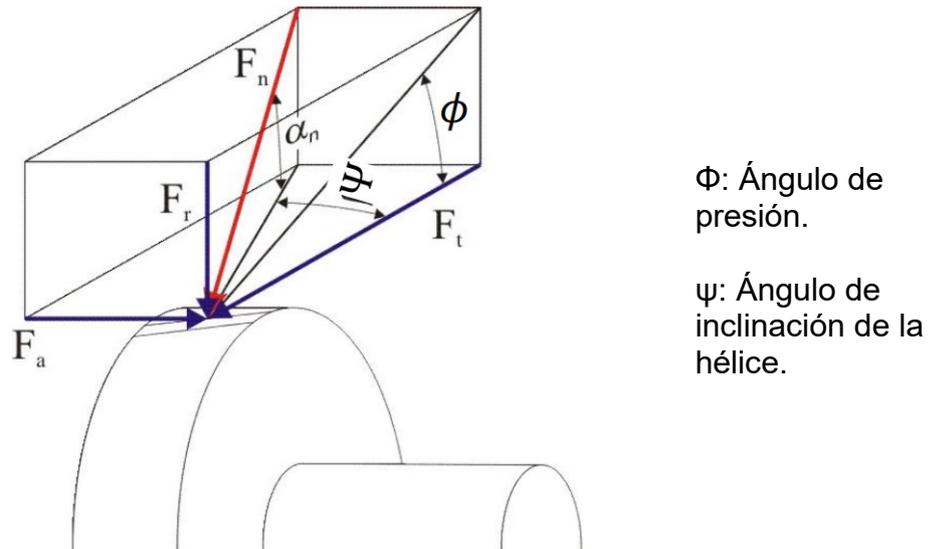


Figura 119. Fuerzas sobre un engranaje cilíndrico helicoidal. (Formulario. Diseño de Máquinas I, 2022)

Calculando la componente radial:

$$F_r = T * \tan \Phi = 14425,55 \text{ N} * \tan 20 = 5250,47 \text{ N} \quad (65)$$

La componente axial se calcula de forma similar a la radial usando en este caso el ángulo de inclinación de la hélice, la dirección y el sentido de dicha fuerza se puede observar en la Figura 118:

$$F_a = T * \tan \psi = 14425,55 \text{ N} * \tan 15 = 3865,31 \text{ N} \quad (66)$$

Se considera que los esfuerzos axiales no tienen efecto alguno sobre el eje siendo absorbidos en su totalidad por la carcasa del reductor, es decir, el axil sobre el eje es nulo.

Antes de calcular las reacciones en los apoyos se verifica el eje mediante el criterio de la rigidez torsional. Sabiendo que el eje de entrada tiene un diámetro de 60 mm de acuerdo con (Rosanes Soto, 2018, p. 215) se va a comprobar que este resultado cumple con dicho criterio:

- Para una deflexión torsional de  $0,5^\circ/m$  en toda la longitud del eje:

$$\theta = \frac{32 * T * L}{\pi * d^4 * G} \rightarrow d = \sqrt[4]{\frac{32 * T * L}{\pi * \theta * G}} \quad (67)$$

Donde  $L$  es la longitud del eje en metros,  $d$  el diámetro en metros,  $\theta$  el ángulo girado en radianes; y  $G = 81 * 10^9 Pa$  el módulo de cizalladura:

$$d = \sqrt[4]{\frac{32 * 560 Nm * 0,487 m}{\pi * 0,5 * \frac{\pi}{180} * 81 * 10^9}} = 0,0445 m \equiv 44,5 mm \quad (68)$$

- Para una deflexión torsional máxima de  $2^\circ$  en una longitud de  $L=20*d$ :

$$\theta = \frac{32 * T * 20 * d}{\pi * d^4 * G} \rightarrow d = \sqrt[3]{\frac{32 * T * 20}{\pi * \theta * G}} \quad (69)$$

Sustituyendo valores:

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 * 560 * 20}{\pi * 2 * \frac{\pi}{180} * 81 * 10^9}} = 0,0343 m \equiv 34,3 mm \quad (70)$$

De los resultados obtenidos se ve que la situación más desfavorable se da cuando se impone que el ángulo girado sea de  $0,5^\circ$  en toda la longitud del eje pues el resultado obtenido es mayor. Se concluye que el diámetro de 60 mm satisface el criterio de rigidez torsional.

Para las reacciones en los apoyos se divide el estudio en dos planos de trabajo, el plano XY y el XZ:

- Plano XY:



Figura 120. Reacciones en los apoyos, plano XY. (Fuente: Elaboración propia)

Se plantean las ecuaciones de equilibrio estático y se resuelve el sistema de 3 ecuaciones con 3 incógnitas aplicando el criterio de la mano derecha para el cálculo de momentos.

$$\left\{ \begin{array}{l} \sum M_A = 0 \rightarrow -F_a * r_{\text{piñon}} - F_r * 0,121m + R_{By} * 0,487m = 0 \\ \sum F_y = 0 \rightarrow R_{Ay} - F_r + R_{By} = 0 \\ \sum F_x = 0 \rightarrow R_{Bx} + F_a = 0 \end{array} \right. \quad (71)$$

Los resultados obtenidos son:

$$R_{By} = 1616,64 \text{ N} \quad R_{Ay} = 3637,812 \text{ N} \quad R_{Bx} = -3865,31 \text{ N}$$

Según el criterio de la mano derecha se representa el diagrama de momentos flectores sobre el eje:

$$M_A = 0 \text{ Nm} \quad (72)$$

$$M_{\text{izq}_C} = -R_{Ay} * 0,121m = -440,175 \text{ Nm} \quad (73)$$

$$M_{\text{derecha}_C} = M_{\text{izq}_C} - F_a * r_{\text{piñon}} = -590,23 \text{ Nm} \quad (74)$$

$$M_B = 0 \text{ Nm} \quad (75)$$

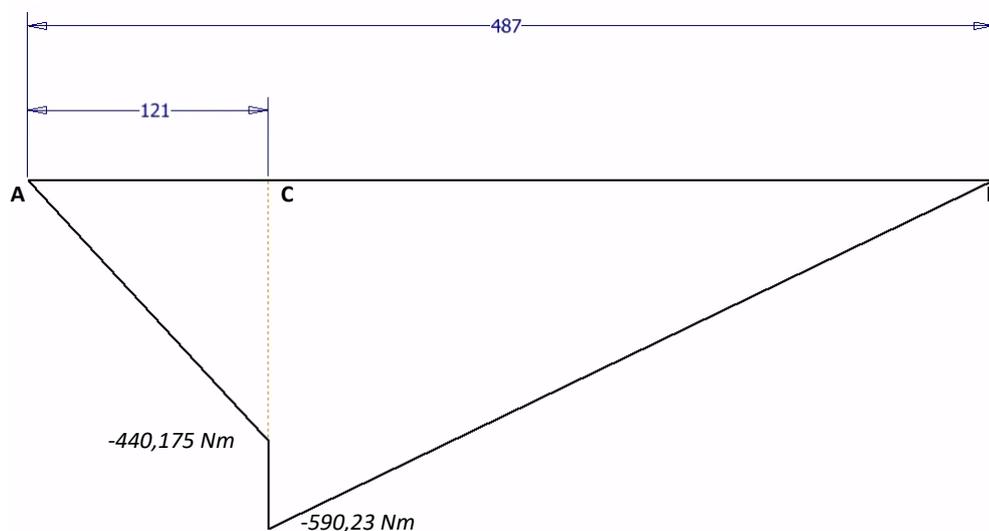


Figura 121. Diagrama de momentos flectores, plano XY. (Fuente: Elaboración propia)

- Plano XZ:

Se procede análogamente al plano XY, representando las reacciones en los rodamientos y planteando las ecuaciones de equilibrio:

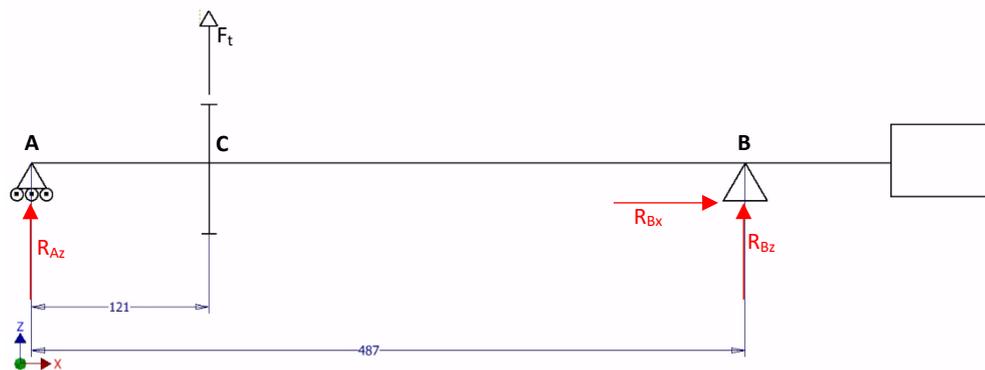


Figura 122. Reacciones en los apoyos, plano XY. (Fuente: Elaboración propia)

$$\left\{ \begin{array}{l} \sum M_A = 0 \rightarrow F_t * 0,121m + R_{Bz} * 0,487m = 0 \\ \sum F_z = 0 \rightarrow R_{Az} + F_t + R_{Bz} = 0 \\ \sum F_x = 0 \rightarrow R_{Bx} + F_a = 0 \end{array} \right. \quad (76)$$

Resolviendo el sistema se obtienen los siguientes valores:

$$R_{Bz} = -3584,16 \text{ N} \quad R_{Az} = -10841,34 \text{ N} \quad R_{Bx} = -3865,31 \text{ N}$$

Para terminar, se obtiene el diagrama de momentos flectores:

$$M_A = 0 \text{ Nm} \quad (77)$$

$$M_C = -R_{Az} * 0,121m = 1311,8 \text{ Nm} \quad (78)$$

$$M_B = 0 \text{ Nm} \quad (79)$$

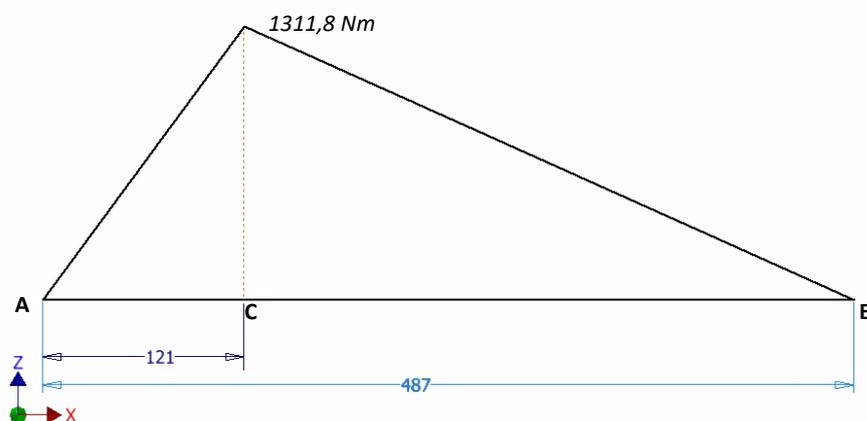


Figura 123. Diagrama de momentos flectores, plano XZ. (Fuente: Elaboración propia)

Se obtiene ahora el módulo de la reacción radial tanto en el apoyo A como en el B:

$$R_r = \sqrt{R_y^2 + R_z^2} \quad (80)$$

$$R_{A,r} = \sqrt{R_{Ay}^2 + R_{Az}^2} = \sqrt{(3637,812)^2 + (-10841,34)^2} = 11435,4 \text{ N} \quad (81)$$

$$R_{B,r} = \sqrt{R_{By}^2 + R_{Bz}^2} = \sqrt{(1616,64)^2 + (-3584,16)^2} = 3931,9 \text{ N} \quad (82)$$

Por último, se detalla el valor del momento total máximo:

$$M_{total} = \sqrt{M_{xy}^2 + M_{xz}^2} = \sqrt{590,23^2 + 1311,8^2} = 1438,47 \text{ Nm} \quad (83)$$

Debido a que no se han considerado elementos del eje como chaveteros, arandelas, cambios de sección y concentradores de tensiones se considera que la sección crítica es la que tiene el momento flector máximo, en este caso la sección C. Para esta sección se calcula el límite de fatiga:

El material empleado para los ejes solicitados a flexión y torsión es el acero forjado F-1516 (Rosanes Soto, 2018, p. 215). De manera aproximada, este acero tiene las siguientes propiedades:  $S_y=490 \text{ MPa}$  y  $S_u=930 \text{ MPa}$  (*Acero 16MnCr5-Acero Para Cementar*, s. f.). Así pues, con la siguiente fórmula se obtiene el límite de fatiga:

$$S_e = k_a * k_e * k_x * S'_e / k_f \quad (84)$$

Donde:

- $k_a$ : Es el factor de superficie para vida infinita. El acabado superficial del eje es mecanizado o laminado en frío, si se consulta la tabla de factores de superficie (*Formulario. Diseño de Máquinas I*, 2022) se obtiene que  $a=4,51 \text{ MPa}$  y  $b=-0,265$ . Sustituyendo estos valores en la fórmula para  $k_a$  se obtiene:

$$k_a = 4,51 \text{ MPa} * 930 \text{ MPa}^{-0,265} = 0,737 \quad (85)$$

- $k_e$ : es el factor de corrección según la confiabilidad. Para una confiabilidad del 99% se obtiene un factor de 0,814 tabulado en el formulario ya mencionado.
- $k_x = k_b$ : factor de tamaño. Para un diámetro de 60mm:

$$k_b = 0,859 - 0,000837 * d = 0,859 - 0,000837 * 60 \text{ mm} = 0,809 \quad (86)$$

- $S'_e$  es el límite de fatiga (para  $10^6$  ciclos) en MPa:

$$S'_e = 0,5 * S_u = 0,5 * 930 \text{ MPa} = 465 \text{ MPa} \quad (87)$$

Sustituyendo en la fórmula del límite de fatiga y considerando despreciable los efectos de los concentradores de tensión ( $k_f$ ):

$$S_e = 0,737 * 0,814 * 0,809 * 465 \text{ MPa} / 1 = 225,68 \text{ MPa} \quad (88)$$

Por último, se obtiene el coeficiente de seguridad a fatiga mediante la siguiente expresión:

$$d^3 = \frac{32 * X * M_{totalc}}{\pi * S_e} \rightarrow X = \frac{d^3 * \pi * S_e}{32 * M_{totalc}} = \frac{(0,06m)^3 * \pi * 225,68 \text{ MPa}}{32 * 1438,47 \text{ Nm}} \quad (89)$$

Dando como resultado  $X = 3,33$ , por lo tanto, el diámetro del eje cumple las condiciones de diseño.

Para concluir, se puede comentar lo siguiente:

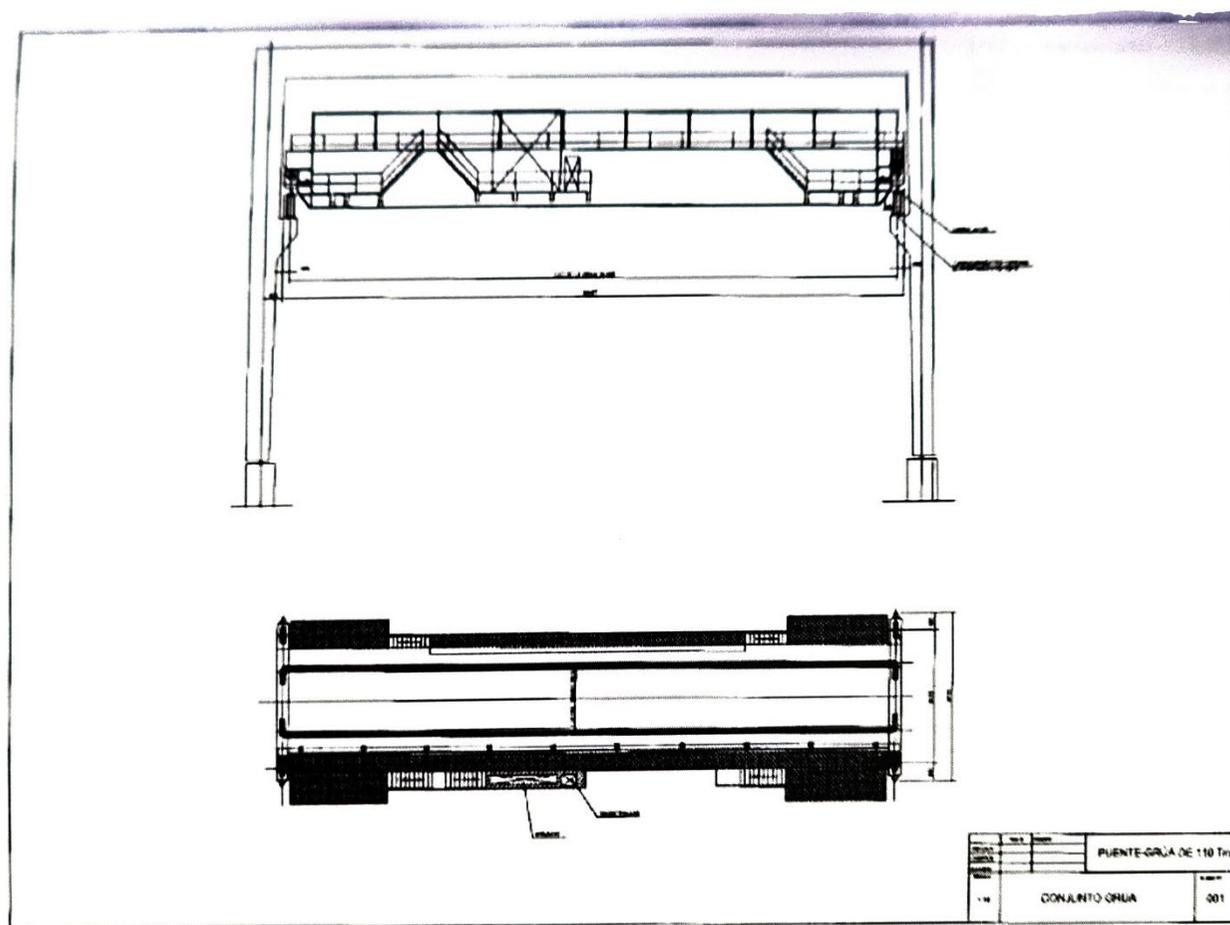
- Los esfuerzos axiales se consideran nulos, serviría también considerarlos de compresión pues no influirían negativamente sobre la vida del eje.
- Debido a las simplificaciones hechas sobre el eje, la única sección que se considera crítica es la del anclaje del engranaje con el eje. Sin considerar los posibles concentradores de tensiones.
- Para analizar los otros ejes para los diferentes sentidos de giro se emplearía el mismo método expuesto anteriormente. Una vez dimensionados todos los ejes se procedería al cálculo de rodamientos.
- Se considera que el sentido de giro previamente indicado es el más desfavorable.
- No se tiene en cuenta el diseño de los engranajes, se considera que todos son piezas mecanizadas macizas tal y como se aprecia en la Figura 21.

## **ANEXO II.**

### **Planos de referencia.**

En este Anexo se recogen los planos tomados como referencia para el diseño del puente grúa. Todos ellos se obtuvieron del libro “5 proyectos de grúas y puentes grúa” de Jesús Rosanes Soto.

341



Punte-Grúa de 110 TM

Figura 124. Conjunto grúa. (Rosanes Soto, 2018)

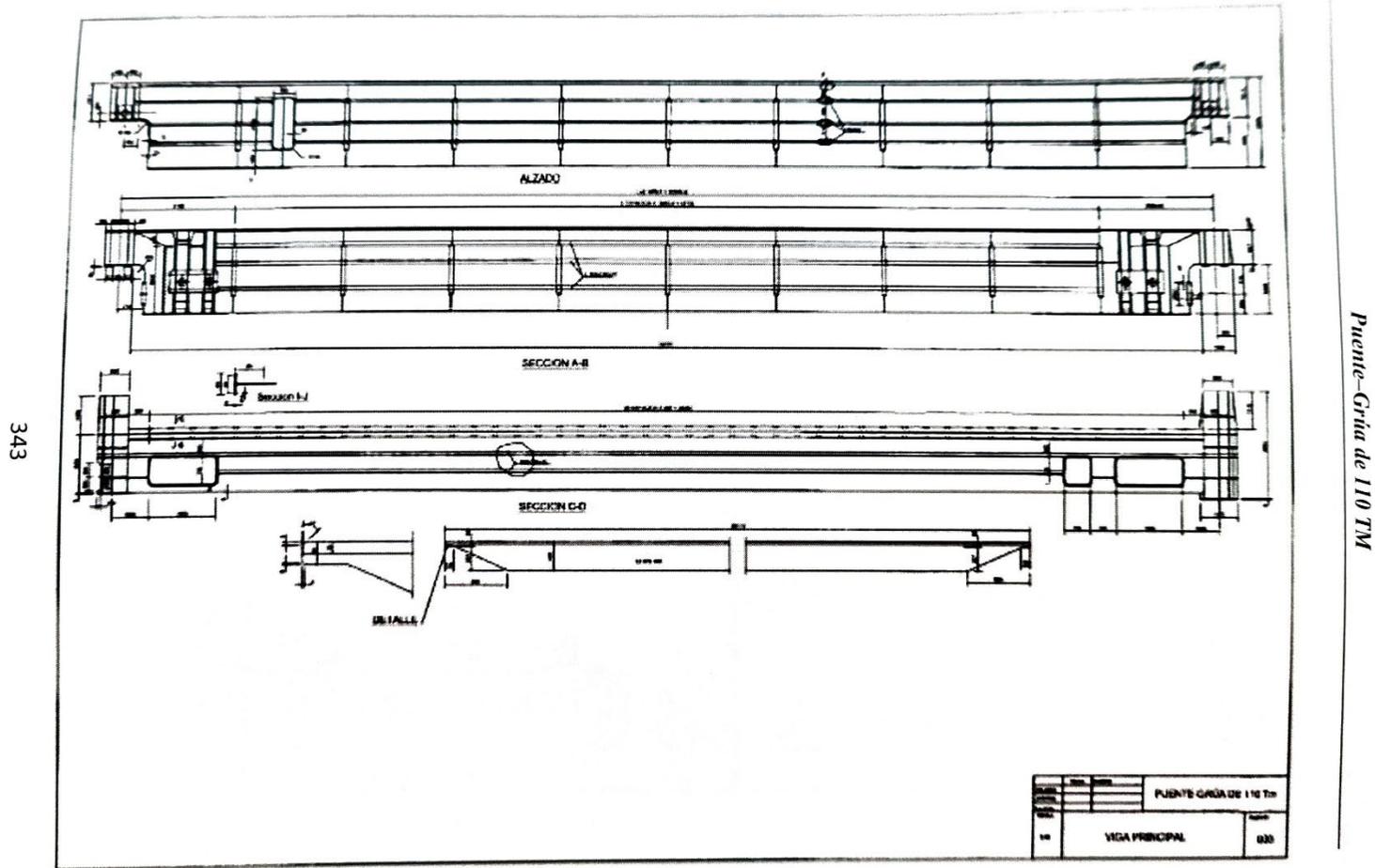


Figura 125. Viga principal. (Rosanes Soto, 2018)

344

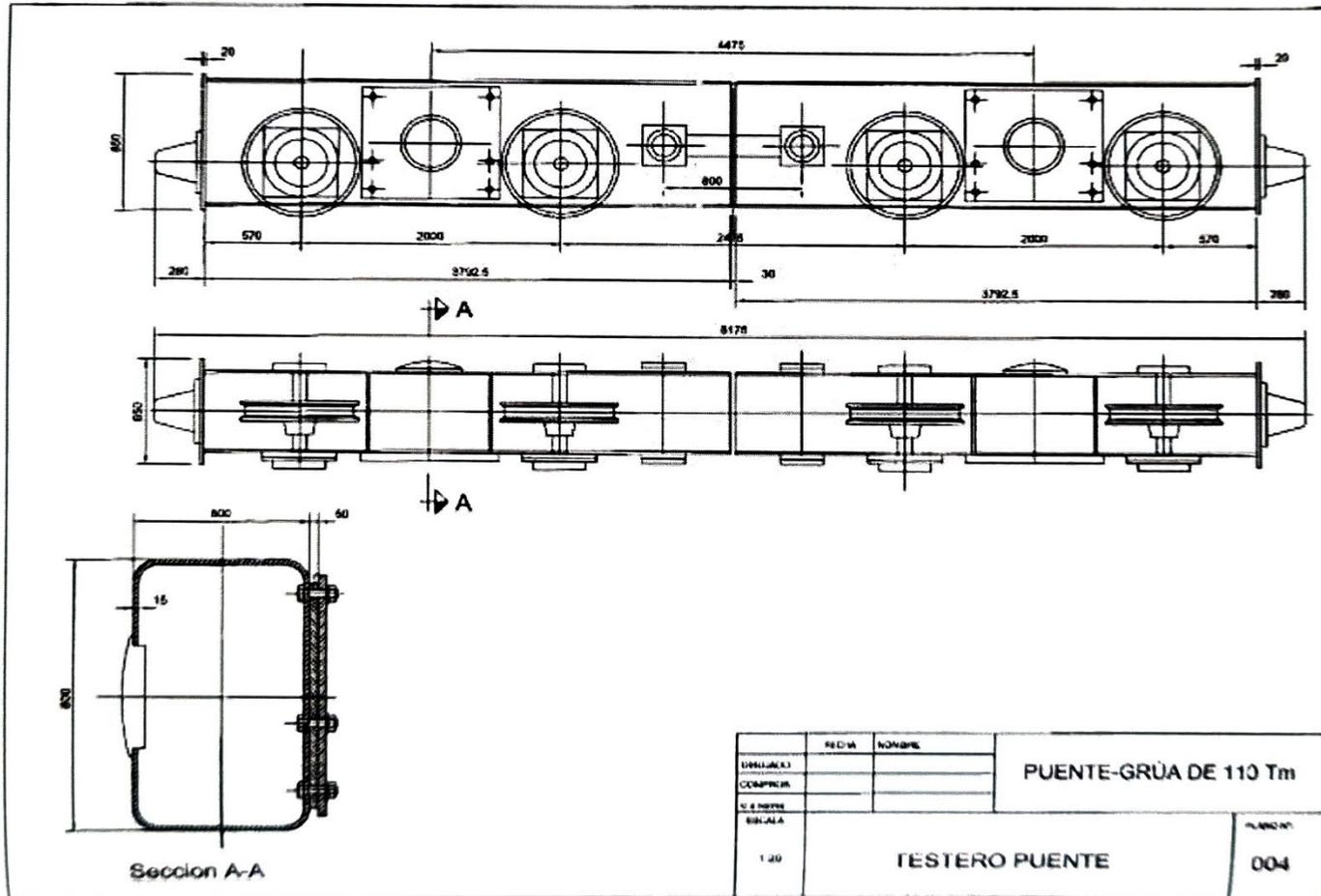
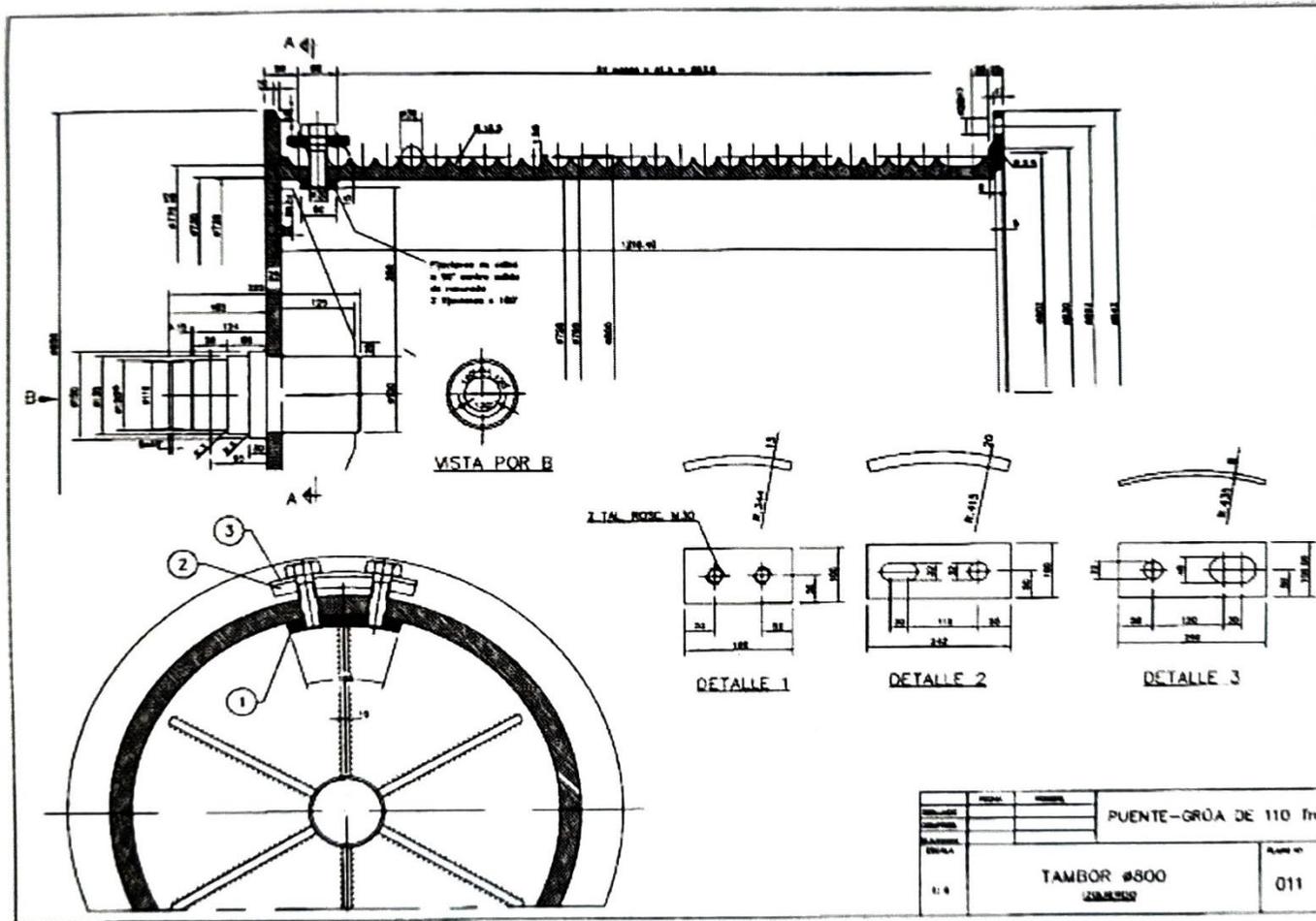


