



**Universidad
de La Laguna**

**GRÚA AUTÓNOMA PARA PESOS LIGEROS
PARA FURGONETA ABIERTA, ACTUADOR
HIDRÁULICO.**

MARCOS HERNÁNDEZ LÓPEZ
UNIVERSIDAD DE LA LAGUNA
Grado en Ingeniería Mecánica



**Universidad
de La Laguna**

Trabajo de fin de grado

Grúa autónoma para pesos ligero para tipo furgoneta abierta, actuador hidráulico.

ÍNDICE GENERAL

Autor: Marcos Hernández López
Tutor: Andrés Muñoz de Dios Rodríguez

Julio 2018

Índice general

HOJA DE IDENTIFICACIÓN.....	10
MEMORIA	12
1.1 Objetivo.....	16
1.1 Objective.....	16
1.2 Alcance	16
1.2 Scope.....	16
1.2.1 Metodología	17
1.3 Antecedentes	17
1.4 Normas y referencias	22
1.4.1 Normas.....	22
1.4.2 Disposiciones legales.....	23
1.4.3 Bibliografía.....	23
1.4.4 Software utilizado	24
1.4.6 Definiciones	24
1.4.7 Abreviaciones	26
1.5 Requisitos de diseño.....	28
1.6 Análisis de soluciones.....	29
1.6.1 Posiciones de la grúa	29
1.6.2 Sección de los perfiles	30
1.6.3 Giro de pluma	30
1.6.4 Limitaciones de movimiento.....	31
1.6.5 Normativa para dimensionado de la estructura	32
1.6.6 Sistema hidráulico	33
1.6.7 Suministro de potencia eléctrica	34
1.7 Resultados finales.....	35
1.7.1 Introducción.....	35
1.7.2 Pluma y sus componentes asociados.....	36
1.7.2.1 Perfil metálico (estructura principal).....	37

1.7.2.2 Cabrestante hidráulico	37
1.7.2.3 Polea	39
1.7.2.4 Fijaciones	42
1.7.2.5 Topes fin de carrera.....	46
1.7.3 Pilar y sus componentes asociados.....	50
1.7.3.1 Perfil metálico (estructura principal).....	51
1.7.3.2 Rueda dentada	51
1.7.3.3 Eje cilíndrico hueco.....	53
1.7.3.4 Placas de fijación del actuador	53
1.7.3.5 Finales de carrera	55
1.7.4 Base y sus componentes asociados	58
1.7.4.1 Estructura metálica de la base	59
1.7.4.2 Motor hidráulico y componentes auxiliares.....	60
1.7.4.3 Piñón	62
1.7.4.4 Placa soporte	63
1.7.4.5 Rodamientos y elementos auxiliares.....	63
1.7.4.6. Transmisión de fuerza axial	66
1.7.5 Cilindro hidráulico	67
1.7.6 Minicentral hidráulica	67
1.7.6.1 Sistema hidráulico	69
1.7.6.2 Sistema eléctrico	70
1.7.7 Suministro de potencia eléctrica	71
1.7.8 Gancho	72
1.8 Planificación	73
1.8.1 Recopilación de materiales	74
1.8.2 Mecanizado.....	74
1.8.3 Soldadura	74
1.8.4 Pintura	74
1.8.5 Instalación.....	74
1.9 Presupuesto	75
ANEXOS	77
2.1.1 Estabilidad de la grúa	81
2.1.2 Análisis estático	84

2.1.2.1 Caso A. Pluma con ángulo mínimo.	85
2.1.2.2 Caso B. Pluma con ángulo máximo.....	92
2.1.2.3 Caso C. Pluma horizontal.	97
2.1.3 Restricciones aplicables al cálculo	100
2.1.4 Dimensionado de los perfiles.....	103
2.1.4.1 Introducción al cálculo	103
2.1.5 Cálculo de la base de la grúa	115
2.1.5.3 Cálculo de rodamientos para la base de la grúa	121
2.1.6 Elección de rodamientos para la polea.....	124
2.1.7 Elección del cilindro hidráulico	126
2.1.7.1 Restricciones dimensionales.....	126
2.1.7.2 Restricciones en base a los esfuerzos requeridos.....	129
2.1.6.3 Elección del cilindro.....	131
2.1.6.4 Caudal de aceite necesario para la aplicación:.....	133
2.1.8 Cálculo de placas de unión	134
2.1.8.1 Uniones del actuador hidráulico.....	134
2.1.8.2 Unión Pluma-Pilar.....	137
2.1.8.3 Placa soporte de la polea	141
2.1.9 Cálculo de bulones de la estructura.....	143
2.1.9.1 Cálculo de esfuerzo cortante	144
2.1.9.2 Cálculo del bulón a momento flector	145
2.1.9 Elección de cabrestante hidráulico	147
2.1.10.1 Calculo de la placa soporte	148
2.1.10.2 Cable del cabrestante.....	152
2.1.11 Elección del motor hidráulico de giro	153
2.1.11.1 Cálculo de la chaveta del eje del motor hidráulico	156
2.1.11.2 Cálculo de la placa soporte del motor hidráulico.....	157
2.1.12 Elección de minicentral hidráulica	159
2.1.12 Suministro de potencia eléctrica	163
PLANOS	165
3.0 Grúa. Subconjuntos.....	170
3.0.1 Grúa. Dimensiones generales.....	171
3.1 Subconjunto explosionado. Pluma.....	172
3.1.1 Pluma. Listado de piezas.....	173

3.1.2 Disposición de los elementos de la pluma.....	174
3.1.3 Cabrestante. Dimensiones generales.....	175
3.1.4 Placa soporte cabrestante.....	176
3.1.5 Fin de carrera 20°.....	177
3.1.6 Placa unión pluma-pilar.....	178
3.1.7 Placa unión actuador-pluma.....	179
3.1.8 Perfil cuadrado 100x100x5 pluma.....	180
3.1.9 Placa polea.....	181
3.1.10 Espaciador polea.....	182
3.1.11 Polea Dynamic Oil.....	183
3.1.12 Final de carrera -45°.....	184
3.2 Subconjunto explosionado. Pilar.....	185
3.2.0 Disposición de los elementos del pilar.....	186
3.2.1 Placa unión pluma-pilar.....	187
3.2.2 Perfil cuadrado 100x100x5 pilar.....	188
3.2.3 Placa unión actuador pilar.....	189
3.2.4 Rueda dentada.....	190
3.2.5 Eje cilíndrico.....	191
3.2.6 Fin de carrera Pizzato 20°.....	192
3.2.7 Fin de carrera Pizzato -45°.....	193
3.3 Subconjunto explosionado. Base.....	194
3.3.1 Disposición de los elementos de la base.....	195
3.3.2 Placa soporte.....	196
3.3.3 Espaciador motor hidráulico.....	197
3.3.4 Rodamiento de bolas de contacto angular SKF.....	198
3.3.5 Motor hidráulico HANSA TMP Serie 200.....	199
3.3.6 Cabrestante.....	200
3.3.7 Transmisor de fuerza axial.....	201
3.3.8 Rodamiento de bolas de contacto angular SKF.....	202
3.3.9 Anillo inferior.....	203
3.3.10 Base metálica.....	204
3.3.11 Piñón motor hidráulico.....	205
3.4 Gancho.....	206

3.5 Cilindro hidráulico	207
PLIEGO DE CONDICIONES	209
4.1 Condiciones generales.....	212
4.1.2 Condiciones de uso general	212
4.2 Condiciones técnicas	212
4.2.1 Materiales.....	212
4.2.2 Acabado superficial y soldadura	212
4.2.3 Mantenimiento.....	212
4.3 Especificaciones de los materiales y elementos constructivos del proyecto	213
4.3.1 Clasificación de ambientes exteriores	213
4.3.2 Preparación de la superficie.....	213
4.3.3 Tratamientos preliminares.....	214
4.3.4 Métodos de pintura.....	214
ESTADO DE MEDICIONES.....	217
5.1 Listado de piezas a mecanizar	220
5.2 Listado de piezas de proveedor	220
5.2.1 Piezas no normalizadas	221
5.2.2 Piezas normalizadas	222
5.3 Trabajos de mecanizado.....	222
5.4 Trabajos de soldadura	224
5.5 Trabajos de pintura	226
PRESUPUESTO.....	228
6.1 Presupuesto de piezas.....	231
6.2 Presupuesto de mano de obra	233
6.3 Presupuesto total	233

HOJA DE IDENTIFICACIÓN

TÍTULO	Grúa autónoma para pesos ligero para tipo furgoneta abierta, actuador hidráulico.
GRADO	Grado en Ingeniería Mecánica
TUTOR ACADÉMICO	Andrés Muñoz de Dios Rodríguez
CONTACTO	amunozdi@ull.es
ENCARGADO POR	Escuela Superior de Ingeniería y Tecnología (ESIT) Universidad de La Laguna
DIRECCIÓN	Avenida Astrofísico Francisco Sánchez s/n. San Cristóbal de La Laguna, Tenerife, España.
AUTOR DEL PROYECTO	Marcos Hernández López
DNI	54053728W
DIRECCIÓN	Calle La Ermita 22, El Sauzal, Tenerife, España.
CONTACTO	marcos.mhl@gmail.com



**Universidad
de La Laguna**

Trabajo de fin de grado

Grúa autónoma para pesos ligero para tipo furgoneta abierta, actuador hidráulico.

MEMORIA

Autor: Marcos Hernández López
Tutor: Andrés Muñoz de Dios Rodríguez
Julio 2018

Índice de memoria

1.1 Objetivo	16
1.1 Objective	16
1.2 Alcance	16
1.2 Scope	16
1.2.1 Metodología	17
1.3 Antecedentes	17
1.4 Normas y referencias	22
1.4.1 Normas	22
1.4.2 Disposiciones legales	23
1.4.3 Bibliografía	23
1.4.4 Software utilizado	24
1.4.5 Definiciones	24
1.4.6 Abreviaciones	26
1.5 Requisitos de diseño	28
1.6 Análisis de soluciones	29
1.6.1 Posiciones de la grúa	29
1.6.2 Sección de los perfiles	30
1.6.3 Giro de pluma	30
1.6.4 Limitaciones de movimiento	31
1.6.5 Normativa para dimensionado de la estructura	32
1.6.6 Sistema hidráulico	33
1.6.7 Suministro de potencia eléctrica	34
1.7 Resultados finales	35
1.7.1 Introducción	35
1.7.2 Pluma y sus componentes asociados	36
1.7.2.1 Perfil metálico (estructura principal)	37
1.7.2.2 Cabrestante hidráulico	37
1.7.2.3 Polea	39
1.7.2.4 Fijaciones	42
1.7.2.4.1 Unión pluma-pilar	43
1.7.2.4.2 Unión actuador-pluma	44

1.7.2.5 Topes fin de carrera	46
1.7.3 Pilar y sus componentes asociados	50
1.7.3.1 Perfil metálico (estructura principal)	51
1.7.3.2 Rueda dentada	51
1.7.3.3 Eje cilíndrico hueco	53
1.7.3.4 Placas de fijación del actuador	53
1.7.3.5 Finales de carrera	55
1.7.4 Base y sus componentes asociados	58
1.7.4.1 Estructura metálica de la base	59
1.7.4.2 Motor hidráulico y componentes auxiliares	60
1.7.4.3 Piñón	62
1.7.4.4 Placa soporte	63
1.7.4.5 Rodamientos y elementos auxiliares	63
1.7.4.6 Transmisión de fuerza axial	66
1.7.5 Cilindro hidráulico	67
1.7.6 Minicentral hidráulica	67
1.7.6.1 Sistema hidráulico	69
1.7.6.2 Sistema eléctrico	70
1.7.7 Suministro de potencia eléctrica	71
1.7.8 Gancho	72
1.8 Planificación	73
1.8.1 Recopilación de materiales	74
1.8.2 Mecanizado	74
1.8.3 Soldadura	74
1.8.4 Pintura	74
1.8.5 Instalación	74
1.9 Presupuesto	75

1.1 Objetivo

El objetivo del siguiente proyecto es el diseño y fabricación de una grúa con accionamientos hidráulicos para su utilización sobre una furgoneta Toyota Dyna 150 MWB para elevar cargas ligeras. Partiendo de las dimensiones de la cabina de carga de la furgoneta, se ha procedido a establecer los criterios de diseño y su posterior dimensionado.

La principal motivación para realizar este proyecto es la posibilidad de diseñar una máquina en la que intervienen conceptos y metodologías fundamentales de la ingeniería mecánica como son los pertenecientes a la resistencia de materiales, estructuras, hidráulica y más específicamente los de diseño y cálculo de máquinas.

Además, la importancia de disponer aparatos de elevación de carga de cara a facilitar el trabajo del usuario ha sido relevante para la realización de este proyecto.

1.1 Objective

The objective of the following project is the design and manufacture of a crane with hydraulic drives for use on a Toyota Dyna 150 MWB van to lift light loads. Starting from the dimensions of the van's cargo cabin, the design criteria and subsequent sizing have been established.

The main motivation to carry out this project is the possibility of designing a machine that involves concepts and fundamental methods of mechanical engineering such as resistance of materials, structures, hydraulics and more specifically the designs and calculation of machines.

In addition, the importance of having load lifting devices to facilitate the work of the user has been relevant to the realization of this project.

1.2 Alcance

Este proyecto se basa en la utilización de accionamientos hidráulicos para una grúa y su utilización sobre una furgoneta Toyota Dyna 150 MWB. Dicha grúa tiene como característica principal una capacidad máxima de carga de 300 kilogramos. La altura máxima de la grúa es inferior a 2,1 metros, teniendo una pluma de tramo único, con una longitud de 1.55 metros, un ángulo máximo de rotación de 260° y un ángulo de inclinación variable comprendido entre 20° y -45°. Todos los movimientos de la grúa accionados por equipos hidráulicos podrán realizarse de manera remota mediante un mando de radiofrecuencia y una placa controladora receptora que mandará impulsos eléctricos a diversas válvulas que controlaran los movimientos los elementos hidráulicos.

Sin pretender diseñar detalladamente todos los elementos que componen la grúa, se ha hecho especial hincapié en aquellos que tienen una relación directa con la resistencia de materiales y el cálculo y diseño de máquinas, como son los elementos metálicos que componen activamente la estructura de la grúa.

1.2 Scope

This project is based on the use of hydraulic drives for a crane and its use on a Toyota Dyna 150 MWB van. This crane has as main characteristic a maximum load capacity of 300

kilograms. The maximum height of the crane is less than 2,1 meters, having a single section boom, with a length of 1.55 meters, a maximum angle of rotation of 260 ° and a variable angle of inclination between 20 ° and -45 °. All movements of the crane driven by hydraulic equipment can be performed remotely by a radio frequency command and a receiver control board that will send electrical impulses to various valves that control the movements of the hydraulic elements.

Without pretending to design in detail all the elements that make up the crane, special emphasis has been placed on those that have a direct relationship with the resistance of materials and the calculation and design of machines, such as the metallic elements that actively compose the structure of the crane.

1.2.1 Metodología

Se ha pretendido a lo largo del proyecto explicar y justificar todas las decisiones tomadas. Es por ello que se utilizan muchas figuras y tablas junto con las ecuaciones planteadas en los anexos de cálculo.

De igual manera, con el fin de realizar un diseño correcto, se han utilizado distintas herramientas para el diseño de la grúa y sus componentes como son los software de cálculo y diseño SolidWorks 2016, AutoCAD 2016 y FluidSIM Hydraulic. Además de la consulta de distintos catálogos para la obtención de piezas comerciales para la fabricación de la misma.

1.3 Antecedentes

Dentro del conjunto de tipos de grúas que podemos encontrar en la actualidad, la grúa perteneciente a este proyecto la podemos definir como una grúa móvil, la cual la normativa UNE 58502 las determina como grúas pluma que pueden estar equipadas con un mástil, capaces de trasladarse, con o sin carga, sin necesidad de camino de rodadura fijo, y que permanece estable bajo la influencia de la fuerza de gravedad.



Figura 1. Grúa móvil.

Dentro de su definición, se pueden clasificar en base a su montaje sobre la base, a su estructura, al tipo de pluma y en base a configuraciones especiales.

Montaje de la base:

- Sobre orugas: grúa móvil equipada de orugas para su desplazamiento.
- Sobre ruedas: grúa móvil equipada con ruedas para su desplazamiento.
- Montada especialmente: grúa móvil equipada con otros medios de desplazamiento que no sean orugas o ruedas.

Estructura:

- Estructura superior giratoria: grúa móvil cuya estructura completa con sus equipos, gira sobre su base.
- Pluma giratoria: grúa móvil sin estructura superior en la que la pluma gira con respecto a la base.
- Grúa articulada: grúa móvil que constituye un aparato consistente en dos partes pivotantes, articulado en lo que concierne a la rotación horizontal de la pluma y la dirección de la máquina.
- Pluma no giratoria: grúa móvil, con o sin estructura superior fija, en la cual la pluma permanece sin rotación con respecto a la base.

Tipos de pluma:

- Pluma de longitud fija: pluma de longitud de funcionamiento fija, donde la longitud puede variar por adición o supresión de elementos, pero que es invariable durante un ciclo de trabajo.
 - o Pluma de celosía: pluma de longitud fija construida mediante entramado metálico.
- Pluma telescópica: pluma construida de una sección de base, a partir de la cual una o varias secciones de la pluma son embutidas en forma telescópica para proporcionar una longitud adicional.
- Pluma montada sobre torre: conjunto que comprende una pluma montada sobre o próxima a la cúspide de una torre vertical, o casi vertical.
- Plumín: extensión fijada a la punta o próxima a la punta de la pluma, para proporcionar una longitud adicional a la pluma y un medio de elevación auxiliar.
- Pluma articulada: Pluma provista de goznes que permiten girar en sentido vertical.

Configuraciones especiales:

- Configuración especial: equipamientos diversos que agregados a la grúa móvil de base, aumentan las funciones y las posibilidades de elevación.
- Grúa de carga: grúa accionada hidráulicamente que normalmente está acoplada a un vehículo comercial y que está diseñada para cargar y descargar el vehículo.

Siendo un vehículo comercial aquel cuyo diseño y acondicionamiento se ha realizado en base a un uso principalmente destinado para el transporte de mercancías.

Además de la definición perteneciente a la normativa UNE, existe una instrucción técnica complementaria <<MIE-AEM-4>> referente a grúas móviles la cual realiza una distinción entre:

- Grúa móvil autopropulsada: aparato de elevación de funcionamiento discontinuo, destinado a elevar y distribuir en el espacio cargas suspendidas de un gancho o cualquier accesorio de aprehensión, dotado de medios de propulsión y conducción propios o que formen parte de un conjunto con dichos medios que posibilitan su desplazamiento por vías públicas o terrenos.
- Grúa autocargante: aparato de elevación de funcionamiento discontinuo instalado sobre vehículos aptos para transportar materiales y que se utiliza exclusivamente para su carga y descarga.



Figura 2. Grúa autocargante

A su vez, podemos establecer una distinción entre grúas autocargantes en función de sus actuadores:

- Grúas con actuador manual: la actuación manual es aquella que cuya fuerza motriz la genera el hombre. La actuación manual se puede realizar directamente al dispositivo, mediante un volante u otro dispositivo. Las grúas que utilizan este sistema generalmente son grúas de tamaño pequeño y se suelen utilizar en el ámbito médico para elevar a pacientes con movilidad reducida.



Figura 3. Grúa con accionamiento manual.

- Grúas con actuador eléctrico: este actuador se beneficia del movimiento de rotación de un motor eléctrico para ofrecer un movimiento de tipo mecánico lineal o de rotación. Aun siendo el tipo de actuador menos habitual, su uso puede estar indicado para cargas más ligeras, de menos potencia, aunque por el contrario de más precisión. Estos actuadores se pueden instalar más fácilmente, debido a que no poseen equipos de filtrado, eliminación de aire, etc. Además, apenas llevan mantenimiento.



Figura 4. Grúa con accionamiento eléctrico

- Grúas con actuador hidráulico: Uno de los actuadores más frecuentes, pero no tanto es su utilización en grúas de poca carga. Su funcionamiento se basa en la presión ejercida por un líquido, normalmente aceite, sobre una superficie móvil. El líquido que contienen está herméticamente cerrado, ya que si hubiera una fuga, llevaría a una pérdida de funcionalidad y la máquina sufriría un gran riesgo. Los actuadores de estas

grúas se utilizan la mayoría de veces para cargas pesadas y/o de gran potencia, para su uso en la construcción, agricultura, etc. Existe una mayor disponibilidad de actuadores hidráulicos en el mercado que de actuadores de cualquier otro tipo.



Figura 5. Grúa con accionamiento hidráulico.

- Grúas con actuador neumático: este tipo de actuador es similar al hidráulico. La diferencia es que el fluido que se usa es aire en lugar de aceite o similares. Dado que el aire sí es compresible, se utilizan generalmente para cargas poco elevadas. La ventaja que presentan frente a los actuadores hidráulicos es que no necesitan de circuitos de retorno ya que se puede liberar la presión resultante o innecesaria al ambiente.



Figura 6. Grúa con accionamiento neumático.

1.4 Normas y referencias

1.4.1 Normas

UNE-EN ISO 9000 en la que se establecen los “Sistemas de Gestión de la Calidad: Fundamentos y Vocabulario” (ISO 9000:2000).

UNE 50132 en la que se establece la “Numeración de las divisiones y subdivisiones en los documentos escritos”.

UNE 157001 - febrero 2002, en la que se establece los “Criterios Generales para la elaboración de proyectos”

UNE 50113-1:1992 “Documentación e información. Vocabulario. Parte 1. Conceptos fundamentales”.

UNE 58000:2003 Manejos de grúas y aparatos de elevación y transporte de pesos.

UNE 58104-1:1987 Aparatos de elevación. Vocabulario parte 1 Tipos de aparatos de elevación.

UNE 58104-2:1987 Aparatos de elevación. Vocabulario parte 2. Parámetros.

UNE 58104-3:1987 Aparatos de elevación. Vocabulario parte 3. Conceptos generales.

UNE 58104-4:1990 Aparatos de elevación. Vocabulario parte 4. Componentes.

UNE 58112-1:1991 Grúas y aparatos de elevación. Clasificación. Parte 1. General.

UNE 58112-4:1991 Grúas y aparatos de elevación. Clasificación. Parte 4. Grúas de pluma.

UNE 58132-1:1991 Aparatos de elevación. Reglas de cálculo. Parte 1. Clasificación. Símbolos y denominaciones utilizadas.

UNE 58132-2:2005 Aparatos de elevación. Reglas de cálculo. Parte 2. Solicitaciones y casos de sollicitaciones que deben intervenir en el cálculo de las estructuras y de los mecanismos.

UNE 58132-3:2005 Aparatos de elevación. Reglas de cálculo. Parte 3. Cálculo de las estructuras y de las uniones.

UNE 58132-4:2000 Aparatos de elevación. Reglas de cálculo. Parte 4. Cálculo y elección de los elementos mecánicos.

UNE 58133:1988 Aparatos de elevación. Accionamientos. Disposición y Características. Disposición y exigencias básicas para las grúas móviles.

UNE 58136:1992 Aparatos de elevación. Grúas pluma. Disposición y características de los accionamientos.

UNE 58139-1:1992 Aparatos de elevación. Información a suministrar. Parte 1. Generalidades.

UNE 58139-4:1992 Aparatos de elevación. Información a suministrar. Parte 4. Grúas de pluma.

UNE 58-501-78 Grúas Móviles

UNE 58-502-04 Grúas Móviles.

UNE 58113-1985 Grúas. Acción del viento.

UNE 58118-1984 Código y métodos de ensayo para aparatos de elevación.

UNE 58-536-89 Reglas para el cálculo de las estructuras de las grúas móviles de uso general.

UNE 58119-1994 Determinación de la estabilidad de las grúas móviles.

UNE 58120-2:1991 Grúas y aparatos de elevación. Selección de cables. Parte 2: grúas móviles. Coeficiente de utilización.

UNE-EN 10025-1 de febrero de 2006. Productos laminados en caliente de aceros para estructuras. Condiciones técnicas generales de suministros.

UNE-EN 10025-2 de septiembre de 2006. Productos laminados en caliente de aceros para

UNE-EN ISO 8501-3 de enero de 2008. Preparación de sustratos de acero previa a la aplicación de pinturas y productos relacionados. Parte 3: grados de preparación de soldaduras, bordes y otras áreas con imperfecciones en la superficie.

1.4.2 Disposiciones legales

- Real Decreto 837/2003, de 27 de junio por el que se aprueba el nuevo texto modificado y refundido de la Instrucción Técnica Complementaria (ITC) “MIE-AEM-4” del Reglamento de aparatos de elevación y manutención, referente a grúas móviles auto propulsadas.
- Real Decreto 2291/1985, de 8 noviembre, por el que se aprueba el Reglamento de aparatos de elevación y manutención de los mismos.
- Real Decreto 1215/1997 de 18 de julio, por el que se establecen las disposiciones mínimas de seguridad y salud para la utilización por los trabajadores.
- NTP 869 Grúas hidráulicas articuladas sobre camión (II).

1.4.3 Bibliografía

- ERNST, Hellmt. Aparatos de elevación y transporte, Principios y elementos constructivos. Tomo 1. Editorial Blume.
- Larrode, E. MIRAVETE, A. Grúas. Servicio de Publicaciones. Universidad de Zaragoza.
- R.C. Hibbler. Ingeniería mecánica. Estática. Editorial Prentice Hall.
- Cálculo de componentes estructurales y uniones.
- EAE. Instrucción de Acero Estructural.
- Normativa referente a todo tipo de grúas. Asociación Española de Manutención (FEM AEM)

<http://www.fem-aem.org/gruas/>

- Gestión de normativa UNE-ISO a través de portal ULL
<https://www-aenor-es.accedys2.bbtk.ull.es/>
- Búsqueda de libros, referencias, catálogos y demás recursos a través de portal ULL
<http://puntoq.greendata.es.accedys2.bbtk.ull.es/>
- Procedimiento de cálculos
<http://ingemecanica.com/>
- Cálculo de rodamientos
<http://www.skf.com/es/>
- Catálogo de piezas normalizadas
<https://www.mbo-osswald.de/en/>
- Definiciones:
<http://www.wikipedia.es/>

1.4.4 Software utilizado

- SolidWorks 2016. Software de cálculo y diseño empleado para generar dibujos a partir de representaciones 3D de los componentes que forman la grúa así como realizar estudios estáticos sobre los elementos estructurales de la grúa mediante cálculo por elementos finitos.
- AutoCAD 2016. Realización de planos y diversas representaciones esquemáticas para aclarar características dimensionales de piezas.
- FluidSIM Hydraulics. Software para diseño y simulación de instalaciones hidráulicas.
- Microsoft Office. Se han utilizado hojas de cálculo Excel donde se realizan todos los cálculos necesarios para dimensionar la estructura y generar diagramas y hojas Word donde se elabora la redacción de éste proyecto.

1.4.6 Definiciones

- Actuador: dispositivo capaz de generar una fuerza transformando energía hidráulica, neumática o eléctrica, en el accionamiento de un elemento final de control con el objetivo de producir un efecto sobre un proceso automatizado.
- Cabrestante: torno de eje para mover y arrastrar grandes pesos, utilizado especialmente en minas, puertos y barcos; está provisto de una cuerda o cable que se va arrollando en él a medida que gira.

- Cilindro hidráulico: mecanismos que constan de un cilindro dentro del cual se desplaza un émbolo o pistón y que transforma la presión de un líquido en energía mecánica. Son actuadores mecánicos que son usados para dar una fuerza a través de un recorrido lineal.
- Chaveta: pieza de sección rectangular o cuadrada que se inserta entre dos elementos que deben ser solidarios entre sí para transmitir potencia y evitar que se produzcan deslizamientos de una pieza sobre otra. El hueco que se mecaniza en las piezas acopladas para insertar las chavetas se llama chavetero.
- Cojinete: pieza o conjunto de ellas sobre las que se transporta y gira el árbol transmisor de momento giratorio de una máquina.
- Esfuerzo axial: es el esfuerzo resultante de las tensiones perpendiculares a la sección transversal de un prisma mecánico.
- Esfuerzo cortante: es el esfuerzo resultante de las tensiones paralelas a la sección transversal de un prisma mecánico.
- Momento flector: se denomina momento flector a un momento de fuerza resultante de una distribución de tensiones sobre una sección transversal de un prisma mecánico flexionado o una placa que es perpendicular al eje longitudinal a lo largo del que se produce la flexión.
- Nervio: filete saliente a lo largo de una pieza para reforzar su resistencia o como elemento decorativo.
- Pandeo: fenómeno de inestabilidad que puede darse en elementos comprimidos y que se manifiesta por la aparición de desplazamientos importantes transversales a la dirección principal de compresión.
- Pasador: fijación mecánica desmontable. Presenta una forma maciza cilíndrica con o sin cabeza, cuyos extremos pueden tener varias formas para facilitar la inserción en un orificio común a varias piezas, permitiendo su unión en una posición fija.
- Piñón: rueda más pequeña de un par de ruedas dentadas.
- Pluma: uno de los elementos principales de un aparato de elevación de tipo móvil que actúa como brazo para transportar y elevar elementos.
- Polipasto: es una máquina compuesta por dos o más poleas y un cable. Se utiliza para levantar o mover una carga con una gran ventaja mecánica, ya que se necesita aplicar una fuerza mucho menor que el peso que hay que mover.
- Rodamiento: es un tipo de cojinete que reduce la fricción entre un eje y las piezas conectadas a éste por medio de rodadura y que le sirve de apoyo y facilita su desplazamiento.

- Tensión: magnitud física que representa la fuerza por unidad de área en el entorno de un punto material sobre una superficie real o imaginaria de un medio continuo.

1.4.7 Abreviaciones

A: área de la sección a estudio [mm^2]

As: área resistente a tracción del tornillo [mm^2]

Av: área de cortante de la sección [mm^2]

b: ancho de la chaveta [mm]

C₀: capacidad de carga estática básica [kN]

d: diámetro del elemento [mm]

E: módulo elástico del material [N/mm^2]

F₀: Carga a elevar y carga de los accesorios de la propia grúa [N]

F_a: carga axial [N]

F_{E,b}= Esfuerzo cortante aplicado [N]

F_{Pandeo}: Carga crítica en la que ocurre el pandeo local [N]

F_r: carga radial [kN]

F_{R,b}= Resistencia a la cortadura [N]

F_T: esfuerzo de tracción soportado por el tornillo [N]

F_{T,Ed}: fuerza de tracción mayorada a la que está sometido el elemento a estudio [N].

F_{T,Rd}: resistencia a tracción del material [N]

f_{ub}: tensión última a tracción del material [N/mm^2].

F_{ub}: resistencia última a tracción del material [N/mm^2]

F_y: límite elástico del material minorado [N/mm^2]

g: gravedad [m/s^2]

G: Peso propio de los elementos que conforman la grúa [N]

h: alto de la chaveta [mm]

I: Momento de inercia de la sección transversal [mm^4]

l: largo de la chaveta [mm]

L_{Cr}: longitud crítica en el tipo de pandeo considerado.

L_p: Longitud libre de pandeo [m]

m: módulo de un elemento de transmisión de potencia.

- Mf: momento flector aplicado en la sección a estudio [Nmm]
- $M_{R,b}$: Momento resistente a flexión [Nmm]
- N: fuerza normal en la sección a estudio [N]
- N_{Ed} : Valor de cálculo del esfuerzo axial de compresión [N]
- $N_{B,Rd}$: Resistencia de cálculo a pandeo del elemento comprimido.
- P: Presión [bar]
- P_0 : carga estática equivalente del rodamiento [kN]
- Q: caudal [l/min]
- r_i : distancia del centro de masa de los elementos giratorios al eje de giro [mm]
- S: Momento estático del área de la sección transversal por encima del punto considerado [mm³]
- t: Espesor del punto considerado [mm]
- T: tensión en el cable que soporta la carga [N]
- V_{Ed} : Valor de cálculo del esfuerzo cortante [N].
- $V_{pl,Rd}$: Resistencia a cortante de la sección del material [N].
- W: módulo resistente de la sección [mm³]
- X_0 : factor de carga radial.
- Y_0 : factor de carga axial.
- z: número de dientes de un elemento de transmisión de potencia
- α : Coeficiente de imperfección
- α_r : Aceleración angular [rad/s²]
- σ_m : tensión normal [N/mm²]
- σ_{adm} : tensión admisible del material [N/mm²]
- \varnothing_{eje} : Diámetro del eje del motor hidráulico de giro.
- \varnothing : diámetro [mm]
- τ_{Ed} : Tensión tangencial de cálculo en el punto considerado [N/mm²]
- τ_i : Par inercial de giro [Nm]
- χ : Coeficiente de reducción para el modo de pandeo considerado.
- γ_{mo} : coeficiente de mayoración.

1.5 Requisitos de diseño

El cliente quiere instalar una grúa para elevar y descender cargas y depositarlas en la superficie de carga de una furgoneta Toyota Dyna 150MB, siempre cargando por el lateral derecho de la misma. Las cargas que debe afrontar esta grúa no deben superar los 300Kg y la grúa debe tener una altura desde la superficie de carga de la furgoneta no superior a 2,3 metros en posición de reposo o modo de transporte y un radio de alcance no superior a 1,6 metros. Todos los movimientos que se realicen en la grúa los deben realizar equipos hidráulicos. El centro de la base de la grúa debe estar situado a 40 centímetros de la cabina y en su posición más alejada del centro de la superficie de carga en dirección perpendicular a la longitud del vehículo. El radio de carga deberá ser el máximo considerando las restricciones dimensionales por la cabina del vehículo, siendo este de 269°.

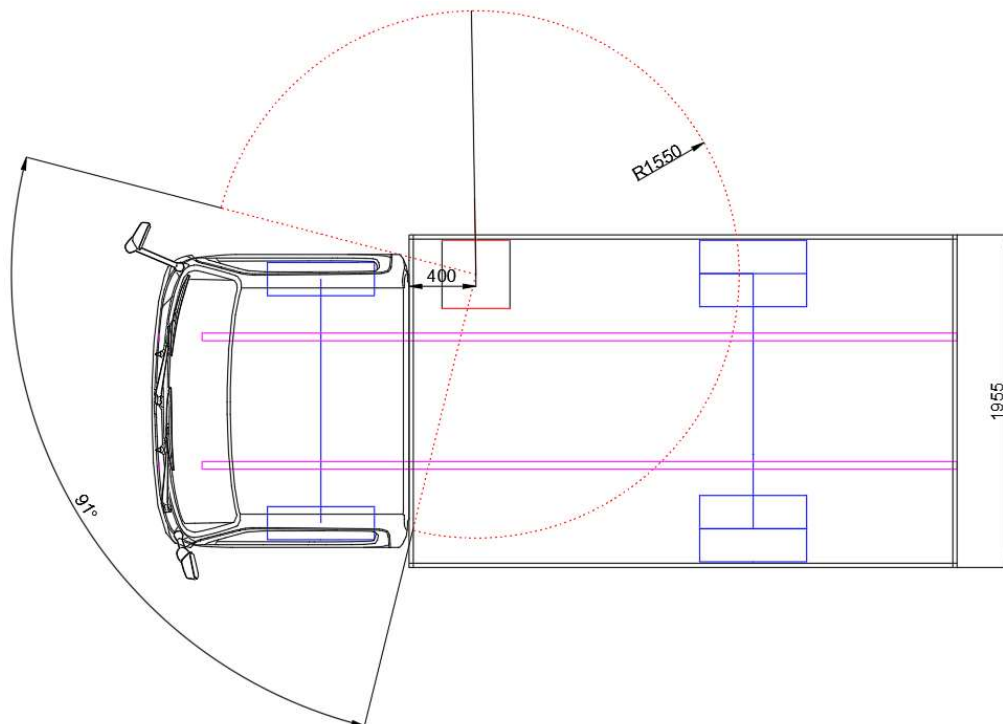


Figura 7. Posición de la grúa en la superficie de carga de la furgoneta. Con dimensiones.

Las dimensiones máximas del bulto que la grúa puede alzar son de 1650 milímetros de alto por 1200 milímetros de ancho.

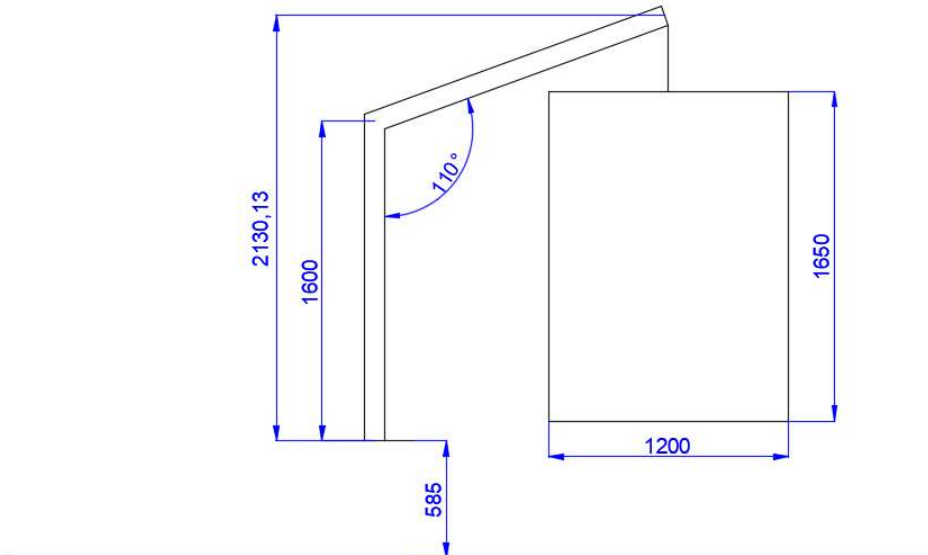


Figura 8. Tamaño de bulto máximo.

1.6 Análisis de soluciones

1.6.1 Posiciones de la grúa

De cara al posicionamiento de la grúa sobre la superficie de carga de la furgoneta, se decidió entre todas las posibilidades, situarla a 40 centímetros de la cabina para dejar el espacio necesario para el equipo hidráulico de rotación de la grúa y lo más cerca del extremo derecho de la superficie de carga. Para escoger esta posición se ha realizado un estudio de la inestabilidad a vuelco de la grúa para esta situación, el cual se muestra en su anexo de cálculo correspondiente.

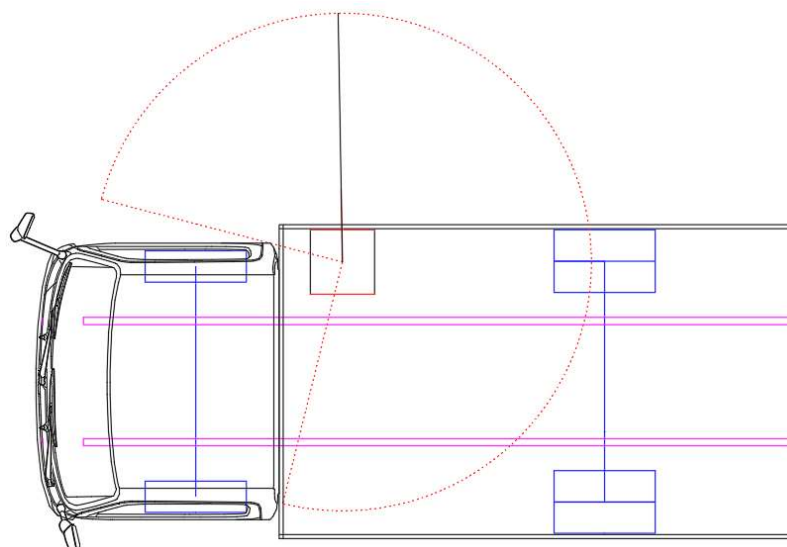


Figura 9. Posición de la grúa en la superficie de carga de la furgoneta. Sin dimensiones.

Se descarta la posibilidad de situar la grúa en el centro superficie de carga de la furgoneta. Si bien es cierto que esta posición es ideal en cuanto a estabilidad a vuelco del vehículo, dado que la longitud de la pluma establecida permitiría alzar solamente objetos de volumen reducido y en una posición determinada ya que la punta de la propia pluma sobresaldría de la superficie de carga unos pocos centímetros si se carga de los laterales.

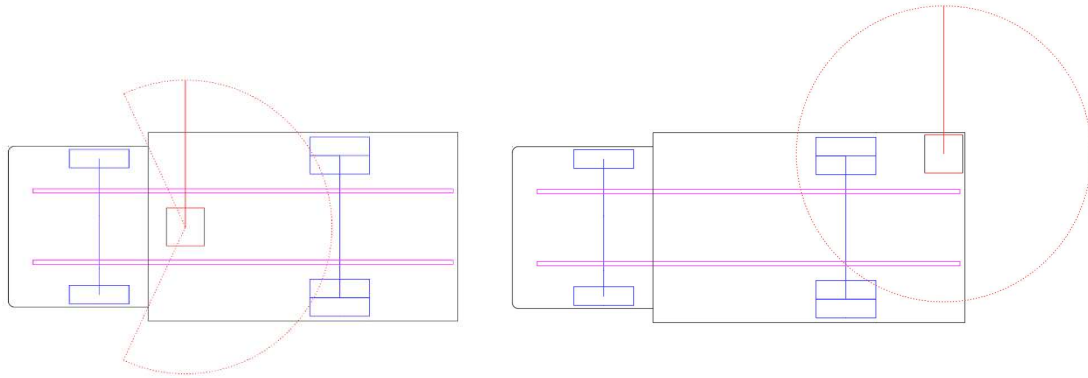


Figura 10. Posicionamientos considerados para la grúa sobre la superficie de carga de la grúa

Se consideró la posibilidad de situar la grúa en un lateral de la parte trasera del vehículo. En este caso la pluma no tendría restricciones en cuanto al ángulo de giro y por consiguiente tendría un área de carga mayor. Por contrapartida, el área de descarga sobre la superficie de la furgoneta es menor y si se cargan elementos muy pesados, no se podrán repartir por la superficie de la furgoneta con facilidad.

Además, en estos vehículos comerciales es muy común cargar pallets por la parte trasera del vehículo. Instalando la grúa en esta posición conllevaría a eliminar esta posibilidad. Es por esto por lo que se descarta esta opción.

1.6.2 Sección de los perfiles

Considerando que a los perfiles metálicos que componen la estructura de la pluma y el pilar de la grúa habría que unir mediante soldadura o uniones atornilladas varios elementos auxiliares, se determinó utilizar perfiles de sección rectangular o cuadrada en lugar de secciones cilíndricas para facilitar la unión de los mismos sin utilizar adaptadores. Por su parte, para la base de la grúa se utilizará un perfil cilíndrico hueco.

1.6.3 Giro de pluma

En cuanto al giro de la pluma sobre eje del pilar, se consideraron dos opciones: con rodamientos en la parte superior del pilar, siendo este anclado a la superficie de carga o giro en una base donde se acoplaba la estructura a la misma, siendo esta última la escogida.

Se descarta la posibilidad de establecer el giro de la pluma en la parte superior debido a que complicaría el establecimiento de un equipo hidráulico que permitiera el giro de la misma. Además de que para conseguir esto, se debería utilizar perfiles con sección cilíndrica los cuales se habían descartado.

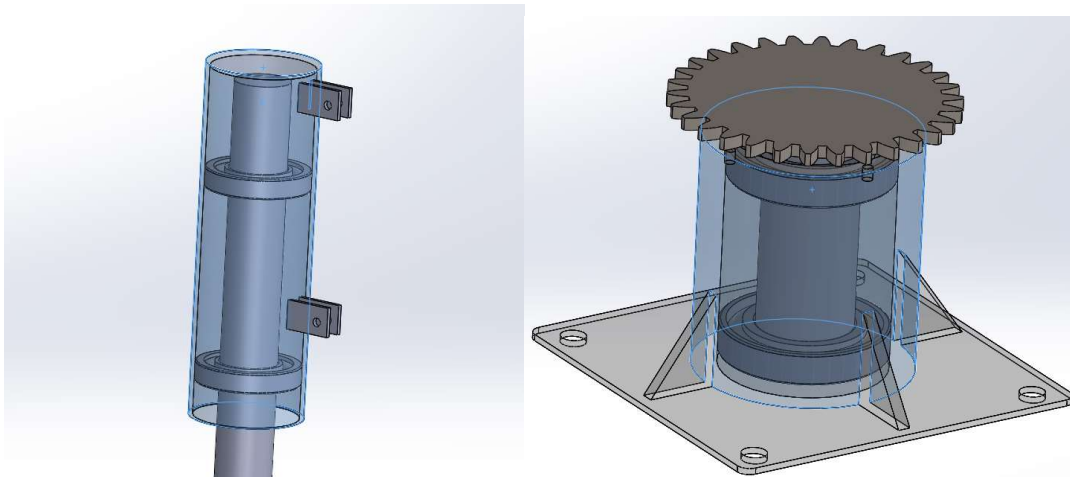


Figura 11. Métodos de giro de pluma considerados.

1.6.4 Limitaciones de movimiento

Dado que los movimientos de la grúa están limitados por disposiciones dimensionales, los movimientos de ciertos elementos hidráulicos que hacen posibles dichos movimientos deben tener unas limitaciones. En este caso, dichas limitaciones se establecen mediante finales de carrera que cortan el flujo de aceite a los mismos evitando así su movimiento. Se utilizarán pulsadores como finales de carrera, los cuales, por contacto mandará una señal eléctrica a una unidad de control que leerá la señal y mediante un relé hará que las electroválvulas del sistema hidráulico cambien de posición, permitiendo o no el flujo de aceite.

1.6.5 Normativa para dimensionado de la estructura

Los cálculos para las solicitudes que se aplicarán en el dimensionado de los perfiles metálicos que componen la grúa se realizan en base a una adaptación a la norma *UNE 58-536-89 Grúas móviles. Reglas para el cálculo de las estructuras de las grúas móviles de uso general*, y al uso de la *Instrucción de Acero Estructural (EAE)*. La normativa UNE anteriormente comentada excluye de su campo de aplicación a las grúas autocargadoras sobre camión, las cuales son el tipo más parecido a las que este proyecto se refiere.

Están comprendidos los siguientes tipos de grúas:

- a) Grúas sobre orugas.
- b) Grúas autopropulsadas sobre neumáticos.
- c) Grúas montadas sobre camión.
- d) Grúas montadas sobre remolque.
- e) Grúas montadas sobre vehículo articulado.
- f) Grúas de pluma articulada.

Quedan excluidas del alcance de esta norma las autocargadoras sobre camión.

Véase anexo B donde aparecen los tipos clásicos de grúas y sistemas de plumas.

2 NORMAS PARA CONSULTA

UNE 36-080 – Aceros no aleados, laminados en caliente, para construcciones metálicas.

UNE 36-081 – Aceros para estructuras de características mecánicas especiales y soldables. Tipos y grados.

UNE 58-112 – Aparatos de elevación. Clasificación.

UNE 58-113 – Grúas. Acción del viento.

UNE 58-501 – Grúas móviles.

UNE 58-531¹⁾ – Aparatos de elevación. Clasificación. Grúas móviles.

Figura 12. Extracto de normativa UNE 58-536-89

La normativa *UNE 58-536-89* establece unos coeficientes parciales para las cargas que actúan en la estructura de la grúa. Estos coeficientes son diferentes para cada tipo de carga tal y como se muestra en la siguiente tabla.

Coeficientes de seguridad parcial			
Cargas	Hipótesis de carga		
	Caso 1	Caso 2	Caso 3
Peso propio	1,2	1,09	1,09
Carga de servicio / Efectos dinámicos	1,35	1,2	1
Fuerzas de inercia por los movimientos de la grúa	1,5	1,35	1,2
Cargas adicionales	1	1,2	1,09
Cargas especiales	1	1	1,09

Tabla 10. Coeficientes de seguridad parcial.

En este caso, como modificación a la norma, no se consideran las cargas de viento sobre la grúa.

Una vez considerando los coeficientes parciales de cada carga, la normativa también establece varios casos de combinaciones de cargas con otros coeficientes de seguridad generales. Estas combinaciones se muestran en la siguiente tabla.

Cargas		Símbolo	Condiciones normales de carga						Condiciones especiales de carga Caso 3		
			Caso 1			Caso 2			I	II	III
Cargas principales	Peso propio	G	G	G	G	G	G	G	G	G	G
	Carga de servicio	F	F	F	F	F	F	F	F0	F0	-
	Factor de carga de servicio	ϕ	ϕ	ϕ	ϕ	ϕ	ϕ	ϕ	1	1	-
	Translación (0,5%F)	T	T	-	-	T	-	-	-	-	-
	Giro (2%F)	S	-	S	-	-	S	-	-	-	-
	Alcance (0,5%F)	L	-	-	L	-	-	L	-	L	-

Tabla 11. Hipótesis de aplicación de coeficientes de seguridad.

Entre todos los casos mostrados en la tabla anterior, se escoge el caso de combinaciones de cargas más desfavorable y en base a él se dimensiona la estructura. Este cálculo se realiza en su anexo de cálculo correspondiente.

1.6.6 Sistema hidráulico

Para solventar las solicitaciones de presión hidráulica a los equipos se busca una solución que, a la vez de capaz, sea lo más compacta posible para poder situarla debajo de la superficie de carga del vehículo, en la parte izquierda.

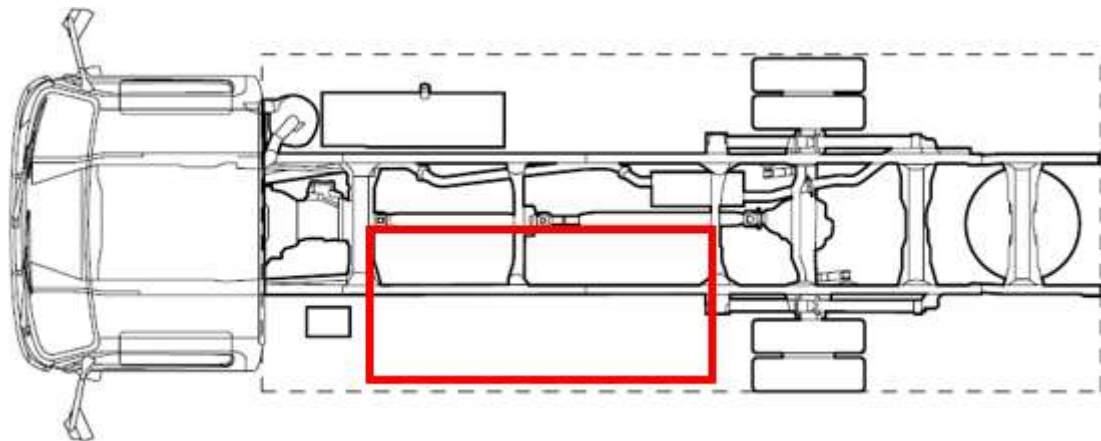


Figura 13. Posicionamiento para la minicentral hidráulica.

Es por ello que se opta por la implantación de una minicentral hidráulica de tamaño reducido, la cual está compuesta por un depósito de aceite de 7,5 litros de capacidad, un motor eléctrico de 1.5 kW de potencia operado por corriente continua a 12v y una bomba de aceite de 1,6 cm³/rev. Siendo esta configuración óptima para el funcionamiento del sistema tras realizar los cálculos de requisitos necesarios reflejados en el anexo de cálculo correspondiente.

1.6.7 Suministro de potencia eléctrica

Dado que en este proyecto se instalará un motor eléctrico, un sistema de electroválvulas y un sistema de control remoto, todo ello alimentado por corriente continua de 12V se presenta el problema de poder generar la suficiente potencia eléctrica que demandarán estos sistemas a pleno rendimiento. En primer lugar, se establece que, para el funcionamiento de la grúa, el motor de combustión interna del vehículo debe estar funcionando siempre que se vaya a utilizar la grúa, para que el alternador del vehículo pueda suministrar de potencia eléctrica a los equipos. Además, la demanda de potencia del sistema teórica calculada supera la potencia eléctrica suministrada por el alternador que monta de serie la furgoneta, de 700 W. Dichos cálculos están reflejados en su anexo de cálculo correspondiente. Es por eso que se opta por cambiar el alternador de serie por otro, siendo la opción más viable escoger el alternador de otro modelo Toyota que genera 1610 W.

1.7 Resultados finales

1.7.1 Introducción

Tras completar el estudio de cálculos necesarios para satisfacer los requisitos de diseño iniciales, se llegó al siguiente diseño final de la grúa de este proyecto.

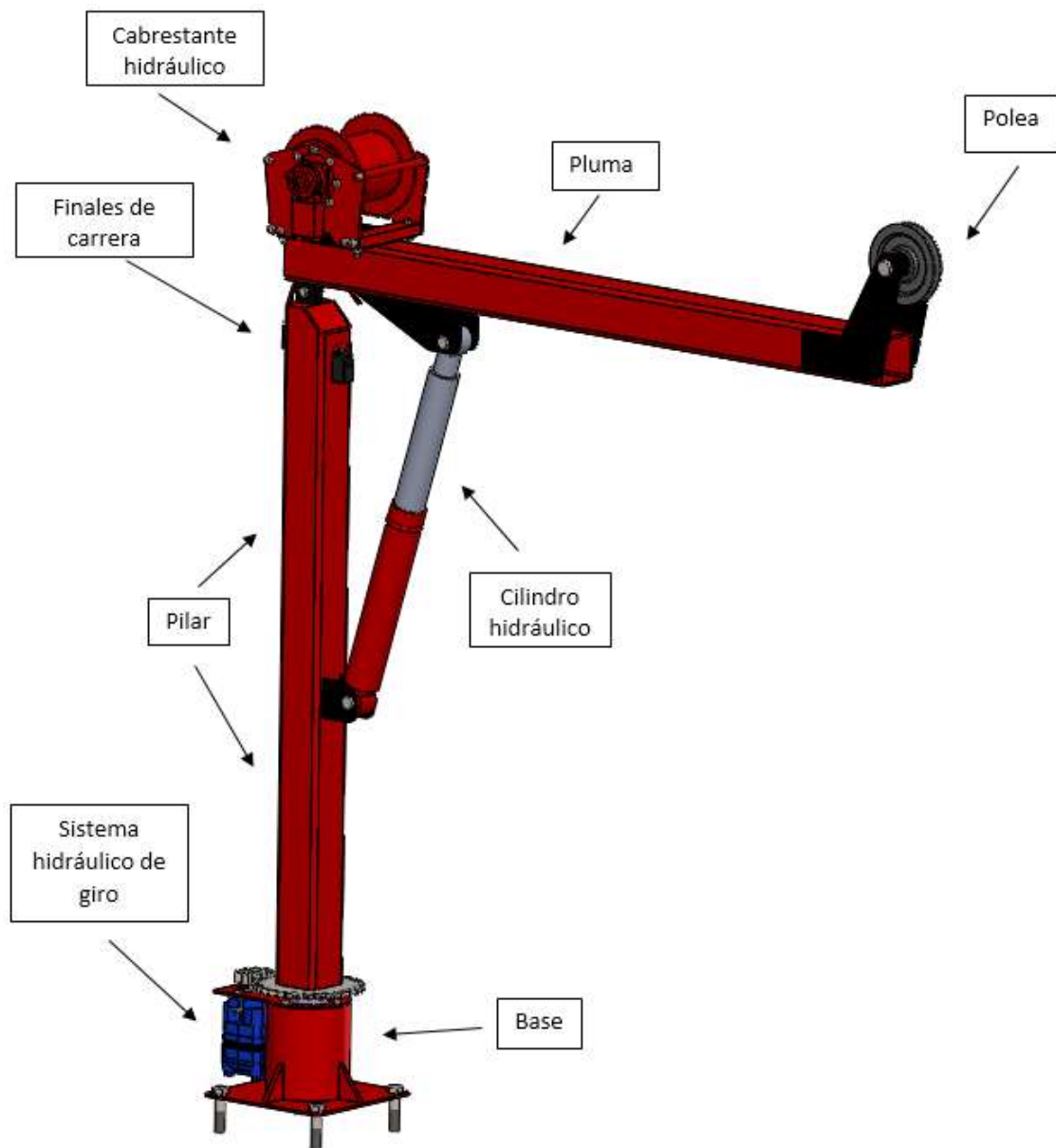


Figura 14. Grúa con anotaciones de sus componentes primarios.

A continuación, se explicarán con detenimiento todos los elementos utilizados para la realización de esta grúa, dividiéndolos por partes principales de la misma, como son:

- Pluma y sus elementos asociados
- Pilar y sus elementos asociados
- Cilindro hidráulico
- Base y sus elementos asociados
- Sistema hidráulico y eléctrico

1.7.2 Pluma y sus componentes asociados

La pluma de la grúa es uno de sus elementos principales y actúa como brazo para elevar y transportar cargas. Esta recibe el empuje del cilindro hidráulico y se une al pilar para formar la estructura básica de la grúa.

Con la fuerza ejercida por el actuador la pluma pueda variar su ángulo de actuación en función de las necesidades de -45° a 20° . La inclinación de la pluma en ángulos superiores a la horizontal tiene como función poder elevar bultos más altos. En cambio, la inclinación en ángulos inferiores a la horizontal tiene como función poder acercar bultos hacia una zona más cercana al eje de la grúa, así como realizar la función de “modo transporte” cuando el vehículo esté en movimiento y la grúa no esté operativa.

La pluma de este proyecto se compone de varios elementos:

- Perfil metálico (estructura principal)
- Cabrestante hidráulico
- Polea
- Fijaciones
- Topes fin de carrera

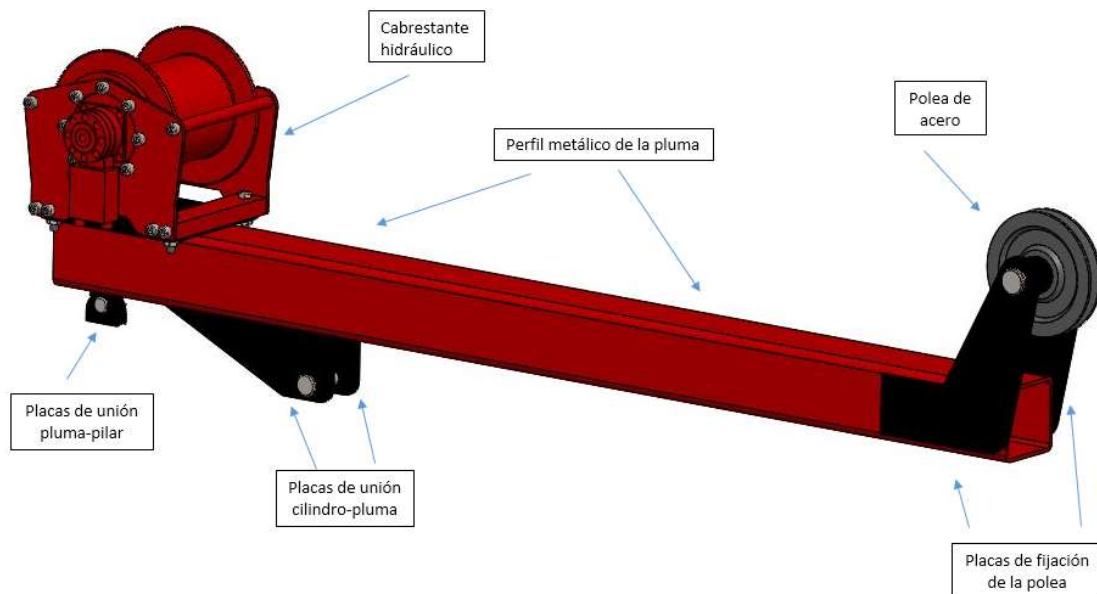


Figura 15. Pluma de la grúa con anotaciones de sus componentes.

1.7.2.1 Perfil metálico (estructura principal)

El componente que forma la estructura de la pluma es un perfil hueco de acero inoxidable S275 cuya sección es cuadrada de dimensiones 100x100x5 milímetros. La longitud del perfil es de 1550 milímetros.

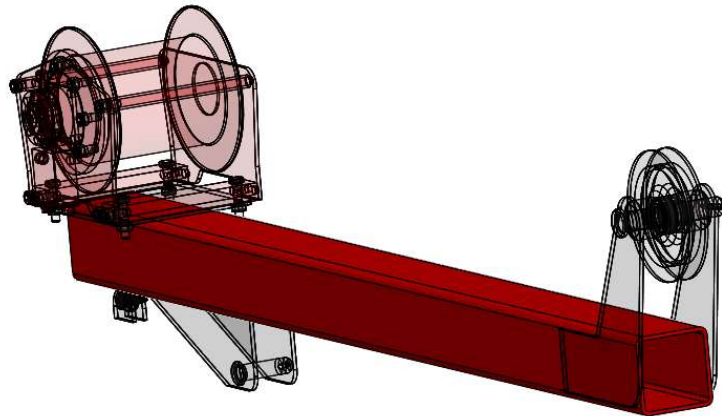


Figura 16. Perfil metálico de la grúa ensamblado.

El perfil escogido soporta las sollicitaciones establecidas incluso con un factor de seguridad superior a 2, siendo el punto crítico la unión del cilindro hidráulico con la misma. Estos cálculos se reflejarán en su anexo de cálculo correspondiente.

A esta pluma se le unirán varias placas soporte mediante unión por soldadura para acoplar todos los elementos auxiliares y sus uniones con el pilar y el actuador.

1.7.2.2 Cabrestante hidráulico

El componente principal que realizará la función de elevación y descenso de la carga es el cabrestante hidráulico. Este, mediante el giro de un motor hidráulico hace girar el tambor donde se enrolla el cable. El giro del tambor se modifica cambiando la dirección de giro del motor, accionado por electroválvulas. Este giro permitirá ascender o descender cargas.

El cabrestante elegido pertenece a la marca Dynamic Oil, siendo el modelo escogido el Argano NP05. La justificación de esta elección se realizará en su anexo de cálculo correspondiente.



Figura 17. Cabestrante Argano NP05

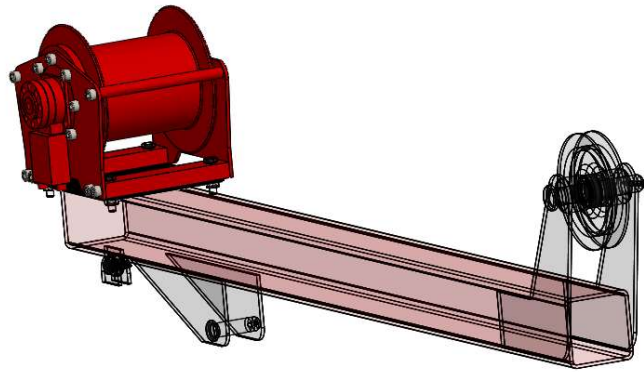


Figura 18. Posicionamiento del cabestrante en la pluma

Este cabestrante tiene unas dimensiones de 288 milímetros de ancho, 262 milímetros de largo y 235 milímetros de alto. Este se acoplará a la pluma mediante una unión atornillada con una placa soporte. El centro de esta placa se sitúa a una distancia de 116 milímetros de uno de los extremos del perfil de la pluma.

Esta placa tiene unas dimensiones de 200 milímetros de largo, 220 milímetros de ancho y 5 milímetros de espesor.

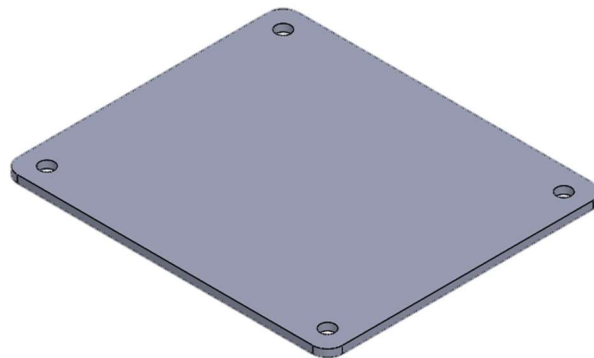


Figura 19. Placa de anclaje del cabestrante a la pluma de la grúa.

A esta se le realizan cuatro agujeros pasantes de 10 milímetros de diámetro separados por 170 milímetros entre filas y 190 milímetros entre columnas.

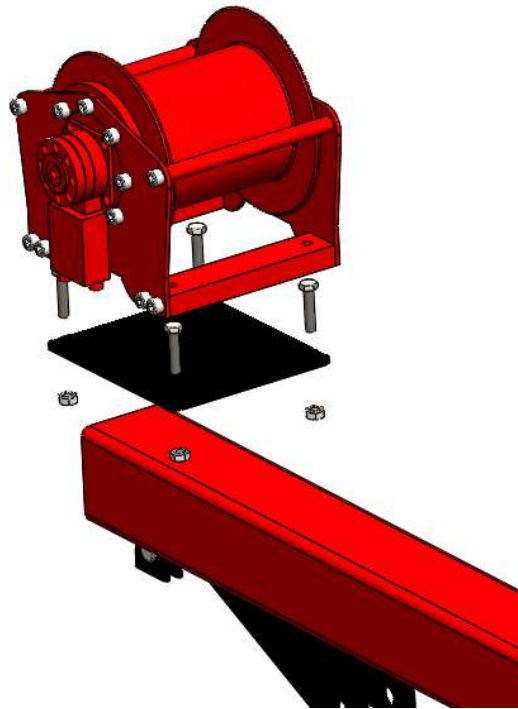


Figura 20. Vista explosionada del ensamblaje del cabrestante.

Estos agujeros servirán de anclaje para los cuatro tornillos DIN 912 M10x1.25x20 y sus tuercas DIN 929-M10-N que fijan el cabrestante a la placa soporte. A su vez, esta placa irá soldada al perfil de la pluma con dos cordones de soldadura en dirección paralela a la longitud del perfil de la pluma.

1.7.2.3 Polea

Para esta aplicación se ha escogido una polea del mismo suministrador que el cabrestante, Dynamic Oil. Esta empresa ofrece una polea de acero cuyas dimensiones son 166 milímetros de diámetro exterior, 152 milímetros de espesor de garganta, 47 milímetros de diámetro interno y 26 milímetros de espesor.

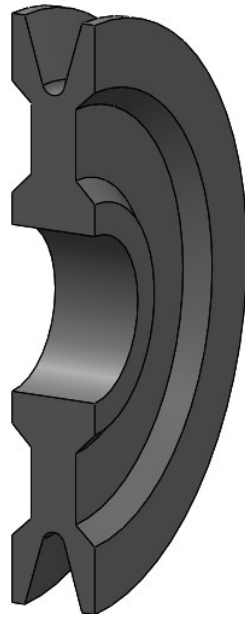


Figura 21. Vista de corte de la polea Dynamic Oil.

De igual manera, para que la polea pueda girar con una mínima fricción, se instalan en su diámetro interior dos rodamientos de bolas para reducir la fricción de contacto. Estos rodamientos son suministrados por la marca especialista en rodamientos SKF y corresponden a modelos DIN 625-6005 cuyo diámetro interior es de 25 milímetros.



Figura 22. Rodamiento de bolas SKF



Figura 23. Conjunto polea - rodamientos

La polea y los rodamientos de la misma irá unida al perfil de la pluma mediante dos placas soporte fabricadas en acero inoxidable soldadas a las caras laterales del perfil de la pluma, las cuales tiene un agujero pasante concéntrico al eje de giro de la polea por donde se instala un pasador DIN EN 22341 24x140x6.3 St con horquilla tal y como se muestra en la siguiente imagen.

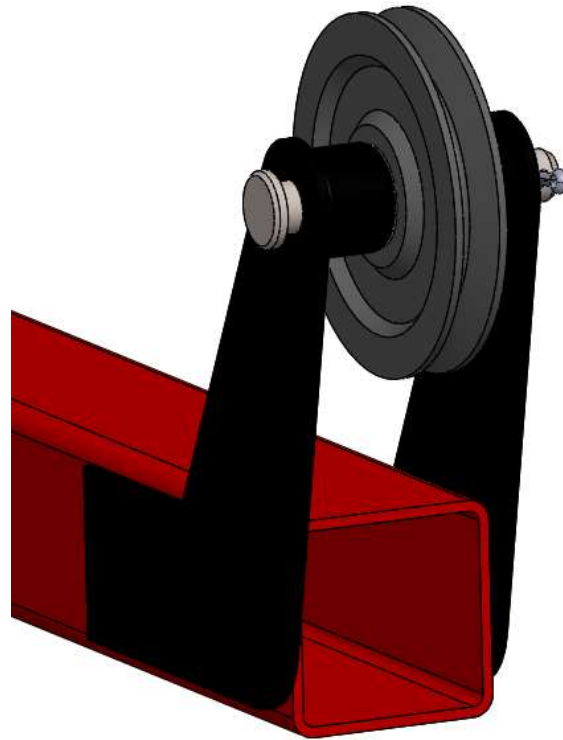


Figura 24. Ensamblaje de la polea en la pluma

Las dimensiones de las placas son las siguientes:

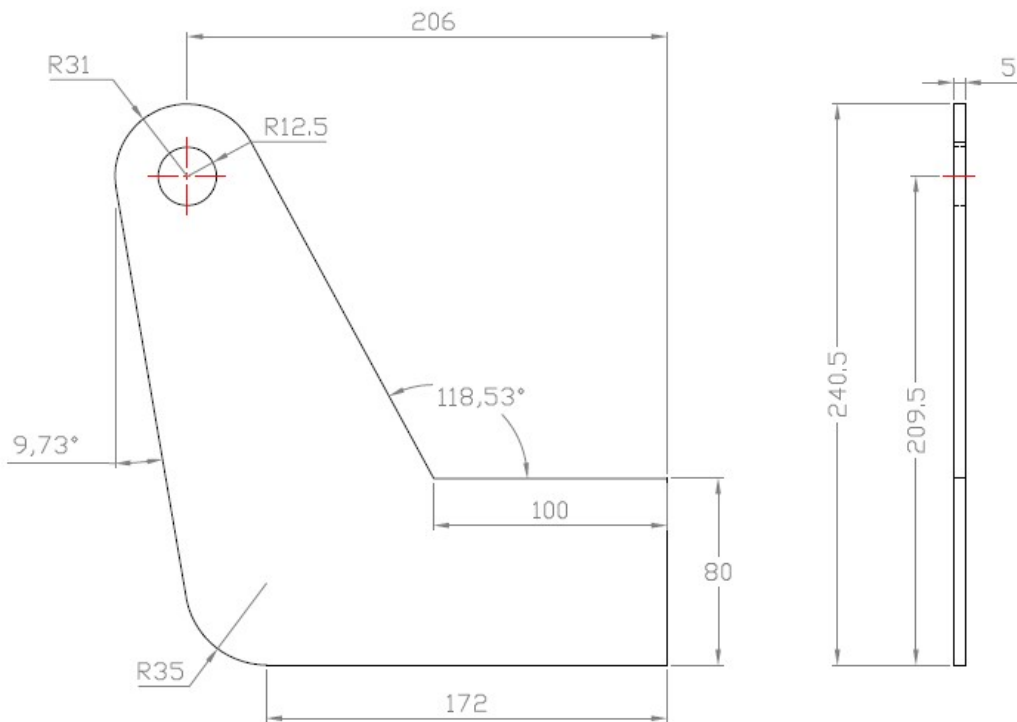


Figura 25. Dimensiones de la placa de anclaje de la polea con la pluma.

Las dimensiones de la placa se justifican de la siguiente manera:

- Altura al centro del agujero (209,5 mm): esta altura se establece para que cuando el cabrestante trabaje con dos capas de cable en su tambor, el cable que pase por la garganta de la polea se encuentre a la misma altura con respecto a la cara inferior del perfil de la pluma que la del cable de la segunda capa del tambor, consiguiendo así que el cable bajo tensión sea completamente paralelo a la dirección de la longitud del perfil de la grúa.
- Distancia inferior de la placa (172 mm) y ángulo de brazo (9,73°): se establece para que cuando la pluma se encuentre en su ángulo de inclinación máximo de 20° el cable que cuelga desde la polea hasta el gancho nunca toque con el perfil de la pluma.

El extremo de la placa cuya longitud es de 80 milímetros se sitúa en el perfil de la pluma a 200 milímetros del extremo del perfil, tal y como se muestra en la imagen siguiente. Además, dado que la distancia entre el par de placas es igual al ancho del perfil siendo mayor que el ancho de la polea, se instalan dos tacos de goma con un agujero interno de 25 milímetro de diámetro, 50 milímetros de diámetro externo y 35 milímetros de longitud que evitarían que la polea se trasladase a lo largo de la dirección del pasador.

Los cálculos de los esfuerzos sometidos en la placa y la resistencia de la misma, se realiza en su apartado correspondiente dentro del anexo de cálculo de este proyecto.

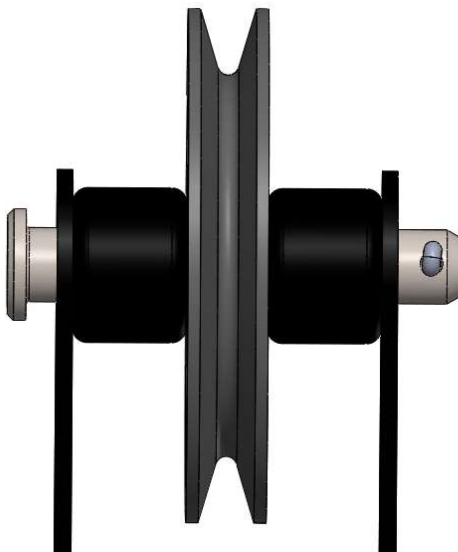


Figura 26. Vista frontal del ensamblaje de la polea.

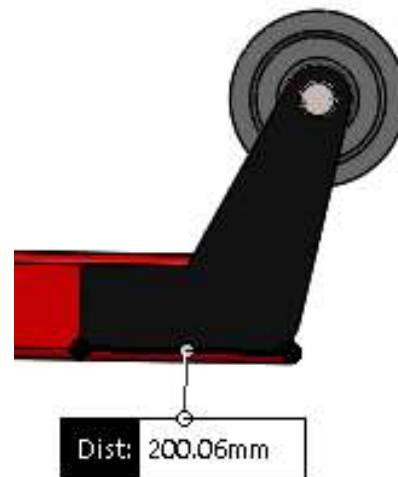


Figura 27. Disposición de la placa de anclaje de la polea.

La unión de las placas de acero que soportan la polea se realizará mediante dos cordones de soldadura horizontales situados en la cara con 100 milímetros de largo y otro en la de 171,74 milímetros. Esta soldadura deberá soportar esfuerzos del momento aplicado y el esfuerzo cortante.

1.7.2.4 Fijaciones

Al perfil de la grúa se sueldan dos tipos de uniones más; una para su unión con el pilar y otra para su unión con el actuador.

1.7.2.4.1 Unión pluma-pilar

Esta unión se compone de cuatro placas iguales de acero inoxidable, dos de ellas soldadas al pilar y dos a la pluma. Cada placa soporte estará soldada en toda la longitud de contacto con su perfil metálico, en dirección paralela a la longitud de la pluma. Los cálculos de su resistencia a esfuerzos mecánicos están reflejados en su apartado del correspondiente anexo de cálculo.

Las dimensiones de las placas soporte son las siguientes:

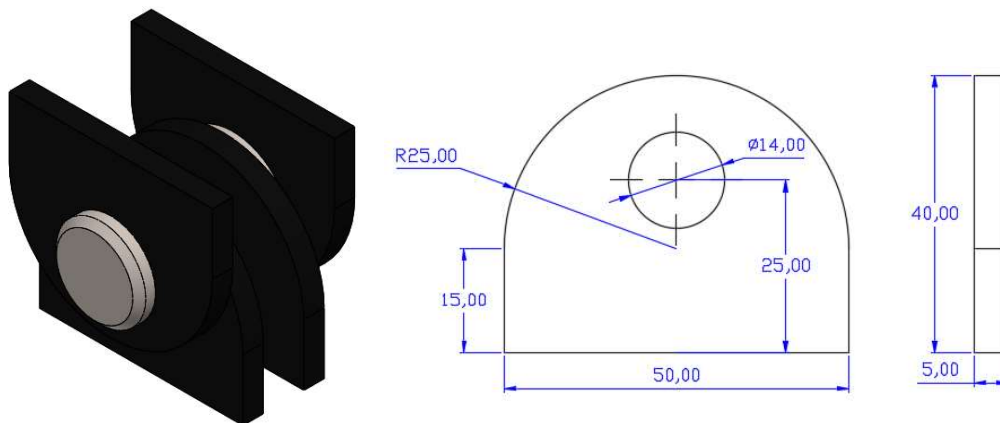


Figura 28. Ensamblaje placas unión pluma – pilar. Figura 29. Dimensiones placas unión pluma-pilar.

Para evitar contacto metal –metal entre las caras de las placas, se instalan dos arandelas plásticas DIN 137-B14 FSt con un diámetro interior igual al diámetro del pasador DIN EN 22341 B 14x30x4.

