

**UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA**  
**ESCUELA POLITÈCNICA SUPERIOR DE ALCOY**



**UNIVERSITAT  
POLITÈCNICA  
DE VALÈNCIA**

**CAMPUS D'ALCOI**

**TRABAJO FIN DE GRADO**

**GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA**

**“DISEÑO DE UNA MÁQUINA DE EXTRUSION-PELLETIZADO  
PARA EL APROVECHAMIENTO ENERGÉTICO DE BIOMASA EN  
LA COMARCA DE LA COSTERA”**

**Autor:**

**GUILLERMO ARTIGAU CHACON**

**Dirigido por:**

**DAVID GARCÍA SANOGUERA**

**JULIO, 2018**

**UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA**  
**ESCUELA POLITÈCNICA SUPERIOR DE ALCOY**



**UNIVERSITAT  
POLITÈCNICA  
DE VALÈNCIA**

**CAMPUS D'ALCOY**

**TRABAJO FIN DE GRADO**

**GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA**

**“DISEÑO DE UNA MÁQUINA DE EXTRUSION-PELLETIZADO  
PARA EL APROVECHAMIENTO ENERGÉTICO DE BIOMASA EN  
LA COMARCA DE LA COSTERA”**

**Autor:**

GUILLERMO ARTIGAU CHACON

**Dirigido por:**

DAVID GARCÍA SANOGUERA

**JULIO, 2018**

# AGRADECIMIENTOS

Después de un intenso período de cuatro años, ha llegado el momento: escribo este apartado de agradecimientos para finalizar mi trabajo de fin de grado y con ello obtener el título que me acredita como ingeniero mecánico.

Escribir este trabajo ha tenido un gran impacto en mí, no solo a nivel profesional sino en lo personal, ha habido grandes momentos, pero otros que no tanto, es por eso que me gustaría agradecer a todas aquellas personas que me han ayudado y apoyado durante este proceso.

Primero de todo, mis compañeros de piso Nicki, Gonzalo y como no Ignacio. Habéis estado ahí a mi lado en el día a día apoyándome y ayudarme cuando lo necesitaba.

A la empresa Rafael Valles Arandiga SL, me ha permitido formar parte de su equipo desde hace aproximadamente dos años y me ha facilitado en todo momento compaginar la vida laboral y académica.

A mi tutor David

Por supuesto, a mis padres, indispensables en mi vida, siempre a mi lado a pesar de mi forma de ser. Mi hermano, mi tío Luis que es mi mayor admirador y mi familia en general.

Finalmente, mis amigos. A pesar de no haber podido pasar mucho tiempo con ellos estos últimos meses me han demostrado que están ahí a mi lado.

¡Muchas gracias a todos!

# RESUMEN

## **“DISEÑO DE UNA MÁQUINA DE EXTRUSION-PELLETIZADO PARA EL APROVECHAMIENTO ENERGÉTICO DE BIOMASA EN LA COMARCA DE LA COSTERA”**

El presente proyecto realiza un análisis previo de la biomasa de la Comarca Valenciana de la Costera, de forma que conocidas sus características y volumen disponible se procede posteriormente dimensionar una pequeña planta capaz de transformar la mayor parte de esa biomasa en un biocombustible sólido y de mayor eficiencia energética como es el pellet.

La planta consta de tres componentes: una tolva con capacidad para 2m<sup>3</sup> de astillas de madera que recibe la materia y la pone a disposición del transportador helicoidal que alimenta en un régimen constante a la prensa de matriz plana situada a 3metros.

Este sistema es capaz de procesar 800Kg/h de astillas en tamaño G30 con una humedad entre el 12-13% para posteriormente obtener un pellet de 6mm de diámetro y 32mm de largo, que satisface la calidad A1 de acuerdo a la norma vigente EN 14961-4.

Este dimensionado se efectúa a lo largo de tres capítulos donde se realizan los cálculos y verificaciones necesarias empleando los conocimientos adquiridos en el estudio del arte y herramientas como softwares de cálculo mecánico, estático y simulaciones CAE.

Como resultado se facilitan los planos del diseño y un presupuesto aproximado.

# SUMMARY

## **“DESIGN OF AN EXTRUSION-PELLET MACHINE FOR THE ENERGY USE OF BIOMASS IN THE COMARCA LA COSTERA REGION”**

This project performs a preliminary analysis of the biomass of the Comarca Valenciana de la Costera, so that its known characteristics and available volume is then proceeded to size a small plant capable of transforming most of this biomass into a solid biofuel and higher energy efficiency as is the pellet.

The plant consists of three components: a hopper with capacity for 2m<sup>3</sup> of wood chips that receives the material and makes it available to the helical conveyor that feeds in a constant rate to the flat matrix press located at 3 meters.

This system is capable of processing 800Kg / h of chips in size G30 with a humidity between 12-13% to subsequently obtain a pellet of 6mm in diameter and 32mm in length, which satisfies the A1 quality according to the current standard EN 14961 -4.

This dimensioning is carried out over three chapters where the necessary calculations and verifications are carried out using the knowledge acquired in the study of art and tools such as mechanical calculation software, static and CAE simulations.

As a result, the design plans and an approximate budget are provided.

# RESUM

## "DISSENY D'UNA MÀQUINA D'EXTRUSIÓ DE PELLETS PER L'APROFITAMENT ENERGÈTIC DE BIOMASSA A LA COMARCA DE LA COSTERA"

El present projecte realitza una anàlisi prèvi de la biomassa de la Comarca Valenciana de la Costera, de manera que conegudes les seves característiques i volum disponible es procedeix posteriorment dimensionar una xocoteta planta capaç de transformar la major part d'aquesta biomassa en un biocombustible sòlid i de major eficiència energètica com és el pellet.

La planta consta de tres components: una tremuja amb capacitat per a 2m<sup>3</sup> d'estelles de fusta que rep la matèria i la posa a disposició del transportador helicoïdal que alimenta en un règim constant a la premsa de matriu plana situada a 3metres.

Aquest sistema és capaç de processar 800kg / h d'estelles en grandària G30 amb una humitat entre el 12-13% per a posteriorment obtenir un pellet de 6 mm de diàmetre i 32mm de llarg, que satisfà la qualitat A1 d'acord amb la norma vigent EN 14961 -4.

Aquest dimensionat s'efectua al llarg de tres capítols on es realitzen els càlculs i verificacions necessàries emprant els coneixements adquirits en l'estudi de l'art i eines com programaris de càlcul mecànic, estàtic i simulacions CAE.