Figura 126. Testero puente. (Rosanes Soto, 2018)

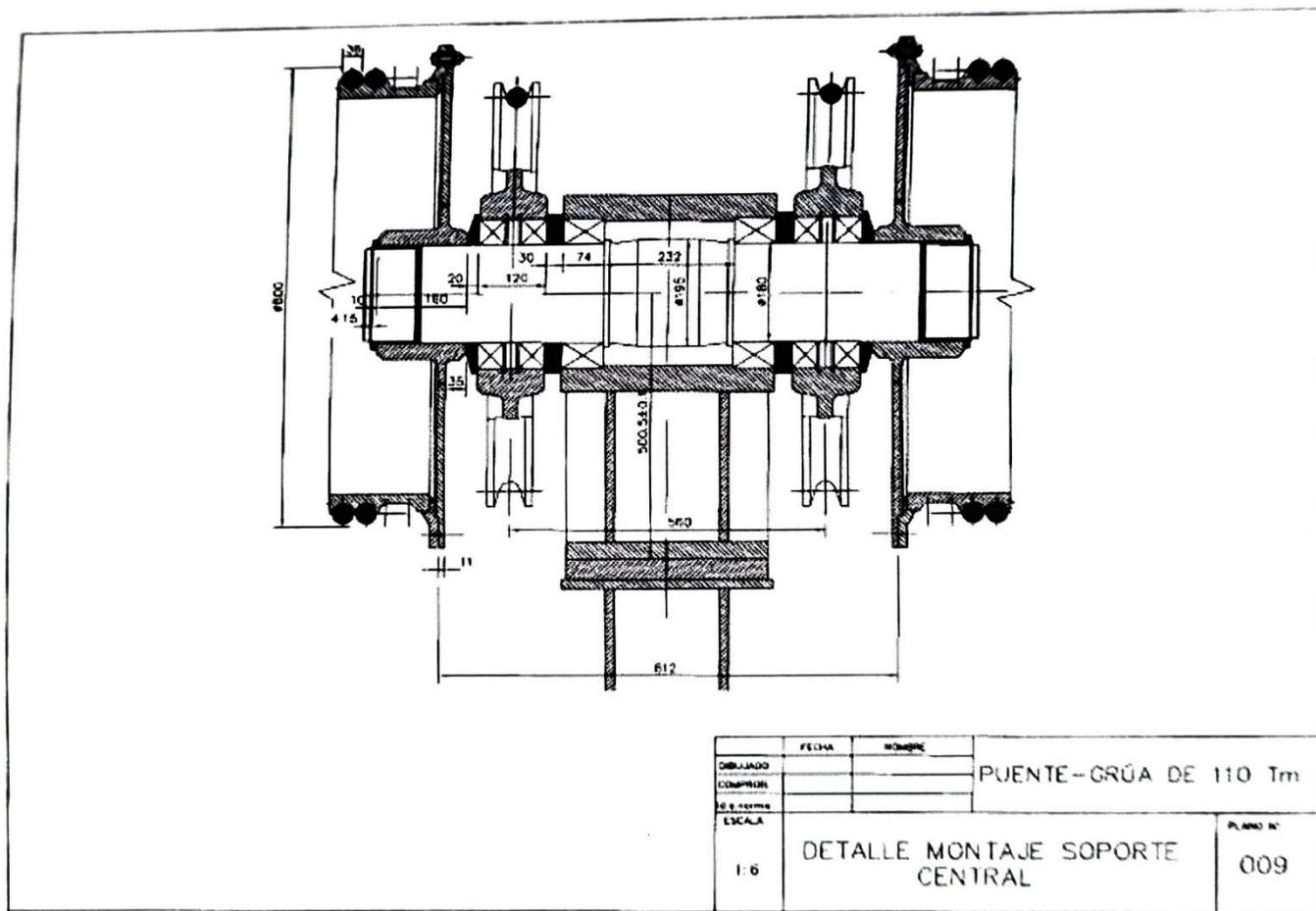
351



Puente-Grúa de 110 TM

Figura 127. Tambor  $\Phi 800$ . (Rosanes Soto, 2018)

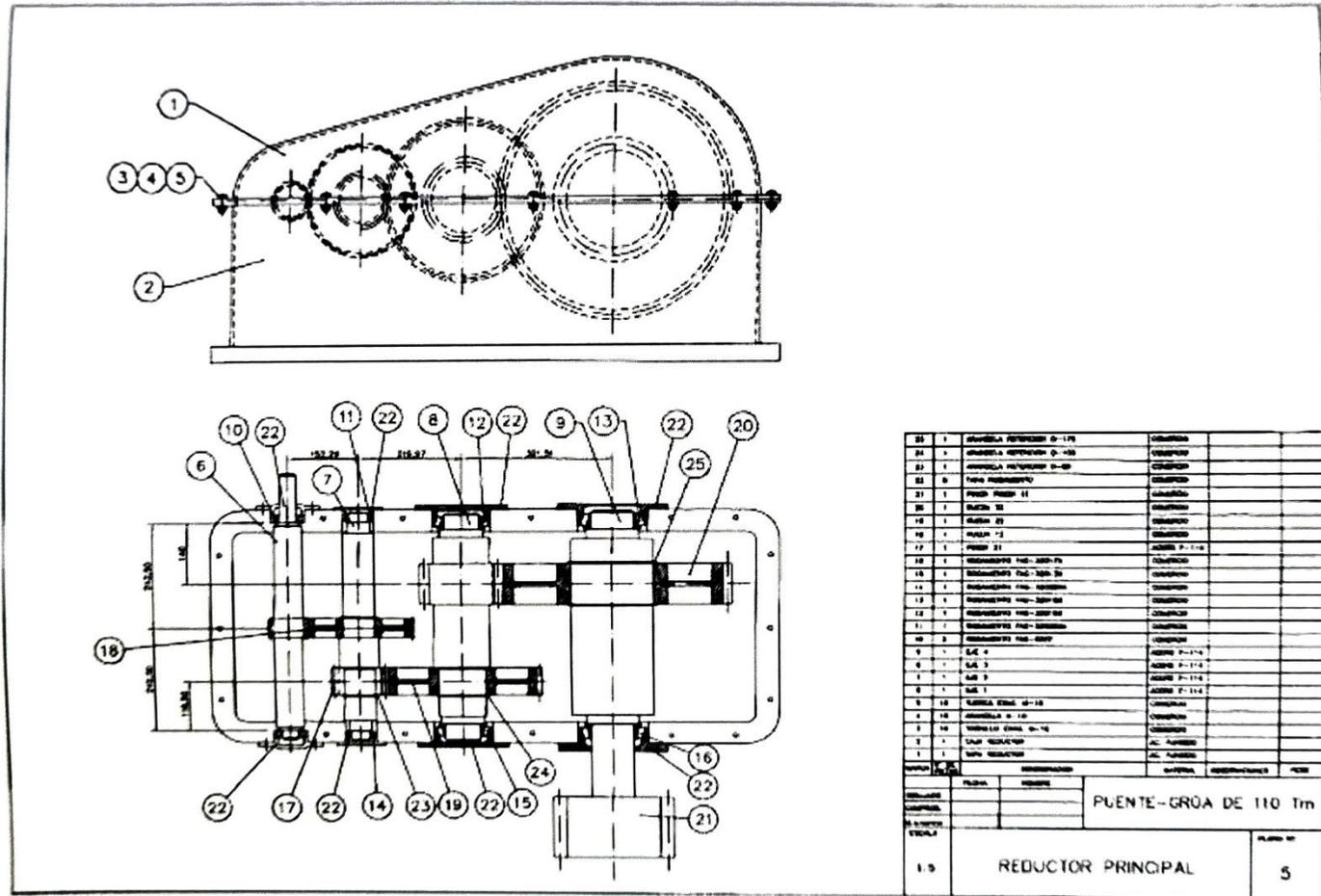
349



Puente-Grúa de 110 Tm

Figura 128. Detalle montaje soporte central. (Rosanes Soto, 2018)

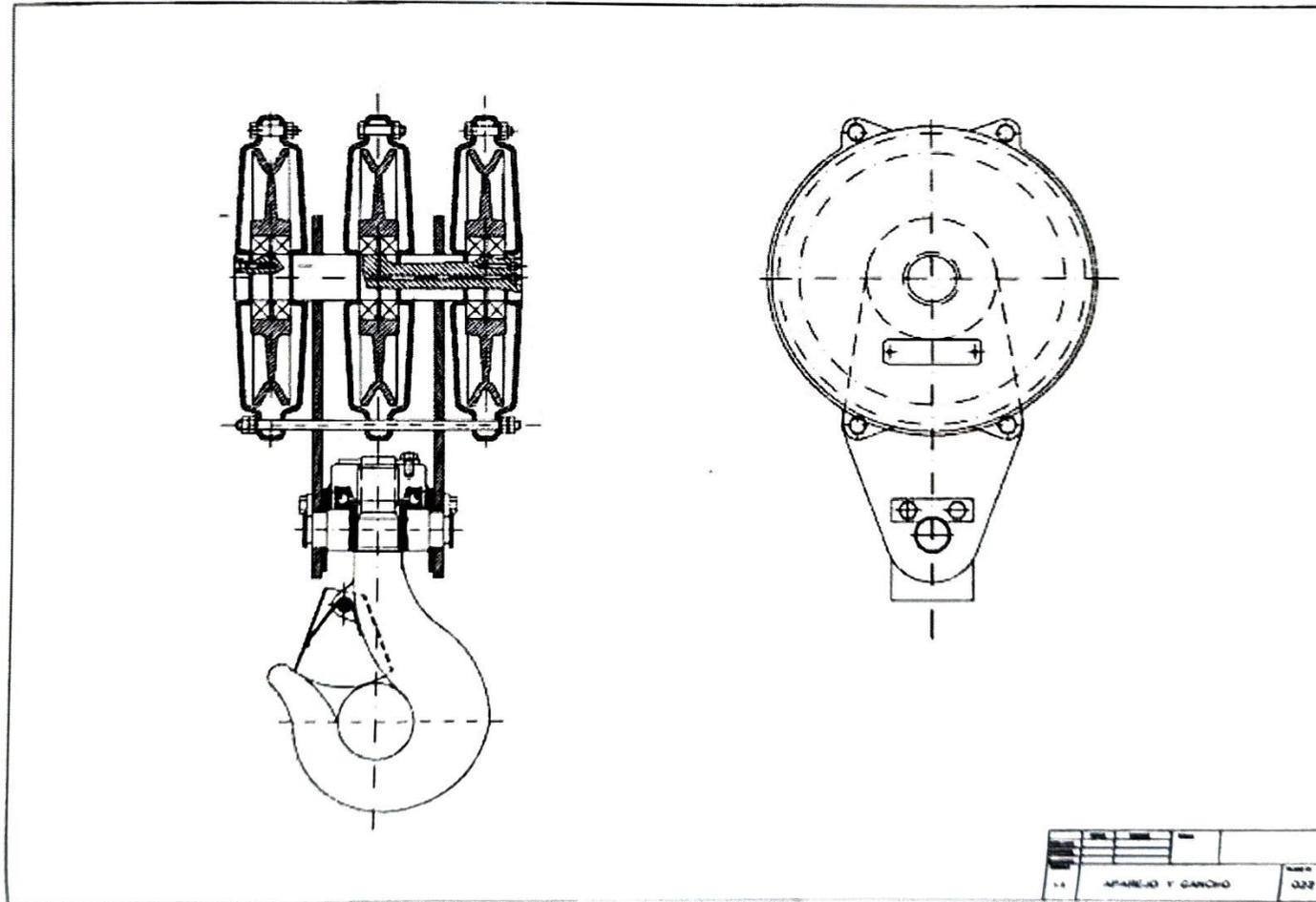
345



Puente-Grúa de 110 TM

Figura 129. Reductor principal. (Rosanes Soto, 2018)

362



Cinco Proyectos de Grúas y Puentes-Grúas

Figura 130. Aparejo y gancho. (Rosanes Soto, 2018)



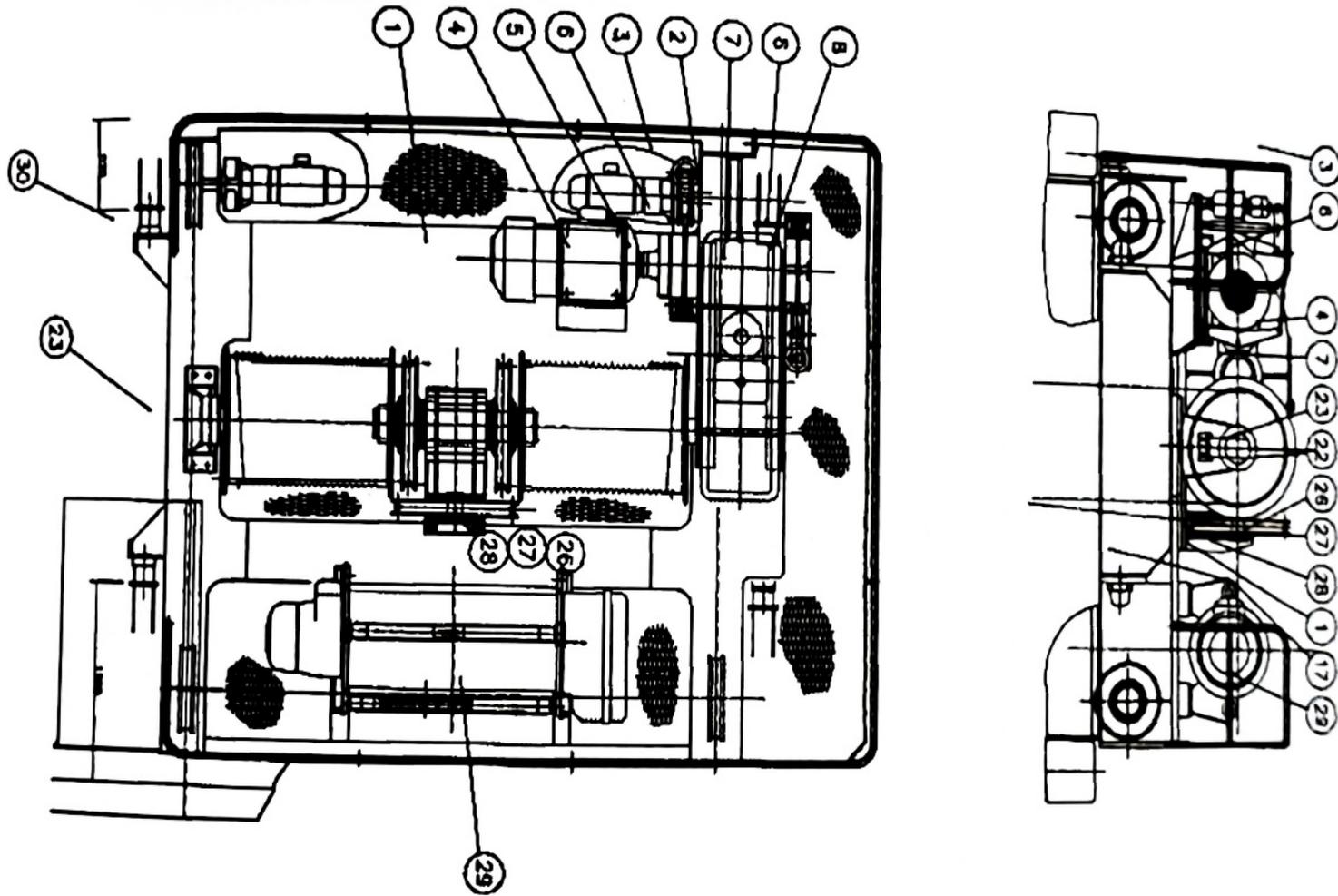


Figura 132. Detalle carro. (Rosanes Soto, 2018)

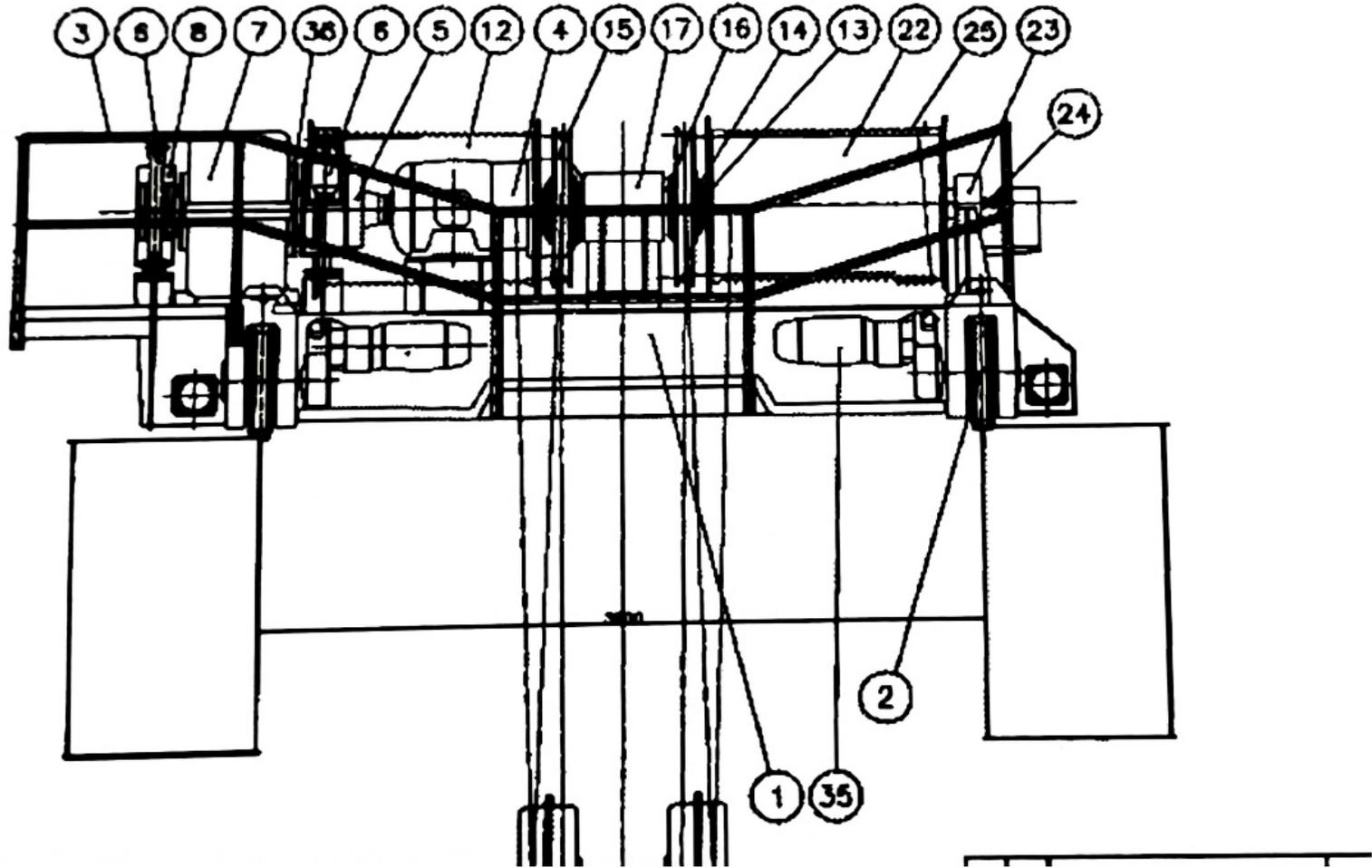


Figura 133. Detalle carro 2. (Rosanes Soto, 2018)



## REFERENCIAS

- Abasolo, M., Navalpotro, S., Iriondo, E., & Corral, J. (s. f.). *Tema 10. Cálculo del módulo de engranejes rectos*. Universidad Del País Vasco.
- Acero 16MnCr5- Acero para cementar. (s. f.). Recuperado 20 de junio de 2022, a partir de [www.ipargama.com](http://www.ipargama.com)
- Asociación Española de Normalización. (1987). *UNE 58-104-87. Aparatos de elevación: Vocabulario. Parte 1- Tipos de aparatos de elevación*.
- Budynas, R. G., & Keith Nisbett, J. (2012). *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley* (9ª Edición). McGraw-Hill.
- Disposición 4477 del BOE núm. 69 de 2021. (2021). <https://www.boe.es>
- Double Boom Shipyard Cranes | Konecranes. (s. f.). Recuperado 30 de mayo de 2022, a partir de <https://www.konecranes.com/double-boom-shipyard-cranes>
- Ernst, H. (1970). *Aparatos de elevación y transporte. Vol. 1, Principios y elementos constructivos* [Book]. Blume.
- Ernst, H., Vieweg, F., & Brunswick, S. (1970). *Aparatos de Elevación y Transporte. Tomo 1. Principios y Elementos Constructivos* (J. Pinto, Ed.; Primera edición). EDITORIAL BLUME.
- Formulario. *Diseño de Máquinas I*. (2022).
- Gantry Cranes | Konecranes. (s. f.). Recuperado 29 de mayo de 2022, a partir de <https://www.konecranes.com/equipment/overhead-cranes/gantry-cranes>
- Grua Liebherr LR1600-2 + Derrick, Nzg 843 escala 1/50. (s. f.). Recuperado 29 de mayo de 2022, a partir de <https://www.modelmotor.es/Grua-Liebherr-LR1600-2-%2B-Derrick%2C-Nzg-Modelle-843-escala-150-a99~843.html>
- Grúa telescópica 300 Toneladas Modelo LTM 1300-6.2 | PH Contractor inc. (s. f.). Recuperado 29 de mayo de 2022, a partir de <https://phcontractor.com/grua-telescopica-300-toneladas-modelo-ltm-1300-6-2/>
- Grúas puente birraíles ZLK. ABUS. (s. f.).
- Lamadrid Martínez, A., & Corral Saiz, A. (1969). *Cinemática y Dinámica de Máquinas* (3ª Edición).
- Mott, R. L. (2006). *Diseño de elementos de máquinas* (4ª ed.) [Book]. Pearson Educación.
- Polipastos eléctricos de cable ABUS. (s. f.). Recuperado 23 de mayo de 2022, a partir de <https://www.abuscranes.com/hoists>
- Reductores de velocidad. Tipos Tandem. RALPE. (s. f.). Recuperado 24 de mayo de 2022, a partir de [www.ralpe.net](http://www.ralpe.net)
- NTP 736: Grúas tipo puente (I): generalidades, Pub. L. No. NTP 736.
- Rosanes Soto, J. (2018). *5 Proyectos de Grúas y Puentes Grúa* (1ª Edición). BELLISCO.
- Shapiro, L. K. (2010). *Cranes and Derricks, Fourth Edition* (4th Edition). Mc Graw Hill.

*SM open winch crane | Konecranes.* (s. f.). Recuperado 29 de mayo de 2022, a partir de <https://www.konecranes.com/equipment/overhead-cranes/open-winch-cranes/sm-open-winch-crane>

*Steelbro Sidelifter Services - Transquip Services Adelaide.* (s. f.). Recuperado 29 de mayo de 2022, a partir de <https://www.transquipservices.com.au/steelbro-sidelifter-services>

VORNBÄUMEN. (2021). *Special wire ropes.* SERCABLES. [www.sercables.com](http://www.sercables.com)

## INDICE DE TABLAS

Tabla 1. Características de diseño.....	10
Tabla 2. Clasificación de los diferentes tipos de máquinas (DIN 4130) .....	13
Tabla 3. Coeficientes c y k en función del Grupo de elevación. (DIN 4130) .....	13
Tabla 4. Rodamientos del reductor de velocidad.....	20
Tabla 5. Dimensiones de las poleas .....	30
Tabla 6. Nombre de los sólidos en ADAMS .....	41
Tabla 7. Uniones entre los sólidos en ADAMS .....	42
Tabla 8. Datos de los ejes de la caja reductora de velocidad. ....	46
Tabla 9. Datos de los rodamientos del eje de entrada.....	49
Tabla 10. Datos de las poleas. (Fuente: Propia) .....	59
Tabla 11. Orden de enrollamiento del cable. (Fuente: Propia) .....	59
Tabla 12. Fuerzas de compensación en el anclaje izquierdo.....	64
Tabla 13. Movimientos empleados para el Estado 1.....	71
Tabla 14. Movimientos empleados para el Estado 2.....	71
Tabla 15. Módulos normalizados.(Budynas & Keith Nisbett, 2012) .....	92
Tabla 16. Valores de la tensión admisible para el fallo por rotura del diente. (Abasolo, s.f.).....	92
Tabla 17. Valores del factor de forma de Lewis Y. (Abasolo, s.f.).....	93
Tabla 18. Cuadro de valores del reductor de velocidad .....	95



***DOCUMENTO II:***

*PLIEGO DE CONDICIONES Y PRESUPUESTO*



**INDICE**

1. INTRODUCCIÓN .....	5
2. PLIEGO DE CONDICIONES .....	6
2.1. Hardware necesario .....	6
2.2. Software empleado .....	6
3. PRESUPUESTO .....	7
3.1. Tiempo de ejecución .....	7
3.2. Estructura del trabajo .....	7
3.3. Recursos empleado .....	8
3.4. Costes .....	8
3.5. Obtención de precios descompuestos .....	12



## 1. INTRODUCCIÓN

En el presente documento se exhiben los requisitos generales para llevar a cabo el proyecto “Modelado y Simulación dinámica de un puente grúa de 110 toneladas” Para la realización de este se ha hecho uso de programas informáticos para el modelado, la simulación dinámica y un procesador de texto para la creación del informe. Para garantizar el buen desarrollo del proyecto se cuenta con hardware capaz de realizar las distintas tareas que sean requeridas con fluidez.

Por último, realiza un presupuesto aproximado para llevar a cabo el proyecto. Para el cálculo de dicho presupuesto se consideran aquellos factores que inciden en la obtención del resultado final como el caso de la mano de obra, los recursos necesarios y el tiempo de ejecución. Previo a la obtención de los costes se describe el tiempo de ejecución, la estructura del trabajo y los recursos empleados para así dar paso a la obtención del presupuesto total

## 2. PLIEGO DE CONDICIONES

### 2.1. Hardware necesario

Se dispone de un ordenador que cumpla con los siguientes requisitos mínimos correspondientes a los exigidos por el software *Autodesk Inventor 2022*:

- CPU: 2,5 GHz o superior.
- Memoria: 16 GB de RAM para ensamblajes de menos de 500 piezas.
- Espacio en disco: 40 GB.
- Gráficos: 1GB de GPU con 29 GB/s de ancho de banda y compatibilidad con DirectX11.
- Resolución de pantalla: 1280 x 1024.

### 2.2. Software empleado

Se ha empleado el escritorio virtual de la Universidad Politécnica de Valencia en donde se encuentran los softwares *Autodesk Inventor 2022* y *MSC ADAMS View*. En *Inventor* se ha diseñado el puente grúa además de gran parte del ensamblaje. La simulación dinámica se ha llevado a cabo en *ADAMS*, en él se ha dotado de movimiento a la grúa y analizar las fuerzas y el movimiento de la grúa. Para la redacción del proyecto se emplea el procesador de texto *Microsoft Word 2022* con la licencia de estudiante de la universidad y el programa *Adobe Acrobat* para el montaje del trabajo, para ello se ha adquirido una licencia.

### 3. PRESUPUESTO

El objetivo principal de esta sección es la realización de un presupuesto aproximado para llevar a cabo el proyecto. Para el cálculo de dicho presupuesto se consideran aquellos factores que inciden en la obtención del resultado final como el caso de la mano de obra, los recursos necesarios y el tiempo de ejecución. Previo a la obtención de los costes se describe el tiempo de ejecución, la estructura del trabajo y los recursos empleados:

#### 3.1. Tiempo de ejecución

Se prevé realizar el proyecto en 450 horas con una jornada laboral de 8 horas de lunes a viernes. Así pues, se estiman necesarias 12 semanas laborales (60 días) pertenecientes al segundo semestre del curso 2021/22.

En la subsección siguiente se desglosa el tiempo empleado en cada parte del proyecto.

#### 3.2. Estructura del trabajo

- Recopilación de información

Previo al diseño y modelado del puente grúa se ha consultado y recopilado información respecto a estos ya sea en forma de libros y folletos como de trabajos realizados previamente, se hizo uso de la plataforma PoliBuscador de la Universidad Politécnica de Valencia y la herramienta Mendeley para recoger y clasificar toda la información obtenida. Para ello se emplearon 30 horas de trabajo.

- Diseño y simulación del puente grúa

Se divide el trabajo en las siguientes partes:

- Modelado de las partes del puente grúa usando el software *Autodesk Inventor Pro 2022* (100 horas de trabajo).
- Simulación dinámica de la grúa empleando el programa *ADAMS View* (225 horas de trabajo).
- Generación de planos en el entorno de dibujos del programa *Autodesk Inventor Pro 2022* (50 horas de trabajo).

- Redacción del proyecto

Se emplearon 75 horas para elaborar un documento en el que se describe de forma general el procedimiento seguido para modelar y simular el puente grúa haciendo énfasis en lo que se ha considerado relevante. El software empleado para esta labor es el *Microsoft Word 2022* incluido en el servicio *Microsoft 365*.

El montaje del documento final se realiza en el software *Adobe Acrobat Pro DC*.

### 3.3. Recursos empleado

En este apartado se enumeran los dispositivos y programas empleados para la realización del trabajo.

- Hardware:

Se han empleado las siguientes herramientas:

- Ordenador portátil *HP Pavilion x360*.
- Monitor LCD *Philips 246E*.
- Ratón Inalámbrico *Logitech M185*.

- Software:

Se han empleado las licencias de los siguientes programas:

- Autodesk Inventor Pro 2022.
- MSC ADAMS View 2021.
- Microsoft 365.
- Adobe Acrobat DC.

- Otros:

- Tarifa de internet.
- Mobiliario (escritorio, silla, lámpara).
- Alquiler.

### 3.4. Costes

En esta sección se detallan los costes correspondientes a los equipos y software empleados, así como los correspondientes a la mano de obra.