Esta unión se dispone en el pilar de modo que se sitúe en el medio del perfil metálico en la dirección de la longitud de la pluma, donde las caras laterales de las placas soldadas al pilar están situadas a 40 milímetros de las caras laterales dicho perfil metálico tal y como se muestra en la figura. A su vez, las caras de 15 centímetros de longitud son coincidentes con la cara trasera del perfil del pilar, siendo situadas en su extremo.

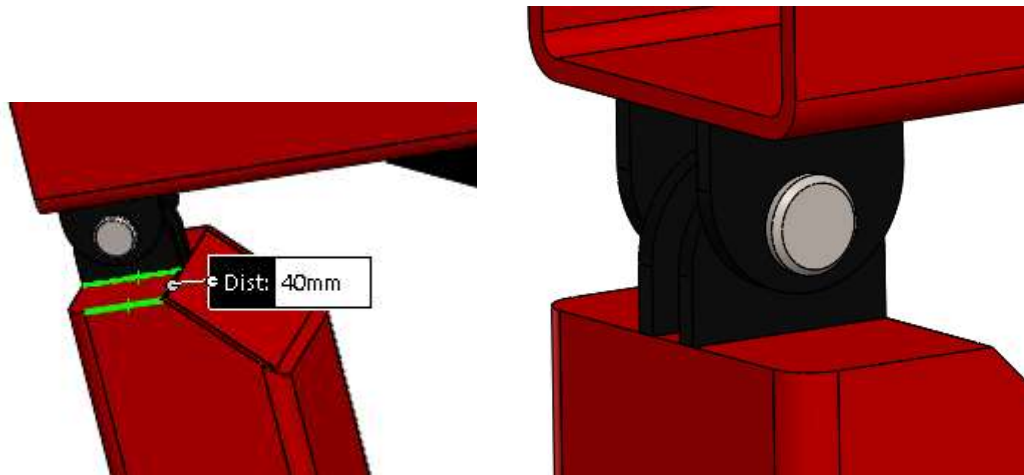


Figura 30. Disposición lateral de las placas de unión pluma-pilar.

Por su parte, esta unión se sitúa también en el centro del perfil de la pluma donde las caras externas de las placas se sitúan a 35 milímetros entre ellas.

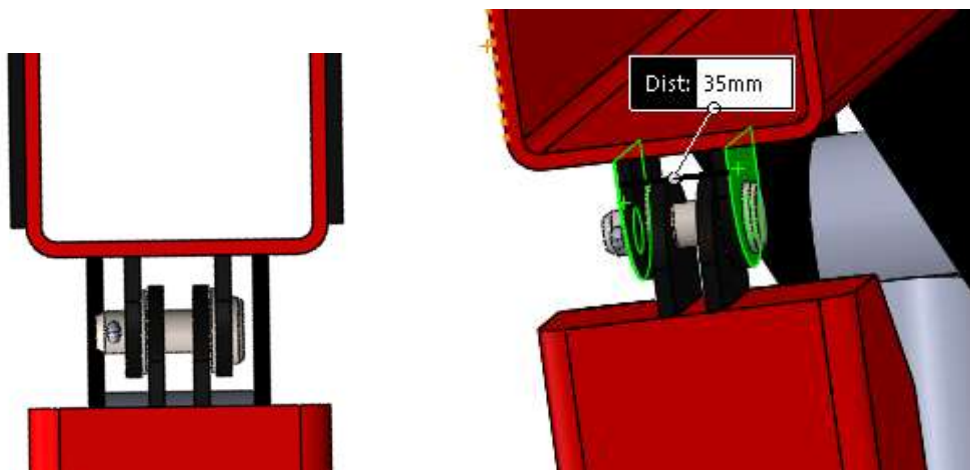


Figura 31. Disposición frontal de las placas de unión pluma-pilar.

1.7.2.4.2 Unión actuador-pluma

Esta unión permite que la fuerza del cilindro hidráulico se transmita a la pluma, a través de dos placas de acero inoxidable soldadas a la pluma mediante dos cordones por placa en dirección paralela a la dirección de la longitud de la pluma. Junto con la unión del actuador con el pilar, esta es la unión que más esfuerzo debe soportar.

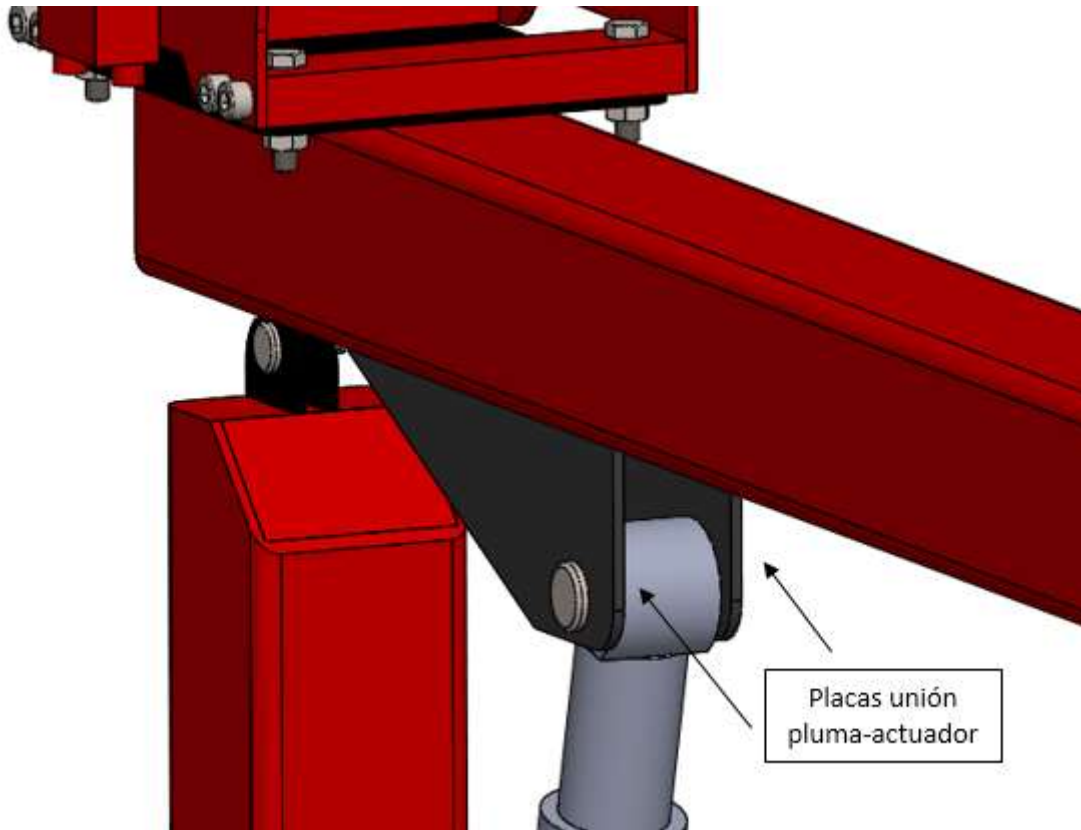


Figura 32. Placas unión pluma actuador.

Los cálculos de su resistencia a esfuerzos mecánicos están reflejados en su apartado del correspondiente anexo de cálculo.

Las dimensiones de las placas son las siguientes:

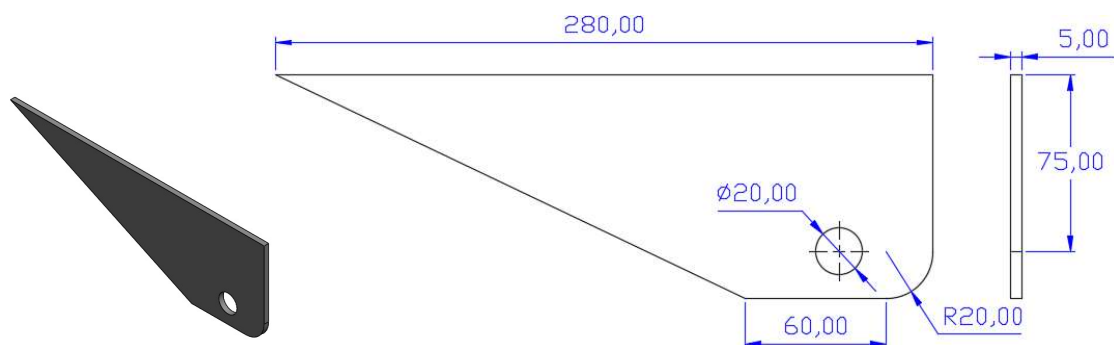


Figura 33. Figura 3D y dimensiones de la placa de unión pluma-actuador.

La separación entre placas es de 50 milímetros entre ellas y de forma concéntrica al agujero pasante se sitúa el extremo del actuador hidráulico. Para ello se utiliza un pasador DIN EN 22341-B-20x70x5 St y una horquilla para avisar que se desarme la unión. Se han dispuesto la pareja de placas de forma que el agujero pasante se encuentre a una distancia de 400 milímetros en dirección paralela a la longitud del perfil de la pluma a uno de los extremos del perfil de la pluma tal y como se muestra en la siguiente imagen:

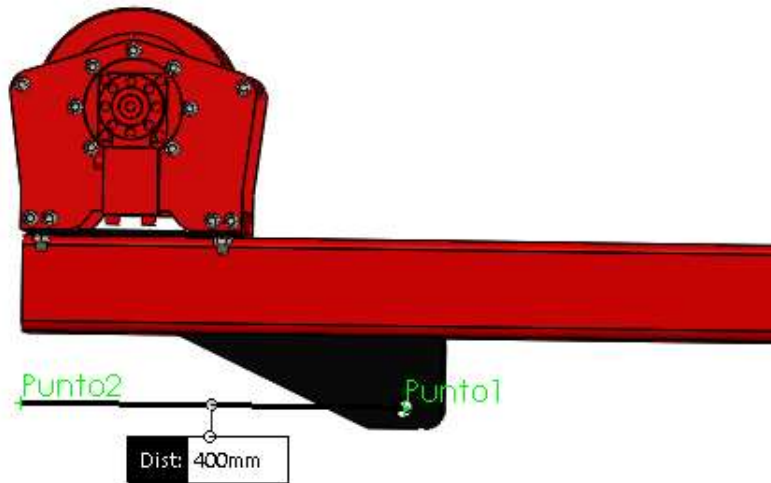


Figura 34. Disposición placas de unión pluma-actuador.

1.7.2.5 Topes fin de carrera

Para asegurar que se corte el suministro de aceite para el cilindro hidráulico cuando la pluma se encuentre en sus posiciones extremas, se instalan finales de carrera, cuyos topes se encuentran en la pluma unidos de manera solidaria mediante soldadura.

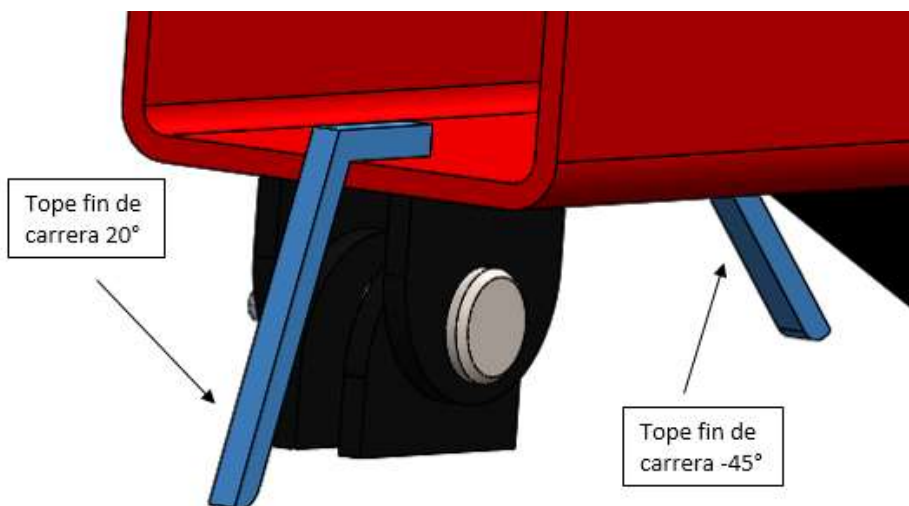


Figura 35. Topes fin de carrera.

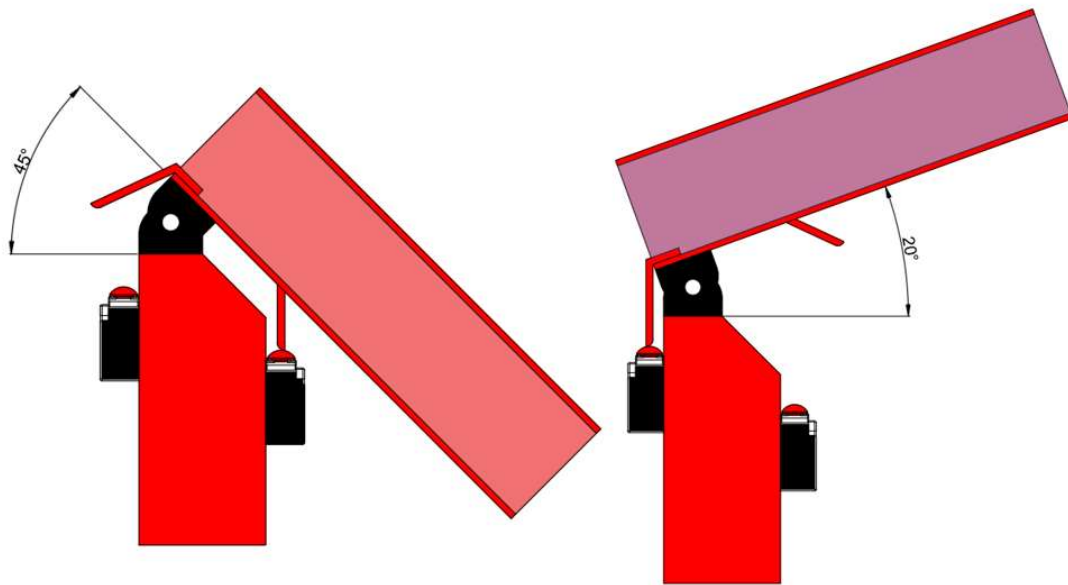


Figura 36. Disposición de los topes contactando con su final de carrera

El tope para el fin de carrera a -45° tiene las siguientes dimensiones:

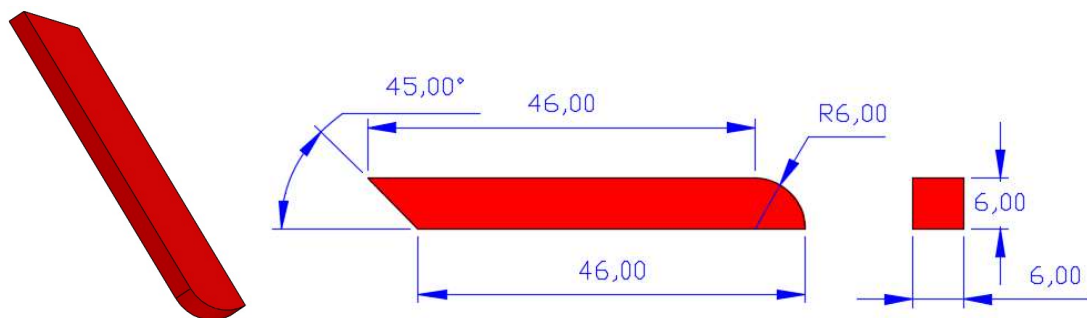


Figura 37. Vista 3D y dimensiones del tope de fin de carrera para -45° .

Éste se une al perfil metálico de la pluma mediante soldadura, donde la cara rectangular que forma los 45° mostrada en la imagen anterior es coincidente con la cara inferior del perfil de la pluma. La pieza se instala en el centro del perfil y a una distancia del extremo del perfil metálico de la pluma de 119 milímetros como se muestra en la siguiente imagen:

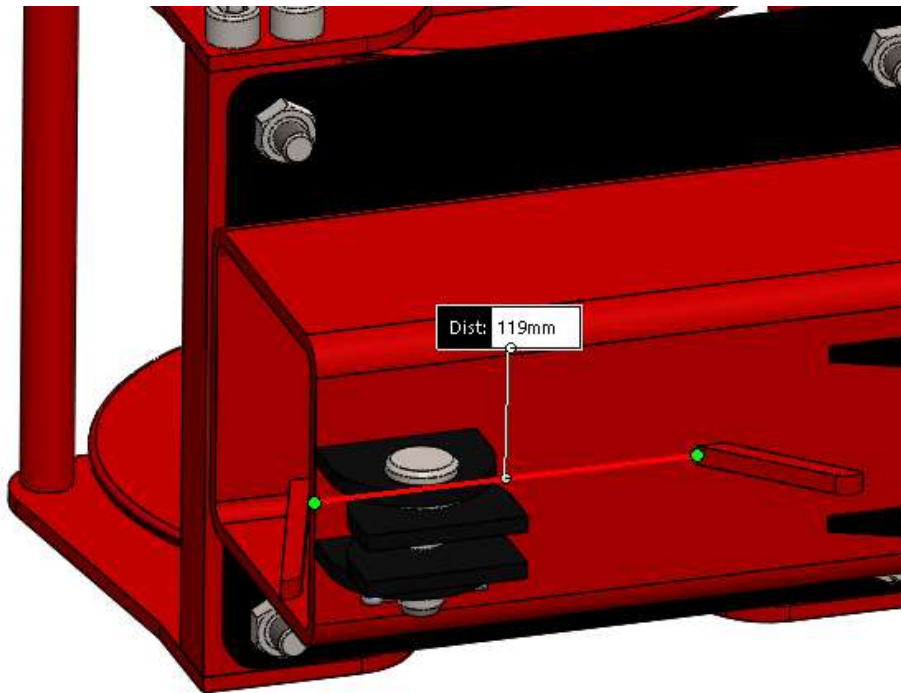


Figura 38. Disposición del tope de fin de carrera para -45°.

El tope para el fin de carrera a 20° tiene las siguientes dimensiones:

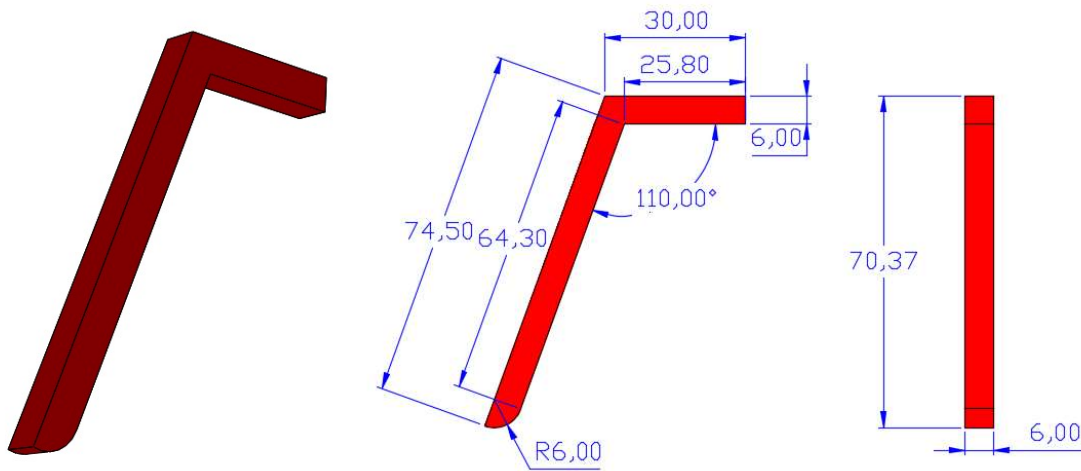


Figura 39. Vista 3D y dimensiones del tope de fin de carrera para 20°.

Éste se sitúa en el centro de la cara interior del perfil metálico como se muestra en la figura 40. La arista que comprende la unión de las caras con longitudes de 25,8 milímetros y 64,3 milímetros es coincidente con la arista de la cara interior del extremo de la pluma.

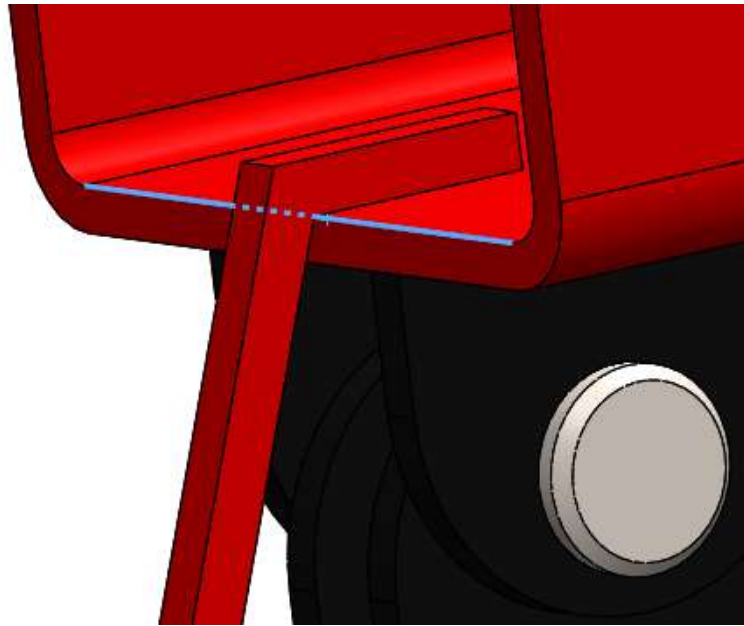


Figura 40. Disposición de tope fin de carrera para 20°.

1.7.3 Pilar y sus componentes asociados

El pilar de la grúa es la estructura, en este caso vertical, que transmite la carga desde la pluma hasta la base. Al contrario que la pluma, no varía su inclinación, pero es el encargado de transmitir el giro desde el motor hidráulico hasta la pluma para poder trasladar la carga desde una posición hasta otra dentro de su rango de acción. Además, el pilar también actúa como segundo apoyo para el cilindro hidráulico.

Los componentes que forman el pilar de este proyecto son:

- Perfil metálico (estructura principal)
- Rueda dentada
- Eje cilíndrico hueco
- Placas de fijación del actuador
- Finales de carrera

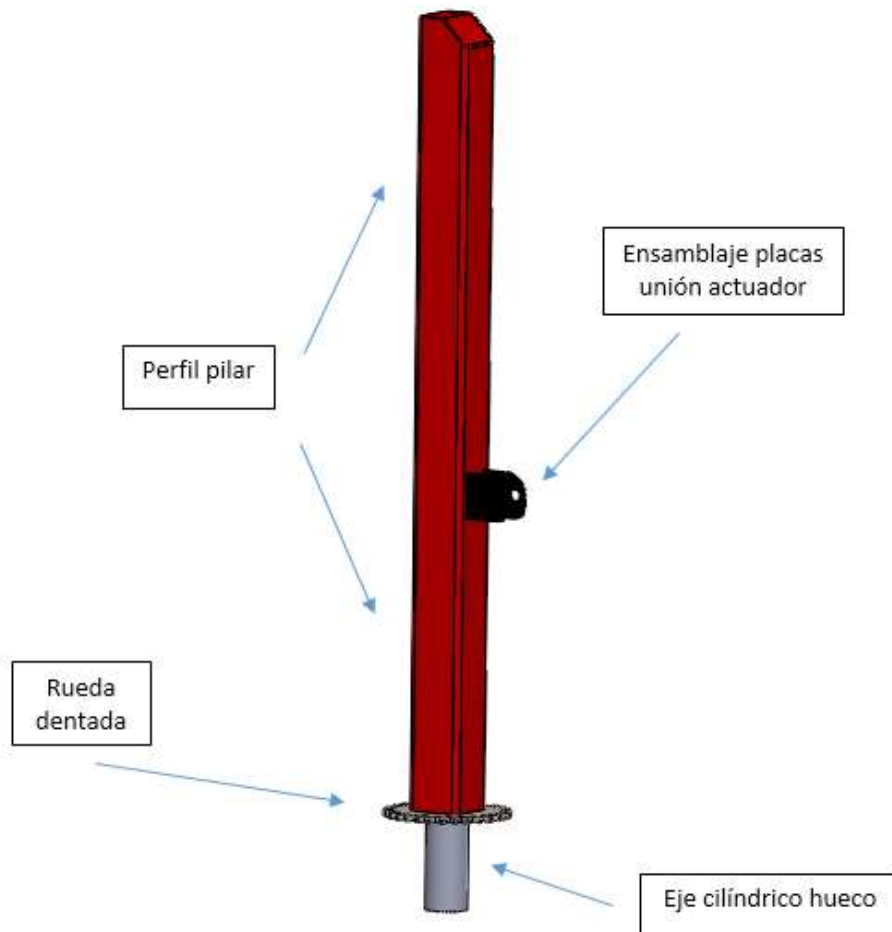


Figura 41. Pilar con anotaciones de sus componentes.

1.7.3.1 Perfil metálico (estructura principal)

El componente que conforma el pilar de la grúa es un perfil hueco de sección cuadrada de acero inoxidable S275 cuyas medidas son 100x100x5. La longitud del perfil metálico es de 1400 milímetros.

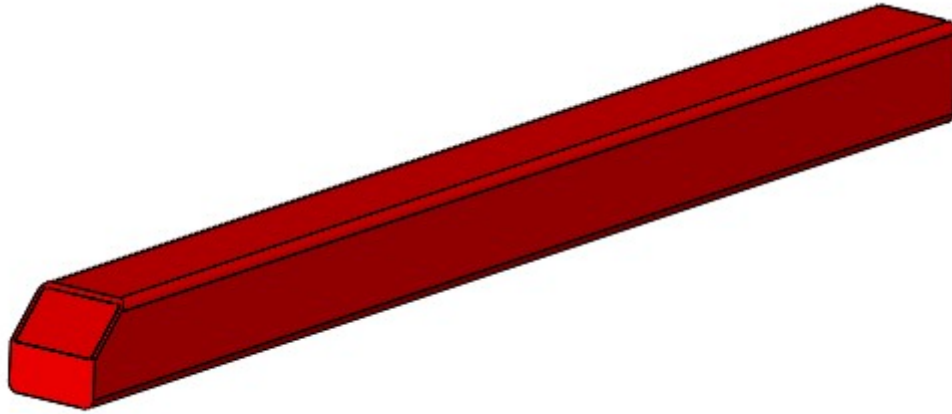


Figura 42. Perfil metálico del pilar de la grúa.

Tiene como característica una modificación realizada en uno de sus extremos donde se le realiza un corte a 45° en dirección perpendicular a la longitud de la pluma desde el centro de la parte superior del perfil. Este corte permite que la pluma pueda abatirse hasta 45° por debajo de la horizontal para su “modo transporte”. Además, este corte no supone una merma de las características resistentes del perfil en la sección del corte ya que es una parte del perfil que no está exigido a solicitaciones elevadas.

Se suelda a la parte superior del perfil dos placas rectangulares para tapan el hueco del perfil en la parte superior, así como para servir como apoyo para las placas soporte de la unión pluma-pilar.

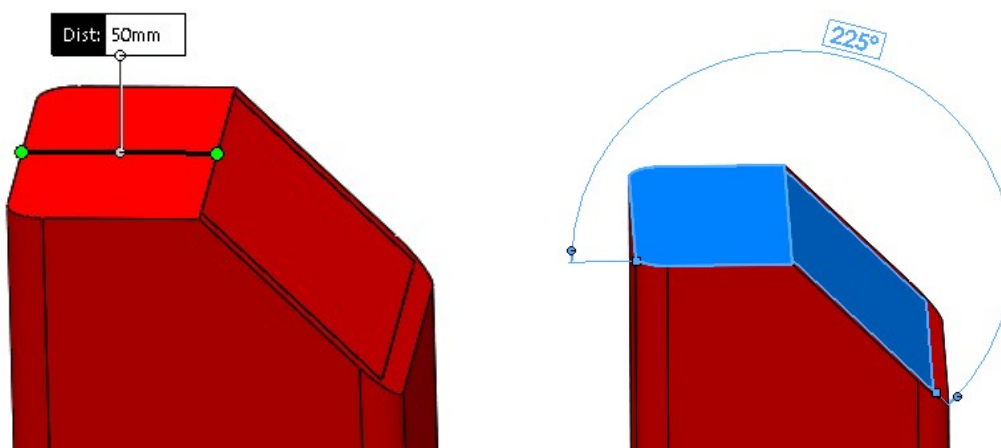
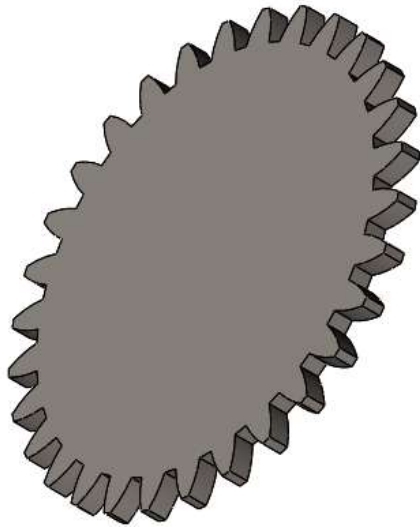


Figura 43. Características del perfil metálico del pilar.

1.7.3.2 Rueda dentada

Para transmitir el momento torsor del motor y superar el par inercial de la grúa y así poder trasladar la carga girando sobre el eje del pilar se utiliza un sistema piñón-engranaje.

Unido de manera solidaria al pilar mediante soldadura se encuentra el engranaje o rueda dentada, de acero inoxidable. Esta corresponde a una rueda dentada de dientes rectos con designación 7M 30T 20PA 10FW, cuyas características son:



Módulo	7
N dientes	30
Díámetro primitivo [mm]	210
Ángulo de presión [°]	20
Ancho de cara [mm]	10
Tipo de cubo	A
Díámetro de eje nominal [mm]	-
Ranura de chaveta	-

Figura 44. Rueda dentada

Tabla 1. Características de la rueda dentada.

Esta rueda irá situada de forma que el centro de la rueda coincida con el centro del perfil metálico en posición vertical tal y como se muestra en la siguiente figura.

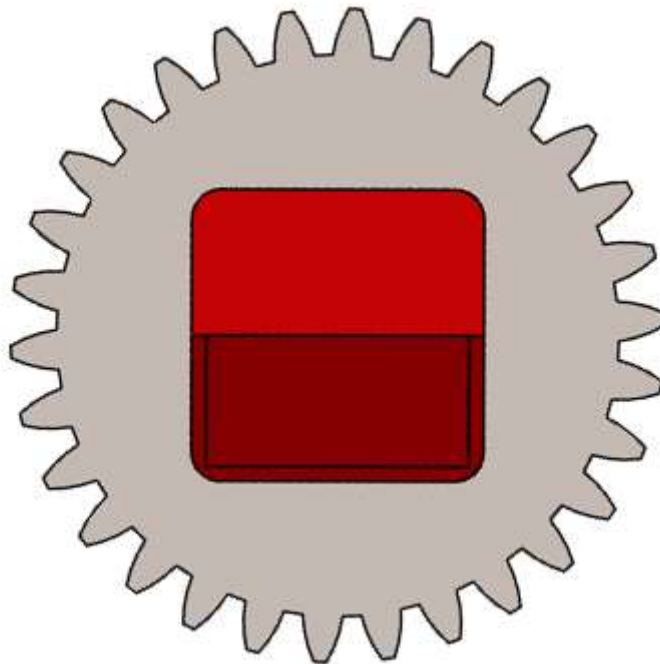


Figura 45. Situación de la rueda dentada.

1.7.3.3 Eje cilíndrico hueco

Se instalará un perfil de sección redonda de acero inoxidable con medidas $\varnothing 70 \times 5.5$ y 165 milímetros de altura. Este perfil se situará de forma concéntrica a la rueda dentada y se unirá a la misma mediante soldadura a lo largo de su perímetro exterior coincidente con la superficie de la rueda dentada, por la cara opuesta a donde se sitúa el perfil metálico que compone la estructura del pilar.

La función de este elemento es la de servir como eje dentro de la base de la grúa para que la misma pueda girar sobre el eje del pilar.

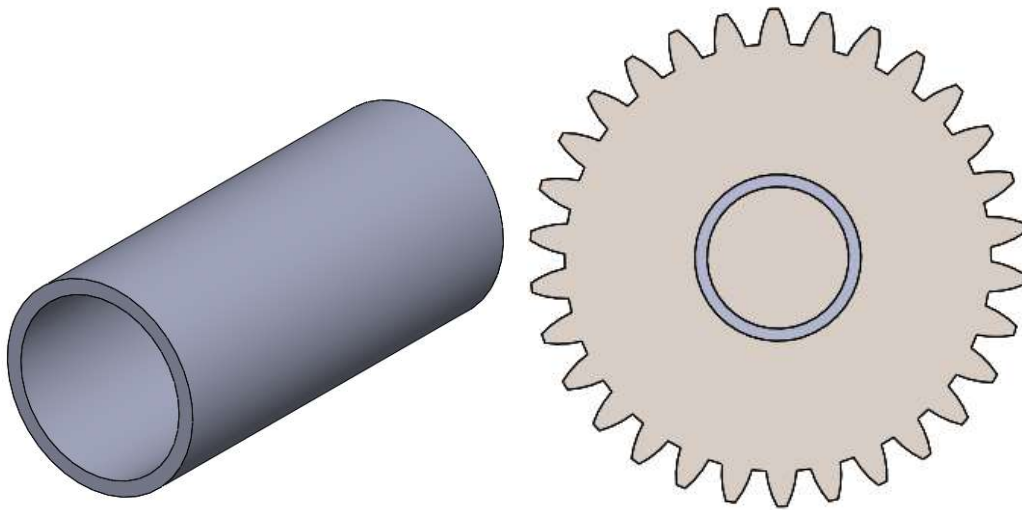


Figura 46. Vista 3D del eje cilíndrico y su situación respecto a la rueda dentada.

1.7.3.4 Placas de fijación del actuador

Esta unión permite que la fuerza del cilindro hidráulico se transmita al pilar, a través de dos placas de acero inoxidable soldadas al pilar mediante dos cordones por placa en dirección paralela a la dirección de la longitud del pilar. Junto con la unión del actuador con la pluma, esta es la unión que más esfuerzo debe soportar. Los cálculos de su resistencia a esfuerzos mecánicos están reflejados en su apartado del correspondiente anexo de cálculo.



Figura 47. Situación de las placas unión actuador-pilar.

Las dimensiones de las piezas son las siguientes:

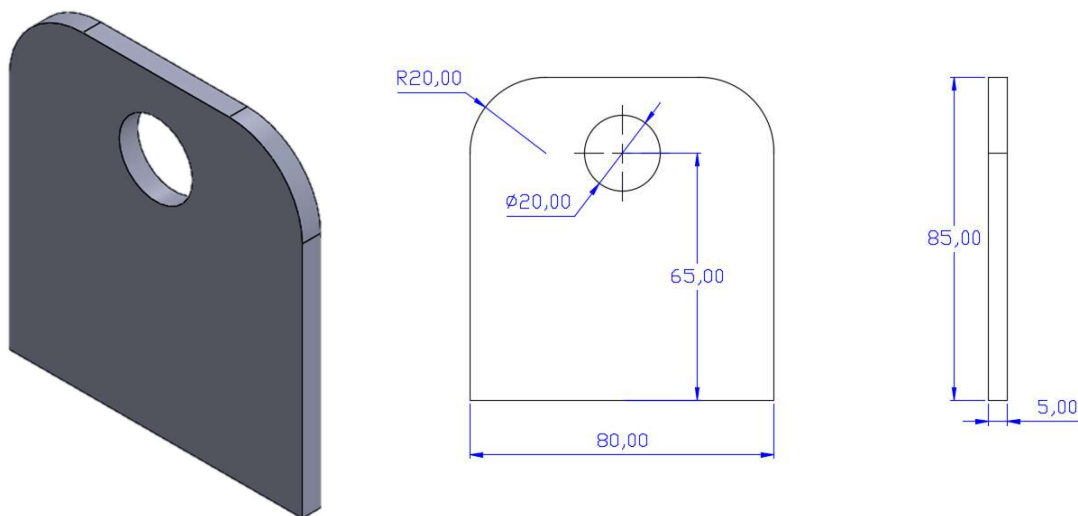


Figura 48. Vista 3D y dimensiones de la placa unión actuador-pilar.

Ambas placas estarán separadas entre sí 50 milímetros y entre ellas se situará el anclaje del cilindro hidráulico, siendo este concéntrico al agujero pasante que tienen las piezas. Las piezas están dispuestas de modo que su cara de 80 milímetros de longitud sea coincidente con la cara delantera del perfil, de dirección perpendicular a la longitud de la pluma. Además, se disponen de tal manera en las que el agujero pasante se encuentre a una distancia de la cara superior del perfil de 800 milímetros tal y como se muestra en la siguiente imagen:

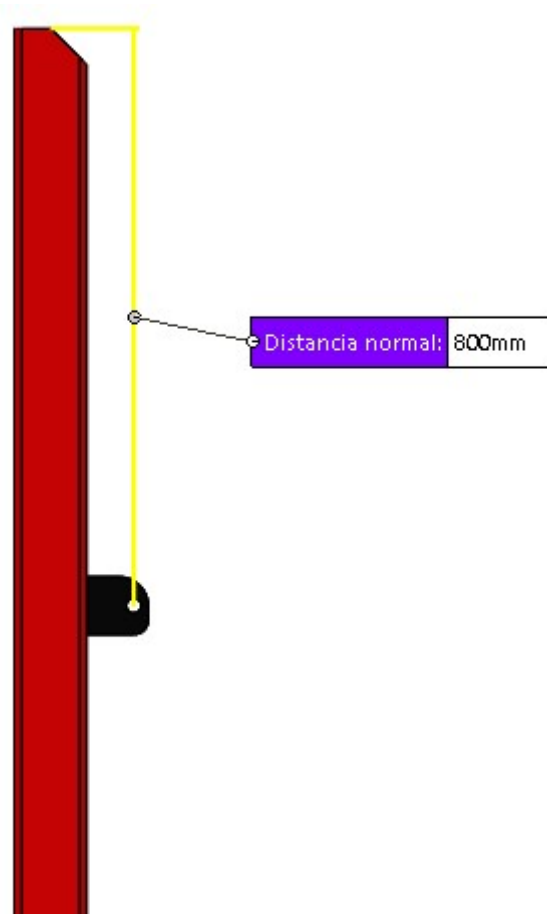


Figura 49. Posicionamiento de las placas unión actuador-pilar.

Los cálculos de los esfuerzos sometidos en las placas y la resistencia de las mismas, se realizan en su apartado correspondiente dentro del anexo de cálculo de este proyecto.

1.7.3.5 Finales de carrera

Los topes instalados en el perfil de la pluma actúan sobre unos pulsadores instalados mediante una unión atornillada al pilar, los cuales son los encargados de mandar la señal para abrir o cerrar el circuito eléctrico para la gestión del sistema hidráulico.

Los pulsadores escogidos los suministra la empresa Pizzato Elettrica S.r.l. siendo el modelo referenciado por FM 514-M2. Estos pulsadores están especialmente diseñados para trabajar en condiciones exigentes con lluvia, polvo y suciedad teniendo un grado de protección IP67 según la normativa EN 60529.



Figura 50. Fin de carrera Pizzato FM 514-M2.

Encontramos dos pulsadores de este tipo en el pilar situados en caras opuestas del perfil metálico tal y como se muestra en la imagen siguiente:

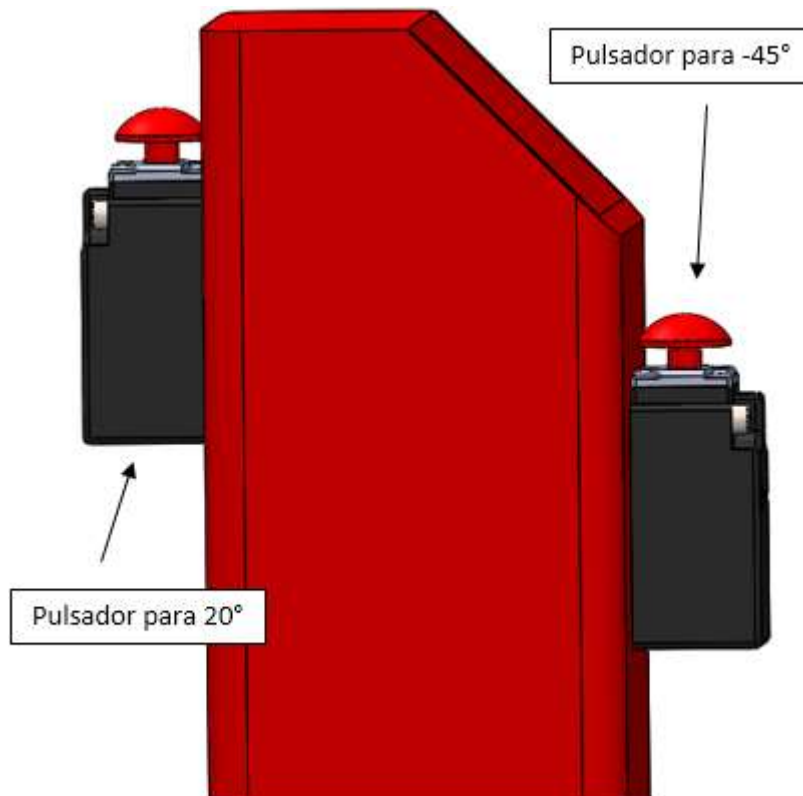


Figura 51. Disposición de los pulsadores fin de carrera.

La base de ambos pulsadores se encuentra a 100 milímetros de las caras superiores del perfil metálico del pilar. Ambos pulsadores se encuentran centrados con respecto con las caras laterales del perfil, tal y como ocurre con los topes en la pluma.

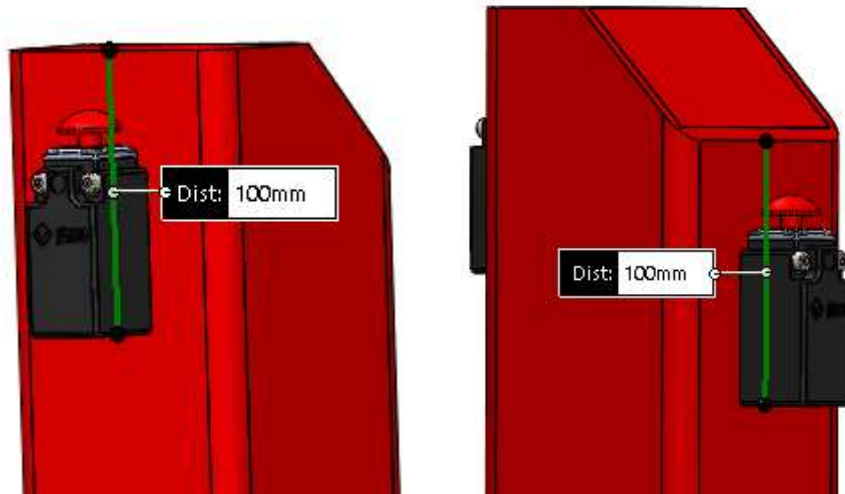


Figura 52. Situación de los finales de carrera en el pilar.

Para su fijación al pilar, se realizan cuatro talados pasantes roscados de $\varnothing 4$ a una distancia de 45,5 milímetros de la cara superior del perfil y a 39 milímetros de su cara lateral, donde se atornillan los pulsadores mediante cuatro tornillos de cabeza hexagonal DIN 912 M4 x 30 7C.

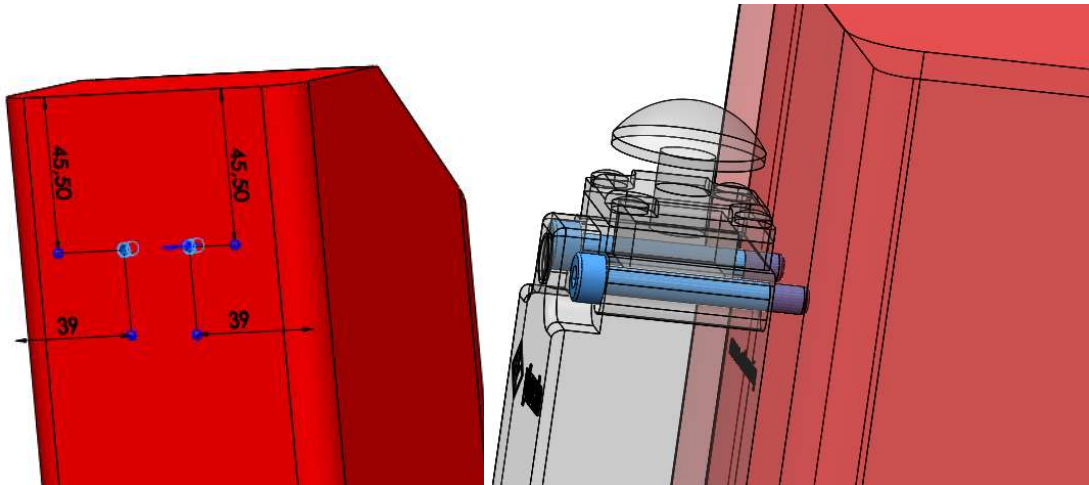


Figura 53. Disposición de los agujeros del pilar para la fijación de los fines de carrera.

1.7.4 Base y sus componentes asociados

La estructura de la grúa se ancla a la superficie de carga de la furgoneta mediante el uso de una base. Además del anclaje, esta hace la función de ofrecer movimiento rotacional a la estructura de la grúa mediante el uso de rodamientos, un motor hidráulico para el giro y un sistema de transmisión.

Los componentes que forman esta base se distinguen en:

- Base (como estructura metálica básica)
- Motor hidráulico y elementos auxiliares
- Rodamientos y elementos auxiliares

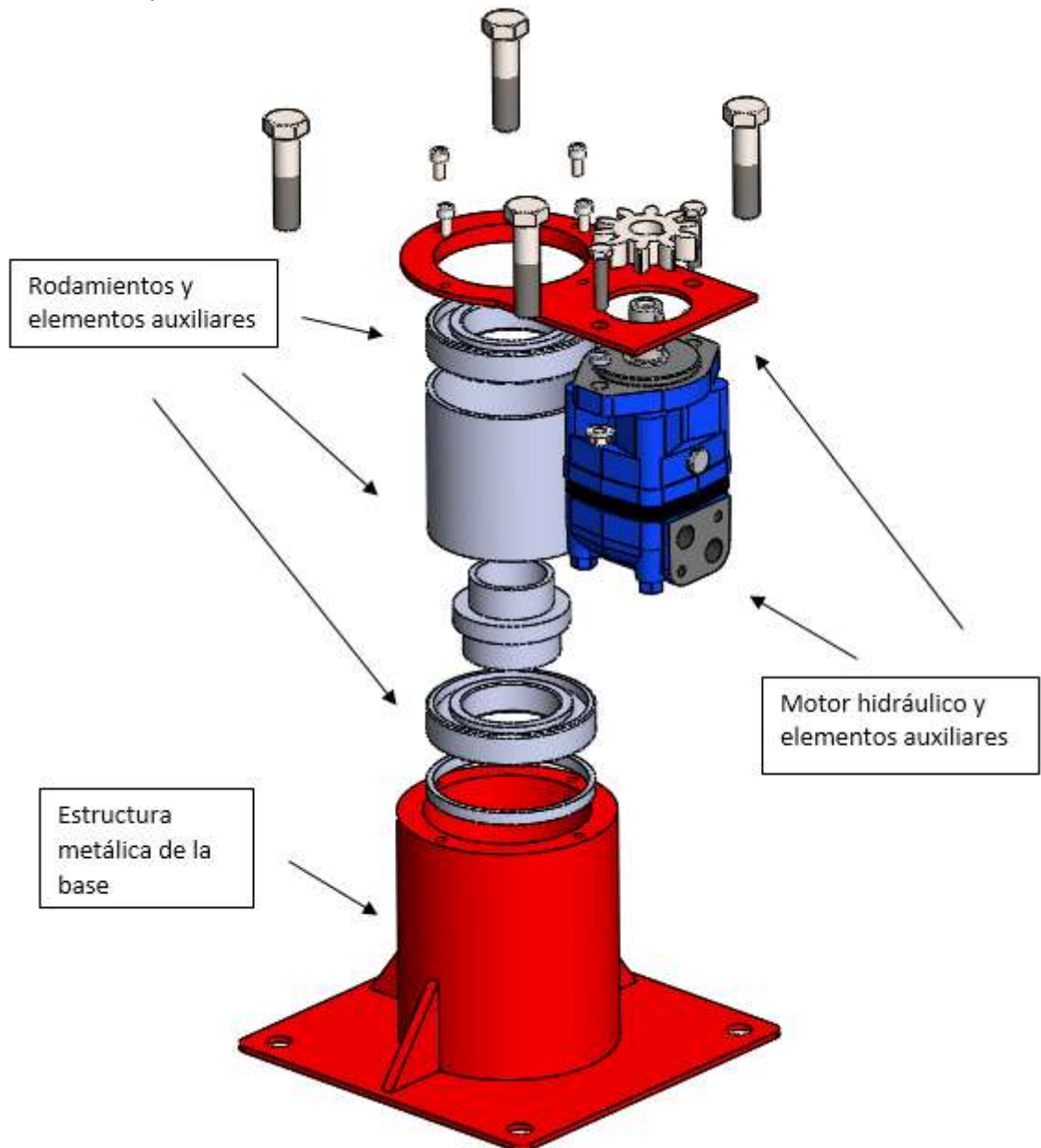


Figura 54. Vista explosionada de la base de la grúa con anotaciones de sus componentes.

1.7.4.1 Estructura metálica de la base

La estructura metálica de acero inoxidable que constituye la base se compone de un cilindro hueco de dimensiones $\varnothing 170 \times 20$ con una altura de 190 milímetros al cual se le han realizado cuatro agujeros, una placa metálica de 300 milímetros de largo por 300 milímetro de ancho por 5 milímetros de espesor y tres nervios. La altura total de la base es de 195 milímetros.

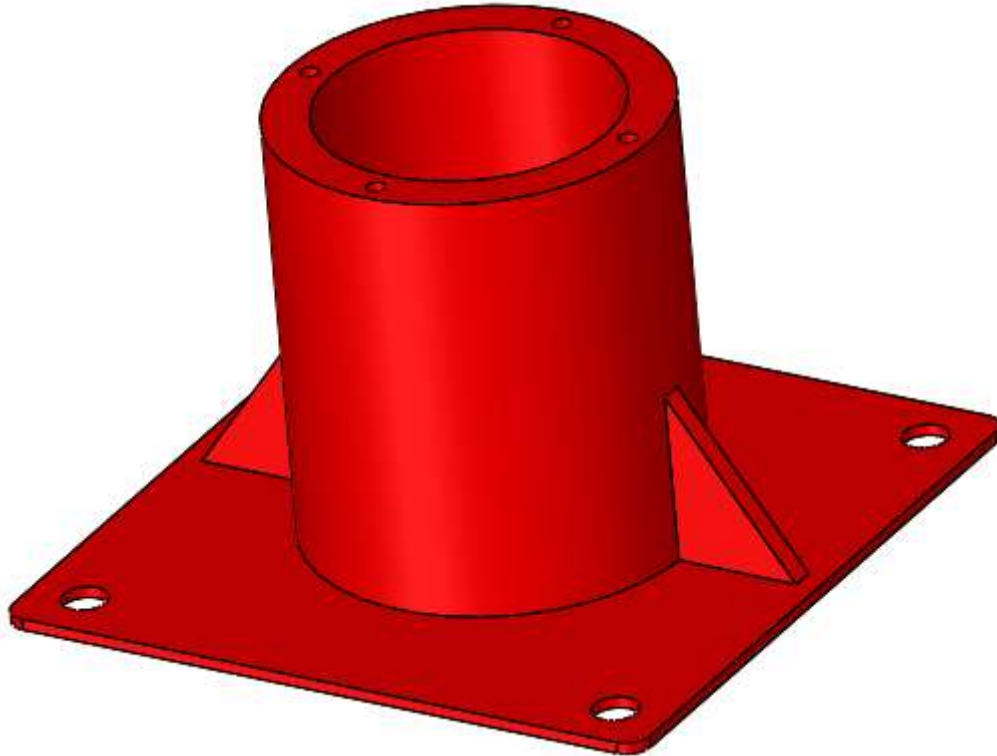


Figura 55. Estructura metálica de la base.

El cilindro hueco metálico se sitúa en el centro de la placa metálica, siendo unido solidariamente a esta mediante soldadura a lo largo del perímetro de su cara exterior. Al propio cilindro se le realizan cuatro agujeros roscados de M8 con una profundidad de 10 milímetros separados 90° cada uno por la cara no soldada. Los agujeros realizados tienen su centro situado a 150 milímetros del centro del cilindro metálico de la estructura. Estos agujeros sirven de anclaje para la instalación de una tapa mediante tornillos EN ISO 4762 M8x16-16N que se explicará más adelante.

Por su parte, a la placa metálica donde se sitúa el cilindro metálico se le realizan cuatro agujeros de $\varnothing 20$ por donde pasarán los tornillos de fijación de la base DIN EN M20x80x46-C a la superficie de carga de la grúa. Las dimensiones de la placa son las mostradas en la siguiente imagen:

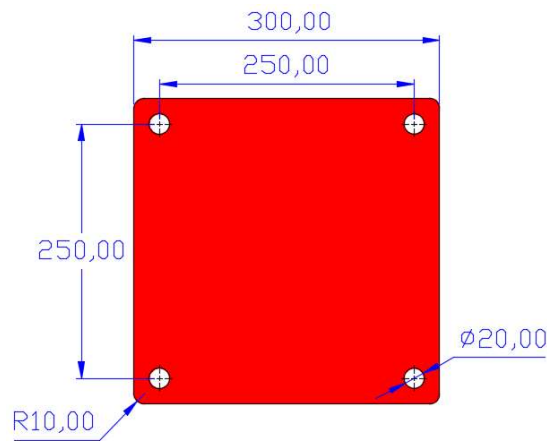


Figura 56. Dimensiones de la base de la estructura metálica de la base.

Además de la placa y el cilindro hueco, la estructura de la base está compuesta de tres nervios que sirven de refuerzo para soportar el momento flector generado por la carga en la punta de la pluma y los esfuerzos cortantes. Estos nervios se sitúan a 90° uno del otro, formando entre los tres un total de 270°. En un cuadrante de la estructura no se instala ningún nervio dado que se deja espacio para el motor hidráulico. En esta posición donde no se encuentra un nervio corresponde, a su vez, al barrido donde la grúa no puede ejercer su función debido a las limitaciones dimensionales con la cabina de la furgoneta.

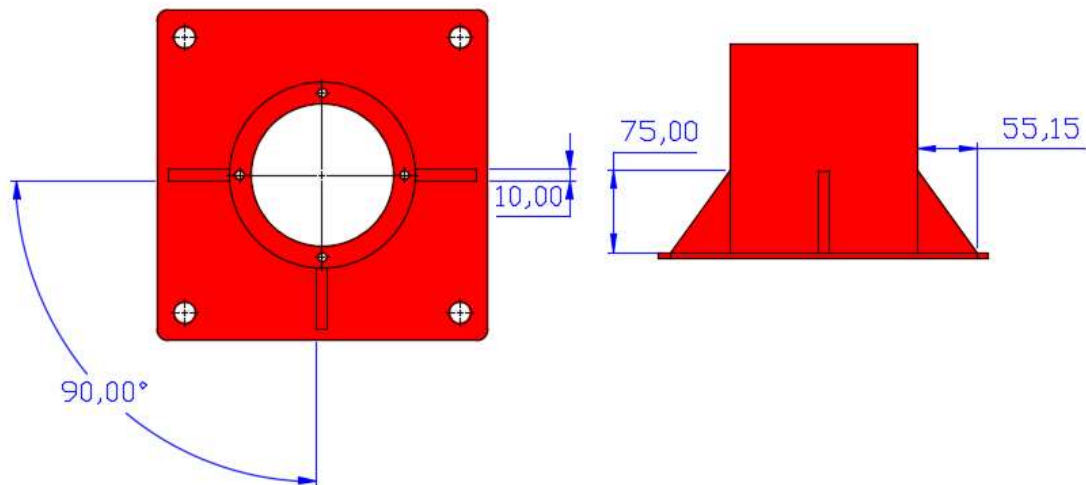


Figura 57. Dimensiones y situación de los nervios de la estructura metálica de la base.

1.7.4.2 Motor hidráulico y componentes auxiliares

El giro de la grúa se realiza mediante el movimiento de un motor hidráulico rotativo cuya potencia la transmite mediante un piñón hacia la rueda dentada situada en el pilar. El motor hidráulico irá anclado mediante una unión atornillada a la base mediante una placa diseñada para que también ejerza la función de “tapa superior” para las partes que componen el sistema de rodamientos y elementos auxiliares.

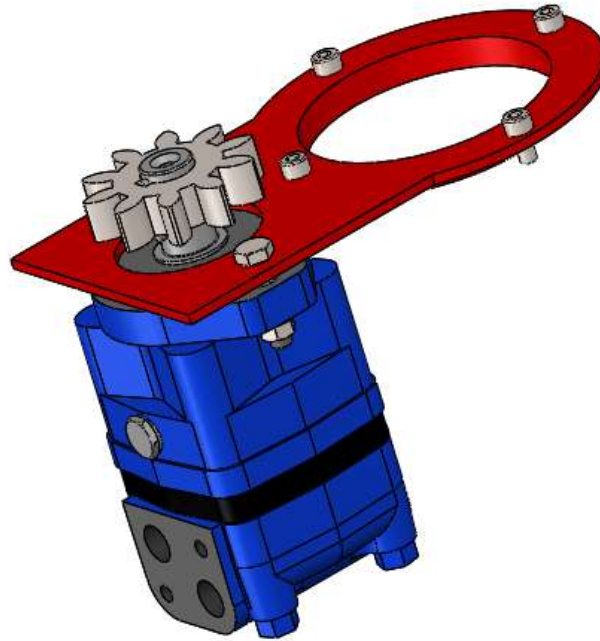


Figura 58. Conjunto motor hidráulico-piñón-placa soporte.

Este motor hidráulico es suministrado por la empresa HANSA TMP S.R.L. y el modelo elegido es el de la Serie MS 200. Sus dimensiones son de 256,85 milímetros de alto, por 131 milímetros de ancho por 126 milímetros de largo. Se escogerá el motor con su tipo de montaje “A” según catálogo, el cual consta de dos orificios de $\varnothing 13.5$ separados por 106 milímetros para su fijación. Además, también se elige con su eje de transmisión de potencia “Tipo C”, siendo este un eje con $\varnothing 32$ de 56,5 milímetros de largo en el cual se le instala una chaveta DIN 6885 A10x8x45 para la transmisión de potencia.

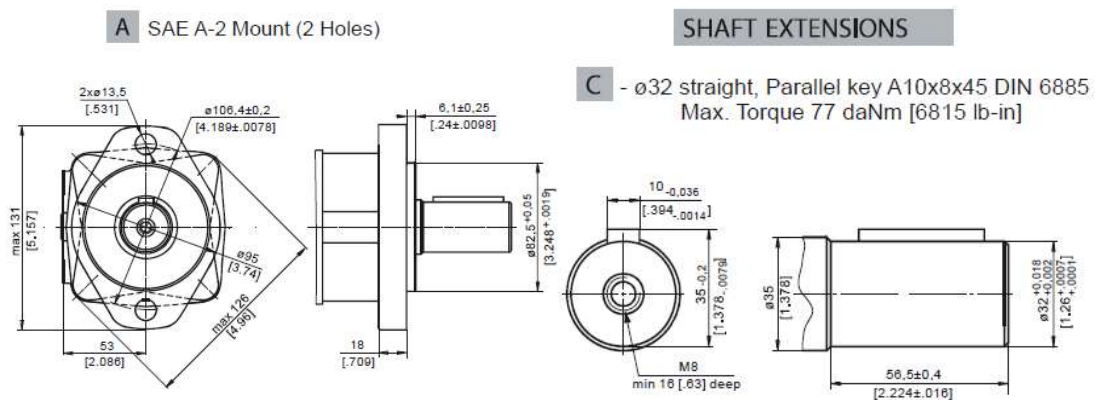


Figura 59. Extracto del catálogo del motor hidráulico HANSA Serie MS 200. Ejes del motor.

1.7.4.3 Piñón

A este eje de transmisión de potencia se le instala un piñón cuya especificación es DIN 7M 10T 20PA 30FW con las siguientes características:



Módulo	7
Número de dientes	10
Diámetro primitivo [mm]	70
Ángulo de presión [°]	20
Ancho de cara [mm]	30
Tipo de cubo	A
Longitud de cubo [mm]	50
Diámetro de eje nominal [mm]	32
Ranura de chaveta	Rectangular

Figura 60. Piñón del motor hidráulico.

Tabla 2. Características del piñón del motor hidráulico.

Para anclar el motor hidráulico a la placa soporte se utilizan dos tornillos DIN EN 2414-M10x45x26-C y sus dos tuercas correspondientes DIN 6923-M10-N. Por su parte, para solventar el espacio y, en consecuencia, la flexión que se puede producir en la placa soporte con el apriete de los tornillos y las tuercas, se instalan dos arandelas de acero huecas de $\varnothing 16 \times 3$ con una altura de 6 milímetros entre cara inferior de la placa soporte y la cara de anclaje del motor hidráulico tal y como se muestra en la siguiente figura 61. Además, se instalan las arandelas para darle rigidez al sistema y evitar el juego que puede generarse entre los engranajes.

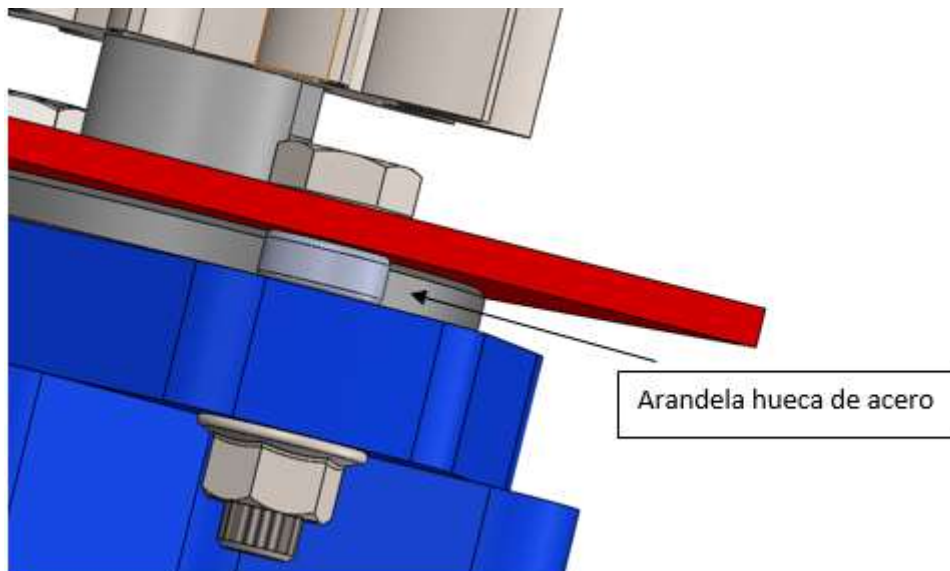


Figura 61. Disposición del espaciador de goma para la fijación del motor hidráulico.

1.7.4.4 Placa soporte

Tal y como se ha explicado con anterioridad, el motor hidráulico irá anclado a la base utilizando una placa soporte que a su vez tiene la función de tapa superior para ajustar los rodamientos. Dicha tapa tiene las siguientes dimensiones generales:

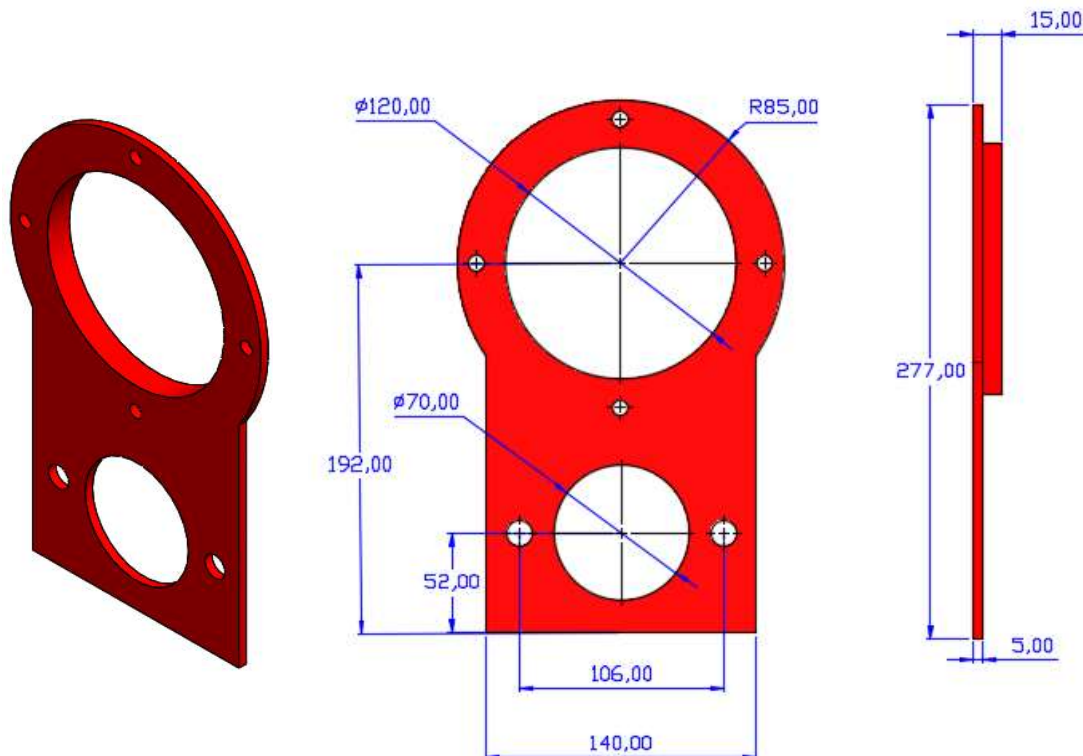


Figura 62. Vista 3D y dimensiones de la placa soporte del motor hidráulico.

Para la fijación de la misma a la estructura metálica de la base se utilizarán cuatro tornillos de cabeza hexagonal hueca EN ISO 4762 M8x16-16N los cuales se fijarán por la rosca realizada en el agujero de cilindro hueco de la estructura metálica.

1.7.4.5 Rodamientos y elementos auxiliares

En el hueco interior del cilindro metálico que forma la estructura de la base de la grúa se instalarán dos rodamientos para poder realizar el giro de la grúa con una fricción reducida.

Estos rodamientos son suministrados por la empresa especialista en rodamientos SKF cuya denominación SKF es 7215 BEP. El rodamiento utilizado es un rodamiento de bolas de contacto angular de diámetro exterior de $\varnothing 130$ milímetros y un diámetro interior de $\varnothing 75$ milímetros. El ancho de cara de cada rodamiento es de 25 milímetros.

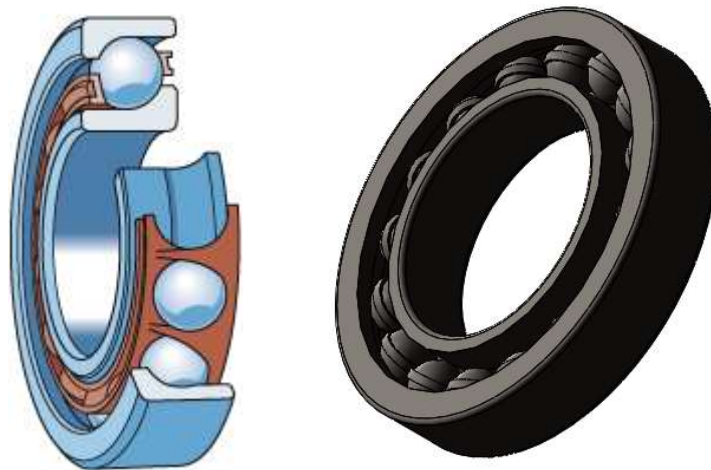


Figura 63. Vista de corte y 3D del rodamiento de bolas de contacto angular SKF

Ambos rodamientos estarán dispuestos de tal manera que el esfuerzo axial se pueda transmitir desde el anillo interior hasta el exterior a través de las bolas de contacto sobre la pista.



Figura 64. Transmisión de fuerza axial a través de las bolas del rodamientos.

El rodamiento inferior se sitúa a 10 milímetros de la placa cuadrada de la base, mientras que se encuentra a 145 milímetros de centro a centro con respecto a su pareja superior. Sobre el rodamiento superior se apoyará la placa soporte que aprisionará el sistema de rodamientos evitando movimientos no deseados.

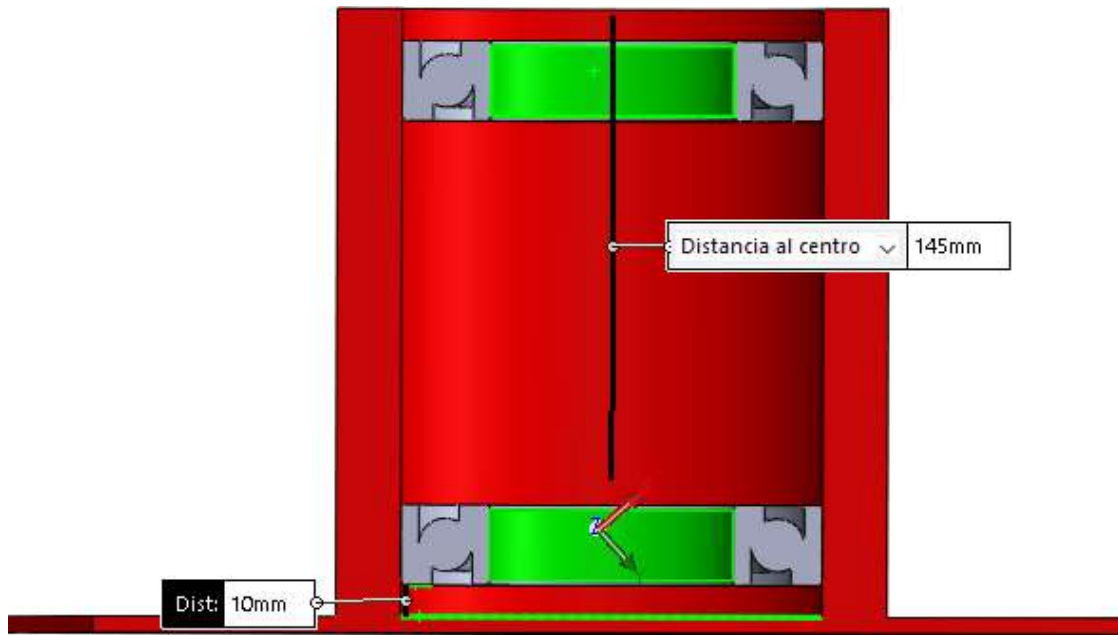


Figura 65. Disposición de los rodamientos.

Para asegurar los rodamientos en su posición, además de la placa soporte, se instalarán dos tubos metálicos. Uno de ellos con dimensiones $\varnothing 130 \times 5$ milímetros y una longitud de 120 milímetros que se situará entre rodamientos y otro de dimensiones $\varnothing 130 \times 10$ milímetros y 10 milímetros de altura que estará situado entre el rodamiento inferior y la cara superior de la placa cuadrada de la base. Estos se apoyarán sobre el anillo exterior de cada rodamiento y a la cara de la placa de la base fijando todo el sistema, quedando este de la siguiente manera:

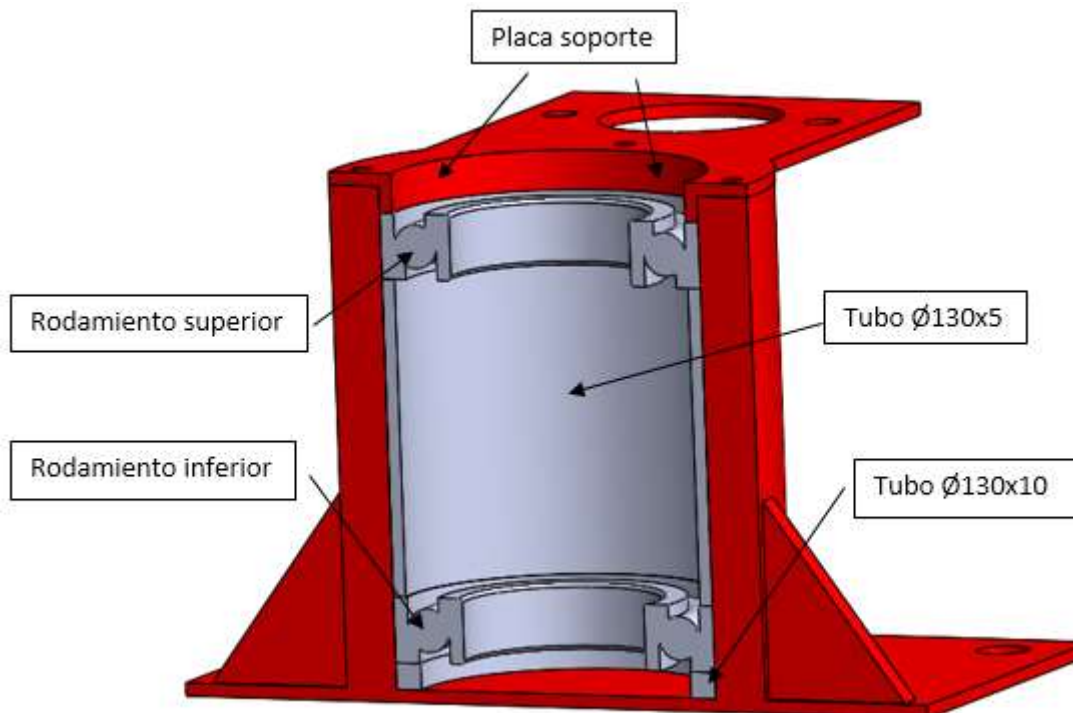


Figura 66. Vista de corte de la base con anotaciones.

1.7.4.6. Transmisión de fuerza axial

Como adición al sistema, para que el eje de giro del pilar quede fijado a los rodamientos y pueda transmitir la fuerza axial, se instala una pieza soporte sobre el anillo interior del rodamiento inferior.

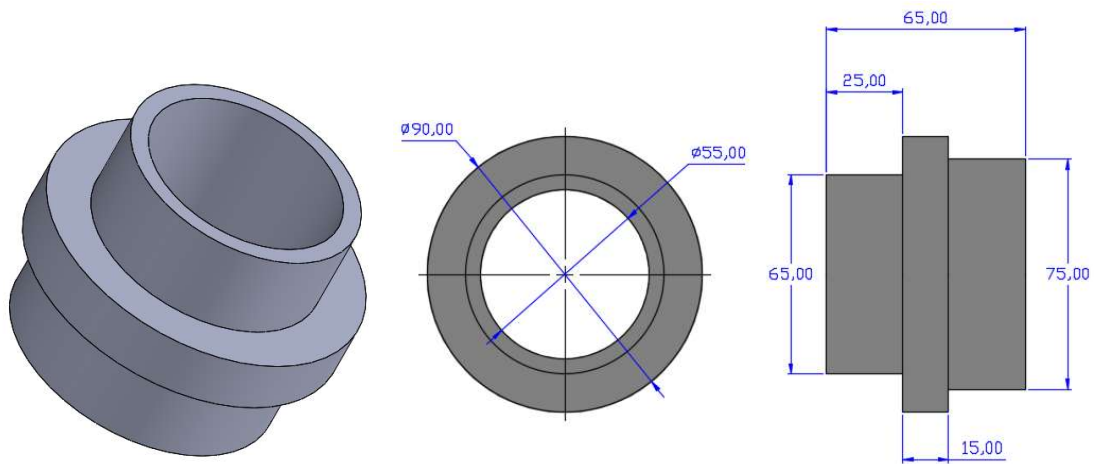


Figura 67. Vista 3D y dimensiones de la pieza mecanizada para transmitir fuerza axial.

A su vez, esta pieza se instala dentro del eje hueco de giro del pilar, sirviendo de apoyo para descargar toda la fuerza axial del pilar sobre ésta. A su vez, la pieza transmitirá dicha fuerza al rodamiento por la superficie de contacto entre ambas y ésta a la base de la grúa.