Com a resultat es faciliten els plànols del disseny i un pressupost aproximat

# CONTENIDOS

<b>AGRADECIMIENTOS</b> .....	<b>3</b>
<b>RESUMEN</b> .....	<b>4</b>
<b>SUMMARY</b> .....	<b>5</b>
<b>RESUM</b> .....	<b>6</b>
<b>CONTENIDOS</b> .....	<b>7</b>
<b>ILUSTRACIONES</b> .....	<b>11</b>
<b>TABLAS</b> .....	<b>15</b>
<b>ABREVIATURAS</b> .....	<b>16</b>
ESTUDIO DEL ARTE.....	16
DIMENSIONADO DEL SILO DE ALIMENTACIÓN .....	17
DIMENSIONADO TRANSPORTADOR HELICOIDAL .....	19
DIMENSIONADO PRENSA DE MATRÍZ PLANA .....	20
<b>INTRODUCCIÓN</b> .....	<b>24</b>
<b>MOTIVACIÓN Y JUSTIFICACIÓN</b> .....	<b>25</b>
<b>OBJETIVOS</b> .....	<b>26</b>
OBJETIVO GENERAL.....	27
OBJETIVOS PARTICULARES. ....	27
<b>DESARROLLO DEL TRABAJO</b> .....	<b>29</b>
<b>CAPÍTULO I: ESTUDIO DEL ARTE</b> .....	<b>30</b>
<b>BIOMASA COMO FUENTE DE ENERGÍA.</b> .....	<b>31</b>
BIOMASA .....	32
DEFINICIÓN .....	32
INTRODUCCIÓN A LA ENERGIA: BALANCE NEUTRO.....	32
CLASIFICACIÓN BÁSICA .....	33
SEGÚN SU ORIGEN .....	33
SEGÚN SU ESTADO .....	34
SEGÚN SU COMPOSICIÓN.....	35
BIOMASA COMO RECURSO ENERGÉTICO .....	35
EVOLUCIÓN DE LA BIOMASA COMO RECURSO ENERGÉTICO .....	36
LA BIOMASA COMO RECURSO ENERGETICO EN EL MARCO MUNDIAL .....	36
LA BIOMASA COMO RECURSO ENERGÉTICO EN EL MARCO NACIONAL .....	37
<b>LA COMBUSTIÓN DE LA MADERA COMO FUENTE ENERGÉTICA RENOVABLE</b> .....	<b>39</b>
<b>BIOCOMBUSTIBLES</b> .....	<b>40</b>
<b>LA MADERA COMO COMBUSTIBLE</b> .....	<b>40</b>
COMBUSTIÓN, COMBUSTIBLE Y COMBURENTE .....	41
¿PORQUE LA MADERA ES UN COMBUSTIBLE? .....	41
LA MADERA ES UN RECURSO NATURAL RENOVABLE .....	41
PROCESO DE COMBUSTIÓN DE LA MADERA .....	47
CONTENIDO ENERGÉTICO DE UN COMBUSTIBLE .....	48
PODER CALORÍFICO o ERENGÍA CALORICA .....	48
INFLUENCIAS SOBRE EL CONTENIDO DE ENERGÍA DEL BIOCMBUSTIBLE:.....	49

<b>FORMAS DE TRANSFORMAR LA MADERA EN COMBUSTIBLE SOLIDO Y COMPARACIÓN RESPECTO A LOS PRINCIPALES COMBUSTIBLES. ....</b>	<b>50</b>
VENTAJAS Y LIMITACIONES DE LA BIOMASA COMO COMBUSTIBLE .....	51
VENTAJAS.....	51
DESVENTAJAS .....	51
PROCESOS FÍSICOS QUE PERMITEN TRANSFORMAR LA BIOMASA SÓLIDA EN UNA FUENTE ENERGÉTICA MAS EFICIENTE .....	52
PRINCIPALES BIOCOMBUSTIBLES SOLIDOS PROCEDENTES DE LA MADERA .....	52
COMPARATIVA ENTRECOMBUSTIBLES .....	54
COMPARATIVA ENERGÉTICA-ECONÓMICA:.....	54
COMPARATIVA ENERGÉTICA: .....	54
<b>BIOMASA DISPONIBLE EN LA COMARCA DE LA COSTERA. ....</b>	<b>55</b>
<b>TERRITORIO AGRICOLA-FORSTAL DE LA COMUNIDAD VALENCIANA .....</b>	<b>56</b>
TERRENO FORESTAL.....	56
TERRITORIO AGRICOLA.....	58
VALORACIÓN DE LAS ESPECIES PARA LA PRODUCCIÓN ENERGÉTICA .....	59
VALORACIÓN DE LA BIOMASA DE LA COSTERA .....	61
<b>PROCESO DE CONVERSIÓN DE LA BIOMASA RESIDUAL EN PELLETS. ....</b>	<b>63</b>
TÉCNICA DE PELLETIZADO .....	64
CARÁCTERÍSTICAS DE LOS PELLETS.....	65
CARACTERÍSTICAS FÍSICAS .....	65
CARACTERÍSTICAS TÉRMICAS:.....	66
NORMALIZACIÓN Y ESTANDARIZACIÓN DE PELLETS .....	67
PROCESO DE PRODUCCIÓN DE PELLETS .....	68
ESQUEMA BÁSICO DE UNA PLATA DE PELLETIZACIÓN .....	69
PREPARACIÓN DE LA MATERIA PRIMA .....	70
PREPARACIÓN DE LA MATERIA PRIMA .....	76
TRANSPORTE: Adaptación del contenido de humedad de la materia prima .....	77
PELLETIZADO: Extrusión del pellet. ....	79
<b>CAPÍTULO II: DISEÑO FINAL, PARÁMETROS SELECCIONADOS. ....</b>	<b>84</b>
<b>DISEÑO FINAL Y CARACTERÍSTICAS DE LOS COMPONENTES ESCOGIDOS. ....</b>	<b>85</b>
DISEÑO FINAL .....	86
CARACTERÍSTICAS .....	87
DIMENSIONES.....	88
COMPONENTES .....	88
SILO DE RECEPCIÓN DE MATERIAL.....	88
DESCRIPCIÓN.....	88
MATERIALES DE FABRICACIÓN.....	88
DIMENSIONES .....	89
CARACTERÍSTICAS .....	89
COMPONENTES.....	90
TRANSPORTADOR HELICOIDAL .....	90
DESCRIPCIÓN.....	90
MATERIALES DE FABRICACIÓN.....	91
DIMENSIONES .....	91
DIMENSIONES NORMALIZADAS BAJO NORMATIVA UNE-58-207-89.....	91
COMPONENTES.....	91
PRENSA DE MATRIZ PLANA.....	92
DESCRIPCIÓN.....	92
MATERIALES DE FABRICACIÓN.....	93

DIMENSIONES .....	93
CARACTERÍSTICAS .....	93
COMPONENTES .....	94
<b>SELECCIÓN DE LOS PARÀMETROS PREVIOS AL DIMENSIONADO.....</b>	<b>95</b>
VOLUMEN DE PRODUCCIÓN Y CARACTERÍSTICAS DE LA MADERA.....	96
CARACTERÍSTICAS DEL PRODUCTO.....	98
TAMAÑO .....	99
RELACIÓN DE COMPRESIÓN .....	99
DENSIDAD DEL PELLET .....	99
CARACTERÍSTICAS .....	99
SELECCIÓN DE LOS COMPONENTES DE LA PLANTA.....	100
SELECCIÓN DEL SILO .....	100
SELECCIÓN DEL TRANSPORTADOR .....	100
SELECCIÓN DE LA PRENSA .....	101
NORMATIVA APLICABLE .....	101
<b>CAPÍTULO III: CÁLCULO Y DIMENSIONADO DE LOS COMPONENTES.....</b>	<b>102</b>
<b>DIMENSIONADO DEL SILO DE RECEPCIÓN. ....</b>	<b>103</b>
DIMENSIONADO DEL SILO. CÁLCULO DEL ESPESOR. ....	104
REQUERIMIENTOS Y DATOS INICIALES .....	104
CÁLCULO DEL ESPESOR DE LAS PAREDES DEL SILO.....	108
SIMULACIÓN DEL CUERPO DEL SILO CON PROGRAMA CAE .....	121
CARGAS INTRODUCIDAS .....	121
RESULTADOS.....	122
CÁLCULO Y SIMULACIÓN DE LA ESTRUCTURA DEL SILO .....	123
CÁLCULO ESTÁTICO: .....	125
RESULTADOS.....	125
<b>DIMENSIONADO DEL TRANSPORTADOR HELICOIDAL .....</b>	<b>128</b>
CÁLCULO DE LA CINEMÁTICA .....	129
DATOS PREVIOS .....	129
CÁLCULO DE LA CAPACIDAD DEL TRANSPORTADOR DE TORNILLO SIN-FIN .....	129
CÁLCULO DE VELOCIDAD DE ROTACIÓN DEL HELICOIDAL, LA SECCIÓN DE TRABAJO Y LA VELOCIDAD LINEAL DEL MATERIAL .....	130
POTENCIA NECESARIA PARA ACCIONAR EL TRANSPORTADOR CON CARGA .....	131
POTENCIA NECESARIA PARA EL DESPLAZAMIENTO DEL MATERIAL, PH .....	131
POTENCIA DE ACCIONAMIENTO DEL TRANSPORTADOR EN VACIO, PN .....	132
POTENCIA REQUERIDA POR LA INCLINACIÓN, PST .....	132
POTENCIA NOMINAL REQUERIDA:.....	132
POTENCIA TOTAL REQUERIDA .....	132
SELECCIÓN DEL MOTOR-REDUCTOR.....	132
CÁLCULO DEL EJE.....	133
FUERZAS QUE ACTUAN EN EL EJE .....	133
VERIFICACIÓN RESISTENCIA A LA FLUENCIA Y FATIGA DEL EJE. SELECCIÓN DE LOS RODAMIENTOS. ....	134
CÁLCULO DEL ACOPLAMIENTO FREXIBLE .....	142
CÁLCULO DEL ACOPLAMIENTO POR CHAVETA.....	144
DETERMINACIÓN DE LA LONGITUD L POR FALLO A CIZALLADURA .....	146
DETERMINACIÓN DE LA LONGITUD L POR APLASTAMIENTO .....	146
CONCLUSIÓN .....	147
VERIFICACIÓN DA LA CHAVETA MEDIANTE SOFTWARE DE CÁLCULO .....	147
DATOS INTRODUCIDOS AL PROGRAMA:.....	147
RESULTADOS.....	148