- Costes de hardware:

Se considera que la vida útil de los equipos se corresponde a un periodo de 8 años (coeficiente lineal máximo de 25%). Así, se calcula la amortización diaria como:

$$\text{Amortización diaria (Hardware)} = \frac{\text{precio de compra} * 25\%}{365} \left[ \frac{\text{€}}{\text{día}} \right] \quad (90)$$

### Hardware

ITEM	Vida (Años)	Coeficiente lineal máximo (%)	Costo de equipo	Costo amortización diaria (€/día)
Ordenador portátil HP Pavilion x360	8	25	869,99 €	0,60
Monitor LCD Philips 246E	8	25	129,99 €	0,09
Ratón Inalámbrico Logitech M185	8	25	15,00 €	0,01

- Costes de Software:

Para el software se calcula la amortización diaria como:

$$\text{Amortización diaria (Software)} = \frac{\text{precio de compra}}{365} \left[ \frac{\text{€}}{\text{día}} \right] \quad (91)$$

### Software

ITEM	Coste de licencia anual	Costo amortización diaria (€/día)
Autodesk Inventor Pro 2022	2886,00 €	7,91
MSC ADAMS View 2021	2000,00 €	5,48
Microsoft 365	72,00 €	0,20
Adobe Acrobat DC	-	-

- Costes adicionales:

Para el mobiliario se considera que la vida útil de cada uno es de 20 años correspondiente a un coeficiente lineal máximo de 10%. Así, la amortización diaria del mobiliario es de:

$$\text{Amortización diaria (mobiliario)} = \frac{\text{precio de compra} * 10\%}{365} \left[ \frac{\text{€}}{\text{día}} \right] \quad (92)$$

Para el alquiler y la tarifa de internet se parte de la premisa de que hay 180 horas laborables en un mes, aproximadamente un 25% del mes.

### COSTES ADICIONALES

ITEM	Vida (años)	Coeficiente lineal máximo (%)	Precio/unidad	Costo amortización diaria (€/día)
Mobiliario	20	10	300,00 €	0,08

ITEM	Horas de uso	% de uso mensual	Costo mensual	Costo de consumo diario
Alquiler	180	25	250,00 €/mes	3,13
Tarifa Internet	180	25	30,00 €/mes	0,34

- Coste de mano de obra:

Para calcular el coste de mano de obra se considera: el salario bruto anual y la cotización a la seguridad social:

$$\text{Coste de mano de obra} = \text{Sueldo bruto} + \text{Cotización SS} \quad (93)$$

El salario bruto anual correspondiente a un Ingeniero con menos de dos años de experiencia (Ingeniero Junior) es de 25195,52€, en 14 pagos (BOE, 2021). Si se considera una jornada laboral de 8 horas de lunes a viernes, el total de horas anuales laborales es de 1800 horas aproximadas, con estos datos se puede obtener el sueldo bruto:

$$\text{Sueldo bruto} = \frac{25195,54 \text{ €}}{1800 \text{ horas}} = 13,99 \text{ €/hora} \quad (94)$$

Al resultado obtenido hay que agregarle lo correspondiente a la cotización a la seguridad social por parte de la empresa, esto se corresponde con un 33,4% del sueldo bruto. El desglose de los costos asociados a la seguridad social es el siguiente: Contingencias comunes (23,6%), prestaciones de desempleo (5,5%), Fondo de garantía salarial (0,2%), Formación profesional (0,6%), Por accidentes de trabajo y enfermedades profesionales (3,5%) según el ministerio de inclusión, seguridad social y migraciones.

$$\text{Cotización SS} = \frac{25195,54 \text{ €}}{1800 \text{ horas}} * 0,334 = 4,68 \text{ €/hora} \quad (95)$$

Se obtiene a continuación, el coste de la mano de obra:

$$\text{Coste de mano de obra} = 13,99 \text{ €} + 4,68 \text{ €} = 18,67 \text{ €/hora} \quad (96)$$

### 3.5. Obtención de precios descompuestos

La siguiente tabla recopila los costes expuestos anteriormente, cumpliendo con las premisas referentes al tiempo de ejecución.

Nº	ITEM	Precio (€)	Periodo laboral (Unidad)	Total partida (€)
<b>HARDWARE</b>				
1	HP Pavilion x360	0,60	60 días	36,00
2	Monitor LCD Philips 246E	0,09	60 días	5,40
3	Ratón Inalámbrico Logitech M185	0,01	60 días	0,60
<b>SOFTWARE</b>				
4	Licencia de Autodesk Inventor Pro 2022	7,91	60 días	474,60
5	Licencia de MSC ADAMS View 2021	5,48	60 días	328,80
6	Licencia de Microsoft 365	0,20	60 días	12,00
<b>ADICIONAL</b>				
7	Mobiliario	0,08	60 días	4,80
8	Tarifa internet	0,34	60 días	20,40
9	Alquiler	3,13	60 días	187,80
<b>MANO DE OBRA</b>				
10	Ingeniero Mecánico	18,67	450 horas	8401,5
<b>COSTE TOTAL SIN IVA</b>				<b>9471,90 €</b>
21% IVA				1989,10 €
<b>PRESUPUESTO TOTAL</b>				<b>11460,99 €</b>



***DOCUMENTO III:***

*PLANOS*



## PLANOS

En este documento se recogen los planos de todos los componentes diseñados previo a la simulación dinámica de la grúa. Puesto que la finalidad del proyecto no es su fabricación, no se especifican parámetros como los materiales, las tolerancias ni las rugosidades superficiales de los componentes. Cabe mencionar que los planos referentes a los engranajes no siguen la normativa vigente y se han representado mostrando los dientes y representando su diámetro primitivo mediante una circunferencia de línea discontinua.

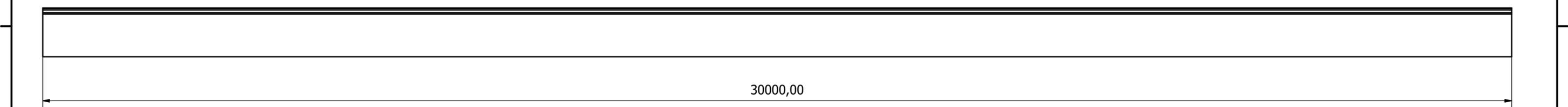
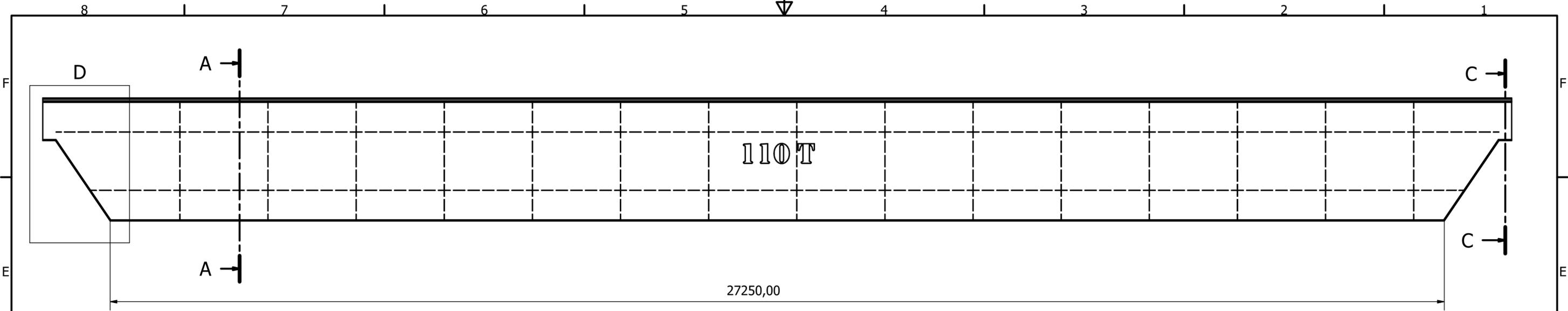
Los planos de las piezas que no se utilizaron en la simulación dinámica del puente y que su propósito fue meramente estético son los siguientes:

- Plano 4: Eje de las ruedas (Viga Testera).
- Plano 9: Gancho principal.
- Plano 27: Carcasa 2.

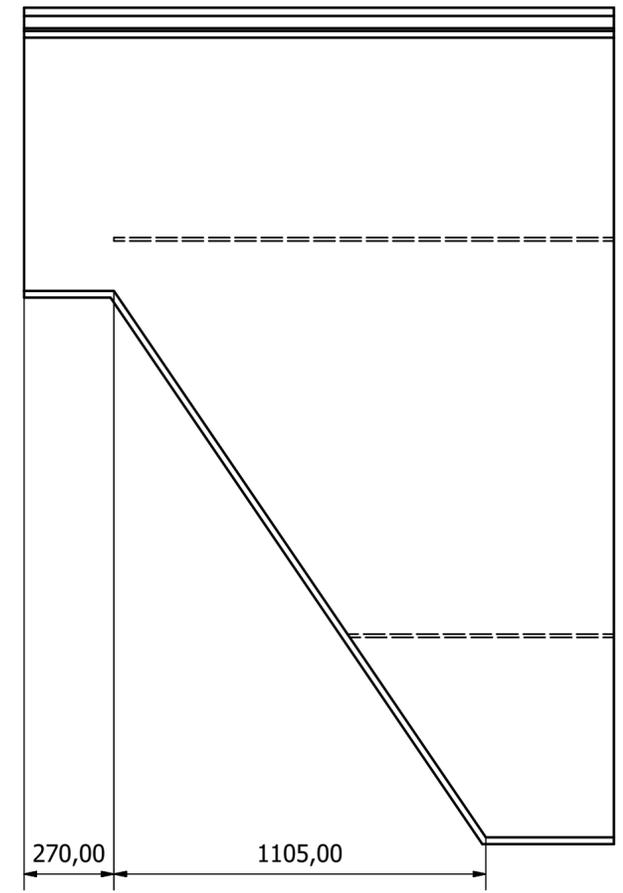
**INDICE DE PLANOS**

<b>PLANO</b>	<b>Nº DE PLANO</b>
Viga principal	1
Viga testera	2
Rueda de la viga testera	3
Eje de las ruedas (Viga testera)	4
Tambor de arrollamiento	5
Tambor de arrollamiento 2	6
Piñón Z41	7
Polea	8
Gancho Principal	9
Soporte del Tambor	10
Viga del carro	11
Viga del carro 2	12
Rueda del carro	13
Eje de las ruedas (Carro)	14
Conjunto de engranajes	15
Reductor de velocidad	16
Eje de entrada	17
Eje 2	18
Eje 3	19
Eje de salida	20
Rueda Z12	21
Piñón Z21	22
Rueda Z22	23

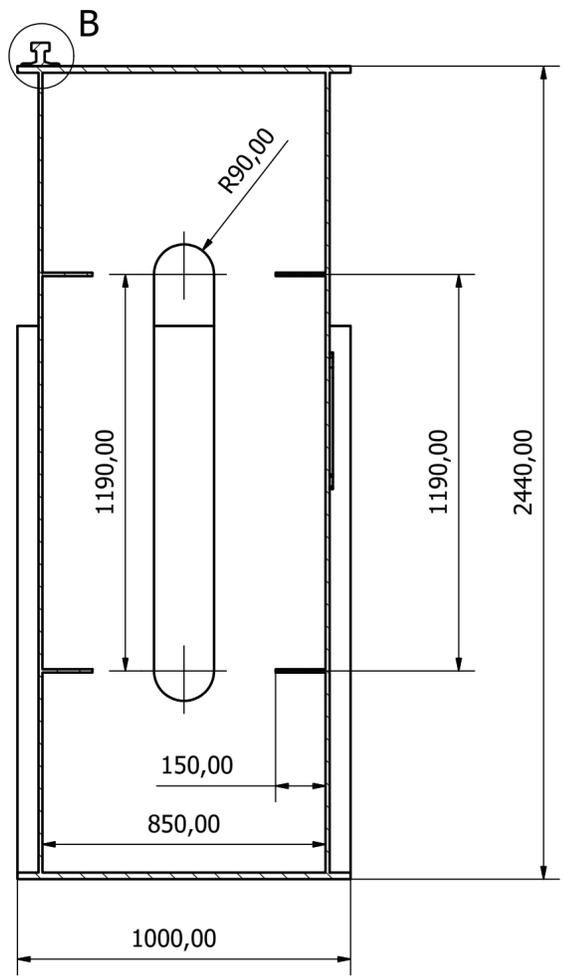
<b>PLANO</b>	<b>Nº DE PLANO</b>
Piñón Z31	24
Rueda Z32	25
Carcasa	26
Carcasa 2	27
Explosionado	28
Ensamblaje del carro	29
Ensamblaje del puente grúa	30
Puente grúa de 110t	31



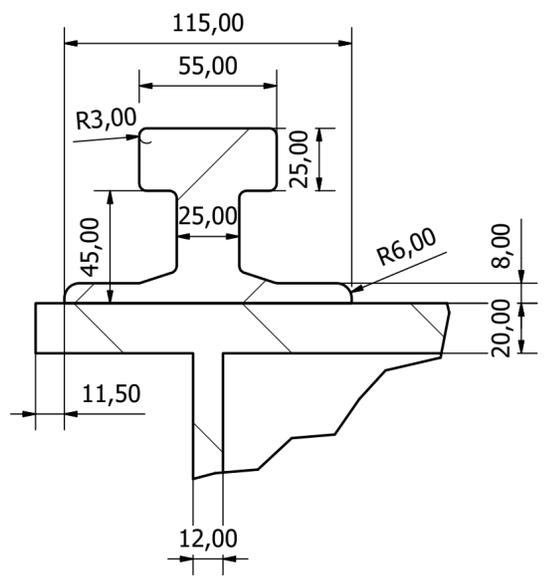
Detalle D  
Escala 1 : 15



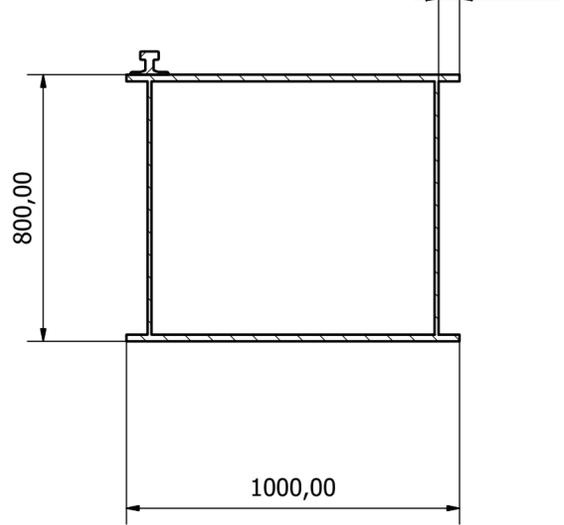
Sección A-A  
Escala 1:15



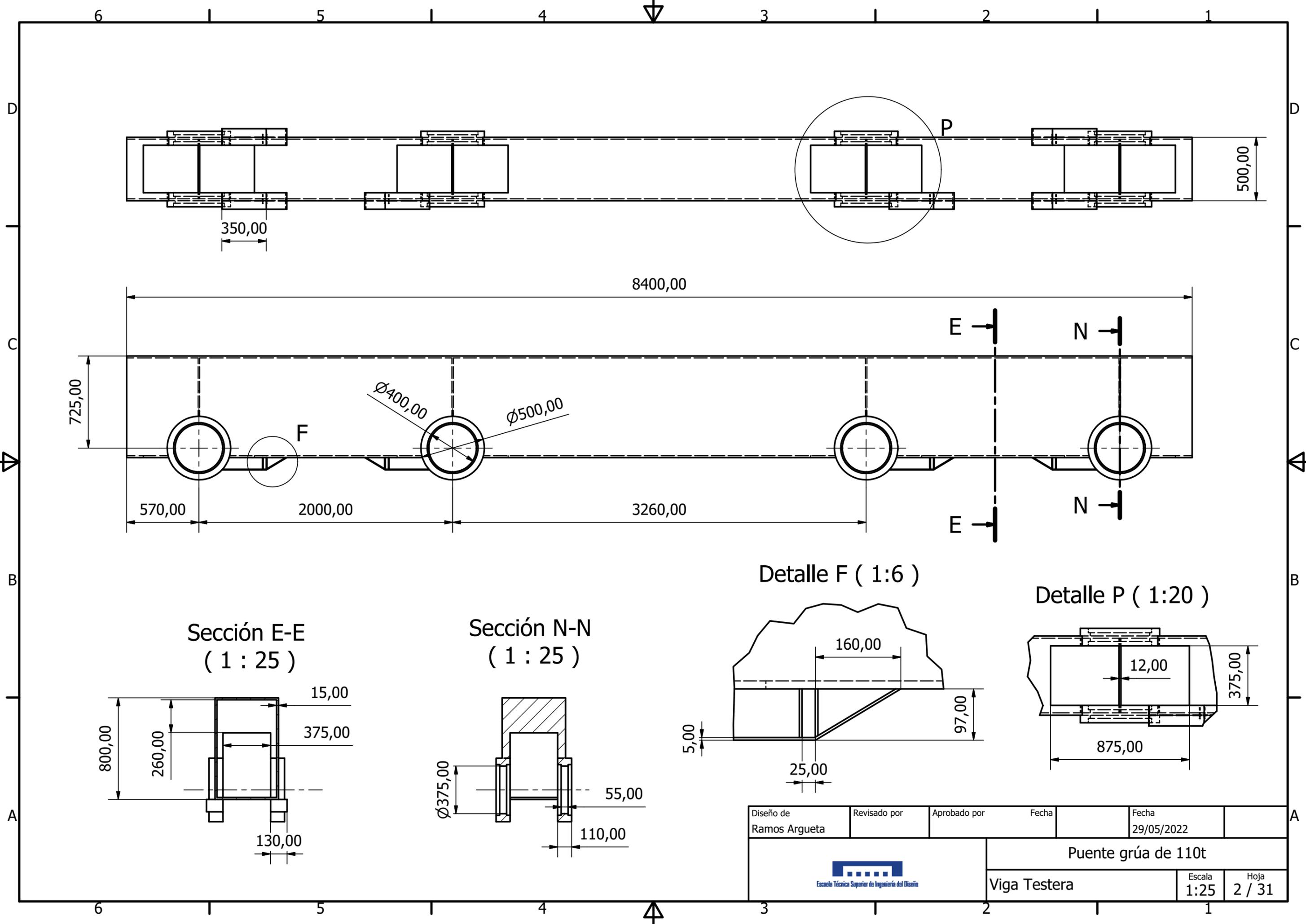
Detalle B  
Escala 1 : 2



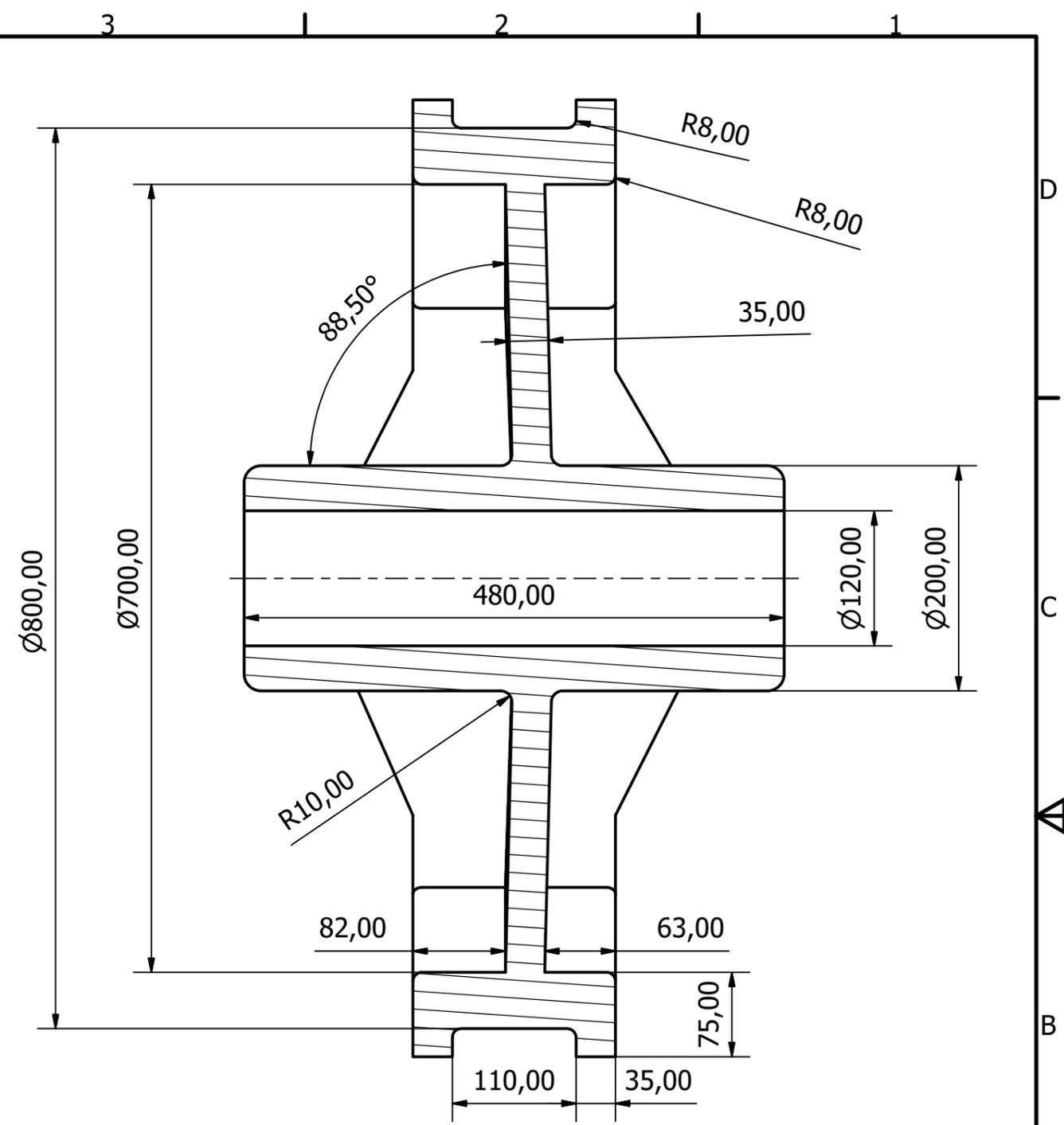
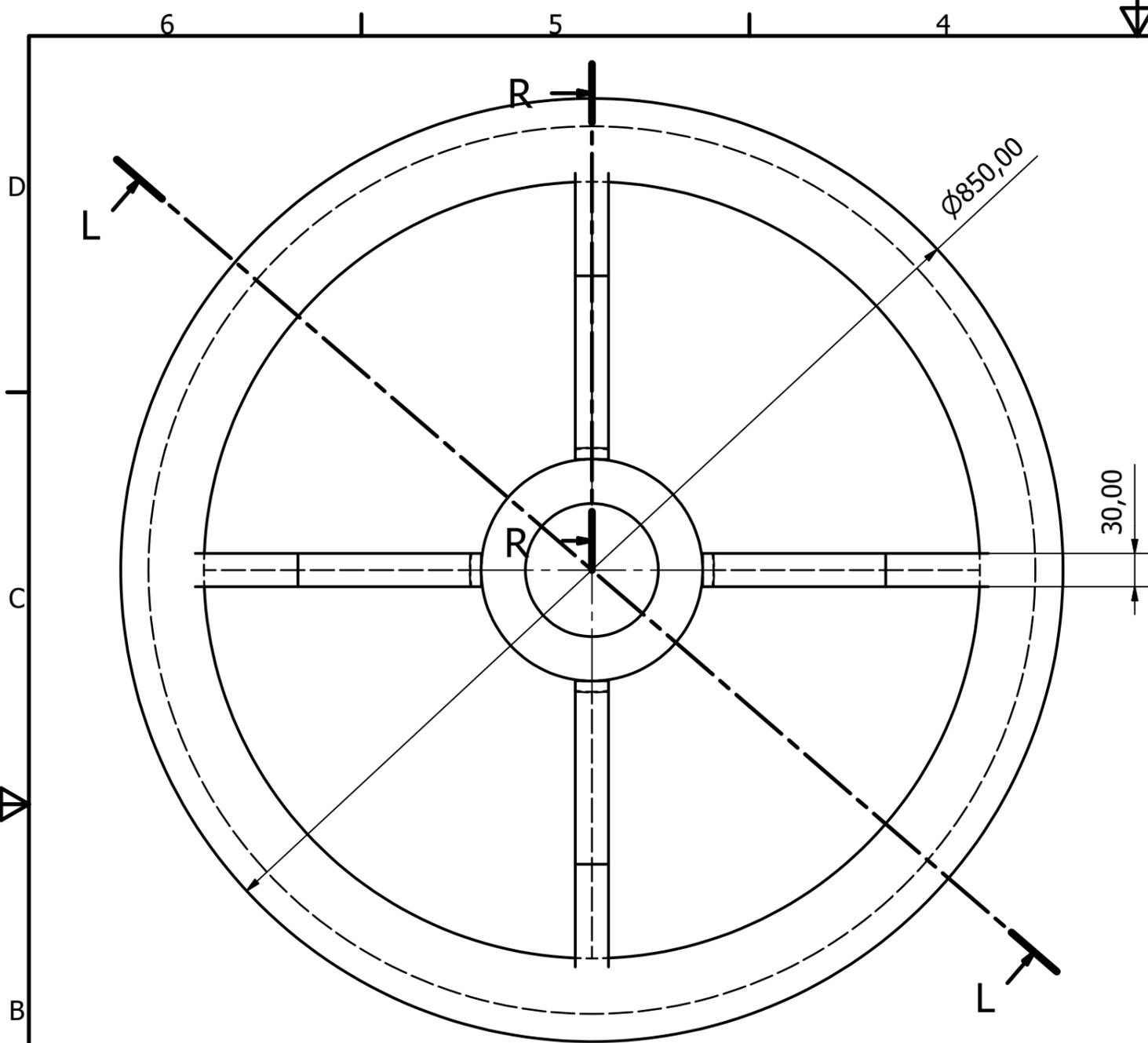
Sección C-C  
Escala 1:15



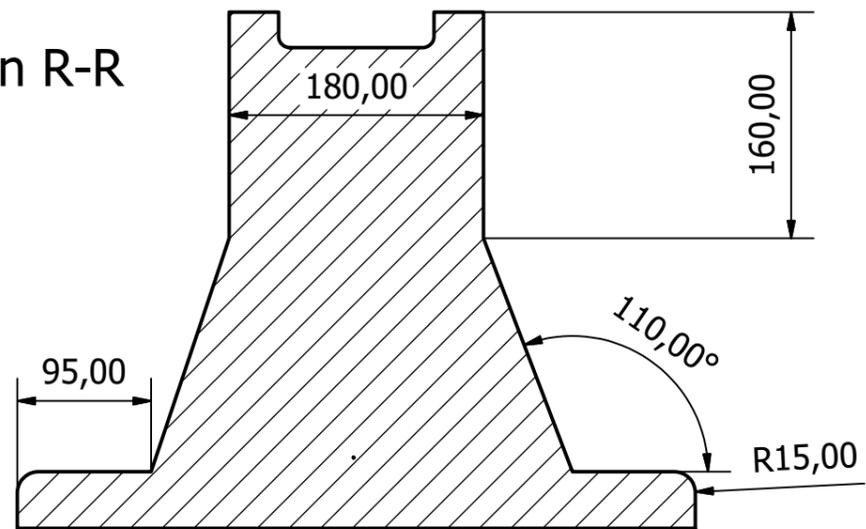
Diseño de Ramos Argueta	Revisado por	Aprobado por	Fecha	Fecha 29/05/2022
			Puente grúa de 110t	
			Viga Principal	Escala 1:55 Hoja 1 / 31



Diseño de Ramos Argueta	Revisado por	Aprobado por	Fecha	Fecha 29/05/2022
 Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño			Puente grúa de 110t	
			Viga Testera	Escala 1:25