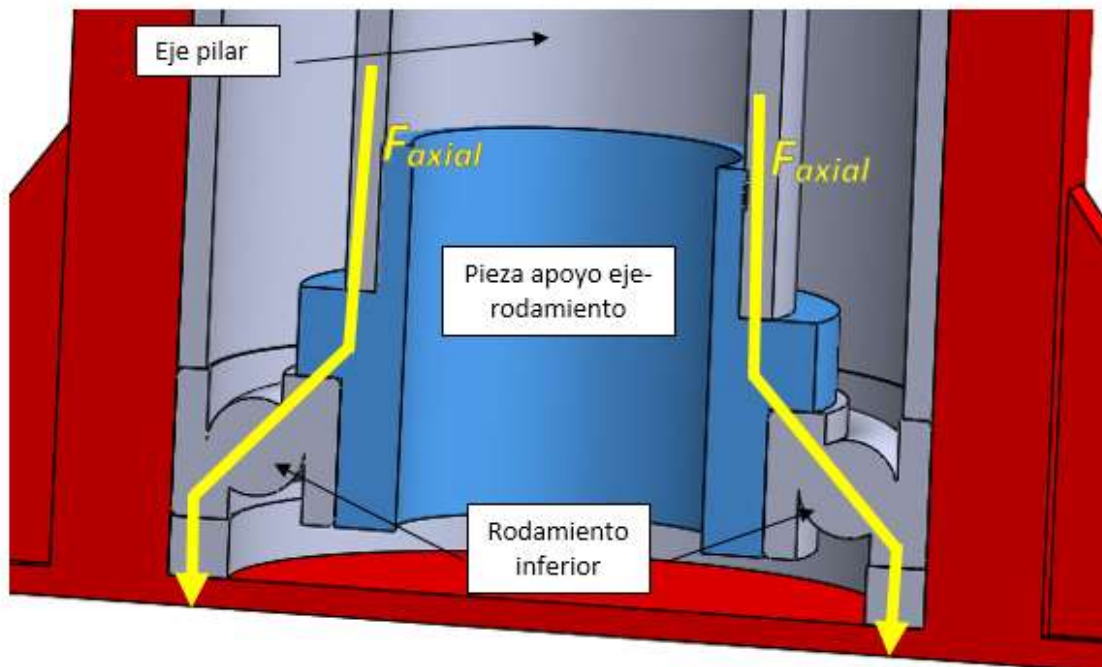


Figura 68. Función de la pieza para la transmisión de fuerza axial.

1.7.5 Cilindro hidráulico

El elemento que hará variar el ángulo de la pluma es el cilindro hidráulico. Este, además de introducir o extender su actuador, debe soportar los esfuerzos normales y cortantes producidos por la elevación o descenso de la carga siempre manteniendo su posición fija mientras no se le suministre un caudal de aceite.

Para esta aplicación en particular se ha utilizado un cilindro telescópico de la marca HYQUIP cuya referencia es 63/2-TDM32-0500 la cual tiene unas dimensiones de instalación mínima de 420 mm y una carrera máxima de 500 mm con una presión de trabajo admisible de 210 bar.

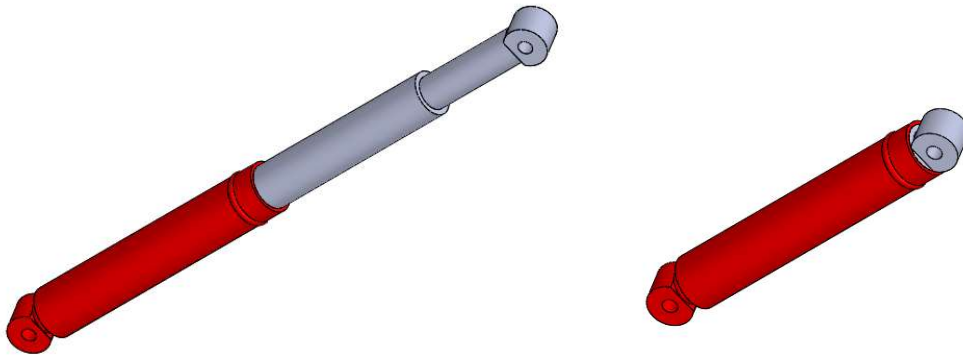


Figura 69. Posiciones del cilindro hidráulico telescópico.

Dado que la longitud en extensión máxima del cilindro hidráulico sobrepasa la longitud en la que la pluma se sitúa a 20° de inclinación con respecto a la horizontal, se utilizan finales de carrera con pulsadores que mandan señal a las electroválvulas para parar el flujo de aceite.

1.7.6 Minicentral hidráulica

La instalación de equipos hidráulicos en un vehículo conlleva a la instalación de otro equipo que suministre energía hidráulica a través de otro tipo de energía. Es por esto que para satisfacer las necesidades de presión y caudal hidráulico que requieren los equipos para funcionar se instala en el vehículo una minicentral hidráulica. Esta está compuesta por un depósito metálico de aceite, un motor eléctrico cuyo eje rotor está acoplado al rodete de una bomba hidráulica, la cual suministra energía hidráulica a los demás equipos.



Figura 70. Ejemplo de una minicentral hidráulica. No corresponde a la elegida para este proyecto.

Entre los diferentes suministradores y modelos, se escoge la compañía Hidráulica Fher S.A. por ser el suministrador que ofrece un equipo completamente modular, donde se pueden elegir varias configuraciones en función de las necesidades. Para esta aplicación se ha escogido un motor eléctrico de corriente continua no ventilado de 1500W a 12v, una bomba de aceite rotativa de 1400 W y un depósito cilíndrico de aceite de 7.5 litros de capacidad.

En el catálogo del suministrador no se muestran, de manera específica, las dimensiones del equipo seleccionado, si bien es cierto que se pueden extrapolar ciertos datos de dimensiones en los que se comprueba que las dimensiones del equipo ensamblado serán aproximadamente de 450 milímetros de largo por 210 milímetros de ancho y 210 milímetros de alto, sin contar con el cuadro de mandos.

Dado que sus dimensiones son relativamente reducidas, esta minicentral irá situada en la parte inferior de la superficie de carga de la furgoneta. Irá anclada al vehículo mediante un soporte adaptado fijado al chasis del vehículo.

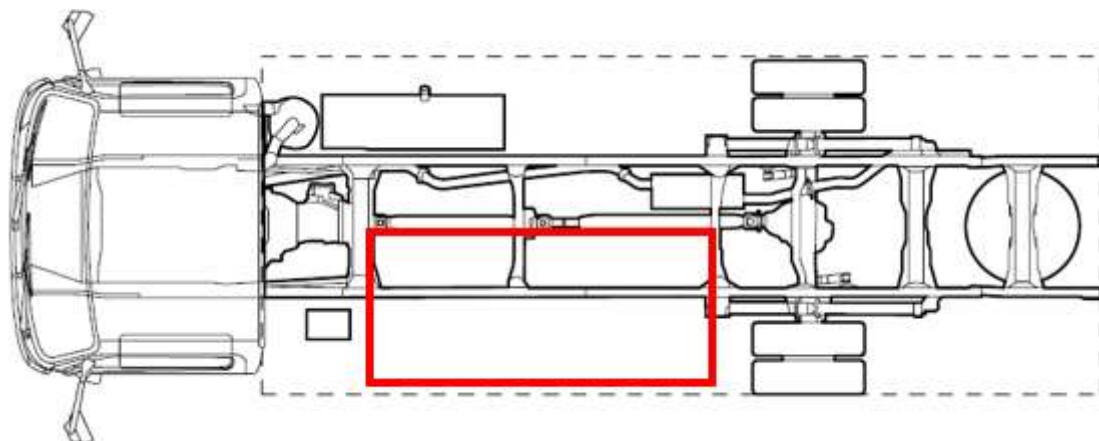


Figura 13. Posicionamiento para la minicentral hidráulica.

1.7.6.1 Sistema hidráulico

Normalmente, a estos equipos se utilizan para suministrar energía hidráulica a un solo componente, generalmente cilindros hidráulicos para volquetes, brazos de maquinaria agrícola, etc. Es por eso que el suministrador solamente ofrece un cuadro de mandos simple con una electroválvula de descenso para activar o desactivar el suministro y distribuidor 4/3.

En este caso, se utilizará para varios componentes, donde cada uno tiene unas características específicas. Es por eso que se realiza un cuadro de mandos específico para las operaciones de este proyecto, donde este se compondrá de:

- Cuatro electroválvulas distribuidoras 4/3: son válvulas distribuidoras que tienen tres posiciones posibles y cuatro vías. En la posición de reposo (central) se corta por completo el suministro hidráulico. En las dos restantes el suministro hidráulico ofrecido por una única varía de sentido, así como el retorno de aceite al depósito. Esta electroválvula vuelve a posición de reposo siempre y cuando no sea pilotada por la corriente eléctrica de un relé o solenoide ya que tiene un retorno mecánico por muelles.

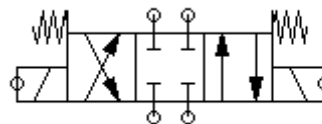


Figura 71. Electroválvula 4/3

- Tres válvulas anti-retorno estranguladoras: dado que cada equipo hidráulico necesita de unas condiciones de caudal y presión determinadas, se utilizan estas válvulas taradas para cada equipo.

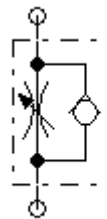


Figura 72. Válvula estranguladora anti-retorno.

- Tres caudalímetros analógicos: verifican numéricamente el caudal suministrado por cada línea hidráulica. Se utiliza uno por cada línea de suministro de aceite para el equipo.

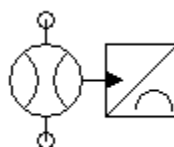


Figura 73. Caudalímetro analógico.

Siendo el sistema hidráulico el siguiente:

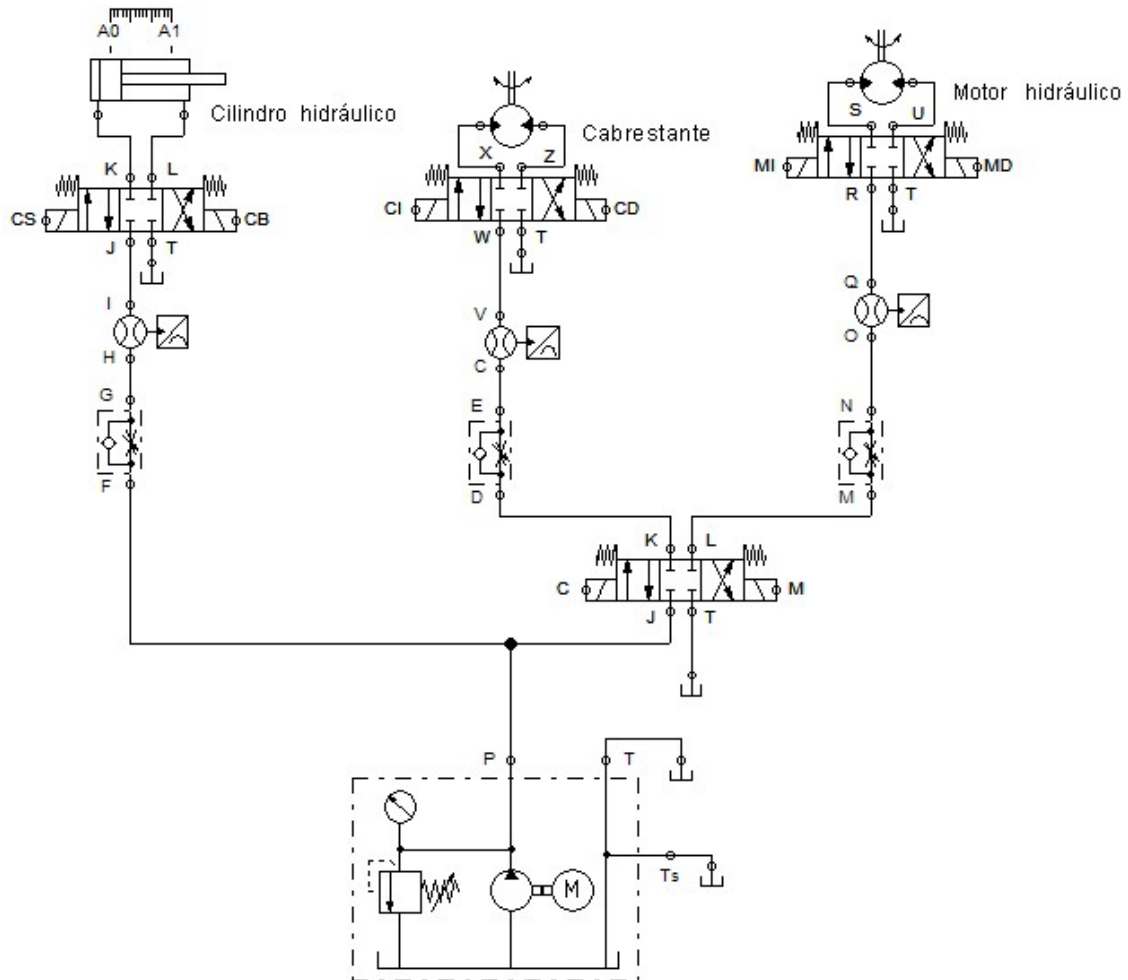


Figura 74. Esquema del sistema hidráulico.

1.7.6.2 Sistema eléctrico

Para controlar el sistema de electroválvulas del sistema hidráulico se realiza circuito eléctrico alimentado con una tensión de 12V con los siguientes componentes:

- Siete pulsadores (obturadores): tienen la misión de cerrar la línea del circuito eléctrico cuando se pulsan, permitiendo la transmisión de corriente eléctrica.

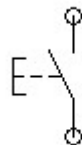


Figura 75. Obturador.

- Cuatro flanqueadores: en este sistema simulan la función de los finales de carrera del sistema, abriendo la línea y cortando el suministro de energía al resto de la línea eléctrica del circuito.



Figura 76. Flanqueador.

- Ocho solenoides de válvulas: cuando por ellos pasa una tensión determinada, abren o cierran otro circuito eléctrico. En este caso, son los encargados de pilotar las electroválvulas del sistema hidráulico.

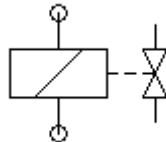


Figura 77. Solenoide.

Siendo el cuadro eléctrico de mando el siguiente:

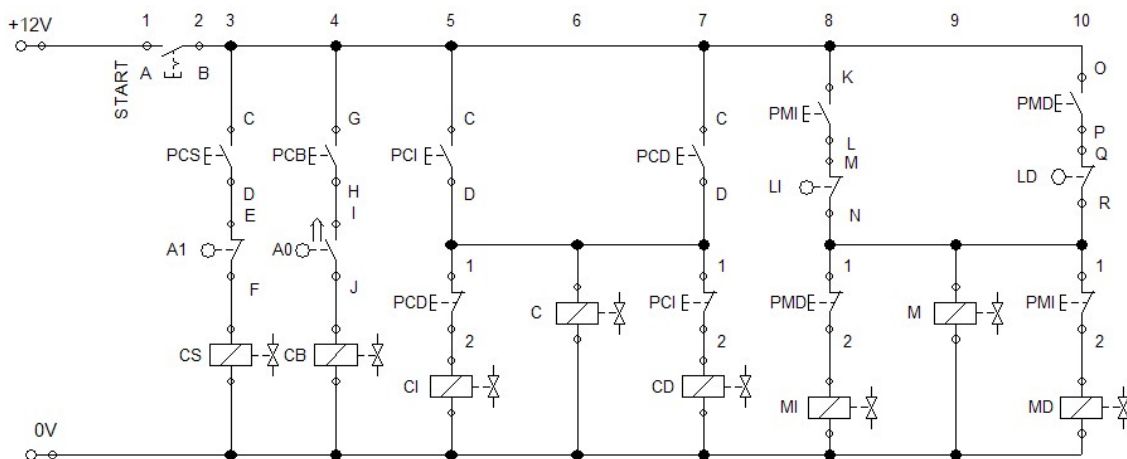


Figura 78. Esquema del sistema eléctrico para el control del sistema hidráulico.

1.7.7 Suministro de potencia eléctrica

Dado que la implantación de una minicentral hidráulica compuesta por un motor eléctrico, se determina que para el uso de los equipos hidráulicos siempre se deba tener el motor de combustión interna del vehículo encendido para que el alternador eléctrico del vehículo esté funcionando y pueda suministrar energía eléctrica tanto al motor hidráulico como al resto de componentes eléctricos del vehículo que soliciten dicha energía.

Se comprueba que solo el consumo de potencia del motor eléctrico para sus condiciones de funcionamiento supera la potencia ofrecida por el alternador original del vehículo. Este ofrece 50 amperios a 14 voltios, dando una potencia de 700W, los cuales son suficientes para los sistemas del vehículo, pero no para los de la grúa. Es por ello que se instalará un alternador no original en el vehículo que ofrezca mayor potencia eléctrica.

Para asegurar compatibilidades de dimensiones referidas a la fijación del mismo al bloque motor y la posición de la polea del propio alternador, se opta por el alternador que monta de fábrica otro vehículo de la misma marca que tenga un año de fabricación similar. Concretamente, el del Toyota Corolla 1.4 Diesel del año 2004.



Figura 79. Alternador Toyota Dyna.

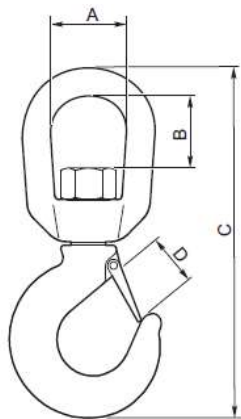


Figura 80. Alternador Toyota Corolla.

Este reemplazo ofrece 114 amperios a 14V, dando una potencia de 1610W los cuales son suficientes para alimentar el sistema hidráulico y el pequeño sistema de mandos eléctrico. Los requerimientos eléctricos del vehículo serán suministrados por la batería de 12V que monta el vehículo originalmente.

1.7.8 Gancho

La carga que levante o descienda la grúa se colgarán del cable mediante un gancho. Este, para proseguir con los mismos proveedores de elementos, se escoge un gancho suministrado por la empresa Dynamic Oil. Concretamente su modelo GSC 1500, el cual soporta cargas sin deformación de hasta 1500 kilogramos.



Gancio girevole Hook						
Modello Type	Portata Delivery Kg	A	B	C	D	Peso gancho Hook weight [kg]
GSC 1000	1000	40	36	180	27	0.85
GSC 1500	1500	47	49	208	29	1.21
GSC 2000	2000	47	45	222	32	1.51
GSC 3000	3000	64	55	274	38	3.70
GSC 5000	5000	78	70	337	48	6.60
GSC 7500	7500	90	74	395	57	10.25
GSC 11000	11000	96	86	445	64	15.80

Figura 81. Dimensiones del gancho Dynamic Oil GSC 1500.

1.8 Planificación

Una correcta planificación se realizará en base al ejercicio de la trazabilidad del proyecto. Para ello, se comienza la planificación desde el momento en el que se eligen los elementos normalizados, los suministrados por los proveedores y la materia prima para realizar los mecanizados para la elaboración del proyecto. Dado que este proyecto no está destinado para la elaboración de una sola pieza, sino que se pretenden fabricar grúas en serie, se elimina de la planificación el tiempo necesario para el cálculo, diseño y contacto con proveedores de materiales.

Para la realización de este proyecto se necesitarán aproximadamente 22 días desde el momento que se contacta con los proveedores, dando un margen de 7 días más para la realización en función de disponibilidad de materiales y retrasos no planificados.

La planificación se realizará en base a los anexos de Estado de mediciones y Presupuesto. Además, esta planificación se divide en cinco partes; Recopilación de piezas y materiales, mecanizado, soldadura, pintura y montaje.

Actividades	Duración		
	Inicio	(días)	Fin
Materiales	05/11/2018	14	19/11/2018
Mecanizado	12/11/2018	2	14/11/2018
Soldadura	13/11/2018	2	15/11/2018
Pintura	18/11/2018	2	20/11/2018
Instalación	20/11/2018	7	27/11/2018
Grúa	20/11/2018	1	21/11/2018
Hidráulica	20/11/2018	2	22/11/2018
Eléctrica	20/11/2018	7	27/11/2018
Total	05/11/2018	22	27/11/2018

Tabla 3. Planificación de actividades.

1.8.1 Recopilación de materiales

Una vez se escogidos los materiales y contactado con proveedores, se establece un periodo de dos semanas en los que se recogen todos los productos y materiales necesarios para la realización del proyecto. Dado que muchos elementos mecanizados se realizarán a partir del mecanizado de planchas y perfiles de acero, el periodo de mecanizado se solapa con el de recopilación de materiales, ya que éstos materiales se consiguen fácilmente y no es necesaria la espera a recopilar todos los materiales para proceder.

1.8.2 Mecanizado

Para este apartado, se estima una duración de dos días en los que las piezas se mecanizan en un centro de mecanizado profesional con personal y herramientas especializadas. A medida que se realizan mecanizados, es posible solapar este apartado con el de la unión de piezas mediante soldadura.

1.8.3 Soldadura

A medida que se reciben piezas mecanizadas, se procede con la unión fija de las piezas que lo requieran. Se estima una duración de dos días para realizar por completo las soldaduras necesarias siempre que se utilice personal y herramientas especializadas.

1.8.4 Pintura

Teniendo todas las piezas mecanizadas y soldadas, se procede a preparar y pintar las piezas que requieran este proceso. Para esto, se estima una duración aproximada de dos días.

1.8.5 Instalación

En este apartado se incluyen la instalación de la grúa y su fijación a la superficie de carga de la grúa, así como las instalaciones hidráulicas y eléctricas necesarias en este proyecto. Se estima que se precisará un periodo de una semana para conseguir una instalación completa de la grúa.

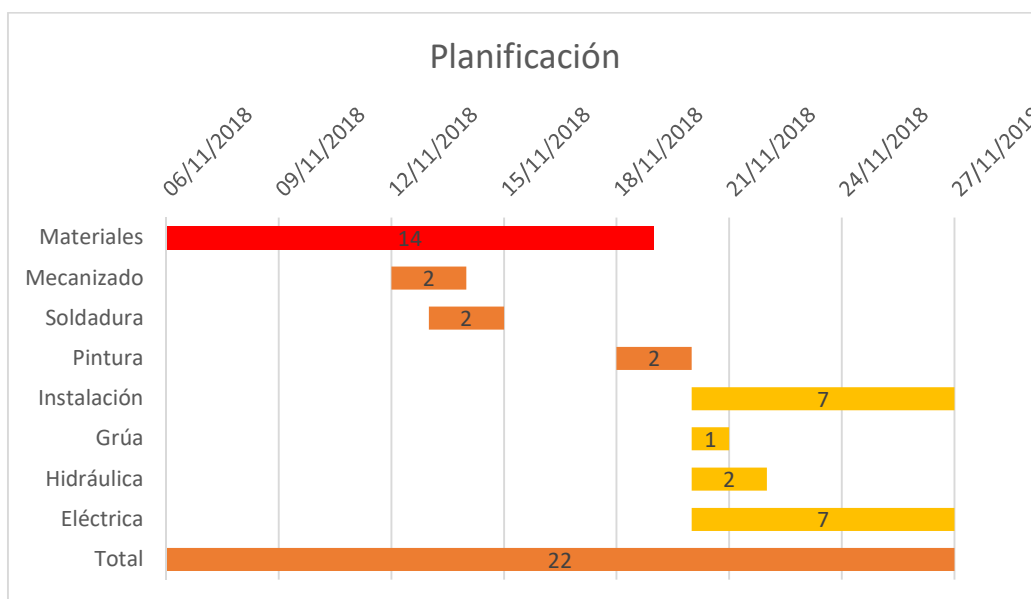


Figura 82. Representación de la planificación en un gráfico Gantt.

1.9 Presupuesto

A continuación, se muestra la tabla resumen del presupuesto general del proyecto, incluyendo costes de material, mano de obra, beneficios e impuestos. Este presupuesto se justificará parte por parte en su anexo correspondiente.

Presupuesto	
Coste piezas	2.721,55 €
Coste trabajos	481,02 €
<i>Total</i>	3.202,57 €
Gastos generales (12%)	448,36 €
Beneficio industrial (10%)	320,26 €
<i>Base imponible</i>	3.971,19 €
I.G.I.C. (7%)	277,98 €
Total	4.249,17 €

Tabla 33. Presupuesto total del proyecto.



**Universidad
de La Laguna**

Trabajo de fin de grado

Grúa autónoma para pesos ligero para tipo furgoneta abierta, actuador hidráulico.

ANEXOS

Autor: Marcos Hernández López
Tutor: Andrés Muñoz de Dios Rodríguez
Julio 2018

Índice de anexos

2.1 Anexos de cálculo.....	81
2.1.1 Estabilidad de la grúa.....	81
2.1.2 Análisis estático.....	84
2.1.2.1 Caso A. Pluma con ángulo mínimo.....	85
2.1.2.2 Caso B. Pluma con ángulo máximo.....	91
2.1.2.3 Caso C. Pluma horizontal.....	96
2.1.3 Restricciones aplicables al cálculo.....	99
2.1.4 Dimensionado de los perfiles.....	102
2.1.4.1 Introducción al cálculo.....	102
2.1.4.2 Cálculo de la pluma.....	106
2.1.4.3 Cálculo del pilar.....	109
2.1.5 Cálculo de la base de la grúa.....	114
2.1.5.1 Cálculo del perfil de la base.....	114
2.1.5.2 Cálculo de los tornillos de la base.....	116
2.1.5.3 Cálculo de rodamientos para la base de la grúa.....	119
2.1.6 Elección del rodamiento de la polea.....	122
2.1.7 Elección del cilindro hidráulico.....	124
2.1.7.1 Restricciones dimensionales.....	124
2.1.7.2 Restricciones en base a los esfuerzos requeridos.....	127
2.1.7.3 Elección del cilindro.....	129
2.1.7.4 Caudal de aceite necesario para la aplicación.....	131
2.1.8 Cálculo de placas de unión.....	132
2.1.8.1 Uniones del actuador hidráulico.....	132
2.1.8.1.1 Unión Actuador-Pluma.....	133
2.1.8.1.2 Unión Actuador-Pluma.....	134
2.1.8.2 Unión Pluma-Pilar.....	135
2.1.8.3 Placa soporte de la polea.....	139
2.1.9 Cálculo de bulones de la estructura.....	141
2.1.9.1 Cálculo de esfuerzo cortante.....	142
2.1.9.2 Cálculo del bulón a momento flector.....	143
2.1.10 Elección de cabrestante hidráulico.....	145
2.1.10.1 Cálculo de la placa soporte.....	146
2.1.10.2 Cable del cabrestante.....	150

2.1.11 Elección del motor hidráulico de giro.....	151
2.1.11.1 Cálculo de la chaveta del eje del motor hidráulico	154
2.1.11.2 Cálculo de la placa soporte del motor hidráulico.....	155
2.1.12 Elección de minicentral hidráulica	157
2.1.13 Suministro de potencia eléctrica.....	161

2.1 Anexos de cálculo

2.1.1 Estabilidad de la grúa

Una vez seleccionada la posición donde irá fijada la grúa a la estructura de la furgoneta y establecidas las condiciones de carga máxima de la grúa, procedemos al cálculo del momento de vuelco de la misma. Se procede al cálculo una vez conocido el centro de gravedad de ambos ejes donde se apoya la furgoneta, la distancia máxima de carga, la carga máxima y la posición de anclaje de la grúa. Se comparan los momentos a uno y otro lado de la línea de vuelco.

En la siguiente figura se representa la situación de la grúa montada sobre la furgoneta en la condición más favorable al vuelco, que corresponde cuando la pluma de la grúa está situada de forma perpendicular a la línea de vuelco de la furgoneta con carga máxima en punta.

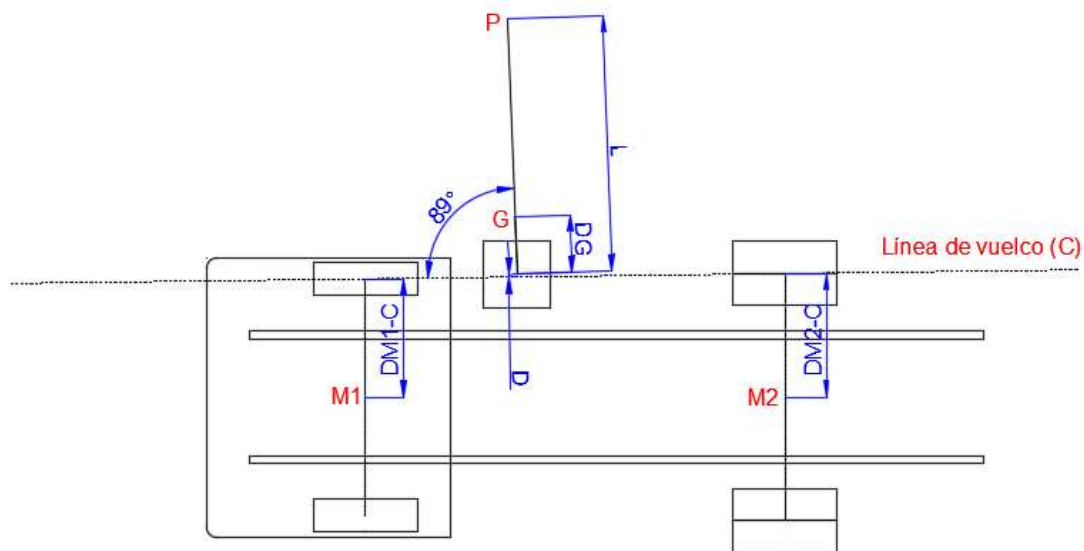


Figura 83. Estabilidad de la grúa en la posición escogida.

Donde,

P: Carga máxima en la punta de la pluma.

G: Peso de la pluma.

M1: Peso del vehículo apoyado en el eje delantero.

M2: Peso del vehículo apoyado en el eje trasero.

L: Longitud de la pluma.

DM1-C: Distancia desde el centro de gravedad del eje delantero a la línea de vuelco.

DM2-C: Distancia desde el centro de gravedad del eje trasero a la línea de vuelco.

DG: Distancia desde el anclaje de la grúa con la furgoneta hasta el centro de gravedad de la pluma.

D: Distancia entre el centro de la base de la grúa hasta la línea de vuelco.

Los valores de distancias y reparto de pesos los obtenemos desde el catálogo de Toyota sobre la Toyota Dyna 150 MWB. A continuación, se muestra una tabla con los valores extraídos del catálogo.

Ancho neumáticos ¹	195
Delanteros ¹	Simple
Traseros ¹	Gemelos
Distancia entre ejes ¹	2545
Delantero ¹	1435
Trasero ¹	1500

Tabla 4. Distancias para cálculo de estabilidad de la grúa.

MMA ²	3500
MMA sobre eje delantero ²	1800
MMA sobre eje trasero ²	2550
Tara nominal ²	1815
Sobre el eje delantero ²	1120
Sobre el eje trasero ²	695
Carga útil ²	1685

Tabla 5. Cargas para cálculo de estabilidad de la grúa.

Para que no ocurra el vuelco, los momentos generados por M1 y M2 sobre la línea de vuelco deben ser mayores que los generados por P y G. Consideramos un factor de seguridad de 1.4.

$$\frac{(M1 * DM1C) + (M2 * DM2C)}{(P * (L + D)) + (G * (DG + D))} \geq 1.4$$

M1 [Kg]	1120
M2 [Kg]	695
P [Kg]	300
G [Kg] ³	80

Tabla 6. Cargas consideradas para el cálculo de la estabilidad de la grúa.

¹ Medidas en milímetros

² Medidas en kilogramos

³ Supuesto

L [mm]	1550
DM1C [mm]	717,5
DM2C [mm]	750
DG [mm] ⁴	365,77
D [mm]	15,76

Tabla 7. Distancias consideradas para el cálculo de la estabilidad de la grúa.

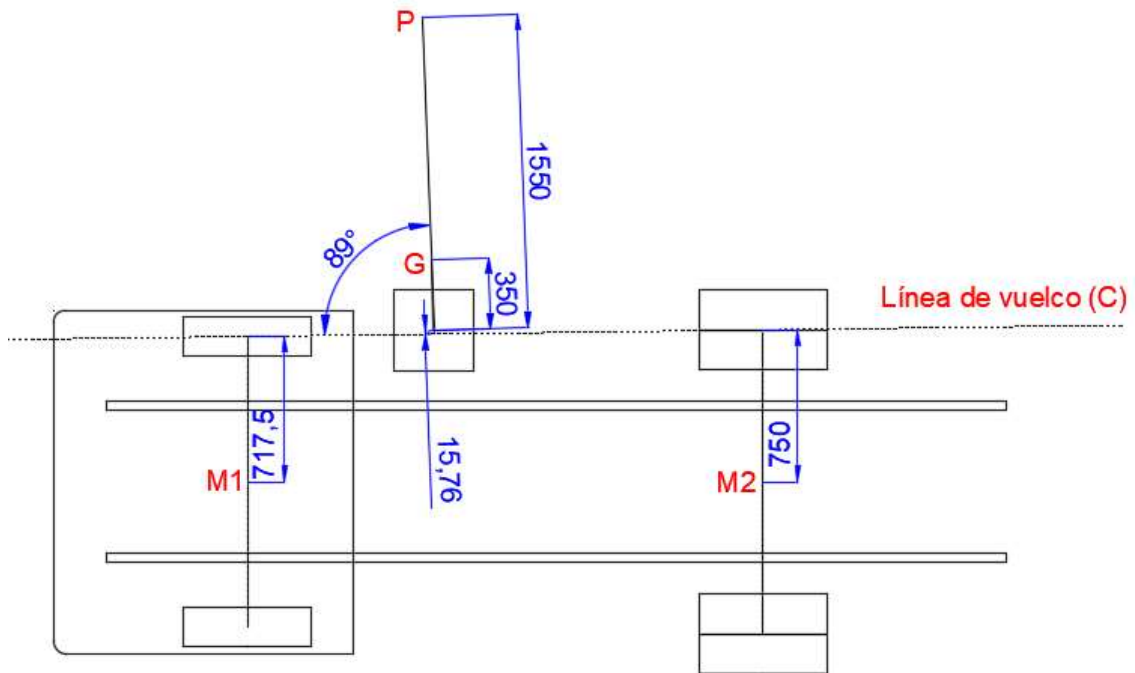


Figura 84. Representación de distancias y cargas para el estudio de la estabilidad de la grúa.

Entonces,

$$\frac{(1120 * 717.5) + (695 * 750)}{(300 * (1550 + 15,76)) + (80 * 365.77)} = 2,655 > 1.4$$

Por lo tanto, no nos encontramos con problemas de vuelco con una carga de 300kg en la situación de la grúa seleccionada.

⁴ Supuesto

2.1.2 Análisis estático

A continuación, se realizará un estudio estático para conocer los esfuerzos que soporta la estructura básica de la grúa. Para ello, se calculan las reacciones asociadas a la carga de elevación en la grúa, así como momento flector y fuerza cortante. En este estudio básico se realiza para conocer los esfuerzos a los que se les deben aplicar los coeficientes de seguridad parciales que se establecen con la modificación de la normativa *UNE 58-536-89* la cual se nombra en la memoria del proyecto y que se volverá a mencionar a continuación.

Ya que la pluma de la grúa no es fija, este estudio será realizado para tres casos; en el que la pluma se encuentra en un ángulo máximo con respecto al pilar de la grúa, otro para cuando este ángulo es mínimo y por último, cuando la pluma se encuentre completamente horizontal.

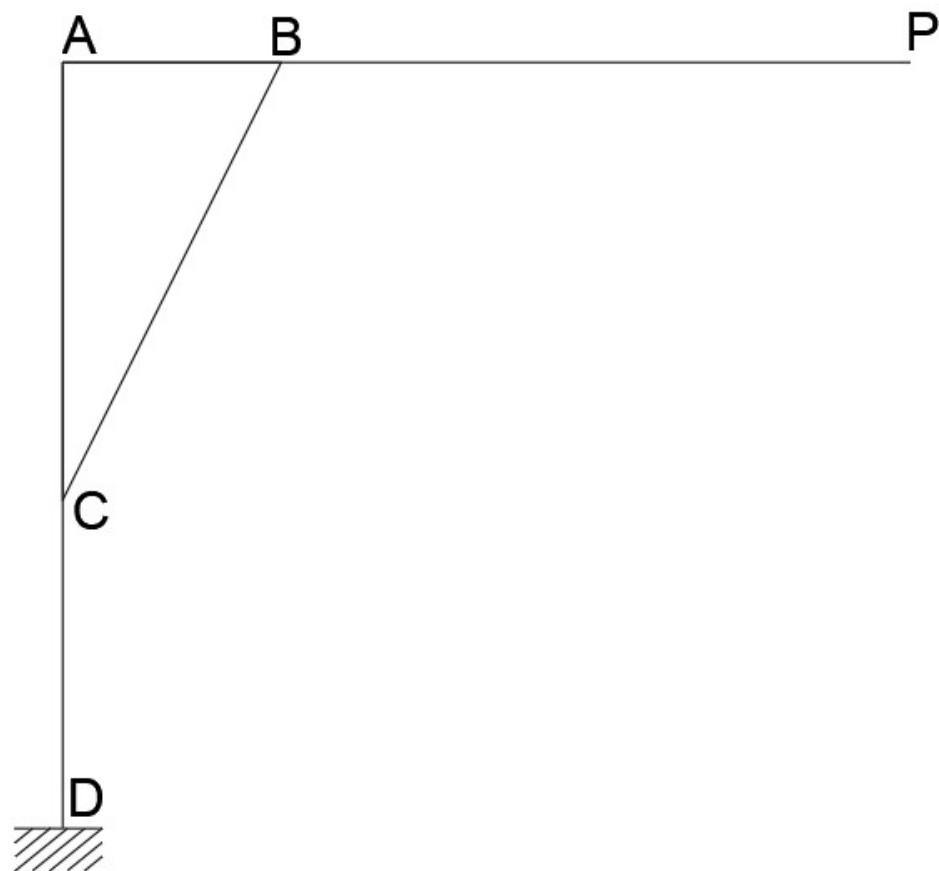


Figura 85. Esquema básico de la estructura principal de la grúa con anotaciones.

Punto P: Corresponde al extremo de la pluma donde irá descolgada la carga que levantará la grúa.

Punto A: Corresponde a la articulación que une la pluma y el pilar de la grúa.

Punto B: Corresponde a la unión articulada del actuador hidráulico con la pluma de la grúa.

Punto C: Corresponde a la unión articulada del actuador hidráulico con el pilar de la grúa.

Punto D: Corresponde a la unión fija del pilar de la grúa con la base de carga de la furgoneta.

2.1.2.1 Caso A. Pluma con ángulo mínimo.

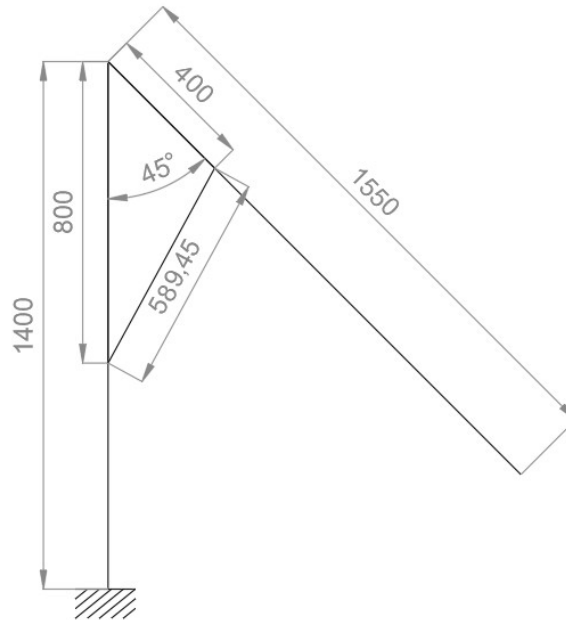


Figura 86. Esquema básico con dimensiones para la pluma en su ángulo mínimo.

Para el estudio estático de este caso, dividiremos la grúa en dos partes; pilar y pluma. No se cuenta el actuador ya que la sumatoria de fuerzas en el mismo es cero, pero sí se tienen en cuenta dichas fuerzas sobre los otros dos elementos.

Fuerzas actuantes en la pluma:

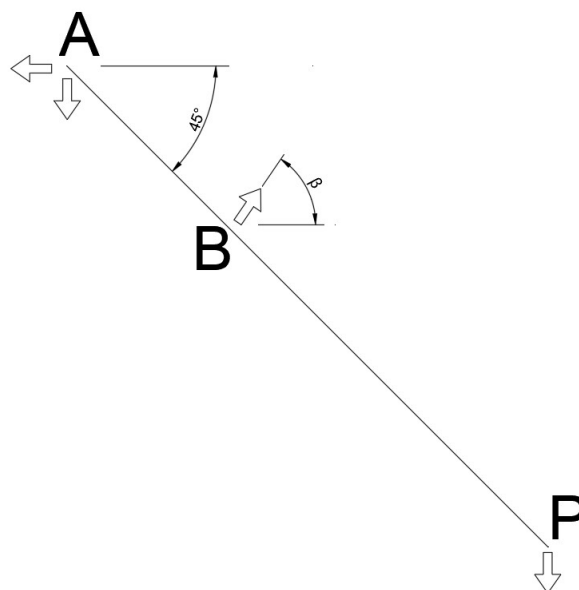


Figura 87. Representación de las fuerzas y reacciones para la pluma en ángulo mínimo.

$$\sum F_x = 0$$

$$-Ax + (B * \text{Cos}(\beta)) = 0$$

$$\sum F_y = 0$$

$$-Ay + (B * \text{Sen}(\beta)) - P = 0$$

$$B * \text{Sen}(\beta) = Ay + P$$

$$\sum MA = 0$$

$$\begin{aligned}
 & - \left((B * \text{Sen}(\beta)) * 0.4 * \text{Sen}(45^\circ) \right) + \left((B * \text{Cos}(\beta)) * 0.4 * \text{Cos}(45^\circ) \right) \\
 & + (P * 1.55 * \text{Sen}(45^\circ)) = 0
 \end{aligned}$$

Para conocer el ángulo β utilizamos el teorema del seno.

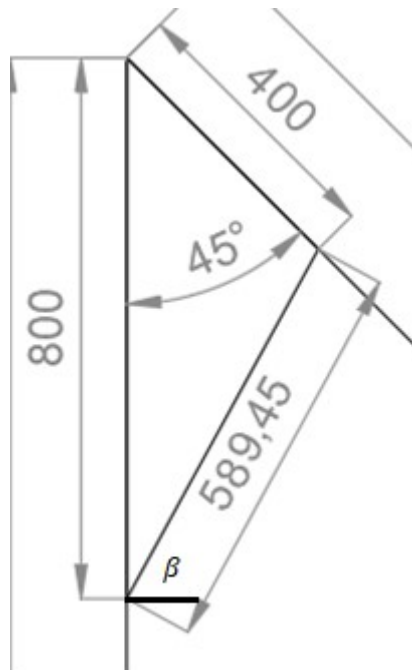


Figura 88. Representación del ángulo β .

$$\frac{\text{Sen } 90^\circ - \beta}{400} = \frac{\text{Sen } 45^\circ}{589.45}$$

$$\beta = 90^\circ - \arcsen \frac{400 * \text{Sen } 45^\circ}{589.45}$$

$$\beta = 61.325^\circ$$

Conocemos también que la carga P equivale a 300 Kg o 2.943 kN, por tanto, podemos conocer la fuerza B.

$$\begin{aligned}
 & - \left((B * \text{Sen}(61.325^\circ)) * 0.4 * \text{Sen}(45^\circ) \right) + \left((B * \text{Cos}(61.325^\circ)) * 0.4 * \text{Cos}(45^\circ) \right) \\
 & + (2.943 * 1.55 * \text{Sen}(45^\circ)) = 0
 \end{aligned}$$

$$B = 8.40 \text{ kN}$$

Conocido su valor, su descomposición será,

$$Bx = B * \text{Cos} 61.325^\circ$$

$$Bx = 4.03 \text{ kN}$$

$$By = B * \text{Sen} 61.325^\circ$$

$$By = 7.37 \text{ kN}$$

Las reacciones del punto A corresponderán a,

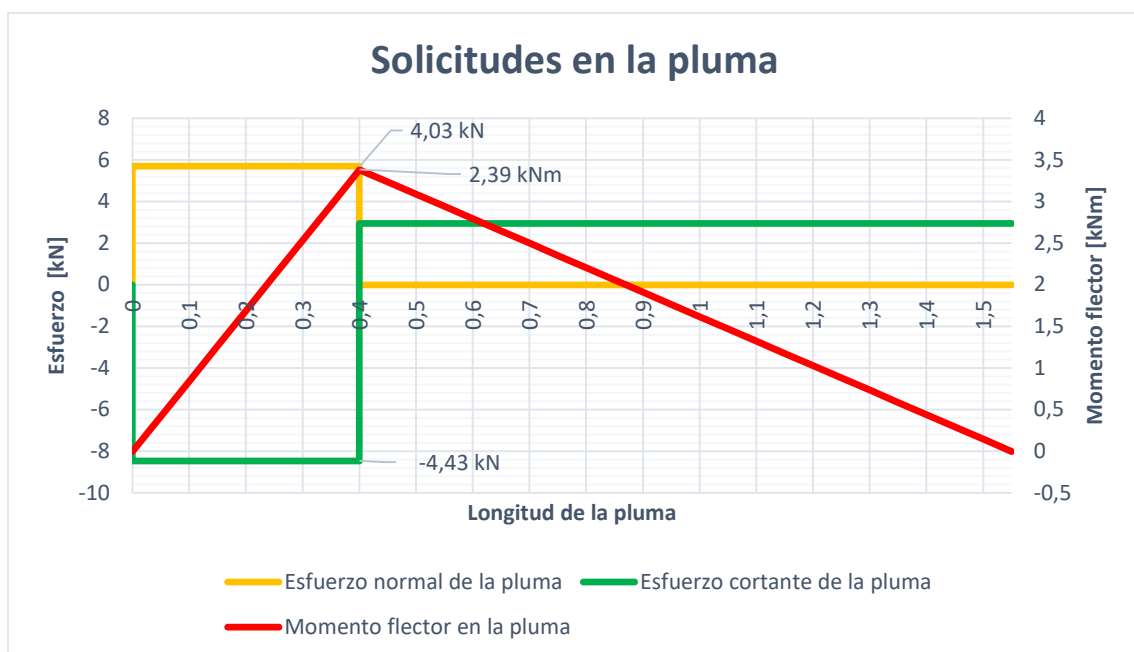
$$-Ax + (B * \text{Cos}(\beta)) = 0$$

$$Ax = 4.03 \text{ kN}$$

$$B * \text{Sen}(\beta) = Ay + P$$

$$Ay = 4.43 \text{ kN}$$

Diagrama de momento flector, esfuerzo normal y cortante en la pluma:



Fuerzas aplicadas en el pilar:

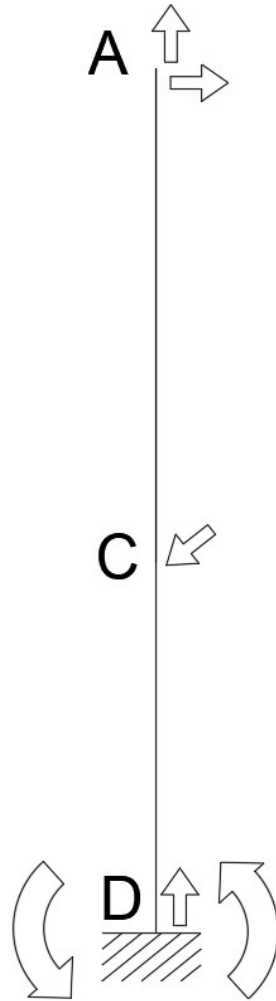


Figura 89. Representación de las fuerzas, momentos y reacciones que actúa en el pilar de la grúa.

En este caso, las reacciones de A y C ya se conocen ya que son de igual magnitud, pero de sentido inverso a las calculadas en la pluma. Para calcular las reacciones en la base, se procede a un estudio estático de la grúa en general donde las fuerzas internas se anulan entre sí y el cálculo se simplifica.

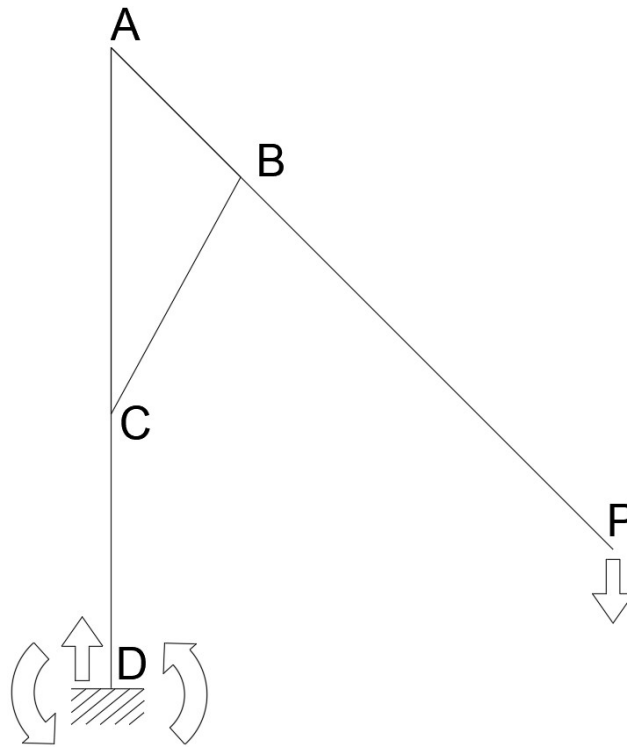


Figura 90. Representación de las fuerzas, reacciones y momentos en la estructura básica para la pluma en su ángulo mínimo.

$$\sum F_x = 0$$

$$\sum F_y = 0$$

$$P - D_y = 0$$

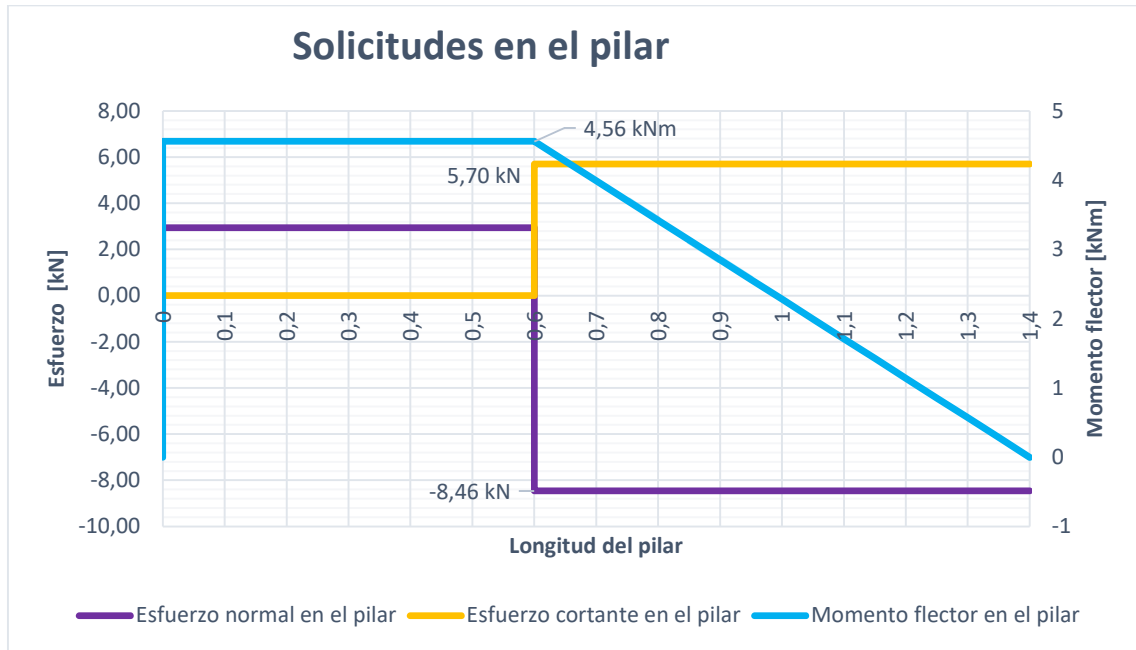
$$D_y = 2.943 \text{ kN}$$

$$\sum M_A = 0$$

$$(P * 1.55 * \text{Cos } 45^\circ) - M_d = 0$$

$$M_d = 3.22 \text{ kNm}$$

Diagrama de momento flector, esfuerzo normal y cortante en el pilar:



2.1.2.2 Caso B. Pluma con ángulo máximo.

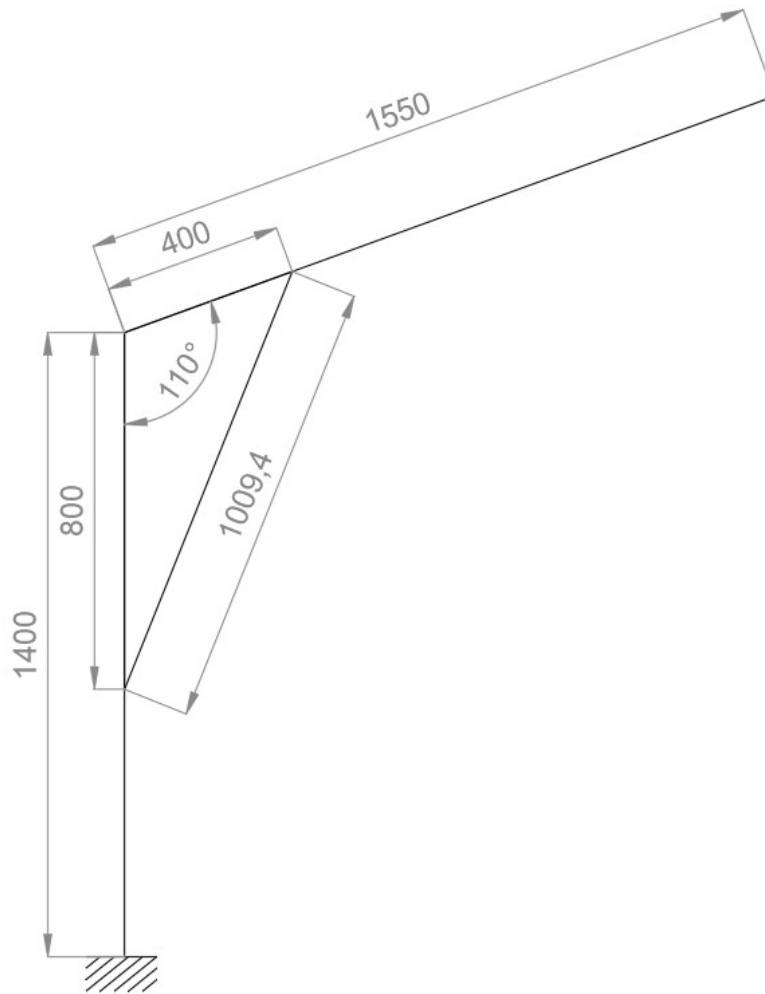


Figura 91. Esquema básico con dimensiones para la pluma en su ángulo máximo.

Al igual que para el caso con ángulo mínimo, se estudiará por separado la pluma tal y como se muestra a continuación.

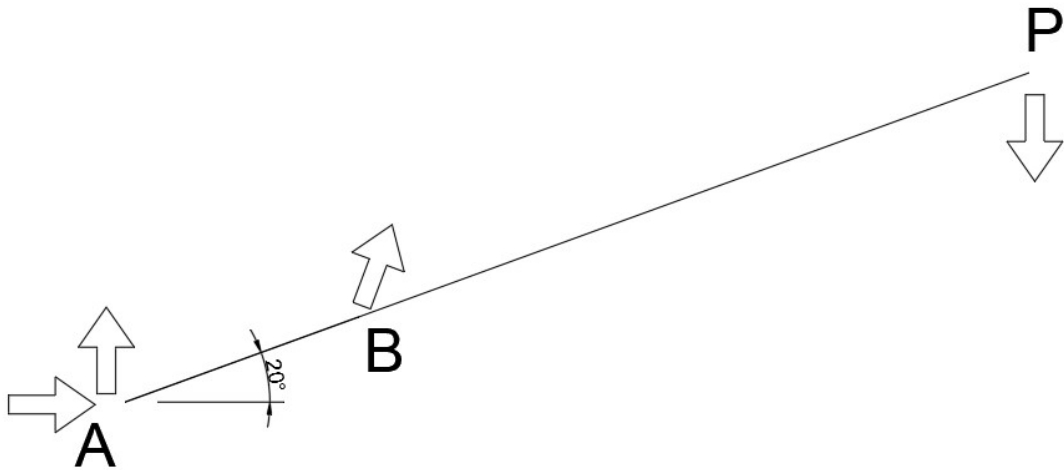


Figura 92. Representación de las fuerzas y reacciones para la pluma en ángulo máximo.

$$\sum F_x = 0$$

$$Ax + (B * \text{Cos}(\beta)) = 0$$

$$\sum F_y = 0$$

$$Ay + (B * \text{Sen}(\beta)) - P = 0$$

$$P - (B * \text{Sen}(\beta)) = Ay$$

$$\sum MA = 0$$

$$\begin{aligned}
 & - \left((B * \text{Sen}(\beta)) * 0.4 * \text{Sen}(20^\circ) \right) + \left((B * \text{Cos}(\beta)) * 0.4 * \text{Cos}(20^\circ) \right) \\
 & + (P * 1.55 * \text{Sen}(20^\circ)) = 0
 \end{aligned}$$

En este caso, aplicando el teorema del seno el ángulo β equivale a,

$$\frac{\text{Sen } 90^\circ - \beta}{400} = \frac{\text{Sen } 110^\circ}{1009.4}$$

$$\beta = 90^\circ - \arcsen \frac{400 * \text{Sen } 110^\circ}{1009.4}$$

$$\beta = 68.14^\circ$$

Entonces,

$$\begin{aligned}
 & - \left((B * \text{Sen}(68.14)) * 0.4 * \text{Sen}(20^\circ) \right) + \left((B * \text{Cos}(68.14)) * 0.4 * \text{Cos}(20^\circ) \right) \\
 & + (2.943 * 1.55 * \text{Sen}(20^\circ)) = 0
 \end{aligned}$$

$$B = 14.39 \text{ kN}$$

Su descomposición será,

$$B_x = B * \cos 68.14^\circ$$

$$B_x = 5.36 \text{ kN}$$

$$B_y = B * \sin 68.14^\circ$$

$$B_y = 13.35 \text{ kN}$$

Las reacciones en el punto A serán,

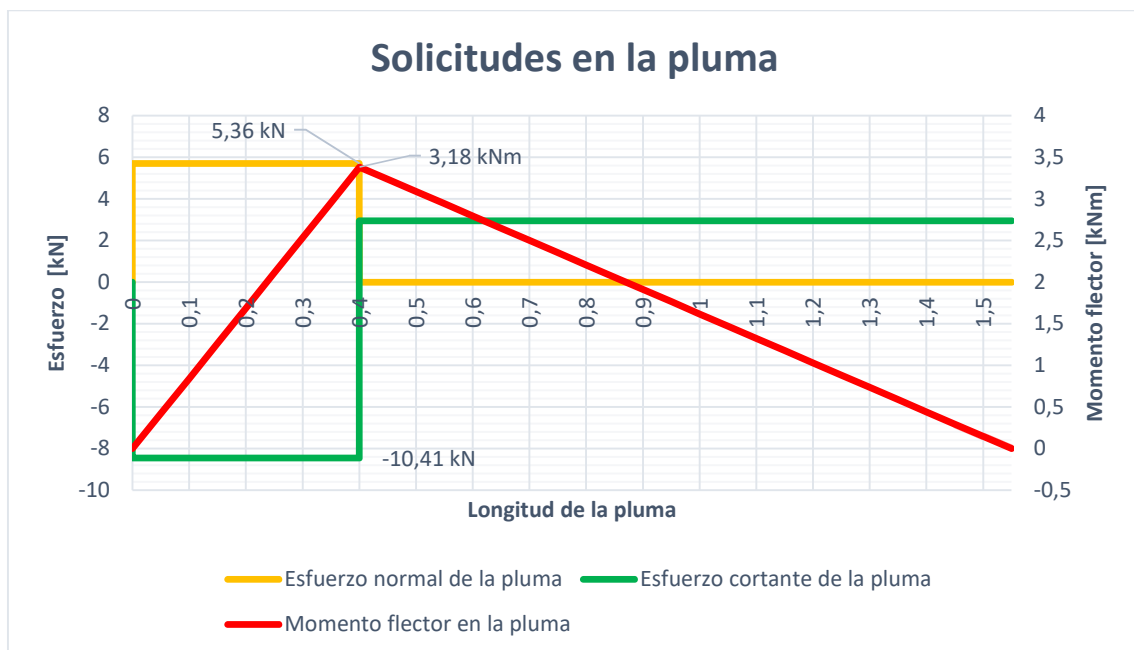
$$A_x + (B * \cos(\beta)) = 0$$

$$A_x = -5.36 \text{ kN}$$

$$P - (B * \sin(\beta)) = A_y$$

$$A_y = -10.41 \text{ kN}$$

Diagrama de momento flector, esfuerzo cortante y normal en la pluma:



Cálculo de fuerzas y momentos en el pilar

Aplicaremos la misma solución que para el caso con la pluma con ángulo mínimo.

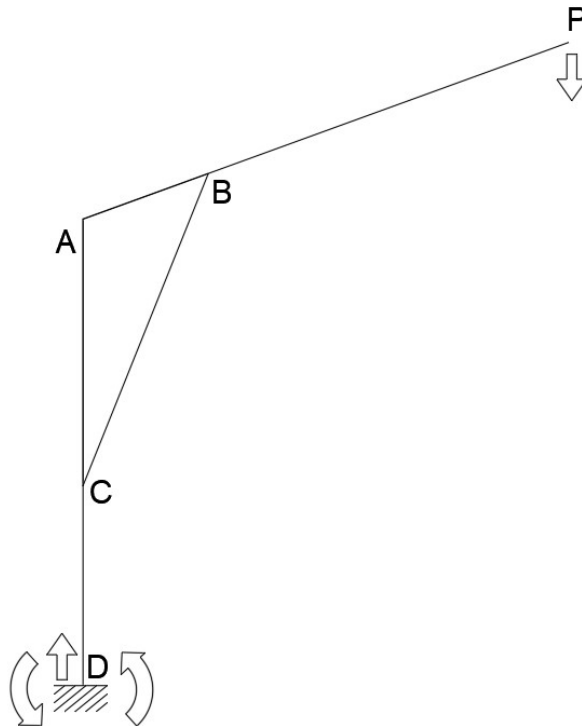


Figura 93. Representación de las fuerzas, reacciones y momentos en la estructura básica para la pluma en su ángulo máximo.

$$\sum F_x = 0$$

$$\sum F_y = 0$$

$$P - D_y = 0$$

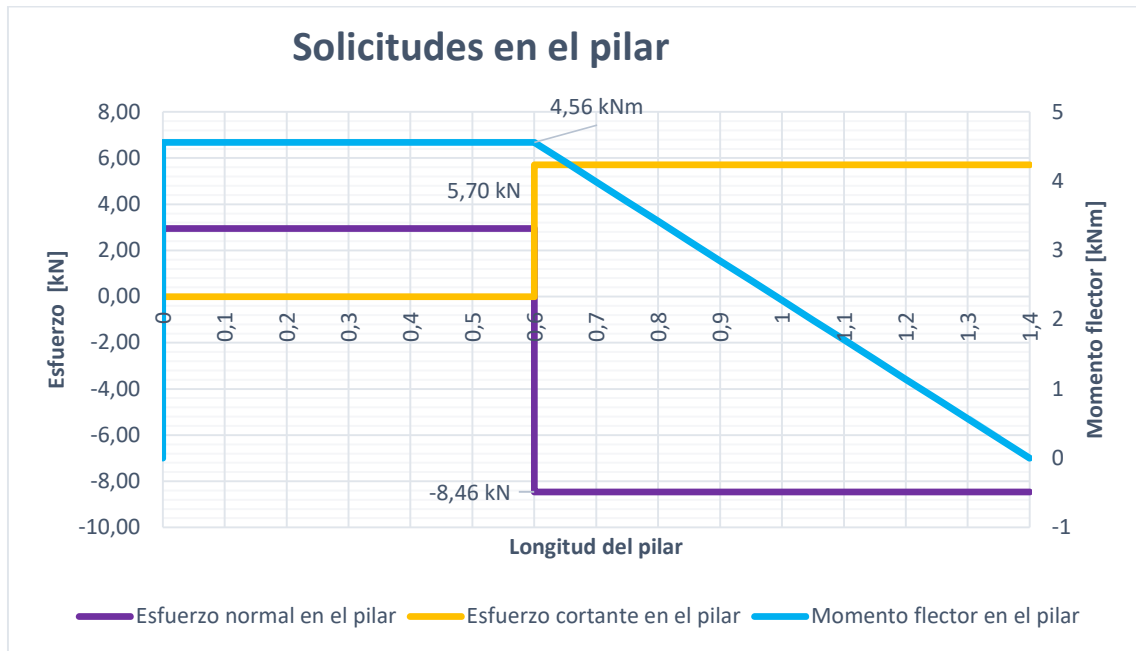
$$D_y = 2.943 \text{ kN}$$

$$\sum M_A = 0$$

$$(P * 1.55 * \cos 20^\circ) - M_d = 0$$

$$M_d = 4.28 \text{ kNm}$$

Diagrama de momento flector, esfuerzo cortante y normal en el pilar



2.1.2.3 Caso C. Pluma horizontal.

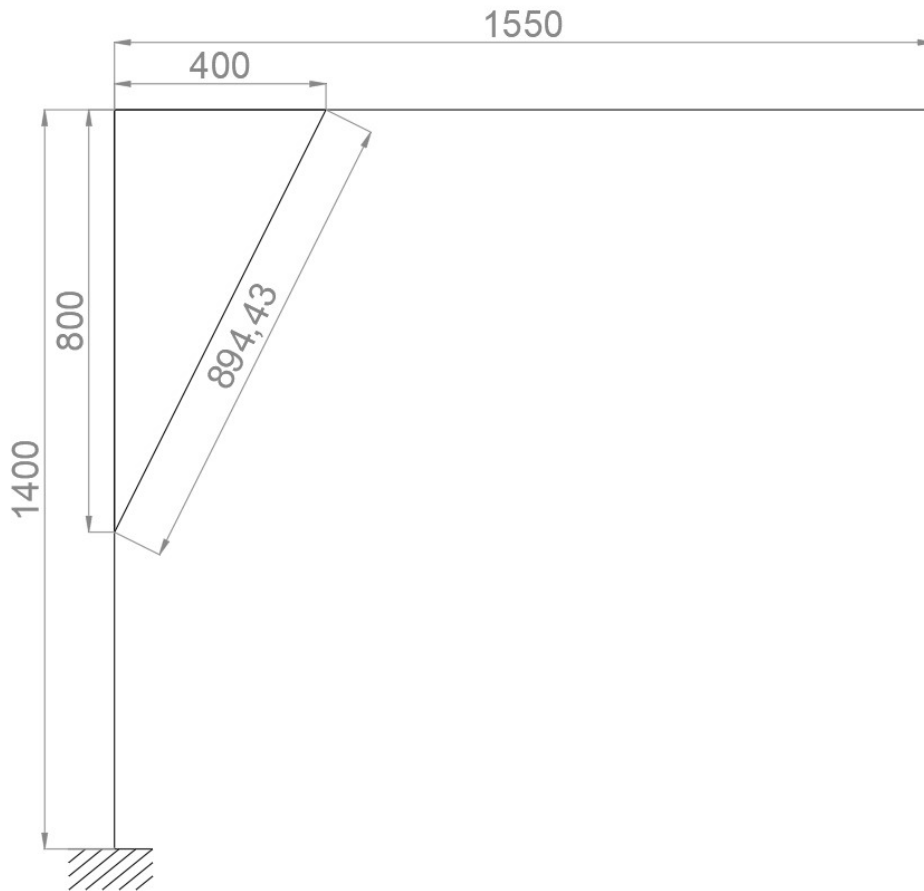


Figura 94. Esquema básico con dimensiones para la pluma horizontal.

Procedemos con el mismo método de cálculo que para los anteriores dos.

Fuerzas en la pluma.



Figura 95. Representación de las fuerzas y reacciones para la pluma horizontal.

$$\sum F_x = 0$$

$$-Ax + (B * \cos(\beta)) = 0$$

$$\sum Fy = 0$$

$$-Ay + (B * \text{Sen}(\beta)) - P = 0$$

$$\sum MA = 0$$

$$-((B * \text{Sen}(\beta)) * 0.4) + ((B * \text{Cos}(\beta)) * 0.4) + (P * 1.55) = 0$$

Aplicando el teorema del seno el ángulo β equivale a,

$$\frac{\text{Sen } 90^\circ - \beta}{400} = \frac{\text{Sen } 90^\circ}{894.43}$$

$$\beta = 90^\circ - \arcsen \frac{400 * \text{Sen } 90^\circ}{894.43}$$

$$\beta = 63.435^\circ$$

Entonces,

$$-((B * \text{Sen}(63.435^\circ)) * 0.4) + ((B * \text{Cos}(63.435^\circ)) * 0.4) + (2.943 * 1.55) = 0$$

$$B = 12.75 \text{ kN}$$

Su descomposición será,

$$Bx = B * \text{Cos } 63.435^\circ$$

$$Bx = 5.70 \text{ kN}$$

$$By = B * \text{Sen } 63.435^\circ$$

$$By = 11.40 \text{ kN}$$

Las reacciones en el punto A serán,

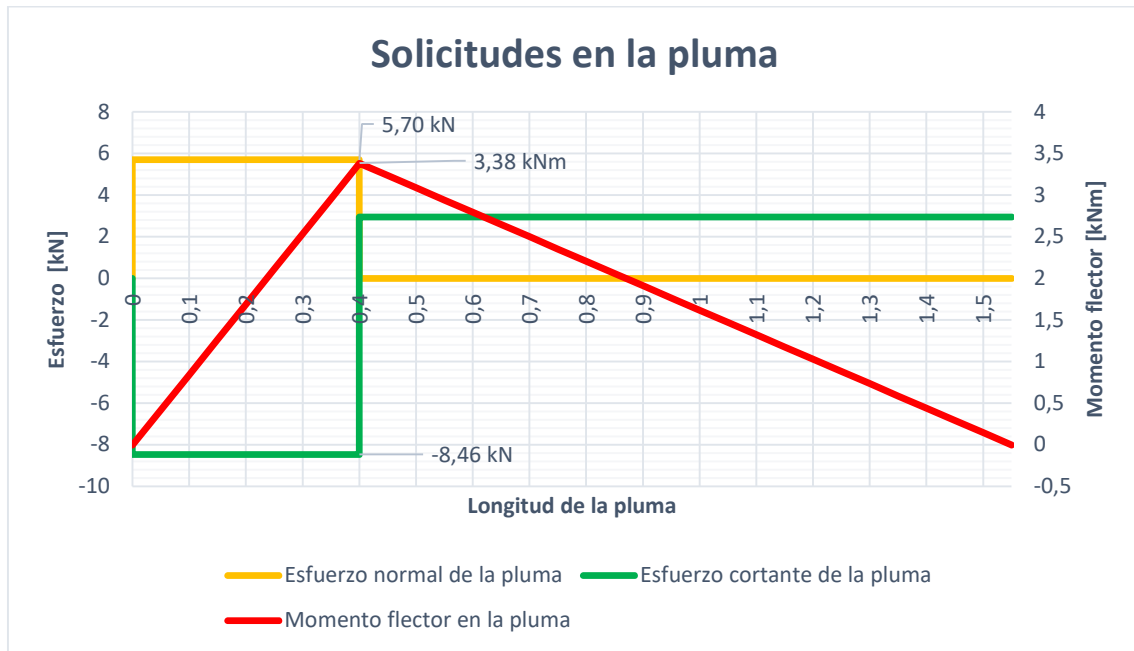
$$-Ax + (B * \text{Cos}(\beta)) = 0$$

$$Ax = 5.70 \text{ kN}$$

$$-Ay + (B * \text{Sen}(\beta)) - P = 0$$

$$Ay = 8.46 \text{ kN}$$

Diagrama de momento flector, esfuerzo cortante y normal en la pluma:



Cálculo de fuerzas y momentos en el pilar

Aplicaremos la misma solución que para los casos anteriores.

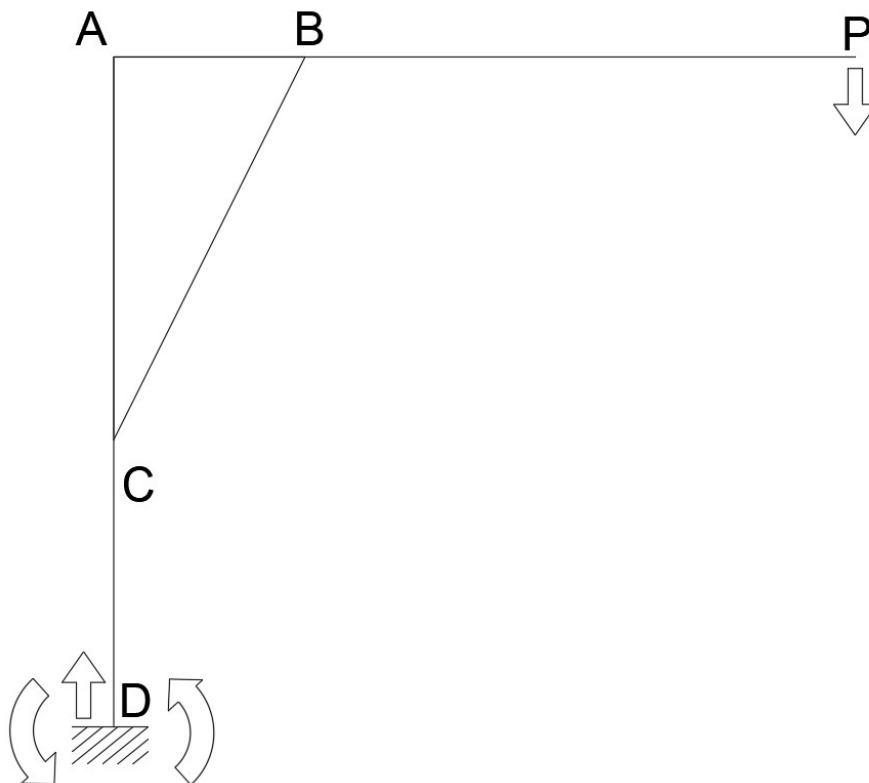


Figura 96. Representación de las fuerzas, reacciones y momentos en la estructura básica para la pluma horizontal.

$$\sum F_x = 0$$

$$\sum F_y = 0$$

$$P - D_y = 0$$

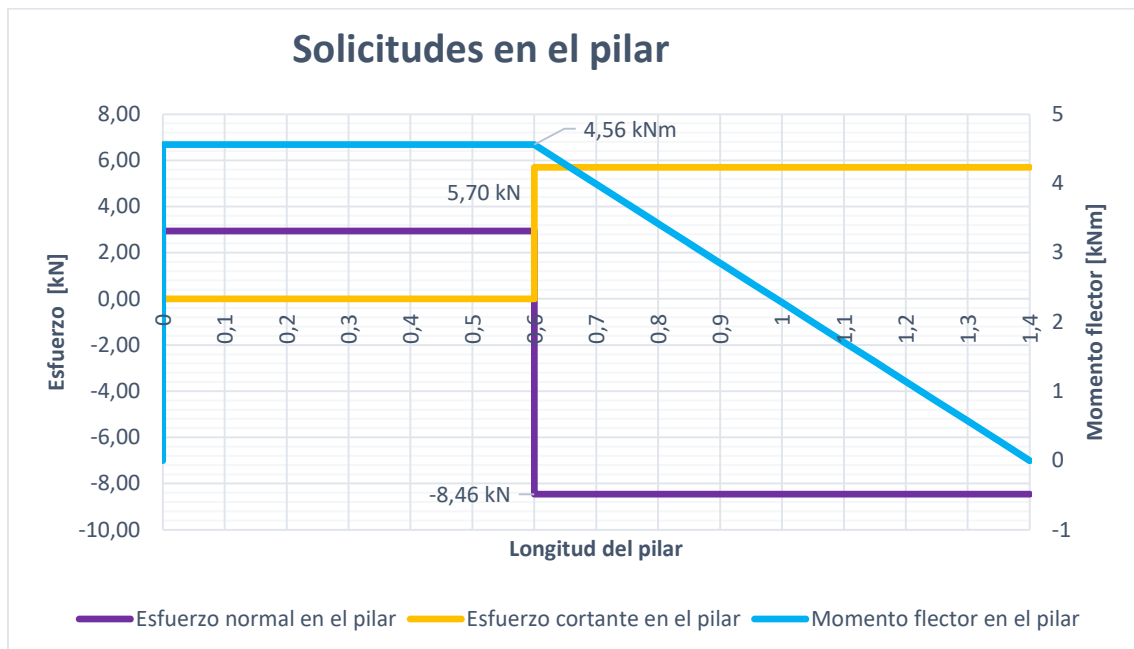
$$D_y = 2.943 \text{ kN}$$

$$\sum M_A = 0$$

$$(P * 1.55) - M_d = 0$$

$$M_d = 4.56 \text{ kNm}$$

Diagrama de momento flector, esfuerzo cortante y normal del pilar:



2.1.3 Restricciones aplicables al cálculo

Tal y como se explicó en la memoria, la normativa UNE 56-536-89 Reglas para el cálculo de las estructuras de las grúas móviles de uso general excluye de su alcance las grúas autocargadoras sobre camión, como la de este caso. Dado la inexistencia de otra normativa para el cálculo de estas, para calcular y dimensionar la estructura de esta grúa se realiza una adaptación de las restricciones de la normativa UNE 56-536-89 mostrada a continuación.