CÁLCULO Y SIMULACIÓN CAE DE LA ESTRUCTURA.....	149
CARGAS SOBRE LA ESTRUCTURA .....	150
CÁLCULO ESTÁTICO: .....	151
RESULTADOS.....	151
<b>DIMENSIONADO DE LA PRENSA.....</b>	<b>153</b>
CÁLCULOS INICIALES: MATRIZ, RODILLOS Y CINEMÁTICA DEL CONJUNTO .....	154
NÚMERO DE AGUJEROS DE LA MATRIZ. ....	154
VELOCIDAD DE GIRO DEL EJE PRINCIPAL .....	156
FUERZA REQUERIDA EN LOS RODILLOS PARA LA COMPACTACIÓN DEL MATERIAL: .....	158
CÁLCULO DE LA POTENCIA REQUERIDA PARA LA COMPACTACIÓN .....	164
CÁLCULO DE LAS CUCHILLAS DE CORTE .....	165
FUERZA DE CORTE DE LA CUCHILLA.....	166
FUERZA DE FRICCIÓN DE LA CUCHILLA .....	167
FUERZA TOTAL DE LA CUCHILLA .....	167
TORQUE DE LAS CUCHILLAS.....	167
SELECCIÓN DEL MOTOR.....	168
POTENCIA Y PAR REQUERIDOS EN EL EJE PRINCIPAL.....	168
SELECCIÓN DEL MOTOR.....	168
CÁLCULO DE LA TRANSMISIÓN.....	169
CÁLCULO DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN.....	169
POTENCIA DE ENTRADA.....	173
EFICIENCIA DE ENGRANE .....	176
DISEÑO DEL EJE PRINCIPAL.....	177
GEOMETRÍA PRELIMINAR DEL EJE .....	177
ESFUERZOS EL EJE Y CÁLCULO ESTÁTICO.....	179
DIMENSIONADO DEL DIÁMETRO DEL EJE PRINCIPAL .....	183
CÁLCULO FINAL DEL EJE MEDIANTE SOFTWARE.....	184
CÁLCULO DE LOS ELEMENTOS DE UNIÓN.....	195
CUCHILLAS DE CORTE .....	195
VERIFICACIÓN MEDIANTE SOFTWARE DE LA UNIÓN ENTRE LAS CUCHILLAS DE CORTE Y EL EJE .....	196
OCTÓGONO CENTRAL PORTARDILLOS.....	198
VERIFICACIÓN MEDIANTE SOFTWARE DE LA UNIÓN ENTRE EL OCTÓGONO CENTRAL Y EL EJE.....	199
SISTEMA DE TRANSMISIÓN: CORONA DENTADA.....	200
DIMENSIONADO Y SELECCIÓN DE LOS ELEMENTOS DE OBTURACIÓN Y PROTECCIÓN MONTADOS EN EL EJE PRINCIPAL .....	203
SOLUCIÓN DE SELLADO ENTRE MATRIZ Y CÁMARA DE PELLETIZADO .....	204
SOLUCIÓN DE SELLADO ENTRE SECCIÓN SUPERIOR DEL DEPÓSITO Y CÁMARA DE RECEPCIÓN DEL PELLET.....	206
SOLUCIÓN DE SELLADO ENTRE SECCIÓN INFERIOR DEL DEPÓSITO Y EL RODAMIENTO DE LA BASE.....	207
CÁLCULO DE LOS EJES PORTA RODILLOS .....	208
GEOMETRÍA PRELIMINAR DEL EJE .....	208
ESFUERZOS EL EJE Y CÁLCULO ESTÁTICO.....	209
DIMENSIONADO DEL DIÁMETRO DEL EJE.....	212
CÁLCULO FINAL DEL EJE MEDIANTE SOFTWARE.....	213
<b>PRESUPUESTO .....</b>	<b>220</b>
<b>SILO DE RECEPCIÓN DE MATERIAL.....</b>	<b>221</b>
<b>TRANSPORTADOR HELICOIDAL .....</b>	<b>223</b>
<b>PRENSA DE MATRIZ PLANA .....</b>	<b>225</b>
<b>COSTE TOTAL .....</b>	<b>226</b>

<b>PLANOS ACOTADOS .....</b>	<b>227</b>
<b>CONTENIDO .....</b>	<b>228</b>

## ILUSTRACIONES

<b>Ilustración 1.</b> Balance energético de la biomasa .....	32
<b>Ilustración 2.</b> Tipos de biomasa .....	33
<b>Ilustración 3.</b> La biomasa como recurso energético en el marco energético mundial y actual (Datos: Fondo de las Naciones Unidas para la Alimentación y la Agricultura (FAO)) .....	37
<b>Ilustración 4.</b> Desglose energético español año 2017 (informe publicado por ACOGEN -Asociación Española de Cogeneración) .....	37
<b>Ilustración 5.</b> Efecto de la humedad (referida al producto en húmedo) sobre el valor térmico .....	48
<b>Ilustración 6.</b> Biocombustibles sólidos procedentes de la madera .....	53
<b>Ilustración 7.</b> Equivalencia energética entre biocombustibles sólidos y combustibles convencionales .....	54
<b>Ilustración 8.</b> Distribución de las especies arboladas en la Comunidad Valenciana (Fuente: Conselleria de Agricultura, Medio Ambiente, Cambio Climático y Desarrollo Rural) .....	57
<b>Ilustración 9.</b> Especies de árboles dominantes en la Comunidad Valenciana (Fuente: Conselleria de Agricultura, Medio Ambiente, Cambio Climático y Desarrollo Rural) .....	58
<b>Ilustración 10.</b> Ensayo Quercus Ilex (fuente: Pellets development from three woody species under mediterranean conditions de la universidad de Talca en colaboración con la universidad politécnica de Valencia) .....	59
<b>Ilustración 11.</b> Situación agroforestal de la comarca la Costera (Fuente: Conselleria de Agricultura, Medio Ambiente, Cambio Climático y Desarrollo Rural) .....	61
<b>Ilustración 12.</b> Técnica de pelletizado. imagen ilustrativa del proceso básico .....	64
<b>Ilustración 13.</b> Molino de discos .....	70
<b>Ilustración 14.</b> Molino de martillos .....	71
<b>Ilustración 15.</b> Molino de rodillos .....	72
<b>Ilustración 16.</b> Molino de bolas .....	72
<b>Ilustración 17.</b> Prensa de matriz anular .....	81
<b>Ilustración 18.</b> Prensa de matriz plana .....	82