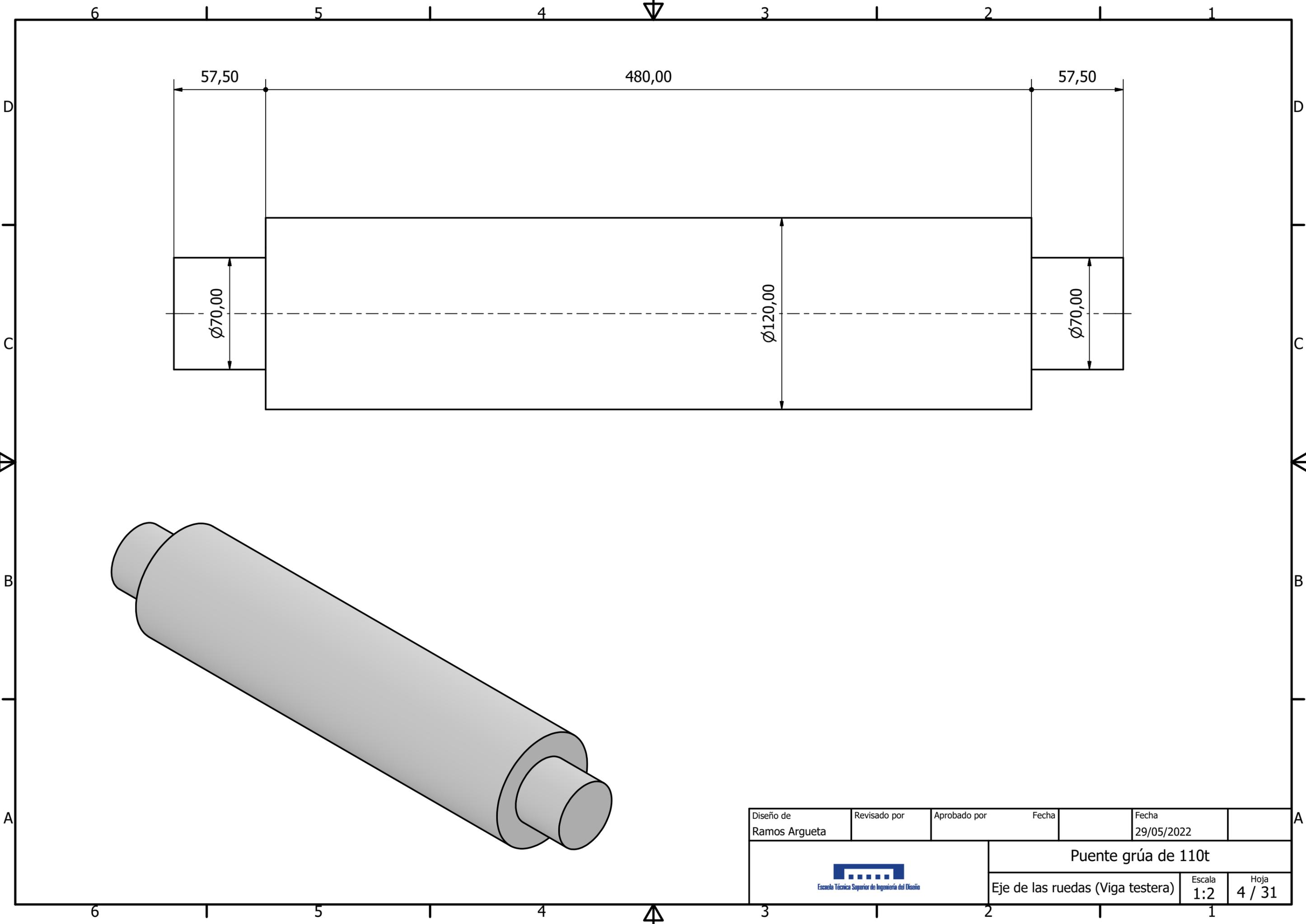


Sección R-R

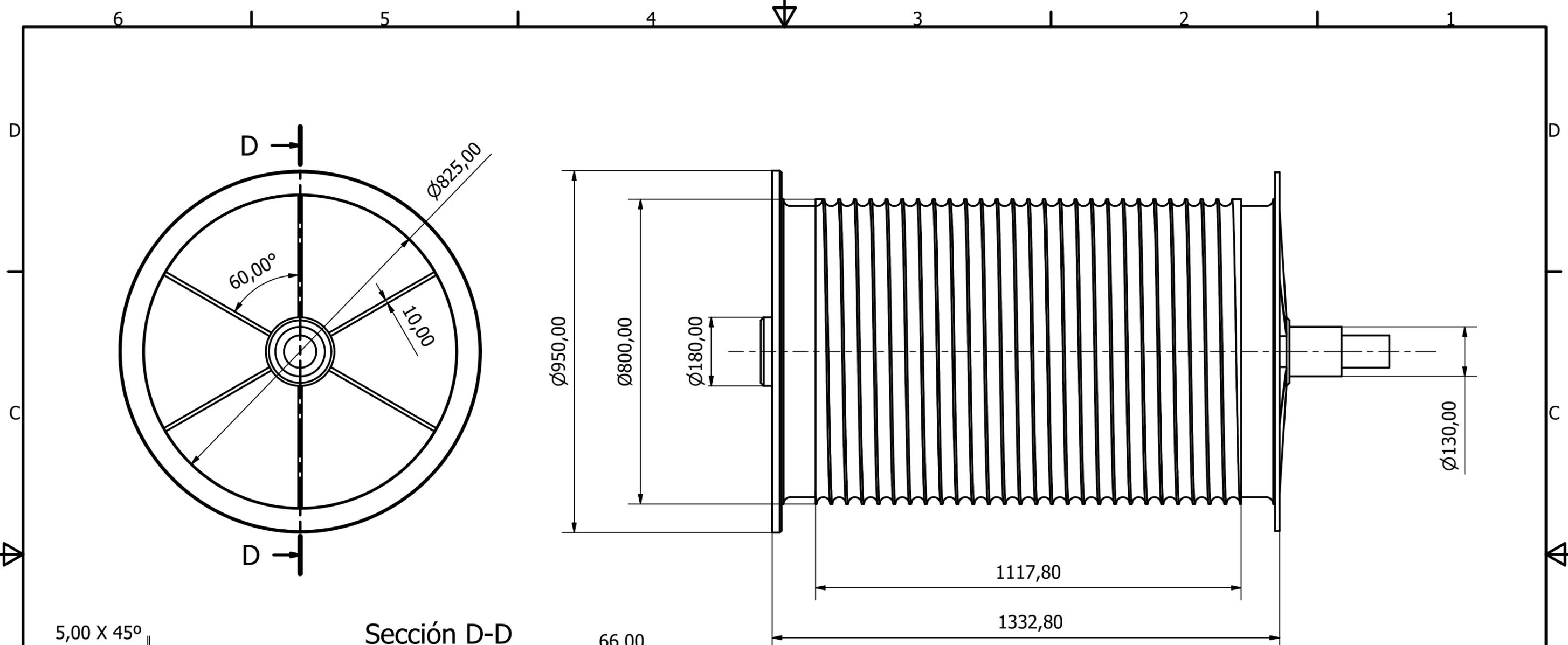


Sección L-L

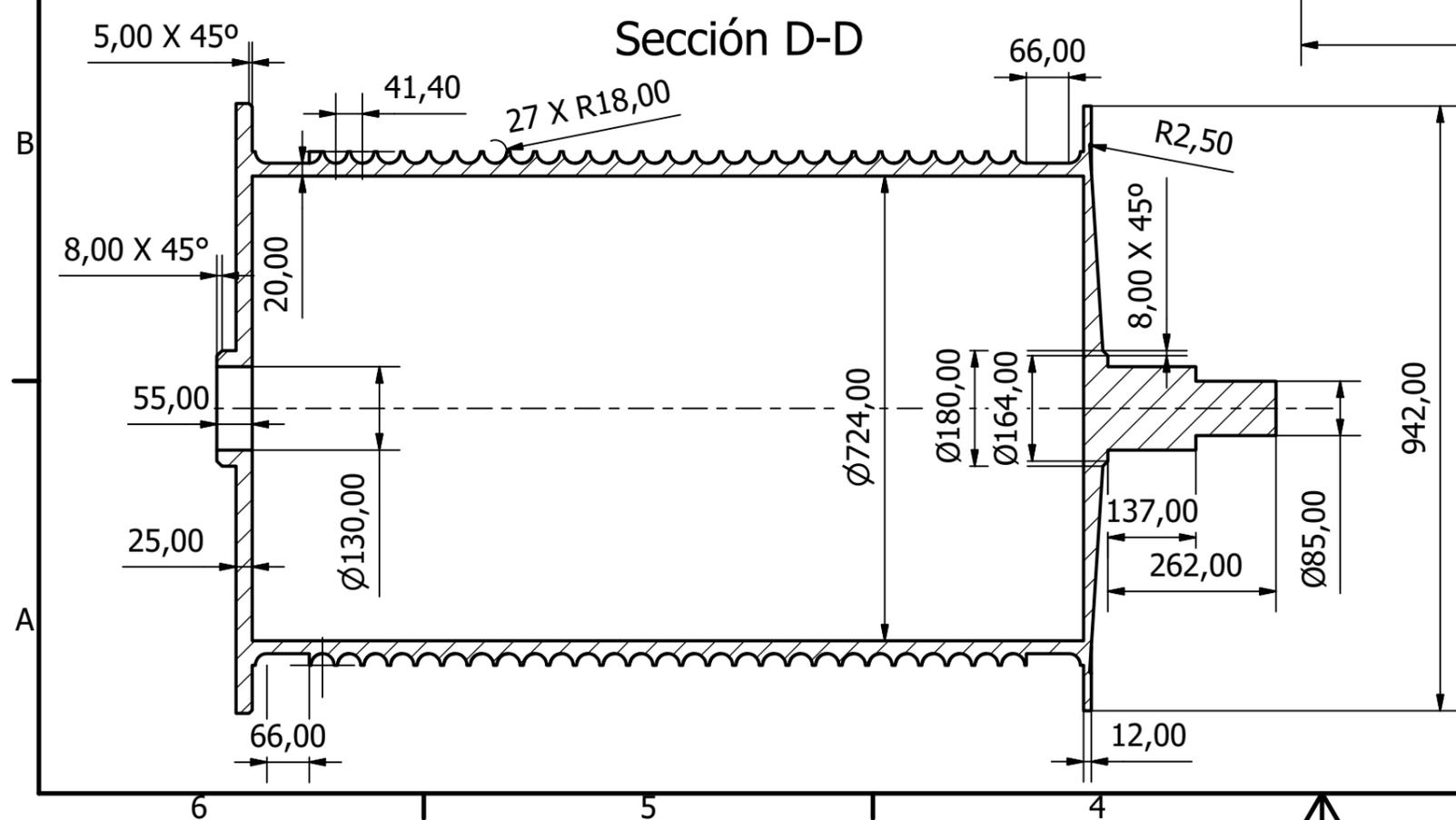
Diseño de Ramos Argueta	Revisado por	Aprobado por	Fecha	Fecha 29/05/2022	
 Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño			Puente grúa de 110t		
			Rueda de la viga testera	Escala 1:5	Hoja 3 / 31



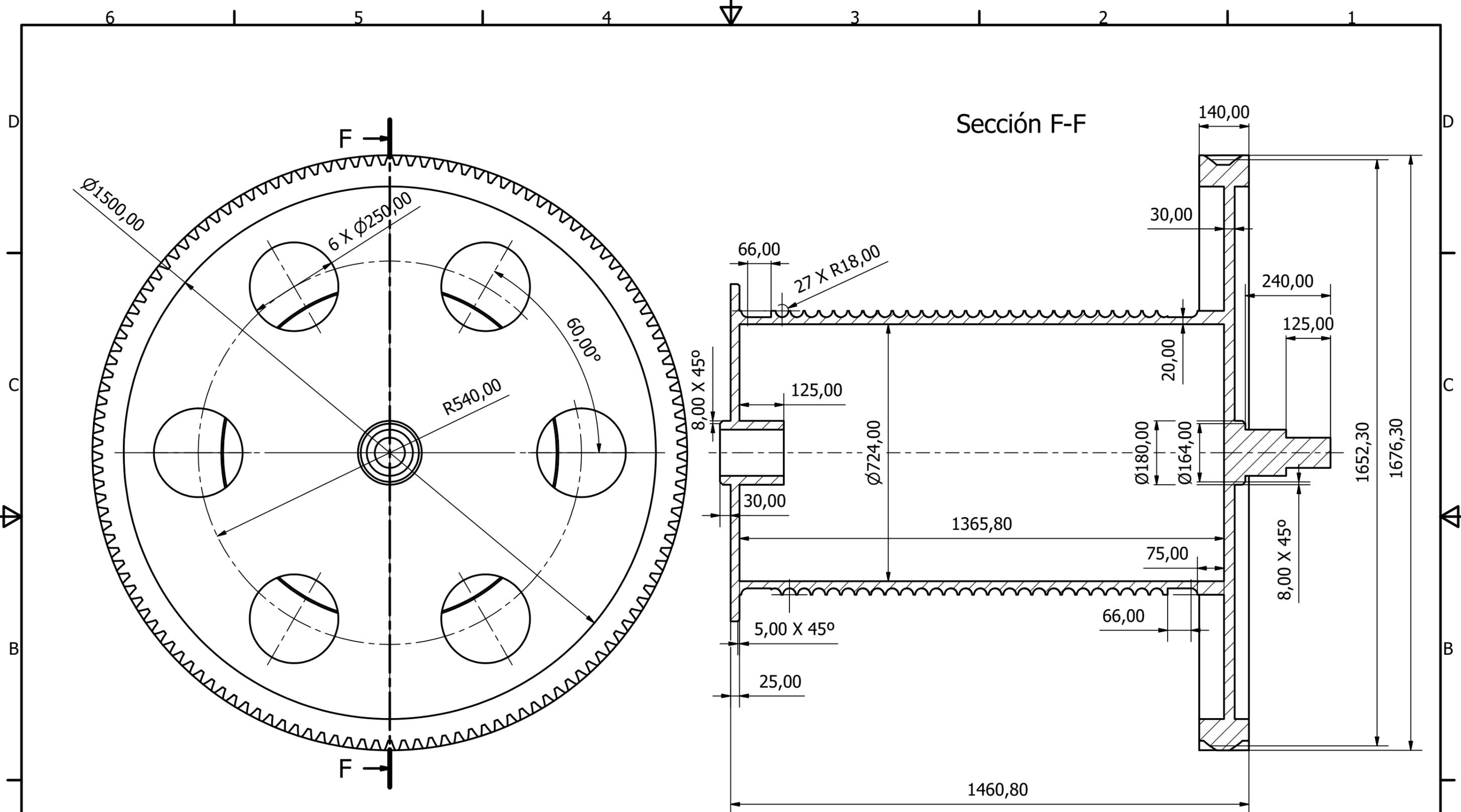
Diseño de Ramos Argueta	Revisado por	Aprobado por	Fecha	Fecha 29/05/2022
		Puente grúa de 110t		
		Eje de las ruedas (Viga testera)	Escala 1:2	Hoja 4 / 31



Sección D-D



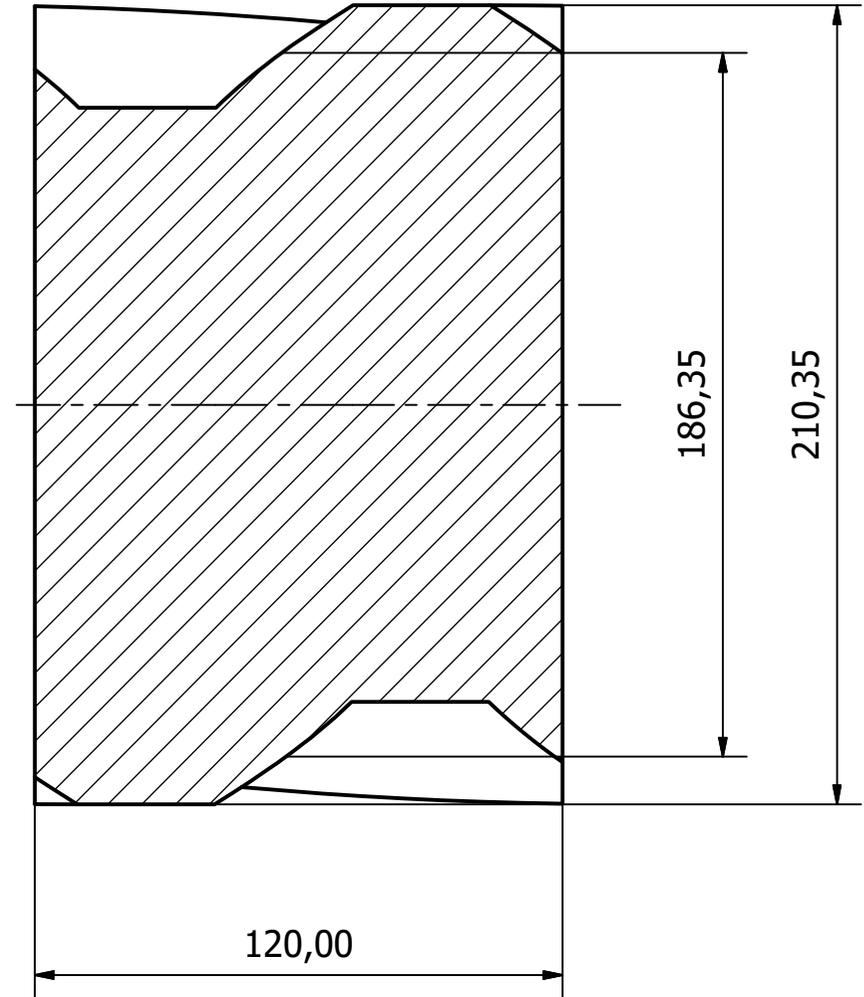
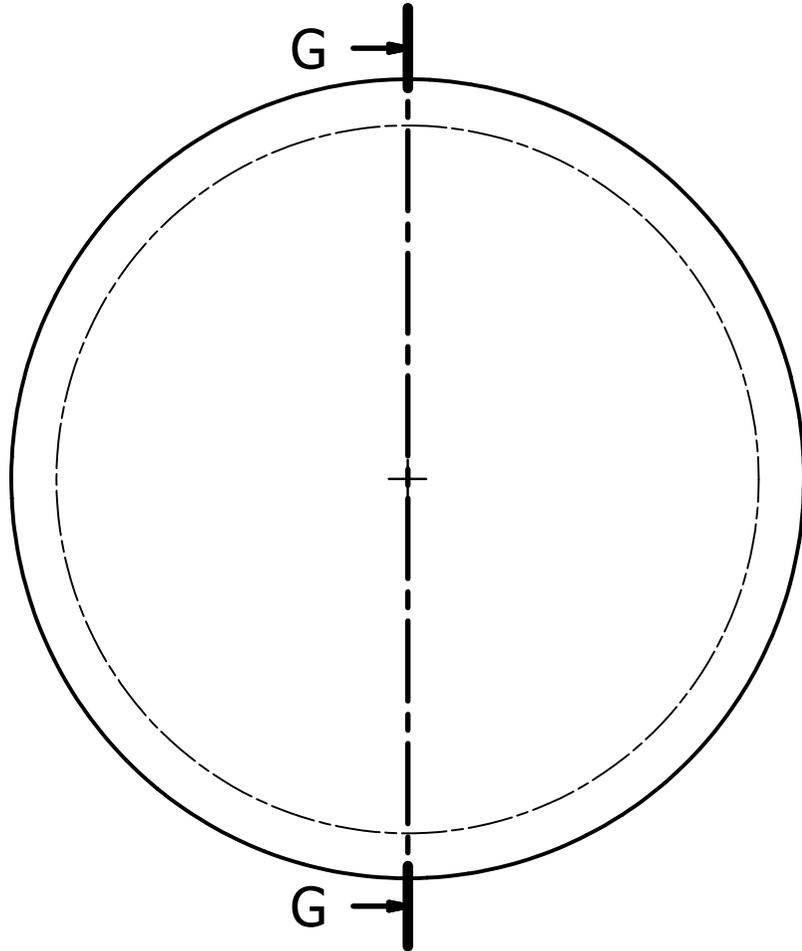
Diseño de Ramos Argueta	Revisado por	Aprobado por	Fecha	Fecha 29/05/2022
			Puente grúa de 110t	
			Tambor de Arrollamiento	Escala 1:10 Hoja 5 / 31



Rueda del Tambor	
Módulo	12 mm
ancho de cara	90 mm
Nº de dientes	133 dientes
Ángulo de presión	20°
Ángulo de hélice	15°
Radio primitivo	826,15 mm
Engranaje conjugado	Piñón Z41

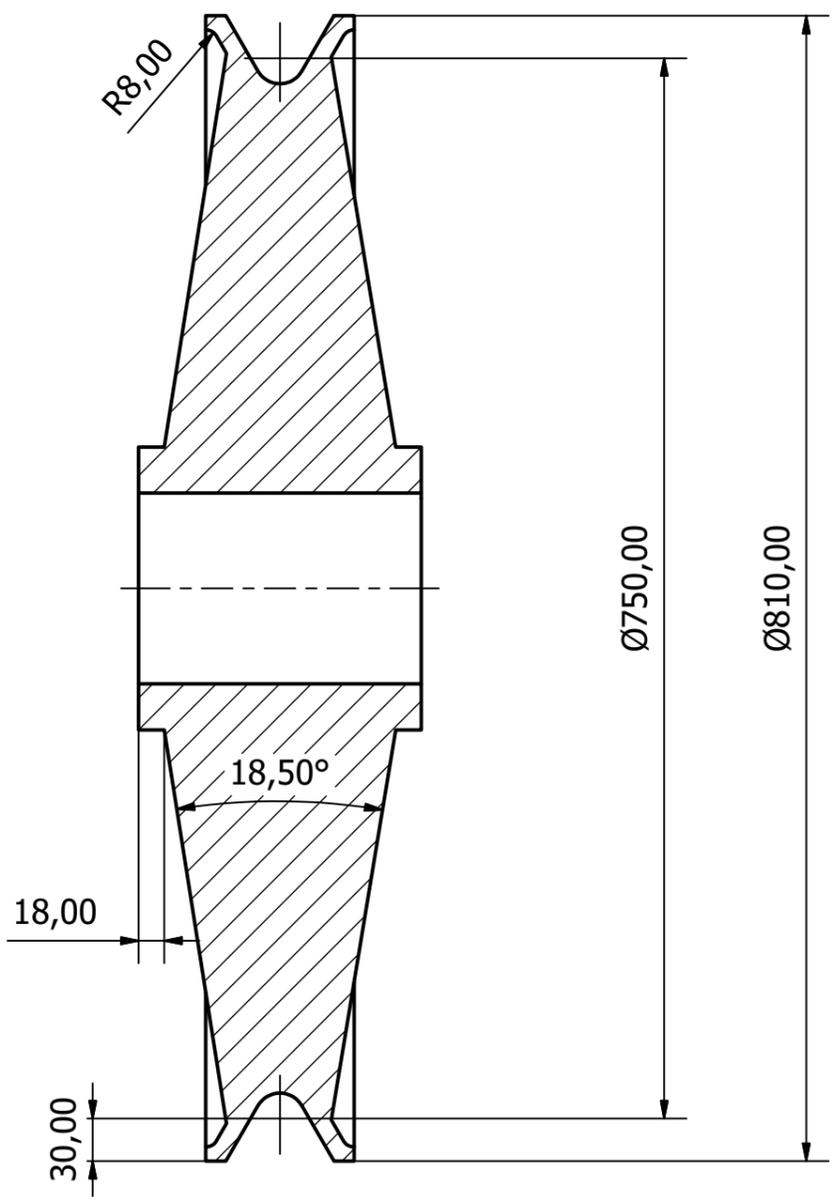
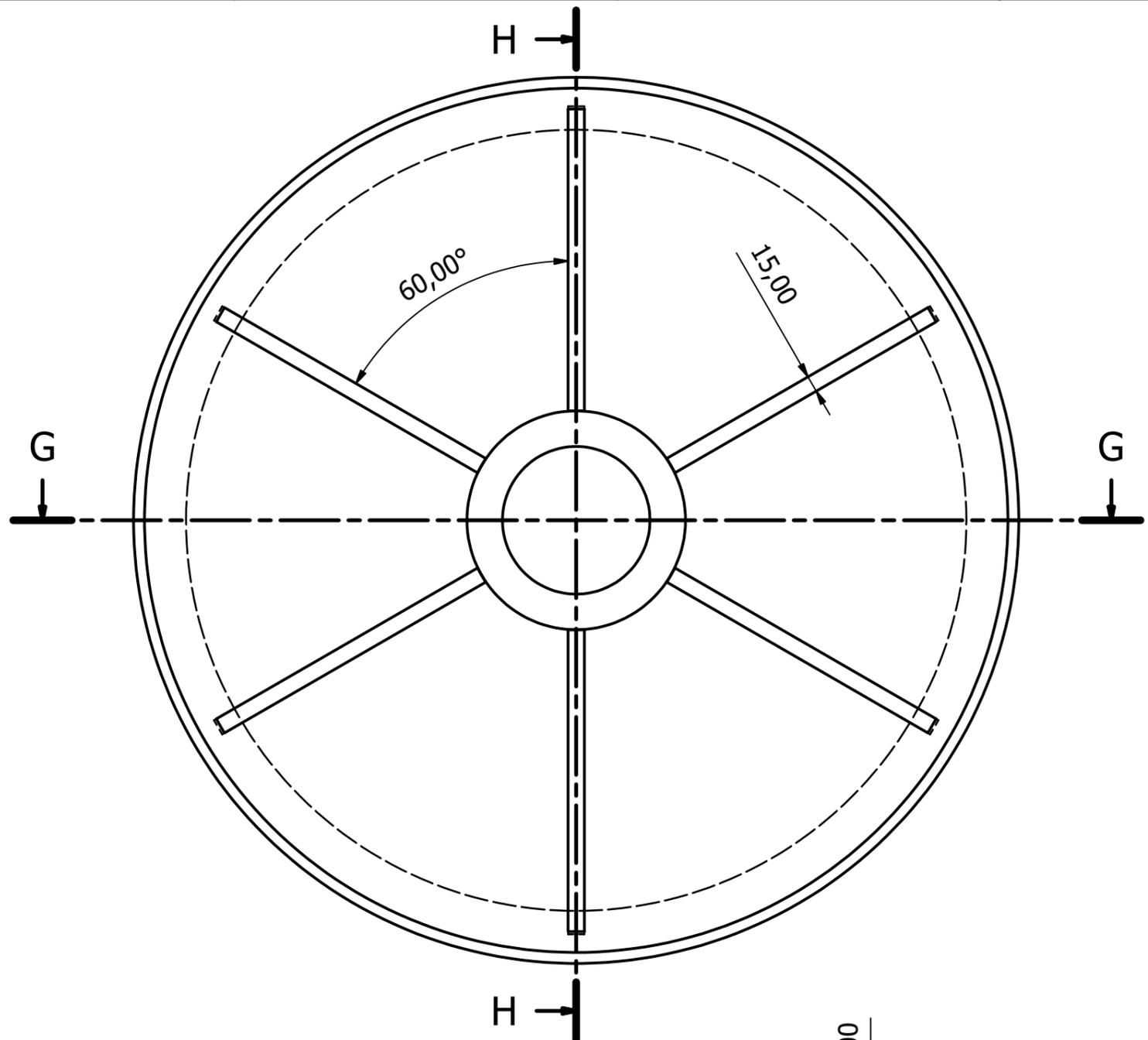
Diseño de Ramos Argueta	Revisado por	Aprobado por	Fecha	Fecha 29/05/2022
			Puente grúa de 110t	
			Tambor de Arrollamiento 2	Escala 1:10

# Sección G-G

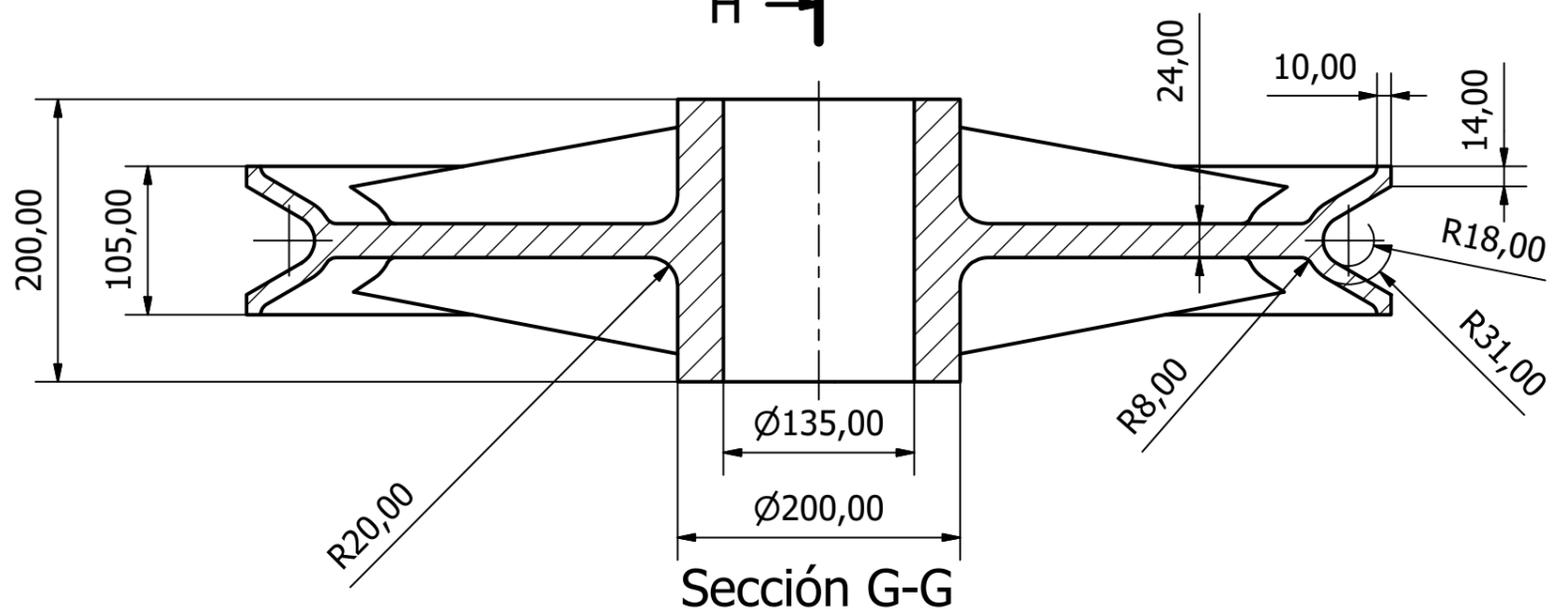


Piñón Z41	
Módulo	12 mm
ancho de cara	120 mm
Nº de dientes	15 dientes
Ángulo de presión	20°
Ángulo de hélice	15°
Radio primitivo	93,175 mm

Diseño de Ramos Argueta	Revisado por	Aprobado por	Fecha	Fecha 29/05/2022
			Puente grúa de 110t	
			Piñón Z41	Escala 1:2