En la siguiente tabla se muestran los factores de seguridad parcial que se aplicarán para el estudio de cargas con las que se dimensionará el perfil.

Coeficientes de seguridad parcial			
Cargas	Hipótesis de carga		
	Caso 1	Caso 2	Caso 3
Peso propio	1,2	1,09	1,09
Carga de servicio / Efectos dinámicos	1,35	1,2	1
Fuerzas de inercia por los movimientos de la grúa	1,5	1,35	1,2
Cargas adicionales	1	1,2	1,09
Cargas especiales	1	1	1,09

Tabla 10. Coeficientes de seguridad parcial.

A estos coeficientes se les aplicarán otros coeficientes de seguridad contra pandeo y alabeo aplicados a las hipótesis de carga mostradas a continuación.

Cargas		Símbolo	Condiciones normales de carga						Condiciones especiales de carga Caso 3		
			Caso 1			Caso 2			I	II	III
Cargas principales	Peso propio	G	G	G	G	G	G	G	G	G	G
	Carga de servicio	F	F	F	F	F	F	F	F0	F0	-
	Factor de carga de servicio	φ	φ	φ	φ	φ	φ	φ	1	1	-
	Translación (0,5%F)	T	T	-	-	T	-	-	-	-	-
	Giro (2%F)	S	-	S	-	-	S	-	-	-	-
	Alcance (0,5%F)	L	-	-	L	-	-	L	-	L	-

Tabla 11. Hipótesis de aplicación de coeficientes de seguridad.

Como modificación a la norma, no se aplican las cargas de viento

Φ [kN]	1,3
G [kN]	0,18154386
F [kN]	2,943
F0 [kN]	3,1392

Tabla 12. Valores de las cargas aplicables.

F0 = Carga a elevar y carga de los accesorios de la propia grúa (tornillería, soldadura, gancho, cable, etc. Al desconocer la carga de los accesorios, este se ha supuesto). Se utilizará este valor como Carga de servicio para el cálculo de la estructura.

G = Peso propio de los perfiles, del cabestrante y del actuador (estos dos últimos supuestos). El peso propio de los perfiles corresponde al peso de los perfiles calculados en el dimensionamiento básico.

Los resultados de combinar los factores de seguridad por los valores de las cargas nos dan los siguientes resultados.

Cargas	Condiciones normales de carga						Condiciones especiales de carga Caso 3 ($\gamma = 1,21$)		
	Caso 1 ($\gamma = 1,5$)			Caso 2 ($\gamma = 1,33$)			I	II	III
G	0,22	0,22	0,22	0,20	0,20	0,20	0,20	0,20	0,20
F0	3,97	3,97	3,97	3,53	3,53	3,53	3,14	3,14	-
ϕ	1,3	1,3	1,3	1,3	1,3	1,3	1	1	-
T	0,02	-	-	0,02	-	-	-	-	-
S	-	0,08	-	-	0,07	-	-	-	-
L	-	-	0,02	-	-	0,02	-	0,02	-

Cargas resultantes para estudio	$G^* \phi^* \gamma$	0,42	0,42	0,42	0,34	0,34	0,34	0,31	0,31	-
	$F0^* \phi^* \gamma$	7,75	7,75	7,75	6,11	6,11	6,11	4,94	4,94	-
	$S^* \phi^* \gamma$	0	0,15	0,04	0	0,12	0,03	-	0,02	-

Tabla 13. Cargas resultantes para estudio tras aplicar coeficientes de seguridad.

En base a los resultados de las tablas, se vuelve a realizar un estudio estático para cada caso y para las tres posiciones de la grúa estudiadas en el dimensionado básico. El caso más desfavorable corresponde a la pluma en posición horizontal aplicando las cargas mayoradas del “Caso 1 B”

	Fuerzas [kN]	
	X	Y
P	0	-7,75
B	15,22	30,43
A	-15,22	-22,47
C	-15,22	-30,43
D	0	8,17
Peso de los perfiles	0	-0,21

Momento en la base (D)	-12,17	[kNm]
Fuerza equivalente a inercia de giro	0,15	[kN]
Momento resistente pluma (torsor)	0,24	[kNm]

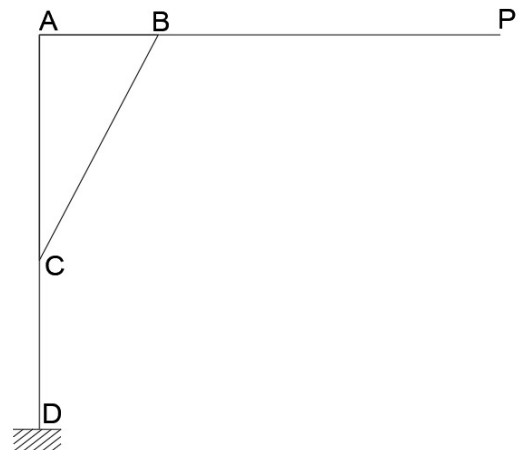


Tabla 14. Solicitudes en el peor caso.

2.1.4 Dimensionado de los perfiles

A continuación, se realiza una introducción a los cálculos que se realizarán a lo largo de este apartado del anexo para dimensionar los perfiles que compondrán la estructura principal de la grúa del proyecto. Posteriormente, se comprobarán los perfiles para cada caso estudiado en función del ángulo de la pluma.

El perfil elegido tanto para la pluma como para el pilar, es un perfil de acero inoxidable de sección cuadrada con medidas 100x100x5. Las características mecánicas y físicas del perfil lo obtenemos de los prontuarios de perfiles de acero laminado.

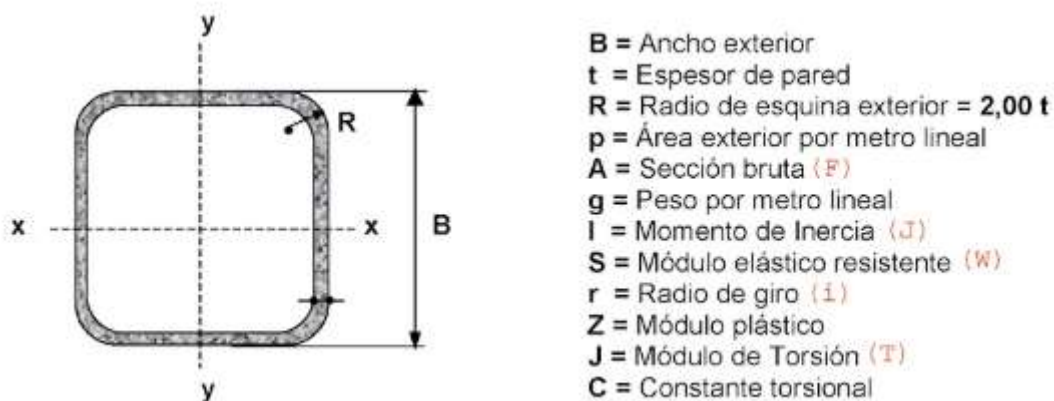


Figura 98. Dimensiones de la sección de un perfil metálico cuadrado.

Longitud [mm]	1400
Peso [kp/m]	14.2
Área [cm ²]	18.2
M.Resistente W [cm ³]	53.1

Tabla 8. Datos del perfil de la pluma

Longitud [mm]	1550
Peso [kp/m]	14.2
Área [cm ²]	18.2
M.Resistente W [cm ³]	53.1

Tabla 9. Datos del perfil del pilar

2.1.4.1 Introducción al cálculo

Dado que la pieza del perfil de la pluma es simétrica y las fuerzas exteriores aplicadas están situadas en uno de los planos principales de inercia, se dice que la pieza está sometida a flexión compuesta plana además de a un esfuerzo cortante. Es por ello que, dado que el momento flector solo se aplica en un eje, utilizamos la siguiente ecuación para calcular las tensiones:

$$\sigma = \frac{N}{A} + \frac{M_f}{W} \quad \text{siendo necesario que } \sigma < \sigma_{adm}$$

Donde:

σ : tensión normal [N/mm²]

σ_{adm} : tensión admisible del material. $\frac{275}{1.05}$ N/mm² para acero S275.

N: esfuerzo normal aplicado en la sección [N]

A: sección de cálculo [mm²]

M_r: Momento flector aplicado en la sección [Nmm]

W: Módulo resistente de la sección [mm³] Obtenible de los prontuarios de perfiles metálicos.

Para que el perfil escogido cumpla con los requisitos de tensión, la tensión aplicada sobre el perfil deberá ser menor que tensión admisible del material σ_{adm} .

Para el dimensionado de los perfiles en función del esfuerzo cortante, aplicamos la solución del artículo 34 de la Instrucción de Acero Estructural (EAE) para estados límite de resistencia de las secciones, donde se establece que:

$$V_{Ed} \leq V_{pl,Rd}$$

Donde:

V_{Ed}: Valor de cálculo del esfuerzo cortante.

V_{pl,Rd}: Resistencia de cálculo de la sección a cortante.

A su vez:

$$V_{pl,Rd} = \frac{A_v * \left(\frac{f_y}{\sqrt{3}}\right)}{\gamma_{mo}}$$

Donde:

A_v: área de cortante de la sección [mm²] Para secciones de perfil hueco con espesor constante corresponde a:

$$A_v = \frac{A * h}{b + h}$$

A: área de la sección transversal.

h: canto total de la sección.

b: ancho total de la sección.

f_y: límite elástico del material minorado [N/mm²]

γ_{mo}: coeficiente de mayoración.

Esta serie de cálculos es aplicable siempre y cuando se cumpla que:

$$\frac{\tau_{Ed}}{\frac{f_y}{\sqrt{3} * \gamma_{M0}}} \leq 1 \quad \text{siempre que} \quad \tau_{Ed} = \frac{V_{Ed} * S}{I * t}$$

Donde:

τ_{Ed} : Tensión tangencial de cálculo en el punto considerado.

S: Momento estático del área de la sección transversal por encima del punto considerado.

I: Momento de inercia de la sección transversal.

t: Espesor del punto considerado.

En el caso del perfil que compone el pilar de la grúa, hay que calcular, además de los casos anteriores, el esfuerzo axil de compresión y verificar que no ocurra el fenómeno de pandeo.

Aplicamos las comprobaciones del Artículo 35 de la Instrucción de Acero Estructural (EAE) donde se establece que:

$$N_{Ed} \leq N_{B,Rd}$$

Donde:

N_{Ed} : Valor de cálculo del esfuerzo axil de compresión.

$N_{B,Rd}$: Resistencia de cálculo a pandeo del elemento comprimido. Para secciones transversales de clase 1, 2 y 3 corresponde a:

$$N_{B,Rd} = \frac{\chi * A * f_y}{\gamma_{M1}}$$

Donde:

γ_{m1} : coeficiente de mayoración.

χ : Coeficiente de reducción para el modo de pandeo considerado. Para elementos con secciones transversales constantes corresponde a:

$$\chi = \frac{1}{\phi + \sqrt{\phi^2 - \lambda^2}} \quad \text{siendo} \quad \chi \leq 1$$

Siendo:

$$\phi = 0.5 * [1 + \alpha * (\lambda - 0.2) + \lambda^2]$$

$$\lambda = \sqrt{\frac{A * f_y}{N_{Cr}}}$$

α : Coeficiente de imperfección, obtenible a partir de las siguientes tablas ($\alpha = 0,21$)

Curva de pandeo	a ₀	a	b	c	d
Coefficiente de imperfección α	0,13	0,21	0,34	0,49	0,76

Figura 98. Valores del coeficiente de imperfección obtenida del Artículo 35 de la Instrucción de Acero Estructural (EAE).

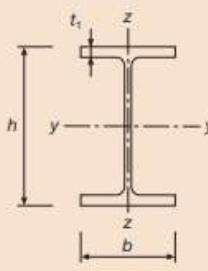


Sección transversal	Límites	Pandeo alrededor del eje	Curva de pandeo		
			S 235 S 275 S 355 S 420	S 460	
Secciones de perfiles laminados 	h/b > 1,2	t _f ≤ 40 mm	Y-Y Z-Z	a b	a ₀ a ₀
		40 mm < t _f ≤ 100 mm	Y-Y Z-Z	b c	a a
	h/b ≤ 1,2	t _f ≤ 100 mm	Y-Y Z-Z	b c	a a
		t _f > 100 mm	Y-Y Z-Z	d d	c c
Secciones de vigas en I armadas soldadas 	t _f ≤ 40 mm	Y-Y Z-Z	b c	b c	
	t _f > 40 mm	Y-Y Z-Z	c d	c d	
Secciones de perfiles huecos 	Acabados en caliente	Cualquiera	a	a ₀	
	Conformados en frío	Cualquiera	c	c	

Figura 99. Elección de las curvas de pandeo en función de la sección del perfil. Obtenida del Artículo 35 de la Instrucción de Acero Estructural (EAE).

N_{Cr}: Esfuerzo axial crítico elástico para pandeo por flexión, donde se obtiene a partir de:

$$N_{Cr} = \frac{\pi^2 * E * I}{L_{Cr}^2}$$

Siendo:

E: módulo elástico del acero que compone el perfil [N/mm²]

I: inercia de la sección [mm⁴]

L_{Cr}: longitud crítica en el tipo de pandeo considerado. Siendo L_{Cr}= K*L [mm]

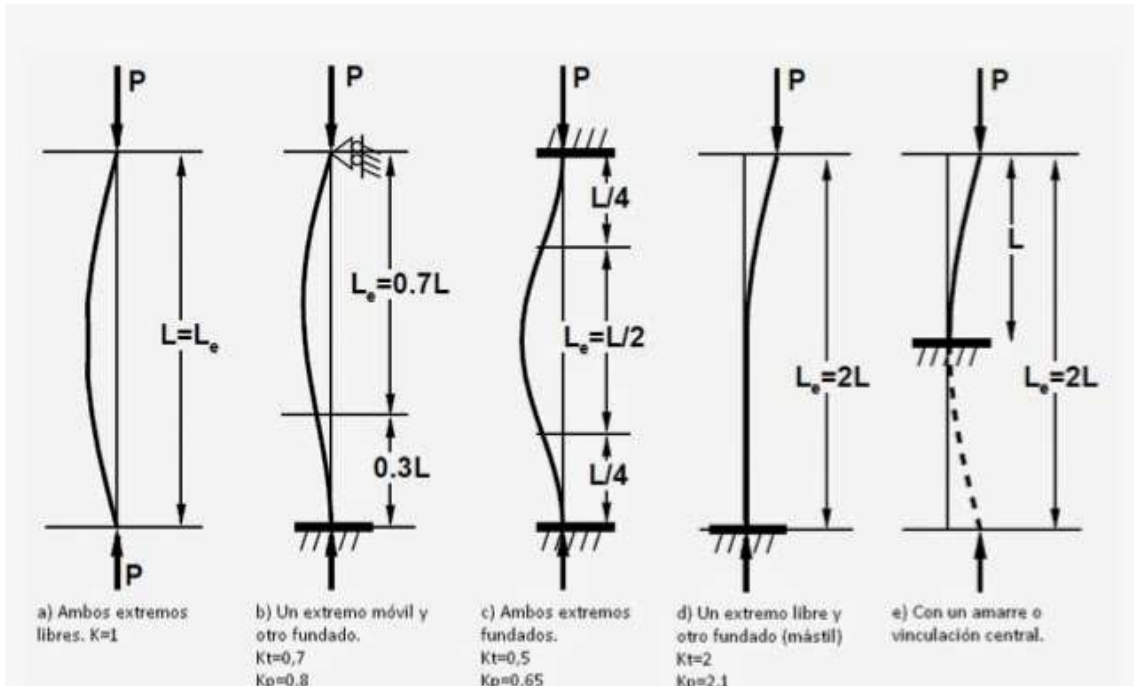


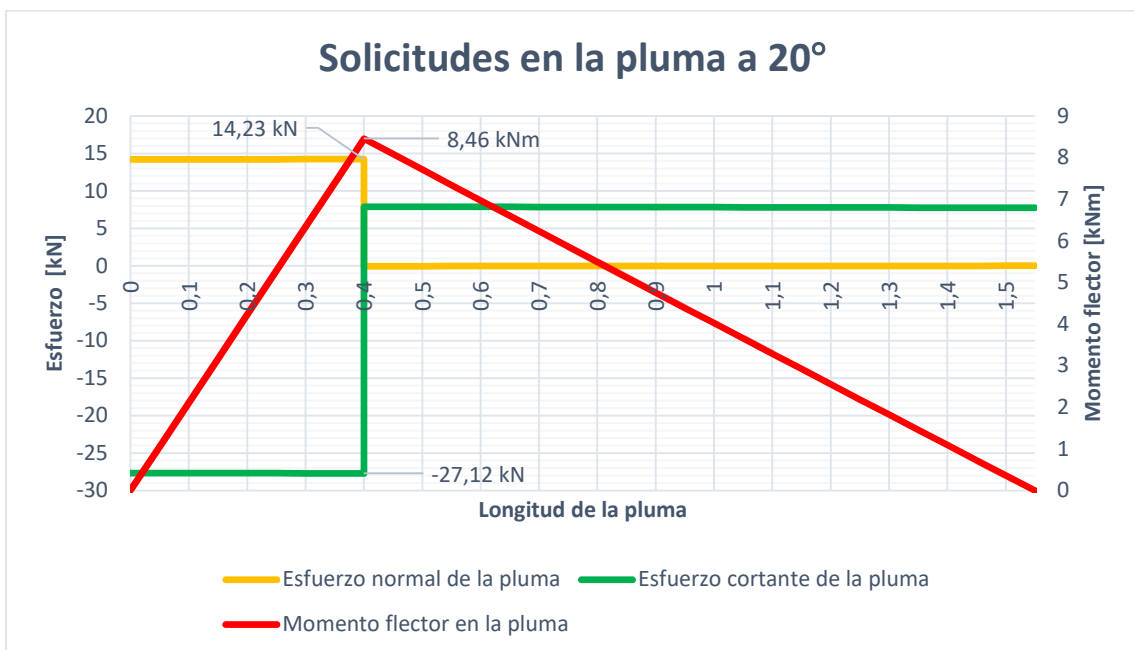
Figura 100. Longitud crítica de pandeo en función del pandeo considerado.

El caso seleccionado es el B, por lo que L_{cr} es la longitud del perfil que compone el pilar multiplicado por 0.7.

2.1.4.2 Cálculo de la pluma

Se procederá a dimensionar la pluma aplicando los esfuerzos de los tres casos de posicionamiento de la misma. Para 20° , horizontal y -45° . El perfil supuesto debe cumplir con todas las condiciones anteriormente expuestas.

Para 20° :



Cálculo de tensiones:

$$\sigma = \frac{N}{A} + \frac{M_f}{W} \quad \text{siendo necesario que } \sigma < \sigma_{adm}$$

Solicitaciones para sección escogida. Unión del actuador con la pluma:

$$N = 14233.22 \text{ N}$$

$$M_f = 8457402.63 \text{ Nmm}$$

**No mayoramos las solicitaciones ya que se han establecido unos coeficientes de seguridad altos para el análisis estático de fuerzas y sus restricciones tal y como se explicó en su capítulo correspondiente del anexo.*

Escogiendo un perfil cuadrado de 100x100x5,

$$A = 18.14 \text{ cm}^2 = 1814 \text{ mm}^2$$

$$W = 53.13 \text{ cm}^3 = 53130 \text{ mm}^3$$

$$\sigma = \frac{14233,22}{1814} + \frac{8457402,63}{53130} = 167,03 \text{ N/mm}^2$$

Comprobamos que $\sigma < \sigma_{adm}$; $167,03 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} < 261,90 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$ por lo que el perfil escogido aguanta los esfuerzos de tensión.

Cálculo de esfuerzo cortante:

Comprobaciones iniciales:

$$\frac{\tau_{Ed}}{\frac{f_y}{\sqrt{3} * \gamma_{M0}}} \leq 1 \quad \text{siempre que} \quad \tau_{Ed} = \frac{V_{Ed} * S}{I * t}$$

Donde:

$$S = 31.88 \text{ cm}^3 = 31880 \text{ mm}^3$$

$$I = 265.67 \text{ cm}^4 = 2656700 \text{ mm}^4$$

$$t = 2 * 5 \text{ mm} = 10 \text{ mm}$$

$$V_{Ed} = 27712,62 \text{ N}$$

$$\tau_{Ed} = \frac{27712,62 * 31880}{2656700 * 10} = 33.25 \text{ N/mm}^2$$

$$\frac{14.08}{\frac{275}{\sqrt{3} * 1.05}} = 0.219 < 1$$

Para que el perfil escogido soporte los esfuerzos de cortante, debe cumplir que:

$$V_{Ed} \leq V_{pl,Rd}$$

$$V_{pl,Rd} = \frac{A_v * \left(\frac{f_y}{\sqrt{3}}\right)}{\gamma_{mo}}$$

Donde:

$$A_v = \frac{A * h}{b + h}$$

A partir de los datos del prontuario de perfiles obtenemos:

$$A = 18.14 \text{ cm}^2 = 1814 \text{ mm}^2$$

$$H = 100 \text{ mm}$$

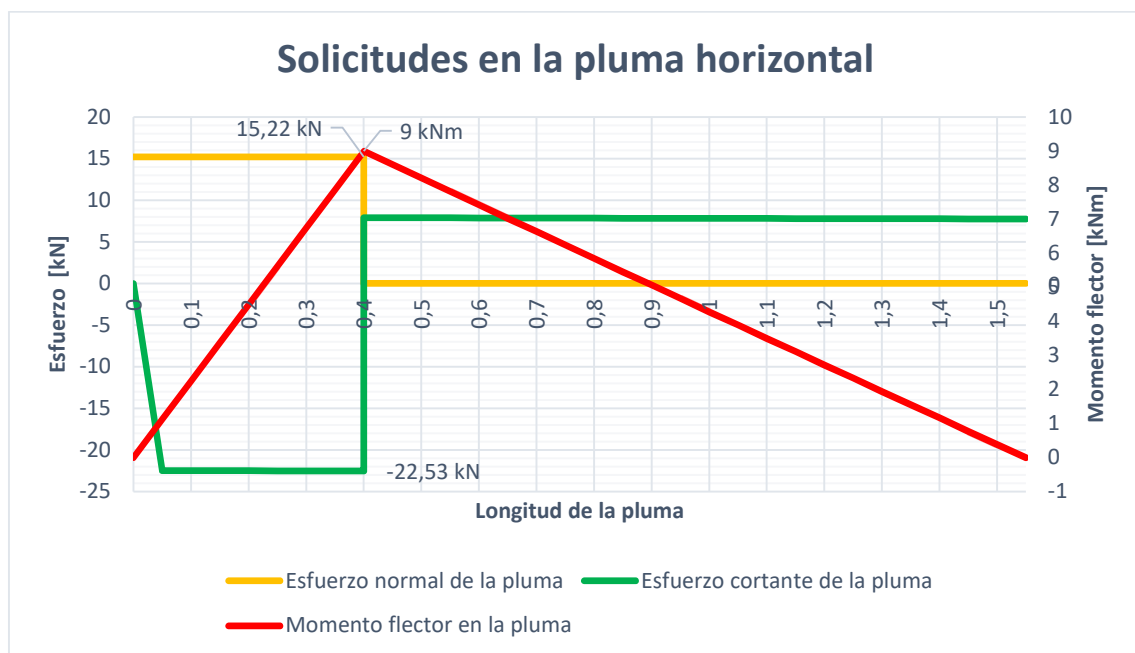
$$B = 100 \text{ mm}$$

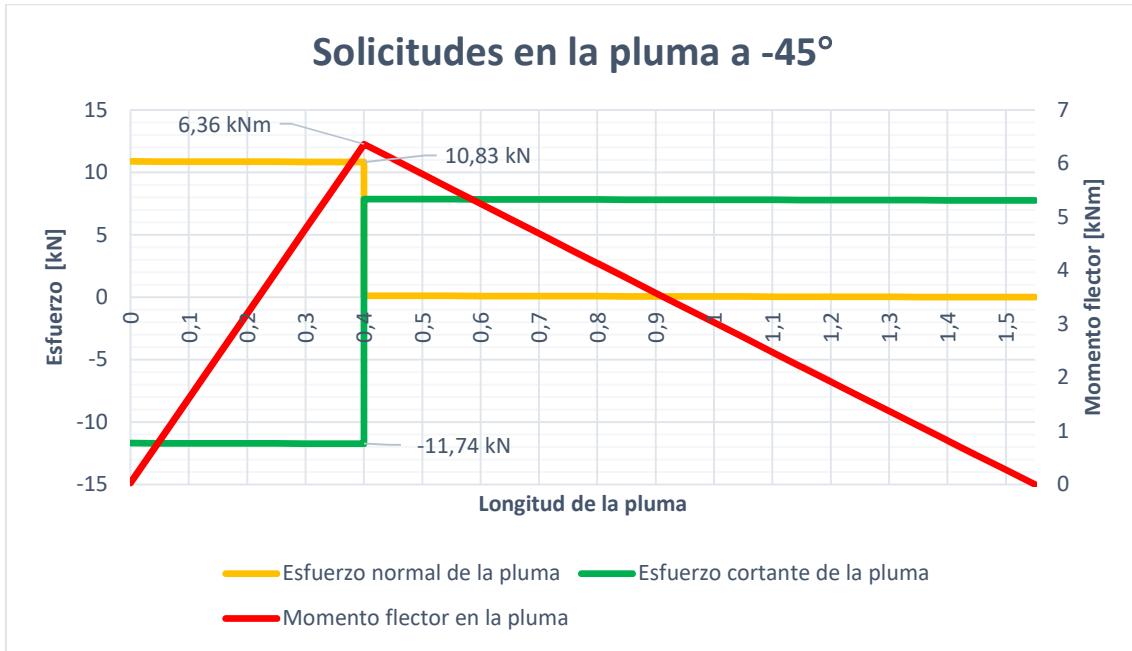
$$A_v = \frac{1814 * 100}{100 + 100} = 907 \text{ mm}^2$$

$$V_{pl,Rd} = \frac{907 * \left(\frac{275}{\sqrt{3}}\right)}{1.05} = 137148.18 \text{ N}$$

Se comprueba que $V_{Ed} \leq V_{pl,Rd}$; $27712,62 \text{ N} < 137148.18 \text{ N}$ por lo que el perfil escogido soporta los esfuerzos a cortante.

Para los otros dos casos solicitados, se deja una tabla resumen de los resultados obtenidos donde el perfil escogido cumple con las solicitaciones.





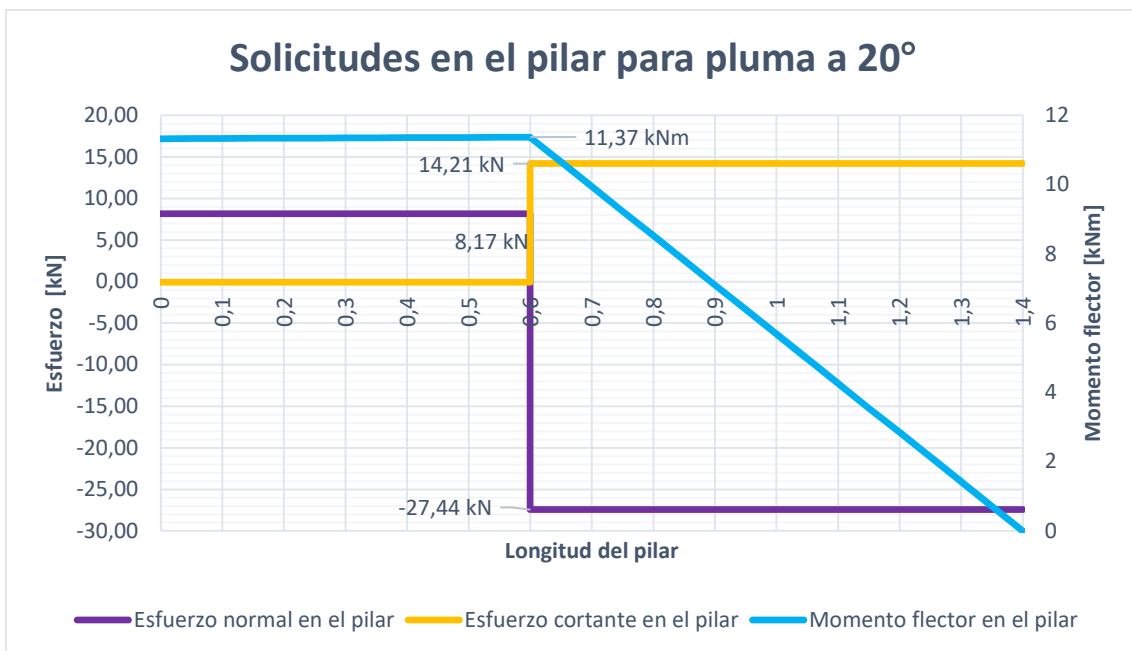
Ángulo de la pluma [°]	Tensión máxima [N/mm ²]	Tensión admisible [N/mm ²]	Cortante en la sección [N]	Cortante admisible [N]
0	177,79	261,90	15216,44	137148,18
-45	125,76	261,90	11736,44	137148,18

Tabla 15. Solicitudes en la pluma.

2.1.4.3 Cálculo del pilar

Se aplican los mismos criterios de cálculo que para la pluma en función del posicionamiento de la misma.

Para la pluma a 20°



Cálculo de tensiones:

$$\sigma = \frac{N}{A} + \frac{M_f}{W} \quad \text{siendo necesario que } \sigma < \sigma_{adm}$$

Solicitaciones para sección escogida. Unión del actuador con el pilar:

$$N = 35820,6 \text{ N}$$

$$M_f = 11371580,6 \text{ Nmm}$$

*No mayoramos las solicitaciones por la misma causa que en el dimensionado de la pluma.

Escogemos el mismo perfil cuadrado de 100x100x5,

$$A = 18.14 \text{ cm}^2 = 1814 \text{ mm}^2$$

$$W = 53.13 \text{ cm}^3 = 53130 \text{ mm}^3$$

$$\sigma = \frac{35820,6}{1814} + \frac{11371580,6}{53130} = 233.78 \text{ N/mm}^2$$

Comprobamos que $\sigma < \sigma_{adm}$; $233.78 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} < 261.90 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$ por lo que el perfil escogido aguanta los esfuerzos de tensión.

Cálculo de esfuerzo cortante:

Comprobaciones iniciales:

$$\frac{\tau_{Ed}}{\frac{f_y}{\sqrt{3} * \gamma_{M0}}} \leq 1 \quad \text{siempre que} \quad \tau_{Ed} = \frac{V_{Ed} * S}{I * t}$$

Donde:

$$S = 31.88 \text{ cm}^3 = 31880 \text{ mm}^3$$

$$I = 265.67 \text{ cm}^4 = 2656700 \text{ mm}^4$$

$$t = 2 * 5 \text{ mm} = 10 \text{ mm}$$

$$V_{Ed} = 14214,5 \text{ N}$$

$$\tau_{Ed} = \frac{14214,5 * 31880}{2656700 * 10} = 17,09 \text{ N/mm}^2$$

$$\frac{17,09}{\frac{275}{\sqrt{3} * 1.05}} = 0.113 < 1$$

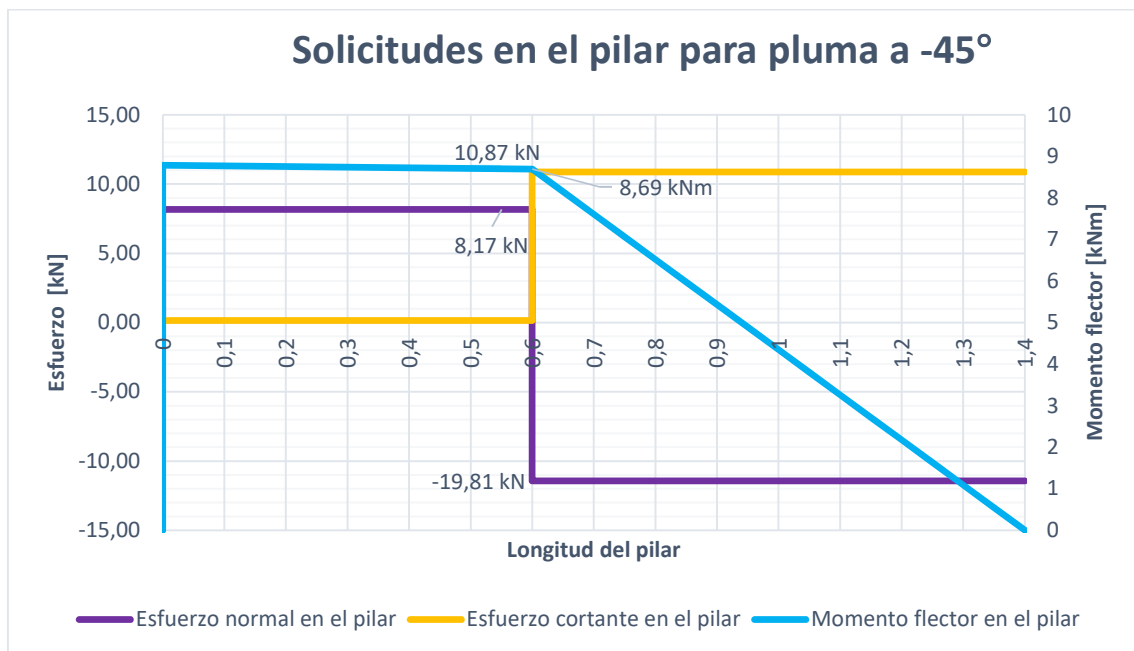
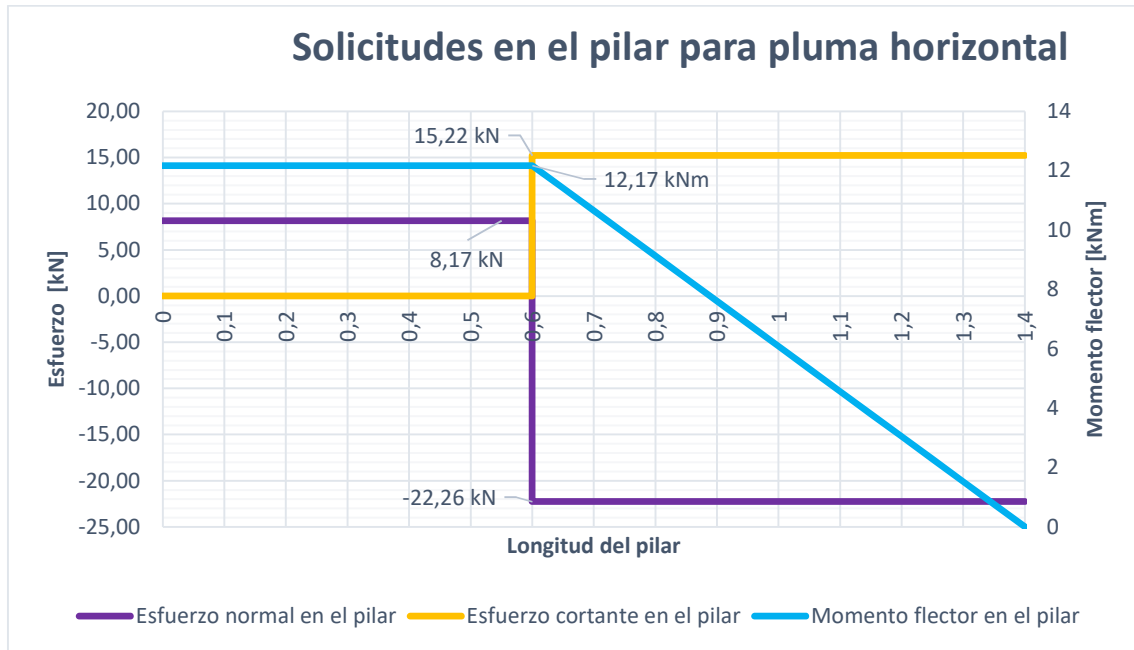
Para que el perfil escogido soporte los esfuerzos de cortante, debe cumplir que:

$$V_{Ed} \leq V_{pl,Rd}$$

Dado que el perfil del pilar corresponde al mismo que al de la pluma, no es necesario calcular $V_{pl,Rd}$ ya que le corresponde el mismo valor (137148,18 N)

Se comprueba que $V_{Ed} \leq V_{pl,Rd}$; 14214,5 N < 137148.18 N por lo que el perfil escogido soporta los esfuerzos a cortante.

Para los otros dos casos solicitados, se deja al igual que para la pluma, una tabla resumen de los resultados obtenidos.



Ángulo de la pluma [°]	Tensión máxima [N/mm ²]	Tensión admisible [N/mm ²]	Cortante en la sección [N]	Cortante admisible [N]
0	245,97	261,90	15216,44	137148,18
-45	174,53	261,90	10867,2	137148,18

Tabla 16. Solicitudes en el pilar en función del ángulo de la pluma.

Para el caso del pilar tal y como se comentó con anterioridad, calcularemos el valor del esfuerzo axial para comprobar que no ocurra el fenómeno de pandeo, donde se tiene que cumplir que:

$$N_{Ed} \leq N_{B,Rd}$$

Calcularemos inicialmente la carga crítica N_{Cr} :

$$N_{Cr} = \frac{\pi^2 * E * I}{L_{Cr}^2}$$

Donde:

$E = 21000 \text{ N/mm}^2$ para acero S275

$I = 265.67 \text{ cm}^4 = 2656700 \text{ mm}^4$

$L_{Cr} = 0.7 * 1400 = 980 \text{ mm}$

$$N_{Cr} = \frac{\pi^2 * 210000 * 2656700}{980^2} = 5733362,54 \text{ N}$$

Conocida la carga crítica, calculamos la esbeltez.

$$\lambda = \sqrt{\frac{A * f_y}{N_{Cr}}}$$

Donde:

$A = 18.14 \text{ cm}^2 = 1814 \text{ mm}^2$

$$\lambda = \sqrt{\frac{1814 * 275}{5733362,54}} = 0.2949$$

A continuación, despejamos el valor de λ en la siguiente ecuación sabiendo que $\alpha = 0,21$:

$$\phi = 0.5 * [1 + \alpha * (\lambda - 0.2) + \lambda^2]$$

$$\phi = 0.5 * [1 + 0.21 * (0.2949 - 0.2) + 0.2949^2] = 0.5534$$

Por lo que la esbeltez adimensional será:

$$\chi = \frac{1}{\phi + \sqrt{\phi^2 - \lambda^2}}$$

$$\chi = \frac{1}{0.5534 + \sqrt{0.5534^2 - 0.2949^2}} = 0.979$$

Entonces la resistencia de cálculo a pandeo del elemento comprimido será:

$$N_{B,Rd} = \frac{\chi * A * f_y}{\gamma_{M1}}$$

$$N_{B,Rd} = \frac{0.979 * 1814 * 275}{1.05} = 465118.24 \text{ N}$$

El esfuerzo axial máximo aplicado en el perfil N_{Ed} corresponde en los casos de estudio a:

Pluma a $20^\circ = 35820,6 \text{ N}$

Pluma horizontal = $30645,3 \text{ N}$

Pluma a $-45^\circ = 19807,7 \text{ N}$

Comprobamos que se cumple la condición de $N_{Ed} \leq N_{B,Rd}$, por lo que el fenómeno de pandeo axial no ocurrirá.

2.1.5 Cálculo de la base de la grúa

2.1.5.1 Cálculo del perfil de la base

El perfil metálico que compone principalmente la base de la grúa es un cilindro hueco de dimensiones $\varnothing 170 \times 20$ con una altura de 190 milímetros. Éste debe soportar los esfuerzos producidos por el momento generado por la carga que eleva o desciende la grúa. En el interior de dicho perfil irán situados los rodamientos, los cuales transmitirán los esfuerzos radiales.

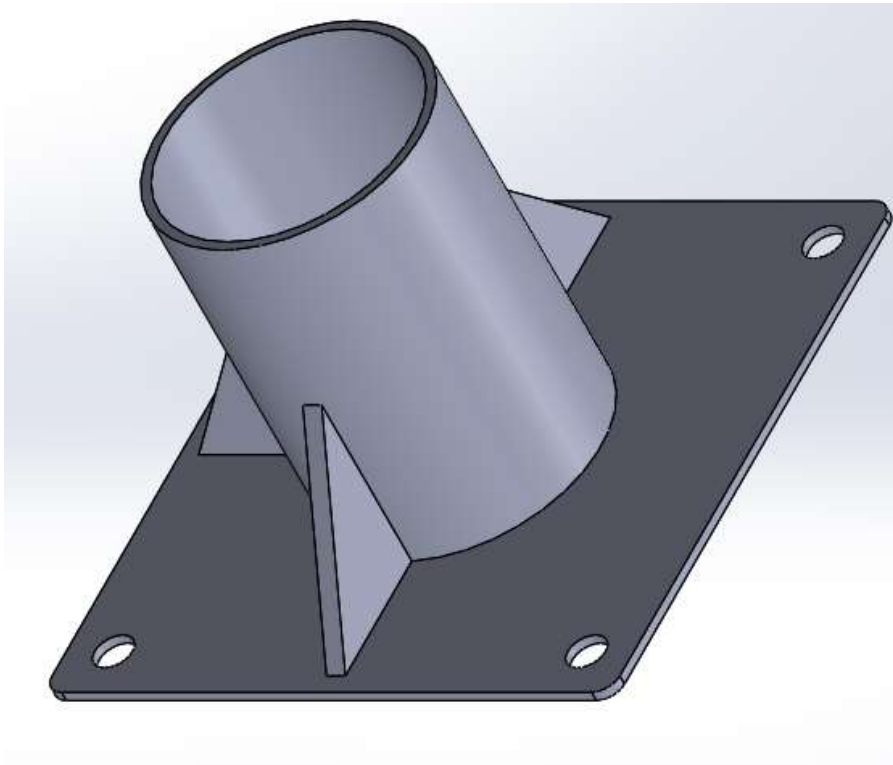
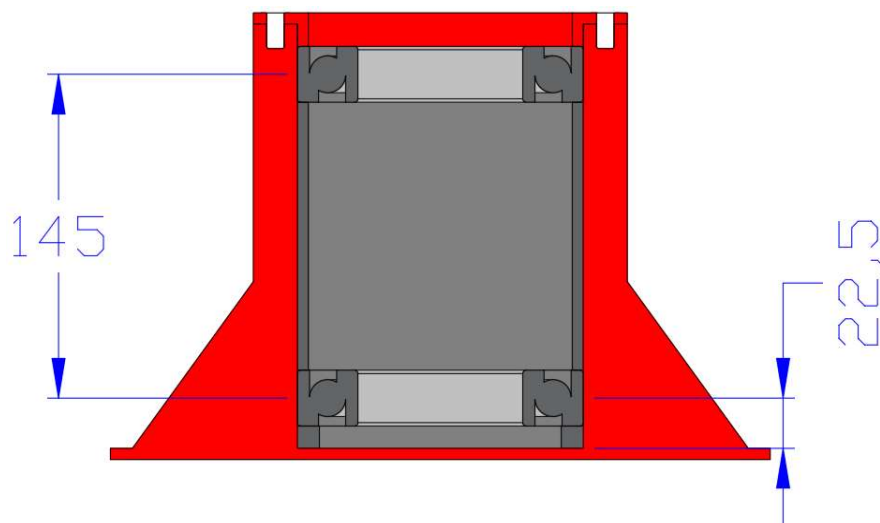


Figura 101. Vista 3D de la estructura metálica de la base de la grúa.

Estudio estático de fuerzas en la base



Conocemos que el momento soportado por la base es de 12,17 kNm en el peor de los casos citados. Por tanto, el esfuerzo cortante que debe soportar el perfil será:

$$F_{\text{Radial Rodamiento}} = \frac{M_{\text{Flector}}}{D_{\text{Rodamiento}}}$$

Donde:

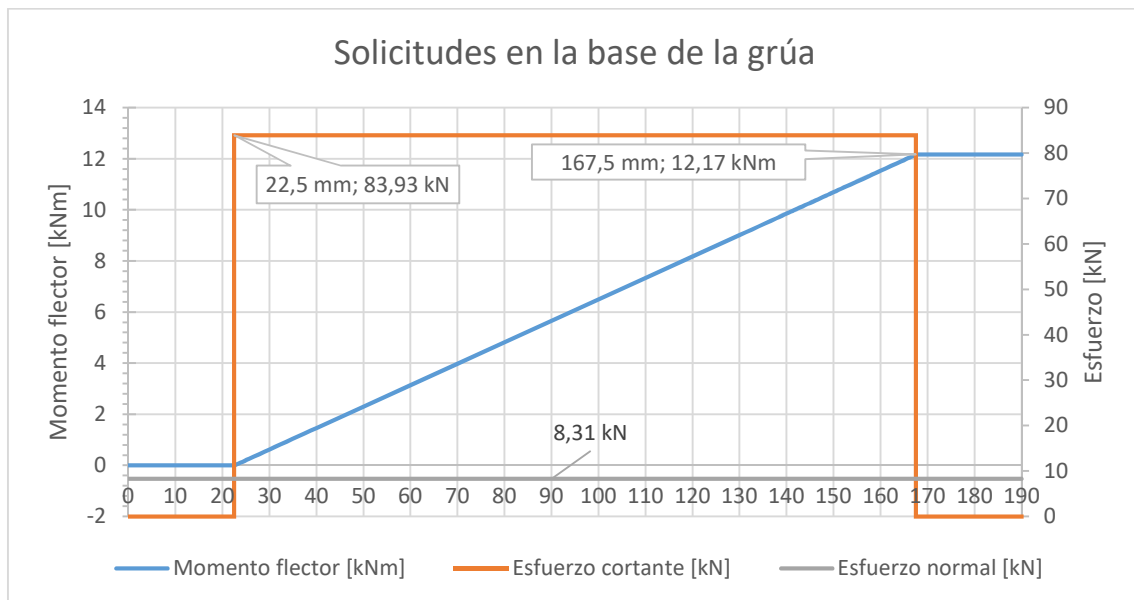
$F_{\text{Radial Rodamiento}}$ = esfuerzo radial o cortante que ejercen los rodamientos de la base [kN]

M_{Flector} = momento flector producido en la base [kNm]

$D_{\text{Rodamientos}}$ = distancia entre centros de los rodamientos, medido verticalmente [m]

Entonces;

$$F_{\text{Radial Rodamiento}} = \frac{12,17 \text{ kNm}}{0,145 \text{ m}} = 83,93 \text{ kN}$$



Cálculo de tensiones:

$$\sigma = \frac{N}{A} + \frac{M_f}{W} \quad \text{siendo necesario que } \sigma < \sigma_{adm}$$

$N = 8,31 \text{ kN}$

$M_f = 12,17 \text{ kNm}$

Dimensiones del perfil $\varnothing 170 \times 20$:

$A = 9424,77 \text{ mm}^2$

$$W = \frac{2 * I}{d} = \frac{\pi}{2} * \frac{R^4 - r^4}{d} = \frac{\pi}{2} * \frac{85^4 - 65^4}{170} = 317393,26 \text{ mm}^3$$

$$\sigma = \frac{8310}{9424,77} + \frac{12170}{317393,26} = 0,92 \text{ N/mm}^2$$

Sabiendo que el material del perfil es acero S275JR, comprobamos que $\sigma < \sigma_{adm}$; $0,92 \frac{N}{mm^2} \ll 261.90 \frac{N}{mm^2}$ por lo que el perfil escogido aguanta los esfuerzos de tensión.

Cálculo de esfuerzo cortante:

Para que el perfil escogido soporte los esfuerzos de cortante, debe cumplir que:

$$V_{Ed} \leq V_{pl,Rd}$$

$$V_{pl,Rd} = \frac{Av * \left(\frac{f_y}{\sqrt{3}}\right)}{\gamma_{mo}}$$

Donde para perfiles circulares huecos:

$$Av = \frac{2 * A}{\pi} = \frac{2 * 9424,77 \text{ mm}^2}{\pi} = 6000 \text{ mm}^2$$

$$V_{pl,Rd} = \frac{6000 * \left(\frac{275}{\sqrt{3}}\right)}{1.05} = 907264,78 \text{ N}$$

Se comprueba que $V_{Ed} \leq V_{pl,Rd}$; $83,93 \text{ kN} < 907,26 \text{ kN}$ por lo que el perfil escogido soporta los esfuerzos a cortante.

2.1.5.2 Cálculo de los tornillos de la base

La base de la grúa se anclará a la superficie de carga de la furgoneta por medio de cuatro tornillos de 20 milímetros de diámetro situados en la posición donde están reflejados los agujeros en las imágenes siguientes.

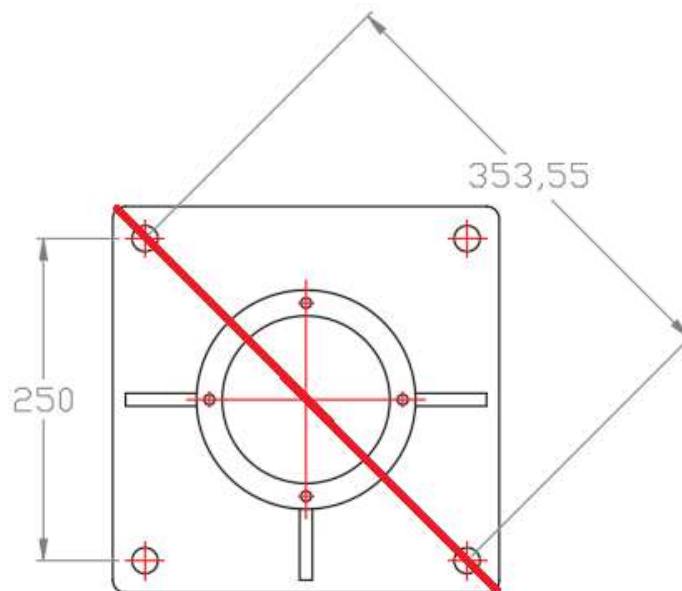


Figura 102. Vista de planta de la estructura metálica de la base. Representación de la línea diagonal de la posición más desfavorable a tracción de los tornillos.

Estos tornillos soportarán un esfuerzo de compresión o tracción en función de la posición de la pluma de la grúa debido al momento que genera la carga que levanta la grúa. El caso más desfavorable es cuando la pluma de la grúa se encuentra completamente horizontal y su posición angular coincide con la diagonal de la base, representada por una línea roja en la imagen anterior, donde los esfuerzos de compresión y tracción son ejercidos prácticamente en dos tornillos.

Estudiamos la fuerza de tracción en uno de los tornillos. Dicho esfuerzo se calcula mediante la siguiente ecuación:

$$F_T = \frac{M_{flector}}{D}$$

Donde:

F_T : esfuerzo de tracción soportado por el tornillo [N]

$M_{flector}$: momento flector generado por la carga y transmitido por la base [Nmm]. Para el peor de los casos tal y como se mencionó, equivale a 12173158,52 Nmm.

D: distancia entre centros de los agujeros de los tornillos diagonalmente [mm]

Entonces:

$$F_T = \frac{12173158,52}{353,55} = 34431,22 \text{ N}$$

Conocida la fuerza de tracción a la que está sometido el tornillo, comprobamos si dicha fuerza no supera la resistencia a tracción del tornillo. Se debe cumplir que:

$$F_{T,Rd} > F_{T,Ed}$$

Siendo:

$F_{T,Ed}$: fuerza de tracción mayorada a la que está sometido el tornillo [N]. Siendo esta 1.5 veces la fuerza de tracción calculada.

$$F_{T,Ed} = 34431,22 * 1.5 = 51646,83 \text{ N}$$

$F_{T,Rd}$: resistencia a tracción del tornillo [N]. Siendo esta:

$$F_{T,Rd} = \frac{0,9 * f_{ub} * A_s}{\gamma_{MB}}$$

Donde:

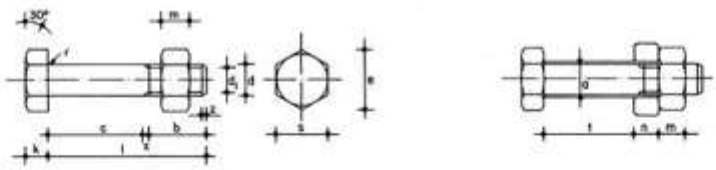
f_{ub} : tensión última a tracción del tornillo [N/mm²].

γ_{MB} : coeficiente parcial de seguridad.

A_s : área resistente a tracción del tornillo [mm²]

Valores nominales del límite elástico f_{yb} y de la resistencia a tracción última f_{ub} de tornillos							
Tipo de tornillo	4.6	4.8	5.6	5.8	6.8	8.8	10.9
f_{yb} (N/mm ²)	240	320	300	400	480	640	900
f_{ub} (N/mm ²)	400	400	500	500	600	800	1000

Figura 103. Valores del límite elástico y resistencia a tracción última en función de la clase de tornillo.



Tornillo tipo	Vástago					Cabeza				Diámetro del agujero a mm	Area neta del núcleo An cm ²	Area resistente Ar cm ²
	Diámetro de la caña d mm	Diámetro interior d1 mm	Longitud roscada b mm	Longitud de la salida x mm	Longitud del chafán z mm	Espesor k mm	Medida entre caras s mm	Medida entre aristas e mm	Radio del acuerdo r mm			
T 10	10	8.160	17.5	2.5	1.7	7	17	19.6	0.5	11	0.523	0.580
T 12	12	9.853	19.5	2.5	2.0	8	19	21.9	1.0	13	0.762	0.843
T 16	16	13.546	23.0	3.0	2.5	10	24	27.7	1.0	17	1.440	1.570
T 20	20	16.933	25.0	4.0	3.0	13	30	34.6	1.0	21	2.250	2.750
(T 22)	22	18.933	28.0	4.0	3.3	14	32	36.9	1.0	23	2.820	3.030
T 24	24	20.319	29.5	4.5	4.0	15	36	41.6	1.0	25	3.240	3.530
(T 27)	27	23.319	32.5	4.5	4.0	17	41	47.3	1.0	28	4.270	4.560
T 30	30	25.706	35.0	5.0	5.0	19	46	53.1	1.0	31	5.190	5.610
(T 33)	33	28.706	38.0	5.0	5.0	21	50	57.7	1.0	34	6.470	6.940
T 36	36	31.093	40.0	6.0	6.0	23	55	63.5	1.0	37	7.590	8.170

Se recomienda no utilizar los tornillos cuyo tipo figura entre paréntesis.

Figura 104. Tabla de características del tornillo escogido.

Se utilizarán tornillos de 20 mm de diámetro de caña de clase 6.8.

Entonces:

$$F_{T,Rd} = \frac{0,9 * 600 * 275}{1.25} = 118800 \text{ N}$$

Por tanto, se comprueba que los tornillos soportan los esfuerzos ejercidos por el momento generado por la carga tras cumplirse que $F_{T,Rd} > F_{T,Ed}$.

No es necesario comprobar los efectos del punzonamiento de la placa por el tornillo ya que se cumple que:

$$t \geq \frac{d * f_{ub,P}}{6 * f_{yb,P}}$$

Donde:

$f_{yb,P}$: límite elástico del material de la placa soporte [N/mm²]

$f_{ub,P}$: resistencia última a tracción del material de la placa soporte [N/mm²]

t: espesor de la placa de la base [mm], siendo este de 5 milímetros.

d: diámetro del agujero del tornillo [mm]

Para acero S275 del que se compone la placa soporte:

$$t = \frac{20 * 410}{6 * 275} = 4.97 \text{ mm}$$

2.1.5.3 Cálculo de rodamientos para la base de la grúa

A continuación, se seleccionarán los rodamientos que permitirán girar el pilar sobre la base mediante el método de cálculo de la empresa AB SKF, la cual establece un proceso de selección de rodamientos acorde con la normativa actual.

Aunque la selección de un rodamiento venga determinada por los requerimientos físicos y dimensionales, se le dará prioridad a estos últimos tales como el espacio radial disponible y el diámetro del eje. De igual forma, SKF establece dos vías de selección; en base a la vida útil del rodamiento o según la capacidad de carga estática. Debido a que la velocidad de rotación es muy baja y esta rotación es ocasional, se realizará la selección en base a la capacidad de carga estática.

El primer paso que establece el método SKF es escoger, mediante un listado de diferentes rodamientos, el tipo de rodamiento apto para las condiciones requeridas en las que debe operar.

Tipos de Rodamiento		Rodamientos Rígidos de Bolas de una Hiler	Rodamientos para Magnetos	Rodamientos de Bolas de Contacto Angular	Rodamientos de Bolas de Contacto Angular de Hiler Doble	Rodamientos de Bolas de Contacto Angular Duplex	Rodamientos de Bolas de Cuatro Puntos de Contacto	Rodamientos de Bolas Autoalineantes	Rodamientos de Rodillos Cilíndricos	Rodamientos de Rodillos Cilíndricos de Doble Hiler	Rodamientos de Rodillos Cilíndricos con una Sola Gula Lateral
Capacidad de Carga	Cargas radiales										
	Cargas axiales								x	x	
	Cargas combinadas								x	x	

Figura 105. Aptitud de distintos tipos de rodamientos frente a cargas.

Para este caso, los rodamientos deberán soportar una carga axial en un sentido generada por la carga a levantar, el peso propio de los perfiles y el peso de los elementos auxiliares. A su vez, deben soportar los esfuerzos radiales generados por el momento flector que actúa sobre la base debido a la carga a levantar principalmente. Dado que se instalarán dos rodamientos, cada uno soportará la misma carga radial pero en sentido opuesto.

Es por tanto que el rodamiento más idóneo para este caso será un rodamiento de bolas de contacto angular cuya denominación SKF es 7215 BEP.



Figura 106. Vista de corte del rodamiento de bolas de contacto angular SKF.

Dado que la carga axial se genera en un solo sentido, la disposición del rodamiento debe ser aquella en la que se transmita la carga a través de la hilera de bolas desde la pista del aro exterior a la pista del aro interior y quede fijado el rodamiento. En caso contrario, el propio rodamiento se desarmaría.



Figura 64. Transmisión de fuerza axial a través de las bolas del rodamientos.

Elección del rodamiento en base a la capacidad de carga estática.

En primer lugar, es necesario calcular la carga estática equivalente. Dado que en este caso se ejercen fuerzas axiales como radiales, la carga estática equivalente vendrá dada por la siguiente ecuación:

$$P_0 = X_0 * F_r + Y_0 * F_a$$

Donde:

P_0 : carga estática equivalente del rodamiento [kN]

F_r : carga radial real del rodamiento [kN]

F_a : carga axial real del rodamiento [kN]

X_0 : factor de carga radial del rodamiento. Para pares de rodamientos dispuestos cara a cara equivale a 1.

Y_0 : factor de carga axial del rodamiento. Para pares de rodamientos dispuestos cara a cara equivale a 0,52.

Solicitaciones:

$$F_r = \frac{\text{Momento flector ejercido [kNm]}}{\text{Distancia entre rodamientos [m]}} = \frac{12,17}{0,145} = 83,93 \text{ kN} = 83930 \text{ N}$$

El momento flector máximo corresponde al ejercido por la carga máxima en punta cuando la posición de la pluma es completamente horizontal.

En la teoría la fuerza axial la deberían soportar ambos rodamientos dividiendo esfuerzos, aunque en la realidad no es así. Solamente la soporta el rodamiento inferior y es por eso que se calcula con la totalidad de carga y no la mitad. Esta será:

$$F_a = 8306.68 \text{ N}$$

Entonces:

$$P_0 = 83930 + 0.52 * 8306.68 = 88249,47 \text{ N}$$

Para conocer si este rodamiento es válido, debemos calcular el factor de seguridad estática s_0 de la siguiente manera:

$$s_0 = \frac{C_0}{P_0}$$

Donde:

C_0 : capacidad de carga estática básica del rodamiento [kN], obtenible del catálogo de rodamientos.

Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga	Velocidades nominales		Masa	Designaciones ¹⁾	
d	D	B	C	C_0	P_u	Velocidad de referencia	Velocidad límite		Rodamiento de emparejamiento universal	Rodamiento de diseño básico
mm			kN		kN	r. p. m.		kg	-	
75	130	25	73,5	65,5	2,7	6 300	6 300	1,2	* 7215 BECBPH	-
	130	25	73,5	65,5	2,7	6 300	6 300	1,2	* 7215 BECBM	-
	130	25	73,5	65,5	2,7	6 300	6 300	1,2	* 7215 BECBP	-
	130	25	72,8	64	2,65	5 600	5 600	1,2	7215 BECBY	-
	130	25	70,2	60	2,5	5 600	5 600	1,2	=	7215 BEP

Figura 107. Características del rodamiento escogido.

Entonces:

$$s_0 = \frac{60}{88,25} = 0,68$$

Comprobamos que para nuestro ámbito de actuación s_0 debe ser superior a 0,5 según los valores que SKF establece en su catálogo, por lo que los rodamientos escogidos son válidos.

Valores orientativos para el factor de seguridad estática s_0								
Tipo de funcionamiento	Rodamientos giratorios Requisitos de rendimiento (p. ej., funcionamiento silencioso o funcionamiento sin vibraciones) sin importancia normal sup.						Rodamientos fijos	
	Rodamientos de bolas	Rodamientos de rodillos	Rodamientos de bolas	Rodamientos de rodillos	Rodamientos de bolas	Rodamientos de rodillos	Rodamientos de bolas	Rodamientos de rodillos
Suave, sin vibración	0,5	1	1	1,5	2	3	0,4	0,8
Normal	0,5	1	1	1,5	2	3,5	0,5	1
Cargas de choque pronunciadas ¹⁾	≥ 1,5	≥ 2,5	≥ 1,5	≥ 3	≥ 2	≥ 4	≥ 1	≥ 2

Figura 108. Valores del factor de seguridad estática.

2.1.6 Elección de rodamientos para la polea

Dado que los rodamientos solamente están sometidos a esfuerzos radiales, apoyándonos en la figura 105 comprobamos que los rodamientos de bolas de una hilera son aptos para esta aplicación, por lo que se escogen rodamientos de la marca SKF con denominación DIN 625-6005.

Para su cálculo, estableceremos las mismas condiciones que para los rodamientos de la base; se calcularán en función de la capacidad de carga estática debido a que la velocidad de rotación es muy baja y esta rotación se produce de forma ocasional.

Elección del rodamiento en base a la capacidad de carga estática.

Al igual que para los rodamientos de la base, primero calculamos la carga estática equivalente de la siguiente manera:

$$P_0 = X_0 * F_r + Y_0 * F_a$$

Donde:

P_0 : carga estática equivalente del rodamiento [kN]

F_r : carga radial real del rodamiento [kN]

F_a : carga axial real del rodamiento [kN]

X_0 : factor de carga radial del rodamiento. Para rodamientos rígidos de una hilera de bolas equivale a 0,6.

Y_0 : factor de carga axial del rodamiento. Para rodamientos rígidos de una hilera de bolas equivale a 0,5.

Dado las cargas que soportará el rodamiento son puramente radiales la carga estática equivalente se aproximará a la carga radial total:

$$P_0 = F_r$$

Solicitaciones:

Los rodamientos estarán expuestos a fuerzas radiales ejercidas por la tensión del cable del cabrestante en la elevación o descenso de la carga. Dado que sobre el cable actúan dos tensiones

(T1 y T2) producidas por el tiro del cabrestante y por el peso de la carga, el cálculo del rodamiento se realizará con la fuerza resultante de ambas.

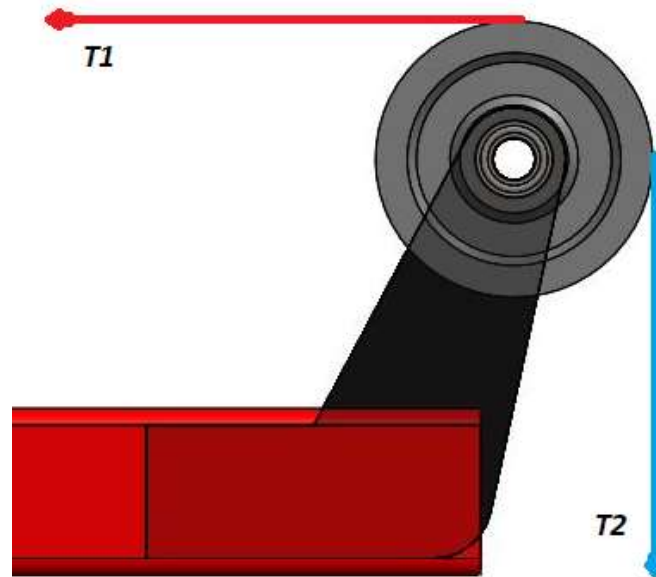


Figura 109. Valores del factor de seguridad estática.

El cabrestante, tal y como se explicará más adelante, trabajará con dos capas de cable en su tambor, siendo su tiro máximo en la segunda capa de 480 kg, que equivalen a 4708,8 N (T1). Por su parte, si la grúa trabaja con una carga máxima la tensión (T2) será de 2943 N. Por tanto, la carga resultante debida a las tensiones será:

$$T = \sqrt{4708,8^2 + 2943^2} = 5552,84 \text{ N}$$

Dado que el rodamiento solamente trabaja con esfuerzos radiales, consideramos la tensión resultante como la carga estática equivalente (P_0).

Para conocer si este rodamiento es válido, debemos calcular el factor de seguridad estática s_0 de la siguiente manera:

$$s_0 = \frac{C_0}{P_0}$$

Donde:

C_0 : capacidad de carga estática básica del rodamiento [kN], obtenible del catálogo de rodamientos.

Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga	Velocidades nominales		Masa	Designación
d	D	B	dinámica C	estática C ₀	P _u	Velocidad de referencia	Velocidad límite		
mm			kN		kN	r. p. m.		kg	-
25	37	7	4,36	2,6	0,125	38 000	24 000	0,022	61805
	42	9	7,02	4,3	0,193	36 000	22 000	0,045	61905
	47	8	8,06	4,75	0,212	32 000	20 000	0,06	* 6005
	47	12	11,9	6,55	0,275	32 000	20 000	0,078	* 6005

Figura 110. Características del rodamiento escogido.

Entonces:

$$s_0 = \frac{6,55}{5,55} = 1,18$$

Se comprueba que para nuestro ámbito de actuación s_0 debe ser superior a 0,5 según los valores que SKF establece en su catálogo, por lo que los rodamientos escogidos son válidos.

Tipo de funcionamiento	Valores orientativos para el factor de seguridad estática s_0							
	Rodamientos giratorios				Rodamientos fijos			
	Requisitos de rendimiento (p. ej., funcionamiento silencioso o funcionamiento sin vibraciones) sin importancia							
	normal		sup.		normal		sup.	
	Rodamientos de bolas	Rodamientos de rodillos	Rodamientos de bolas	Rodamientos de rodillos	Rodamientos de bolas	Rodamientos de rodillos	Rodamientos de bolas	Rodamientos de rodillos
Suave, sin vibración	0,5	1	1	1,5	2	3	0,4	0,8
Normal	0,5	1	1	1,5	2	3,5	0,5	1
Cargas de choque pronunciadas ¹⁾	≥ 1,5	≥ 2,5	≥ 1,5	≥ 3	≥ 2	≥ 4	≥ 1	≥ 2

Figura 108. Valores del factor de seguridad estática.

2.1.7 Elección del cilindro hidráulico

En este apartado se elegirá, a través de una serie de cálculos, el cilindro hidráulico más adecuado para elevar la carga siempre y cuando cumpla con los requisitos necesarios de instalación.

Dado que la pluma de la grúa tiene dos posiciones extremas, hay que escoger un cilindro hidráulico cuyas dimensiones de carrera satisfagan los requisitos de diseño de la propia grúa y que a su vez cumpla con las condiciones necesarias para la elevación de la carga.

2.1.7.1 Restricciones dimensionales.

Sabemos que la posición de anclaje del cilindro hidráulico corresponderá a 60 centímetros de altura y a 40 centímetros alejado del punto de pivote de la pluma con el pilar, tal y como se muestra en la siguiente figura.

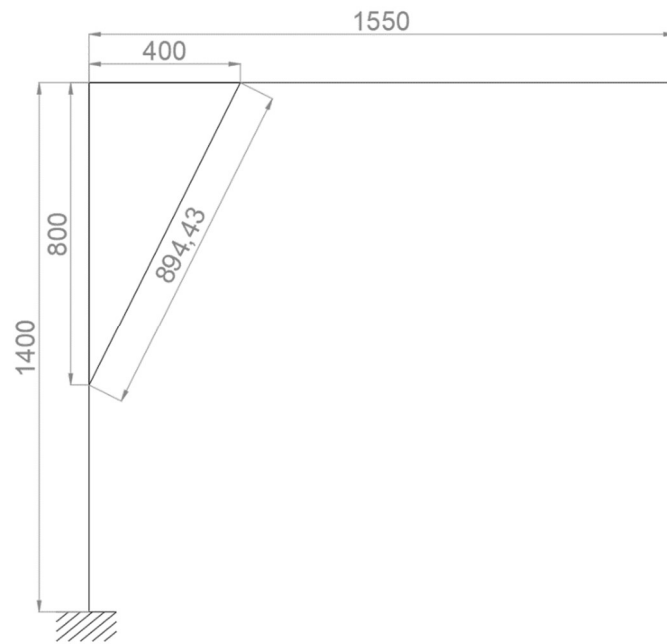


Figura 94. Esquema básico con dimensiones para la pluma horizontal.

La longitud del propio cilindro hidráulico se verá modificada dependiendo del ángulo de la propia grúa. Ésta longitud del cilindro será calculada teniendo en cuenta las dimensiones de los perfiles escogidos y las dimensiones de las placas de anclaje que se soldarán a los perfiles para fijar el actuador. Se escogerá una longitud de carrera adecuada para que cuando la grúa esté en su mayor ángulo, el cilindro se encuentre en su posición de carrera máxima si es posible.

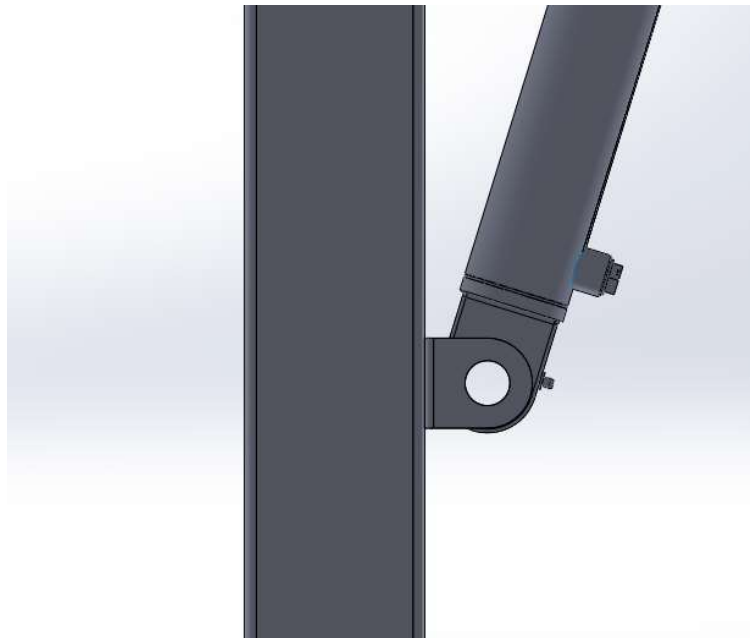


Figura 111. Representación del anclaje del cilindro al pilar.

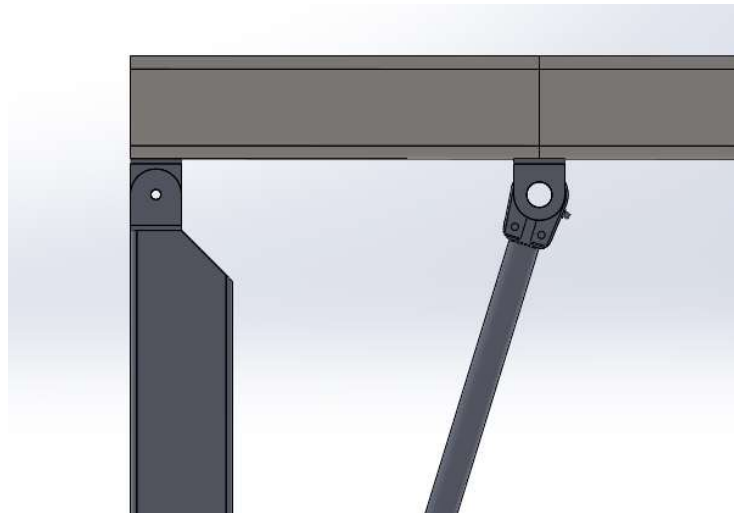


Figura 112. Representación del anclaje del cilindro a la pluma.

Conocidas las dimensiones de los perfiles y suponiendo unas dimensiones de placas de fijación de 75x75 mm, cuando la pluma está en ángulo máximo la distancia entre puntos de fijación del actuador será de 884.84 mm.

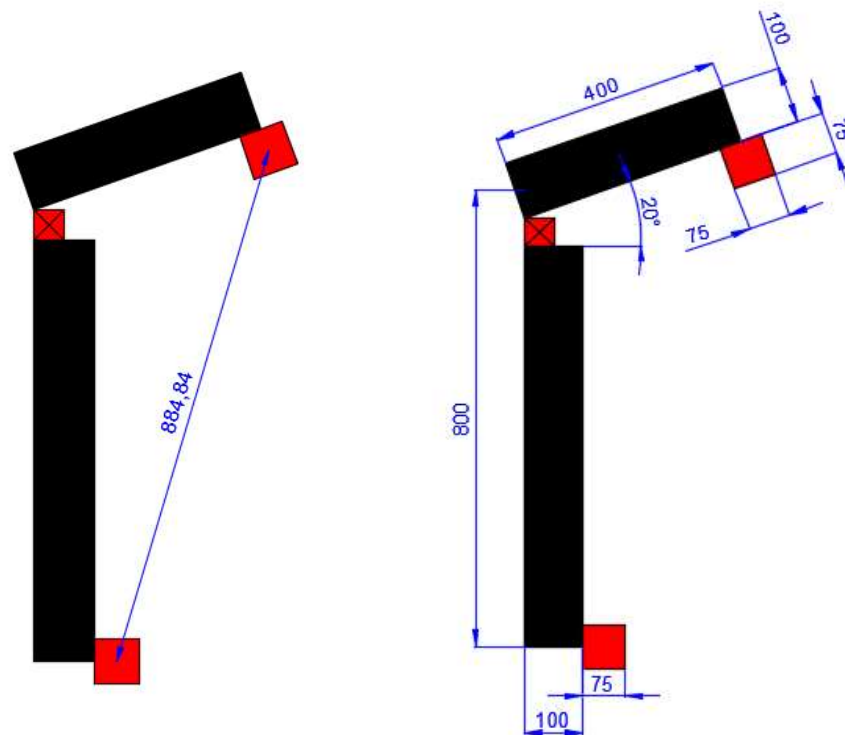


Figura 113. Representación esquemática de la longitud máxima del cilindro con unas placas de anclaje supuestas.

Para la posición de la pluma de la grúa en su ángulo mínimo la distancia entre puntos de anclaje será de 453.53 mm.

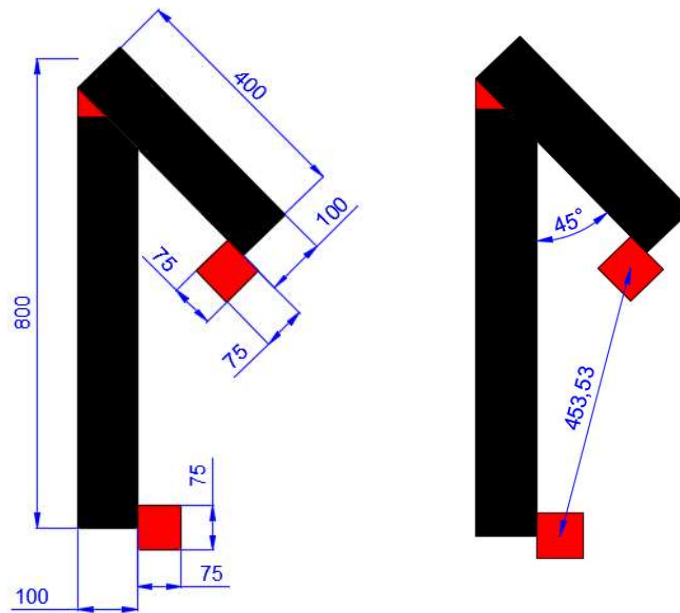


Figura 114. Representación esquemática de la longitud mínima del cilindro con unas placas de anclaje supuestas.

Por lo tanto, la longitud del cilindro deberá estar comprendida entre 453.53 mm en su posición más comprimida y de 884.84 mm en su posición más extendida. En base a estas medidas se escogerá un cilindro hidráulico con una longitud de instalación mínima de 450 mm y una longitud de instalación y de carrera máxima de 900 mm. Las medidas de las placas tendrán que ser modificadas, las cuales se calcularán en un anexo a parte.