<b>Ilustración 19.</b> Diseño final en perspectiva (captura de solidworks assembly) .....	86
<b>Ilustración 20.</b> Pellet escogido para el proyecto. ....	87
<b>Ilustración 21.</b> Dimensiones generales del conjunto. ....	88
<b>Ilustración 22.</b> Dimensiones del silo .....	89
<b>Ilustración 23.</b> Componentes.....	90
<b>Ilustración 24.</b> Dimensiones del transportador helicoidal.....	91
<b>Ilustración 25.</b> Componentes del transportador .....	92
<b>Ilustración 26.</b> Dimensiones de la prensa .....	93
<b>Ilustración 27.</b> Componentes de la prensa .....	94
<b>Ilustración 28.</b> Propiedades físicas y químicas del pino de Carrasco (Fuente: estudio de las principales maderas de coníferas en España características, tecnología y aplicaciones, de la Universidad de Madrid) .....	97
<b>Ilustración 29.</b> Requisitos del pellet EN 14961-6 .....	98
<b>Ilustración 30.</b> Tolva en perspectiva .....	104
<b>Ilustración 31.</b> Tipos de flujo en la descarga de material (Fuente UNE-ENV 1991-4) .....	106
<b>Ilustración 32.</b> Tipo de flujo en función de ángulo de inclinación de la tolva y ángulo de fricción (fuente: UNE-ENV 1991-4).....	107
<b>Ilustración 33.</b> Dimensiones básicas del silo.....	108
<b>Ilustración 34.</b> Cargas sobre las paredes verticales. ....	109
<b>Ilustración 35.</b> Cargas sobre la tolva.....	113
<b>Ilustración 36.</b> Presiones en la tolva .....	119
<b>Ilustración 37.</b> Cargas introducidas en la simulación de la tolva .....	121
<b>Ilustración 38.</b> Resultados de la simulación del cuerpo del silo (en la parte superior, resultado de las tensiones y en la inferior deformación).....	122
<b>Ilustración 39.</b> Resultados simulación tolva coeficiente de seguridad. ....	123
<b>Ilustración 40.</b> Estructura del silo en perspectiva .....	124
<b>Ilustración 41.</b> Fuerzas Introducidas a la simulación de estructura del silo.....	125
<b>Ilustración 42.</b> Resultados de la simulación de la estructura del silo. Tensión .....	126
<b>Ilustración 43.</b> Resultados de la simulación de la estructura del silo. Deformación.....	126
<b>Ilustración 44.</b> Resultados de la simulación de la estructura del silo. Coeficiente de seguridad mínimo. ....	127

<b>Ilustración 45.</b> Centro de fuerzas en el eje .....	134
<b>Ilustración 46.</b> Fuerzas en el helicoidal.....	134
<b>Ilustración 47.</b> Fuerzas en el eje vistas desde el software de calculo .....	138
<b>Ilustración 48.</b> Rodamientos disponibles para el eje .....	139
<b>Ilustración 49.</b> Rodamiento seleccionado <b>SKF: 6010</b> .....	140
<b>Ilustración 50.</b> Resultados con el rodamiento seleccionado.....	140
<b>Ilustración 51.</b> Gráfica de resultados Desplazamiento en el eje .....	141
<b>Ilustración 52.</b> Gráfica de resultados Tensión en el eje .....	142
<b>Ilustración 53.</b> Perspectiva del acoplamiento conectado al motor.....	142
<b>Ilustración 54.</b> Acople de la serie JAW LOVEJOY - MARTIN – RATHI modelo L100 .....	143
<b>Ilustración 55.</b> Dimensiones reductor (modelo SK 1SI 50-IEC, marca Nord).....	143
<b>Ilustración 56.</b> Perspectiva de la unión entre el motor y eje y sus partes .....	144
<b>Ilustración 57.</b> Chaveta DIN 6885-1 .....	145
<b>Ilustración 58.</b> Montaje de la chaveta .....	145
<b>Ilustración 59.</b> Fuerzas sobre la chaveta.....	145
<b>Ilustración 60..</b> Fuerzas sobre la chaveta por aplastamiento .....	146
<b>Ilustración 61.</b> Resultados de la simulación.....	148
<b>Ilustración 62.</b> Estructura del helicoidal en perspectiva .....	149
<b>Ilustración 63.</b> Cargas introducidas en la simulación .....	151
<b>Ilustración 64.</b> Resultados de la simulación de la estructura del helicoidal. Tensión .....	151
<b>Ilustración 65.</b> Resultados de la simulación de la estructura del helicoidal. Deformación .....	152
<b>Ilustración 66.</b> Resultados de la simulación de la estructura del helicoidal. Coeficiente mínimo de seguridad .....	152
<b>Ilustración 67.</b> Dimensiones de la matriz.....	155
<b>Ilustración 68.</b> Área de trabajo de la matriz.....	159
<b>Ilustración 69.</b> Fases del peletizado .....	160
<b>Ilustración 70.</b> Ángulo de la sección de trabajo .....	161
<b>Ilustración 71.</b> Fuerza de fricción en el rodillo.....	162
<b>Ilustración 72.</b> Fuerza total que deben ejercer los rodillos.....	163

<b>Ilustración 73.</b> Distancia de los rodillos y el centro de la matriz .....	163
<b>Ilustración 74.</b> Aceleración normal, tangencial y resultante .....	164
<b>Ilustración 75.</b> Disposición de las cuchillas de corte .....	165
<b>Ilustración 76.</b> Superficie de corte y ángulo de incidencia de una cuchilla.....	165
<b>Ilustración 77.</b> Vista en planta de la sección de corte.....	166
<b>Ilustración 78.</b> Torque en las cuchillas .....	167
<b>Ilustración 79.</b> Velocidades N1 y N2 .....	169
<b>Ilustración 80.</b> Dimensiones de la corona.....	173
<b>Ilustración 81.</b> Fuerza y par en el eje de la prensa. Perspectiva .....	180
<b>Ilustración 82.</b> Fuerzas y momentos en el eje de la prensa. Vista esquemática .....	180
<b>Ilustración 83.</b> Reacciones sobre los soportes del eje principal de la prensa .....	181
<b>Ilustración 84.</b> Diagrama de esfuerzos en el eje principal de la prensa .....	182
<b>Ilustración 85.</b> Grafico del diámetro mínimo en el eje de la prensa. Software Inventor .....	184
<b>Ilustración 86.</b> Tipos de rodamientos y tipos de cargas que soportan .....	189
<b>Ilustración 87.</b> Vida minima de los rodamientos en función del tipo de maquina .....	190
<b>Ilustración 88.</b> Configuración de rodamientos 1 en el eje de la prensa.....	190
<b>Ilustración 89.</b> Configuración de rodamientos 2 en el eje de la prensa.....	191
<b>Ilustración 90.</b> Opciones para el rodamiento izquierdo del eje de la prensa .....	192
<b>Ilustración 91.</b> Dimensiones y características rodamiento SKF: 33010.....	192
<b>Ilustración 92.</b> Opciones para el rodamiento derecho del eje de la prensa.....	193
<b>Ilustración 93.</b> Dimensiones y características rodamiento SKF: JLM508748/710.....	193
<b>Ilustración 94.</b> Resultados de la verificación de la unión entre cuchillas de corte y eje. Software Inventor .....	197
<b>Ilustración 95.</b> Resultados de la verificación de la unión entre octógono central y eje. Software Inventor .....	200
<b>Ilustración 96.</b> Dimensiones del estriado DIN 5472 .....	201
<b>Ilustración 97.</b> Zonas de la máquina que requieren de un elemento de obturación .....	204
<b>Ilustración 98.</b> Dimensiones sello escogido HMSA10 de la marca SKF .....	205
<b>Ilustración 99.</b> Dimensiones o-ring seleccionado 59.69 x 5.33 de la marca Trelleborg .....	206
<b>Ilustración 100.</b> Dimensiones o-ring seleccionado 50.17x 5.33 de la marca Trelleborg .....	207