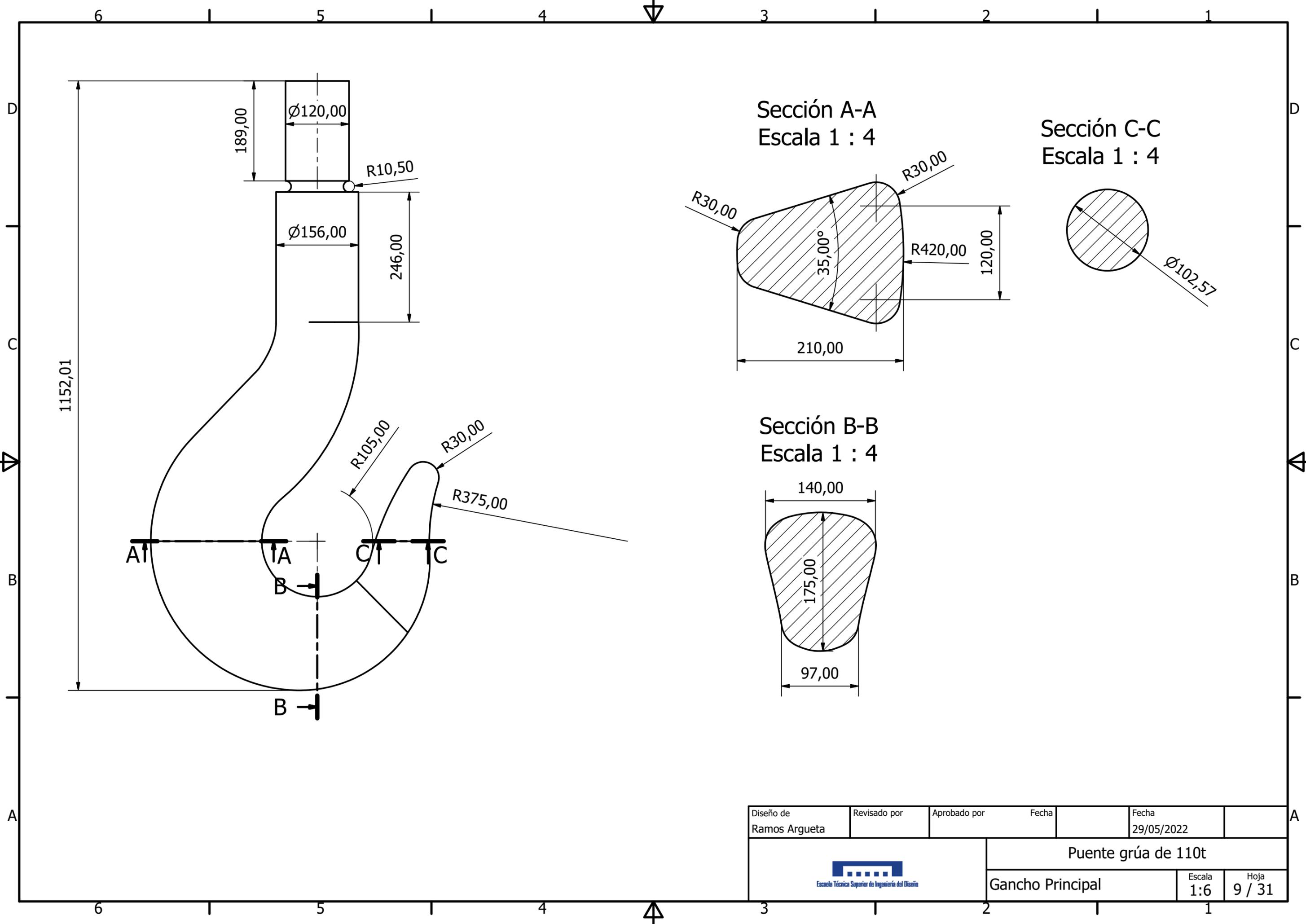


Sección H-H

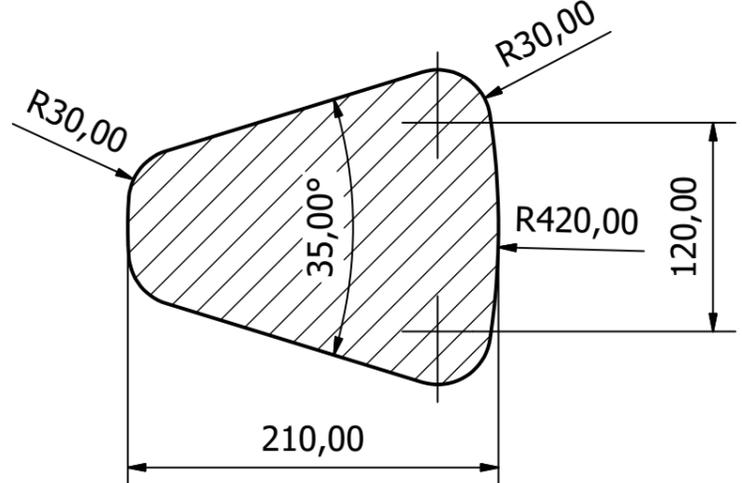


Sección G-G

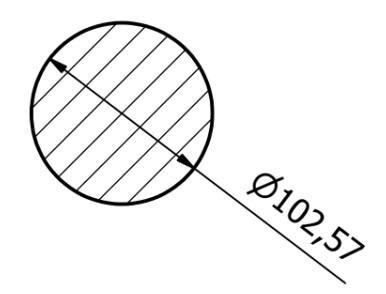
Diseño de Ramos Argueta	Revisado por	Aprobado por	Fecha	Fecha 29/05/2022
			Puente grúa de 110t	
			Polea	Escala 1:5 Hoja 8 / 31



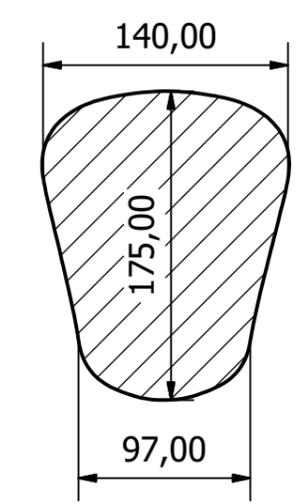
Sección A-A  
Escala 1 : 4



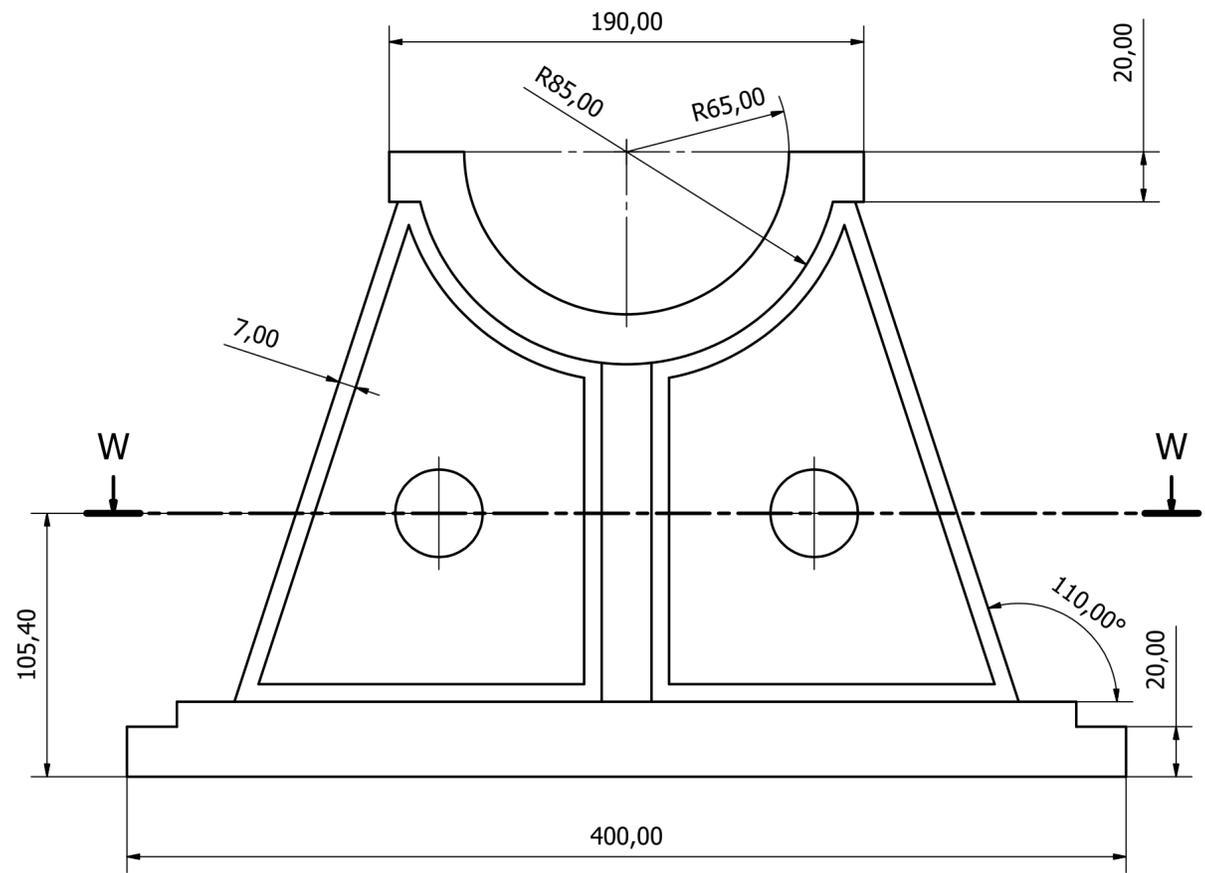
Sección C-C  
Escala 1 : 4



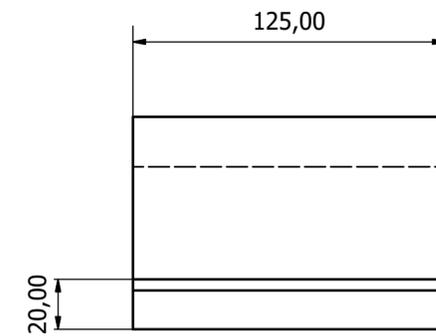
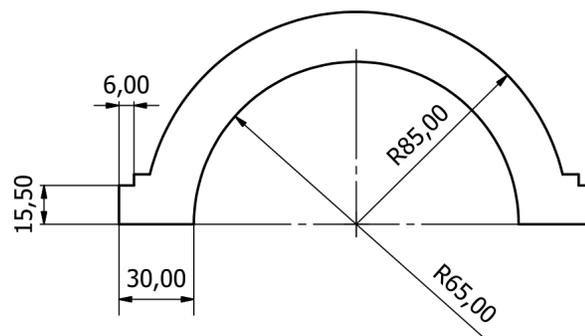
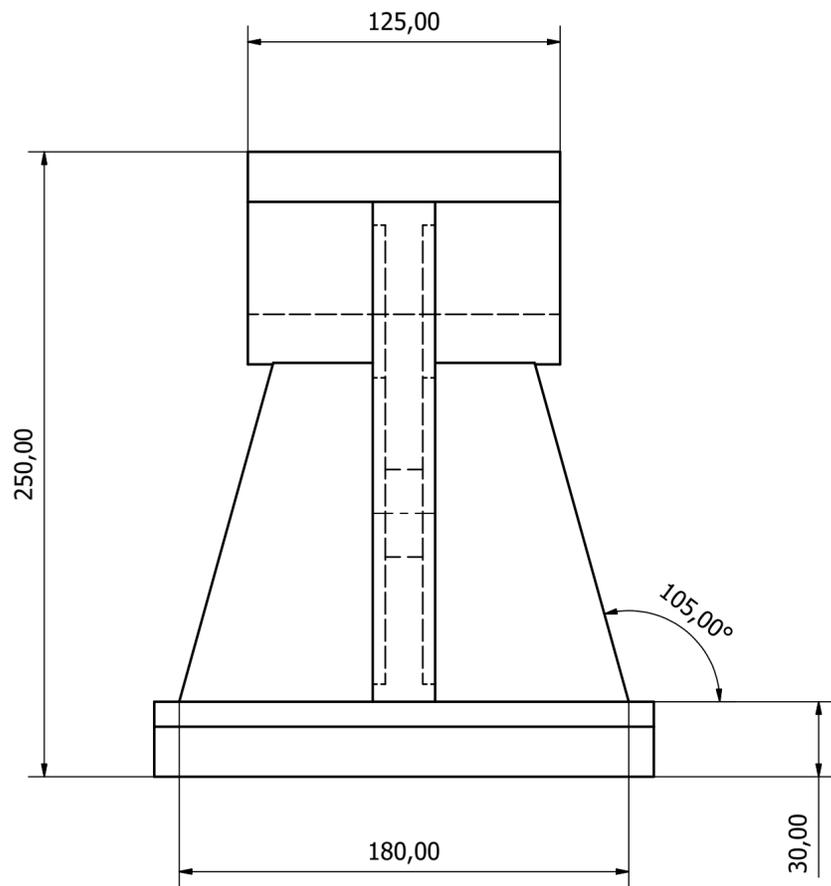
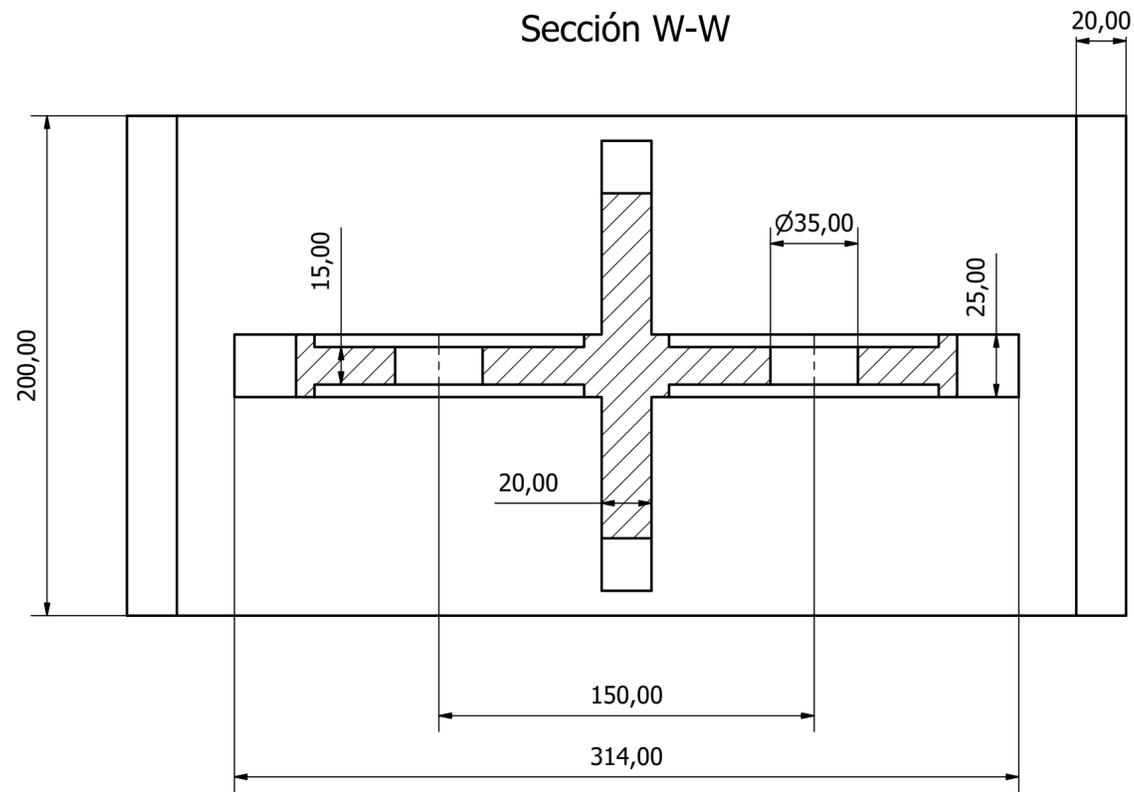
Sección B-B  
Escala 1 : 4



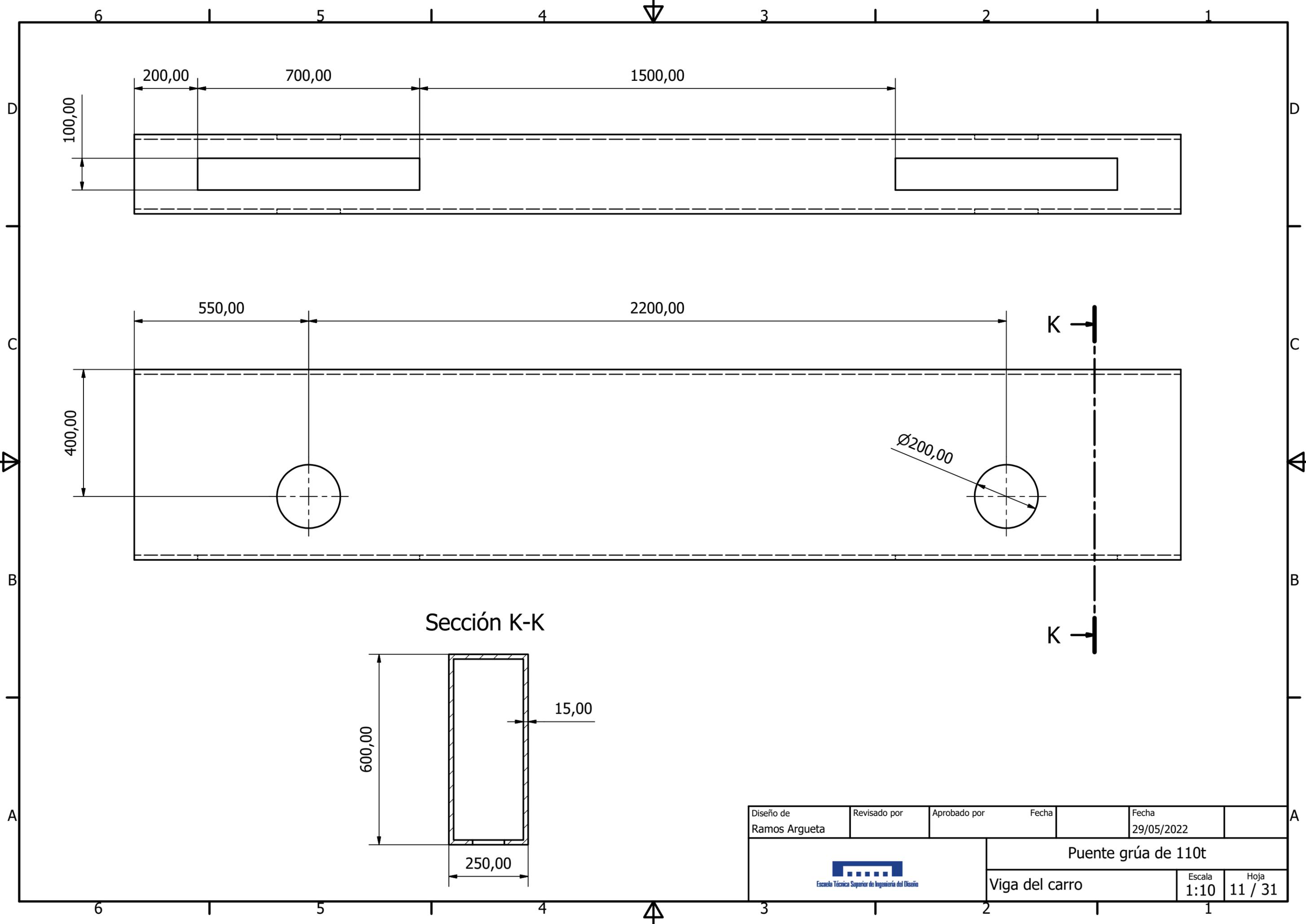
Diseño de Ramos Argueta	Revisado por	Aprobado por	Fecha	Fecha 29/05/2022
 Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño			Puente grúa de 110t	
			Gancho Principal	Escala 1:6



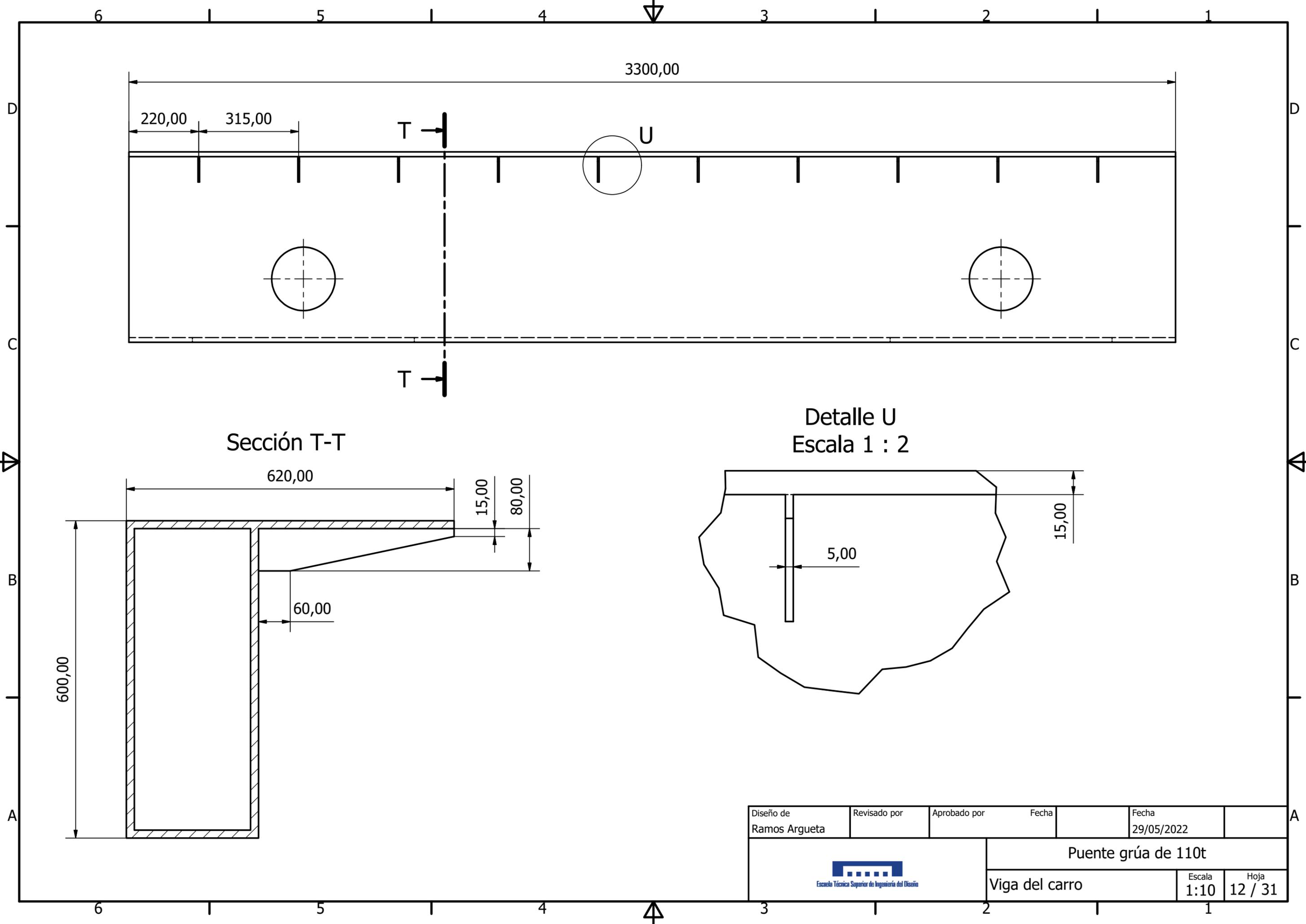
Sección W-W



Diseño de Ramos Argueta	Revisado por	Aprobado por	Fecha	Fecha 29/05/2022
			Puente grúa de 110t	
			Soporte del Tambor	Escala 1:3 Hoja 10 / 31



Diseño de Ramos Argueta	Revisado por	Aprobado por	Fecha	Fecha 29/05/2022
 Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño			Puente grúa de 110t	
			Viga del carro	Escala 1:10



220,00 315,00

3300,00

T

U

Sección T-T

Detalle U  
Escala 1 : 2

620,00

15,00

80,00

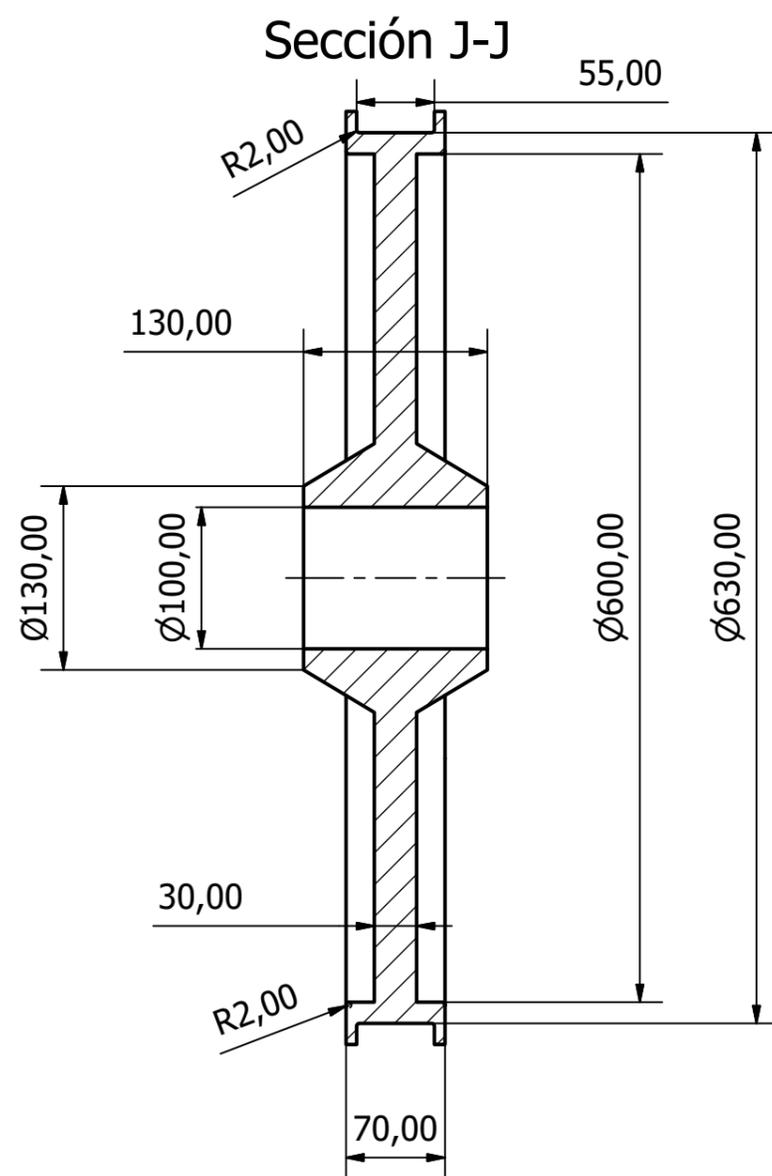
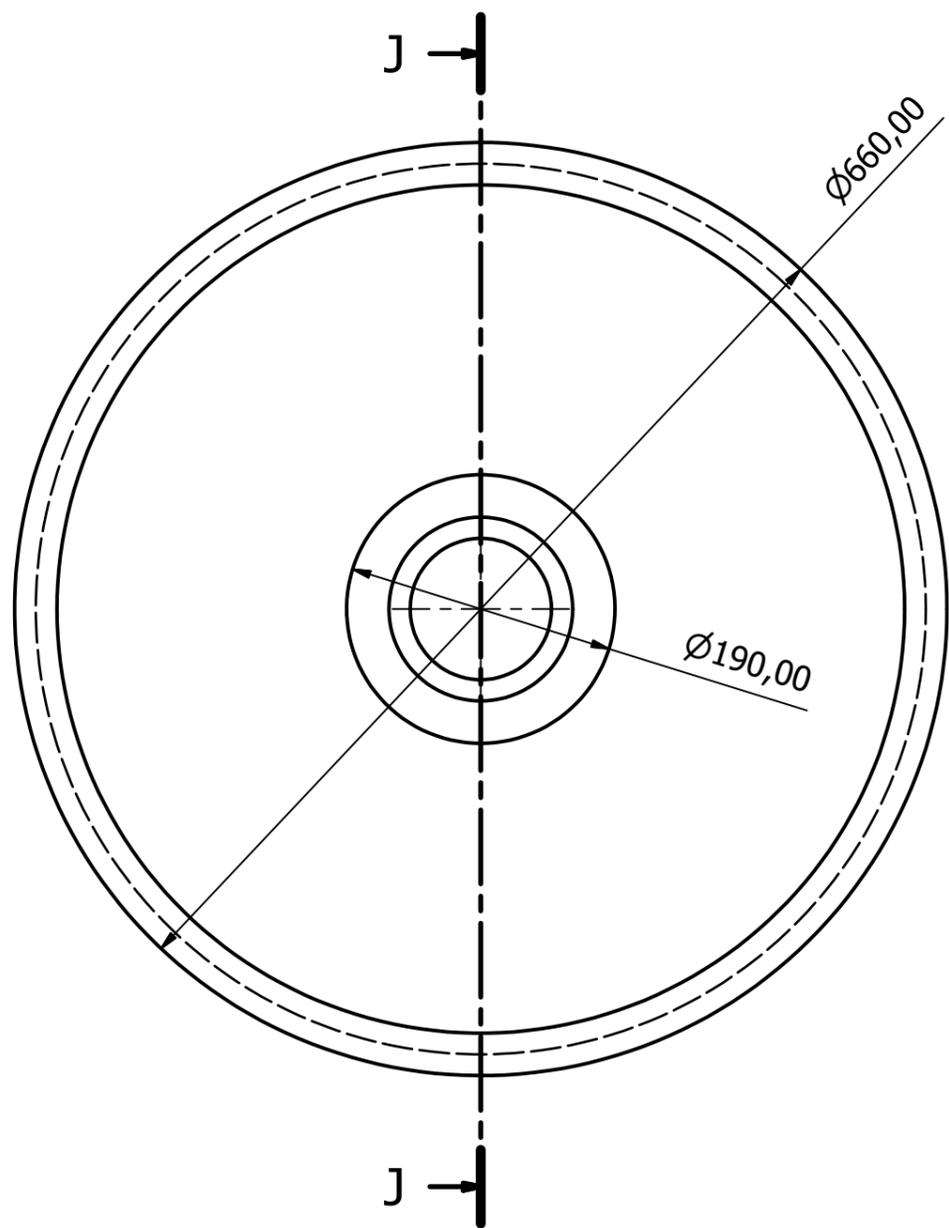
60,00

600,00

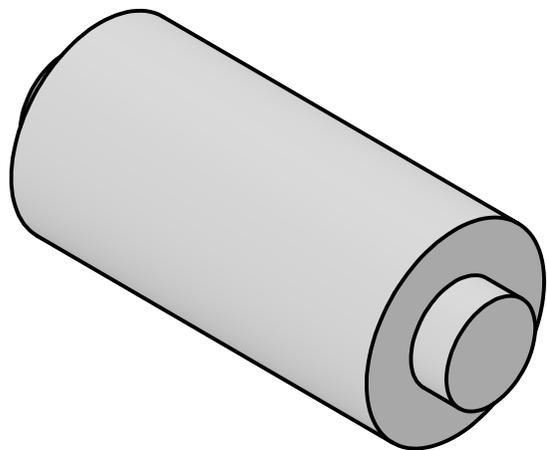
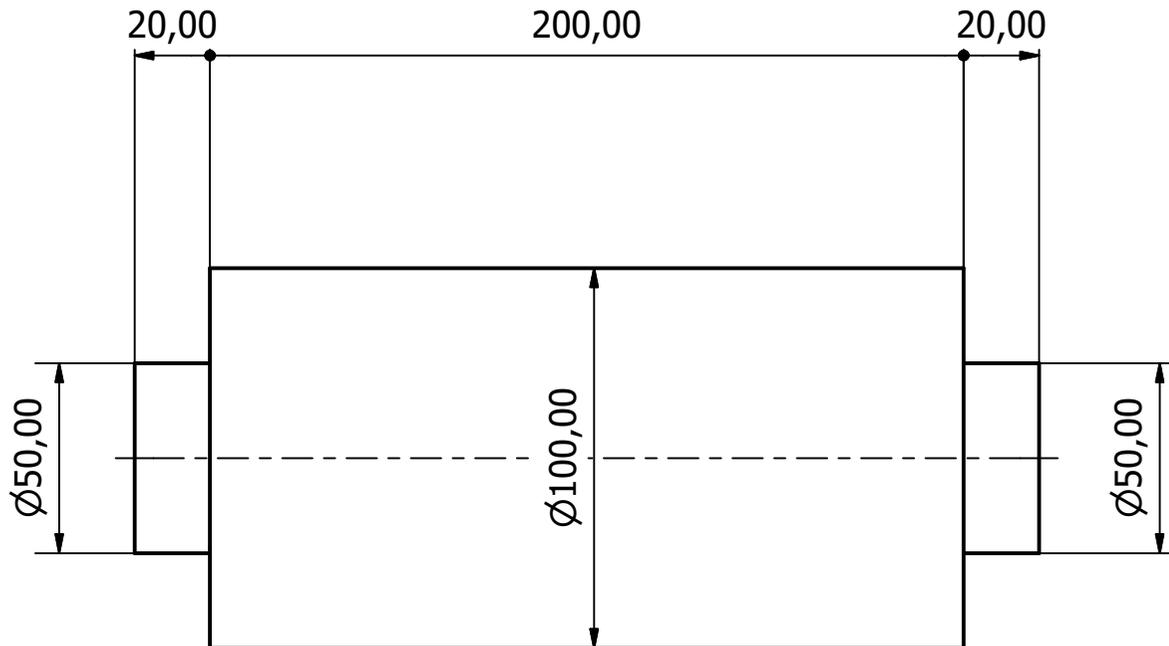
5,00