2.1.7.2 Restricciones en base a los esfuerzos requeridos.

Calcularemos los requerimientos dimensionales de los esfuerzos aplicados con las fuerzas calculadas en el dimensionamiento básico aplicando las restricciones de la modificación de la norma tal y como se explicó en su anexo correspondiente.

Para los tres casos de posición de la pluma tenemos los siguientes esfuerzos en los puntos de anclaje del cilindro con los perfiles:

Ángulo de pluma [°]	Esfuerzo máximo en eje X [kN]	Esfuerzo máximo en eje Y [kN]	Esfuerzo del cilindro [kN]
-45	10,72	19,60	22,33
0	15,22	30,43	34,03
20	14,29	35,61	38,37

Tabla 17. Esfuerzos en los anclajes del cilindro en función de la posición de la pluma.

Tal y como se muestra en la tabla, el caso más desfavorable corresponde cuando la pluma se encuentra en su posición de ángulo de 20° con carga máxima en punta. Se calcularán los requerimientos con los esfuerzos de dicho caso.

Diámetro de vástago mínimo para evitar pandeo.

Para el cálculo de éste diámetro, aplicaremos la Ecuación de Leonhard Euler para la carga crítica en la que aparece el pandeo.

$$F_{Pandeo} = \frac{\pi^2 * E * I}{Lp^2} * n$$

Donde,

F_{Pandeo} : Carga crítica en la que ocurre el pandeo local [N]

E: Módulo de elasticidad del material [N/m²]. En este caso, acero (2.1x10¹¹ N/m²)

I: Momento de inercia del vástago [m⁴]

n: factor de seguridad para pandeo, el cual estableceremos como 3,5.

Lp: Longitud libre de pandeo [m]. Depende de la fijación del cilindro.

En este caso particular, ambos extremos del cilindro son articulados, por lo que la longitud libre de pandeo corresponde a la longitud del cilindro.

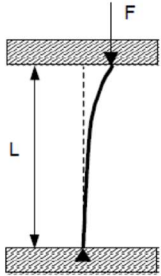
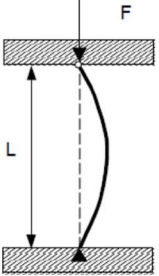
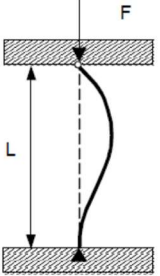
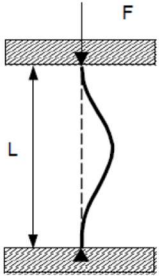
Un extremo libre, un extremo empotrado	Dos extremos articulados	Un extremo articulado y otro empotrado	Dos extremos empotrados
			
$L_p = 2 \cdot L$	$L_p = L$	$L_p = \frac{L}{\sqrt{2}}$	$L_p = \frac{L}{2}$

Figura 115. Longitud libre de pandeo en función del empotramiento.

Sabiendo que el momento de inercia de una sección circular corresponde a:

$$I = \frac{\pi * D^4}{64}$$

Entonces,

$$F_{Pandeo} = \frac{\pi^2 * E * \frac{\pi * D^4}{64} * n}{L^2}$$

Despejando el diámetro,

$$D = \sqrt[4]{\frac{F_{Pandeo} * L^2 * 64}{n * \pi * E}}$$

La carga de pandeo la establecemos como el esfuerzo del actuador en el caso más desfavorable tal y como se muestra en la tabla 16.

$$D = \sqrt[4]{\frac{38367,48 * 0,9^2 * 64}{\pi * 3,5 * 2,1 \times 10^{11}}} = 0,0304 \text{ m}$$

Conocido el diámetro del vástago, comprobaremos la presión de aceite mínima necesaria para levantar la carga.

Para ello, calcularemos la presión de aceite suponiendo un diámetro de camisa dos veces el diámetro del vástago.

Sabemos que,

$$P = \frac{F}{A}$$

Donde,

P: Presión [bar, N/m²]

F: Fuerza, de tracción en este caso que equivale a 38367.48 N

A: Área, en este caso corresponde al área anular entre la camisa del cilindro y el vástago.

$$P = \frac{F_{Tracción} * 400}{\pi * (D_{Camisa}^2 - D_{Vástago}^2)}$$

$$P = \frac{38,37 \text{ kN} * 400}{\pi * (6^2 - 3^2) \text{ cm}^2} = 182,35 \text{ bar}$$

Suponiendo unas pérdidas de presión del 10% debido a fuerzas de rozamiento, retroceso de aceite y demás, la presión mínima de aceite será,

$$P_{real} = P_{teórica} * 1,1 = 182,35 \text{ bar} * 1,1 = 200,59 \text{ bar} \cong 201 \text{ bar}$$

2.1.6.3 Elección del cilindro

Con los datos obtenidos, se ha decidido por escoger un cilindro hidráulico telescópico de dos etapas de la marca *HYQUIP* siendo este producto el más adecuado tanto por restricciones de diseño como de cálculo.

Escogemos la referencia 63/2-TDM32-0500 la cual tiene unas dimensiones de instalación mínima de 420 mm y una carrera máxima de 500 mm con una presión de trabajo admisible de 210 bar.

Type No.	D	E Ø	F Ø	G ØH5	H	J	K	L	M Ø	N Ø	P	Q	R	S	Basic Length	Stroke Range
63/2-TDM32	-	-	80	20	91	17	15	50	73	48	18	40	38	16	170 220 270	10-500 501-1000 1001-1500

Figura 116. Tabla de dimensiones del cilindro hidráulico escogido.

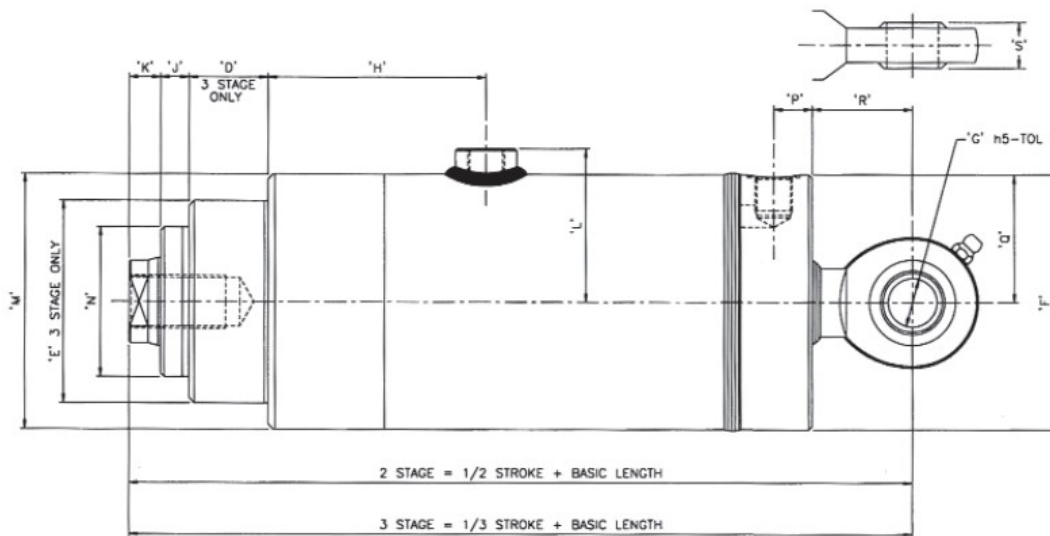


Figura 117. Extracto del catálogo del fabricante del cilindro hidráulico. Representación de dimensiones.

Type No.	Outer Bore	Rod Ø	Rod Ø	Rod Ø	Thrust Area cm ²	Thrust Area cm ²	Thrust Area cm ²	Pull Area cm ²	Pull Area cm ²	Pull Area cm ²	Outer Ø	Rod Thread	Ports B.S.P.
50/2-TDM_	50	20	38.1	-	8.04	19.63	-	4.90	8.23	-	60	M16x2.0 30 long	3/8"
63/2-TDM_	63	28	48	-	12.56	31.17	-	6.41	13.08	-	73	M20x1.5 40 long	3/8"

Figura 118. Continuación de tabla de dimensiones del cilindro escogido.

Modificando las dimensiones de las placas de anclaje e instalando finales de carrera se podrá conseguir los requisitos de diseño para los ángulos máximos y mínimos de la pluma.

A su vez, se comprueba que el diámetro de vástago de la primera fase es de 28 mm (28<30.4), siendo más pequeño que el necesario. Dado que en el cálculo de fuerzas estáticas se han utilizado coeficientes de seguridad superiores a 2, se da por bueno dicho diámetro.

Con los datos obtenidos del catálogo, la presión de aceite necesaria para que este cilindro hidráulico sea capaz de mover la carga será de,

$$P = \frac{F_{Tracción} * 400}{\pi * (D_{Camisa}^2 - D_{Vástago}^2)}$$

$$P = \frac{38,37 \text{ kN} * 400}{\pi * (6.3^2 - 2.8^2) \text{ cm}^2} = 153.38 \text{ bar}$$

Si a esto le sumamos las pérdidas de carga supuestas, la presión real de aceite será de,

$$P_{real} = P_{teórica} * 1,1 = 153.88 \text{ bar} * 1,1 = 168.72 \text{ bar} \cong 170 \text{ bar}$$

2.1.6.4 Caudal de aceite necesario para la aplicación:

Para la elevación de carga, se debe establecer una velocidad de elevación que sea segura. La normativa aplicable no contempla velocidad lineal máxima de la carga a alzar o descender, por lo que se establece una velocidad de 0.5m/s para este caso.

Cálculo de la velocidad de carrera del actuador:

El ángulo de inclinación del actuador variará en función de la posición de la pluma, por lo que la velocidad de carrera variará si se quiere fijar una velocidad lineal de la carga. Es por eso que lo que se fija es la velocidad de carrera del actuador siendo variable la velocidad lineal de la carga siempre respetando el límite establecido de 0.5 m/s.

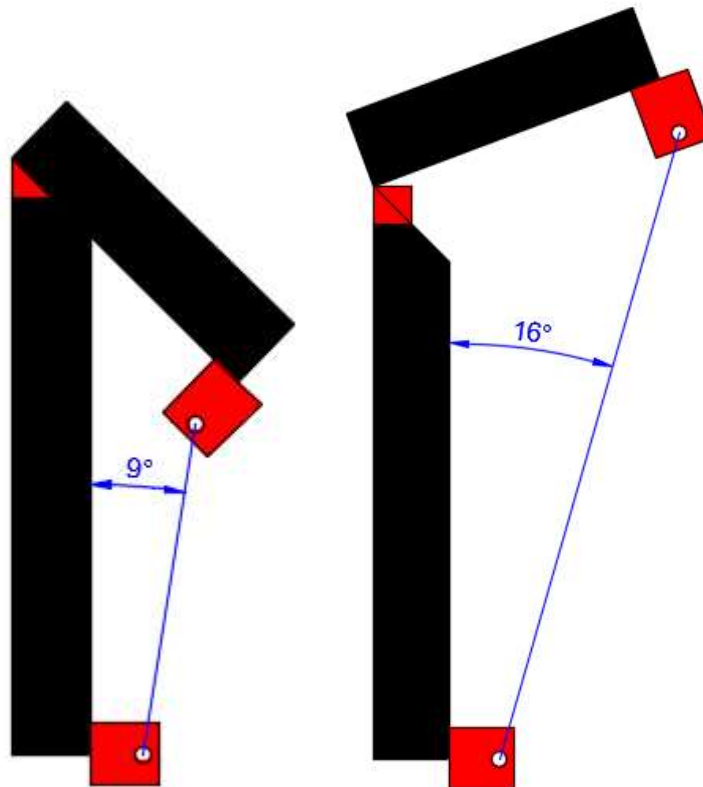


Figura 119. Representación del ángulo del cilindro respecto al pilar para las posiciones extremas de la pluma.

La velocidad de carrera siempre será mayor que la velocidad lineal de la carga debido a la inclinación del mismo. La mínima diferencia se encuentra cuando la posición de la pluma se encuentra a -45°, donde el ángulo entre el pilar y el actuador es de 9°. En este caso la velocidad de carrera será:

$$V_{carrera} = \frac{V_{carga}}{\cos 9^\circ} = \frac{0.5 \text{ m/s}}{0.988} = 0.506 \text{ m/s}$$

Se fija esta velocidad como velocidad de carrera. Por lo tanto, el caudal de aceite necesario será:

$$Q = A * V_{carrera}$$

Donde:

Q: caudal de aceite [l/min]

A: superficie del pistón [mm²]

Dado que el cilindro hidráulico es telescópico, el diámetro interior de los pistones cambia dependiendo de la carrera (fase 1 o fase 2) entre 28 y 48 milímetros, calculamos el caudal de la fase con menor diámetro y lo establecemos como principal. De esta forma se obtiene una velocidad de carrera para la segunda fase del cilindro hidráulico más baja.

Entonces:

$$Q = \pi \frac{28^2}{4} * 0,506 \times 10^3 = 311713,79 \frac{\text{mm}^3}{\text{s}} = 5,19 \text{ l/min}$$

2.1.8 Cálculo de placas de unión

2.1.8.1 Uniones del actuador hidráulico.

Para conseguir una unión entre el actuador y los perfiles metálicos que componen la estructura de la grúa se dimensionarán unas placas de acero que permitirán el anclaje articulado del cilindro en la grúa que a su vez irán soldadas a los perfiles. El material empleado para su fabricación será acero S275-JR y sus dimensiones de cálculo serán de 95x80x5 mm para las fijadas en la pluma y de 80x85x5 mm para las fijadas en el pilar. Esta diferencia de dimensiones se justifica con la elección del cilindro, ya que éste debe cumplir con las condiciones dimensionales establecidas en un principio.

En los siguientes cálculos no se aplicarán coeficientes de seguridad ya que para el cálculo de fuerzas estáticas se han aplicado coeficientes de seguridad muy elevados. Aplicando nuevos coeficientes conllevaría a un sobredimensionado de la pieza.

2.1.8.1.1 Unión Actuador-Pluma:

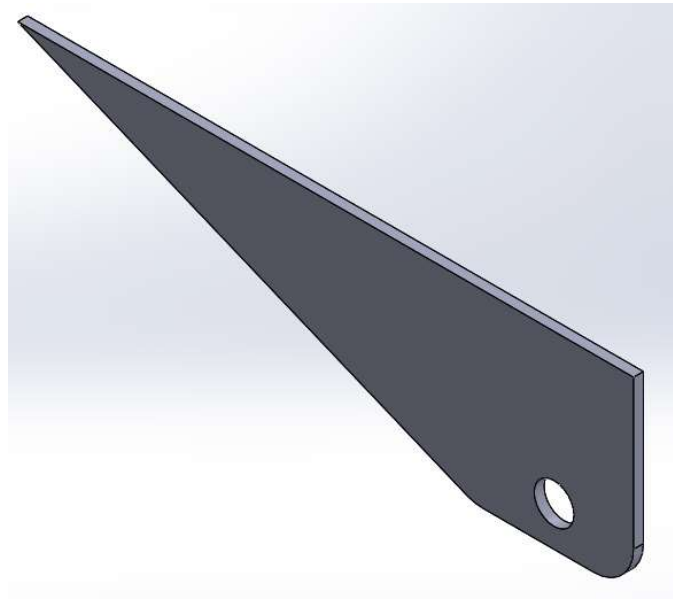


Figura 120. Representación 3D de la placa de unión pluma actuador.

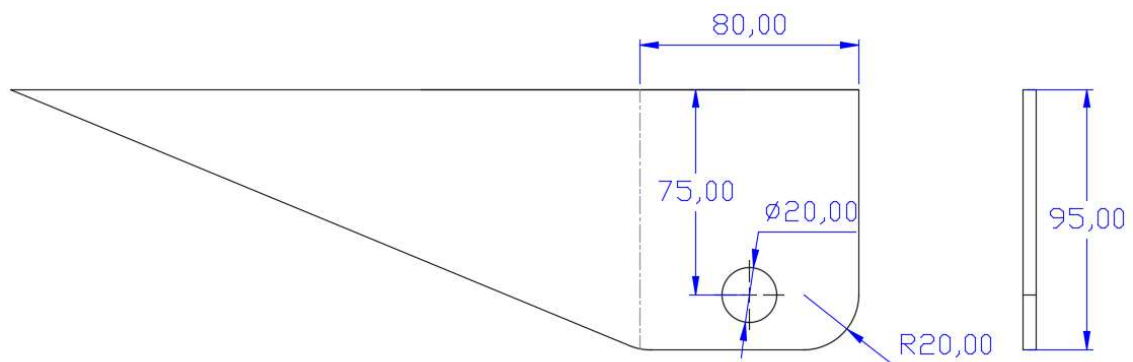


Figura 121. Dimensiones de la placa de unión pluma-actuador.

La extensión de la placa de forma triangular se ha añadido simplemente por estética, no se tiene en cuenta en los cálculos. La pieza que se dimensiona está delimitada a la derecha de la línea de línea y puntos de la imagen superior.

Dimensionado a tracción:

Estudiaremos los esfuerzos siempre en su situación más desfavorable. En este caso, será cuando la pluma se encuentra a 20° de la horizontal y su carga máxima en punta.

Para conocer la tensión de la pieza a tracción, debemos conocer la fuerza aplicada en la unión y la superficie de estudio a tracción. Emplearemos la siguiente ecuación:

$$\sigma_{tracción} = \frac{F}{S}$$

Donde:

F : Fuerza en la unión aplicada por el cilindro cuyo valor es de 35608.16 N.

S: Superficie de tracción. Su valor es el ancho de la pieza menos el diámetro del orificio para el pasador multiplicado por el espesor de la pieza. En milímetros cuadrados.

$$\sigma_{tracción} = \frac{35608.16 \text{ N}}{(80 - 20) * 5 \text{ mm}^2} = 118.69 \text{ N/mm}^2$$

Dado que la unión la componen dos placas, la tensión en cada una será la mitad.

$$\sigma_{tracción \text{ placa}} = \frac{\sigma_{tracción}}{2} = 59.35 \text{ N/mm}^2$$

La tensión admisible del acero S275-JR es de 275 N/mm², por lo que la placa resistirá el esfuerzo a tracción.

2.1.8.1.2 Unión Actuador-Pilar:

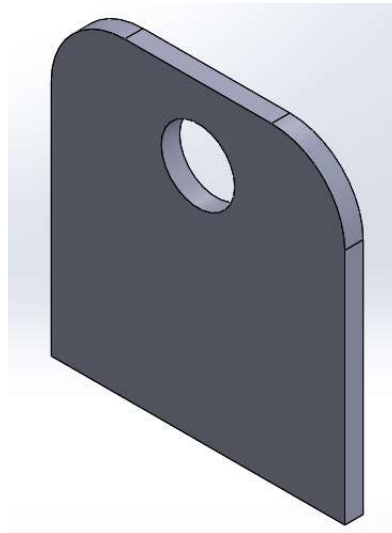


Figura 122. Vista 3D de la placa unión actuador-pilar.

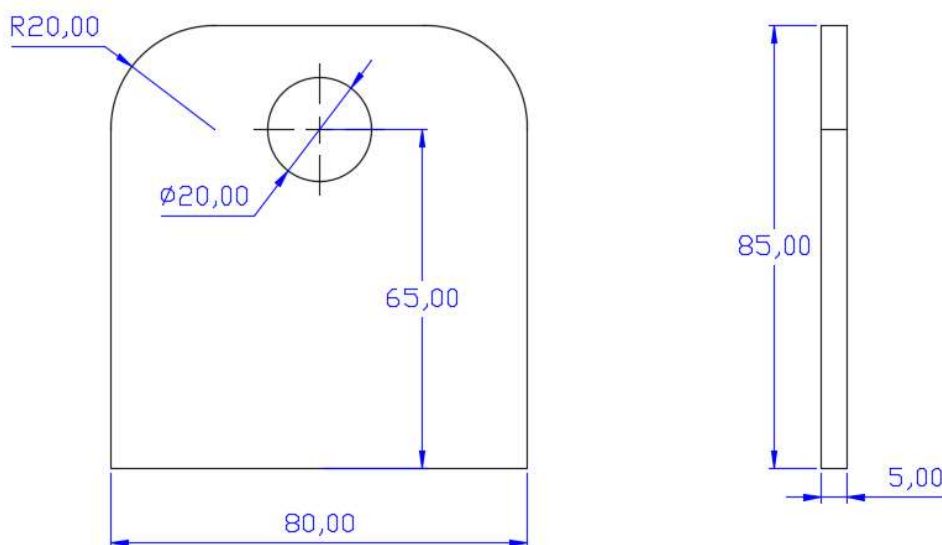


Figura 123. Dimensiones de la placa unión actuador-pilar.

Dimensionado a tracción:

Realizamos el mismo cálculo que en la unión del actuador con la pluma.

$$\sigma_{tracción} = \frac{F}{S}$$

Donde:

F : Fuerza en la unión aplicada por el cilindro cuyo valor es de 14287,12 N.

S: Superficie de tracción. Su valor es el ancho de la pieza menos el diámetro del orificio para el pasador multiplicado por el espesor de la pieza. En milímetros cuadrados.

$$\sigma_{tracción} = \frac{14287,12 \text{ N}}{(85 - 20) * 5 \text{ mm}^2} = 43.96 \text{ N/mm}^2$$

Dado que la unión la componen dos placas, la tensión en cada una será la mitad.

$$\sigma_{tracción \text{ placa}} = \frac{\sigma_{tracción}}{2} = 21.98 \text{ N/mm}^2$$

La tensión admisible del acero S275-JR es de 275 N/mm², por lo que la placa resistirá el esfuerzo a tracción.

2.1.8.2 Unión Pluma-Pilar

En este caso, las uniones de la pluma y del pilar se harán mediante cuatro placas metálicas de acero SR275-JR . Dos soldadas al pilar y otras dos soldadas a la pluma.

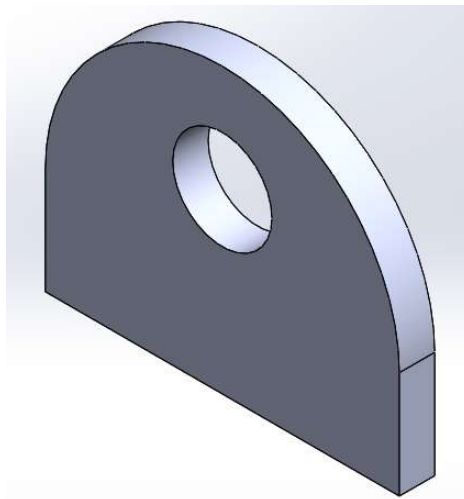


Figura 124. Vista 3D de la unión pluma-pilar.

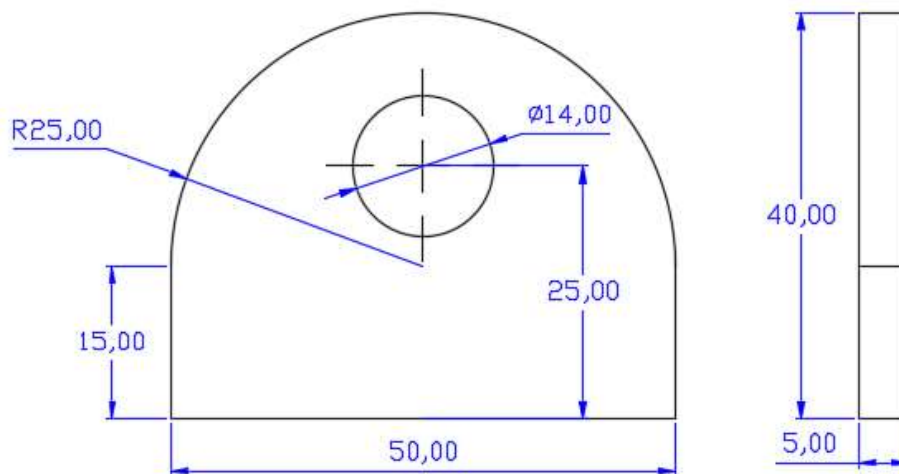


Figura 125. Dimensiones de la placa unión pluma-pilar.

Dimensionado a flexión:

El caso más desfavorable donde se aplica el mayor esfuerzo de flexión en la pieza corresponde cuando la pluma se encuentra en ángulo de 20° donde las piezas deben soportar un momento flector de 15216,45 Nmm. Dado que son cuatro placas, este esfuerzo se reparte equitativamente entre ellas.

La tensión de flexión la calculamos mediante la siguiente expresión:

$$\sigma_{Flexión} = \frac{M_{Flector} * y}{I}$$

Donde:

$M_{Flector}$: Momento flector aplicado en la pieza [Nmm].

y: Distancia del eje neutro de la pieza al punto de giro [mm]

I: Inercia de la pieza [mm⁴]. En el cálculo se utiliza la expresión de inercia de una pieza rectangular por ser la que más se asemeja.

$$\sigma_{Flexión} = \frac{\left(\frac{15216,45}{4} * 25\right) Nmm * \frac{40}{2} mm}{\frac{50 * 40^3}{12} mm^4} = 7,13 N/mm^2$$

Se comprueba que $\sigma_{Flexión}$ es bastante menor que la tensión de fluencia del material (275 N/mm²) por lo que las piezas aguantarán el esfuerzo de flexión.

Dimensionado a tracción:

Para este caso, se comprobarán los esfuerzos de tracción en el caso más desfavorable, siendo este cuando la pluma se encuentra de forma horizontal con su carga máxima en punta, donde las placas de anclaje soportan un esfuerzo de tracción de 27661,12 N.

Realizamos el mismo cálculo que en las dos uniones anteriores.

$$\sigma_{tracción} = \frac{F}{S}$$

Donde:

F: Fuerza de tracción aplicada en las piezas [N].

S: Superficie de tracción. Su valor es el ancho de la pieza menos el diámetro del orificio para el pasador multiplicado por el espesor de la pieza [mm²]

$$\sigma_{tracción} = \frac{27661,12 \text{ N}}{(50 - 14) * 5 \text{ mm}^2} = 153,67 \text{ N/mm}^2$$

La tensión admisible del acero S275-JR es de 275 N/mm², por lo que la placa resistirá el esfuerzo a tracción.

Cálculo a esfuerzos laterales

Para conocer si las placas que forman la unión unión pluma-pilar soportan esfuerzos laterales perpendiculares a la dirección de la longitud de la pluma, se calculará la fuerza F máxima admisible aplicada en el centro del perfil de la pluma, tal y como se muestra en la siguiente imagen:

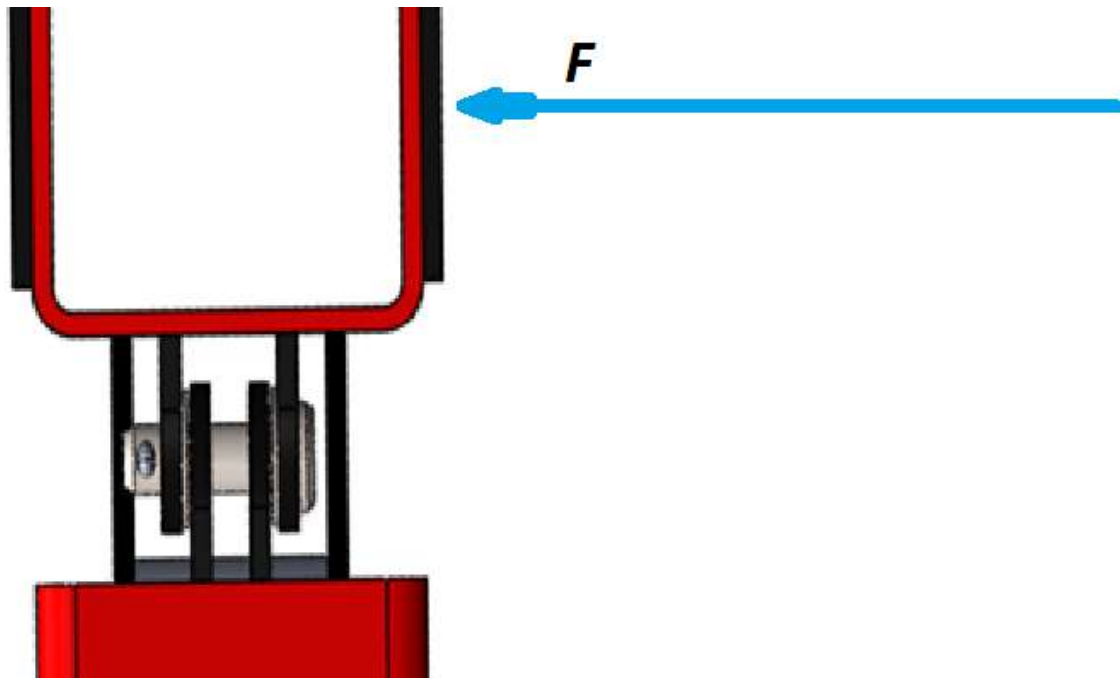


Figura 126. Fuerza lateral supuesta para el cálculo de las placas de unión pluma-pilar.

Se calculará la fuerza máxima aplicable en función de la resistencia del material. La tensión admisible del acero S275-JR es de 275 N/mm².

Cálculo a tracción:

$$\sigma_{adm, tracción} = \frac{F_{máx, tracción}}{S}$$

Dado que son dos placas soldadas, se multiplica el área a tracción de las placas por dos.

$$\sigma_{adm, tracción} = \frac{F_{máx, tracción}}{(5 * 50) * 2 \text{ mm}^2} = 275 \text{ N/mm}^2$$

$$F_{máx, tracción} = 275 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} * (5 * 50) * 2 \text{ mm}^2 = 137500 \text{ N}$$

Cálculo a flexión:

$$\sigma_{adm, flexión} = \frac{F_{máx, flexión} * d * y}{I} = 275 \text{ N/mm}^2$$

Donde:

d = distancia entre la superficie a flexión y el punto de aplicación de la fuerza [mm]

y = distancia del eje neutro hasta el punto de giro [mm]

I = inercia de la sección [mm⁴]

$$F_{máx, flexión} = \frac{275 \text{ N/mm}^2 * I}{d * y} = \frac{275 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} * 113541,66 \text{ mm}^4}{50 \text{ mm} * 17,5 \text{ mm}} = 35684,52 \text{ N}$$

Entonces, la fuerza máxima que soportarán las placas de unión sin deformarse será de 35,7 kN dado que es la más desfavorable para las condiciones dadas anteriormente.

2.1.8.3 Placa soporte de la polea

La unión entre la polea del cabrestante y la pluma se hará mediante dos placas soporte de acero S275-JR. Ambas soldadas al perfil de la pluma.

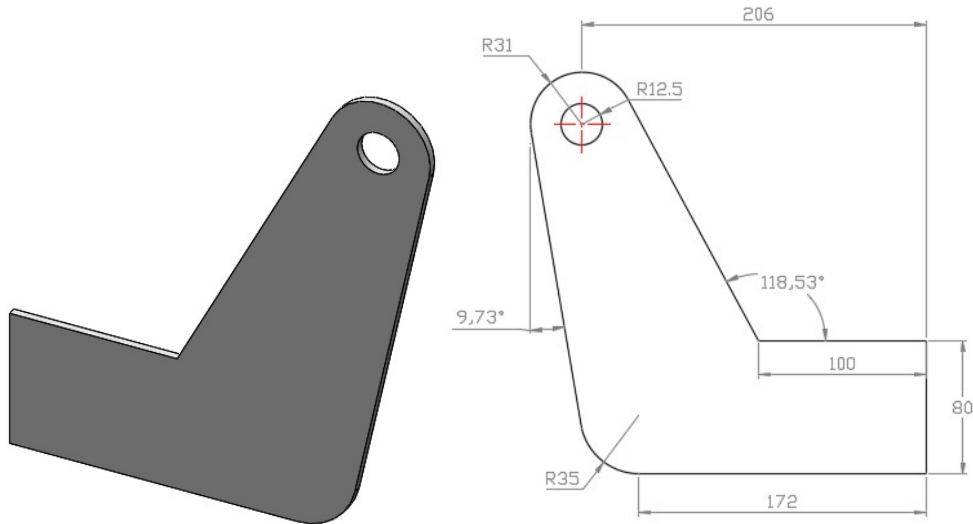


Figura 126. Dimensiones de la placa soporte de la polea.

Dimensionado a tracción:

Para conocer la tensión de la pieza a tracción, debemos conocer la fuerza aplicada en la unión y la superficie de estudio a tracción. Emplearemos la siguiente ecuación:

$$\sigma_{tracción} = \frac{F}{S}$$

Donde:

F: Fuerza aplicada en la unión. Corresponde a la tensión resultante del cable cuando se eleva su carga máxima.

S: Superficie de tracción [mm²]

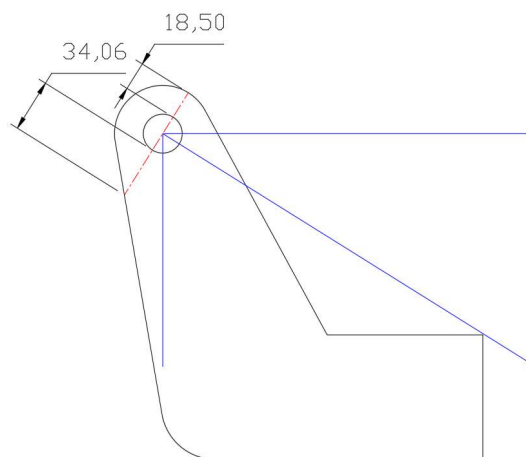


Figura 127. Superficie de tracción.

$$\sigma_{tracción} = \frac{\sqrt{4708,8^2 + 2943^2} \text{ N}}{(34,06 + 18,5) * 5 \text{ mm}^2} = 20,91 \text{ N/mm}^2$$

Dado que la unión la componen dos placas, la tensión en cada una será la mitad.

$$\sigma_{tracción \text{ placa}} = \frac{\sigma_{tracción}}{2} = 10,45 \text{ N/mm}^2$$

La tensión admisible del acero S275-JR es de 275 N/mm², por lo que la placa resistirá el esfuerzo a tracción sin deformarse.

Dimensionado a flexión:

La tensión de flexión la calculamos mediante la siguiente expresión:

$$\sigma_{Flexión} = \frac{M_{Flector} * y}{I}$$

Donde:

M_{Flector}: Momento flector aplicado en la pieza [Nmm].

y: Distancia del eje neutro de la pieza al punto de giro [mm]

I: Inercia de la pieza [mm⁴]. En el cálculo se utiliza la expresión de inercia de una pieza poligonal que más se le asemeje.

El momento flector corresponde al momento ejercido por la tensión resultante del cable del cabrestante con tiro máximo y la carga y la distancia desde el centro del cable que pasa por la polea hasta el centro del pasador de la polea.

$$M_{Flector} = 5552,84 \text{ N} * 65 \text{ mm} = 360934,68 \text{ Nmm}$$

Para calcular la inercia de la pieza y el centro de gravedad de la misma, la simplificamos a una pieza poligonal tal y como se muestra en la siguiente figura:

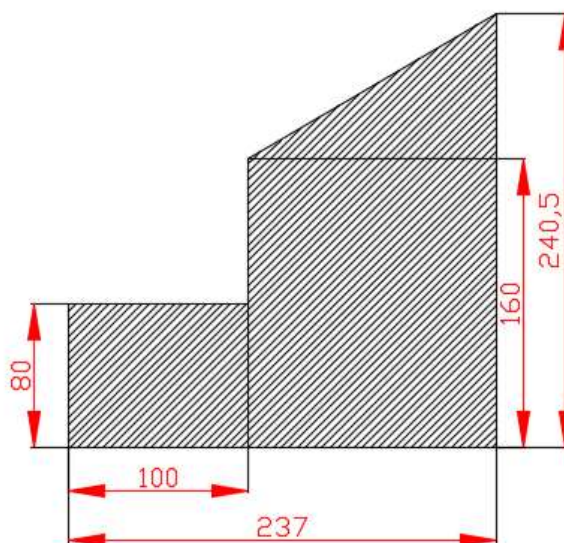


Figura 128. Semejanza poligonal de la placa soporte para el cálculo de inercia.

El cálculo de inercia y el centro de gravedad se resume en la siguiente tabla de resultados:

	Rectángulo 1	Rectángulo 2	Triángulo
Base [mm]	100	137	137
Altura [mm]	80	160	80,5
Inercia Y [mm ⁴]	4266667	46762667	1985207
Área [mm ²]	8000	21920	5514,25
Centro de gravedad Y [mm]	141,26		
Inercia en Y de la pieza compuesta [mm ⁴]	6319927485		

Tabla 18. Cálculos de inercia y centro de gravedad de la pieza compuesta.

Entonces;

$$\sigma_{Flexión} = \frac{360934,68 \text{ Nmm} * (141,26 - 129,5) \text{ mm}}{6319927485 \text{ mm}^4} = 6,71 \times 10^{-4} \text{ N/mm}^2$$

Se comprueba que $\sigma_{Flexión}$ es bastante menor que la tensión de fluencia del material (275 N/mm²) por lo que las piezas aguantarán el esfuerzo de flexión.

2.1.9 Cálculo de bulones de la estructura

Los bulones dispuestos en la estructura de la grúa están sometidos a esfuerzo cortante y a momento flector debido a las cargas generadas en las uniones. Para que estos bulones aguanten las solitudes, se debe cumplir que:

$$F_{R,b} > F_{E,b} \text{ y } M_{R,b} > M_{E,b}$$

Donde:

$F_{R,b}$ = Resistencia a la cortadura del bulón [N]

$F_{E,b}$ = Esfuerzo cortante aplicado en el bulón [N]

$M_{R,b}$ = Momento resistente a flexión del bulón [Nmm]

$M_{E,b}$ = Momento flector generado en el bulón [Nmm]

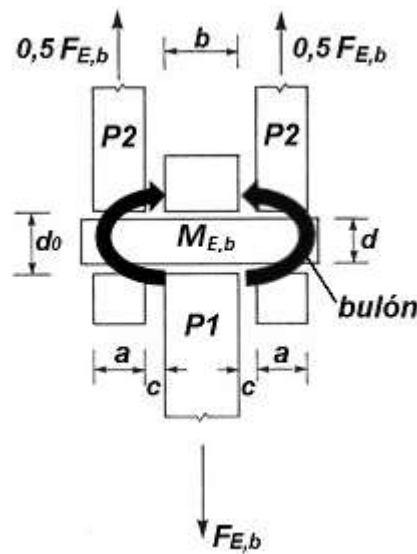


Figura 129. Representación de los esfuerzos en los bulones.

2.1.9.1 Cálculo de esfuerzo cortante

La resistencia a la cortadura del bulón viene dado por la siguiente expresión:

$$F_{R,b} = 0,6 * A * f_{ub} / \gamma_{Mb}$$

Donde:

A: sección transversal del bulón [mm²]

f_{ub}: resistencia última a tracción del material del acero del bulón [N/mm²]

γ_{Mb}: coeficiente parcial para la resistencia del acero del bulón.

Tabla 1. Calidad de acero para bulones										
Estado	Temple y Revenido						Normalizado			
	d ≤ 16 mm		16 mm < d ≤ 40 mm		40 mm < d ≤ 100 mm		d ≤ 16 mm		16 mm < d ≤ 100 mm	
Designación	f _{yb} (N/mm ²)	f _{ub} (N/mm ²)	f _{yb} (N/mm ²)	f _{ub} (N/mm ²)	f _{yb} (N/mm ²)	f _{ub} (N/mm ²)	f _{yb} (N/mm ²)	f _{ub} (N/mm ²)	f _{yb} (N/mm ²)	f _{ub} (N/mm ²)
C 22	340	500 a 650	290	470 a 620	--	--	240	430	210	410
C 25	370	550 a 700	320	500 a 650	--	--	260	470	230	440
C 30	400	600 a 750	350	550 a 700	300 (*)	500 a 550 (*)	280	510	250	480
C 35	430	630 a 780	380	600 a 750	320	550 a 700	300	550	270	520
C 40	460	650 a 800	400	630 a 780	350	600 a 750	320	580	290	550
C 45	490	700 a 850	430	650 a 800	370	630 a 780	340	620	305	580
C 50	520	750 a 900	460	700 a 850	400	650 a 800	355	650	320	610
C 55	550	800 a 950	490	750 a 900	420	700 a 850	370	680	330	640
C 60	580	852 a 1000	520	800 a 950	450	750 a 900	380	710	340	670

(*) Aplicable solo hasta bulones de diámetro, d = 63 mm.

Figura 130. Calidad de acero para bulones.

Utilizaremos un acero de clase C40, entonces, escogiendo un bulón de diámetro 20 mm para las uniones del actuador y un bulón de diámetro 14 mm para la unión pluma-pilar:

$$F_{R,b1} = 0,6 * \pi * 20^2 * \frac{630}{1,25} = 380007,05 \text{ N}$$

$$F_{R,b2} = 0,6 * \pi * 14^2 * \frac{650}{1,25} = 192114,67 \text{ N}$$

Comprobamos los valores de esfuerzo cortante para las posiciones de la pluma de la grúa y comparamos con $F_{R,b}$

	Ángulo de pluma [°]	Esfuerzo cortante $F_{E,b}$ [N]
Bulón actuador pluma	-45	19595,32
	0	30432,89
	20	35608,16
Bulón actuador pilar	-45	10717,03
	0	15216,44
	20	14287,12
Bulón unión pilar-pluma	-45	11697,68
	0	22473,04
	20	27661,12

Tabla 19. Esfuerzo cortante en los bulones en función del ángulo de la pluma.

En ningún caso $F_{E,b}$ es mayor que la resistencia a cortadura del bulón de 14 mm de diámetro, por lo que son áptos para esfuerzos a cortadura tanto para las uniones del actuador como para la unión pluma-pilar.

2.1.9.2 Cálculo del bulón a momento flector

Considerando la configuración esquemática de la figura 121 donde se representa el montaje de una placa central P1 de espesor “b” que se encuentra sometida a un esfuerzo cortante $F_{E,b}$.

Esta placa central se encuentra enlazada con otras dos placas laterales P2 que tienen ambas un espesor “a”, por medio de un bulón de diámetro “d”. Dicho bulón atraviesa todas las placas transversalmente, a las cuales se les ha practicado un taladro con un diámetro del agujero “d₀” para que el bulón pase a través de ellas. Las placas laterales se encuentran separadas de la placa central una distancia “c”, donde se instalará una arandela plástica para evitar el contacto metal-metal.

Esta configuración genera un momento flector $M_{E,b}$ en el bulón cuando en la placa central actúa el esfuerzo cortante. Para que el bulón sea apto, debe cumplir que el momento flector generado en el bulón sea inferior a su momento resistente a flexión, de tal manera que:

$$M_{R,b} > M_{E,b}$$

El momento resistente a flexión se determina mediante la siguiente ecuación:

$$M_{R,b} = 1,5 * W * f_{yb} / \gamma_{Mb}$$

Donde:

f_{yb} : límite elástico del acero de fabricación del bulón [N/mm²]

W: Módulo resistente del bulón [mm³]. Para una sección circular, W se calcula mediante:

$$W = \frac{\pi * d^3}{32}$$

Entonces para las uniones del actuador:

$$M_{R,b1} = 1,5 * \frac{\pi * 20^3}{32} * \frac{400}{1,25} = 37699,12 \text{ Nmm}$$

Y para la unión pluma-pilar:

$$M_{R,b2} = 1,5 * \frac{\pi * 14^3}{32} * \frac{460}{1,25} = 148704,15 \text{ Nmm}$$

A su vez, el momento flector que se genera con el esfuerzo cortante se puede calcular con la siguiente ecuación:

$$M_{E,b} = F_{E,b} * \frac{b + 4 * c + 2 * a}{8}$$

Donde el espesor “b” de la placa central y la separación “c” varía entre el bulón para las uniones del actuador y la unión pluma-pilar tal y como se muestra en la siguiente tabla:

	Unión pluma-pilar	Uniones actuador
a [mm]	5	5
b [mm]	5	16
c [mm]	5	10

Tabla 20. Dimensiones para cálculo de momento flector en los bulones.

Entonces, se procede a calcular el valor de $M_{E,b}$ para cada caso y se reflejan los valores obtenidos en la siguiente tabla:

	Ángulo de pluma [°]	Esfuerzo cortante [N]	Momento flector [Nmm]
Bulón actuador pluma	-45	19595,32	161661,39
	0	30432,89	251071,34
	20	35608,16	293767,32
Bulón actuador pilar	-45	10717,03	88415,50
	0	15216,44	125535,63
	20	14287,12	117868,74
Bulón unión pilar-pluma	-45	11697,68	51177,35
	0	22473,04	98319,55
	20	27661,12	121017,4

Tabla 21. Esfuerzo cortante y momento flector en cada bulón en función del ángulo de la pluma.

Se comprueba que ningún valor $M_{E,b}$ supera el momento resistente a flexión del bulón, por lo que los bulones seleccionados son aptos para resistir el momento flector generado.

2.1.9 Elección de cabrestante hidráulico

El principal equipo hidráulico para la elevación de cargas de este proyecto consiste en un cabrestante hidráulico seleccionado específicamente para las solicitaciones. El cabrestante es suministrado por la marca Dynamic Oil S.P.A. y el modelo es nombrado como Argano NP05 con las siguientes características:

Strato di fune Rope layer	n°	1	2	3	4	Pressione di sollevamento Hoisting pressure	[bar]	155
Tiro diretto Line pull	[daN]	500	460	430	400	Max-min portata alimentazione Max-min pump flow	[L/1']	30/8
Velocità fune con Rope speed with	20 L/1'	[m/1']	34	36	38.5	Cilindrata motore Motor displacement	[cm³]	50
Q.tà fune tamburo liscio Rope capacity smooth drum	[m]	12	25	38	53	Rapporto di riduzione Gear ratio	1:	5.23
						Diametro fune consigliato Advised rope diameter	[mm]	6


A Ramo di sollevamento Hoisting port	3/8"	P Tappo olio lubrificazione Lubrication oil plug	3/8"	 Massa Weight	34
B Ramo di discesa Lowering port					

Figura 131. Extracto del catálogo del cabrestante Dynamic Oil Argano NP05. Características generales.



Figura 17. Cabrestante Argano NP05

Dicho cabrestante está diseñado para elevaciones de carga sencillas, dado que su tiro máximo es de 510 kg. Tal y como se ha explicado con anterioridad, el cabrestante estará dispuesto sobre la pluma de la grúa, anclada a la misma mediante una placa de acero atornillada al cabrestante y soldada al perfil metálico de la pluma.

2.1.10.1 Calculo de la placa soporte

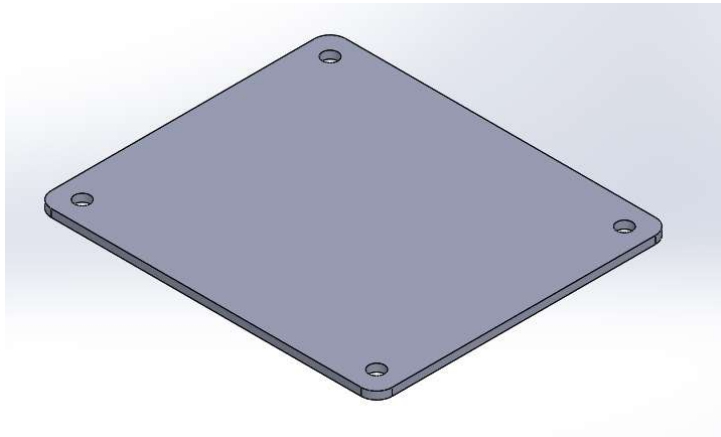


Figura 19. Placa de anclaje del cabrestante a la pluma de la grúa.

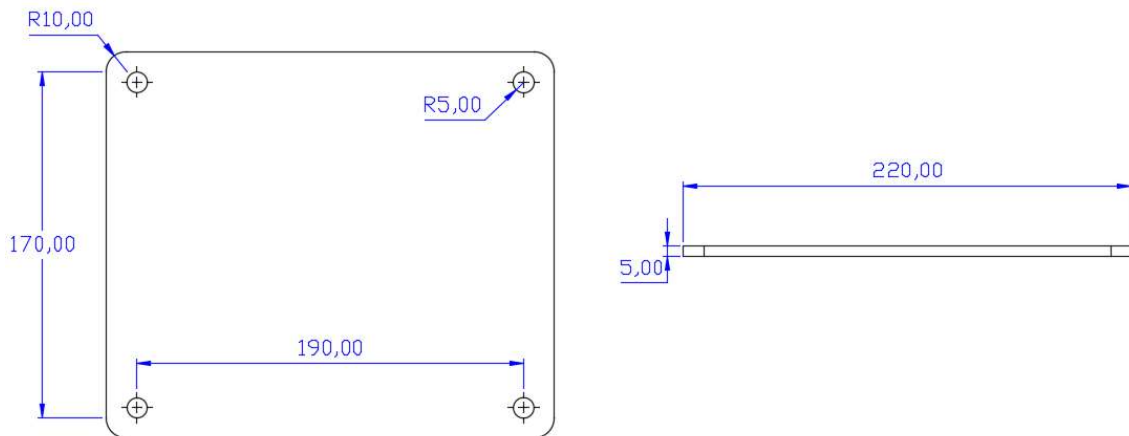


Figura 132. Dimensiones de la placa soporte del cabrestante.

Dado que el sistema de tiro de la grúa es simple (sin polipasto), todo el peso es elevado por el cabrestante, no hay desmultiplicaciones por poleas. Además, las piezas metálicas que soportan la polea al perfil de la pluma se han diseñado de tal manera que el cable de tiro también se encuentre completamente paralelo a la pluma suponiendo que siempre se utilice el cabrestante con cuatro capas de cable de 6 milímetros de diámetro en su tambor.

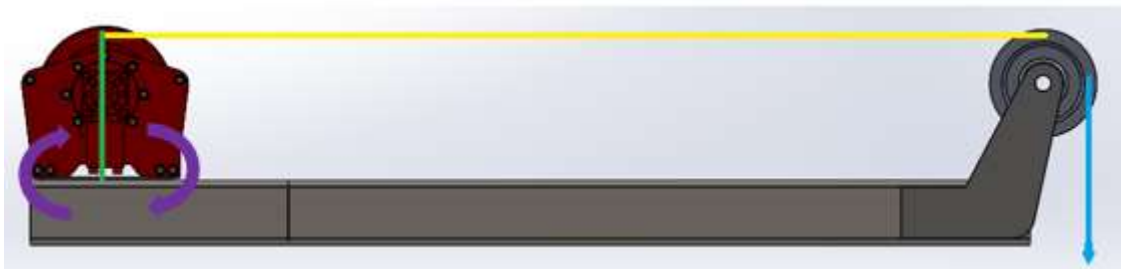


Figura 133. Representación del momento generado en los tornillos de anclaje del cabrestante con la placa soporte debido a la carga.

De modo que independientemente del ángulo de la pluma, si se mantiene la carga, el momento ejercido por la carga en la placa de anclaje será:

$$M_{Flector} = H * T$$

Donde:

T: tensión en el cable que soporta la carga [N]. Dado que el cable es horizontal a la pluma, esta tensión es igual al valor de la carga que se eleva.

H: distancia desde la cara superior de la placa de anclaje hasta el centro del cable de la cuarta capa del tambor [mm].

$$H = A + B + 3.5 * \emptyset$$

A: Distancia desde la cara superior de la placa de anclaje hasta el eje de giro del tambor del cabrestante.

B: Radio desde el eje de giro hasta la superficie donde se enrolla el cable en el tambor.

\emptyset : diámetro del cable.

Entonces:

$$M_{Flector} = \left[134 + \frac{136}{2} + (3.5 * 6) \right] * 2493 = 555939 \text{ Nmm}$$

Debido a este momento, los tornillos de la placa están sometidos a esfuerzos de tracción y compresión y equivale a:

$$F_{T/C} = \frac{M_{Flector}}{D}$$

Donde:

$F_{T/C}$: esfuerzo de compresión o tracción ejercido en los pares de tornillos [N]

D: distancia desde el centro de la placa soporte hasta el centro del agujero de los pares de tornillos. Dirección paralela a la longitud de la pluma [mm].

Entonces:

$$F_{T/C} = \frac{555939}{170/2} = 6540,46 \text{ N}$$

Dado que la anterior ecuación calcula pares de tornillos, la fuerza unitaria de tracción o compresión será la mitad por cada tornillo.

$$F_U = \frac{F_{T/C}}{2} = 3270,23 \text{ N}$$

Conocida la fuerza de tracción unitaria a la que está sometido el tornillo, comprobamos si dicha fuerza no supera la resistencia a tracción del tornillo. Se debe cumplir que:

$$F_{T,Rd} > F_{T,Ed}$$

Siendo:

$F_{T,Ed}$: fuerza de tracción mayorada a la que está sometido el tornillo [N].

$F_{T,Rd}$: resistencia a tracción del tornillo [N]. Siendo esta:

$$F_{T,Rd} = \frac{0,9 * f_{ub} * A_s}{\gamma_{MB}}$$

Donde:

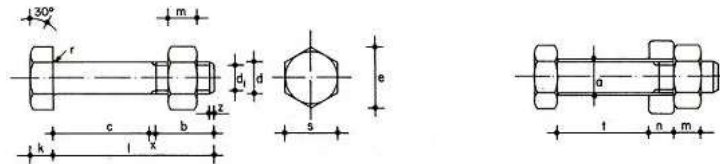
f_{ub} : tensión última a tracción del tornillo [N/mm²].

γ_{MB} : coeficiente parcial de seguridad.

As: área resistente a tracción del tornillo [mm²].

Valores nominales del límite elástico f_{yb} y de la resistencia a tracción última f_{ub} de tornillos							
Tipo de tornillo	4.6	4.8	5.6	5.8	6.8	8.8	10.9
f_{yb} (N/mm ²)	240	320	300	400	480	640	900
f_{ub} (N/mm ²)	400	400	500	500	600	800	1000

Figura 103. Valores del límite elástico y resistencia a tracción última en función de la clase de tornillo.



Tornillo tipo	Vástago					Cabeza				Diámetro del agujero a mm	Area neta del núcleo An cm ²	Area resistente Ar cm ²
	Diámetro de la caña d mm	Diámetro interior d1 mm	Longitud roscada b mm	Longitud de la salida x mm	Longitud del chafalán z mm	Esesor k mm	Medida entre caras s mm	Medida entre aristas e mm	Radio del acuerdo r mm			
T 10	10	8.160	17.5	2.5	1.7	7	17	19.6	0.5	11	0.523	0.580
T 12	12	9.853	19.5	2.5	2.0	8	19	21.9	1.0	13	0.762	0.843
T 16	16	13.546	23.0	3.0	2.5	10	24	27.7	1.0	17	1.440	1.570
T 20	20	16.933	25.0	4.0	3.0	13	30	34.6	1.0	21	2.250	2.750
(T 22)	22	18.933	28.0	4.0	3.3	14	32	36.9	1.0	23	2.820	3.030
T 24	24	20.319	29.5	4.5	4.0	15	36	41.6	1.0	25	3.240	3.530
(T 27)	27	23.319	32.5	4.5	4.0	17	41	47.3	1.0	28	4.270	4.560
T 30	30	25.706	35.0	5.0	5.0	19	46	53.1	1.0	31	5.190	5.610
(T 33)	33	28.706	38.0	5.0	5.0	21	50	57.7	1.0	34	6.470	6.940
T 36	36	31.093	40.0	6.0	6.0	23	55	63.5	1.0	37	7.590	8.170

Figura 104. Tabla de características del tornillo escogido.

Se utilizarán tornillos de 10 mm de diámetro de caña de clase 6.8.

Entonces:

$$F_{T,Rd} = \frac{0,9 * 600 * 58}{1.25} = 25056 \text{ N}$$

$$F_{T,Ed} = 3270,23 * 1,5 = 4905,34 \text{ N}$$

Por tanto, los tornillos soportan los esfuerzos de tracción.

No es necesario comprobar los efectos del punzonamiento de la placa por el tornillo ya que se cumple que:

$$t \geq \frac{d * f_{ub,P}}{6 * f_{yb,P}}$$

Donde:

$f_{y,b,p}$: límite elástico del material de la placa soporte [N/mm²]

$f_{ub,p}$: resistencia última a tracción del material de la placa soporte [N/mm²]

t: espesor de la placa soporte [mm]

d: diámetro del agujero del tornillo [mm]

Para acero S275 del que se compone la placa soporte:

$$t = \frac{10 * 410}{6 * 275} = 2,485 \text{ mm}$$

2.1.10.2 Cable del cabrestante

Para que el cabrestante funcione en todo momento con dos capas de cable en el tambor, se necesitarán como mínimo 12 metros de cable enrollado en el propio tambor. Por lo que para esta aplicación se utilizarán 22 metros, donde 4,2 metros son los necesarios para que se puedan efectuar los movimientos de alzado y descenso de la carga para cualquier posición de la pluma.

Dicho cable es suministrado por la misma empresa que suministra la polea y el cabrestante; Dynamic Oil S.P.A. El cable está compuesto por 133 filamentos, que juntos forman un cable de acero de 6 milímetros de diámetro cuyas características son las siguientes:

Tipo Type	Diametro fune Rope diameter	Peso per 100m Weight per 100m	Carico di rottura minimo Min. breaking load	
	[mm]	[Kg]	[daN]	[Kgf]
WR4L	FUNE ANTIGIRO A 133 FILI / ANTITWIST ROPE Resistenza fili 1960 N/mm ² / Individual wires strength 1960 N/mm ²			
	6	14.5	2600	2650
	7	20	3530	3600
	8	25.5	4610	4700
	9	32.4	5840	5950
	10	40	7210	7350
	11	48.4	8720	8890
	12	58	10400	10600
	13	68	12200	12440
	14	78	14100	14370
	15	93	16200	16510
	16	102	18500	18860
	18	130	23400	23850

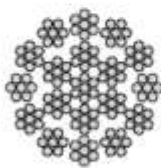


Figura 134. Características del cable escogido suministrado por Dynamic Oil.

Comprobamos que la fuerza de rotura del cable son 2650 Kg siendo muy superior a los 300 Kg que levantará la grúa, por lo que el cable escogido es válido para la aplicación requerida.

2.1.11 Elección del motor hidráulico de giro

Se instalará un motor hidráulico que, mediante una transmisión de potencia por engranajes, haga girar la grúa. Para esta aplicación, se elige un motor hidráulico orbital de baja velocidad de la marca HANSA TMP serie MS 200 el cual tiene las siguientes características:



Type	MS 200
Displacement, cm. ³ /rev.[in. ³ /rev.]	200 [12.2]
Max. Speed, [RPM]	cont. 375 Int.* 450
Max. Torque daNm [lb-in]	cont. 61 [5400] Int.* 72 [6370]
Max. Output kW [HP]	cont. 16,5 [22.1] int.* 22 [29.52]
Max. Pressure Drop bar [PSI]	cont. 210 [3050] Int.* 275 [3990] peak** 295 [4280]
Max. Oil Flow lpm [GPM]	cont. 75 [20] Int.* 90 [24]
Max. Inlet Pressure bar [PSI]	cont. 230 [3340] Int.* 295 [4280] peak** 300 [4350]
Max. Return Pressure with Drain Line bar [PSI]	cont. 140 [2030] Int.* 175 [2540] peak** 210 [3050]
Max. Starting Pressure with Unloaded Shaft, bar [PSI]	8 [115]
Min. Starting Torque daNm [lb-in]	at max. press. drop cont. 47 [4160] at max. press. drop Int.* 56 [4960]
Min. Speed***, [RPM]	6

Figura 135. Características del motor hidráulico escogido para el giro.

Para que el motor hidráulico pueda girar la grúa cargada, éste debe superar el par inercial de giro. En consecuencia, calculamos el par de inercia necesario definido por:

$$\tau_i = \alpha * \sum \frac{m_i}{g} * r_i^2$$

Donde:

τ_i : Par inercial de giro [Nm]

α : Aceleración angular [rad/s²]

m_i : Peso de los elementos que giran [N]

g : gravedad [m/s²]

r_i : distancia del centro de masa de los elementos giratorios al eje de giro [m]

Para la aplicación requerida se necesitará una velocidad de giro lenta (5 rpm para el giro de la grúa) y una aceleración controlada (0.5 m/s²). Las masas que girarán sobre el eje del pilar serán la carga y el peso propio de la grúa, donde solo se incluye el peso de la estructura metálica.

$$\alpha = \frac{a_t}{r} = \frac{0.5 \text{ m/s}^2}{1.55 \text{ m}} = 0.323 \text{ rad/s}^2$$

Por tanto:

$$\tau_i = 0.323 * \left[\left(\frac{2943}{9.81} * 1.55^2 \right) + \left(\frac{275.83}{9.81} * \left(\frac{1.55}{2} \right)^2 \right) \right] = 238.25 \text{ Nm}$$

Dado que la velocidad de rotación del motor hidráulico es superior a las requeridas en el giro de la grúa, se instalará un engranaje de giro en el pilar que permita disminuir la velocidad de giro y a su vez aumentar el par ejercido por el motor hidráulico.

Datos del sistema de transmisión:

Engranaje de giro:

m: módulo = 7

z: número de dientes = 30

d: diámetro primitivo [mm] = m*z = 210 mm

v: velocidad de giro = 5 rpm

Piñón del motor hidráulico:

m = 7

z = 10

d = 70 mm

Eje del motor hidráulico:

D: diámetro del eje = 32 mm

Entonces:

$$P_{motor} = P_{giro} * \frac{M}{E} = 238,25 \text{ Nm} * \frac{17,5 \text{ mm}}{105 \text{ mm}} = 39,71 \text{ Nm}$$

$$RPM_{motor} = RPM_{Grúa} * \frac{E}{P} = 5 \text{ rpm} * \frac{105 \text{ mm}}{35 \text{ mm}} = 15 \text{ rpm}$$

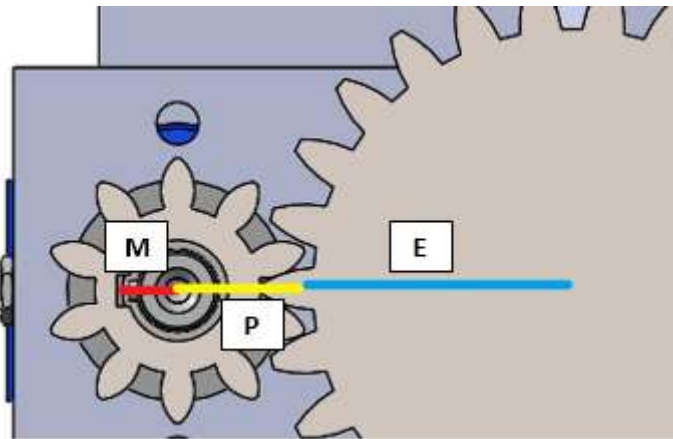


Figura 136. Representación de la transmisión de par desde el motor hidráulico hasta el pilar de la grúa.

Línea roja: distancia desde el centro del eje del motor hidráulico hasta el punto de contacto con el piñón, considerando también el ancho de la chaveta (M).

Línea amarilla: radio primitivo del piñón (P).

Línea azul: radio primitivo del engranaje (E).

Se obtiene del diagrama de funciones del motor MS 200 que para aproximadamente 15 rpm a presión de unos 70bar y un caudal de 5 l/min obtenemos un par en el eje del motor hidráulico de 170 Nm con un rendimiento del 60%, por lo que el motor hidráulico es válido para la operación.

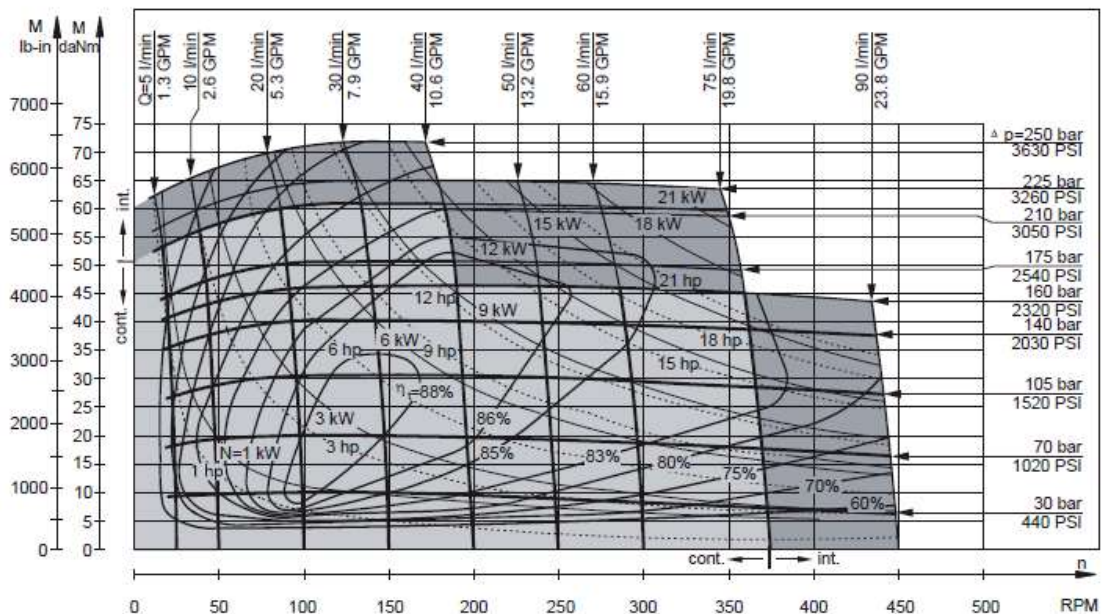


Figura 137. Curva característica del motor hidráulico.

2.1.11.1 Cálculo de la chaveta del eje del motor hidráulico

Para que el motor hidráulico pueda transmitir potencia, se instalará una chaveta DIN 6885 en el eje del motor y un chavetero en el piñón. A continuación, se calculará la resistencia de la misma a los esfuerzos generados por el motor hidráulico de giro.

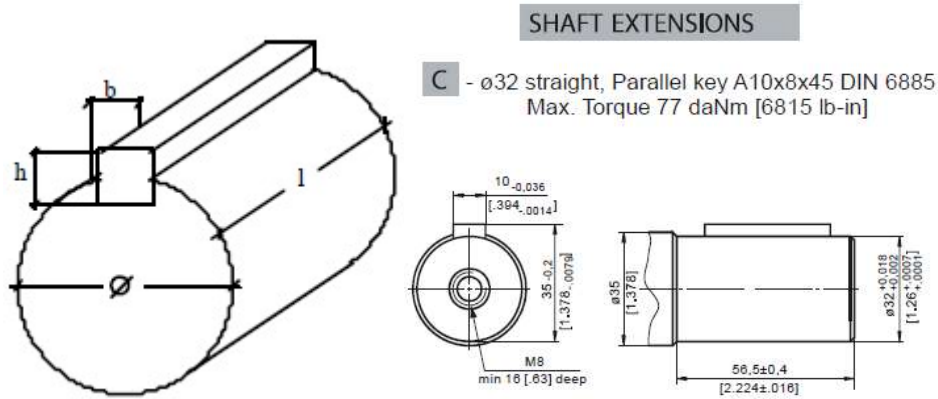


Figura 138. Dimensiones de la chaveta y el eje del motor hidráulico.

Para el cálculo de la chaveta se utiliza como base la carga que soporta la chaveta mediante la expresión:

$$F = \frac{2 * M_{Torsor}}{\phi_{eje}}$$

Donde:

M_{Torsor} = Momento torsor que ofrece el motor hidráulico de giro.

ϕ_{eje} = Diámetro del eje del motor hidráulico de giro.

$$F = \frac{2 * 170000 \text{ Nmm}}{32 \text{ mm}} = 10625 \text{ N}$$

El esfuerzo cortante que soporta la chaveta se calcula mediante la siguiente expresión:

$$\tau = \frac{F}{b * l}$$

Donde:

b = Ancho de la chaveta [mm]

l = Largo de la chaveta [mm]

$$\tau = \frac{10625 \text{ N}}{10 * 45 \text{ mm}^2} = 23,61 \text{ N/mm}^2$$

A su vez, el esfuerzo a compresión que soporta la chaveta se calcula mediante la siguiente expresión:

$$\sigma_{Comp} = \frac{2 * F}{h * l}$$

Donde:

h = Alto de la chaveta [mm]

$$\sigma_{Comp} = \frac{2 * 10625 \text{ N}}{8 * 45 \text{ mm}^2} = 59,03 \text{ N/mm}^2$$

El fabricante no especifica el material con el que está hecho la chaveta, pero por lo general, las chavetas DIN 6885 están fabricadas en acero inoxidable AISI 316Ti, cuyo valor de límite elástico está comprendido entre 205 y 410 N/mm², por lo que la chaveta soportaría los esfuerzos del motor hidráulico sin deformarse.

2.1.11.2 Cálculo de la placa soporte del motor hidráulico

A continuación se calcularán los esfuerzos mecánicos que soportará la placa soporte del motor hidráulico.

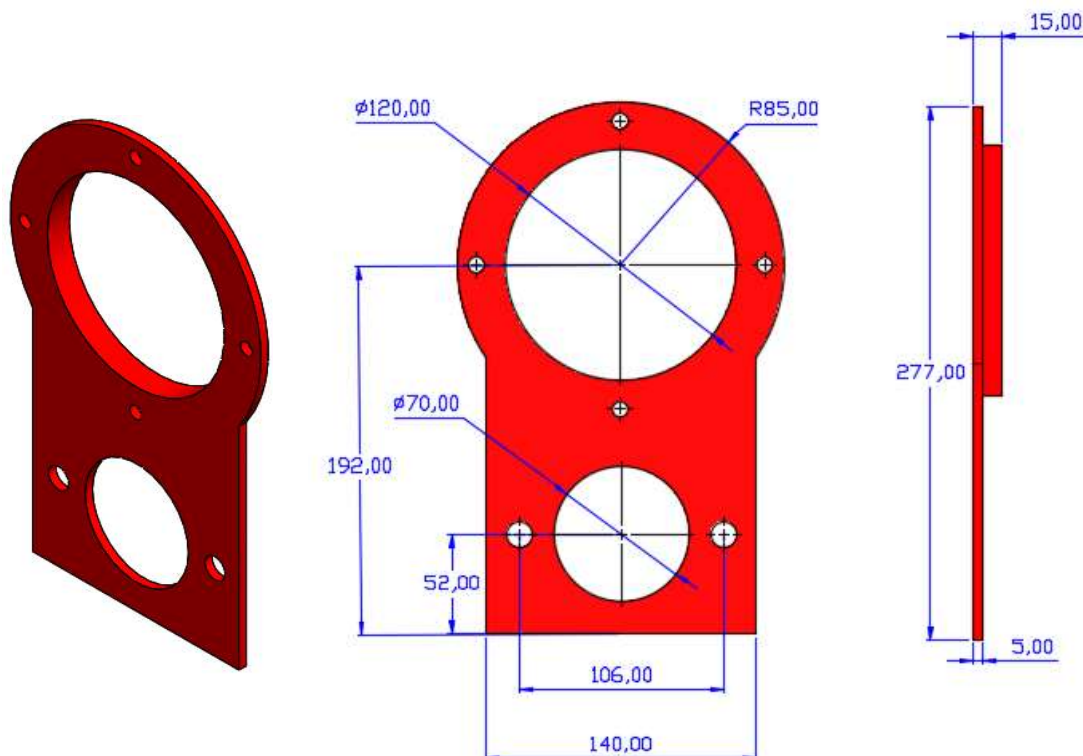


Figura 62. Vista 3D y dimensiones de la placa soporte del motor hidráulico.

Dimensionado a flexión por peso del motor hidráulico:

Dado que parte de la pieza va atornillada a la base, consideramos la pieza como empotrada por uno de sus extremos, dejando en voladizo la parte de la placa a la que va anclado el motor hidráulico de giro.

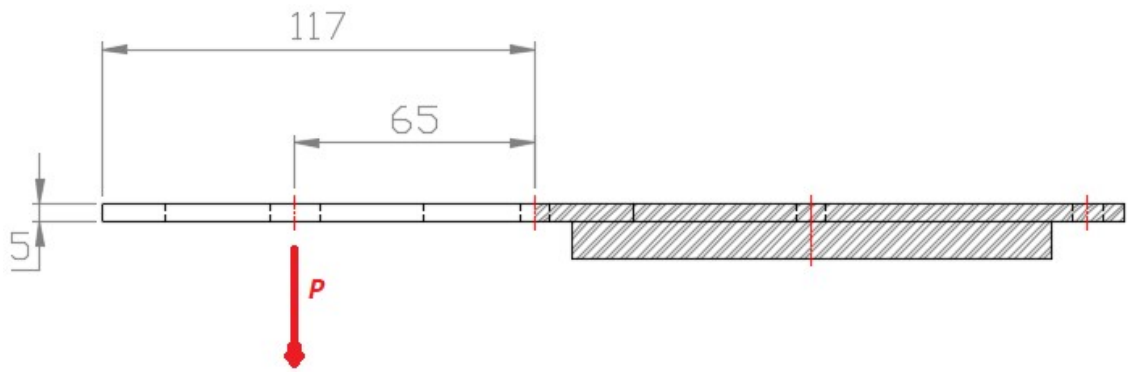


Figura 139. Situación para el cálculo de flexión en la pieza.

La tensión de flexión la calculamos mediante la siguiente expresión:

$$\sigma_{Flexión} = \frac{M_{Flector} * y}{I}$$

Donde:

$M_{Flector}$: Momento flector aplicado en la pieza [Nmm]. Corresponde al momento que ejerce el peso del motor hidráulico y el piñón (19,2 kg) sobre el punto de giro.

y: Distancia del eje neutro de la pieza al punto de giro [mm]

I: Inercia de sección de la pieza a flexión [mm⁴].

Entonces:

$$\sigma_{Flexión} = \frac{188,35 \text{ N} * 65 \text{ mm} * 2,5 \text{ mm}}{(140 * \frac{5^3}{12}) \text{ mm}^4} = 20,99 \text{ N/mm}^2$$

Se comprueba que $\sigma_{Flexión}$ es menor que la tensión de fluencia del material (275 N/mm²) por lo que las piezas aguantarán el esfuerzo de flexión.

Dimensionado a flexión por resultante de fuerzas en el engranaje-piñón:

Debido a la transmisión de potencia entre el piñón del motor hidráulico y el engranaje del pilar se genera un momento flector en la placa soporte.

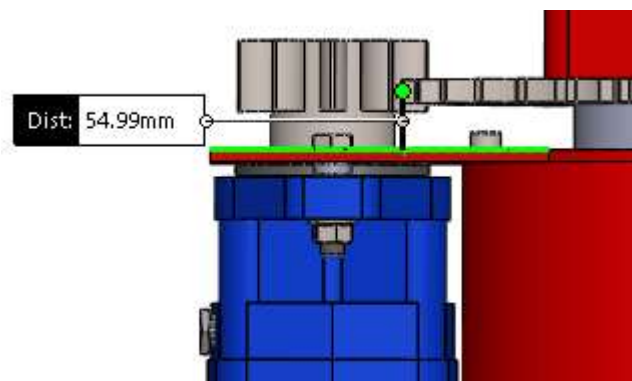


Figura 140. Situación para el cálculo de flexión en la pieza.

Para calcular la tensión del material ante este esfuerzo, realizamos el siguiente cálculo:

$$\sigma_{Flexión} = \frac{M_{Flector} * y}{I}$$

En este caso, el momento flector corresponde a fuerza resultante entre la fuerza radial y tangencial del piñón del motor de giro y la distancia entre el punto medio de contacto entre diámetros primitivos y el centro de la sección de la placa soporte.

Conociendo que el par en el eje del motor puede llegar hasta 170 Nm en las condiciones especificadas de funcionamiento, la fuerza resultante del piñón será:

$$F_{Resultante} = \frac{P_{Motor}}{D_{Eje motor}} * \frac{D_{DP Piñón}}{D_{Eje motor}} = \frac{170000 \text{ Nmm}}{32 \text{ mm}} * \frac{70 \text{ mm}}{32 \text{ mm}} = 11621,09 \text{ N}$$

Entonces:

$$\sigma_{Flexión} = \frac{11621,09 \text{ N} * 54,99 \text{ mm} * 2,5 \text{ mm}}{\frac{5 * 50^3}{12}} = 30,67 \text{ N/mm}^2$$

Dado que la tensión es inferior a la tensión admisible del material, la pieza soporta el esfuerzo sin deformarse.

2.1.12 Elección de minicentral hidráulica

Para satisfacer los requisitos de presión y caudal de aceite de todos los elementos hidráulicos de la grúa se instalará una central hidráulica de reducido tamaño compuesta por un motor eléctrico de corriente continua, una bomba hidráulica, un depósito de aceite y un cuadro de mandos hidráulicos modificado. La empresa elegida que suministra el producto para esta aplicación es Hidráulica Fher S.A.



Figura 141. Minicentral hidráulica Fher S.A.