<b>Ilustración 101.</b> Despiece de la pieza central.....	208
<b>Ilustración 102.</b> Fuerzas y momentos que actúan sobre el eje de los rodillos.....	210
<b>Ilustración 103.</b> Reacciones sobre los apoyos del eje de los rodillos.....	210
<b>Ilustración 104.</b> Diagrama de fuerza en el eje de los rodillos. ....	211
<b>Ilustración 105.</b> Diagrama de momentos en el eje de los rodillos.....	212
<b>Ilustración 106.</b> Gráfico del diámetro mínimo para cada sección del eje de los rodillos. Software Inventor .....	213
<b>Ilustración 107.</b> Configuración de rodamientos 1 en el eje de de los rodillos .....	216
<b>Ilustración 108.</b> Configuración de rodamientos 2 en el eje de los rodillos .....	217
<b>Ilustración 109.</b> Opciones de rodamientos para el eje de los rodillos .....	218
<b>Ilustración 110.</b> Dimensiones rodamiento SKF: S2005X .....	218

## TABLAS

<b>Tabla 1.</b> Tabla resumen de la clasificación de la biomasa según su composición con ejemplos.....	35
<b>Tabla 2.</b> TABLA Comparativa entre biocombustibles sólidos y los combustibles convencionales: precio el kilogramo/poder calórico inferior (fuente: 2017 Asociación Española de Valorización Energética de la Biomasa ) ...	54
<b>Tabla 3.</b> Distribución de la biomasa disponible de la comarca la Costera. (fuente: Estudio realizado con software BIONLINE).....	62
<b>Tabla 4.</b> Tabla resumen norma europea sobre la calidad del pellet: EN 14961-2 (fuente: Nota técnica Analiza Painz) .....	68
<b>Tabla 5.</b> Tabla resumen de características de los molinos .....	73
<b>Tabla 6.</b> Peso de los componentes sobre la estructura del transportador helicoidal .....	150

# ABREVIATURAS

## ESTUDIO DEL ARTE

AENOR Asociación Española de Normalización y Certificación

UNE Una Norma Española

CO<sub>2</sub> Dióxido de carbono

RSU Residuos sólidos urbanos

ARU Aguas residuales urbanas

FORSU fracción orgánica de residuos sólidos urbanos

ARU aguas residuales urbanas

FAO Fondo de las Naciones Unidas para la Alimentación y la Agricultura

PEFC Asociación Española para la Sostenibilidad Forestal

UE Unión Europea

ACOGEN -Asociación Española de Cogeneración

PIB Producto Interior Bruto

PER plan de energías renovables

RITE Reglamento de Instalaciones Térmicas en los Edificios

C Carbono

H Hidrogeno

H<sub>2</sub>O Agua

H Humedad de la madera expresada como un porcentaje de su peso anhidro.

P<sub>h</sub> Peso de la madera en estado húmedo o peso inicial.

P<sub>s</sub> Peso de la madera en estado anhidro, peso final o constante

p<sub>sl</sub> Punto de saturación de las fibras

HEH Humedad de Equilibrio Higroscópico

Kg kilogramo

metro cúbico (m<sup>3</sup>)

l litro

D<sub>0,x</sub> Densidad Nominal

Db Densidad Básica

Ox,x Densidad de Ensayo

Do,o Densidad Anhidra

Dy,y Densidad Verde

Dz,z Densidad Seca al Aire

SI Sistema Internacional de Unidades

julio (J)

Wh vatio por hora

PCS El poder calorífico superior (PCS)

PCB poder calorífico bruto (PCB)

PCI El poder calorífico inferior (PCI)

PCN poder calorífico neto (PCN),

Avebiom Asociación Española de Valorización Energética de la Biomasa

## **DIMENSIONADO DEL SILO DE ALIMENTACIÓN**

hc: profundidad en la pared vertical

hh: Profundidad en la pared inclinada

htp: Profundidad talud

$\mu$ : Coeficiente de rozamiento estático

$\beta$ : Ángulo de inclinación de la tolva:

$\phi$ : Ángulo de fricción

$\phi_r$ : Ángulo de talud:

V: Volumen:

K: Relación de presiones horizontal y vertical:

$\gamma$ : Peso específico de material:

$\dot{m}$ : Caudal de salida 800kg/h=0.223kg/s

$\rho$ : Densidad 250kg/m<sup>3</sup>

g: Aceleración de la gravedad 9.81m/s<sup>2</sup>

d: Diámetro de salida

$\varphi$ : Es el ángulo de rozamiento interno

$d_p$ : Diámetro de las partículas

$d_c$ : Diámetro interno del cilindro de la sección transversal

Z: Profundidad desde la superficie equivalente del sólido;

A: Área de la sección transversal del silo;

U: Perímetro interior de la sección transversal del silo

$p_{wf}$ : Presiones de rozamiento sobre la pared

$p_{hf}$ : Presiones horizontales

$p_v$ : Presiones verticales

$n_{zSk}$ : Valor característico de la tensión vertical resultante

$p_{vf}$ : Valor de la tensión vertical

C<sub>pf</sub>: Carga concentrada de llenado

C<sub>b</sub>: Coeficiente de mayoración de cargas

$\mu_{heff}$ : Coeficiente de rozamiento con la pared efectivo o movilizado:

$p_{vft}$ : Tensión vertical media en la tolva

b: Coeficiente empírico:  $b = 0,2$ .

S: Coeficiente de geometría de la tolva

F<sub>f</sub>: Coeficiente de presiones en la tolva

P<sub>v</sub>: Tensión vertical en el sólido almacenado.

n: Potencia en el coeficiente de presiones en la tolva.

x: Coordenada vertical en la tolva con origen en el vértice del cono o pirámide.

$p_{nf}$ : Presión normal

$p_{tf}$ : Presión de tracción por rozamiento

t: espesor de la chapa metálica

$\sigma_{adm}$ : esfuerzo a la tracción admisible del material.

$p_{n1}$  y  $p_{n2}$ : Presiones en la tolva debidas la presión vertical del material almacenado en la transición

$p_{n3}$ : Presión en la tolva debida al sólido contenido en la tolva

P<sub>n</sub>: Presión normal

$p_t$ : Presión de tracción por rozamiento

$p_s$ : Sobrepresión debida al flujo de masa

CAE: Ingeniería Asistida por Computadora

ISO: International Organization for Standardization

## **DIMENSIONADO TRANSPORTADOR HELICOIDAL**

A es la sección de trabajo del transportador

$\Phi$  coeficiente máximo de llenado

D diámetro del helicoidal

v velocidad lineal del desplazamiento del material

S Paso en hélices

n velocidad de rotación del helicoidal

IV Capacidad del transportado

PH es la potencia necesaria para el desplazamiento del material;

PN es la potencia para el accionamiento del tornillo en vacío;

Pst es la potencia requerida por la inclinación.