15,00

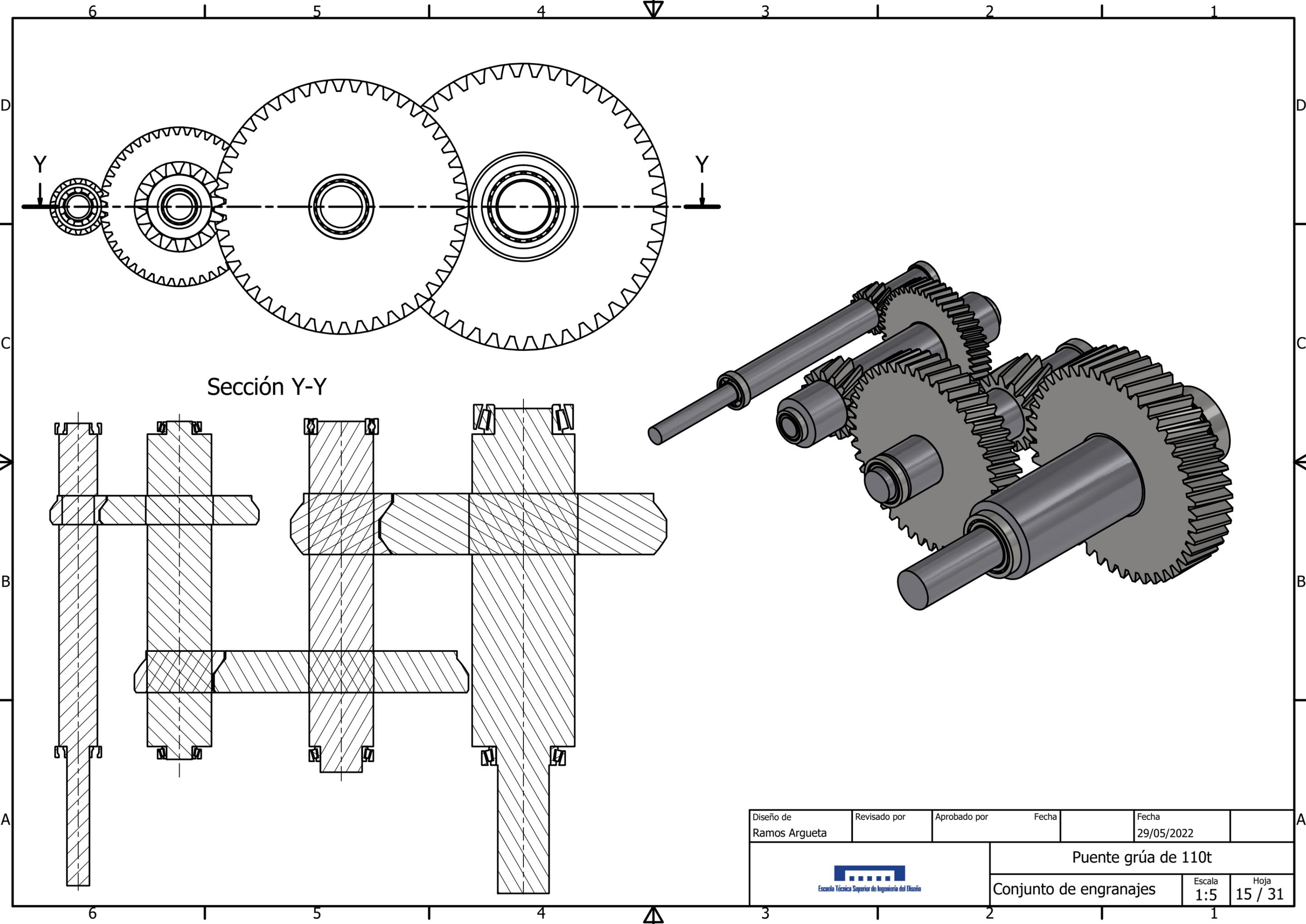
Diseño de Ramos Argueta	Revisado por	Aprobado por	Fecha	Fecha 29/05/2022
			Puente grúa de 110t	
			Viga del carro	Escala 1:10



Diseño de Ramos Argueta	Revisado por	Aprobado por	Fecha	Fecha 29/05/2022
			Puente grúa de 110t	
			Rueda del Carro	Escala 1:5 Hoja 13 / 31

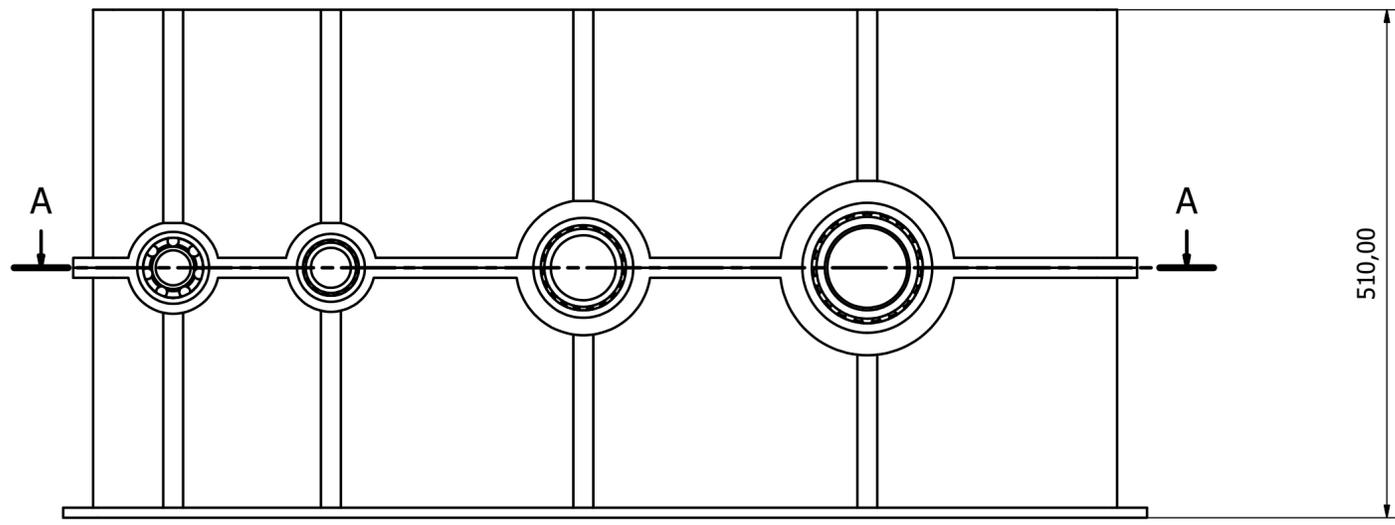


Diseño de Ramos Argueta	Revisado por	Aprobado por	Fecha	Fecha 29/05/2022	
			Puente grúa de 110t		
			Eje de las Ruedas (Carro)	Escala 1:2	Hoja 14 / 31

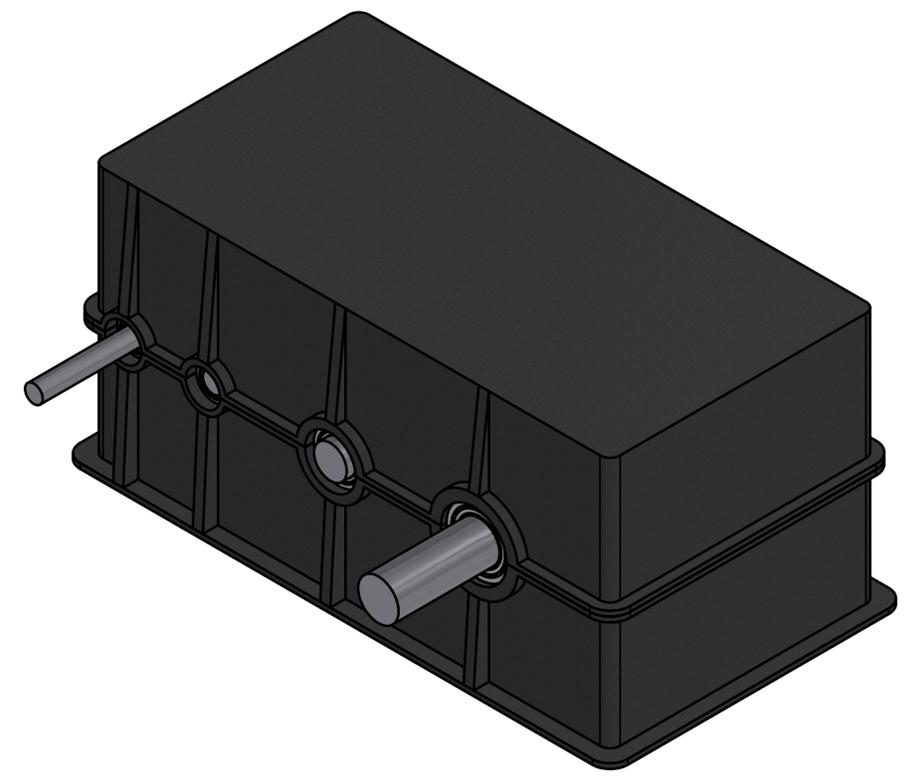
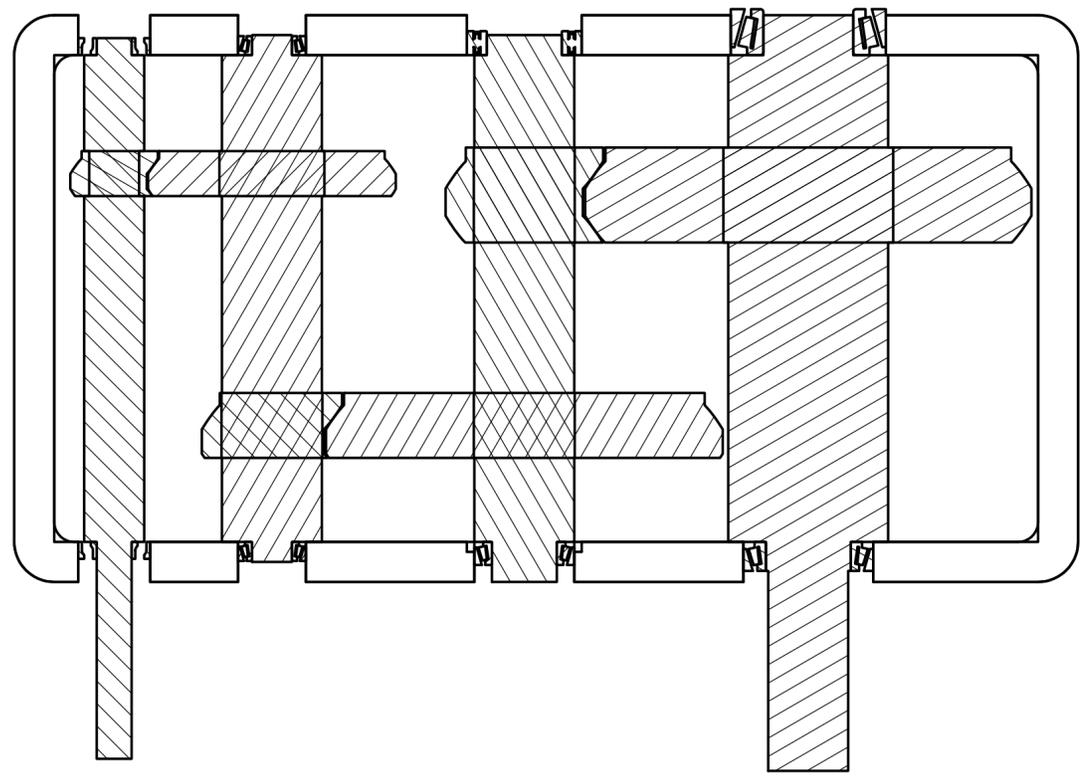


Sección Y-Y

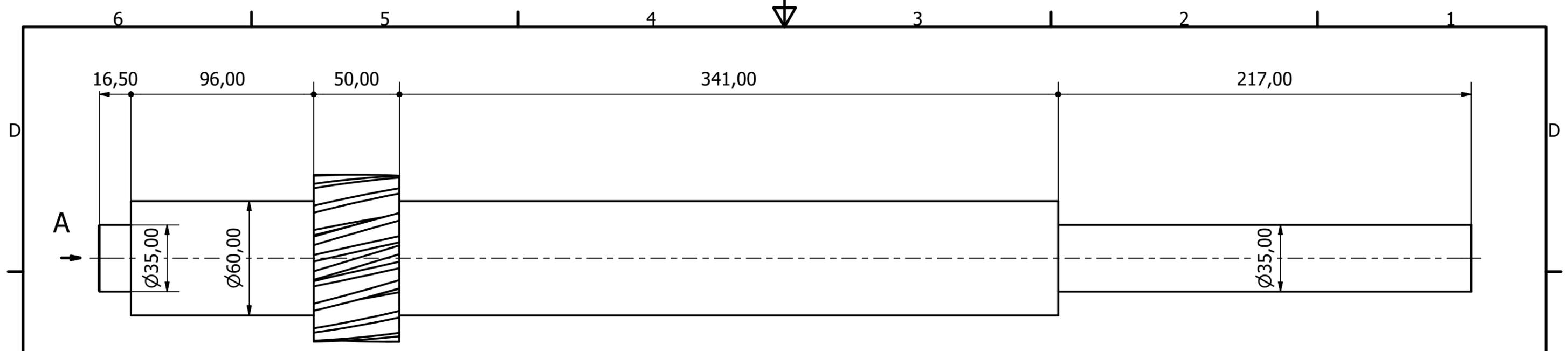
Diseño de Ramos Argueta	Revisado por	Aprobado por	Fecha	Fecha 29/05/2022
			Puente grúa de 110t	
			Conjunto de engranajes	Escala 1:5 Hoja 15 / 31



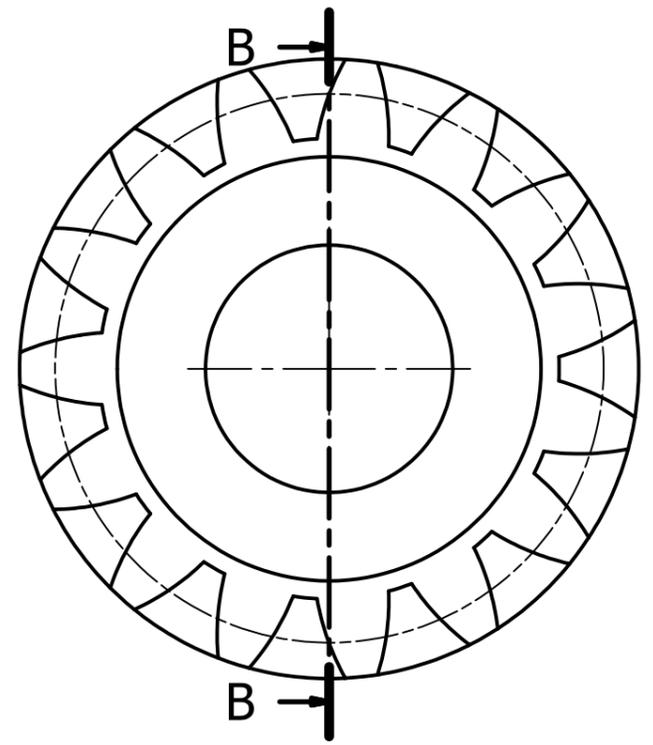
Sección A-A



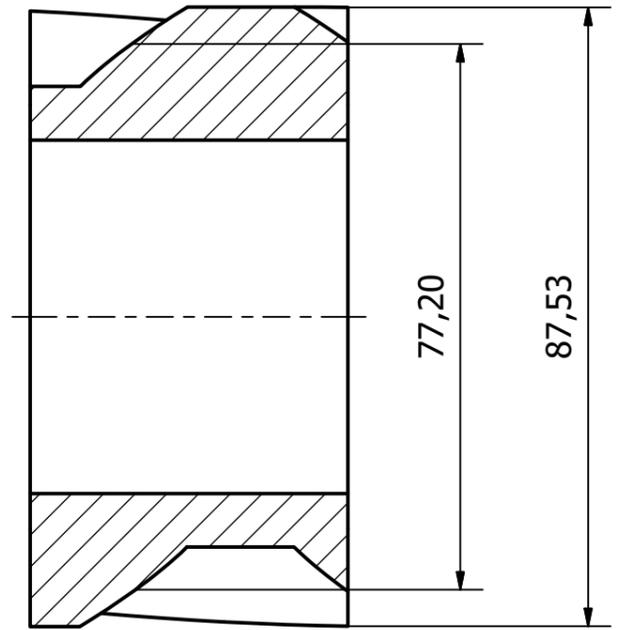
Diseño de Ramos Argueta	Revisado por	Aprobado por	Fecha	Fecha 29/05/2022
			Puente grúa de 110t	
			Reductor de velocidad	Escala 1:5 Hoja 16 / 31



Vista A  
Escala 1 : 1

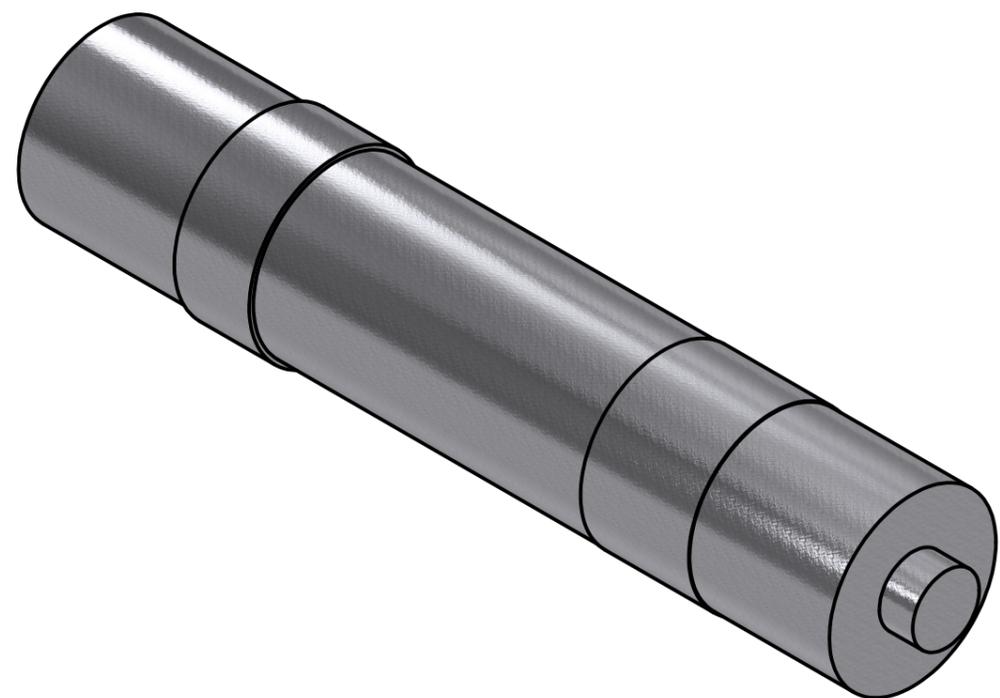
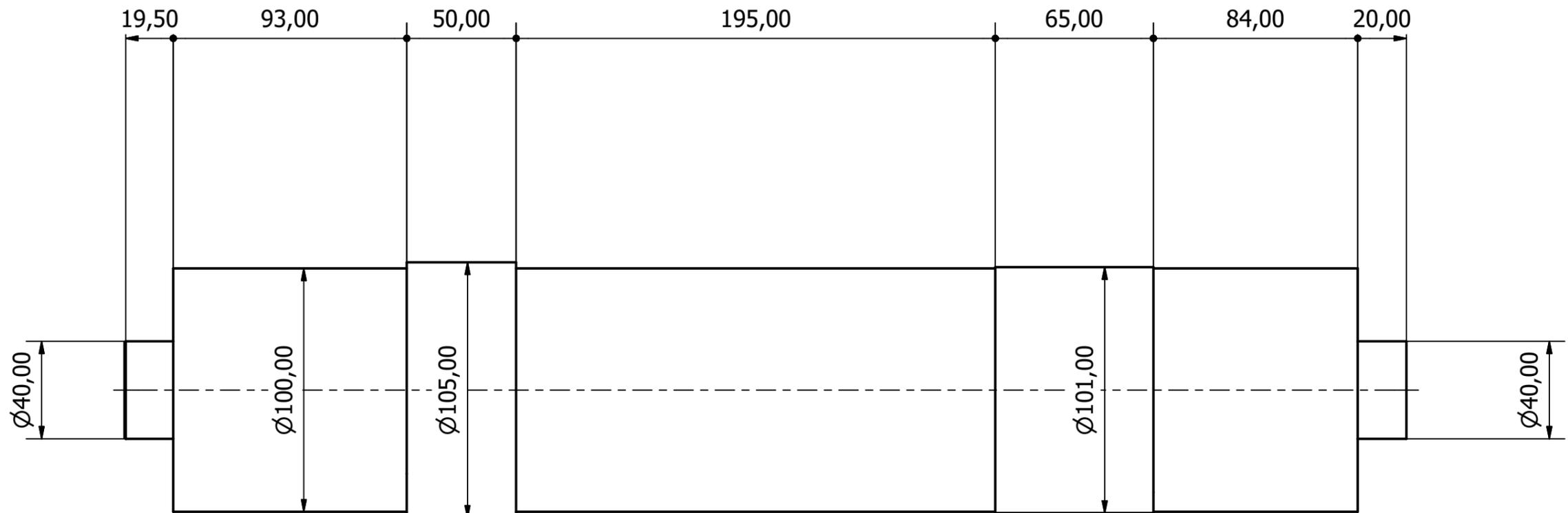


Sección B-B



Piñón Z11	
Módulo	5 mm
ancho de cara	50 mm
Nº de dientes	15 dientes
Ángulo de presión	20°
Ángulo de hélice	15°
Radio primitivo	38,823 mm
Engranaje conjugado	Rueda Z12

Diseño de Ramos Argueta	Revisado por	Aprobado por	Fecha	Fecha 29/05/2022
			Puente grúa de 110t	
			Eje de entrada	Escala 1:2 Hoja 17 / 31



Diseño de Ramos Argueta	Revisado por	Aprobado por	Fecha	Fecha 29/05/2022
		Puente grúa de 110t		
		Eje 2	Escala 1:2	Hoja 18 / 31

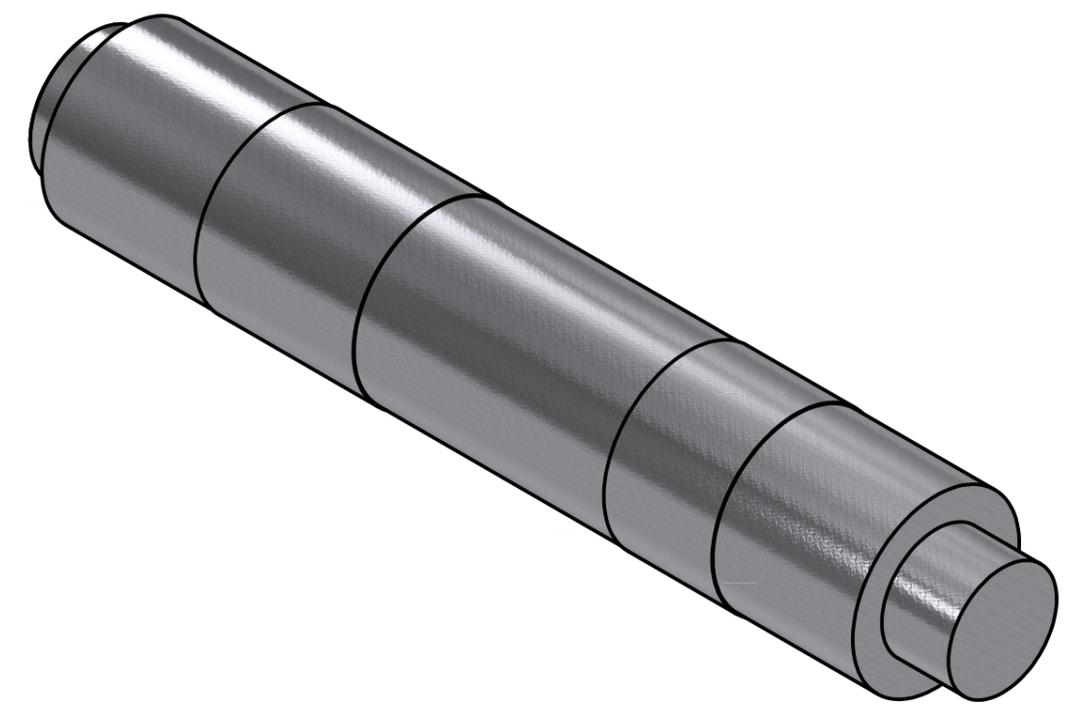
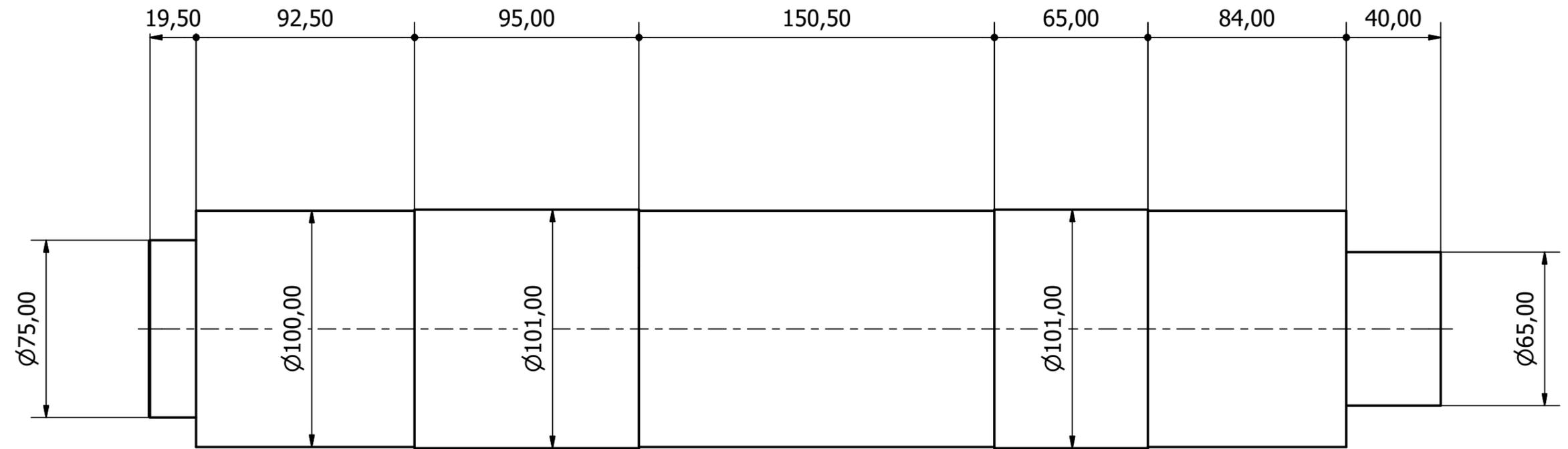
6 5 4 3 2 1