Requisitos necesarios a satisfacer:

Presión de aceite mínima:

- Actuador hidráulico: >170 Bar
- Motor hidráulico: >70 Bar
- Cabestrante: >150 Bar

Caudal de aceite mínimo:

- Actuador hidráulico: >5,2 l/min
- Motor hidráulico: <5 l/min
- Cabestrante: <8 l/min

CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS / TECHNICAL SPECIFICATIONS / CARACTÉRISTIQUES TECHNIQUES										
Q [cm ³ /rev]	0.8	1.2	1.6	2.1	2.5	3.3	4.3	4.8	6.2	7.9
Presión de trabajo máx. Max. continuous pressure Pression maximale [bar]	275	275	275	275	275	275	210	160	150	120
Presión intermitente máx. Max. Intermitent pressure Pression max. de travail [bar]	300	300	300	300	300	300	230	180	170	140
Potencia consumida Pump input power Puissance d'entrée [kw] 1500 rpm, max. pres.	0.820	1.1	1.4	1.7	2.0	2.5	2.6	2.4	2.9	3.0
Código / Code / Référence	9034414	9034514	9034614	9032214	9030814	9031414	9034714	9034814	9040614	9040714
Codificación del kit Kit ordering code Codification du kit	08	12	16	21	25	33	43	48	62	79

Figura 142. Características técnicas de la bomba hidráulica de la minicentral.

CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS / TECHNICAL SPECIFICATIONS / DONNÉES TECHNIQUES		
Tensión / Voltage / Tension [V]	12	24
Potencia / Power / Puissance (Kw)	1.5	2
n [rpm]	2400	2300
L [mm]	180	172
Índice de protección / Degree of protection / Indice de protection	IP54	IP54
Código arrancador / Starter switch code / Code du relais	9025014	9025114
Código motor / Motor code / Code du moteur	9023014	9022914
Codificación del kit / Kit ordering code / Codification du kit	A2117N	B2023N

Figura 143. Características técnicas del motor eléctrico de la minicentral.

Motor 1.5 Kw, 2400 rpm

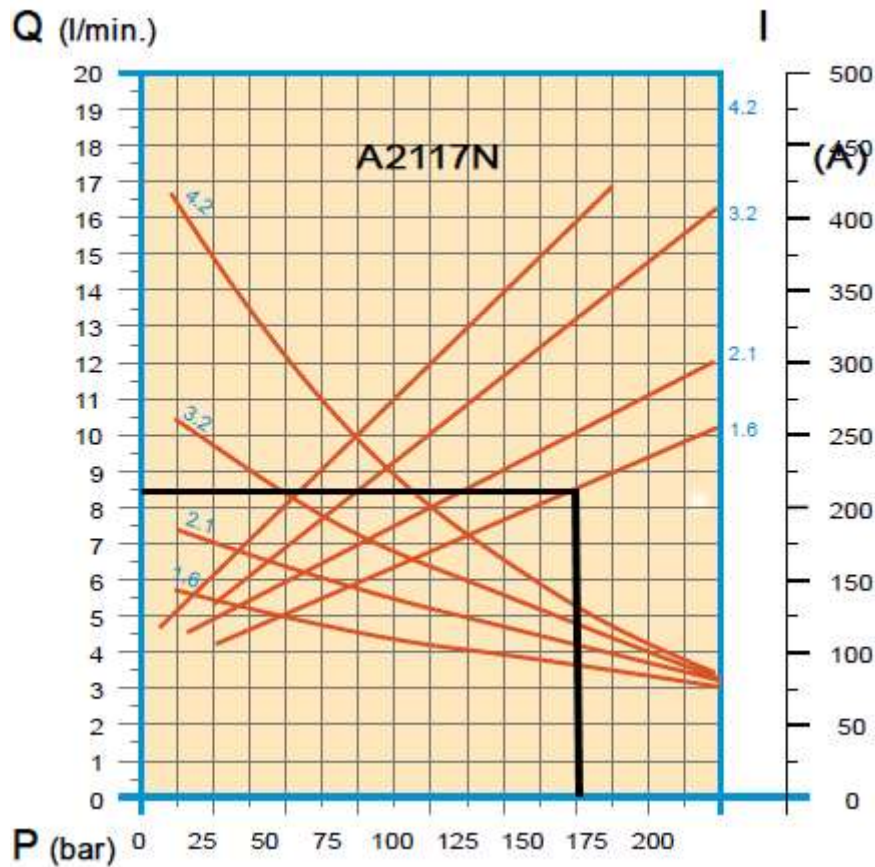


Figura 144. Curva característica de la bomba hidráulica de la minicentral.

De la curva característica de la bomba, obtenemos que cuando el motor eléctrico gira a 2400 rpm la bomba ofrece 8,5 l/min de caudal de aceite a 175 bar, por lo que el conjunto bomba-motor es ápto para el sistema siempre y cuando se regule el caudal para el cilindro hidráulico.

Cuadro de mandos:

Dado que los cuadros de mandos que ofrece Fher S.A. para sus minicentrales hidráulicas no satisfacen los requisitos necesarios para la grúa, se realiza una modificación de los mismos. Con el programa de diseño y simulación Festo FluidSIM se realiza un esquema de los elementos que comprenderán el cuadro de mandos de esta central hidráulica tal y como se muestra en la siguiente imagen:

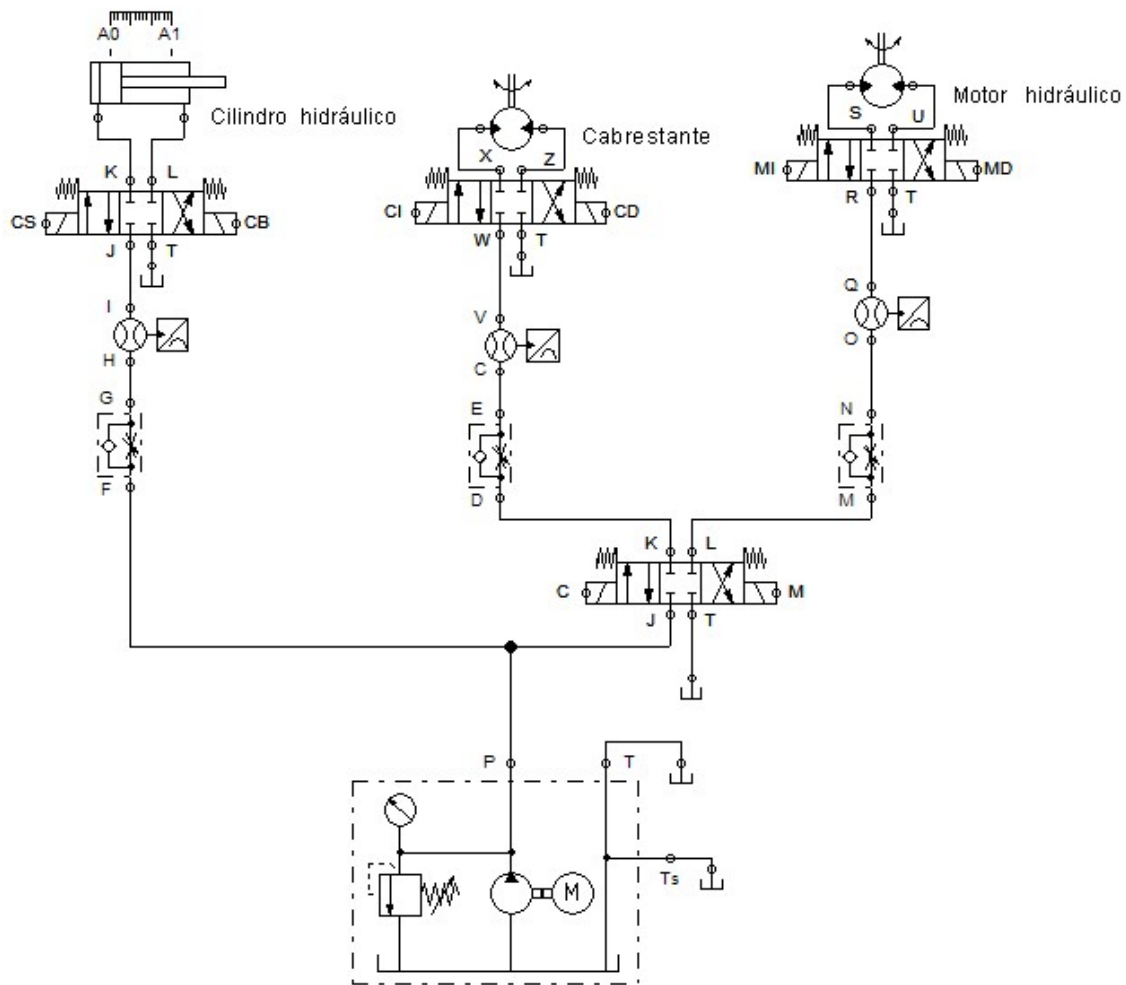


Figura 74. Esquema del sistema hidráulico.

Para este cuadro de mandos, no se permite el uso de más de un dispositivo hidráulico a la vez debido a que la demanda de presión de los elementos funcionando a la vez exigiría una presión mayor que la suministrada por la bomba hidráulica. Para adaptar la presión y el caudal suministrados por la bomba a las solicitudes de los equipos se instalarán válvulas estranguladoras taradas para los requisitos de cada elemento. Además, para alimentar de aceite a los elementos hidráulicos se utilizan electroválvulas de vías 4/3 pilotadas por un circuito de 12v para su accionamiento remoto, cuyo esquema eléctrico se muestra a continuación.

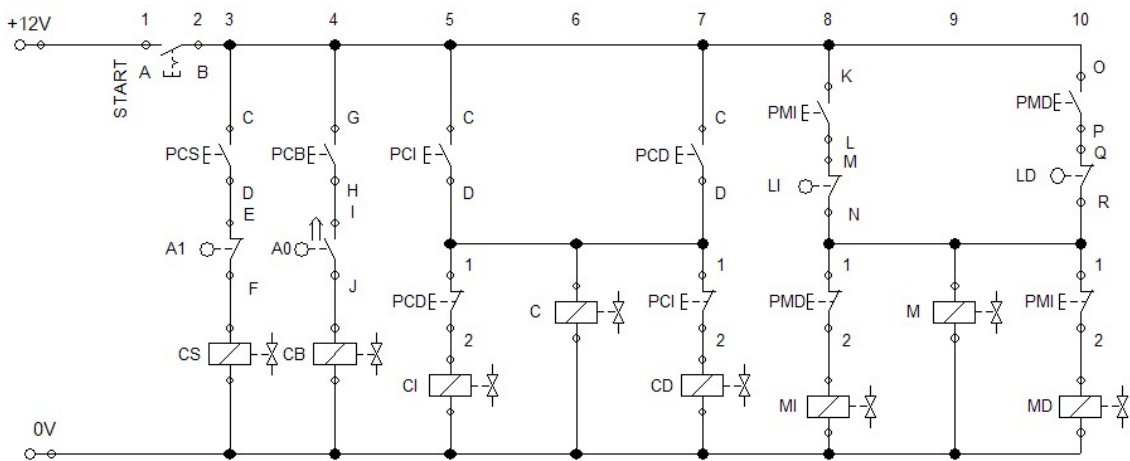


Figura 78. Esquema del sistema eléctrico para el control del sistema hidráulico.

En este circuito se utilizan siete pulsadores; un pulsador general y uno por cada movimiento de los elementos hidráulicos (entrada y salida del pistón hidráulico, giro a izquierda y derecha del motor hidráulico y arrastre o expulsión del cabrestante). Además, se utilizan flanqueadores para cortar la corriente de cada línea en base a las necesidades del sistema.

2.1.12 Suministro de potencia eléctrica

El motor eléctrico de la minicentral hidráulica consume 1.5kW de potencia para que la bomba hidráulica genere la cantidad de caudal y presión requeridos por el sistema. Esta potencia será ofrecida por el alternador instalado en el motor del vehículo. El alternador que monta la furgoneta Toyota Dyna de serie genera una corriente de 50 A a 14V, por lo que ofrece una potencia de 700W siendo menor que la que se necesita para esta aplicación. Es por esto que para que el sistema funcione correctamente se necesitará instalar un alternador no original.



Las imágenes anteriores muestran; a la izquierda, el alternador que monta de serie la furgoneta Toyota Dyna, de 700W. A su derecha, su reemplazo para esta aplicación, alternador original de Toyota que montan los vehículos Toyota Corolla 1.4 Diesel del año 2004 el cual genera 1610W (115A a 14V).



**Universidad
de La Laguna**

Trabajo de fin de grado

Grúa autónoma para pesos ligero para tipo furgoneta abierta, actuador hidráulico.

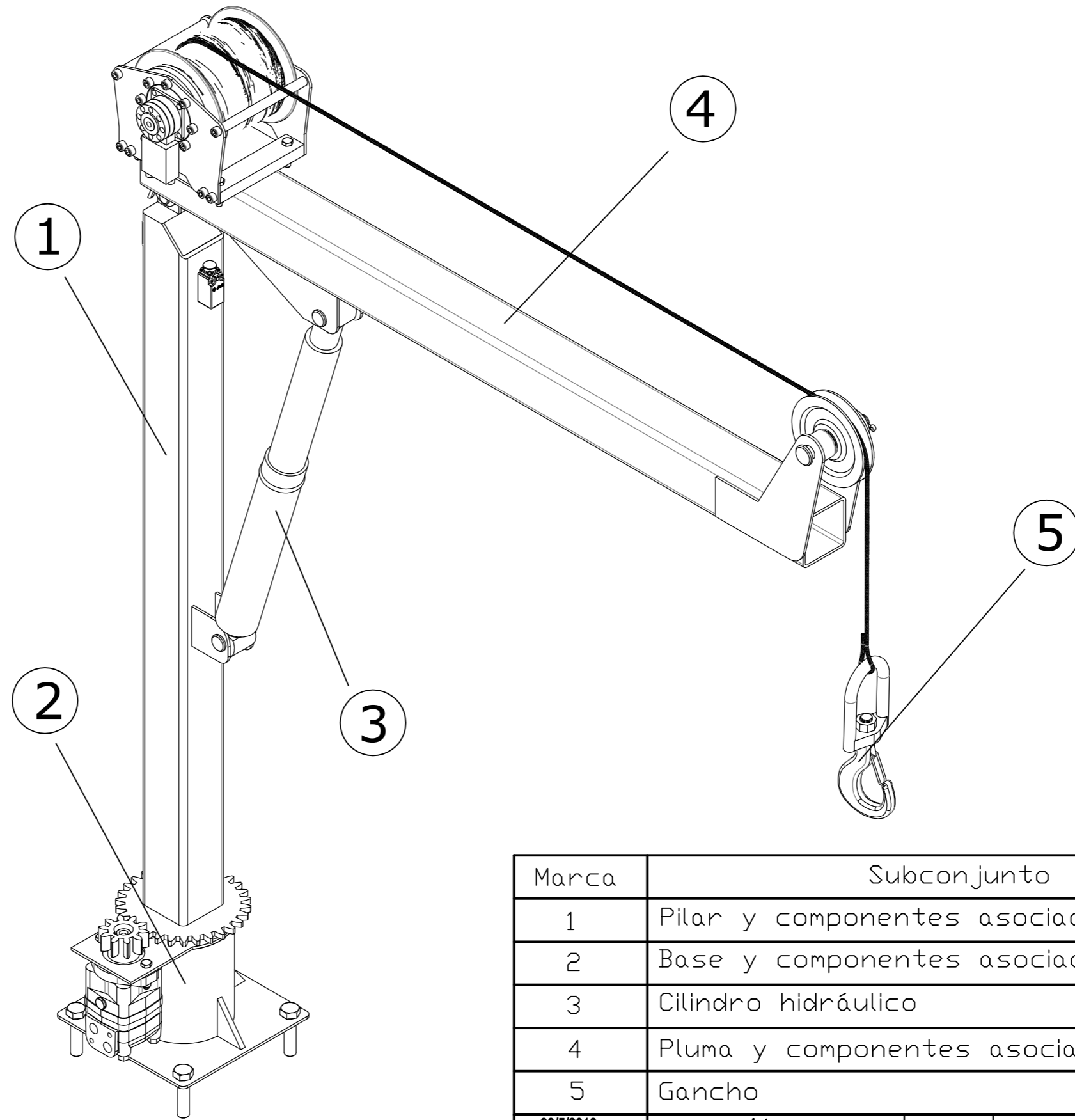
PLANOS


Autor: Marcos Hernández López
Tutor: Andrés Muñoz de Dios Rodríguez
Junio 2018

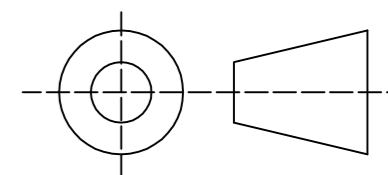
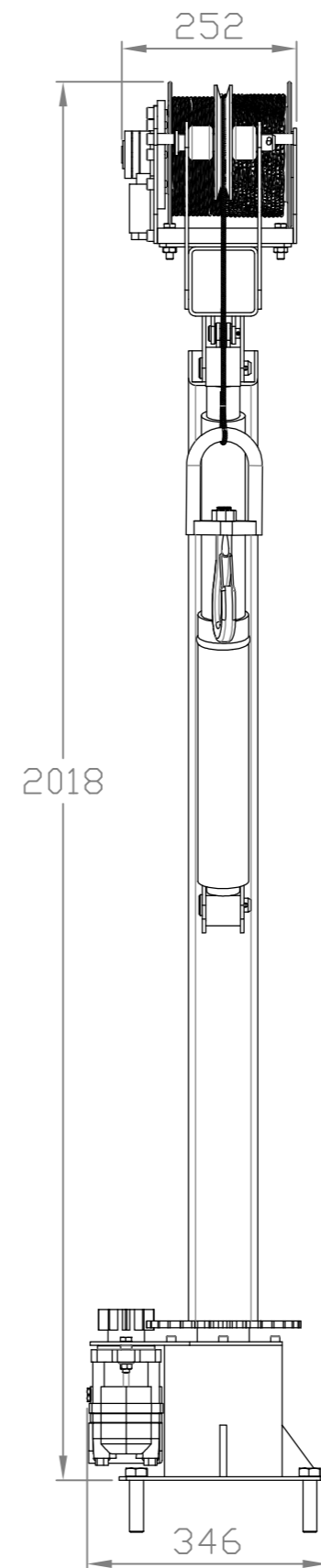
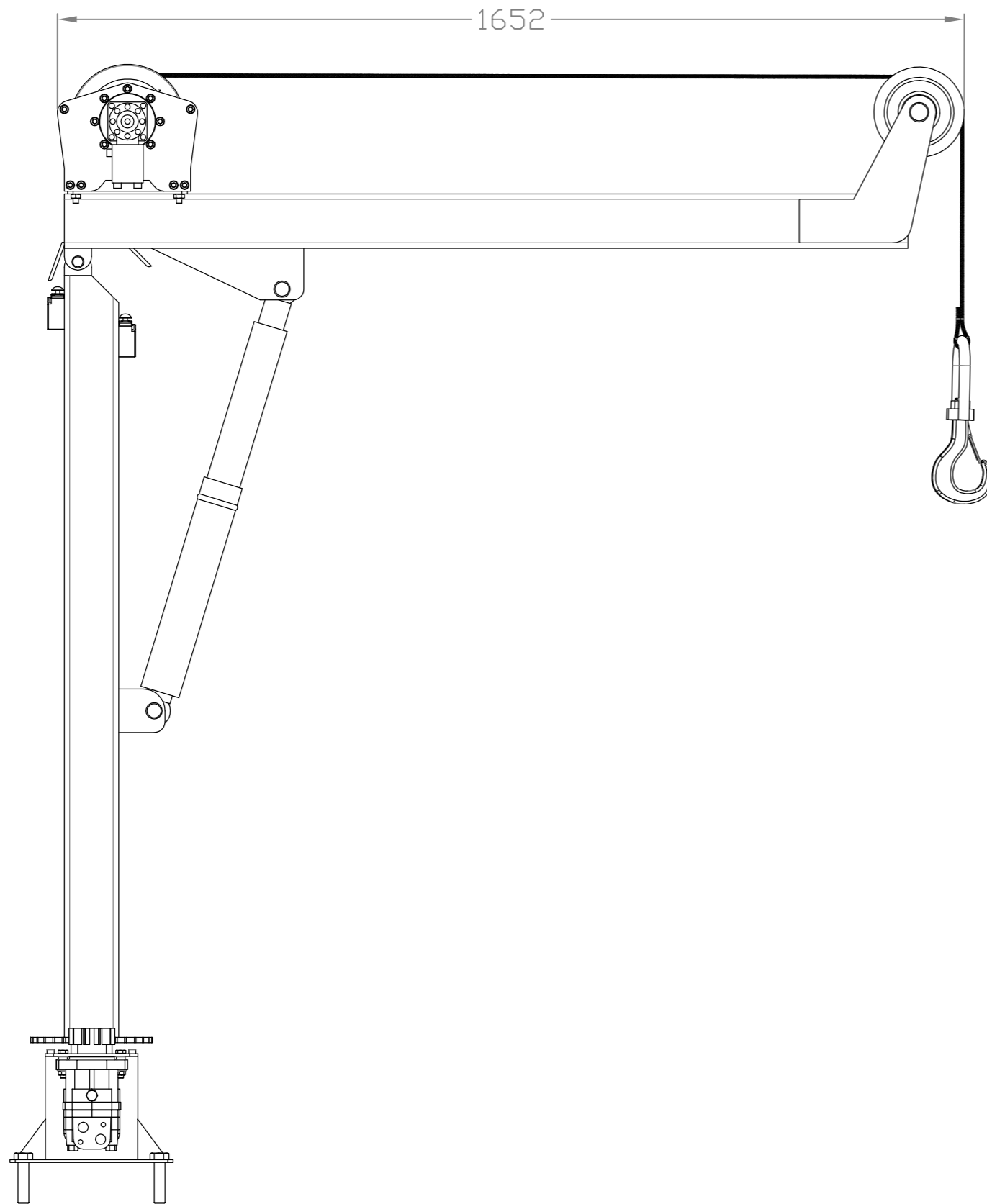
Índice de planos


3.0 Grúa. Subconjuntos	168
3.0.1 Grúa. Dimensiones generales	169
3.1 Subconjunto explosionado. Pluma	170
3.1.1 Pluma. Listado de piezas	171
3.1.2 Disposición de los elementos de la pluma.....	172
3.1.3 Cabrestante. Dimensiones generales.....	173
3.1.4 Placa soporte cabrestante	174
3.1.5 Fin de carrera 20°	175
3.1.6 Placa unión pluma-pilar	176
3.1.7 Placa unión actuador-pluma	177
3.1.8 Perfil cuadrado 100x100x5 pluma.....	178
3.1.9 Placa polea.....	179
3.1.10 Espaciador polea.....	180
3.1.11 Polea Dynamic Oil	181
3.1.12 Final de carrera -45°	182
3.2 Subconjunto explosionado.....	183
3.2.0 Disposición de los elementos del pilar	184
3.2.1 Placa unión pluma-pilar	185
3.2.2 Perfil cuadrado 100x100x5	186
3.2.3 Placa unión actuador-pilar	187
3.2.4 Rueda dentada	188
3.2.5 Eje cilíndrico	189
3.2.6 Fin de carrera Pizzato -20°	190
3.2.7 Fin de carrera Pizzato -45°	191
3.3 Subconjunto explosionado. Base	192
3.3.1 Disposición de los elementos de la base	193
3.3.2 Placa soporte	194
3.3.3 Espaciador motor hidráulico	195
3.3.4 Rodamiento de bolas de contacto angular SKF	196
3.3.5 Motor hidráulico HANSA TMP Serie 200	197

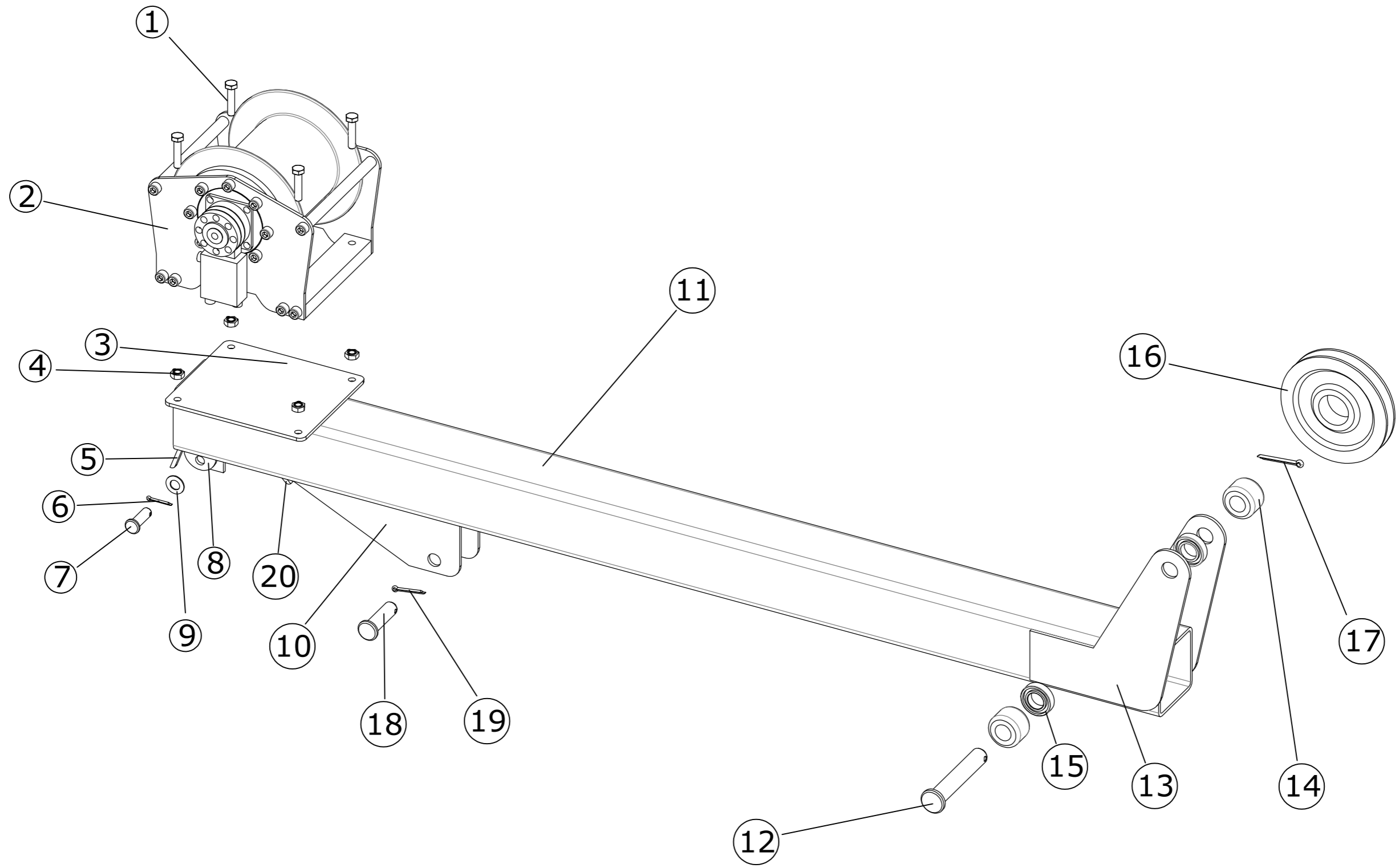
3.3.6 Cabrestante	198
3.3.7 Transmisor de fuerza axial	199
3.3.8 Rodamiento de bolas de contacto angular SKF	200
3.3.9 Anillo inferior	201
3.3.10 Base metálica.....	202
3.3.11 Piñón motor hidráulico	203
3.4 Gancho Dynamic Oil GSC 1500	204
3.5 Cilindro hidráulico.....	205



Marca	Subconjunto	
1	Pilar y componentes asociados	
2	Base y componentes asociados	
3	Cilindro hidráulico	
4	Pluma y componentes asociados	
5	Gancho	
30/5/2018	Autor	
Nombre	Marcos	
Apellidos	Hernández López	
Id. s. normas	UNE-EN-DIN	
		E.S.I.T.
		Grado Ingeniería Mecánica
		Universidad de La Laguna
ESCALA: 1:8	Grúa. Subconjuntos	Nº P.: 3.0




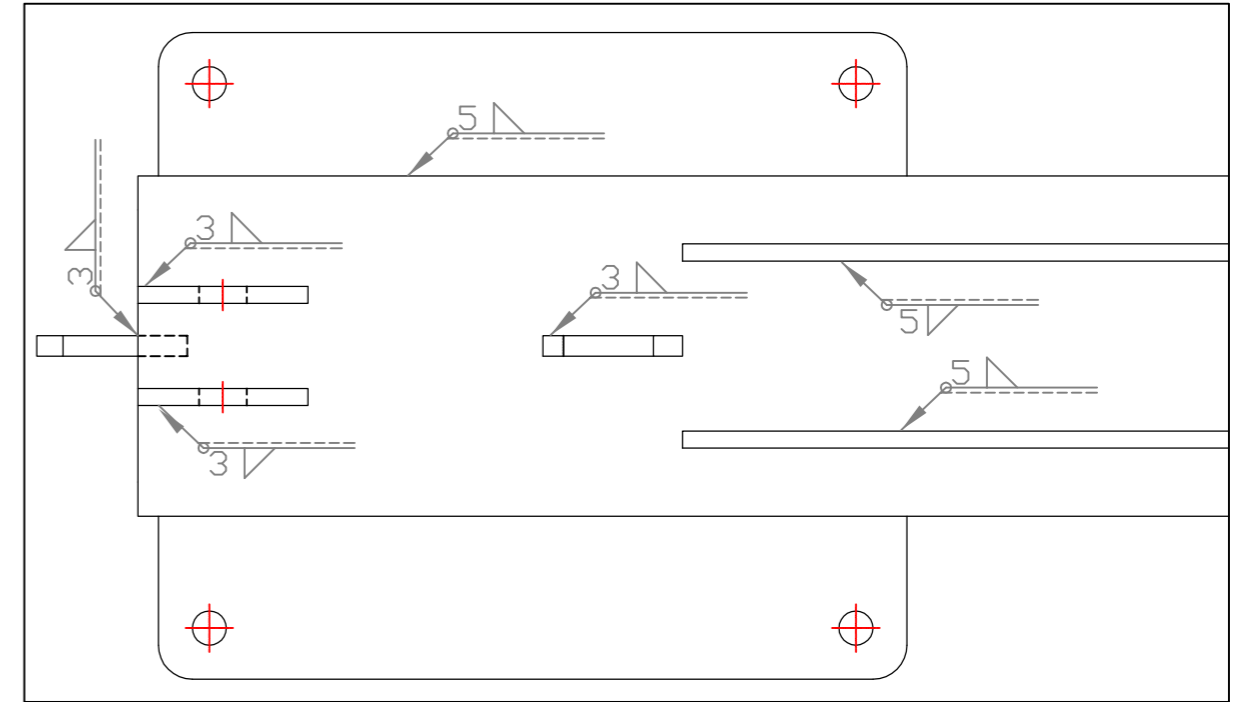
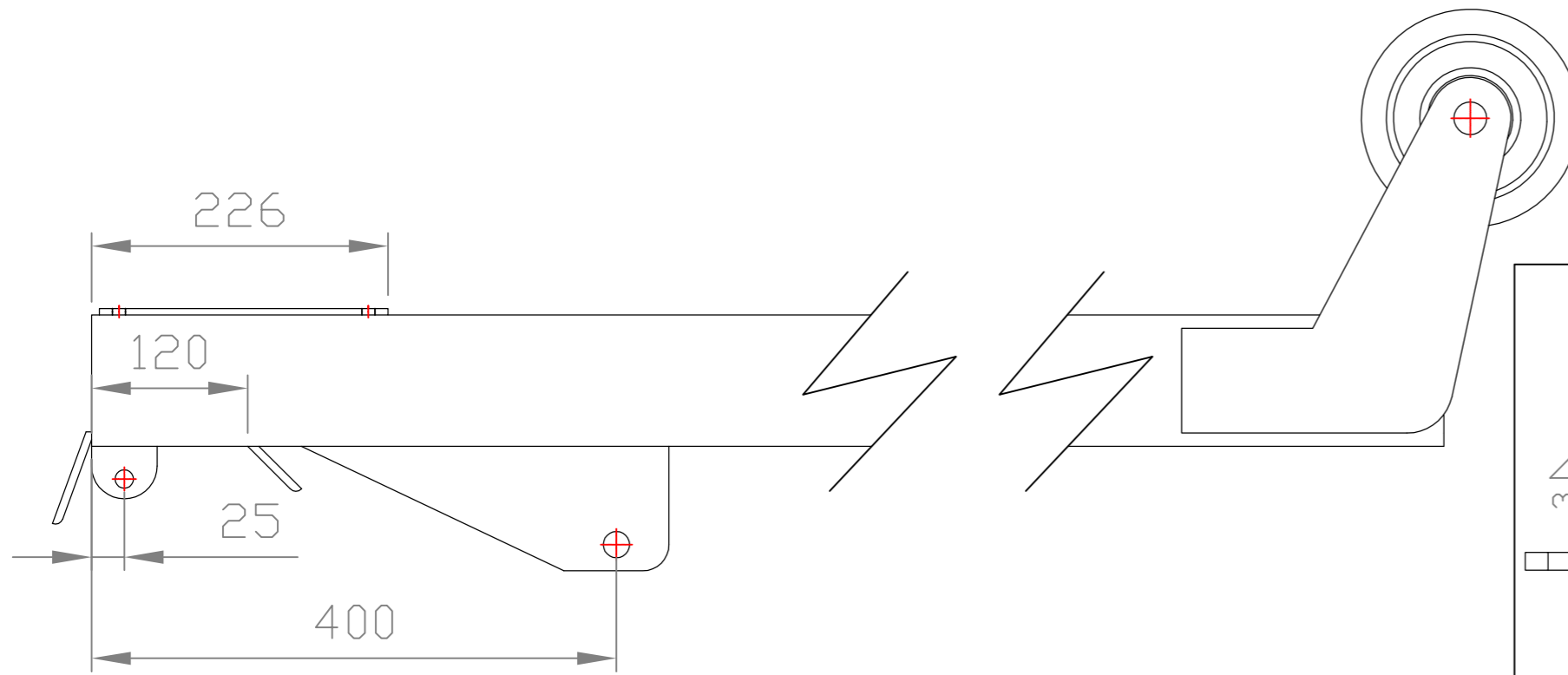
30/5/2018	Autor		E.S.I.T.
Nombre	Marcos		Grado Ingeniería Mecánica
Apellidos	Hernández López		Universidad de La Laguna
Id. s. normas	UNE-EN-DIN		
ESCALA: 1:10	Grúa. Dimensiones generales		Nº P.: 3.0.1



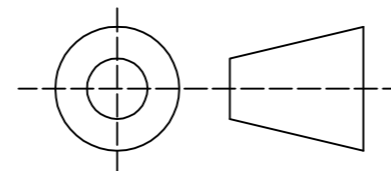
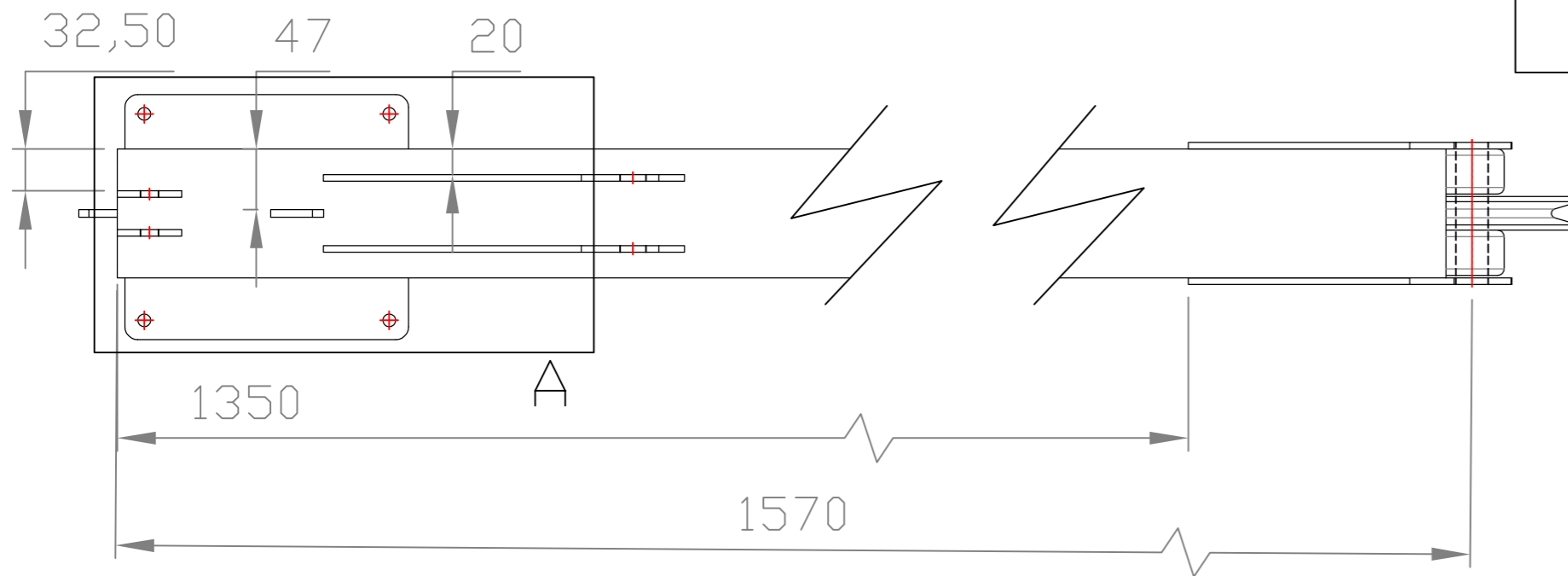
Grúa ligera con actuadores hidráulicos			
30/5/2018	Autor	ULL Universidad de La Laguna	E.S.I.T. Grado Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
Nombre	Marcos		
Apellidos	Hernández López		
Id. s. normas	UNE-EN-DIN		
ESCALA: 1:6	Subconjunto explosionado. Pluma.		Nº P.: 3.1


Marca	Nº Piezas	Norma	Designación	Material
1	4	DIN EN 24014	Tornillos anclaje cabrestante	Acero para tornillos grado 6.8
2	1		Cabrestante Argano A11	
3	1		Placa anclaje cabrestante	S275-JR
4	4	DIN 929	Tuerca anclaje cabrestante	Acero para tornillos grado 6.8
5	1		Fin de carrera 20°	S275-JR
6	1	DIN 94	Horquilla pasador unión pluma-pilar	Acero para bulones clase C40
7	1	DIN EN 22341	Pasador unión pluma-pilar	Acero para bulones clase C40
8	2		Placa unión pluma-pilar	S275-JR
9	2	DIN 137	Arandela unión pluma-pilar	Baquelita
10	2		Placa unión actuador-pluma	S275-JR
11	1		Perfil cuadrado 100x100x5 pluma	S275-JR
12	1	DIN EN 22341	Pasador polea	Acero para bulones clase C40
13	2		Placa polea	S275-JR
14	2		Espaciador polea	Baquelita
15	2	DIN 625-6005	Rodamiento de bolas SKF	
16	1		Polea Dynamic Oil	Acero F-311
17	1	DIN 94	Horquilla pasador polea	Acero para bulones clase C40
18	1	DIN EN 22341	Pasador unión actuador-pluma	Acero para bulones clase C40
19	1	DIN 94	Horquilla pasador unión actuador-pluma	Acero para bulones clase C40
20	1		Fin de carrera -45°	S275-JR

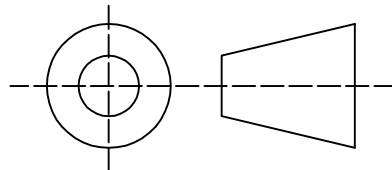
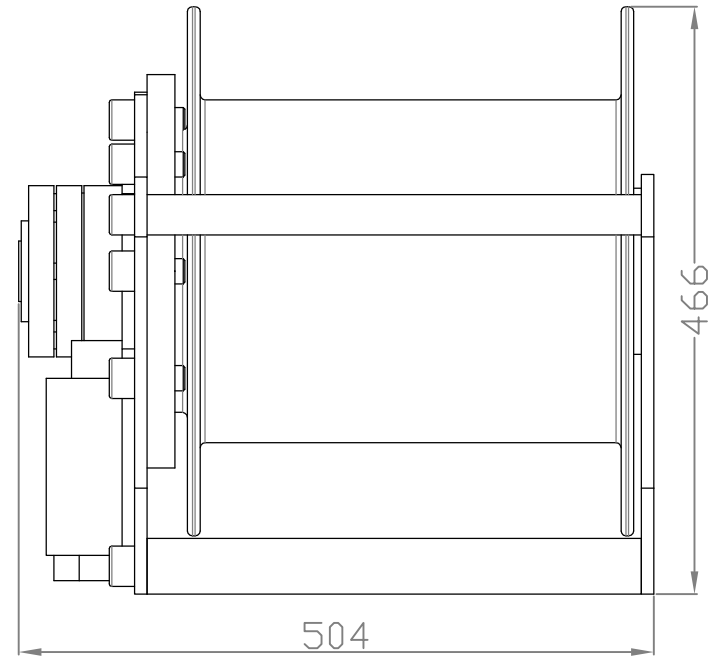
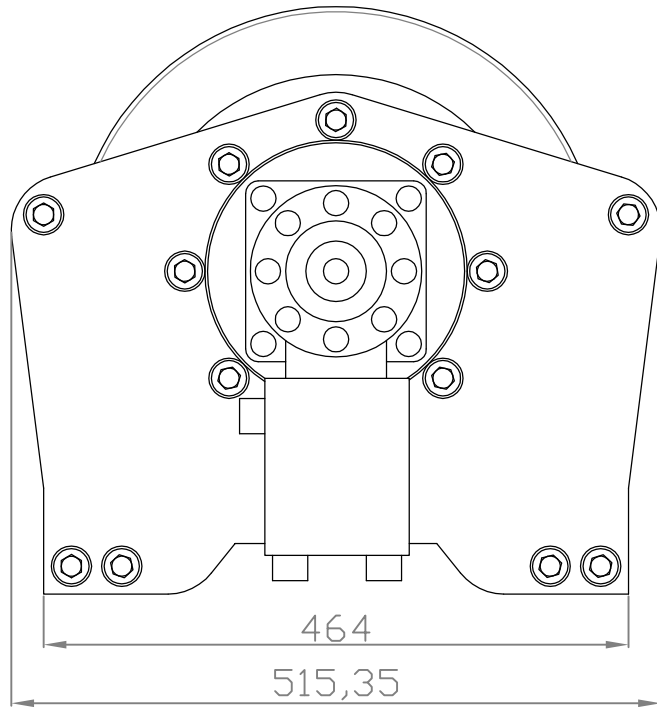
30/5/2018	Autor		E.S.I.T. Grado Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
Nombre	Marcos		
Apellidos	Hernández López		
Id. s. normas	UNE-EN-DIN		
ESCALA: S/E	Pluma. Listado de piezas.		Nº P.: 3.1.1




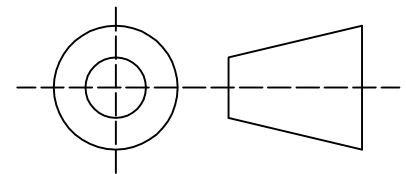
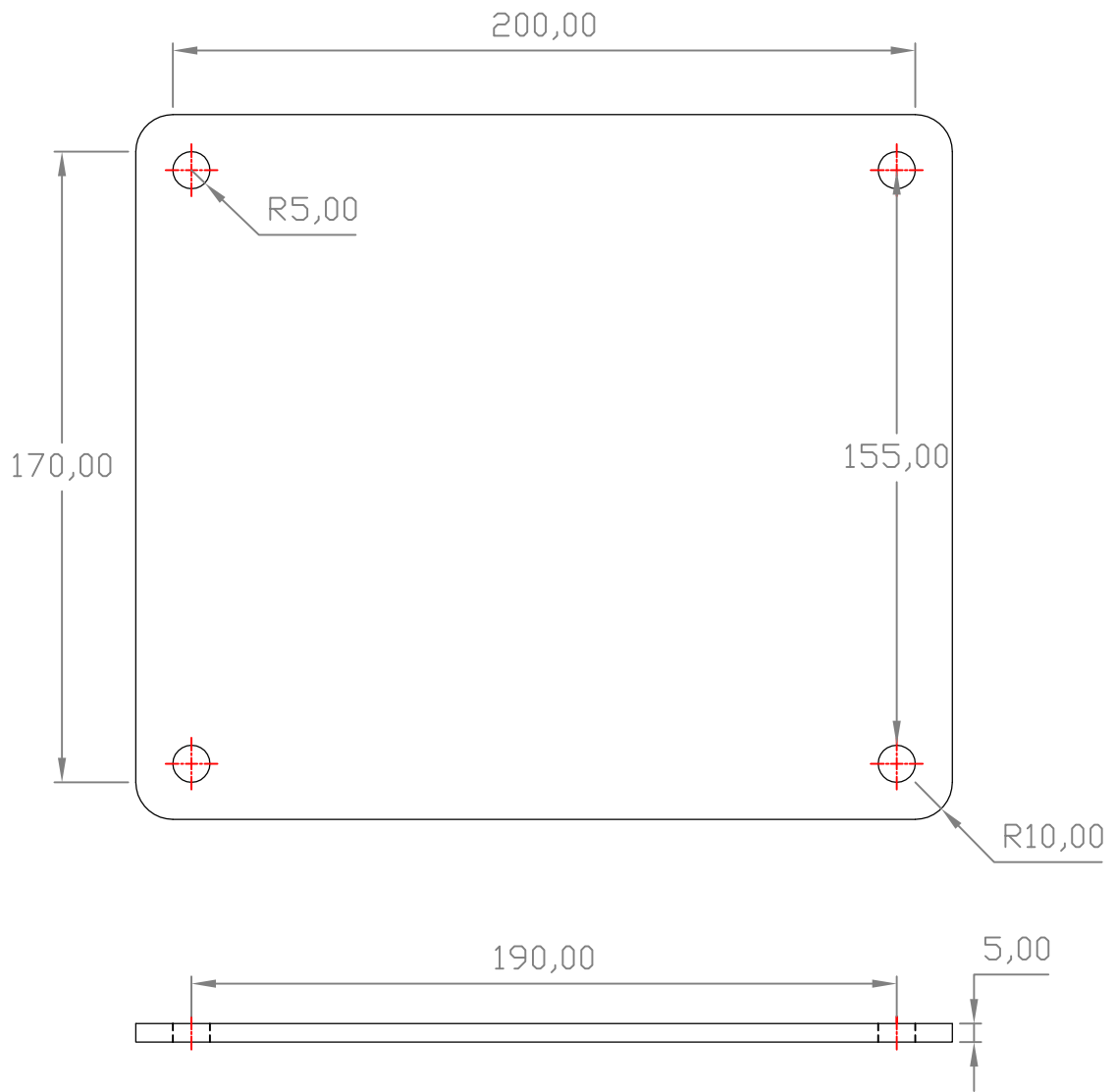
Detalle A
Escala 1:2




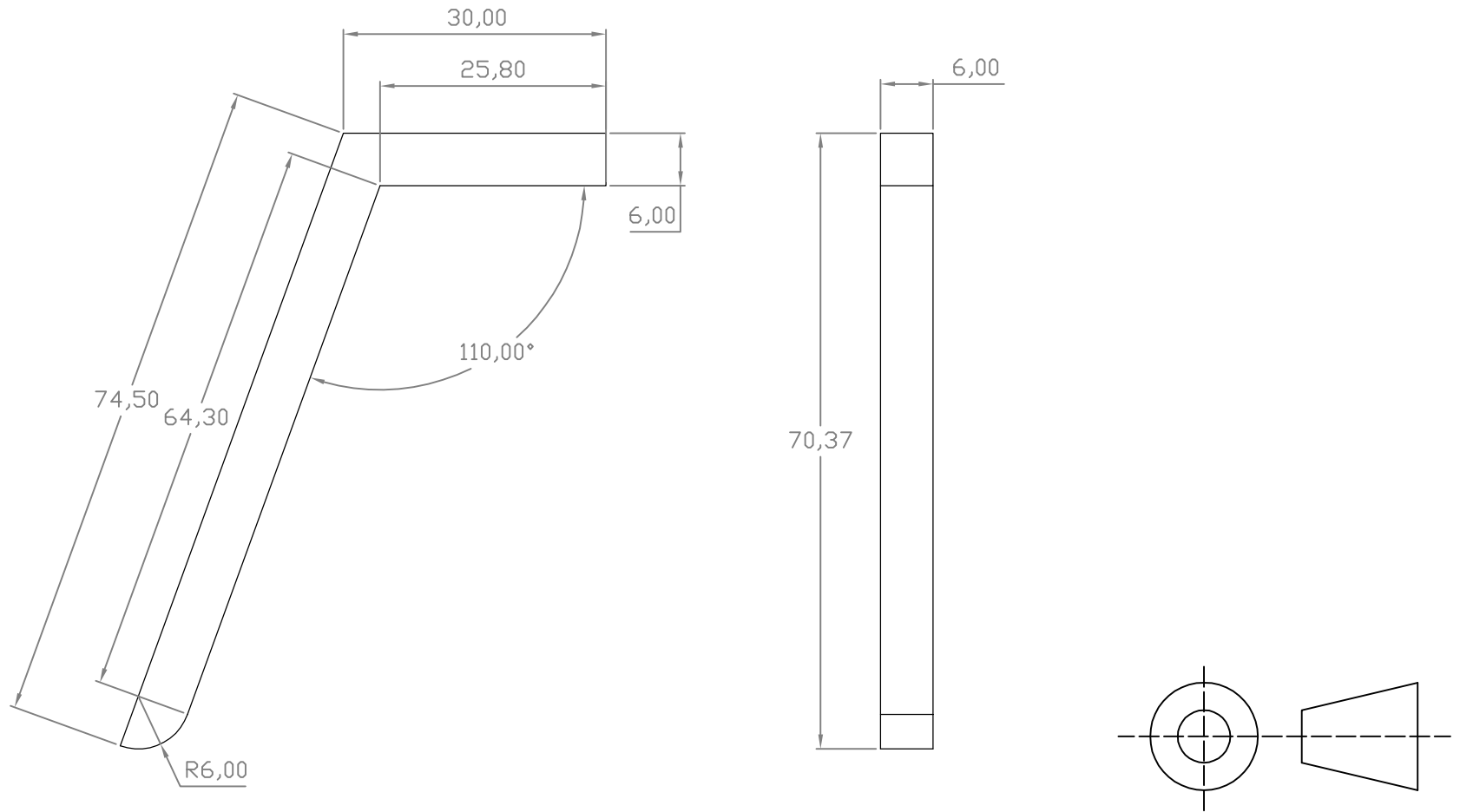
30/5/2018	Autor		E.S.I.T.
Nombre	Marcos		Grado Ingeniería Mecánica
Apellidos	Hernández López		Universidad de La Laguna
Id. s. normas	UNE-EN-DIN		
ESCALA: 1:5	Disposición de los elementos de la pluma		Nº P.: 3.1.2




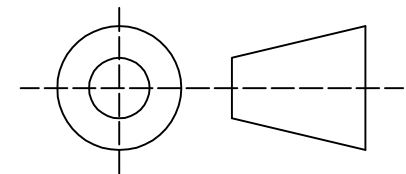
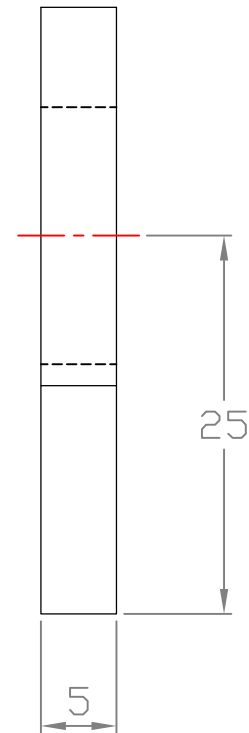
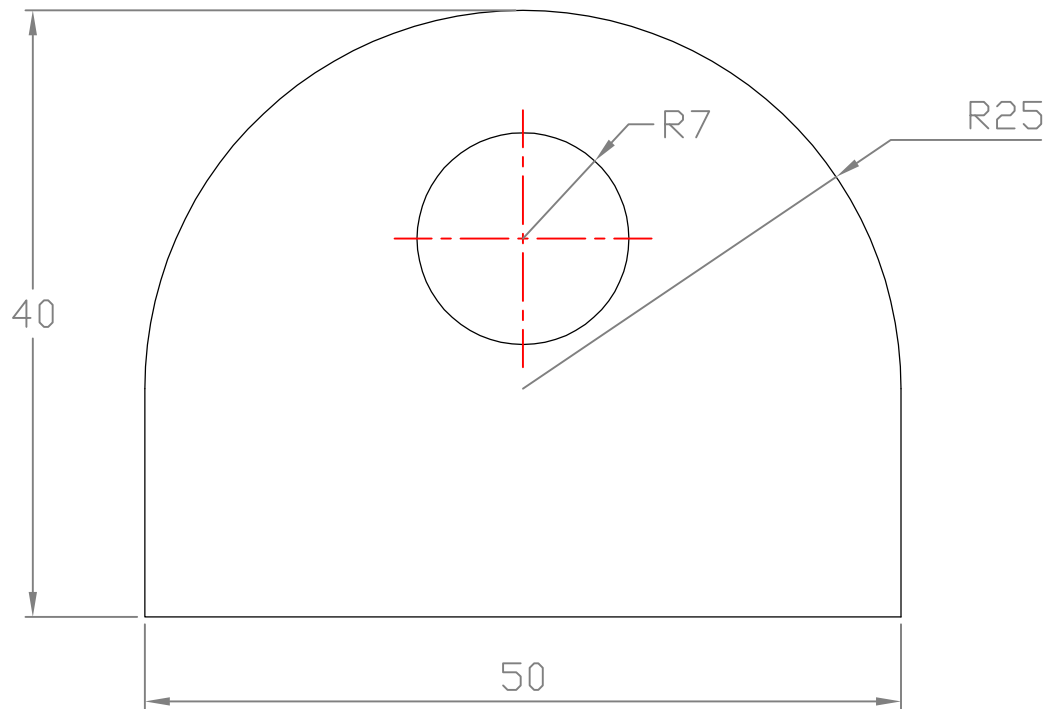
Marca	Nº Piezas	Norma	Designación	Material
2	1		Cabrestante Argano A11	
30/5/2018	Autor		 Universidad de La Laguna	E.S.I.T. Grado Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
Nombre	Marcos			
Apellidos	Hernández López			
Id. s. normas	UNE-EN-DIN			
ESCALA: 1:6	Cabrestante			Nº P.: 3.1.3




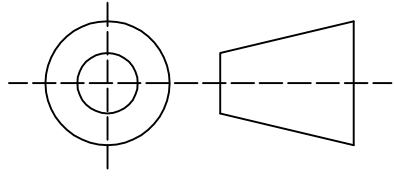
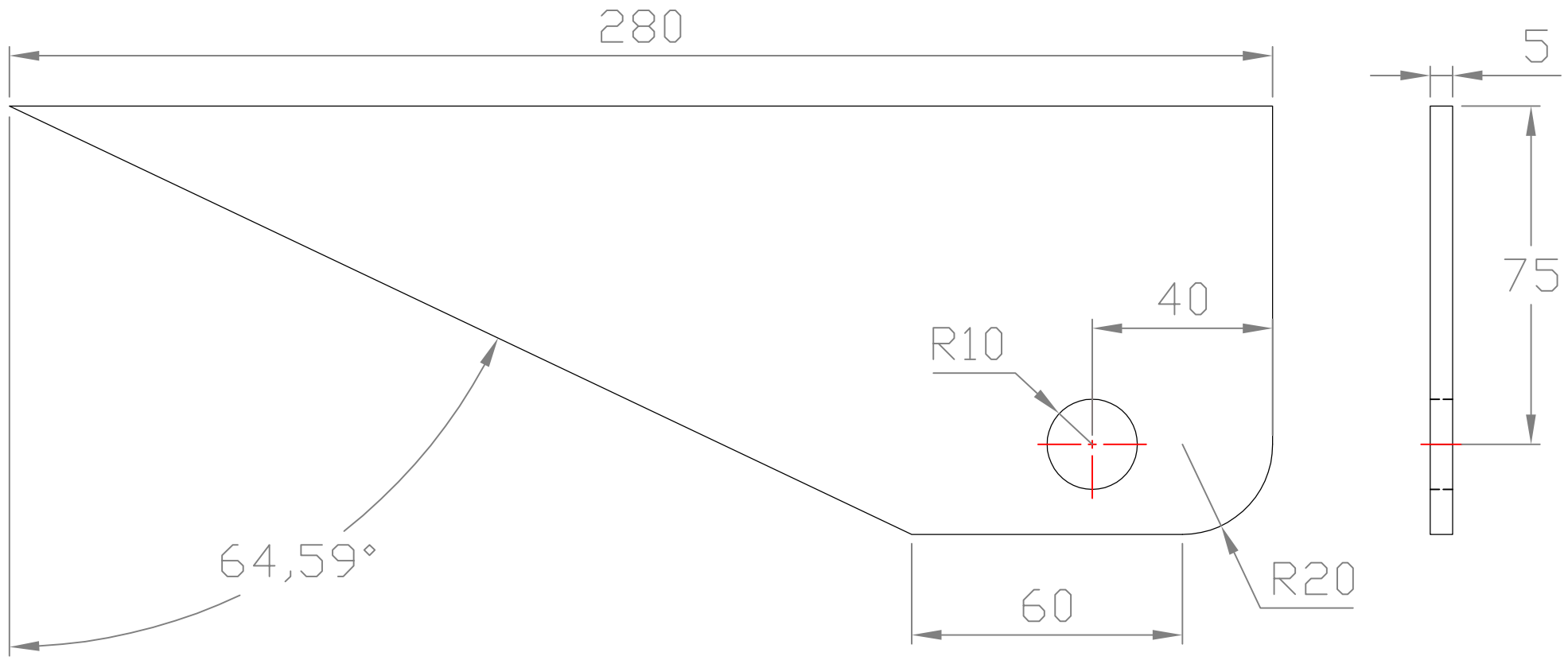
Marca	Nº Piezas	Norma	Designación	Material
3	1			S275-JR
30/5/2018	Autor			E.S.I.T. Grado Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
Nombre	Marcos			
Apellidos	Hernández López			
Id. s. normas	UNE-EN-DIN			
ESCALA: 1:2	Placa soporte cabrestante			Nº P.: 3.1.4




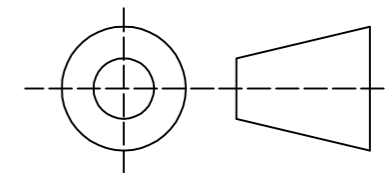
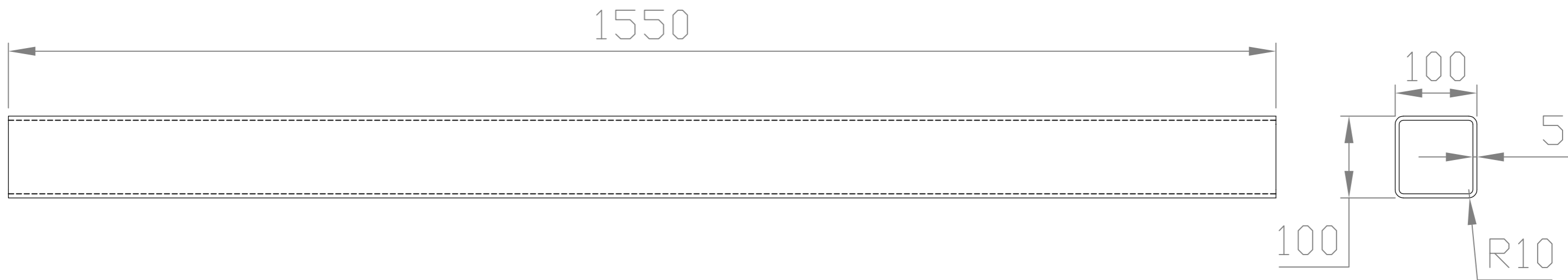
Marca	Nº Piezas	Norma	Designación	Material
5	1		Fin de carrera 20°	S275-JR
30/5/2018	Autor		 Universidad de La Laguna	E.S.I.T. Grado Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
Nombre	Marcos			
Apellidos	Hernández López			
Id. s. normas	UNE-EN-DIN			
ESCALA: 3:2	Fin de carrera 20°			Nº P.: 3.15




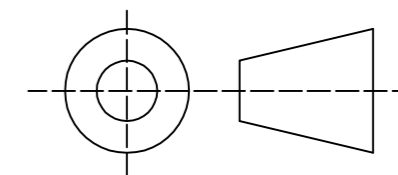
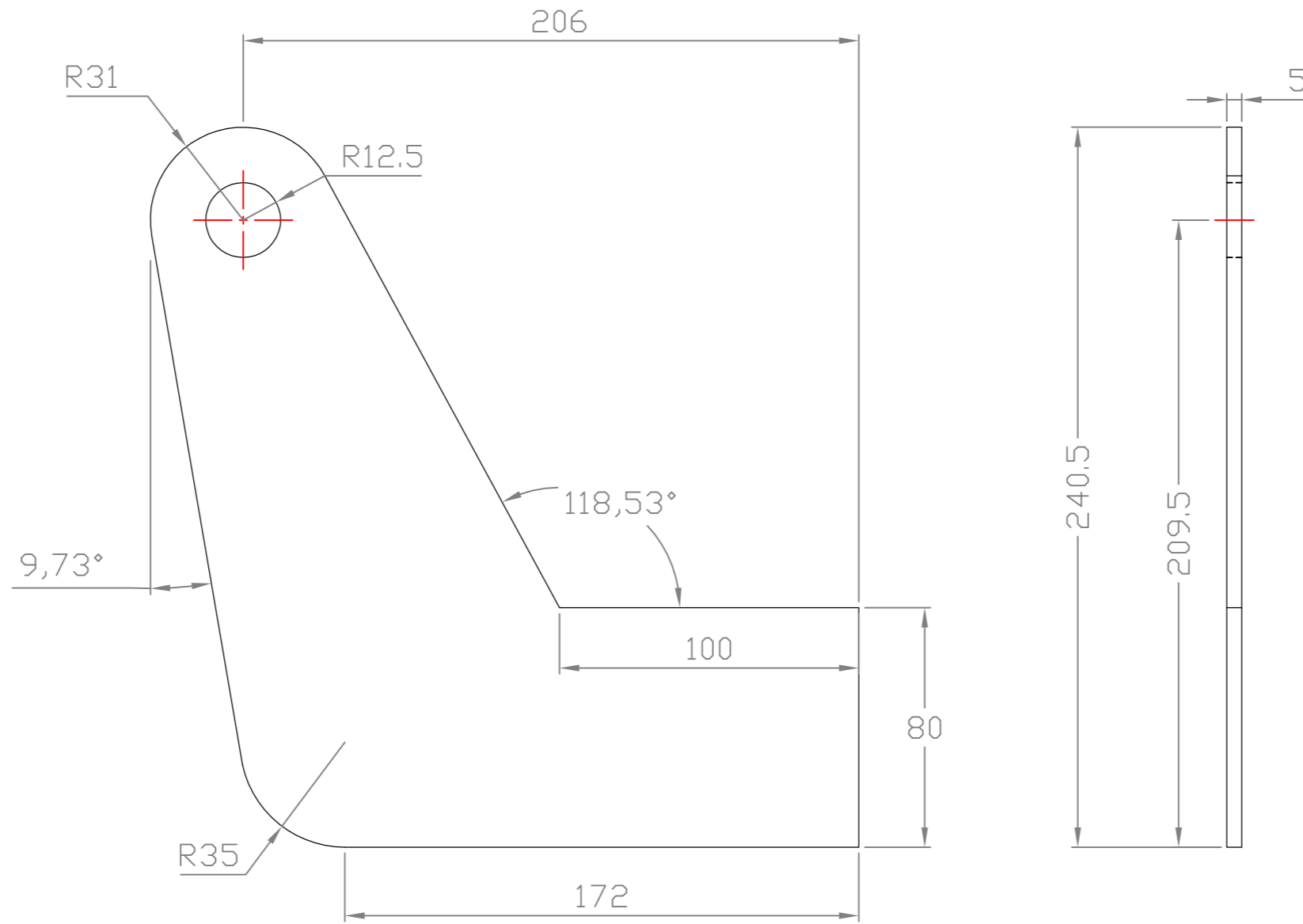
Marca	Nº Piezas	Norma	Designación	Material
8	2		Placa unión pluma-pilar	S275-JR
30/5/2018	Autor		 Universidad de La Laguna	E.S.I.T. Grado Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
Nombre	Marcos			
Apellidos	Hernández López			
Id. s. normas	UNE-EN-DIN			
ESCALA: 2:1	Placa unión pluma-pilar			Nº P.: 3.1.6




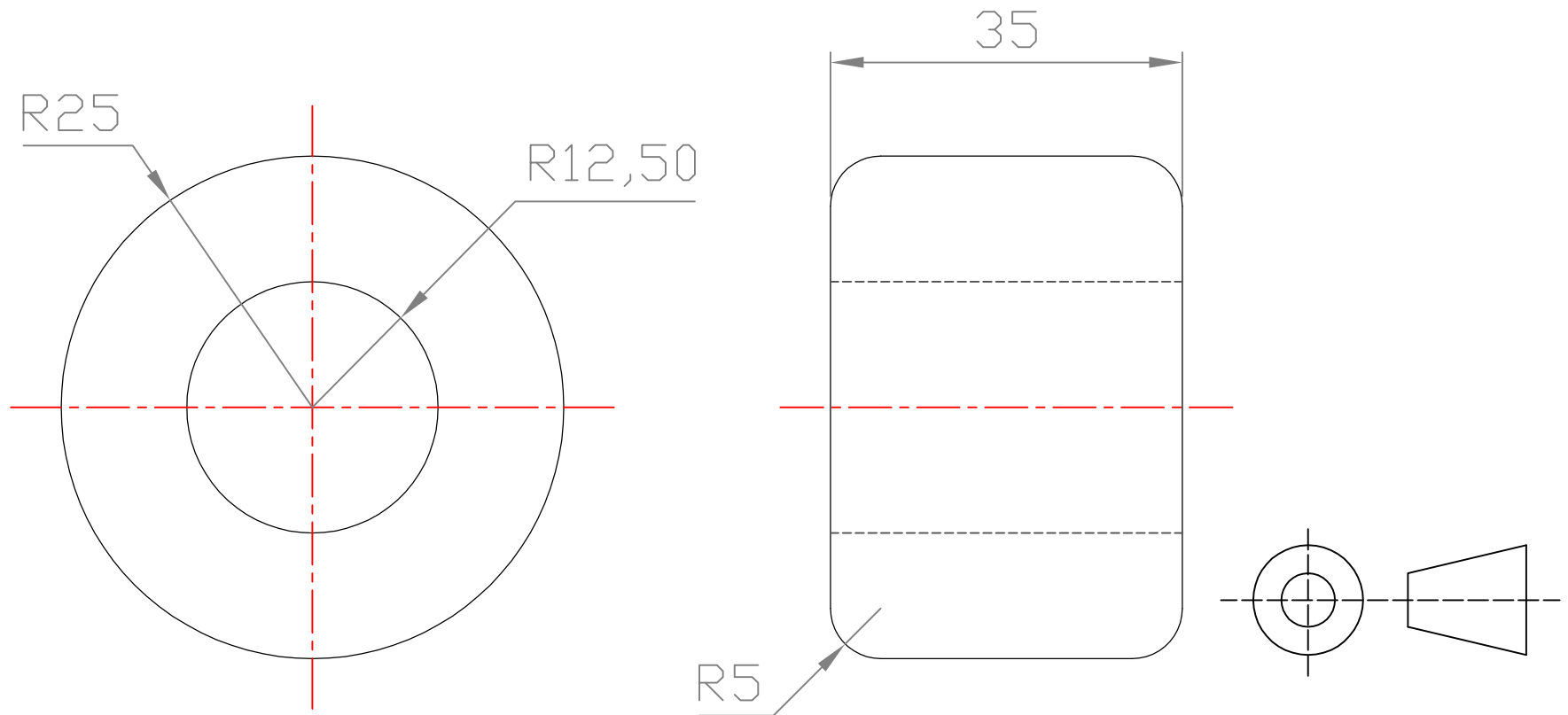
Marca	Nº Piezas	Norma	Designación	Material
10	2		Placa unión actuador-pluma	S275-JR
30/5/2018	Autor		 Universidad de La Laguna	E.S.I.T. Grado Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
Nombre	Marcos			
Apellidos	Hernández López			
Id. s. normas	UNE-EN-DIN			
ESCALA: 2:3	Placa unión actuador-pluma			Nº P.: 3.1.7




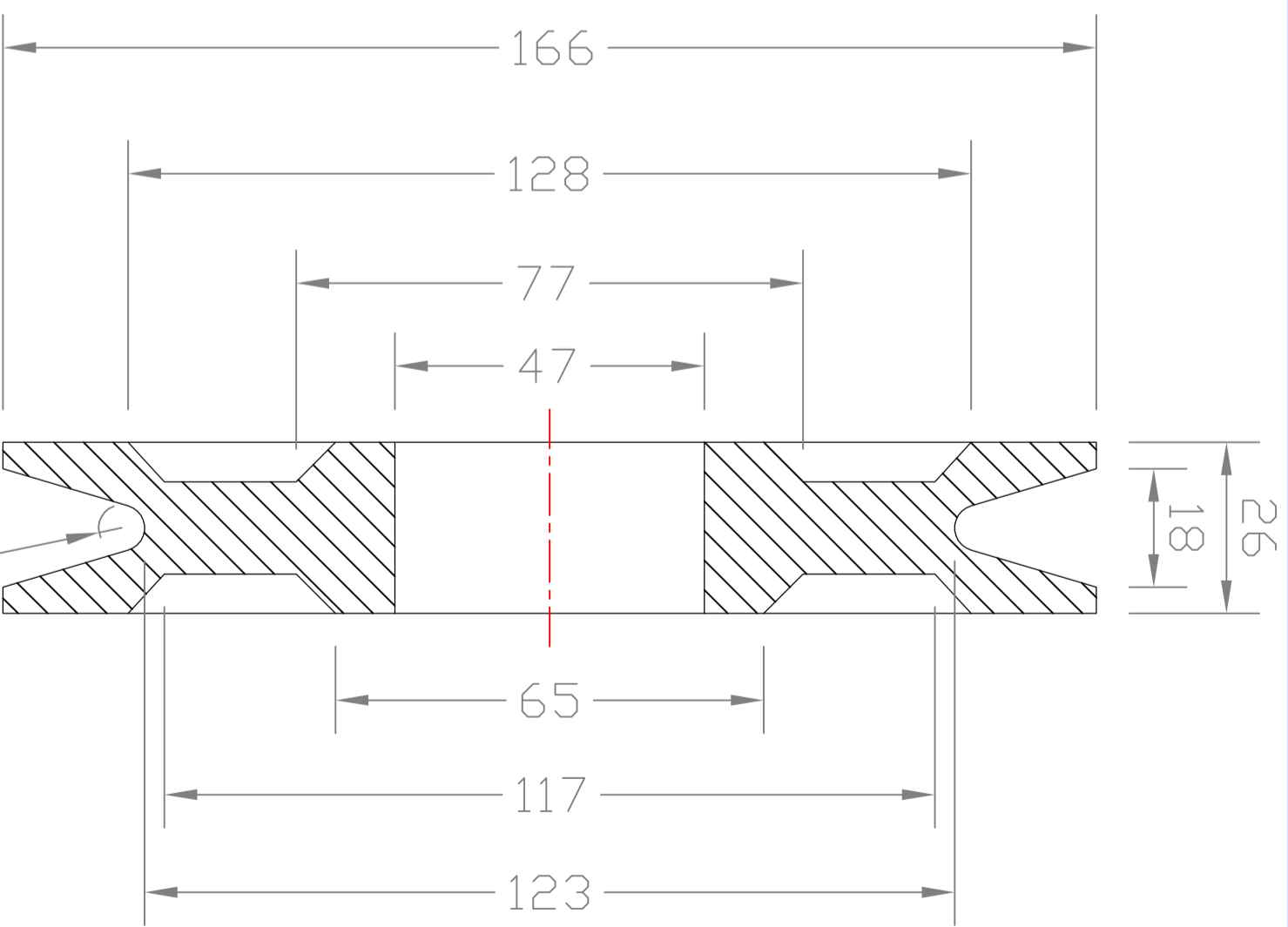
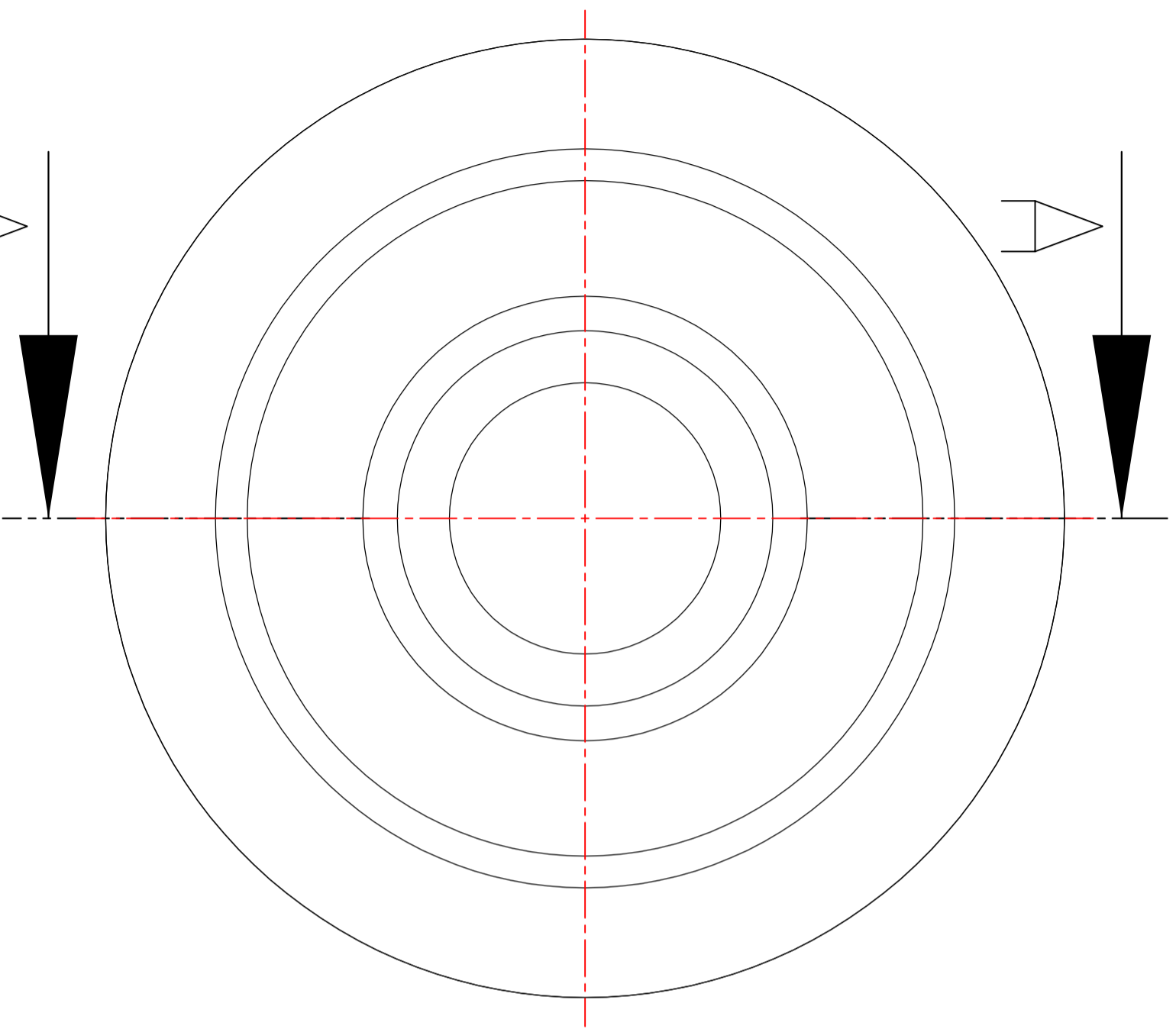
Marca	Nº Piezas	Norma	Designación	Material
11	1		Perfil cuadrado 100x100x5 pluma	S275-JR
30/5/2018	Autor		 Universidad de La Laguna	E.S.I.T. Grado Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
Nombre	Marcos			
Apellidos	Hernández López			
Id. s. normas	UNE-EN-DIN			
ESCALA: 1:5	Perfil cuadrado 100x100x5 pluma			Nº P.: 3.1.8