P potencia necesaria

$\lambda$  Coeficiente de resistencia al desplazamiento

g aceleración de la gravedad

PT Potencia total requerida

Fa Fuerza axial

Fr Fuerza radial

Fn Fuerza normal

n hélices Numero de hélices

Mf Momento flector

H altura del punto de aplicación de la fuerza

Smin fatiga Resistencia máxima fatiga

Smin estática Resistencia de fluencia

Ymax Deflexión máxima

S0 Coeficiente de seguridad estática

Lnh Vida útil

f factor corrector

b Anchura de la chaveta

L Longitud de la chaveta

h Altura de la chaveta

Sy Límite de fluencia

fs Factor de seguridad

T Par de giro

$\tau$  Tensión tangencial en la sección cortante

$\sigma_{adm}$  tensión admisible

## **DIMENSIONADO PRENSA DE MATRÍZ PLANA**

Qvol Flujo volumétrico

l Longitud del pellet

D Diámetro del pellet

Fc factor de recubrimiento

b Ancho del rodillo

dr Diámetro de rodillo

ho Capa de material inicial

Fd Variación de densidad

P Presión de compactación

Yf Esfuerzo de fluencia promedio del material durante el proceso de deformación

$\delta$  Deformación originada durante la extrusión

a - b Constantes empíricas para el ángulo del dado

F Fuerza de compactación del rodillo

hf Capa de material pre-compactado

RC relación de compresión

lt Longitud de la sección de trabajo del rodillo

X Valor de la longitud de desplazamiento del área de trabajo del rodillo

$\mu$  Coeficiente de fricción entre la madera y el acero (coeficiente de fricción entre la madera y el acero  $\mu=0.6$ )

$\Delta$  Ángulo de la sección de trabajo

r Radio del rodillo

R Fuerza de fricción en el rodillo

Ft Fuerza total que deben de realizar los rodillos

T Torsión en el eje originadas por la acción de los rodillos

anormal Aceleración normal o centrípeta del rodillo

vtangencial Velocidad tangencial

m Masa del rodillo

$\omega$  Velocidad de rotación del rodillo

Pt Potencia total de la peletizadora

Ptotal Potencia total

Ttotal Par torsor total

Pmotor Potencia del motor

Fs factor de servicio

Cr Cromo

Ni Níquel

N1 Rpm del eje del motor

Mg Relación de transmisión

N2 Rpm del eje principal de la matriz

C Distancia entre centros

$\phi$  Ángulo de presión

ds diámetro del tornillo sin fin

dg Diámetro del engrane o corona

L Longitud de avance del tornillo sin fin

$\lambda$  Ángulo de avance del sin fin

$\beta$  Ángulo de pendiente de la hélice

amax Ancho de cara máximo la corona

zcorona Numero de dientes de la corona

me Módulo de un engranaje

dg Diámetro de paso

Ng Número de dientes del engrane

Nx Número de inicios del tornillo (se encuentra típicamente entre 1 y 10 en los engranajes sin fin comerciales)

px Paso axial del tornillo y el

pc Paso circular de la corona

Nx Número de cuerdas sobre el tornillo sin fin

ad Altura de la cabeza

br Altura de la raíz

h Altura total del diente

$\Phi$  Pérdida de potencia por fricción en el engranado

$\Phi_0$  Potencia de salida

$\Phi$  Potencia permisible de entrada

Cs Factor material

Vt Velocidad tangencial en el diámetro del sin fin

Wtg Carga tangencial

Wf Fuerza de fricción

Cm Factor de corrección de razón

Cv Factor de velocidad

$\eta$  Eficiencia de engrane

Fa Fuerza axial

Fr Fuerza radial

M Momento flector

T Esfuerzo cortante

Ra Reacción en A

Rb Reacción en B

Smin fatiga Resistencia máxima fatiga

Smin estática Resistencia de fluencia

Ymax Deflexión máxima

S0 Coeficiente de seguridad estática

Lnh Vida útil

N el coeficiente de seguridad

$\sigma_{adm}$ : esfuerzo a la tracción admisible del material.

Sy Límite de fluencia

S0 Coeficiente de seguridad estática

B Rodamiento

Su Resistencia a la rotura

Ka Factor de aplicación

Kf Factor de vida útil

ds Diámetro medio

hst Altura de conexión

padm Presión admitida en la superficie del eje o nervadura

Km factor de distribución de la carga

Irodillo Inercia del rodillo

$\alpha$  aceleración

Frr Fuerza radial

**INTRODUCCIÓN**

**INTRODUCCIÓN**

## MOTIVACIÓN Y JUSTIFICACIÓN

En la actualidad el territorio forestal Valenciano no solo se encuentra abandonado, sino que está en aumento principalmente por la pérdida de actividad en las superficies de cultivos agrícolas y la colonización de éstas tierras por especies forestales. Toda esta situación trae consigo la acumulación de biomasa en el monte lo que pone en riesgo la propia pervivencia de nuestros estos aumentando el riesgo de propagación de incendios forestales. Como prueba de ello, 233 Incendios que fueron registrados el pasado año 2017 por el Grupo Operativo de Investigación de Incendios Forestales (GOIIF) de la Generalitat Valenciana.

Por otra parte, la biomasa agrícola, principalmente en forma de restos de poda, es un residuo que, dada su escasa rentabilidad y dificultades logísticas asociadas a su recogida, la práctica habitual es su quema. Actualmente existen numerosas restricciones a la hora de quemar estos desperdicios que dificultan este proceso, por la alta susceptibilidad a generar incendios.

La biomasa es un recurso energético en desuso y no nos damos cuenta de su valor, es cierto que se requiere un mayor volumen de este combustible que el de otros como el petróleo para obtener un mismo propósito, por otro lado, su coste es relativamente inferior y sobre todo tiene grandes beneficios medioambientales y sociales

Si de alguna manera podemos gestionar toda esta materia y transformarla en un combustible más eficiente energéticamente más duradero se puede conseguir la atención que se merece y de este modo dar una salida económica viable al mundo rural, a la vez que mitigar el cambio climático al retener por más tiempo el carbono en las maderas, y reducir el riesgo de incendios.

**OBJETIVOS**

**OBJETIVOS**

## OBJETIVOS

---

### OBJETIVO GENERAL.

El presente proyecto tiene dos visiones del objetivo principal:

En primer lugar, el objetivo principal visto desde una perspectiva general consiste en diseñar una máquina destinada a extruir pellets a partir de los recursos madereros que se pueden disponer en la comarca valenciana de la Costera.

En segundo lugar, desde una visión medioambiental, el objetivo consiste en consolidarse con el medioambiente facilitando la implantación de una estrategia de desarrollo sostenible fundamentada en la Economía circular. Esta estrategia abandona el modelo lineal de producir, usar y tirar por un modelo circular de reducir, reciclar y reutilizar aprovechando los residuos agroforestales de la zona como restos leñosos procedentes de podas y limpieza de montes con el fin de fabricar combustible de biomasa densificada “pelet”.

### OBJETIVOS PARTICULARES.

El proyecto está dividido en cuatro capítulos o sub-objetivos:

El primer capítulo será el correspondiente al estudio del arte donde se pretende recopilar todos los conocimientos básicos imprescindibles para la comprensión del proyecto:

- Conocer que es la biomasa como fuente de energía, sus orígenes, usos y situación actual a nivel tanto mundial como nacional.
- Formas transformar la biomasa sólida como combustible y comparación con el resto de energías no renovables.
- Analizar la biomasa residual sólida que se puede encontrar en la Costera, para conocer el tipo de madera que se utilizará en la producción de los pellets.
- El proceso de fabricación de los pellets: tipos de máquinas y procesos.

El segundo capítulo tiene como objetivo presentar el diseño final y justificar aquellas características y requisitos que han influenciado durante la elección y el dimensionado del conjunto final, como:

- Volumen de materia a procesar
- Características de la madera a procesar
- Propiedades del producto. El pellet producido se utilizará como biocombustible de uso doméstico y por ello debe cumplir los estándares de fabricación establecidos por la normativa vigente.
- Máquinas que intervienen en el proceso

## OBJETIVOS

---

- Normativas
- Materiales

El tercer capítulo, es el que da sentido al proyecto, ya que su objetivo es el cálculo y dimensionado de los elementos destinados a alimentar (tolva), acondicionar (transportador sin fin) y extruir la madera en pellet.