D D

C C

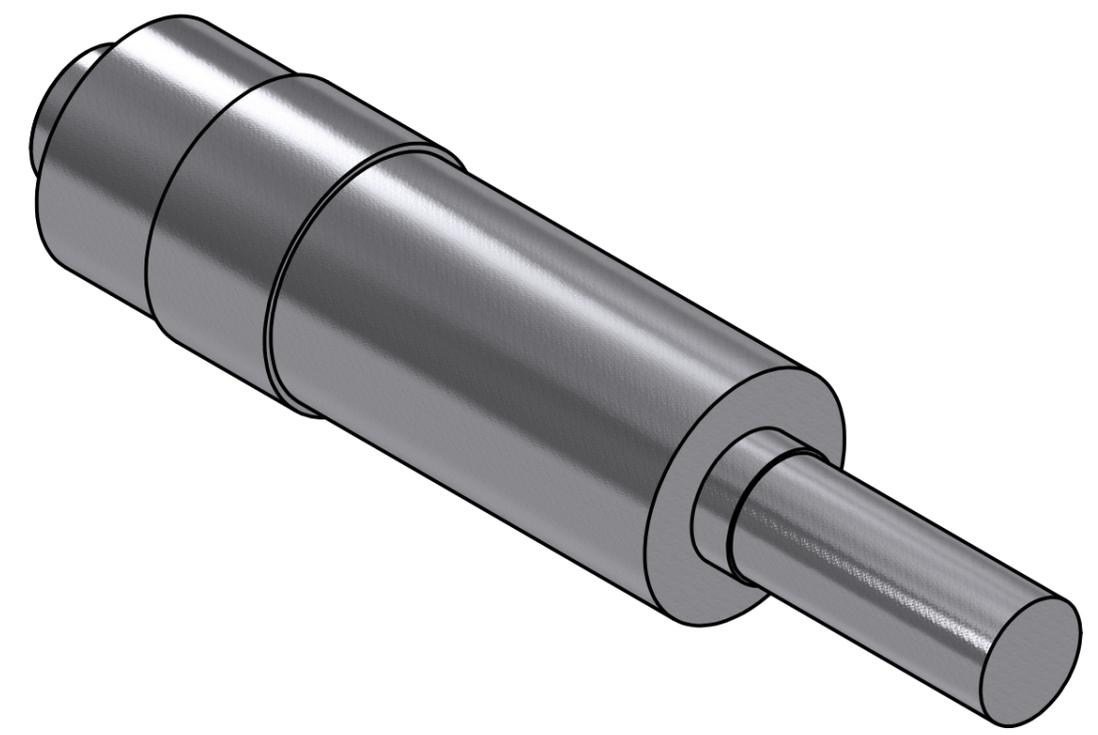
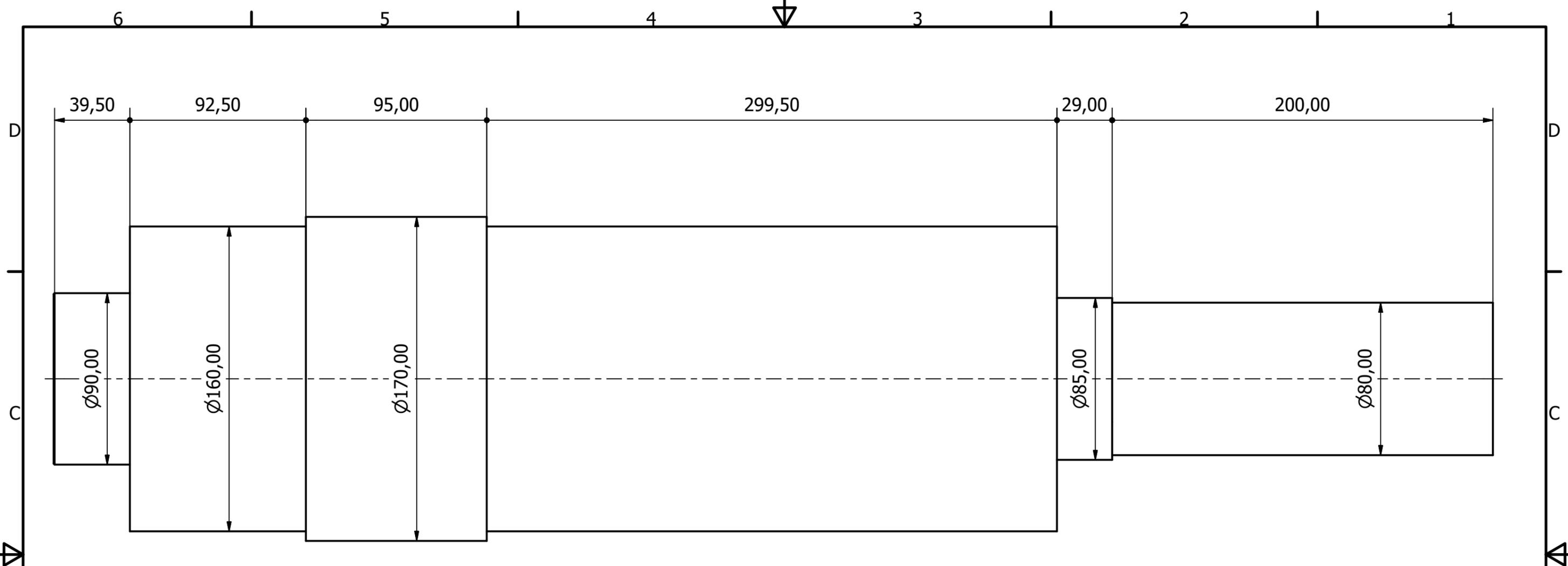
B B

A A

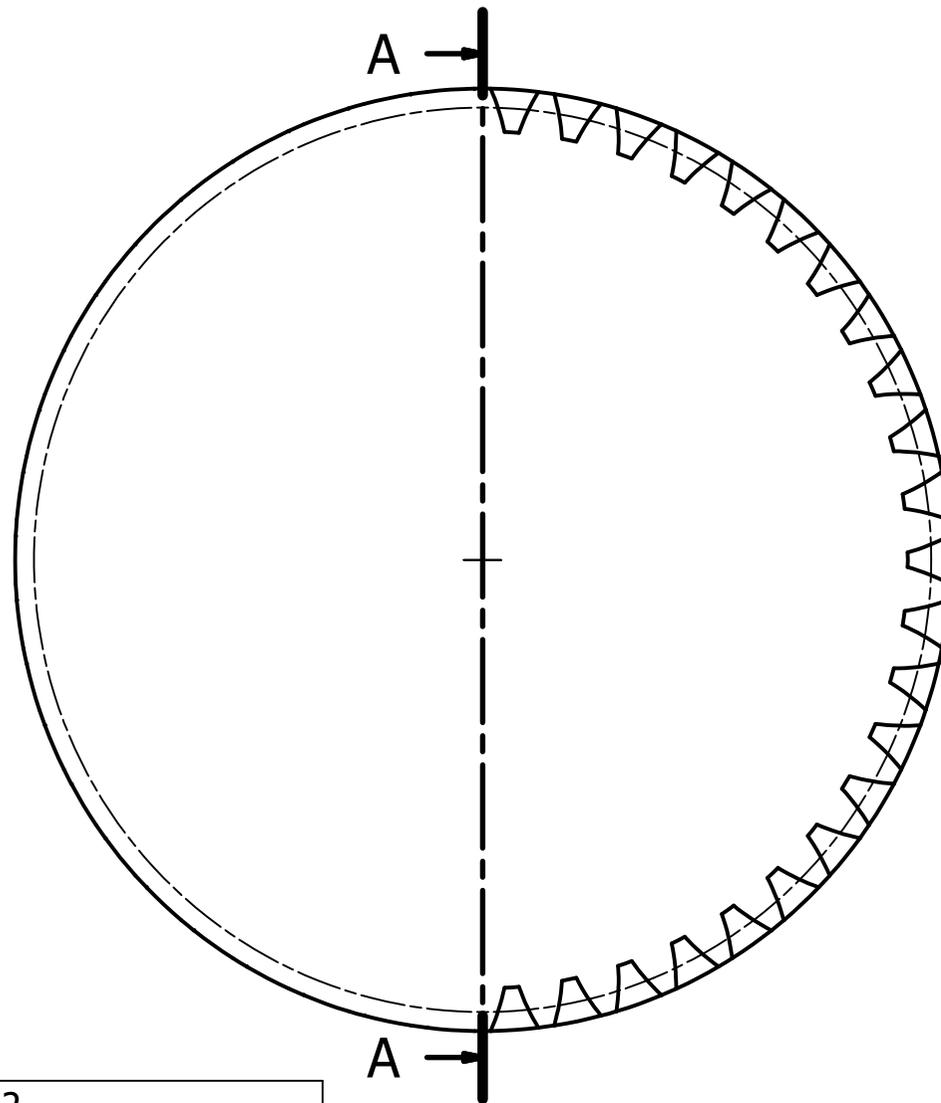


Diseño de Ramos Argueta	Revisado por	Aprobado por	Fecha	Fecha 29/05/2022
		Puente grúa de 110t		
		Eje 3	Escala 1:2	Hoja 19 / 31

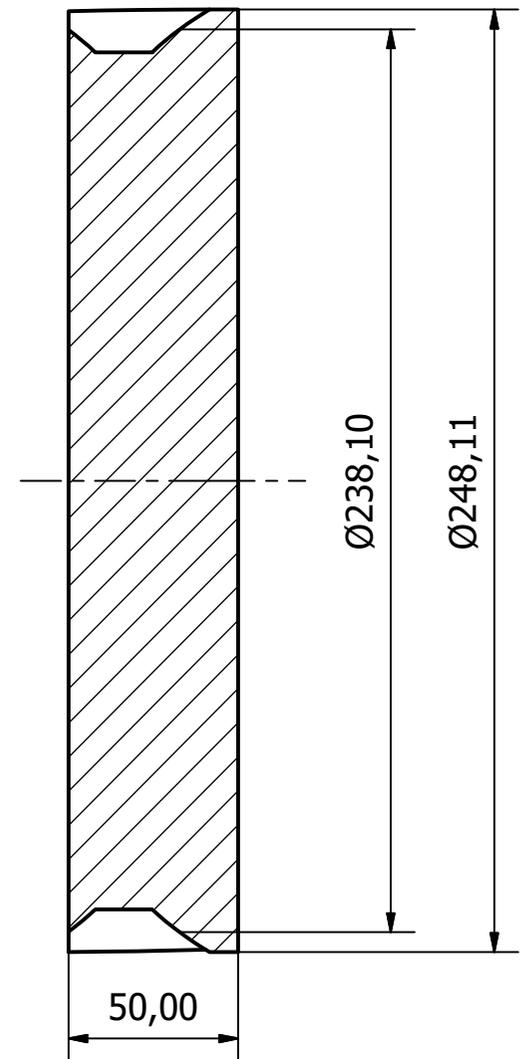
6 5 4 3 2 1



Diseño de Ramos Argueta	Revisado por	Aprobado por	Fecha	Fecha 29/05/2022
		Puente grúa de 110t		
		Eje de salida	Escala 1:2	Hoja 20 / 31

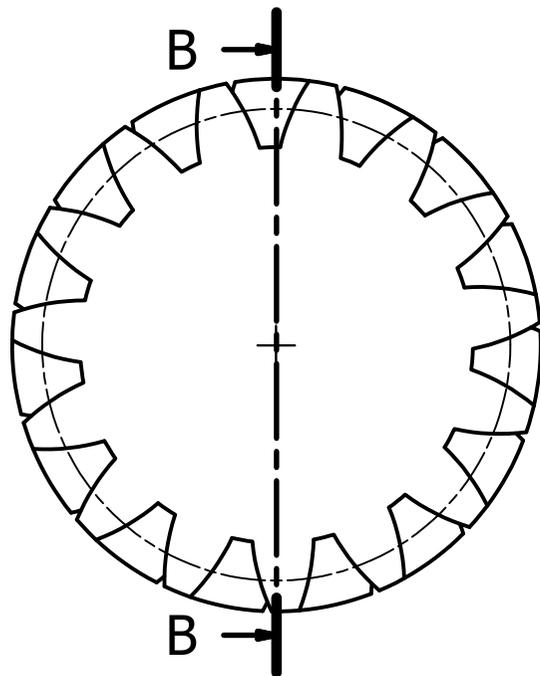


Sección A-A

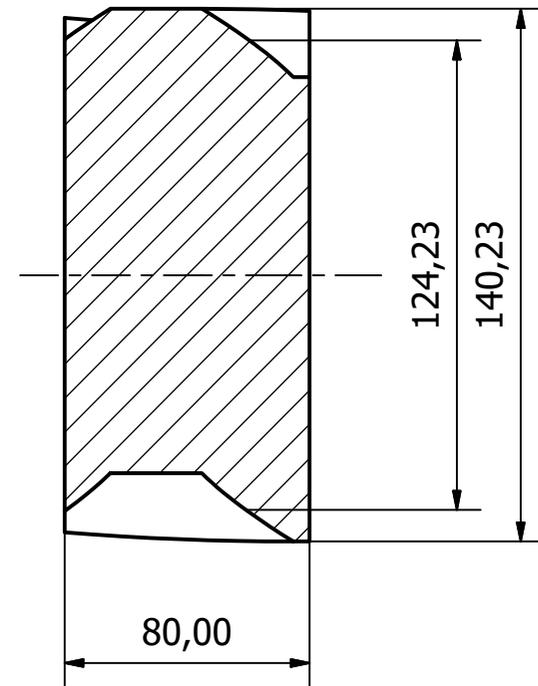


Rueda Z12	
Módulo	5 mm
ancho de cara	50 mm
Nº de dientes	46 dientes
Ángulo de presión	20°
Ángulo de hélice	15°
Radio primitivo	119,05 mm

Diseño de Ramos Argueta	Revisado por	Aprobado por	Fecha	Fecha 29/05/2022
			Puente grúa de 110t	
			Rueda Z12	Escala 1:2

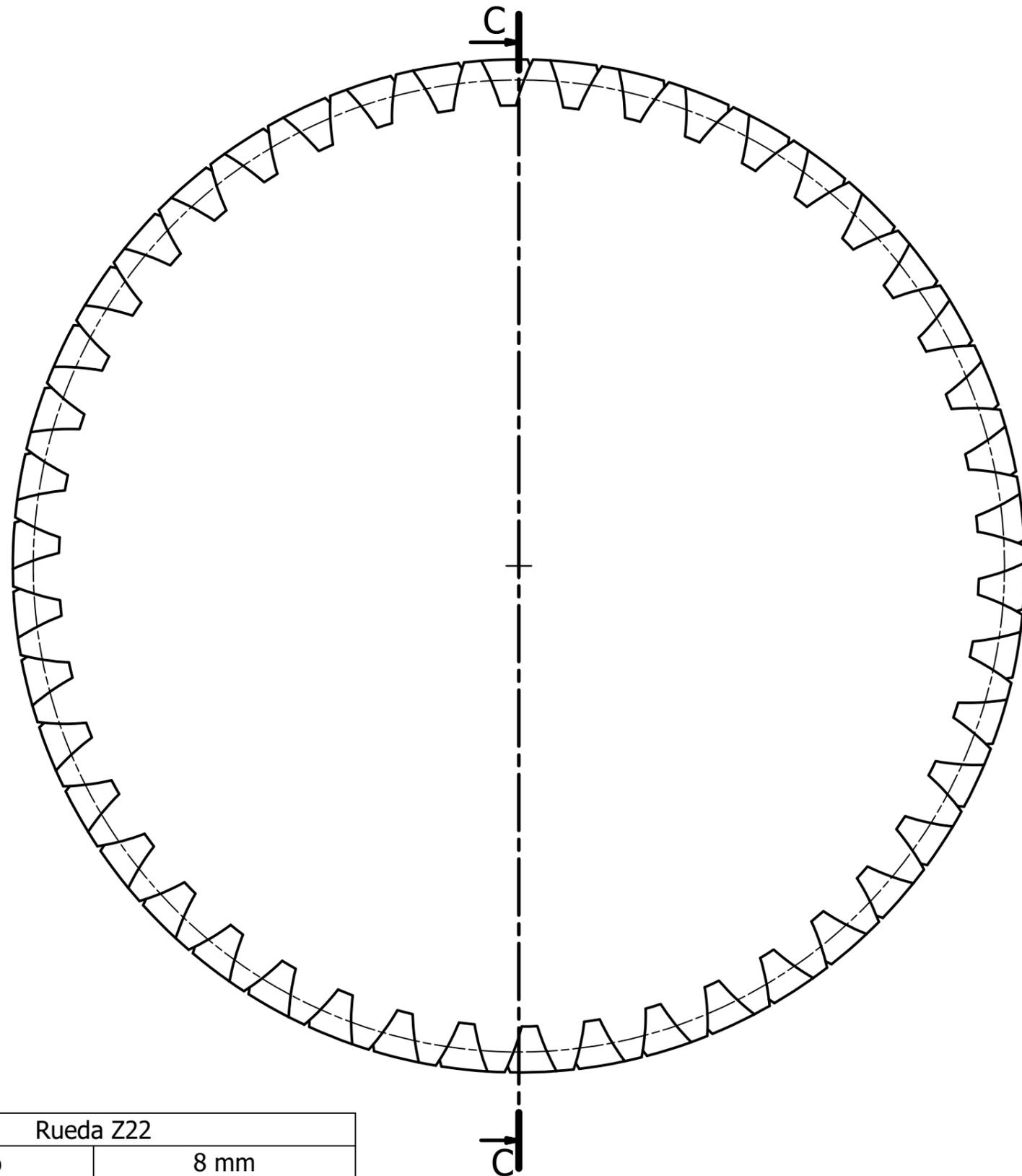


Sección B-B

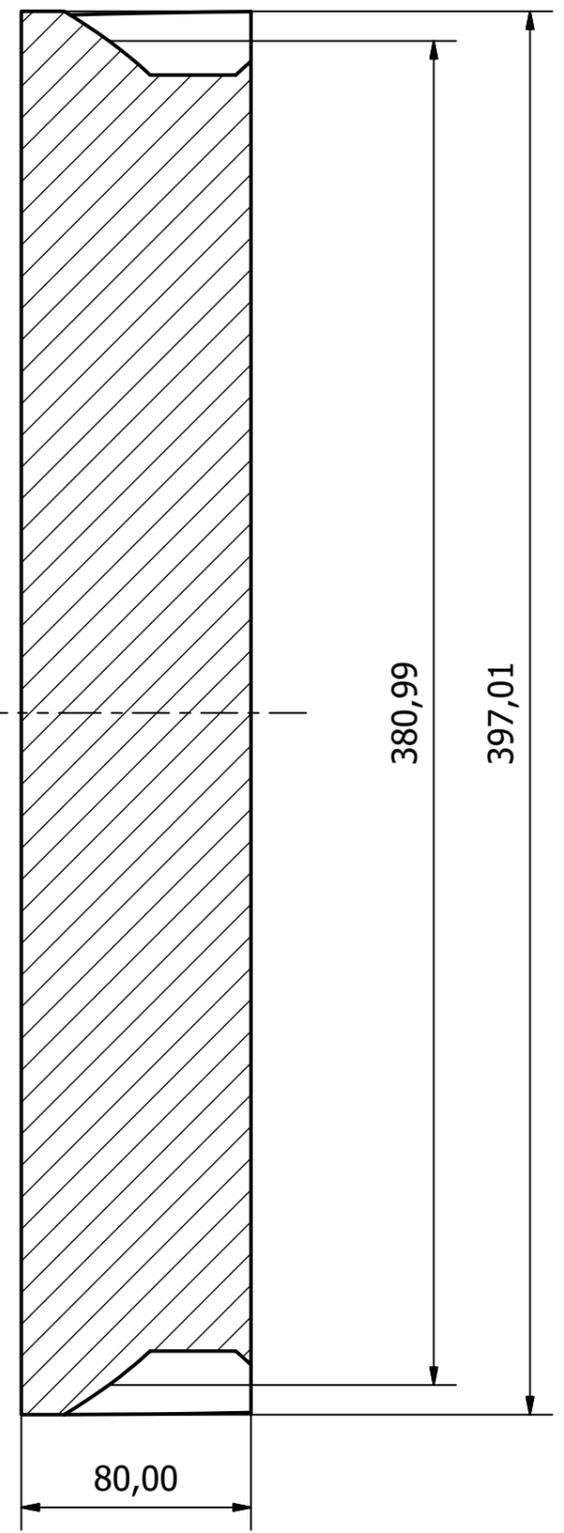


Piñón Z21	
Módulo	8 mm
ancho de cara	80 mm
Nº de dientes	15 dientes
Ángulo de presión	20°
Ángulo de hélice	15°
Radio primitivo	62,12 mm

Diseño de Ramos Argueta	Revisado por	Aprobado por	Fecha	Fecha 29/05/2022
		Puente grúa de 110t		
		Piñón Z21	Escala 1:2	Hoja 22 / 31

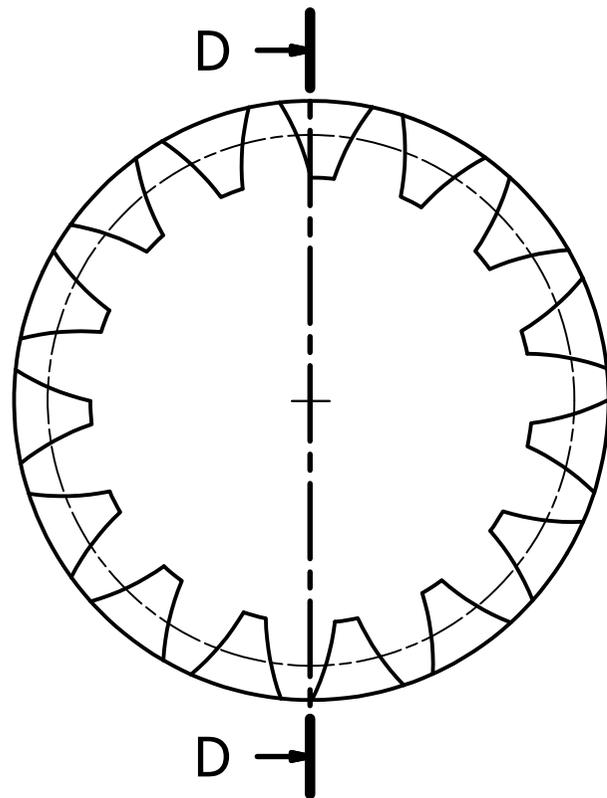


Sección C-C

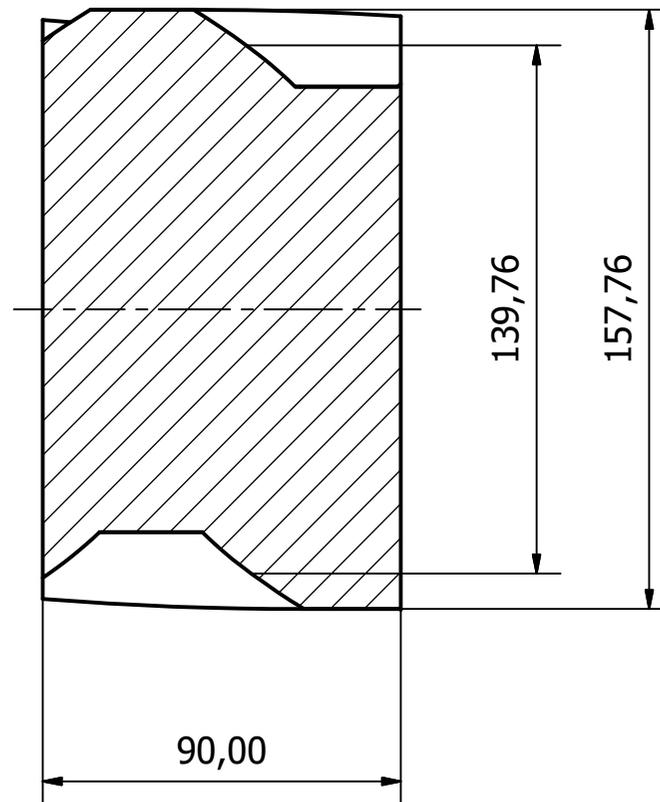


Rueda Z22	
Módulo	8 mm
ancho de cara	80 mm
Nº de dientes	46 dientes
Ángulo de presión	20°
Ángulo de hélice	15°
Radio primitivo	190,5 mm

Diseño de Ramos Argueta	Revisado por	Aprobado por	Fecha	Fecha 29/05/2022
			Puente grúa de 110t	
			Rueda Z22	Escala 1:2 Hoja 23 / 31

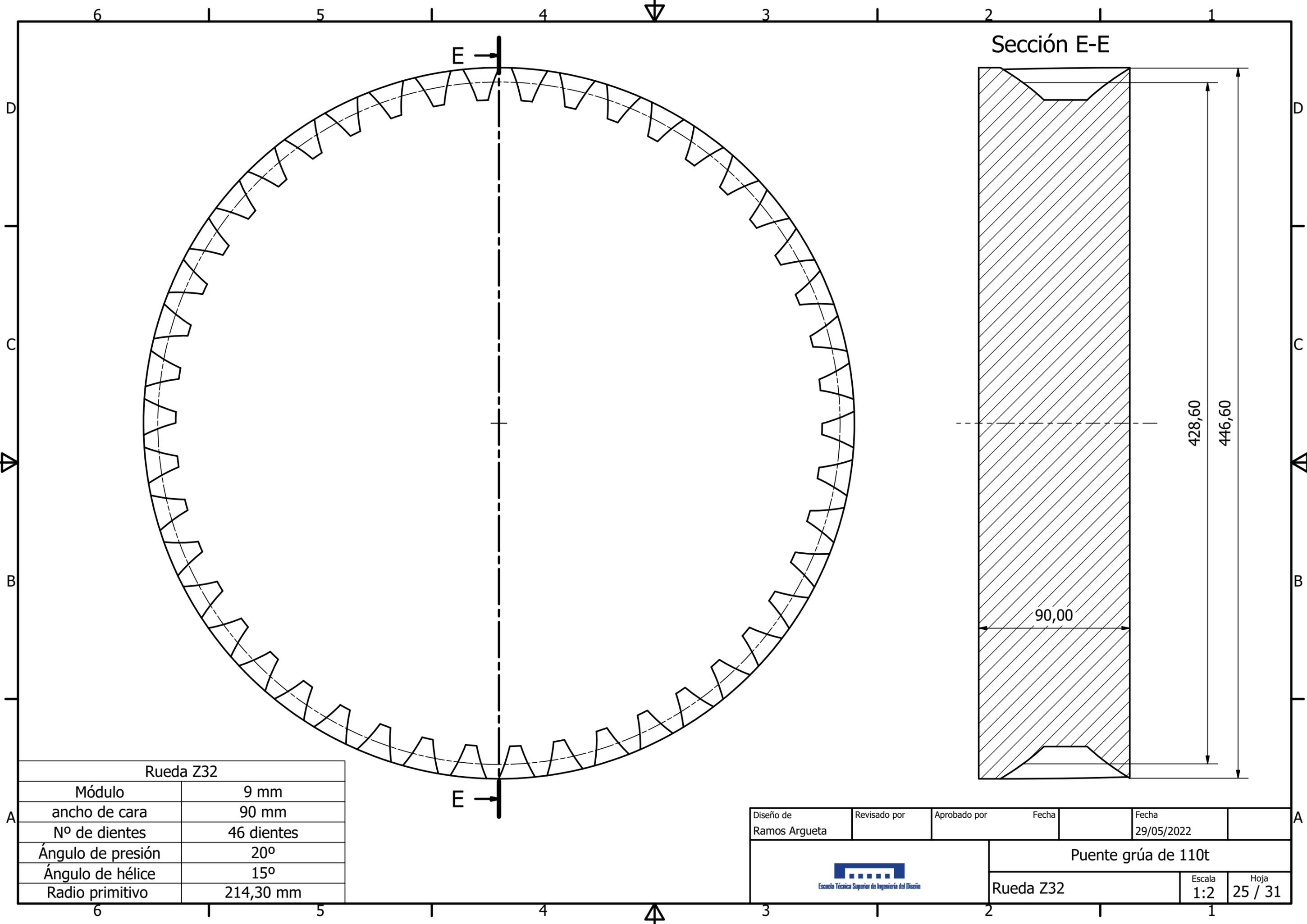


Sección D-D



Piñón Z31	
Módulo	9 mm
ancho de cara	90 mm
Nº de dientes	15 dientes
Ángulo de presión	20°
Ángulo de hélice	15°
Radio primitivo	69,89 mm

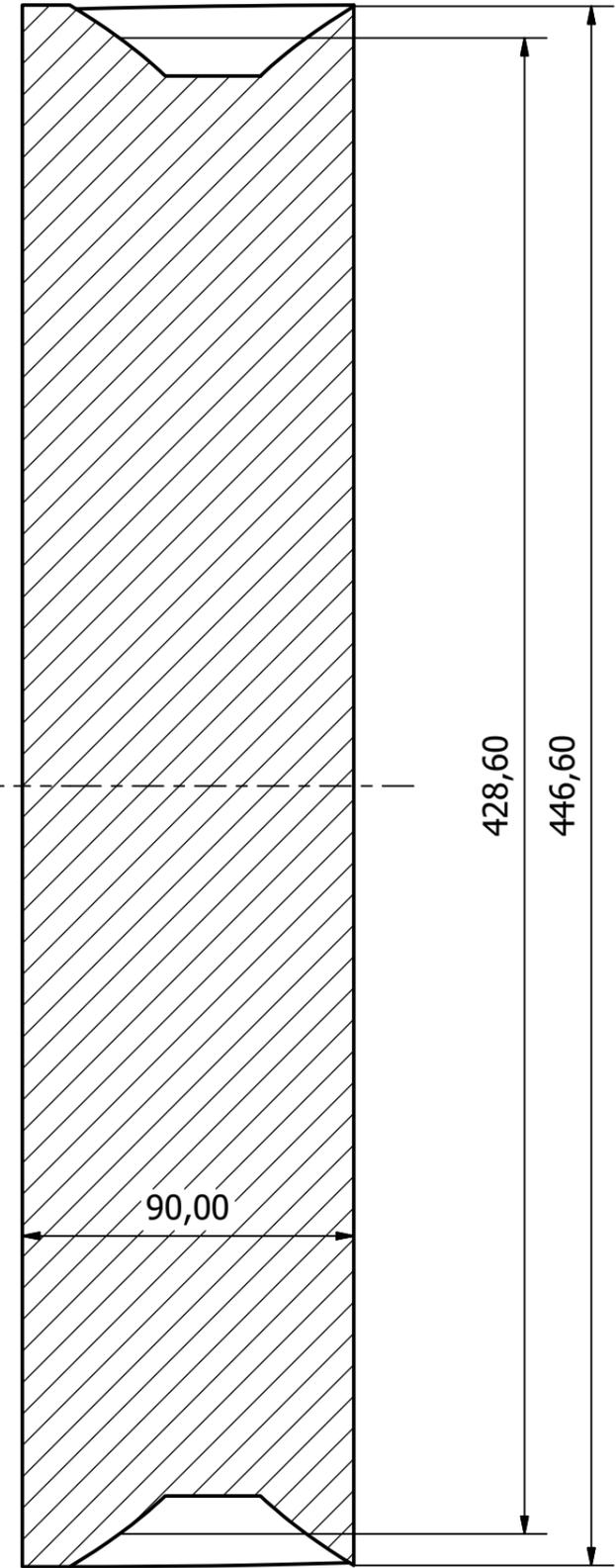
Diseño de Ramos Argueta	Revisado por	Aprobado por	Fecha	Fecha 29/05/2022	
			Puente grúa de 110t		
			Piñón Z31	Escala 1:2	Hoja 24 / 31