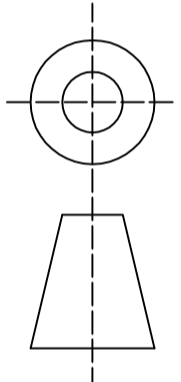
Marca	Nº Piezas	Norma	Designación	Material
13	2		Placa polea	S275-JR
30/5/2018	Autor		 Universidad de La Laguna	E.S.I.T. Grado Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
Nombre	Marcos			
Apellidos	Hernández López			
Id. s. normas	UNE-EN-DIN			
ESCALA: 1:2	Placa polea			Nº P.: 3.1.9



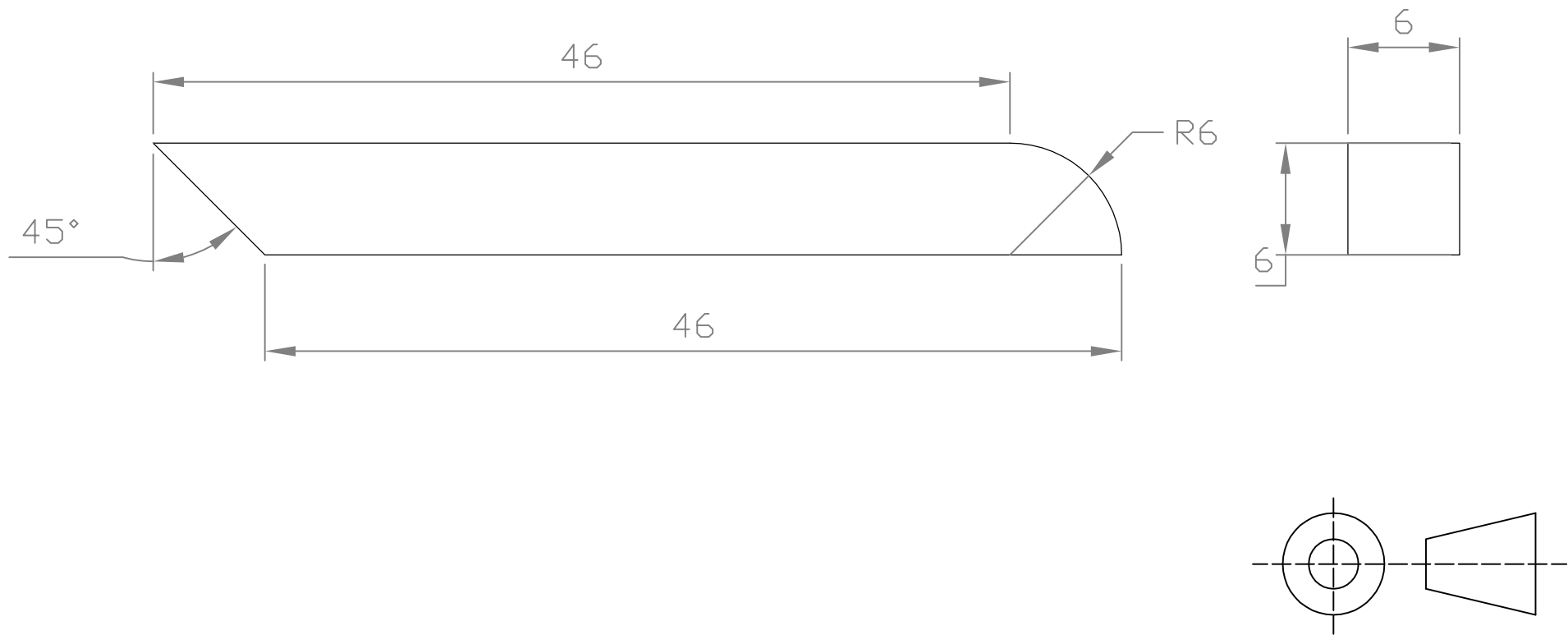
Marca	Nº Piezas	Norma	Designación	Material
14	2		Espaciador polea	Baquelita
30/5/2018	Autor		 Universidad de La Laguna	E.S.I.T. <i>Grado Ingeniería Mecánica</i> <i>Universidad de La Laguna</i>
<i>Nombre</i>	<i>Marcos</i>			
<i>Apellidos</i>	<i>Hernández López</i>			
<i>Id. s. normas</i>	<i>UNE-EN-DIN</i>			
ESCALA: 3:2	Espaciador polea			Nº P.: 3.1.10




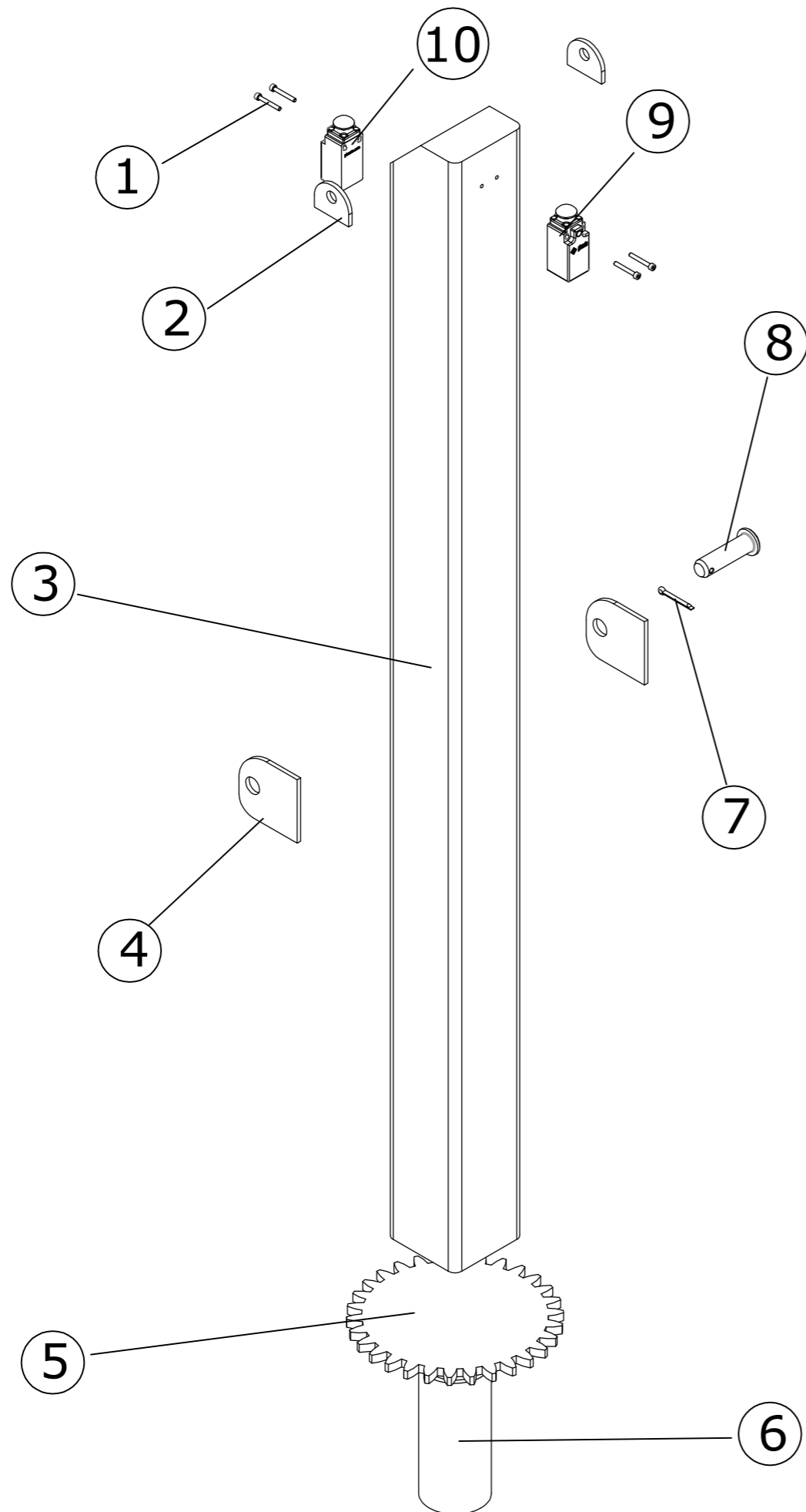
Sección A-A




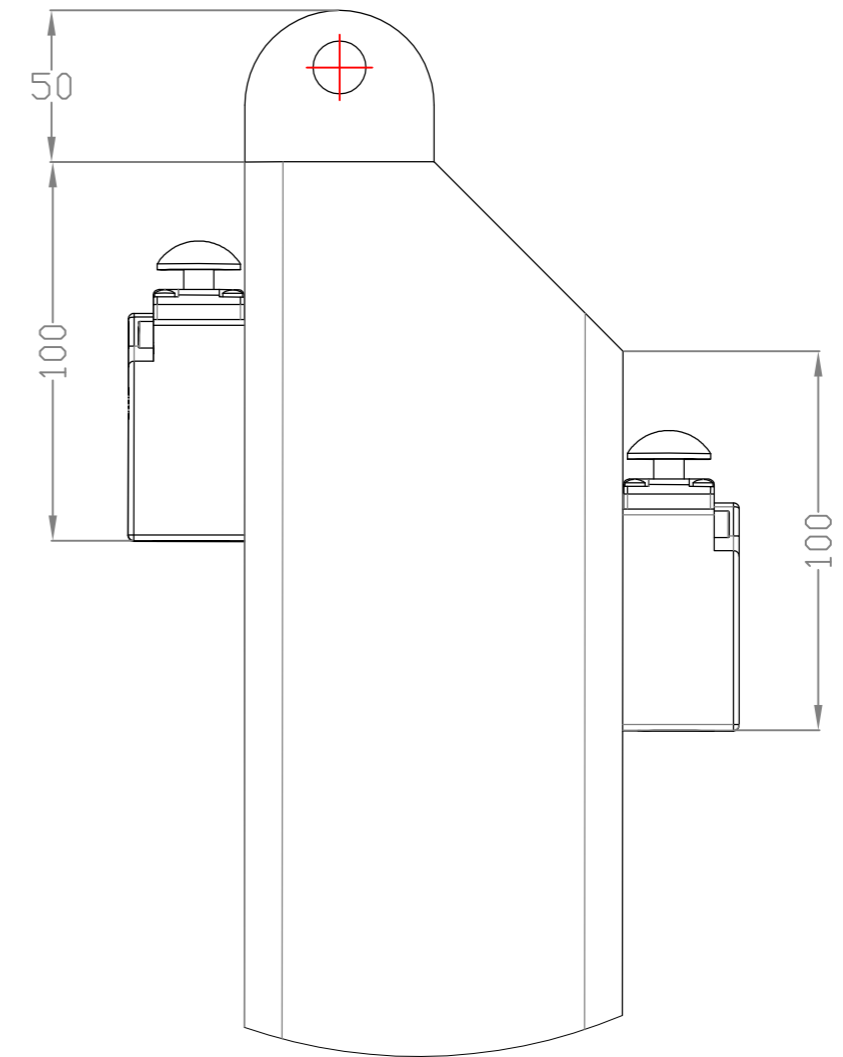
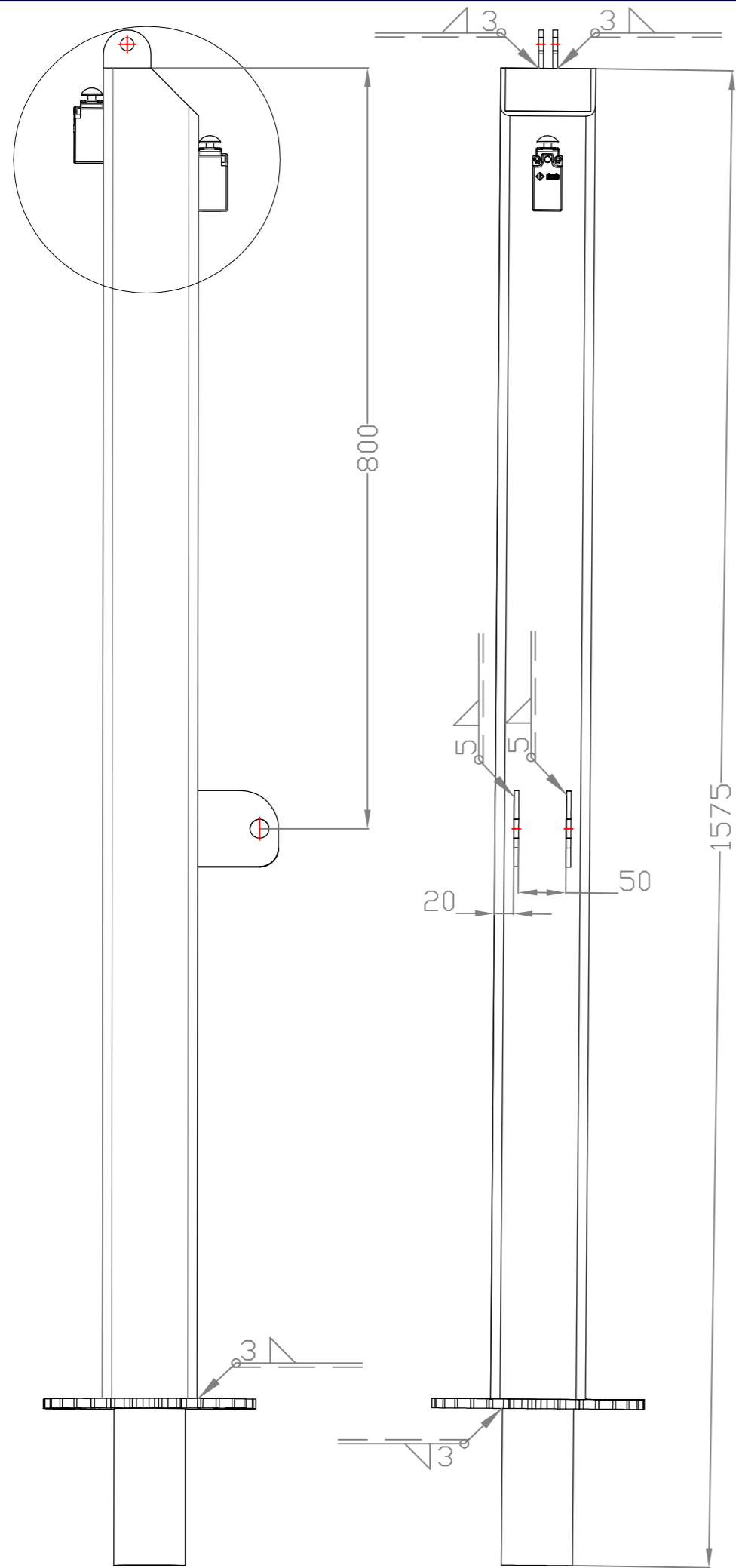
Marca	Nº Piezas	Norma	Designación	Material
16	1		Polea Dynamic Oil	Acero F-311
30/5/2018	Autor			
Nombre	Marcos			
Apellidos	Herrández López			
Id. s. normas	UNE-EN-DIN			
ES.I.T.			Grado Ingeniería Mecánica	
ULI			Universidad de La Laguna	
Polea Dynamic Oil			Universidad de La Laguna	
ESCALA: 1:1			Nº P.: 3.1.11	



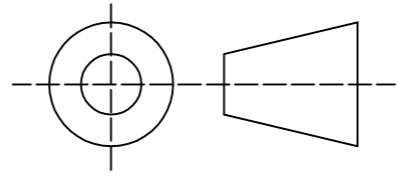
Marca	Nº Piezas	Norma	Designación	Material
20	1		Fin de carrera -45°	S275-JR
30/5/2018	Autor		 Universidad de La Laguna	E.S.I.T. Grado Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
Nombre	Marcos			
Apellidos	Hernández López			
Id. s. normas	UNE-EN-DIN			
ESCALA: 3:1	Final de carrera -45°			Nº P.: 3.1.12




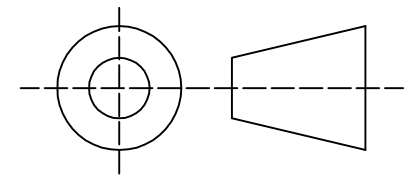
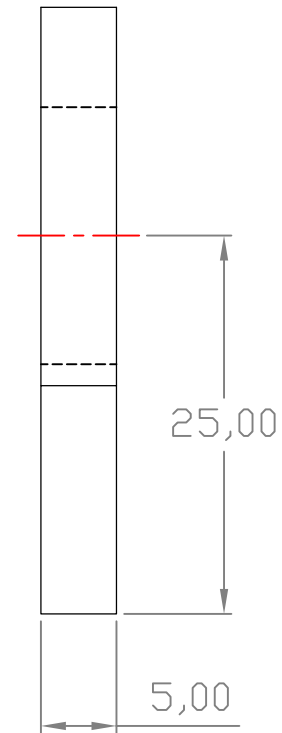
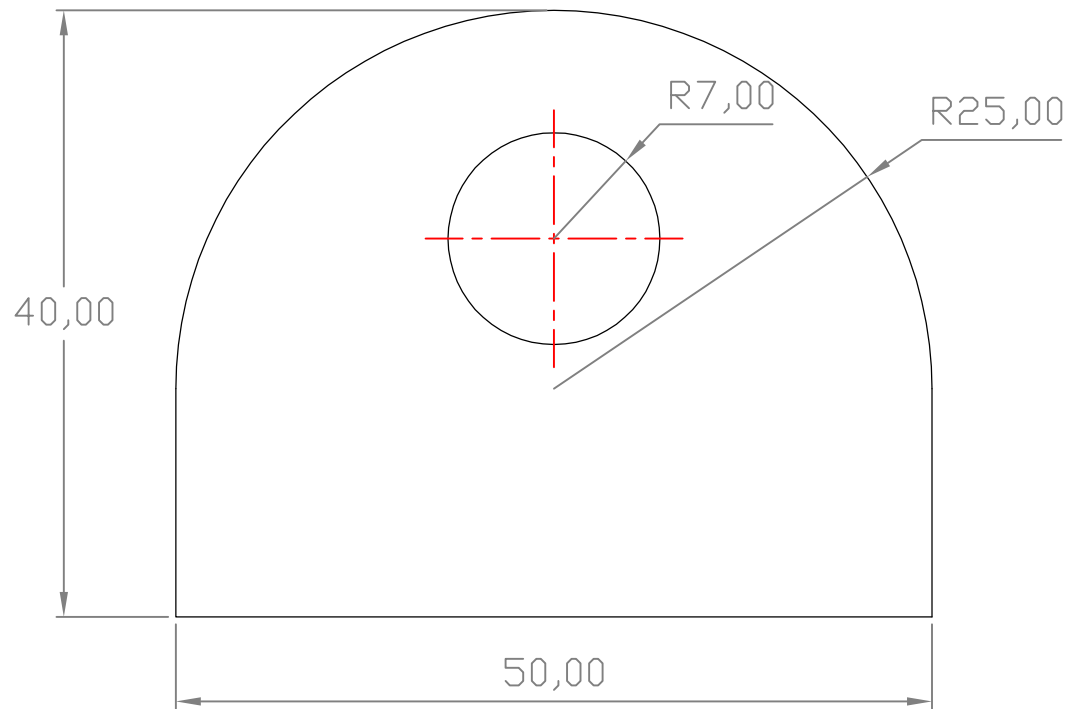
Marca	Nº Piezas	Norma	Designación	Material
1	4	DIN 912	Tornillos fin de carrera	Acero para tornillos grado 6.8
2	2		Placa unión pluma-pilar	S275-JR
3	1		Perfil cuadrado 100x100x5 pilar	S275-JR
4	2		Placa unión actuador-pilar	S275-JR
5	1		Rueda dentada	Acero F-311
6	1		Eje cilíndrico	S275-JR
7	1	DIN 94	Horquilla pasador actuador-pilar	Acero para bulones clase C40
8	1	DIN EN 22341	Pasador actuador-pilar	Acero para bulones clase C40
9	1		Final de carrera 20° Pizzato	
10	1		Final de carrera -45° Pizzato	
30/5/2018	Autor		 Universidad de La Laguna	E.S.I.T. Grado Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
Nombre	Marcos			
Apellidos	Hernández López			
Id. s. normas	UNE-EN-DIN			
ESCALA: 1:6	Subconjunto explosionado. Pilar.			Nº P.: 3.2




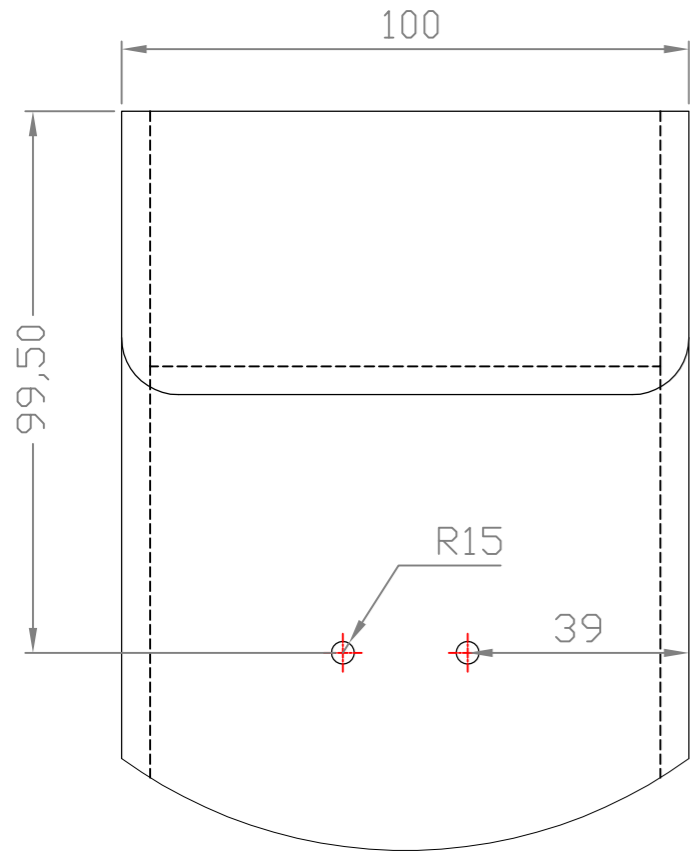
DETALLE A
ESCALA 1 : 2



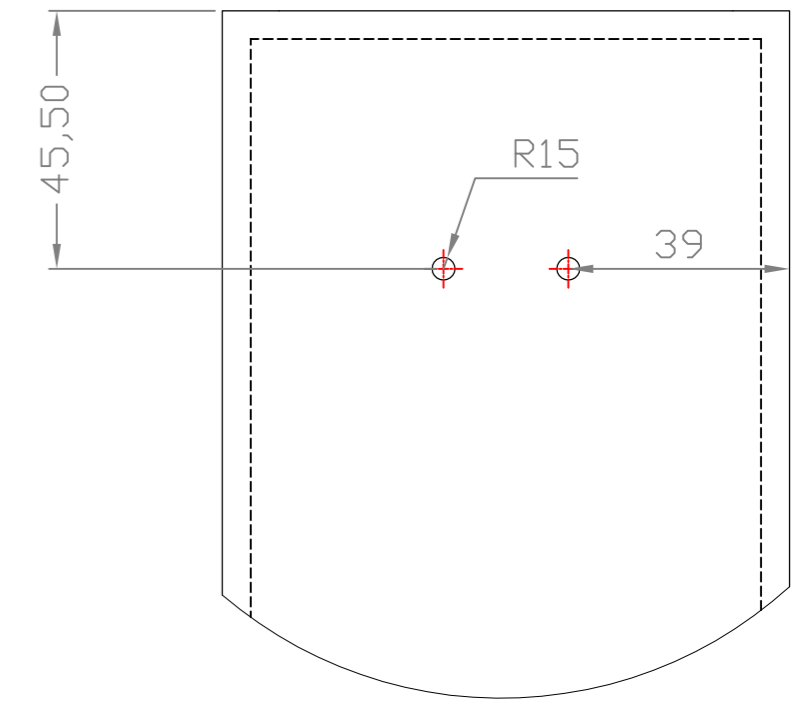
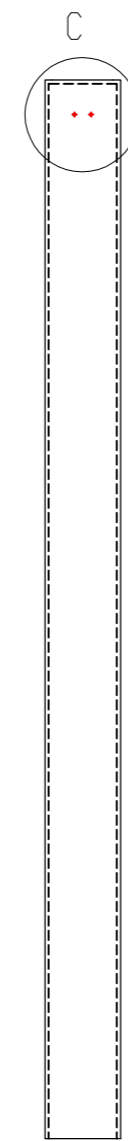
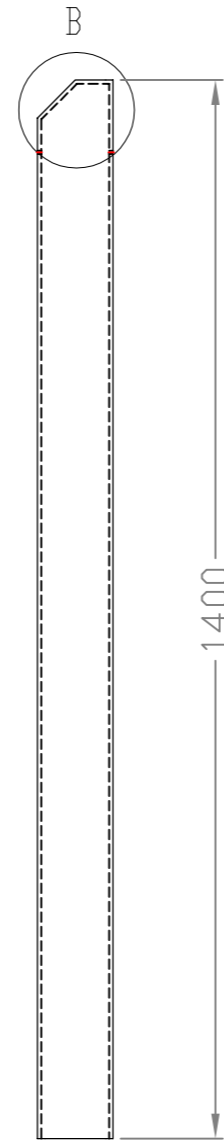
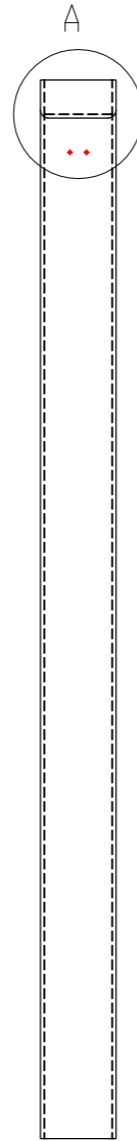
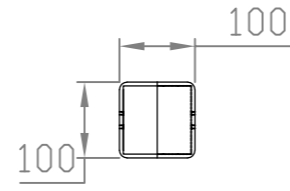
30/5/2018	Autor		E.S.I.T.
Nombre	Marcos		Grado Ingeniería Mecánica
Apellidos	Hernández López		Universidad de La Laguna
Id. s. normas	UNE-EN-DIN		
ESCALA: 1:6	Disposición de los elementos del pilar		Nº P.: 3.2.0



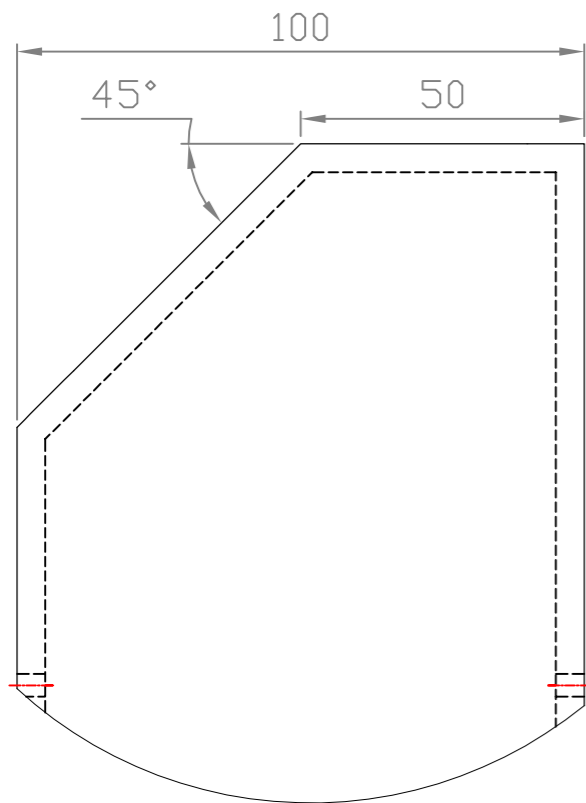
Marca	Nº Piezas	Norma	Designación	Material
2	2		Placa unión pluma-pilar	S275-JR
30/5/2018	Autor		 Universidad de La Laguna	E.S.I.T. Grado Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
Nombre	Marcos			
Apellidos	Hernández López			
Id. s. normas	UNE-EN-DIN			
ESCALA: 2:1	Placa unión pluma-pilar			Nº P.: 3.2.1



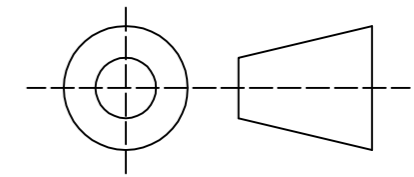
Detalle A
Escala 2:3




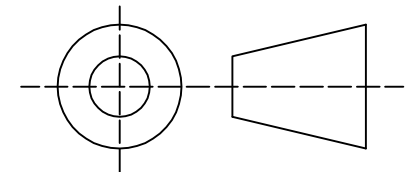
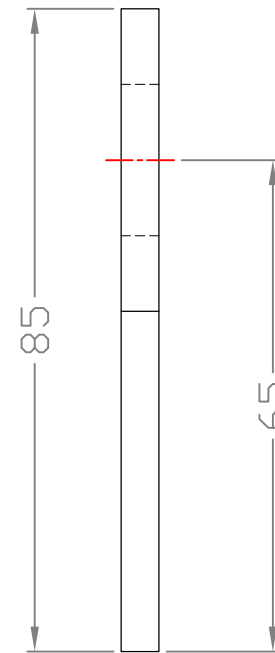
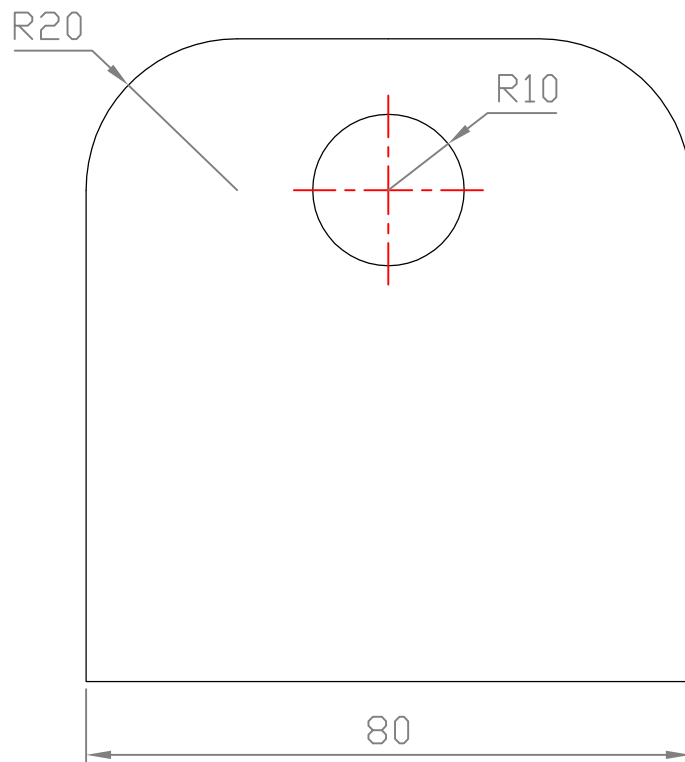
Detalle C
Escala 2:3




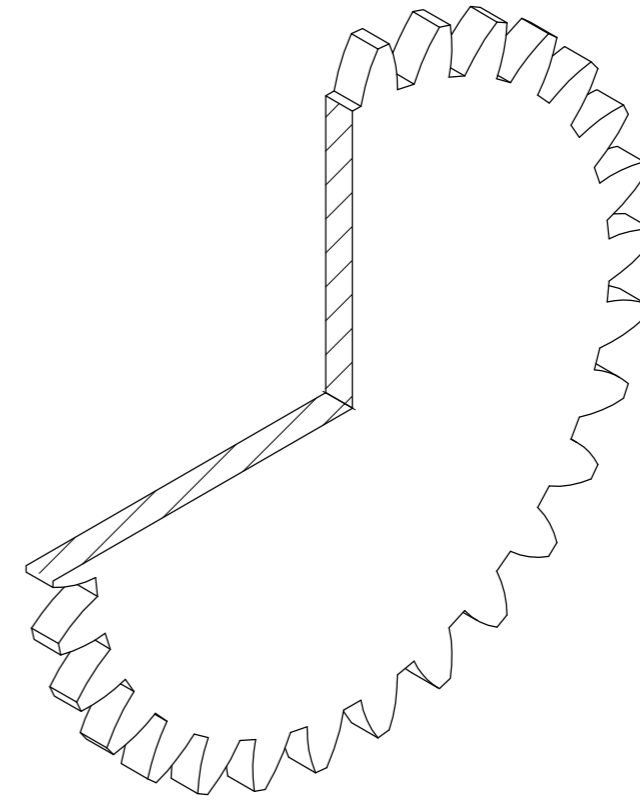
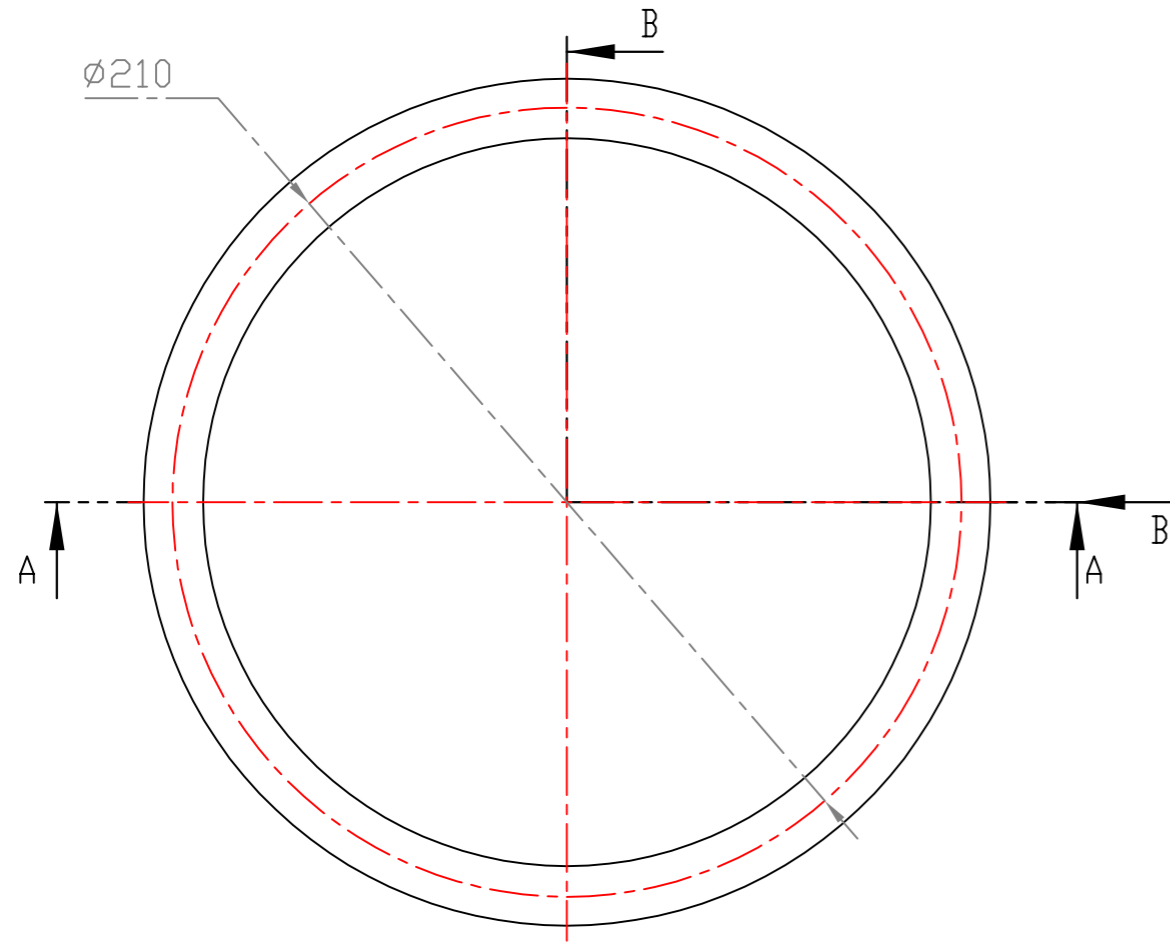
Detalle B
Escala 2:3



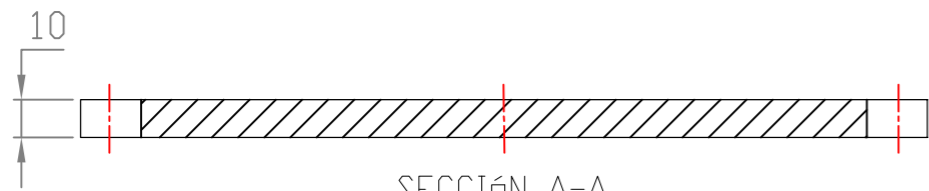
Marca	Nº Piezas	Norma	Designación	Material
3	1		Perfil cuadrado 100x100x5 pilar	S275-JR
30/5/2018	Autor			E.S.I.T. Grado Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
Nombre	Marcos			
Apellidos	Hernández López			
Id. s. normas	UNE-EN-DIN			
ESCALA: 1:10	Perfil cuadrado 100x100x5 pilar			Nº P.: 3.2.2



Marca	Nº Piezas	Norma	Designación	Material
4	2		Placa unión actuador-pilar	S275-JR
30/5/2018	Autor		 Universidad de La Laguna	E.S.I.T. Grado Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
Nombre	Marcos			
Apellidos	Hernández López			
Id. s. normas	UNE-EN-DIN			
ESCALA: 1:1	Placa unión actuador-pilar			Nº P.: 3.2.3

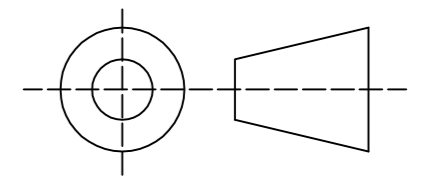



SECCIÓN B-B

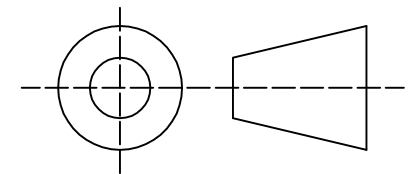
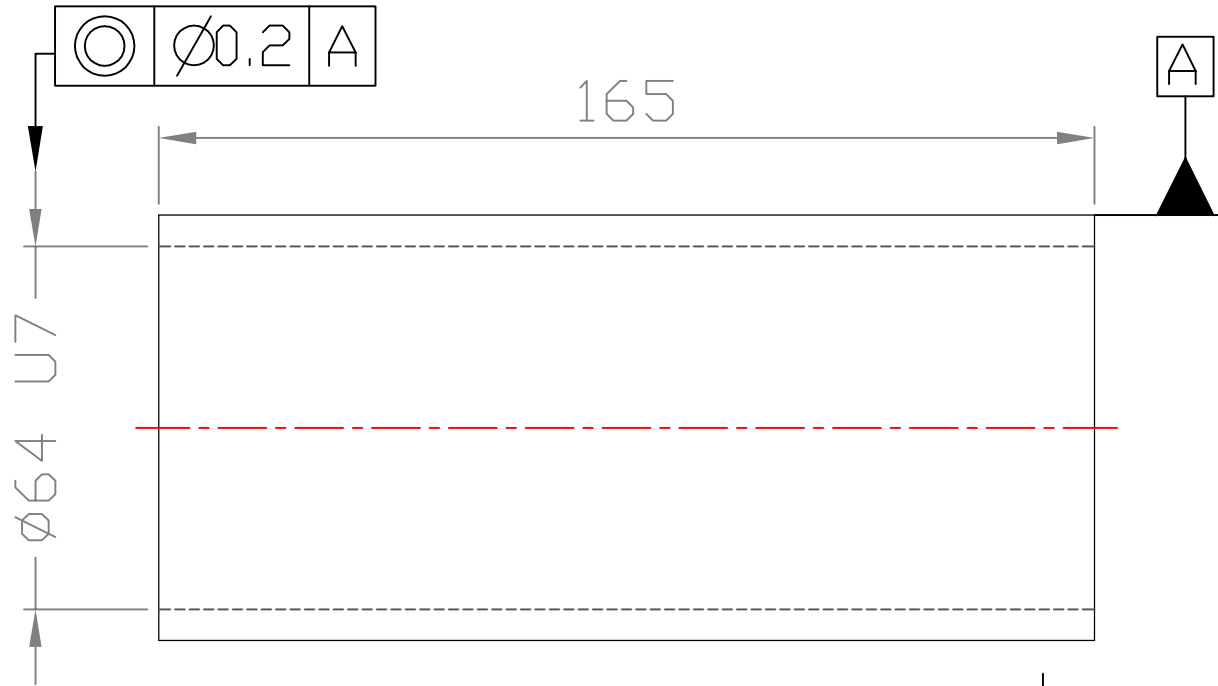
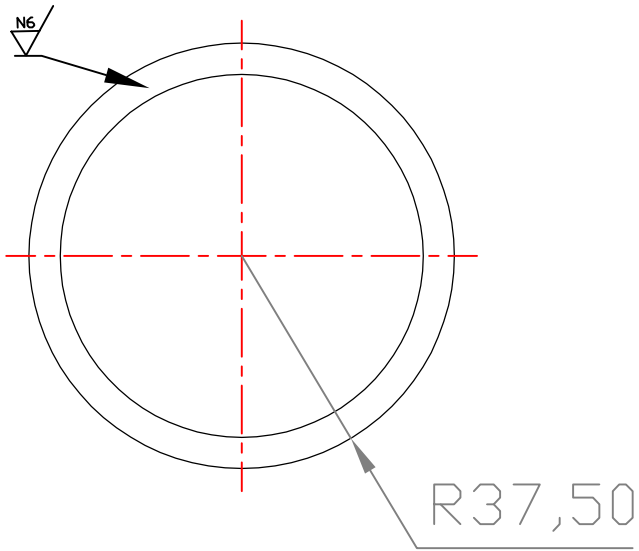


SECCIÓN A-A


Módulo	7
Número de dientes	30
Diámetro primitivo [mm]	210
Ángulo de presión [°]	20
Ancho de cara [mm]	10

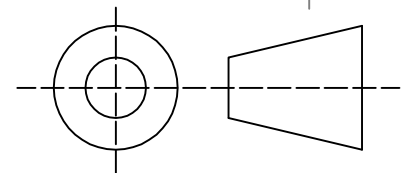
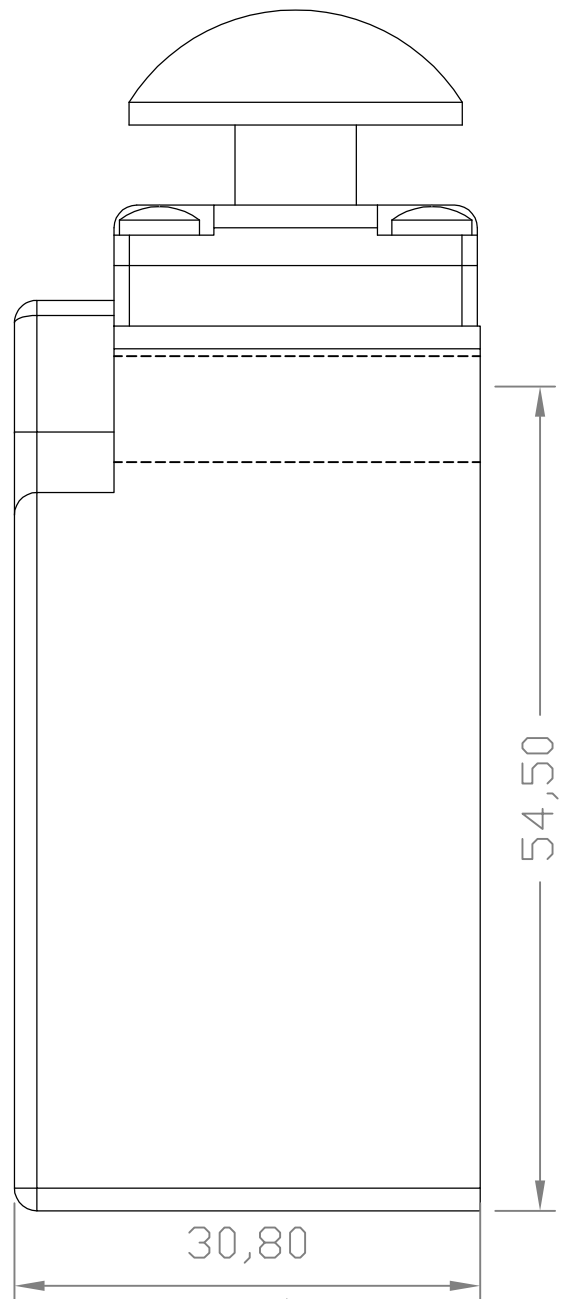
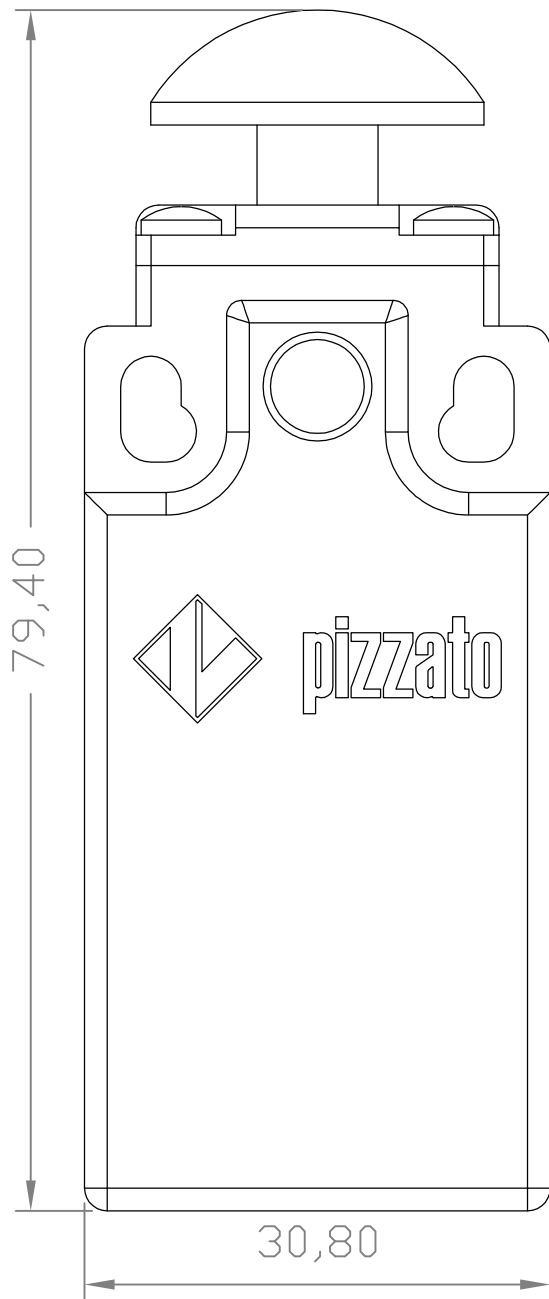



Marca	Nº Piezas	Norma	Designación	Material
5	1		Rueda dentada	Acero F-311
30/5/2018	Autor		 Universidad de La Laguna	E.S.I.T. Grado Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
Nombre	Marcos			
Apellidos	Hernández López			
Id. s. normas	UNE-EN-DIN			
ESCALA: 1:2	Rueda dentada			Nº P.: 3.2.4

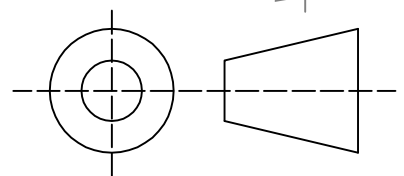
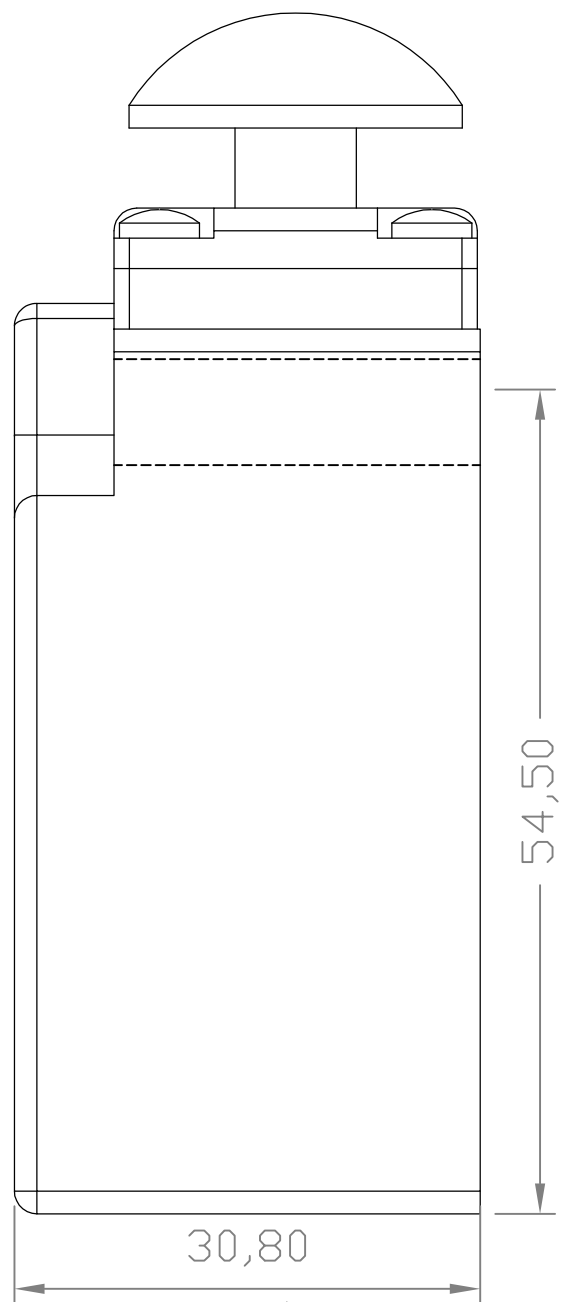
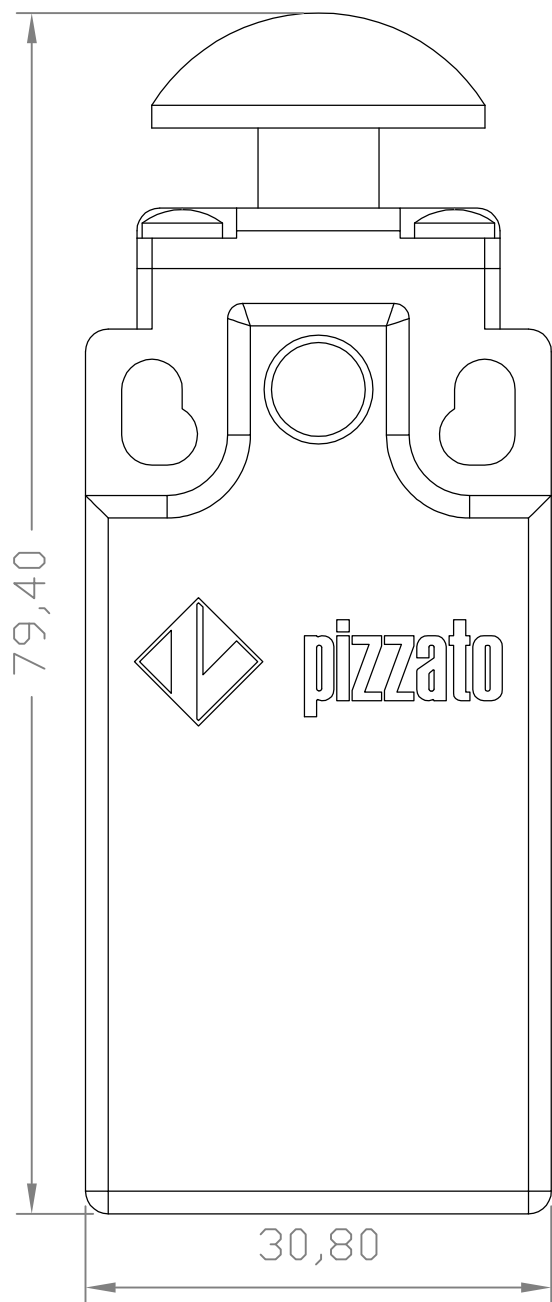



En todas las superficies salvo indicación particular

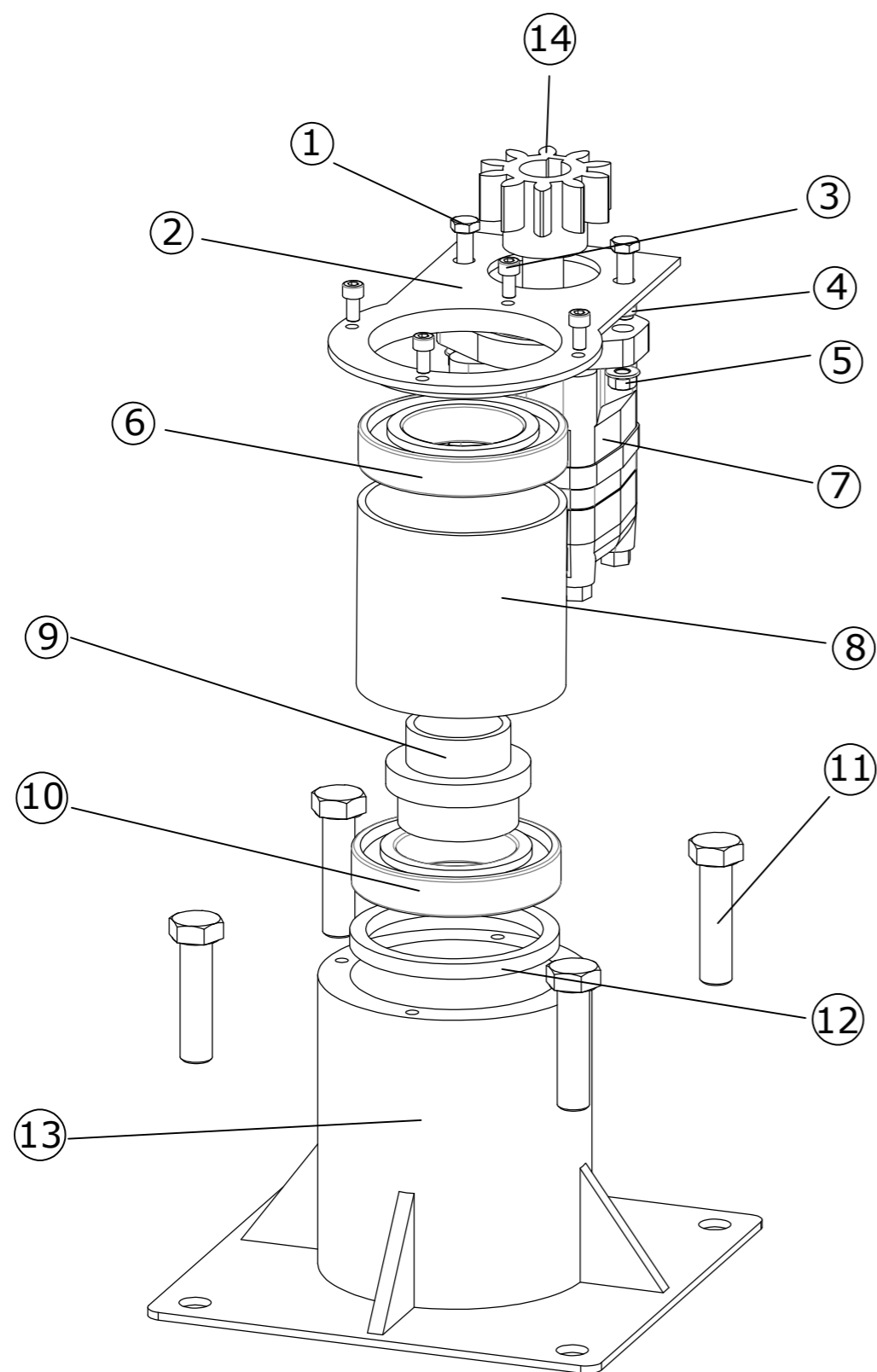
Marca	Nº Piezas	Norma	Designación	Material
6	1		Eje cilíndrico	S275-JR
30/5/2018	Autor		 Universidad de La Laguna	E.S.I.T. Grado Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
Nombre	Marcos			
Apellidos	Hernández López			
Id. s. normas	UNE-EN-DIN			
ESCALA: 3:2	Eje cilíndrico			Nº P.: 3.2.5



Marca	Nº Piezas	Norma	Designación	Material
9	1		Final de carrera 20° Pizzato	
30/5/2018	Autor		 Universidad de La Laguna	E.S.I.T. Grado Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
Nombre	Marcos			
Apellidos	Hernández López			
Id. s. normas	UNE-EN-DIN			
ESCALA: 2:1	Fin de carrera Pizzato 20°			Nº P.: 3.2.6



Marca	Nº Piezas	Norma	Designación	Material
10	1		Final de carrera -45° Pizzato	
30/5/2018	Autor			E.S.I.T. Grado Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
Nombre	Marcos			
Apellidos	Hernández López			
Id. s. normas	UNE-EN-DIN			
ESCALA: 2:1	Fin de carrera Pizzato -45°			Nº P.: 3.2.7



Marca	Nº Piezas	Norma	Designación	Material
1	2	DIN EN 24014	Tornillo motor hidráulico	Acero para tornillos grado 6.8
2	1		Placa soporte	S275-JR
3	4	EN ISO 4762	Tornillo placa soporte-base	Acero para tornillos grado 6.8
4	2		Espaciador motor hidráulico	Acero
5	2	DIN EN 6923	Tuerca motor hidráulico	Acero para tornillos grado 6.8
6	1		Rodamiento de bolas de contacto angular SKF	
7	1		Motor hidráulico HANSA Serie MS 200	
8	1		Anillo medio	S275-JR
9	1		Transmisor de fuerza axial	S275-JR
10	1		Rodamiento de bolas de contacto angular SKF	
11	4	DIN EN 24014	Tornillos base-chasis	Acero para tornillos grado 6.8
12	1		Anillo inferior	S275-JR
13	1		Base metálica	S275-JR
14	1		Piñón de giro	Acero F-311

30/5/2018

Autor

ULL

E.S.I.T.

Nombre

Marcos

Universidad de La Laguna

Grado Ingeniería Mecánica
Universidad de La Laguna

Apellidos

Hernández López

Id. s. normas

UNE-EN-DIN

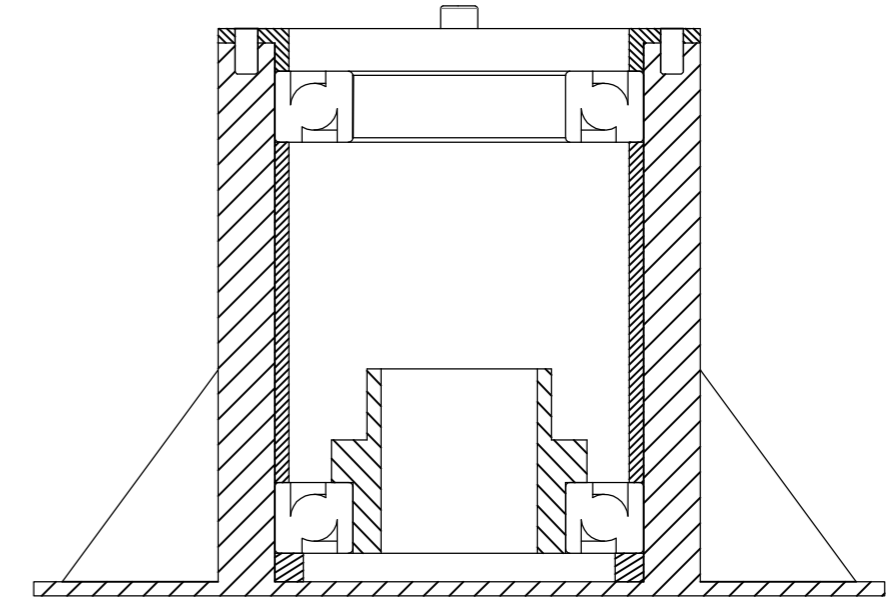
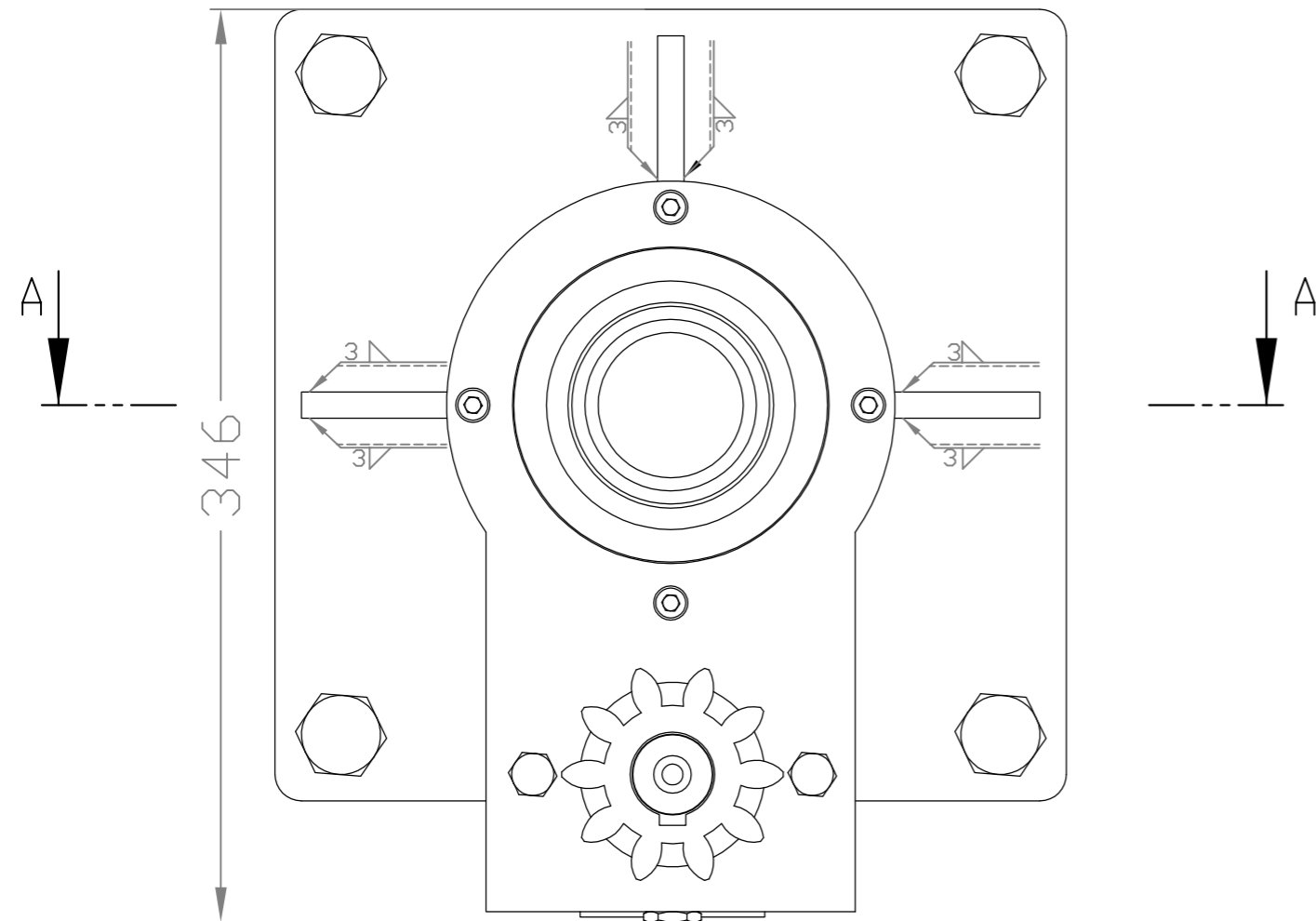
ESCALA:

1:4

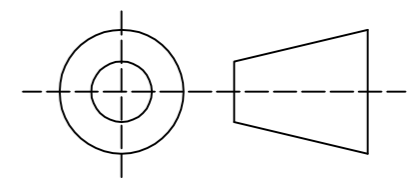
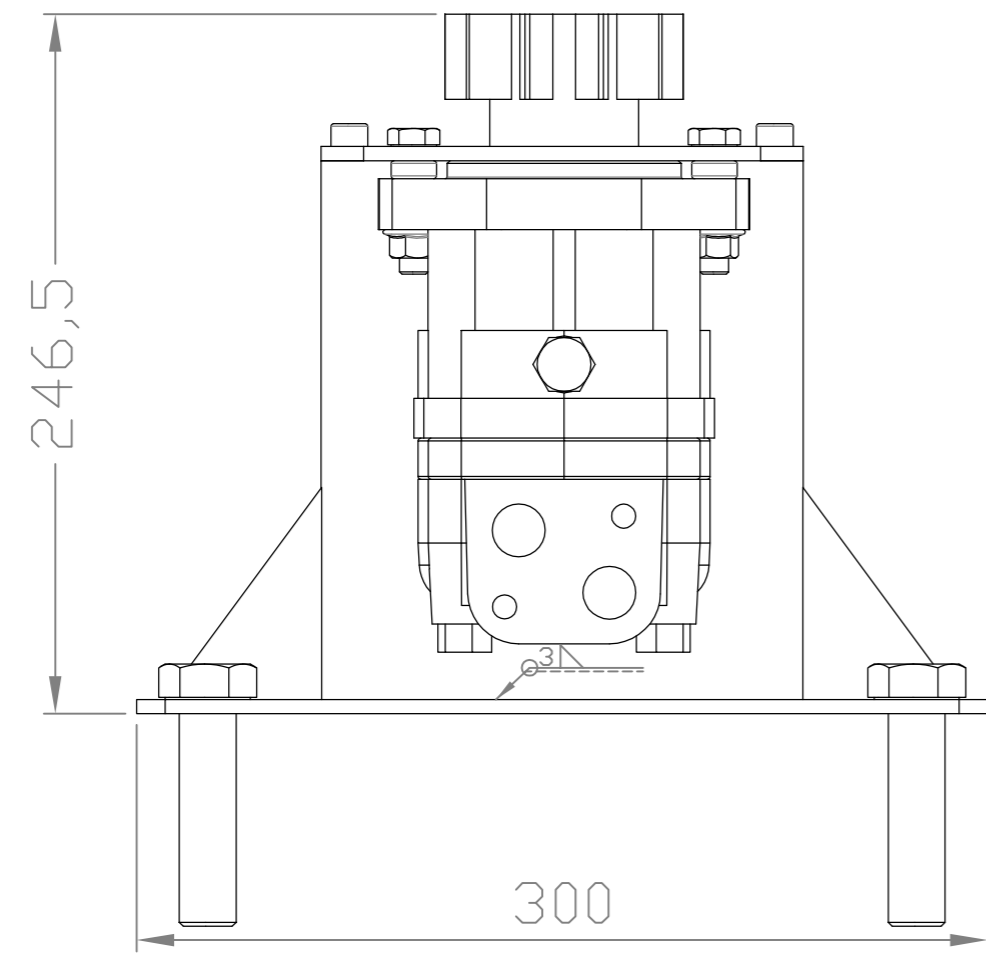
Subconjunto explosionado. Base.