Por último, el cuarto y último capítulo contemplara de forma aproximada los costes y gastos de fabricación del diseño.

**DESARROLLO DEL TRABAJO**

DESARROLLO DEL  
TRABAJO

**CAPÍTULO I: ESTUDIO DEL ARTE**

### **BIOMASA COMO FUENTE DE ENERGÍA.**

*Este primer apartado consta de tres puntos o sub apartados que están destinados a conocer la base del proyecto, la biomasa focalizada al ámbito energético: definición, clasificación, origen, usos y situación actual tanto a nivel mundial como nacional:*

*El primer sub-apartado define biomasa, introduciendo su importancia energética a partir del principio del balance energético neutro. También se muestra una breve clasificación básica en función de su composición, origen o el estado.*

*El segundo punto está enfocado al tema de estudio, es decir, la biomasa como recurso energético. Inicialmente se da una breve visión de la evolución que ha ido sufriendo desde nuestros orígenes hasta la actualidad donde se está volviendo a convertir en una de las principales fuentes energéticas. Seguidamente, se indican cuáles pueden ser las causas que están originando este resurgimiento. Por último, se da un visión actual de lo que supone este recurso energético en el marco mundial y más en concreto en el nacional.*

## BIOMASA

### DEFINICIÓN

La Asociación Española de Normalización y Certificación (AENOR), utiliza la definición de la Especificación Técnica Europea CEN/TS 14588 para catalogar la “biomasa” como “todo material de origen biológico excluyendo aquellos que han sido englobados en formaciones geológicas sufriendo un proceso de mineralización”. Así pues, quedan excluidos los combustibles fósiles y las materias orgánicas derivadas de éstos (los plásticos y la mayoría de los productos sintéticos), cuya formación y composición hace miles de años no es comparable con lo que llamamos “el balance neutro de la biomasa” en las emisiones de dióxido de carbono (CO<sub>2</sub>).

### INTRODUCCIÓN A LA ENERGIA: BALANCE NEUTRO

El balance neutro es el motivo por el cual la combustión de biomasa no contribuye al aumento del efecto invernadero. Este balance se basa en el equilibrio de energías donde el carbono que se libera tras quemar una planta es aproximadamente el mismo que haya absorbido y transformado durante su crecimiento.

La biomasa es una energía renovable de origen solar. Algunos organismos vivos, como las plantas, almacenan la energía radiante del Sol a través de la fotosíntesis, utilizando posteriormente parte de esta energía para convertir los compuestos inorgánicos que asimilan (como el CO<sub>2</sub>) en compuestos orgánicos. La energía de la biomasa puede recuperarse mediante combustión directa (bioenergía) o mediante combustión indirecta transformándola en combustible (biocombustibles).

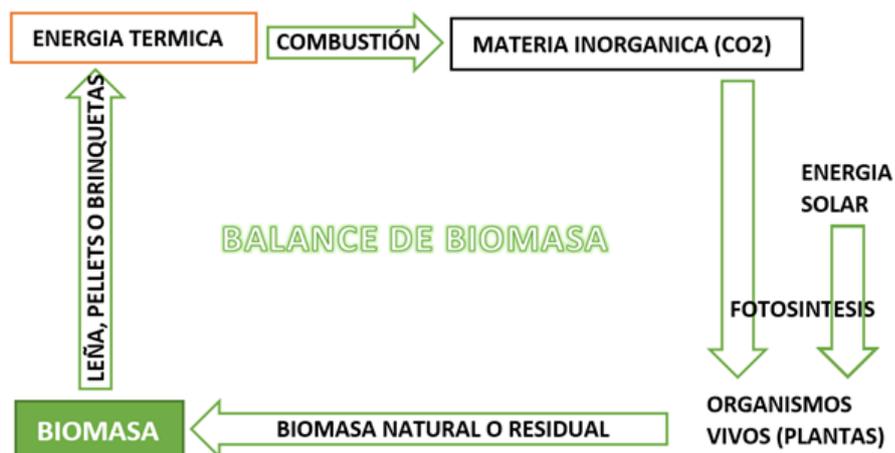


Ilustración 1. Balance energético de la biomasa

## CLASIFICACIÓN BÁSICA

Existen numerosas clasificaciones de biomasa, pero las más utilizadas son según su composición, origen, y estado, las que se reflejan en la Figura II:

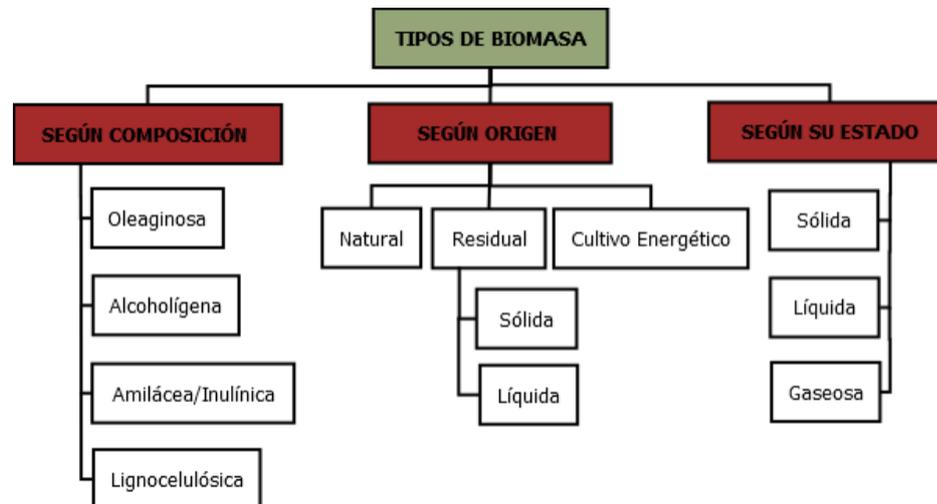


Ilustración 2. Tipos de biomasa

### SEGÚN SU ORIGEN

La primera forma de clasificar la biomasa es por su origen como materia prima, distinguimos tres tipos: natural, residual y los cultivos energéticos:

- **La biomasa natural**

Es la biomasa que se produce de forma espontánea en la naturaleza, en ecosistemas que no hayan sufrido intervención humana. Por ejemplo, la caída natural de ramas de los árboles (poda natural) en los bosques.

- **La biomasa residual:**

Consiste en la biomasa que procede de los residuos generados por el desarrollo de diferentes actividades humanas y los vertidos denominados biodegradables. Entre ellos pueden citarse:

- Residuos de actividades agrícolas, forestales y de jardinería: poda, rastrojos, etc.
- Residuos de la industria agroalimentaria: alpechines, bagazos, cáscaras, vinazas, etc.

## DESARROLLO DEL TRBAJO

---

- Residuos de la industria de la transformación de la madera (aserraderos, fábricas de papel, muebles, etc.)
- Residuos ganaderos: principalmente purines.
- Residuos sólidos urbanos (RSU), aguas residuales urbanas (ARU) y Aceites alimentarios usados.

- **Cultivos energéticos**

Son aquellos cultivos con fines no alimentarios destinados a la producción de energía (biocombustibles). A diferencia de los cultivos agrícolas alimenticios, estos son seleccionados en base a la producción de cantidad de biomasa. Por ejemplo: cereales o remolacha para producción de bioetanol o biodiesel.