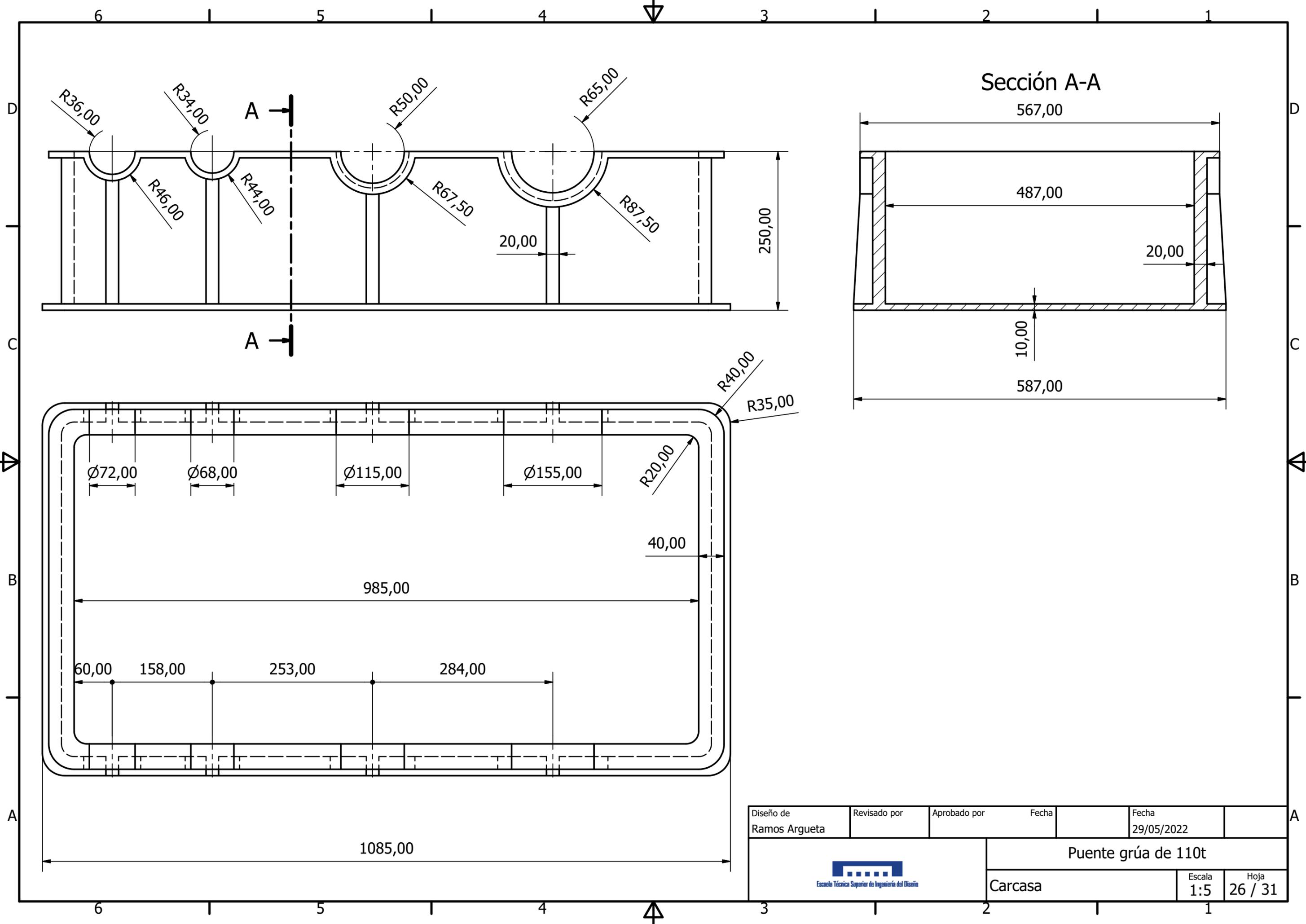
Rueda Z32

Módulo	9 mm
ancho de cara	90 mm
Nº de dientes	46 dientes
Ángulo de presión	20°
Ángulo de hélice	15°
Radio primitivo	214,30 mm

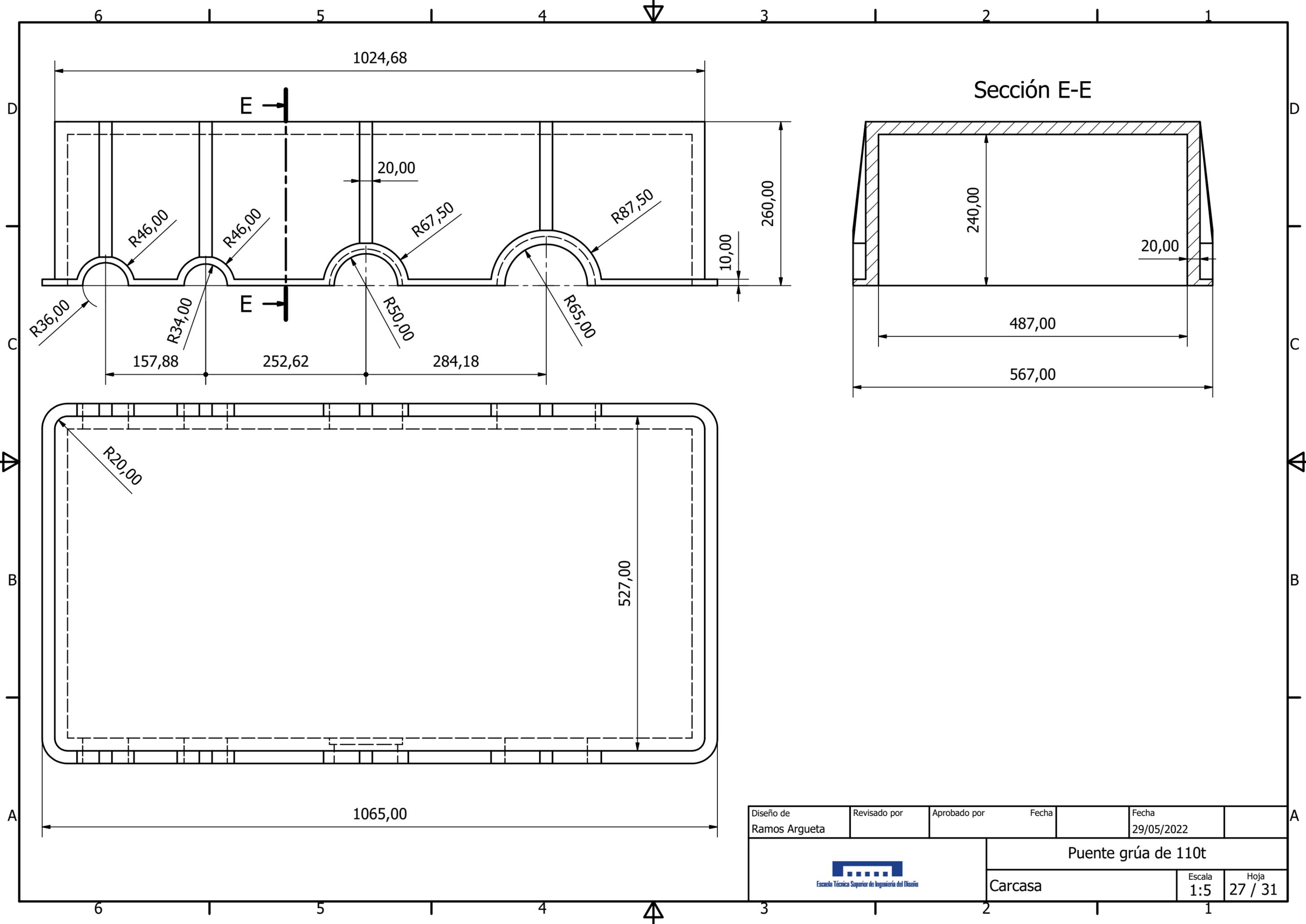
Sección E-E



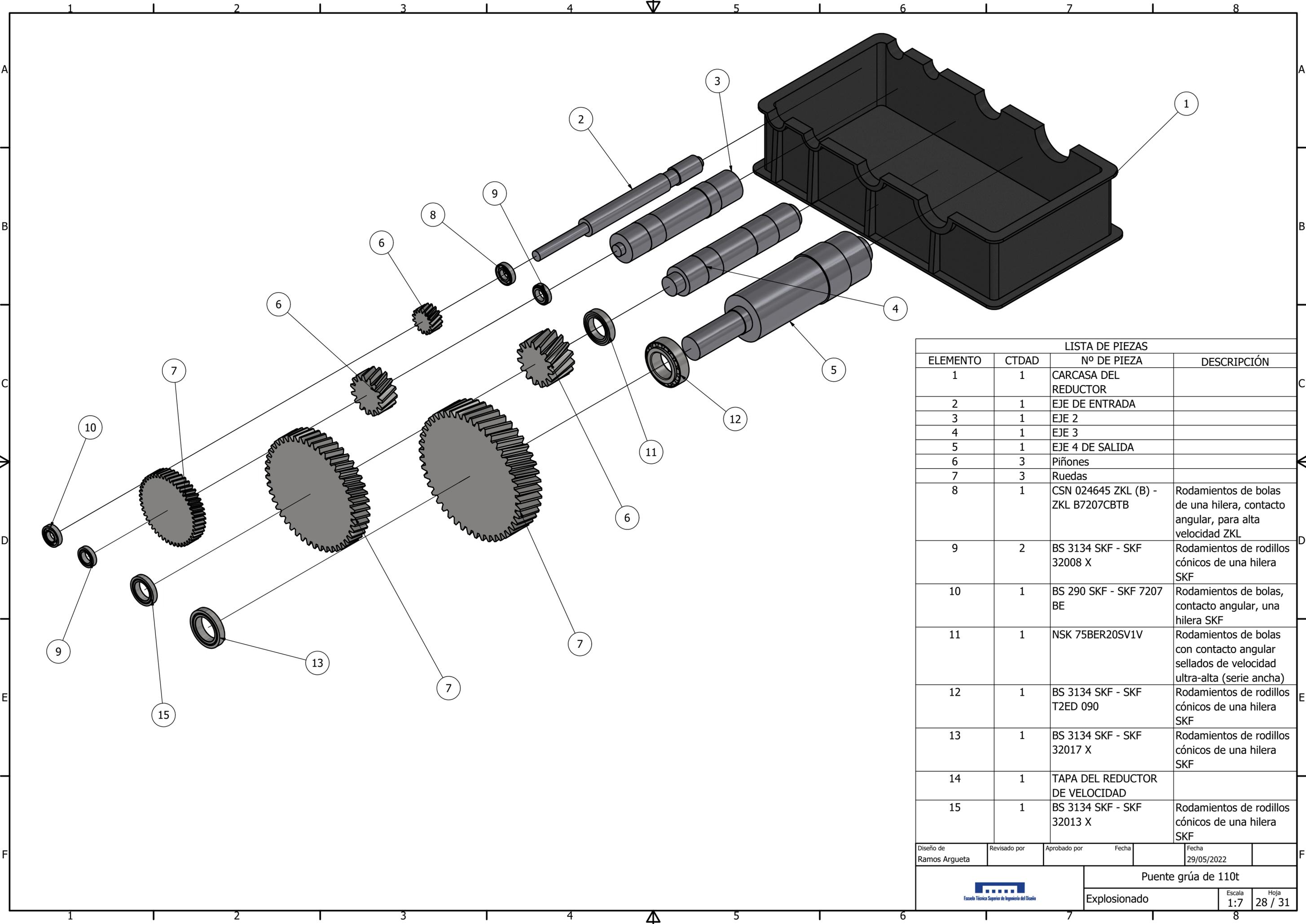
Diseño de Ramos Argueta	Revisado por	Aprobado por	Fecha	Fecha 29/05/2022
			Puente grúa de 110t	
			Rueda Z32	Escala 1:2 Hoja 25 / 31



Diseño de Ramos Argueta	Revisado por	Aprobado por	Fecha	Fecha 29/05/2022
			Puente grúa de 110t	
			Carcasa	Escala 1:5 Hoja 26 / 31

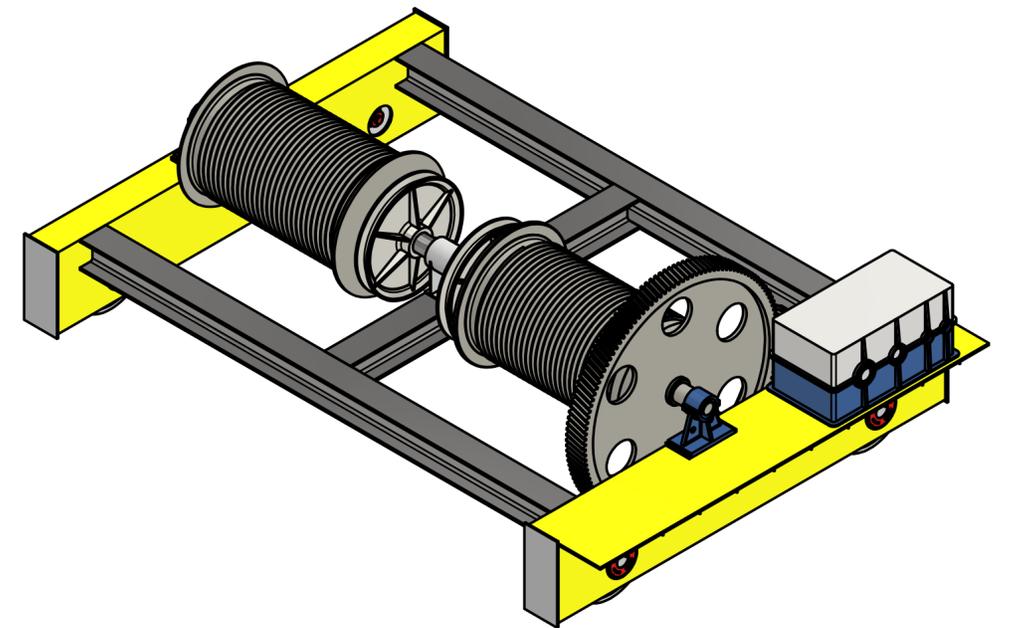
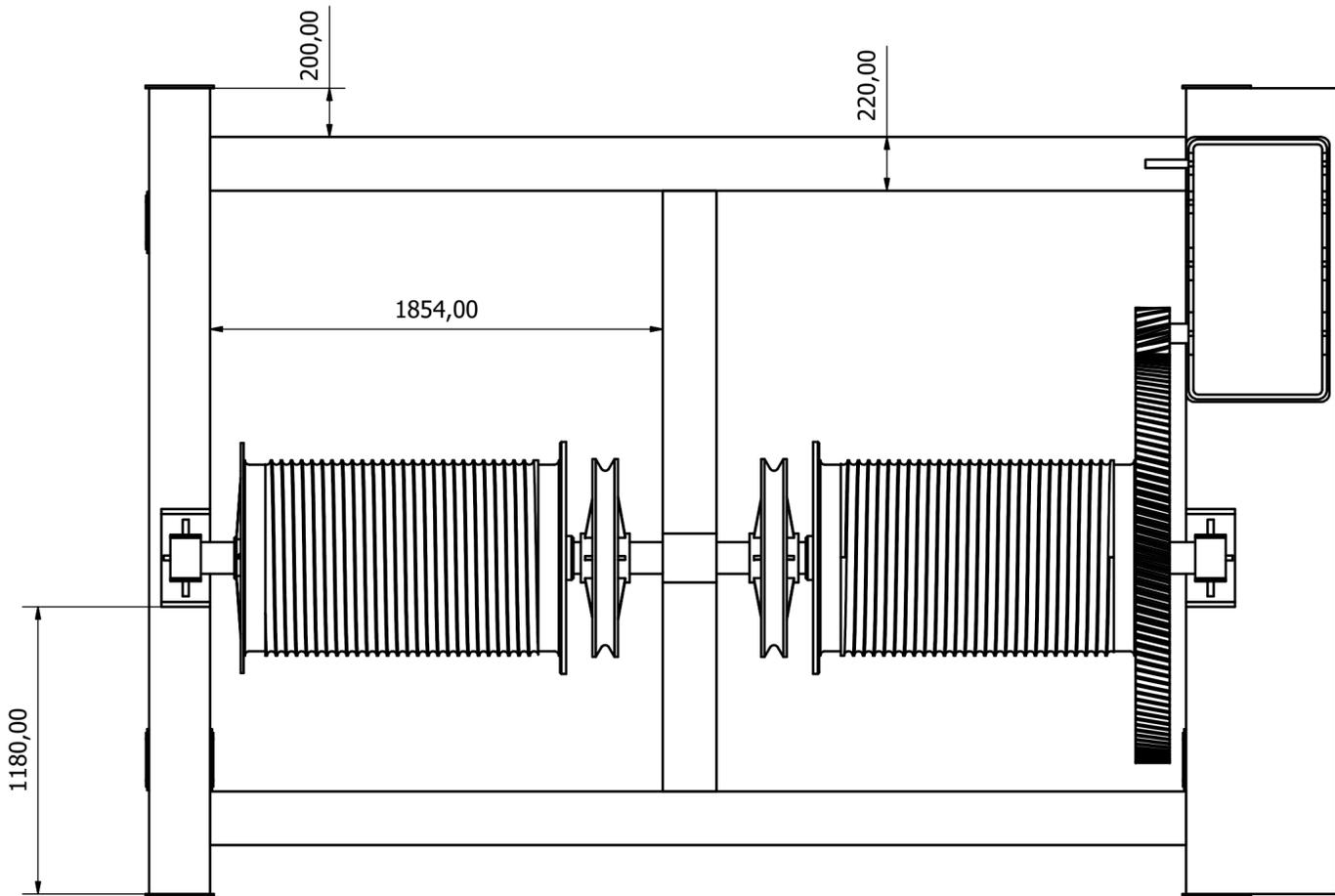
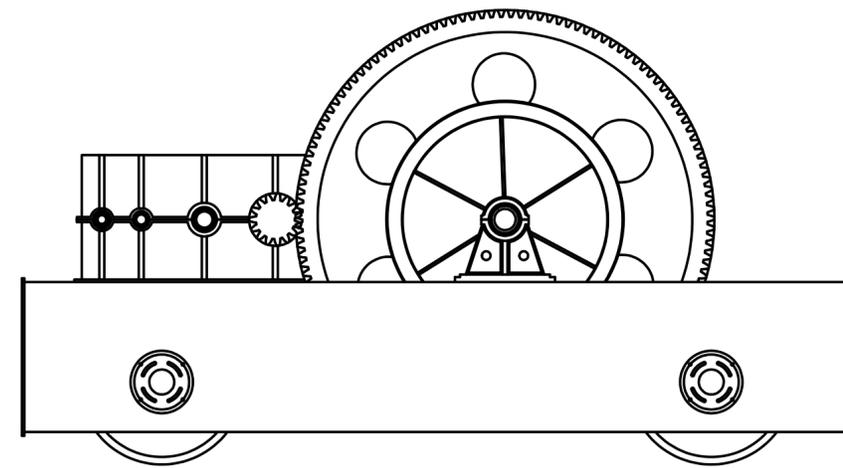
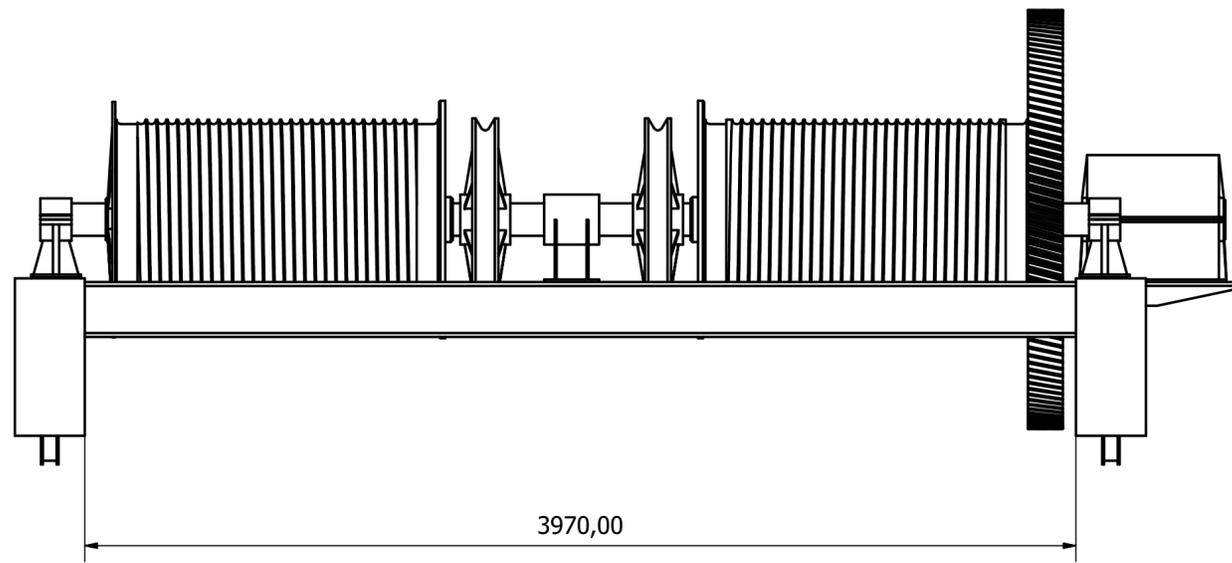


Diseño de Ramos Argueta	Revisado por	Aprobado por	Fecha	Fecha 29/05/2022
		Puente grúa de 110t		
		Carcasa	Escala 1:5	Hoja 27 / 31

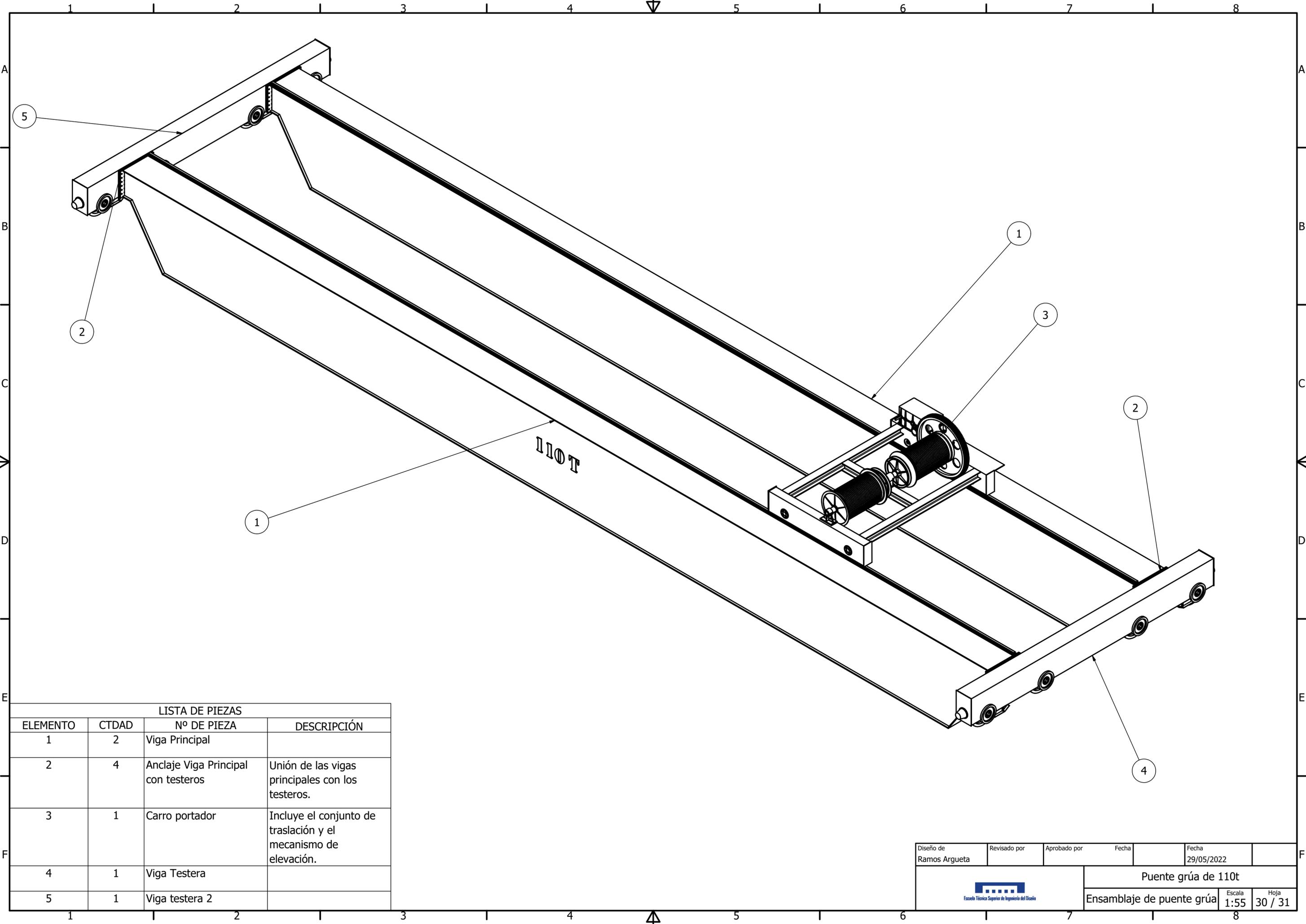


LISTA DE PIEZAS			
ELEMENTO	CTDAD	Nº DE PIEZA	DESCRIPCIÓN
1	1	CARACA DEL REDUCTOR	
2	1	EJE DE ENTRADA	
3	1	EJE 2	
4	1	EJE 3	
5	1	EJE 4 DE SALIDA	
6	3	Piñones	
7	3	Ruedas	
8	1	CSN 024645 ZKL (B) - ZKL B7207CBTB	Rodamientos de bolas de una hilera, contacto angular, para alta velocidad ZKL
9	2	BS 3134 SKF - SKF 32008 X	Rodamientos de rodillos cónicos de una hilera SKF
10	1	BS 290 SKF - SKF 7207 BE	Rodamientos de bolas, contacto angular, una hilera SKF
11	1	NSK 75BER20SV1V	Rodamientos de bolas con contacto angular sellados de velocidad ultra-alta (serie ancha)
12	1	BS 3134 SKF - SKF T2ED 090	Rodamientos de rodillos cónicos de una hilera SKF
13	1	BS 3134 SKF - SKF 32017 X	Rodamientos de rodillos cónicos de una hilera SKF
14	1	TAPA DEL REDUCTOR DE VELOCIDAD	
15	1	BS 3134 SKF - SKF 32013 X	Rodamientos de rodillos cónicos de una hilera SKF

Diseño de Ramos Argueta	Revisado por	Aprobado por	Fecha 29/05/2022
----------------------------	--------------	--------------	---------------------



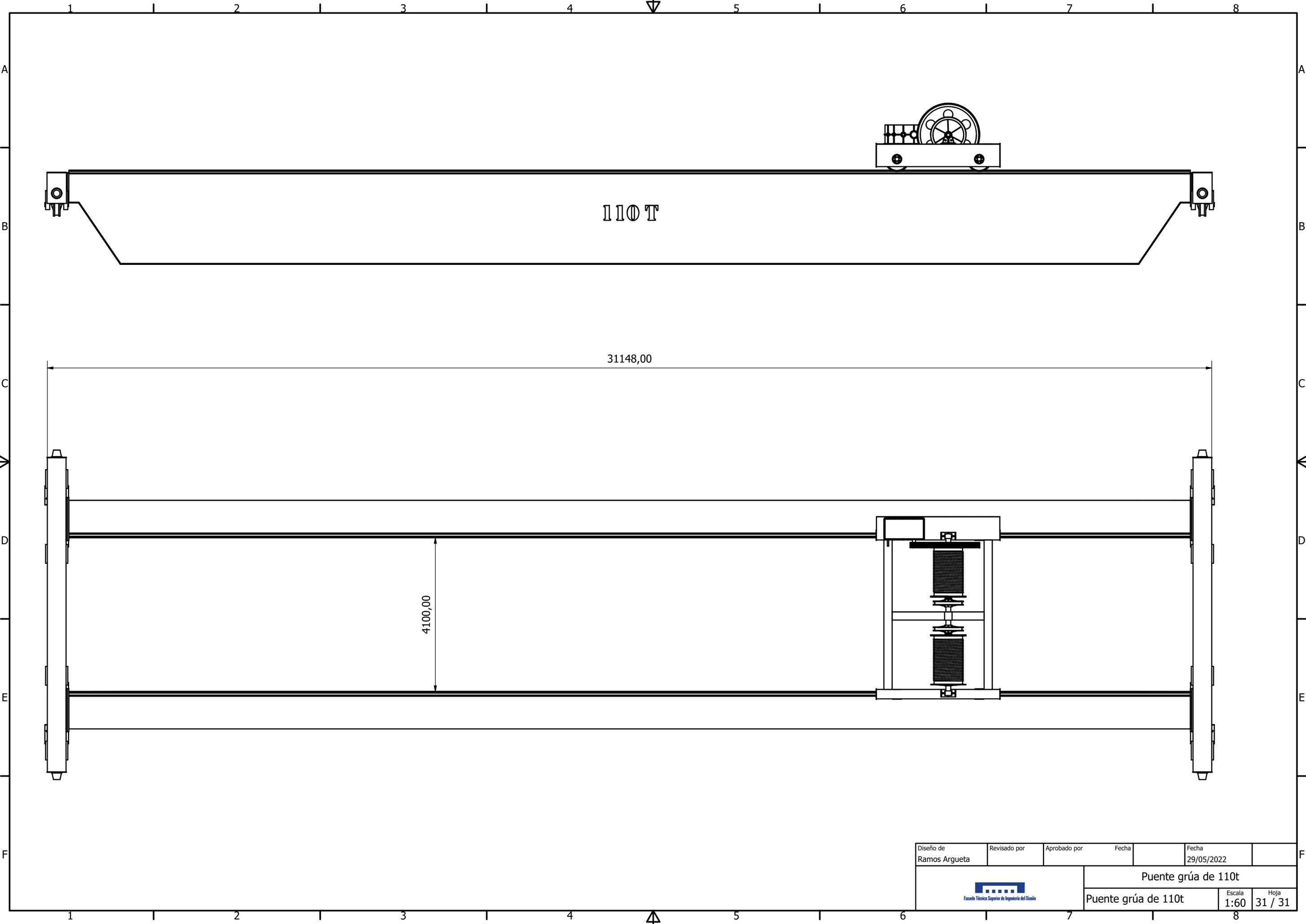
Diseño de Ramos Argueta	Revisado por	Aprobado por	Fecha	Fecha 29/05/2022
			Puente grúa de 110t	
			Ensamblaje del Carro	Escala 1:20 Hoja 29 / 31



LISTA DE PIEZAS

ELEMENTO	CTDAD	Nº DE PIEZA	DESCRIPCIÓN
1	2	Viga Principal	
2	4	Anclaje Viga Principal con testeros	Unión de las vigas principales con los testeros.
3	1	Carro portador	Incluye el conjunto de traslación y el mecanismo de elevación.
4	1	Viga Testera	
5	1	Viga testera 2	

Diseño de Ramos Argueta	Revisado por	Aprobado por	Fecha	Fecha 29/05/2022
			Puente grúa de 110t	
			Ensamblaje de puente grúa	Escala 1:55 Hoja 30 / 31



Diseño de Ramos Argueta	Revisado por	Aprobado por	Fecha	Fecha 29/05/2022
			Puente grúa de 110t	
			Puente grúa de 110t	Escala 1:60 Hoja 31 / 31