Nº P.:

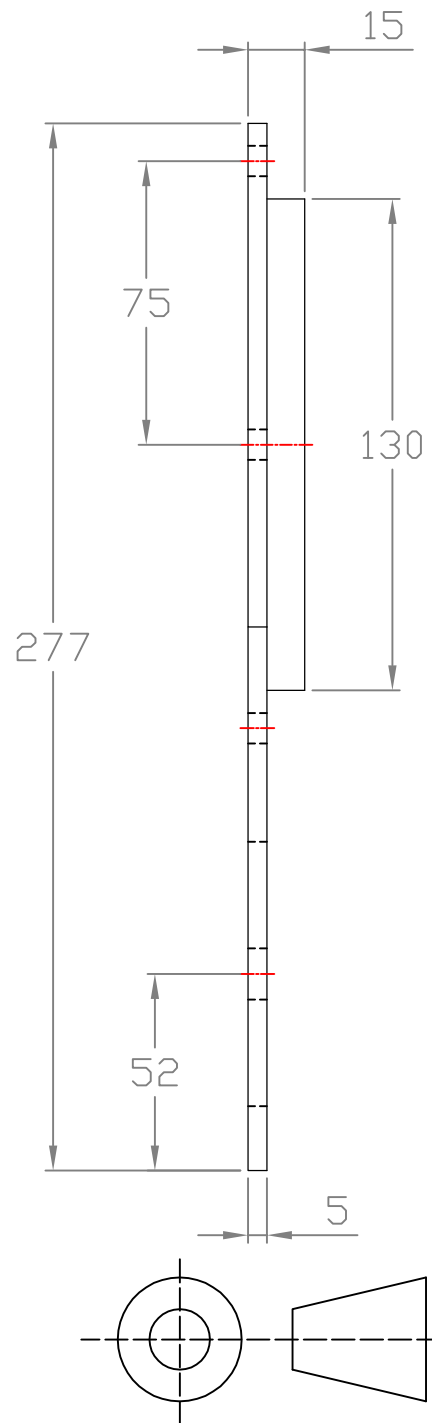
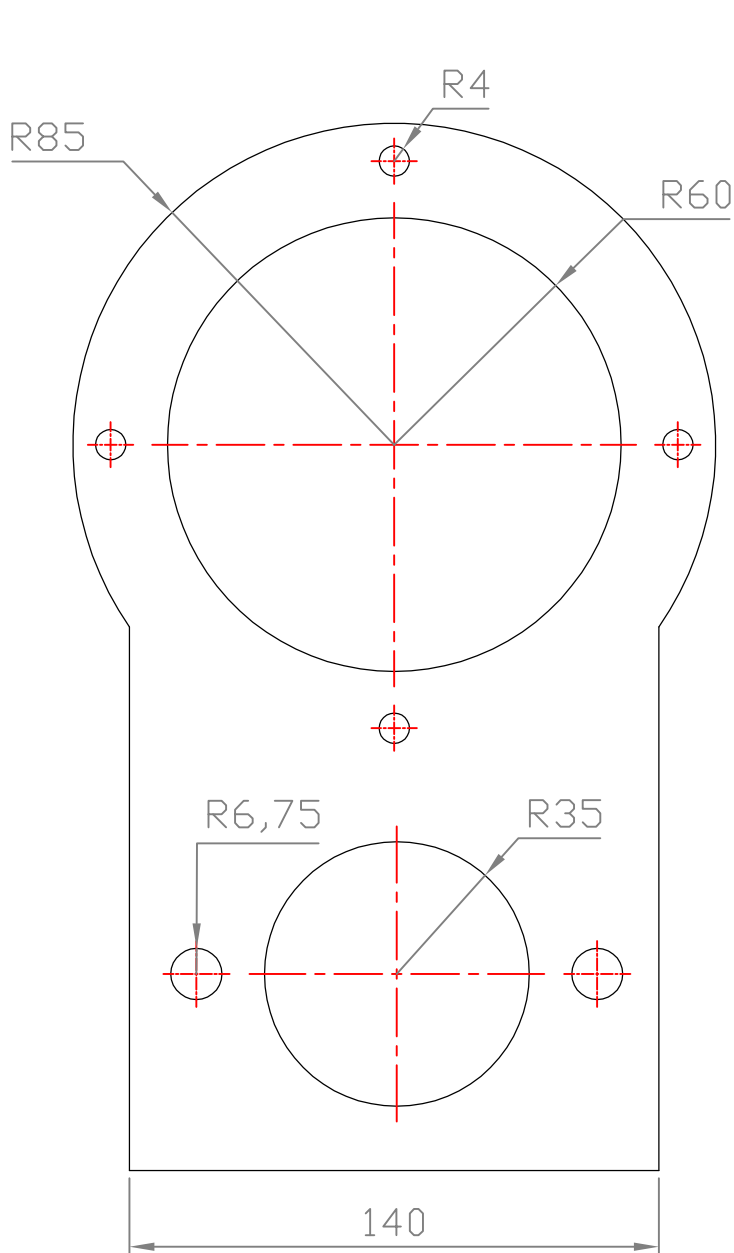
3.3




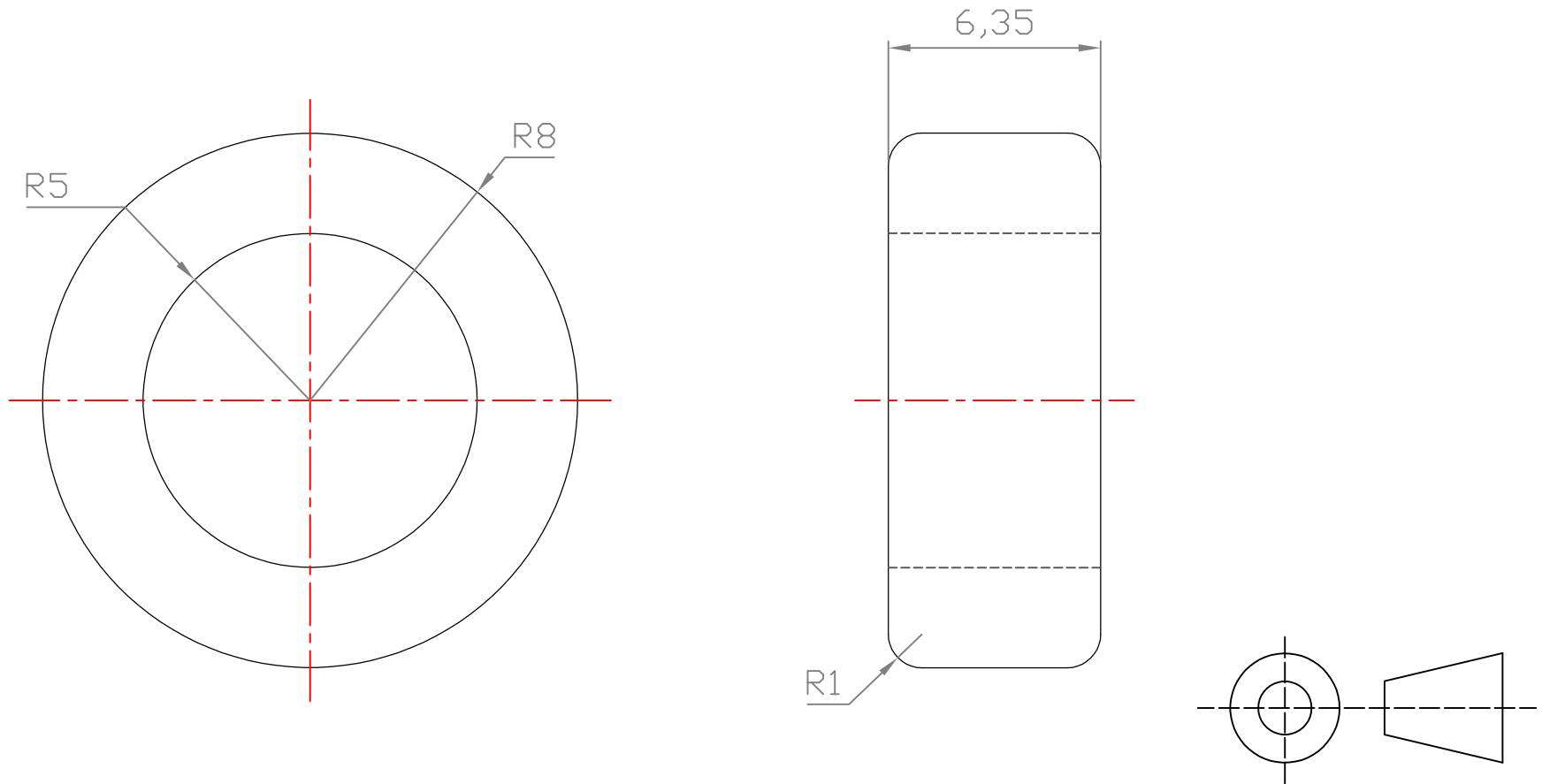
Sección A-A




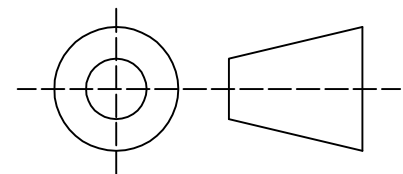
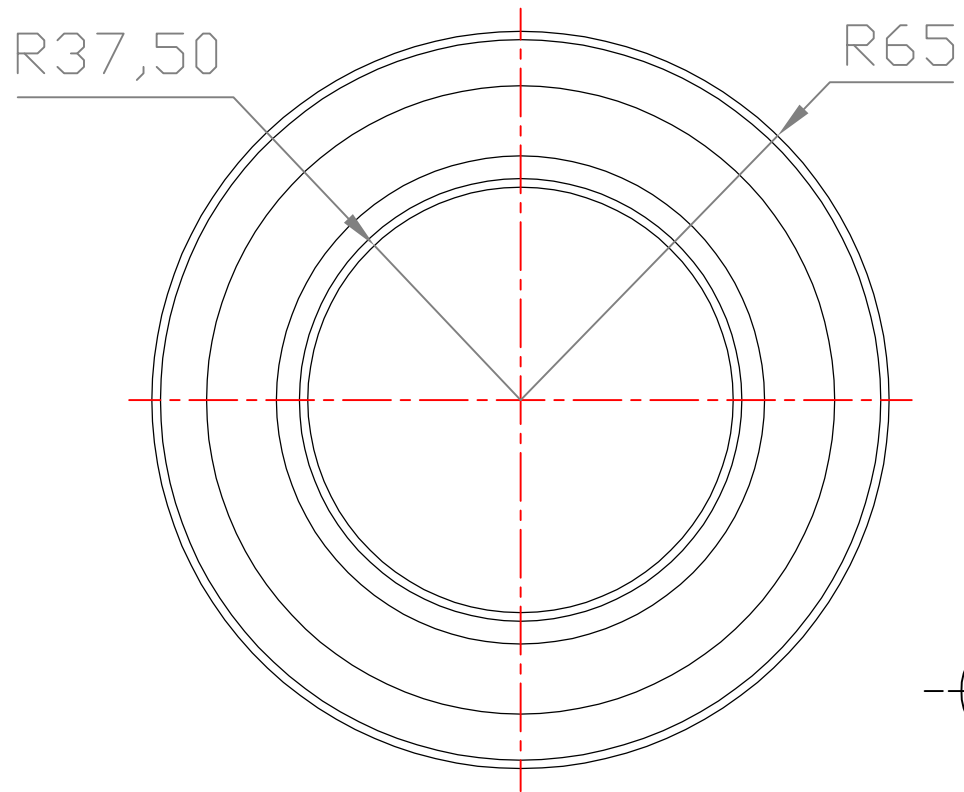
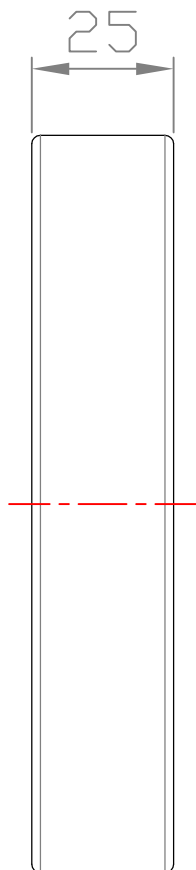
30/5/2018	Autor		E.S.I.T.
Nombre	Marcos		Grado Ingeniería Mecánica
Apellidos	Hernández López		Universidad de La Laguna
Id. s. normas	UNE-EN-DIN		
ESCALA: 3:8	Disposición de los elementos de la base		Nº P.: 3.3.1



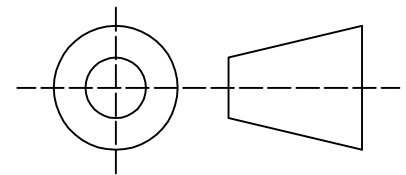
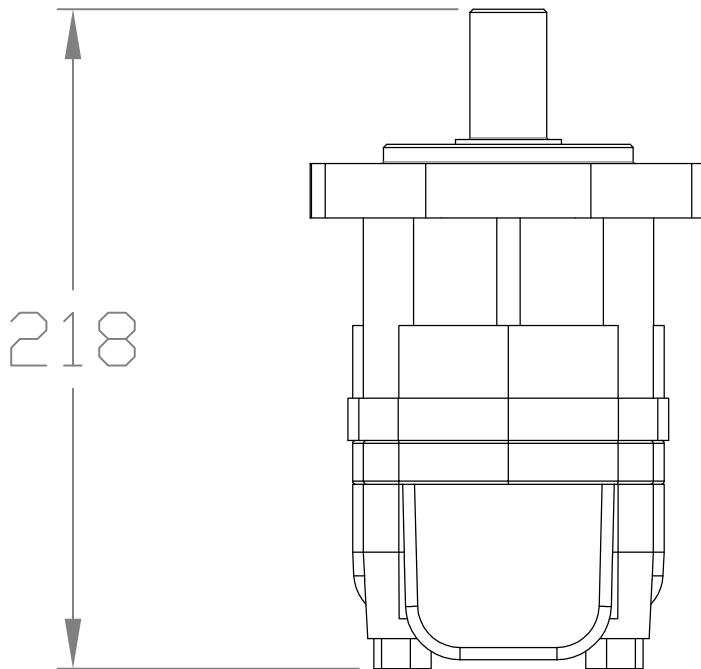
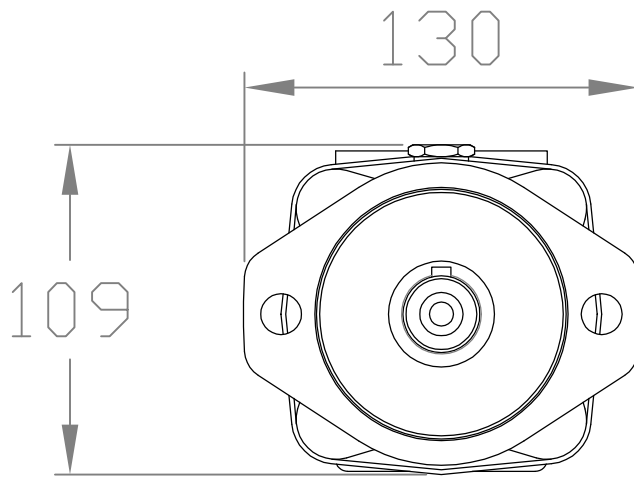
Marca	Nº Piezas	Norma	Designación	Material
2	1		Placa soporte	S275-JR
30/5/2018	Autor			E.S.I.T. Grado Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
Nombre	Marcos			
Apellidos	Hernández López			
Id. s. normas	UNE-EN-DIN			
ESCALA: 1:2	Placa soporte		Nº P.:	3.3.2




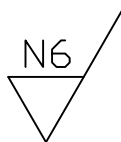
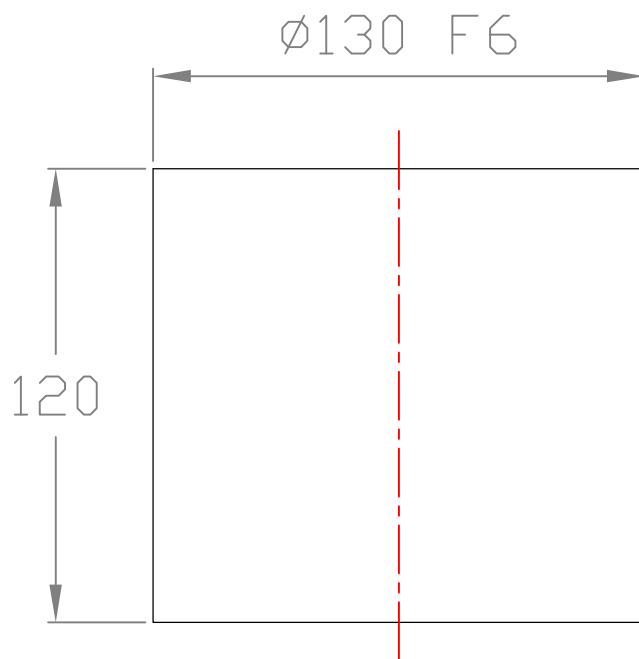
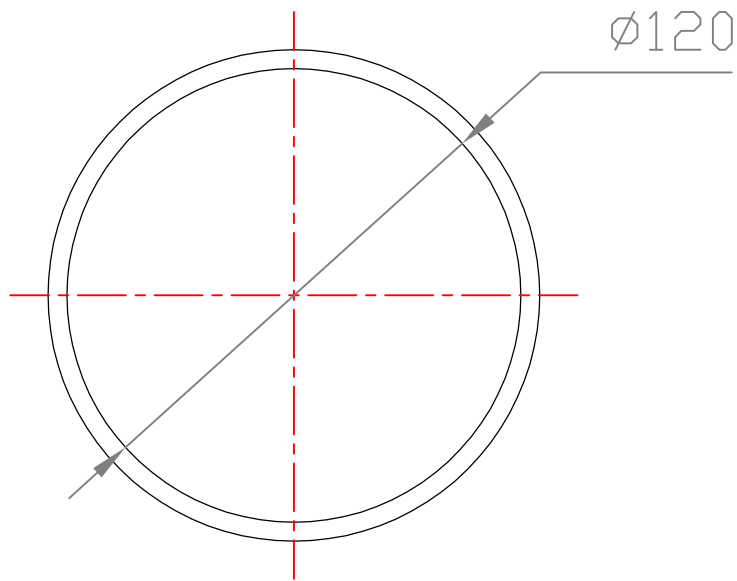
Marca	Nº Piezas	Norma	Designación	Material
4	2		Espaciador motor hidráulico	Acero
30/5/2018	Autor		 Universidad de La Laguna	E.S.I.T. Grado Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
Nombre	Marcos			
Apellidos	Hernández López			
Id. s. normas	UNE-EN-DIN			
ESCALA: 5:1	Espaciador motor hidráulico			Nº P.: 3.3.3



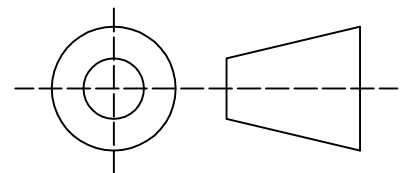
Marca	Nº Piezas	Norma	Designación	Material
6	1		Rodamiento de bolas de contacto angular SKF	
30/5/2018	Autor		 Universidad de La Laguna	E.S.I.T. Grado Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
Nombre	Marcos			
Apellidos	Hernández López			
Id. s. normas	UNE-EN-DIN			
ESCALA: 2:3	Rodamiento de bolas de contacto angular SKF			Nº P.: 3.3.4




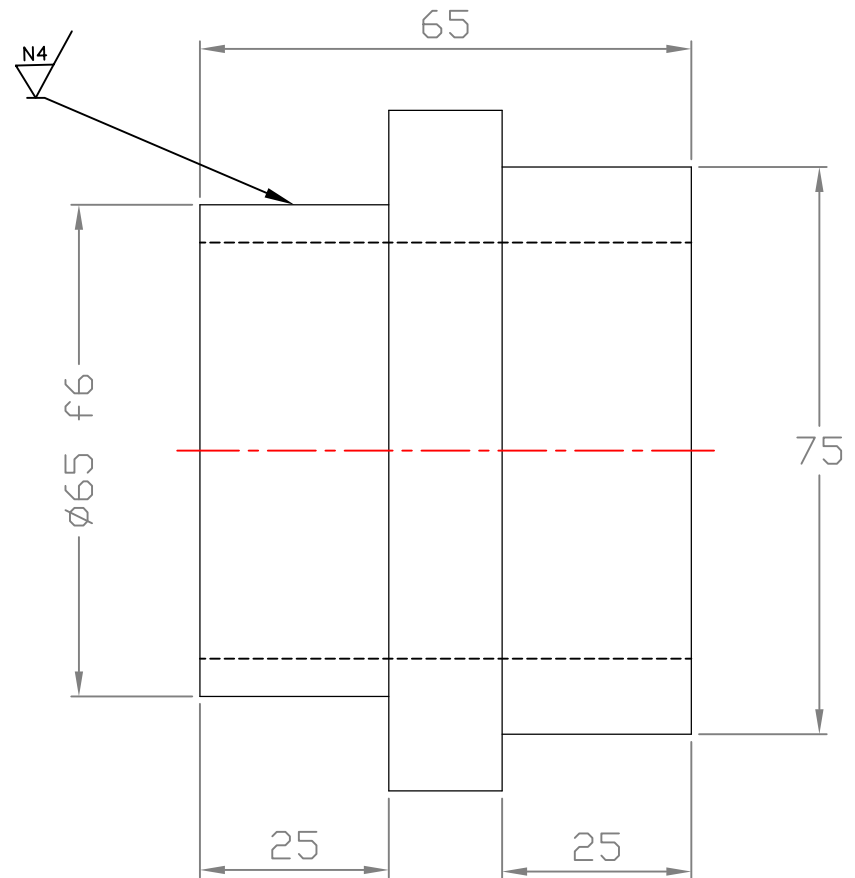
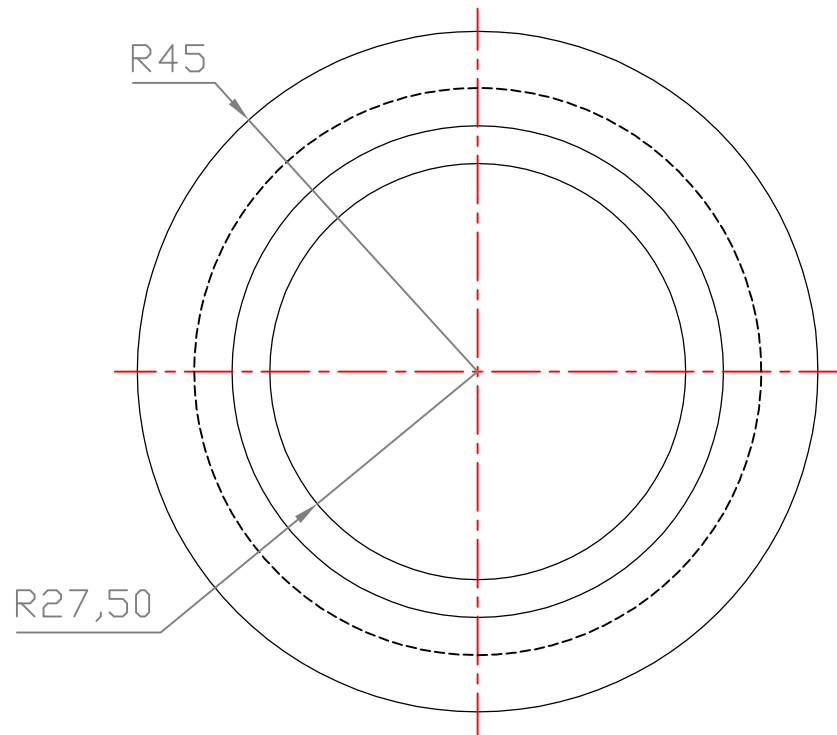
Marca	Nº Piezas	Norma	Designación	Material
7	1		Motor hidráulico HANSA Serie MS 200	
30/5/2018	Autor		 Universidad de La Laguna	E.S.I.T. Grado Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
Nombre	Marcos			
Apellidos	Hernández López			
Id. s. normas	UNE-EN-DIN			
ESCALA: 1:3	Motor hidráulico HANSA TMP Serie 200			Nº P.: 3.3.5



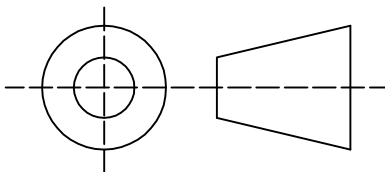
En todas las superficies salvo indicación particular




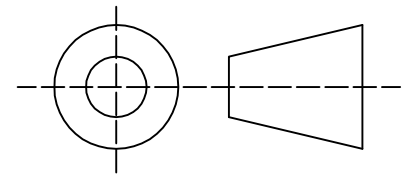
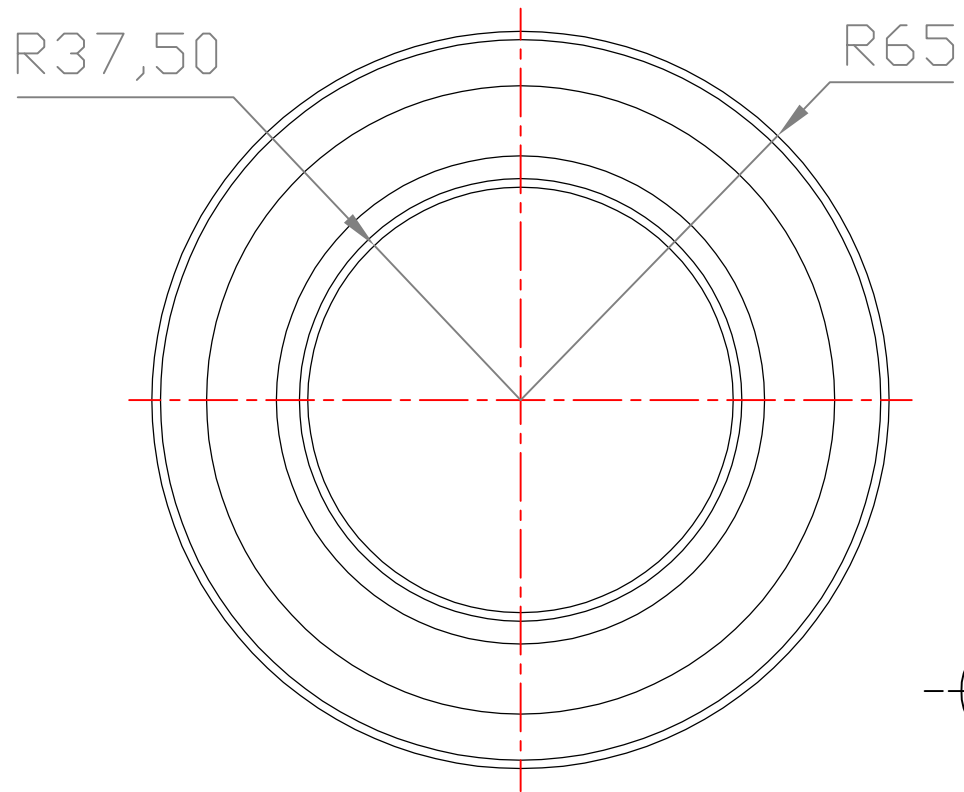
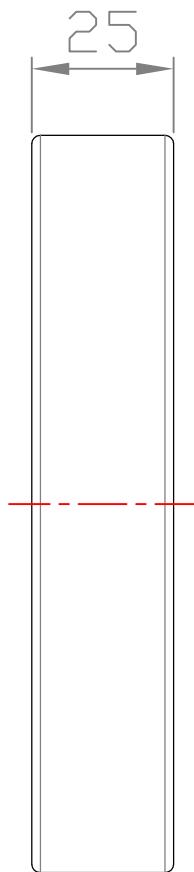
Marca	Nº Piezas	Norma	Designación	Material
8	1		Anillo medio	S275-JR
30/5/2018	Autor			E.S.I.T. Grado Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
Nombre	Marcos			
Apellidos	Hernández López			
Id. s. normas	UNE-EN-DIN			
ESCALA: 1:2	Cabrestante			Nº P.: 3.3.6




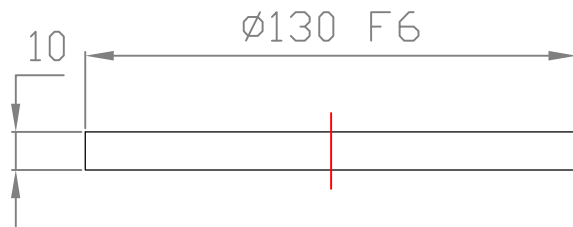
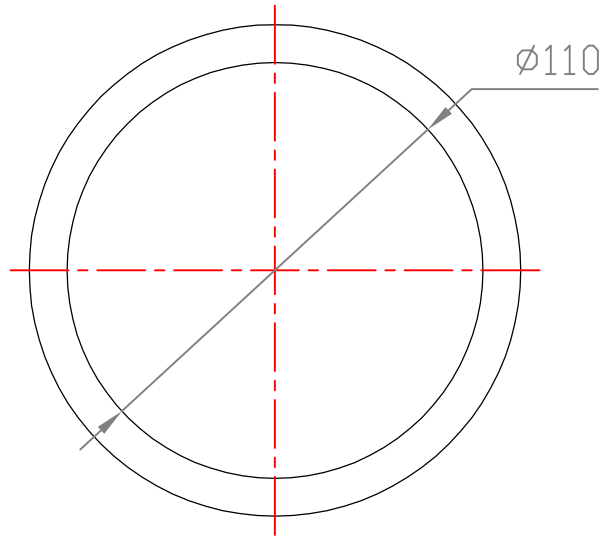
En todas las superficies salvo indicación particular



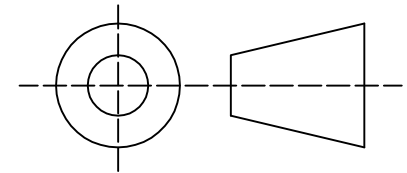
Marca	Nº Piezas	Norma	Designación	Material
9	1		Transmisor de fuerza axial	S275-JR
30/5/2018	Autor		 Universidad de La Laguna	E.S.I.T. Grado Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
Nombre	Marcos			
Apellidos	Hernández López			
Id. s. normas	UNE-EN-DIN			
ESCALA: 1:1	Transmisor de fuerza axial			Nº P.: 3.3.7




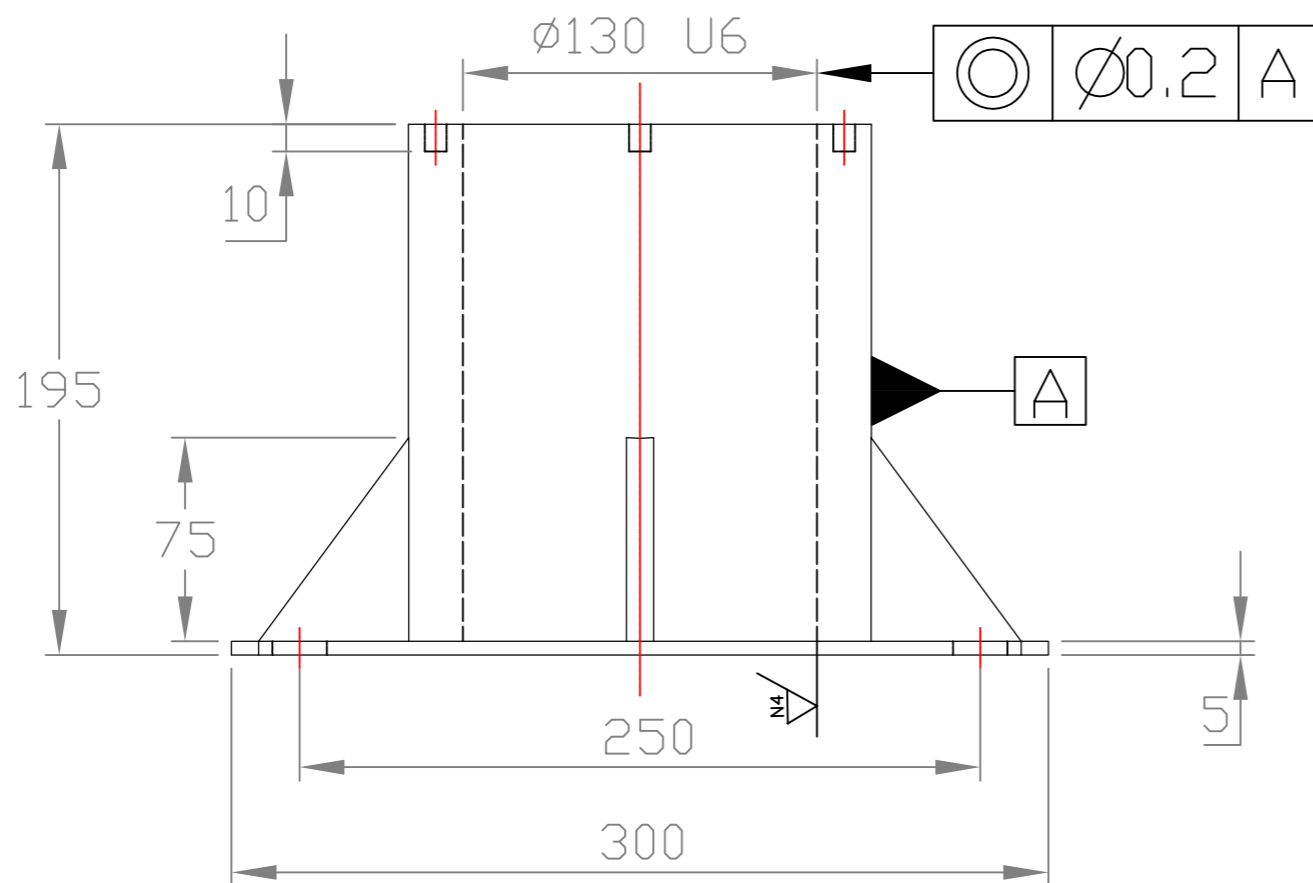
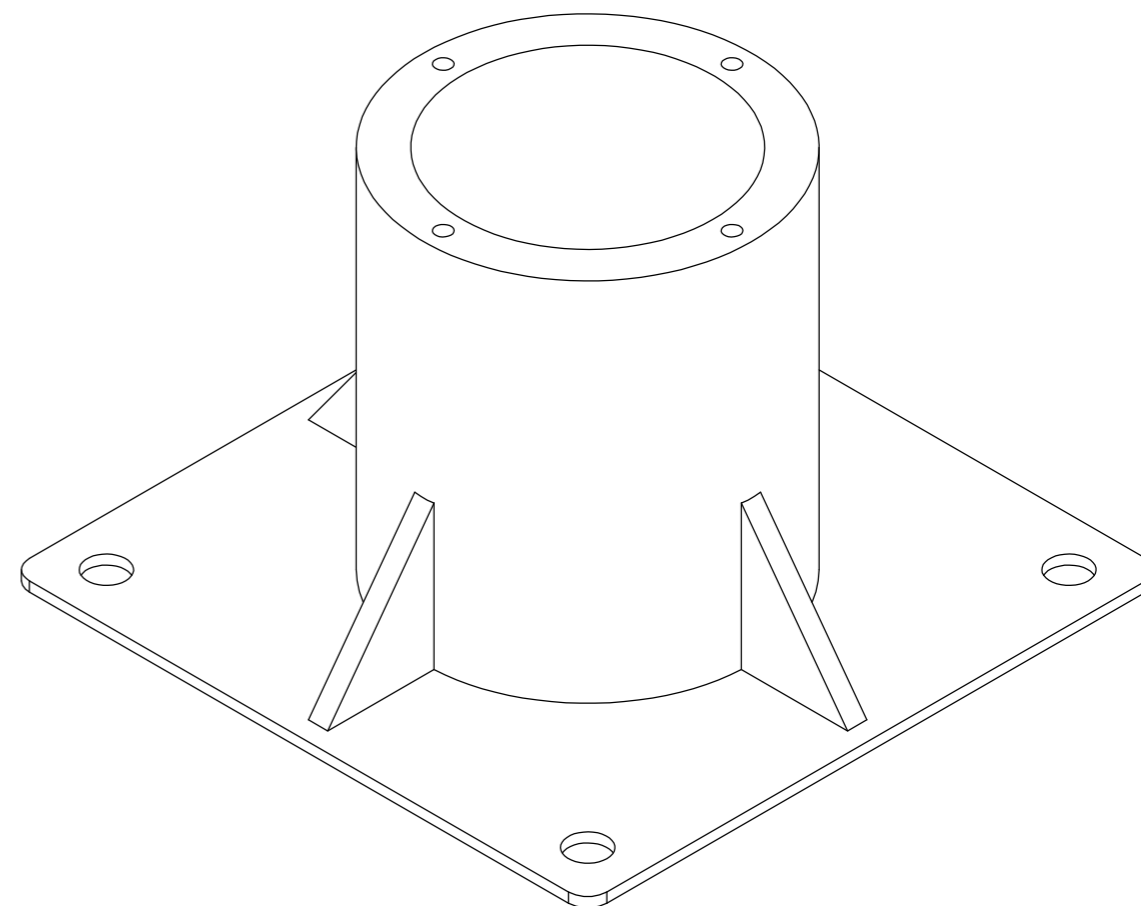
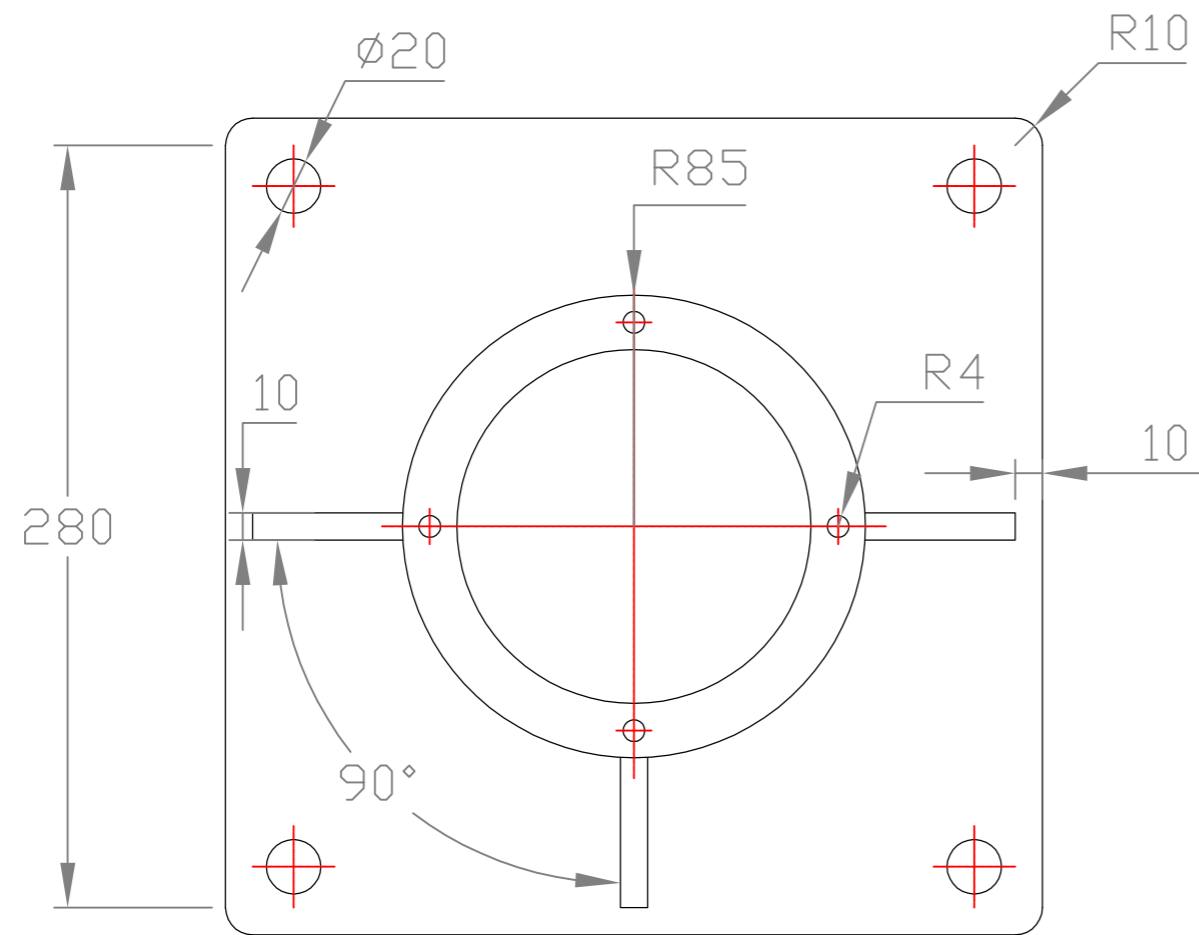
Marca	Nº Piezas	Norma	Designación	Material
10	1		Rodamiento de bolas de contacto angular SKF	
30/5/2018	Autor		 Universidad de La Laguna	E.S.I.T. Grado Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
Nombre	Marcos			
Apellidos	Hernández López			
Id. s. normas	UNE-EN-DIN			
ESCALA: 2:3	Rodamiento de bolas de contacto angular SKF			Nº P.: 3.3.8



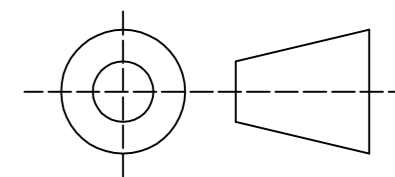
En todas las superficies salvo indicación particular



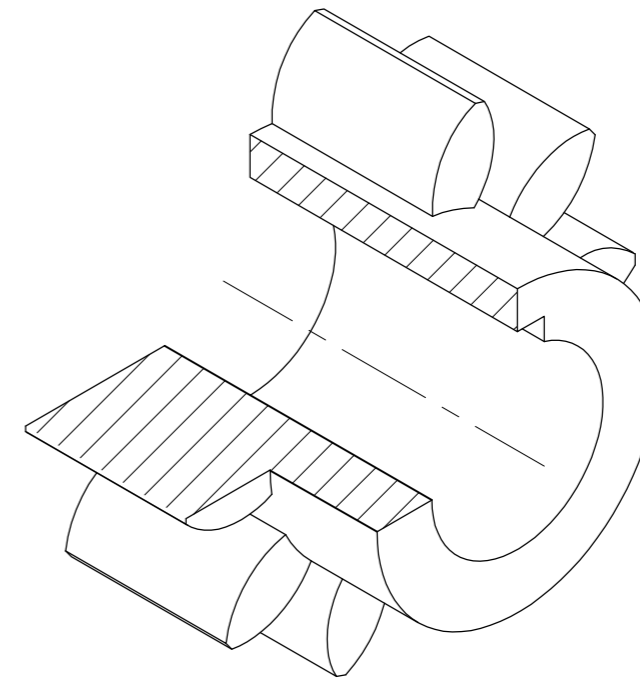
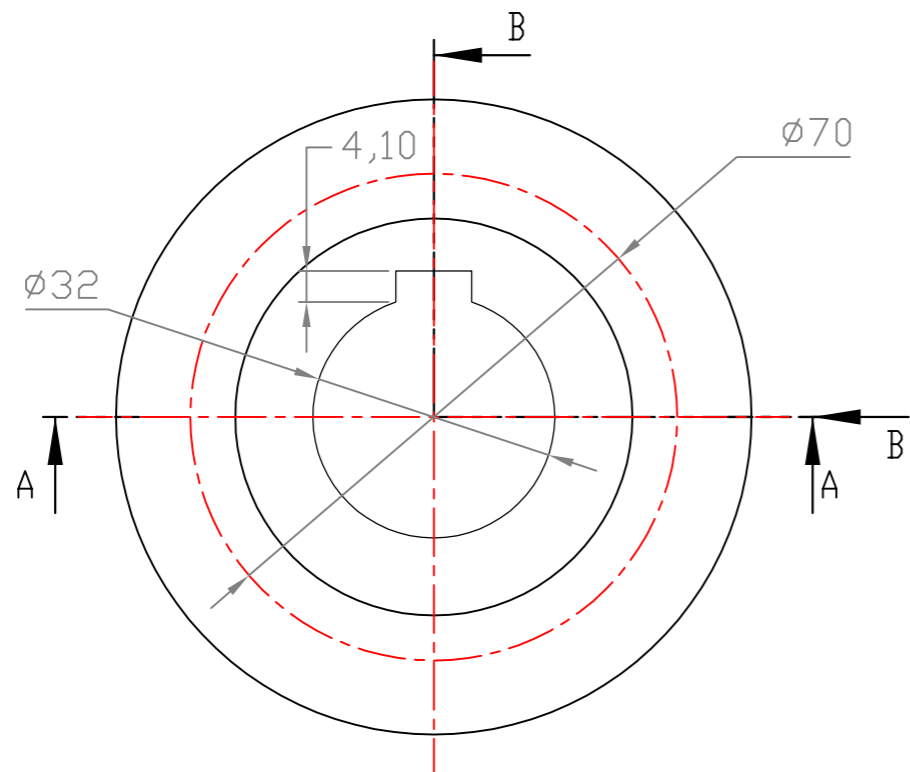
Marca	Nº Piezas	Norma	Designación	Material
12			Anillo inferior	S275-JR
30/5/2018	Autor		 Universidad de La Laguna	E.S.I.T. Grado Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
Nombre	Marcos			
Apellidos	Hernández López			
Id. s. normas	UNE-EN-DIN			
ESCALA: 1:2	Anillo inferior			Nº P.: 3.3.9



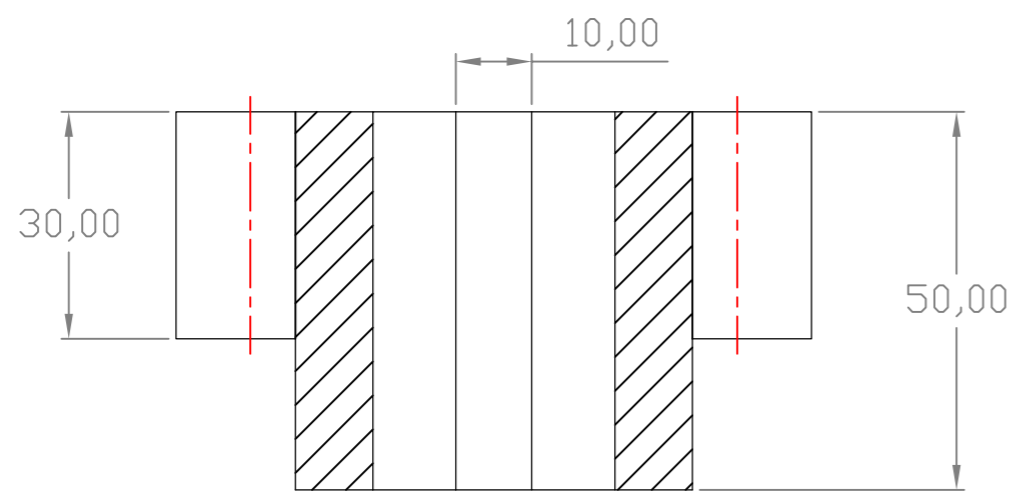
En todas las superficies salvo indicación particular



Marca	Nº Piezas	Norma	Designación	Material
13	1		Base metálica	S275-JR
30/5/2018	Autor			E.S.I.T. Grado Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
Nombre	Marcos			
Apellidos	Hernández López			
Id. s. normas	UNE-EN-DIN			
ESCALA: 1:5	Base metálica			Nº P.: 3.3.10

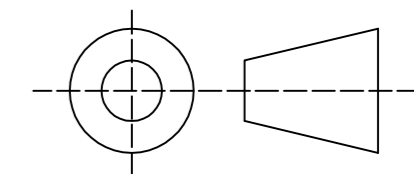



SECCIÓN B-B

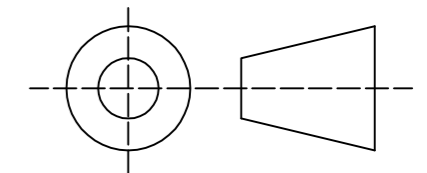
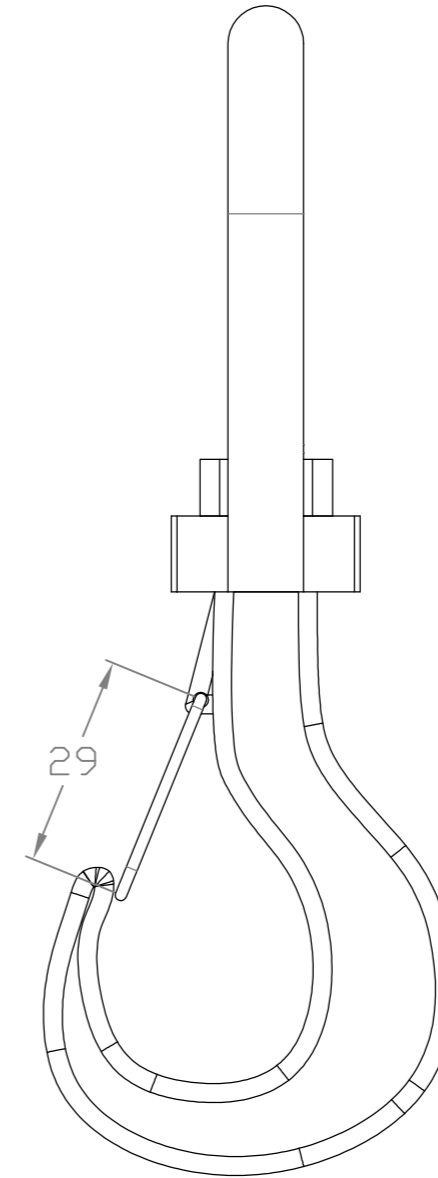
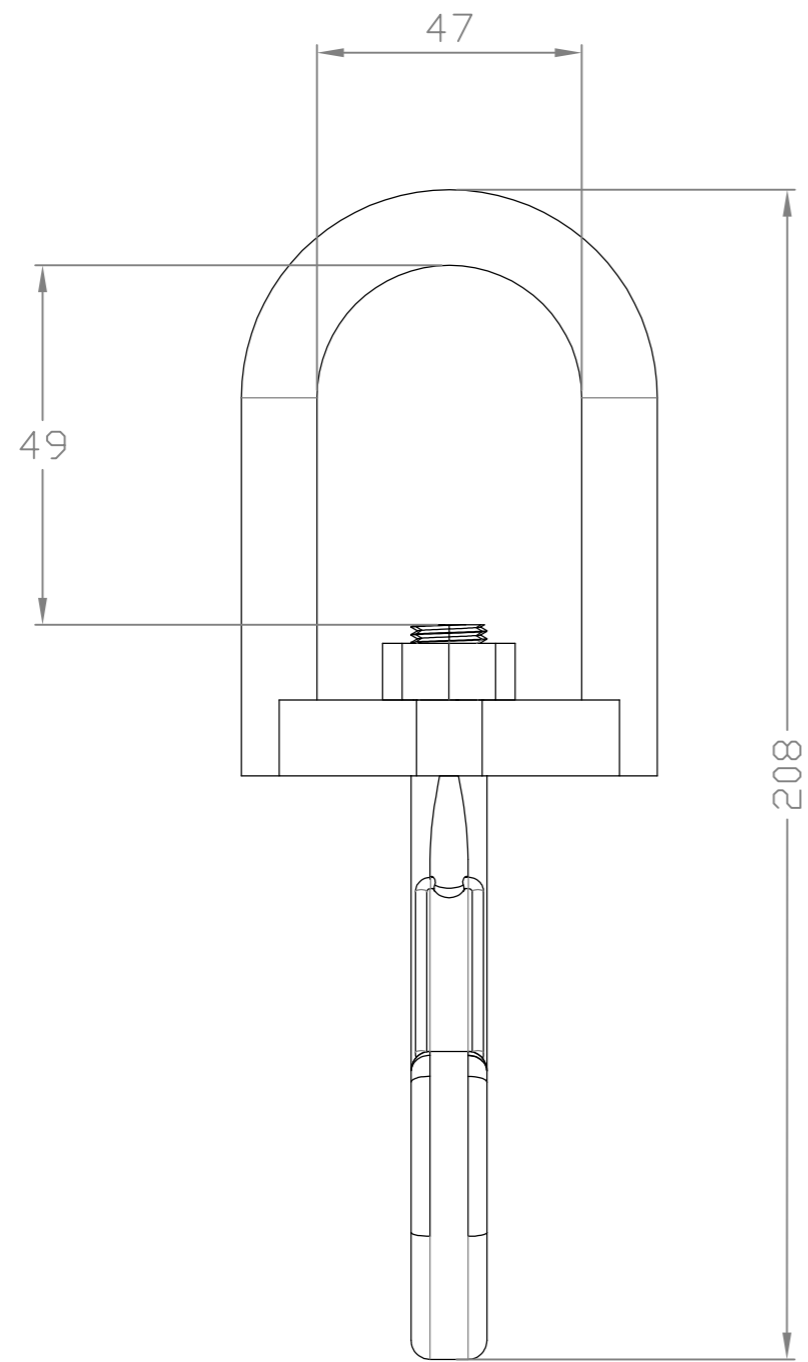



SECCIÓN A-A

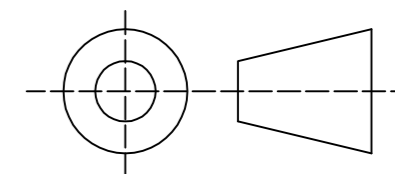
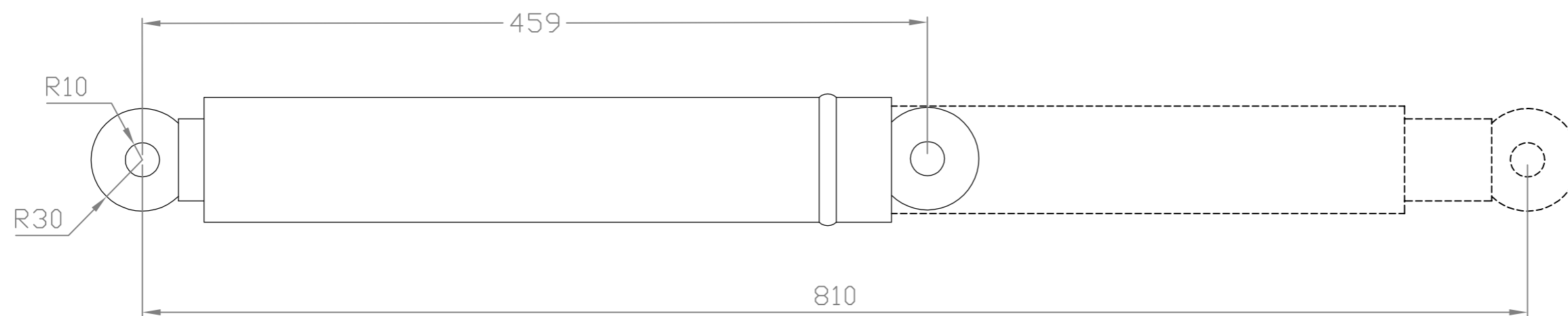
Módulo	7
Número de dientes	10
Diámetro primitivo [mm]	70
Ángulo de presión [°]	20
Ancho de cara [mm]	30




Marca	Nº Piezas	Norma	Designación	Material
14	1		Piñón de giro	Acero F-311
30/5/2018	Autor		 Universidad de La Laguna	E.S.I.T. Grado Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
Nombre	Marcos			
Apellidos	Hernández López			
Id. s. normas	UNE-EN-DIN			
ESCALA: 1:1	Piñón motor hidráulico			Nº P.: 3.3.11



Marca	Nº Piezas	Norma	Designación	Material
5	1		Gancho	
30/5/2018	Autor		 Universidad de La Laguna	E.S.I.T. Grado Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
Nombre	Marcos			
Apellidos	Hernández López			
Id. s. normas	UNE-EN-DIN			
ESCALA: 2:3	Gancho Dynamic Oil GSC 1500			Nº P.: 3.4



Marca	Nº Piezas	Norma	Designación	Material
3	1		Cilindro hidráulico	
30/5/2018	Autor		 Universidad de La Laguna	E.S.I.T. Grado Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
Nombre	Marcos			
Apellidos	Hernández López			
Id. s. normas	UNE-EN-DIN			
ESCALA: 1:3	Cilindro hidráulico. Dimensiones generales			Nº P.: 3.5



**Universidad
de La Laguna**

Trabajo de fin de grado

Grúa autónoma para pesos ligero para tipo furgoneta abierta, actuador hidráulico.

PLIEGO DE CONDICIONES

Autor: Marcos Hernández López
Tutor: Andrés Muñoz de Dios Rodríguez
Julio 2018

Índice de pliego de condiciones

4.1 Condiciones generales	210
4.1.2 Condiciones de uso general	210
4.2 Condiciones técnicas	210
4.2.1 Materiales	210
4.2.2 Acabado superficial y soldadura	210
4.2.3 Mantenimiento	210
4.3 Especificaciones de los materiales y elementos constructivos del proyecto	211
4.3.1 Clasificación de ambientes exteriores	211
4.3.2 Preparación de la superficie	211
4.3.3 Tratamientos preliminares	212
4.3.4 Métodos de pintura	212

4.1 Condiciones generales

Este presente pliego de condiciones se refiere al diseño, fabricación y uso de una grúa de carga para una furgoneta abierta, en donde los movimientos ejercidos por la misma se realizan mediante equipos hidráulicos. Todos los montajes y procesos comprendidos en este proyecto se ejecutarán de acuerdo a lo especificado en los planos, en la memoria y en este pliego de condiciones según las indicaciones del proyectista.

En este proyecto se tendrán en cuenta, de forma genérica, todas las indicaciones técnicas suministradas por los fabricantes de los diferentes componentes que forman parte del ensamblaje. Por lo tanto, quedan excluidos de este pliego dichos componentes.

4.1.2 Condiciones de uso general

La grúa de carga que trata este proyecto está diseñada para elevar y descender cargas no superiores a 300 kilogramos a la cual se le instala para dotarla de movimiento de elevación un cabrestante hidráulico, un cilindro telescópico hidráulico de doble efecto y un motor hidráulico orbital para ejercer el movimiento de rotación. Esta grúa tendrá una máxima de 2020 milímetros, una longitud máxima de 1685 milímetros y un ancho máximo de 300 milímetros.

Por las condiciones establecidas en el diseño, cada movimiento los equipos hidráulicos deberán ser realizados de forma independiente y no simultánea respecto a los demás equipos hidráulicos. De cara al suministro de potencia hidráulica, es imperativo el funcionamiento del motor de combustión interna alternativo del vehículo para dotar de potencia eléctrica al sistema hidráulico.

4.2 Condiciones técnicas

4.2.1 Materiales

El conjunto de piezas que componen este proyecto son de diversos materiales. Para los elementos estructurales no normalizados ni comerciales se utiliza acero estructural S275-JR por sus propiedades mecánicas. Para el resto de piezas, se utilizarán los materiales establecidos por los fabricantes o normativa los cuales deben cumplir con sus especificaciones técnicas y de calidad.

4.2.2 Acabado superficial y soldadura

Será de suma importancia lograr acabados superficiales especificados en los planos realizando el mecanizado con la máquina-herramienta más adecuada para tales rugosidades. De tal forma, también se procurará eliminar aristas vivas de las piezas biselando o afinando los bordes, sobretodo de piezas cortadas o soldadas, ya que supondría un peligro para los trabajadores que manipulen las piezas en su periodo de montaje así como en su funcionamiento.

4.2.3 Mantenimiento

El mantenimiento abarca todas aquellas acciones que se realicen con el fin de preservar las condiciones óptimas de funcionamiento del equipo. Se realizará un mantenimiento preventivo periódico para conseguir el correcto funcionamiento y buen estado de los elementos del conjunto. Esta acción la deberá hacer el usuario o un tercero que se encargue de la misma.

Para ello, se deberán inspeccionar los equipos de manera periódica para detectar signos de corrosión, roturas, fugas, mala lubricación, desgaste prematuro, etc. y sustituyendo las piezas que tengan signos de malfuncionamiento antes de que la misma acabe por romperse evitando daños mayores y tiempos improductivos.

Los elementos que precisan un mayor mantenimiento serán los rodamientos de la base y la polea, el cable de acero y los elementos hidráulicos. Estos últimos cuentan con mecanismos y métodos propios de mantenimiento establecidos por el suministrador de los mismos.

4.3 Especificaciones de los materiales y elementos constructivos del proyecto

Para asegurar las propiedades físicas de los elementos que componen la estructura de la grúa se aplicará un tratamiento anticorrosivo a todos los elementos susceptibles de corrosión y de relativa importancia que estén fabricados en acero S275-JR. Para ello primero hay que tener en cuenta el ambiente donde va a trabajar la grúa, la durabilidad del tratamiento escogido y la preparación del acero antes de la aplicación de pinturas y productos relacionados.

4.3.1 Clasificación de ambientes exteriores

La normativa EN ISO 12944-2 ofrece una clasificación de ambientes exteriores e interiores y su categoría aplicables para la aplicación de tratamientos anticorrosivos. Para este caso, serán de aplicación los ambientes exteriores debido al ámbito de aplicación del proyecto.

C1	Se considera que ningún ambiente exterior corresponde a esta categoría
C2	Áreas rurales con baja polución de contaminantes
C3	Atmósferas industriales y urbanas con polución moderada de dióxido de azufre. Áreas costeras con baja salinidad
C4	Áreas costeras e industriales con salinidad moderada
C5I	Áreas industriales con alta humedad y atmósferas agresivas
C5M	Áreas costeras y fuera de la costa con alta salinidad

Figura 145. Clasificación de ambientes según EN ISO 12944-2.

Determinamos la categoría de contaminación C4.

4.3.2 Preparación de la superficie

La preparación de la superficie no es un método de protección en sí mismo, sino que es un proceso crucial para obtener adherencia necesaria entre el sustrato de acero y los sistemas de revestimiento. La preparación del material se realizará en base a su grado de desprendimiento de la cascarilla de laminación, la cual se clasifica en la normativa ISO 8501-1.

Grado A – Superficie de acero en gran parte cubierta con la cascarilla de laminación, con cierto corrosión si es que hay alguna.

Grado B – Superficie de acero que ha empezado a corroerse y de la cual la cascarilla de laminación ha empezado a desprenderse.

Grado C – Superficie de acero en la cual la cascarilla de laminación se ha oxidado o puede rasparse, con ligeras picaduras que se distinguen a simple vista.

Grado D – Superficie de acero en la cual la cascarilla de laminación se ha desprendido y con picaduras en toda el área que se distinguen a simple vista.

Para elementos de acero laminado relativamente nuevos se aplican los grados A, B y ocasionalmente C. Es por esto que consideramos el grado B como aplicación para este proyecto.

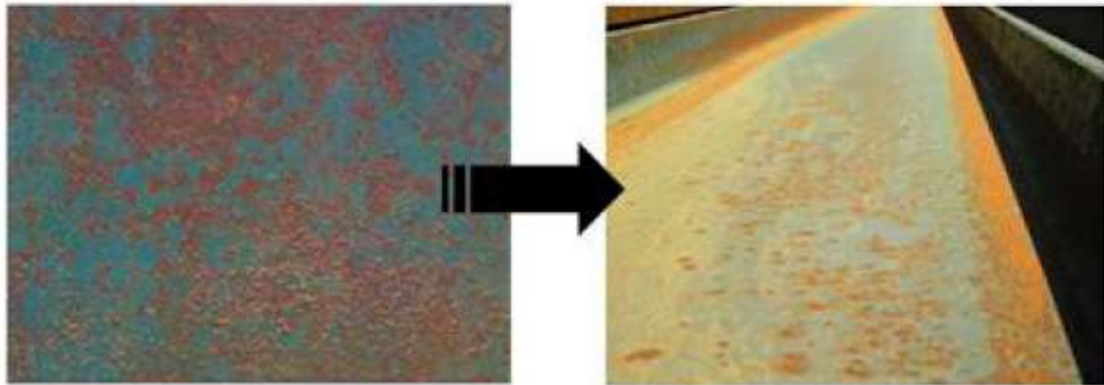


Figura 146. Referencia fotográfica de EN ISO 8501-1 (Corrosión grado B)

De cara a los tratamientos de limpieza de los elementos de acero, la normativa EN ISO 8501 clasifica en función de la herramienta o método para la misma. Se escoge un método u otro en función del trabajo aplicable, de la disponibilidad de equipos, accesibilidad a distintas zonas, etc.

Para componentes que van a ser pintados se recomienda realizar limpiezas manuales (St), por chorro abrasivo (Sa) y por llama (Fl).

Dado que los elementos que componen este proyecto son de fácil manejo, de poca complejidad de forma y con una graduación de corrosión baja, se escoge la limpieza profunda manual o mecánica (St 2), donde se utilizan herramientas manuales como cepillos de alambre, cinceles, rasquetas y cuchillos de forma especial.

4.3.3 Tratamientos preliminares

Los contaminantes, tales como residuos de aceite, grasa, marcas de tinta etc. Están presentes generalmente en estructuras de acero. Para eliminar dichos contaminantes se utilizarán disolventes orgánicos tal y como se exponen en el anexo C de la normativa EN ISO 12944-4.

4.3.4 Métodos de pintura

En esta sección se determina el método de pintura siguiendo EN ISO 12944-5. En primer lugar, establecemos como alta la categoría de corrosión ambiental exterior a la que están sujetos los elementos del proyecto. La norma la clasifica como C4, zonas industriales y zonas costeras de media salinidad, siendo esta la escogida. Además, en términos de durabilidad, la normativa EN ISO 12944-1 considera una duración de 15 años o más como “alta”, siendo aplicable para el caso del proyecto.

En base a las necesidades específicas del proyecto, se pueden encontrar varios sistemas de pintura. La tabla siguiente proporciona las propiedades generales de los principales tipos de

pintura, aunque siempre es recomendable verificar la idoneidad del producto con el fabricante del producto.

	Alquídica	Vinilica	Caucho clorado	Epoxy	Poliuretano	Alquitrán	Acrilica
Adecuada como imprimación	☆☆	★	☆☆	☆☆☆	★	★	★
Capa de acabado	☆☆	☆☆	★	☆☆	☆☆☆	★	☆☆
Capa de cuerpo	x	★	★	☆☆☆	☆☆	☆☆	★
Tolerancia para una preparación de superficie deficiente	★	x	x	★	★	☆☆	x
Retención del brillo	☆☆	☆☆	x	x	☆☆☆	x	☆☆
Retención del color	☆☆	☆☆	x	x	☆☆☆	x	☆☆
Resistencia al calor	x	x	x	☆☆	★	x	x
Inmersión en agua	x	☆☆	☆☆	☆☆☆	★	☆☆☆	x
Resistencia al ácido	x	x	x	★	★	x	x
Resistencia a la alcalinidad	x	★	★	☆☆☆	☆☆	★	★
Resistencia a la abrasión	★	x	x	☆☆☆	☆☆☆	x	x
Resistencia al impacto	x	☆☆	☆☆	☆☆☆	☆☆☆	★	★
Aplicación con brocha	☆☆☆	☆☆	☆☆	☆☆☆	☆☆	☆☆☆	☆☆
Aplicación con rodillo	☆☆☆	x	x	☆☆	☆☆	☆☆☆	x
Aplicación con "spray"	☆☆☆	☆☆☆	☆☆☆	☆☆☆	☆☆☆	☆☆☆	☆☆☆

Figura 147. Adecuación de tipo de pintura en función de las necesidades (x = deficiente, ★ = aceptable, ☆☆ = buena, ☆☆☆ = muy buena)

Para el caso del proyecto es de aplicación utilizar pinturas de base Epoxy o Poliuretano, siendo Epoxy la escogida por tener mejores propiedades físicas en cuanto a resistencia.



**Universidad
de La Laguna**

Trabajo de fin de grado

Grúa autónoma para pesos ligero para tipo furgoneta abierta, actuador hidráulico.

ESTADO DE MEDICIONES

Autor: Marcos Hernández López
Tutor: Andrés Muñoz de Dios Rodríguez
Julio 2018

Índice de estado de mediciones

5.1 Listado de piezas a mecanizar	218
5.2 Listado de piezas de proveedor	218
5.2.1 Piezas no normalizadas	219
5.2.1.1 Componentes de la grúa	219
5.2.1.2 Componentes del sistema hidráulico externo.....	219
5.2.1.3 Componentes del sistema eléctrico de mando.....	219
5.2.2 Piezas normalizadas	220
5.3 Trabajos de mecanizado	220
5.4 Trabajos de soldadura.....	222
5.5 Trabajos de pintura	224

En el presente documento se definirá un listado de las piezas que componen el proyecto. Para ello, se enumerarán las piezas tanto normalizadas, mecanizadas o provenientes de proveedores. Además, se definirán los trabajos necesarios para el ensamblaje del proyecto como soldaduras, tiempos de mecanizado, pintura, etc.

5.1 Listado de piezas a mecanizar

En la siguiente tabla se muestran aquellas piezas que de algún modo necesitan algún proceso de mecanizado para conseguir las características dimensionales requeridas.

Nombre/función	Referencia de pieza en planos	Cantidad
Perfil pluma sección cuadrada 100x100x5	3.1.8	1
Perfil pilar sección cuadrada 100x100x5	3.2.2	1
Placa soporte polea	3.1.9	2
Placa unión pluma-actuador	3.1.7	2
Placa unión pluma-pilar	3.1.6	4
Placa unión pilar-actuador	3.2.3	2
Placa soporte cabrestante	3.1.4	1
Tope final de carrera 20°	3.1.12	1
Tope final de carrera -45°	3.1.5	1
Placa soporte motor hidráulico	3.3.2	1
Eje cilíndrico Ø70x5.5 x165	3.2.5	1
Base metálica grúa	3.3.10	1
Anillo inferior rodamientos de la base Ø130x10 x10	3.3.9	1
Anillo superior rodamientos de la base Ø130x5 x120	3.3.6	1
Pieza mecanizada para transmisión fuerza axial	3.3.7	1

Tabla 23. Listado de piezas a mecanizar.

5.2 Listado de piezas de proveedor

En este apartado, se enumeran las piezas que se podrán conseguir a través de una tercera empresa que suministre las mismas. Estas a priori, no necesitan ningún tipo de mecanizado.

5.2.1 Piezas no normalizadas

5.2.1.1 Componentes de la grúa.

Nombre/función	Referencia de pieza en planos	Cantidad
Cilindro hidráulico telescópico HYQUIP 63/2-TDM32-0500	3.5	1
Polea Dynamic Oil Øgarganta 152 Øinterno 47	3.1.11	1
Cabrestante Dynamic Oil Argano NP05	3.1.3	1
Gancho	3.4	1
Final de carrera Pizzato FM 514-M2	3.2.6	2
Piñón motor hidráulico DIN 7M 10T 20PA 30FW	3.3.11	1
Motor hidráulico HANSA TMP Serie MS 200	3.3.5	1
Engranaje pilar DIN 7M 30T 20PA 10FW	3.2.4	1
Rodamientos de bolas de contacto angular SKF 7215 BEP para base	3.3.8	2
Espaciador fijación motor de giro Ø16x3 x6	3.3.3	2
Espaciador polea Ø50x12,5 x35	3.1.10	2

Tabla 24. Componentes de la grúa no normalizados.

5.2.1.2 Componentes del sistema hidráulico externo

Piezas	Cantidad
Minicentral hidráulica	1
Electroválvulas distribuidoras	4
Válvulas estranguladoras	3
Caudalímetros	3
Uniones de vías	1

Tabla 25. Componentes del sistema hidráulico externo no normalizados.

5.2.1.3 Componentes del sistema eléctrico de mando

Partes	Cantidad
Flanqueadores	4
Obturadores	7
Solenoides	8
Mando a distancia	1
Receptor	1

Tabla 26. Componentes del sistema eléctrico de mando no normalizados.

5.2.2 Piezas normalizadas

Nombre/función	Cantidad	Especificación/norma	Dimensiones generales [mm]
Pasador en horquilla con cabeza para polea	1	DIN EN 22341	Ø24x140 Øhorquilla 6,3
Pasador en horquilla con cabeza para unión actuador	2	DIN EN 22341	Ø20x70 Øhorquilla 5
Pasador en horquilla con cabeza para unión pluma-pilar	1	DIN EN 22341	Ø14x45 Øhorquilla 4
Pasador de aleta polea	1	DIN 94	[6,3] B24
Pasador de aleta actuador	1	DIN 94	[5] B20
Pasador de aleta pluma-pilar	1	DIN 94	[4] B14
Tornillo hexagonal calidad AB para placa soporte cabrestante	4	DIN EN 24014	M10x45x26
Tornillo hexagonal de cabeza hueca para placa soporte motor hidráulico	4	EN ISO 4762	M8x16-16N
Tornillo hexagonal calidad AB para anclaje de la base de la grúa	4	DIN EN 24014	M20x80x46
Tuerca soldable hexagonal para placa soporte cabrestante	4	DIN 929	M10
Tuerca hexagonal abridada para placa soporte motor hidráulico	4	DIN EN 6923	M10
Arandela plástica pluma-pilar	2	DIN 137	B14 FSt
Rodamiento de bolas SKF para polea	2	DIN 625-6005	25x47x12
Tornillo hexagonal de cabeza hueca para final de carrera	4	DIN 912	M2 x 30

Tabla 27. Componentes normalizados.

5.3 Trabajos de mecanizado

Los trabajos de mecanizado corresponderán a todos aquellos trabajos que le otorguen la forma y acabado final de las piezas que componen este proyecto. Para el cálculo de tiempos, se establece que todas las piezas se mecanizarán en un centro de mecanizado y soldadura profesional con maquinaria adecuada para los trabajos requeridos y personal cualificado. Los tiempos de trabajo se implantan mediante estimación de los mismos tras consultar a profesionales del sector.

Todas aquellas piezas planas, salvo los perfiles cuadrados huecos, se les dará forma a partir de una plancha de acero de 5 milímetros de espesor cortada en función de los requisitos de cada pieza mediante una máquina de corte operada por control numérico. Las piezas de revolución se mecanizarán mediante torneado.

Piezas	Especificación del trabajo	Tiempo requerido [minutos]	Número de piezas	Tiempo total
Perfil pluma sección cuadrada 100x100x5	Corte de perfil con longitud de 1550 milímetros (ver planos)	10	1	10
Perfil pilar sección cuadrada 100x100x5	Corte del perfil con longitud de 1400 milímetros más el corte a 45 grados en uno de los extremos desde el centro del mismo. Realización de cuatro agujeros pasantes de Ø4 (ver planos)	25	1	25
Placa soporte polea	Corte del perímetro de la pieza y el agujero para el pasador (ver dimensiones en planos)	5	2	10
Placa unión pluma-actuador	Corte del perímetro de la pieza y el agujero para el pasador (ver dimensiones en planos)	5	2	10
Placa unión pluma-pilar	Corte del perímetro de la pieza y el agujero para el pasador (ver dimensiones en planos)	5	4	20
Placa unión pilar-actuador	Corte del perímetro de la pieza y el agujero para el pasador (ver dimensiones en planos)	5	2	10
Placa soporte cabrestante	Corte del perímetro de la pieza y los agujeros para los tornillos de anclaje (ver dimensiones en planos)	7	1	7
Tope final de carrera 20°	Corte de la pletina de 6x6 a la longitud especificada y el recorte circular en su extremo. Doble a 30 milímetros de su extremo sin recorte circular con un ángulo de 110° (ver dimensiones en planos)	10	1	10
Tope final de carrera -45°	Corte de la pletina de 6x6 a la longitud especificada y el recorte circular en su extremo. Corte a 45° por el extremo no recortado circularmente. (ver dimensiones en planos)	7	1	7

Placa soporte motor hidráulico	Corte del perímetro de la pieza y los agujeros	15	1	15
Eje cilíndrico Ø70x5.5 x165	Corte de un tubo metálico del diámetro externo e interior especificado con 165 milímetros de altura. Tolerancias y acabado superficial según lo especificado en planos.	3	1	3
Base metálica grúa	Corte de un tubo metálico de las dimensiones especificadas, corte de tres nervios y placa soporte con agujeros según dimensiones en planos. Tolerancias y acabado superficial según lo especificado en planos.	25	1	25
Anillo inferior rodamientos de la base Ø130x10 x10	Corte de un tubo metálico con las dimensiones especificadas. Tolerancias y acabado superficial según lo especificado en planos.	5	1	5
Anillo superior rodamientos de la base Ø130x5 x120	Corte de un tubo metálico con las dimensiones especificadas. Tolerancias y acabado superficial según lo especificado en planos.	5	1	5
Pieza mecanizada para transmisión fuerza axial	Torneado de un tubo hueco de 90 milímetros de diámetro exterior, 55 de diámetro interno y 65 milímetros de longitud. Se tornea un extremo reduciendo su diámetro exterior hasta 65 milímetros una longitud de 25 milímetros y su otro extremo 75 milímetros de diámetro exterior otros 25 milímetros de longitud. Tolerancias y acabado superficial según lo especificado en planos.	60	1	60

Tabla 28. Procesos de mecanizado.

5.4 Trabajos de soldadura

Para la unión solidaria de piezas mecanizadas se procederá a la soldadura de las mismas mediante la soldadura TIG. Ésta se realizará anterior al montaje en un centro de soldadura especializado por operarios especializados. Los tiempos de soldado se establecen por estimación incluyendo el proceso de situado de las piezas.

Pieza a soldar	Especificación	Tiempo [minutos]
Base metálica grúa. Placa, eje cilíndrico y nervios.	Soldadura en ángulo por todo el contorno de unión entre la placa y el cilindro metálico. Soldadura en ángulo de los contornos de unión de los tres nervios.	90
Placa soporte polea. Soldada al extremo del perfil de la pluma.	Soldadura en ángulo por el contorno de unión con el perfil de la pluma. Dos cordones en dirección paralela a la longitud de la pluma.	30
Placa unión pluma-actuador. Soldada al perfil de la pluma.	Soldadura en ángulo por el contorno de unión paralelo a la longitud de la pluma. Dos cordones.	30
Placa unión pluma-pilar. Dos soldadas al pilar y dos a la pluma.	Soldadura en ángulo por el contorno de unión paralelo a la longitud de la pluma. Dos cordones.	60
Placa unión pilar-actuador. Soldada al perfil del pilar.	Soldadura en ángulo por el contorno de unión paralelo a la longitud del pilar. Dos cordones.	20
Placa soporte cabrestante. Soldada al perfil de la pluma.	Soldadura en ángulo entre la placa y el perfil de la pluma. En dirección paralela a la dirección de la grúa. Dos cordones	15
Tope final de carrera 20°. Soldada al perfil de la pluma.	Cuatro puntos de soldadura, uno por lateral.	5
Tope final de carrera -45°. Soldada al interior del perfil de la pluma.	Dos puntos de soldadura por la cara interior del perfil de la grúa.	10
Tapa superior del perfil del pilar.	Soldadura a solape a lo largo del contorno de la placa que tapa la cara superior del perfil con corte a 45°	45

Tabla 29. Procesos de soldadura.

5.5 Trabajos de pintura

De cara a conseguir una protección extra a la corrosión de los materiales, se les aplican varias capas de pintura plástica de Epoxy a determinadas piezas que forman la estructura de la grúa. Dicha pintura, será aplicada mediante operarios cualificados en centros de pintura profesionales. Los tiempos de pintura no incluyen tiempos de secado, pero sí tienen en cuenta el tiempo empleado para la totalidad del pintado de las piezas incluyendo varias capas.

Pintura	Tiempo [minutos]
Base metálica grúa	30
Placa soporte polea	10
Placa unión pluma-actuador	10
Placa unión pluma-pilar	20
Placa unión pilar-actuador	10
Placa soporte cabrestante	12
Tope final de carrera 20°	5
Tope final de carrera -45°	5
Perfil pilar sección cuadrada 100x100x5	30
Perfil pluma sección cuadrada 100x100x5	30
Placa soporte motor hidráulico	15

Tabla 30. Procesos de pintura.



**Universidad
de La Laguna**

Trabajo de fin de grado

Grúa autónoma para pesos ligero para tipo furgoneta abierta, actuador hidráulico.

PRESUPUESTO

Autor: Marcos Hernández López
Tutor: Andrés Muñoz de Dios Rodríguez
Julio 2018

Índice de presupuesto

6.1 Presupuesto de piezas	229
6.2 Presupuesto de mano de obra	231
6.3 Presupuesto total.....	231

En este documento se realizará una estimación de costes de la realización de este proyecto en base a lo incluido en el documento anexo de Estado de mediciones. Además del coste de piezas y mano de obra, se incluye a su vez el coste aplicando beneficios industriales y gastos generales. En este documento se desglosa pieza a pieza el coste de la misma dentro de su grupo, dividiéndose a su vez en dos apartados; piezas y mano de obra.

6.1 Presupuesto de piezas

Nombre/función	Referencia de pieza en planos /Norma	Cantidad	Peso [Kg]	Coste unitario	Coste total
Perfil pluma sección cuadrada 100x100x5	1.1.8	1	20,6	2,08€/Kg	42,85 €
Perfil pilar sección cuadrada 100x100x5	1.2.2	1	22,7	2,08€/Kg	47,22 €
Placa soporte polea	1.1.9	2	1,2	2,08€/Kg	2,50 €
Placa unión pluma-actuador	1.1.7	2	0,67	2,08€/Kg	1,39 €
Placa unión pluma-pilar	1.1.6	4	0,06	2,08€/Kg	0,12 €
Placa unión pilar-actuador	1.2.3	2	0,24	2,08€/Kg	0,50 €
Placa soporte cabrestante	1.1.4	1	1,6	2,08€/Kg	3,33 €
Cilindro hidráulico telescópico HYQUIP 63/2-TDM32-0500	1.5	1	-	95	95,00 €
Polea Dynamic Oil Øgarganta 152 Øinterno 47	1.1.11	1	-	50	50,00 €
Cabrestante Dynamic Oil Argano NP05	1.1.3	1	-	450	450,00 €
Gancho	1.4	1	-	22	22,00 €
Tope final de carrera 20°	1.1.12	1	0,013	2,08€/Kg	0,03 €
Tope final de carrera -45°	1.1.5	1	0,027	2,08€/Kg	0,06 €
Final de carrera Pizzato FM 514-M2	1.2.6	2	-	11	22,00 €
Placa soporte motor hidráulico	1.3.2	1	1,05	2,08€/Kg	2,18 €
Piñón motor hidráulico DIN 7M 10T 20PA 30FW	1.3.11	1	-	25	25,00 €
Motor hidráulico HANSA TMP Serie MS 200	1.3.5	1	-	160	160,00 €
Engranaje pilar DIN 7M 30T 20PA 10FW	1.2.4	1	-	35	35,00 €
Eje cilíndrico Ø70x5.5 x165	1.2.5	1	1,52	2,08€/Kg	3,16 €
Base metálica grúa	1.3.10	1	17,6	2,08€/Kg	36,61 €
Anillo inferior rodamientos de la base Ø130x10 x10	1.3.9	1	0,3	2,08€/Kg	0,62 €
Anillo superior rodamientos de la base Ø130x5 x120	1.3.6	1	1,8	2,08€/Kg	3,74 €
Rodamientos de bolas de contacto angular SKF 7215 BEP para base	1.3.8	2	-	235	470,00 €
Pieza mecanizada para transmisión fuerza axial	1.3.7	1	1,03	2,08€/Kg	2,14 €
Espaciador fijación motor de giro Ø16x3 x6	1.3.3	2	-	0,5	1,00 €
Espaciador polea Ø50x12,5 x35	1.1.10	2	-	2,5	5,00 €
Cable trenzado de acero Ø6	-	22	0,145	2,36€/m	51,92 €

Minicentral hidráulica	-	1	-	380	380,00 €
Electroválvulas distribuidoras	-	4	-	87	348,00 €
Válvulas estranguladoras	-	3	-	17	51,00 €
Caudalímetros	-	3	-	32	96,00 €
Uniones de vías	-	1	-	10	10,00 €
Flanqueadores	-	4			50,00 €
Obturadores	-	7			
Solenoides	-	8			
Mando a distancia	-	1			
Receptor	-	1			
Alternador Toyota Corolla 1,4D 2004	-	1	-	224,00 €	224,00 €
Pasador en horquilla con cabeza para polea	DIN 22341	EN 1	-	2,1	2,10 €
Pasador en horquilla con cabeza para unión actuador	DIN 22341	EN 2	-	1,5	3,00 €
Pasador en horquilla con cabeza para unión pluma-pilar	DIN 22341	EN 1	-	1,2	1,20 €
Pasador de aleta polea	DIN 94	1	-	0,4	0,40 €
Pasador de aleta actuador	DIN 94	1	-	0,3	0,30 €
Pasador de aleta pluma-pilar	DIN 94	1	-	0,2	0,20 €
Tornillo hexagonal calidad AB para placa soporte cabrestante	DIN 24014	EN 4	-	0,7	2,80 €
Tornillo hexagonal de cabeza hueca para placa soporte motor hidráulico	EN 4762	ISO 4	-	0,6	2,40 €
Tornillo hexagonal calidad AB para anclaje de la base de la grúa	DIN 24014	EN 4	-	1,2	4,80 €
Tuerca soldable hexagonal para placa soporte cabrestante	DIN 929	4	-	0,1	0,40 €
Tuerca hexagonal abridada para placa soporte motor hidráulico	DIN 6923	EN 4	-	0,1	0,40 €
Arandela plástica pluma-pilar	DIN 137	2	-	0,2	0,40 €
Rodamiento de bolas SKF para polea	DIN 625-6005	2	-	3,79	7,58 €
Tornillo hexagonal de cabeza hueca para final de carrera	DIN 912	4	-	0,8	3,20 €
				Total	2.721,55 €

Tabla 31. Cálculo de precio de las piezas que componen el proyecto.

6.2 Presupuesto de mano de obra

Este presupuesto se establece tomando como referencia los costes de mano de obra consultados a empresas que realizan proyectos industriales mediante la realización de trabajos externos como los establecidos en este proyecto mediante terceras empresas.

	Mecanizado	Soldadura	Pintura
Total [minutos]	222	305	177
[€/ hora de trabajo]	40,00 €	35,00 €	28,00 €
Coste [€]	148,00 €	177,92 €	82,60 €
Materiales	<i>Incluidos en MO</i>	<i>Incluidos en MO</i>	<i>Pintura y aditivos</i>
Coste materiales [€]	-	-	72,50 €
Coste de trabajo [€]	148,00 €	177,92 €	155,10 €
Total		481,02 €	

Tabla 32. Cálculo de precios de los trabajos necesarios para realizar el proyecto.

6.3 Presupuesto total

La tabla siguiente muestra el sumatorio de costes, tanto de mano de obra como de piezas y las estimaciones de beneficio industrial y gastos generales estableciendo el presupuesto final de este proyecto.

Presupuesto	
Coste piezas	2.721,55 €
Coste trabajos	481,02 €
<i>Total</i>	3.202,57 €
Gastos generales (12%)	448,36 €
Beneficio industrial (10%)	320,26 €
<i>Base imponible</i>	3.971,19 €
I.G.I.C. (7%)	277,98 €
Total	4.249,17 €

Tabla 33. Presupuesto total del proyecto.