### SEGÚN SU ESTADO

Por otro lado, podemos clasificar la biomasa según su estado en:

- **Biomasa sólida**

Este tipo de biomasa es el más conocido, y en él podemos englobar la madera obtenida de tratamientos selvícolas forestales, residuos de las industrias (carpinterías, papeleras, etc.), residuos de podas, subproductos o residuos de naturaleza agrícola (e.j. paja), cultivos energéticos...

- **Biomasa líquida**

Este grupo englobaría a los residuos ganaderos, los residuos industriales biodegradables, aceites y biocarburantes (bioetanol y biodiesel).

- **Biomasa gaseosa**

Metano o biogás obtenido a partir de residuos de animales, residuos agroalimenticios, vertederos y escombreras, etc., a través de diversos procesos (termoquímicos, microbiológicos, etc.)

## DESARROLLO DEL TRBAJO

---

### SEGÚN SU COMPOSICIÓN

En la siguiente tabla se refleja otra clasificación de la biomasa según su composición, con ejemplos basados en biomasa agrícola:

**Tabla 1.** Tabla resumen de la clasificación de la biomasa según su composición con ejemplos.

TIPO	SUBSTANCIA BIORGANICA		EJEMPLOS
	<b>LIPIDOS</b>		
Oleaginosa			Semillas de girasol, soja, maíz, lino, almendro
	<b>HIDRATOS DE CARBONO</b>		
Alcoholígena	Monosacáridos	Glucosa	Pulpa de fruta
		Fructosa	Pulpa de fruta
	Disacáridos	Sacarosa	Caña de azúcar, sorgo dulce, remolacha
Amilácea /Inulínica	Polisacáridos	Insulina	Tubérculo de patata y rizomas de dalia, achicoria
		Almidón	Granos de cereal, Tubérculo de patata
Lignocelulósica	Polisacáridos	Hemicelulosa	Maderas en general
		Celulosa	Residuos lignocelulósicos

## BIOMASA COMO RECURSO ENERGÉTICO

Durante siglos la biomasa ha jugado un papel muy importante en el desarrollo de la civilización, habiendo sido utilizada como recurso energético, extraída directamente de nuestros bosques sin apenas transformación previa (en forma de leña) o sufriendo ciertos procesos de pirólisis como en la obtención del carbón. En la actualidad, este sigue siendo el principal modo de uso a nivel mundial y una de las principales causas de deforestación en países en vías de desarrollo con gran superficie forestal.

### EVOLUCIÓN DE LA BIOMASA COMO RECURSO ENERGÉTICO

Originalmente, la biomasa era la única fuente energética disponible para realizar las tareas cotidianas de nuestros antepasados. Cuando el uso de combustibles fósiles comenzó a tomar fuerza, esta se vio relegada a un plano inferior, donde su aportación a la producción de energía primaria era insignificante.

Con el paso de los años, han ido apareciendo una serie de factores económicos, tecnológicos y medioambientales que en conjunto han generado un resurgimiento de la biomasa como fuente energética.

Estos factores son:

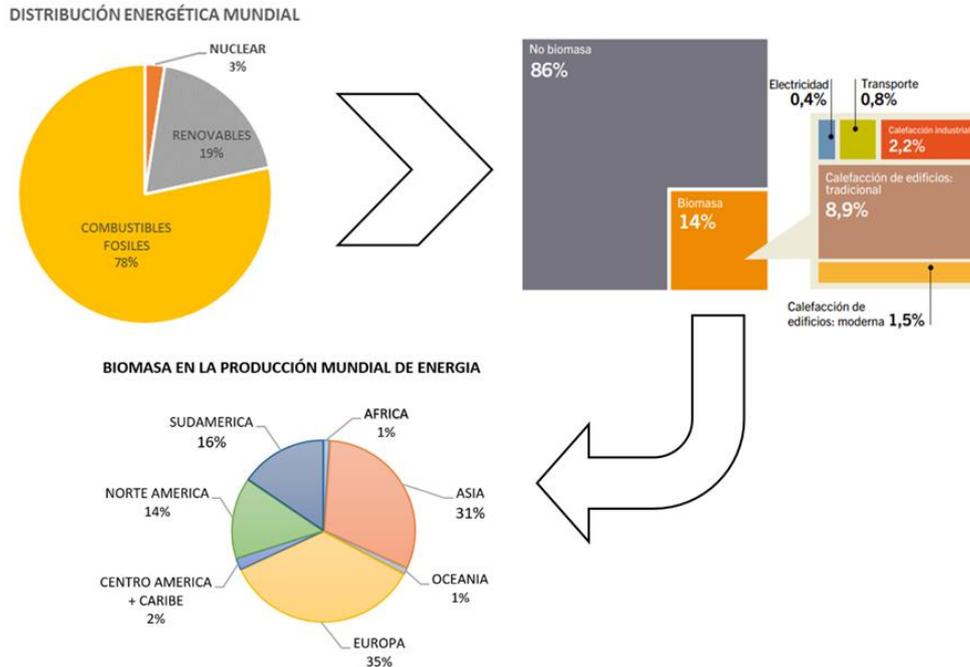
- El incremento y la continua fluctuación en los precios de los combustibles fósiles.
- El aumento de la producción agrícola.
- La necesidad de buscar usos alternativos a la producción agrícola.
- El Cambio climático.
- El desarrollo de conocimientos científicos y técnicos destinados a optimizar el proceso de obtención de energía.
- El marco económico favorable en algunos países que apuestan por la producción de energética renovable, mediante ayudas y subvenciones

### LA BIOMASA COMO RECURSO ENERGETICO EN EL MARCO MUNDIAL

El desarrollo y operación de los actuales sistemas de producción y consumo necesitan grandes cantidades de energía para mantenerse. Por ello, los países pobres tienen un bajo consumo de energía, mientras que el consumo energético de los países ricos es varias veces superior a los anteriores, aun cuando sus procesos sean mucho más eficientes y existan importantes campañas de concienciación para el ahorro energético.

En el marco estadístico actual, la energía obtenida de la biomasa aporta un 14 % de la energía primaria mundial. Dentro de este porcentaje, el aprovechamiento de la biomasa con fines energéticos se cifra en torno al 3 o 4 % en los países industrializados, y en un 60 % en los países en vías de desarrollo. En estos últimos, se encuentran limitados todos los recursos energéticos exceptuando a la biomasa que constituye por tanto la fuente energética principal.

# DESARROLLO DEL TRBAJO

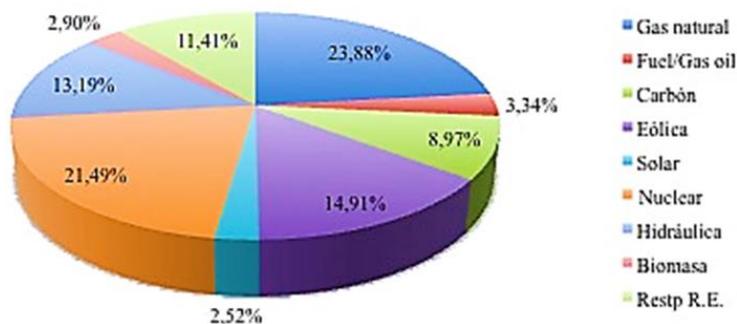


**Ilustración 3.** La biomasa como recurso energético en el marco energético mundial y actual (Datos: Fondo de las Naciones Unidas para la Alimentación y la Agricultura (FAO))

## LA BIOMASA COMO RECURSO ENERGÉTICO EN EL MARCO NACIONAL

Desde la perspectiva española, más del 80% del abastecimiento energético proviene de energías fósiles, otro 13% de energía nuclear, y solamente alrededor del 6% de Energías Renovables.

La biomasa ocupa el 45% de la producción energética renovable, lo que equivale al 2,9% del balance total. La mayor parte de esta proviene del sector forestal, utilizándose en sector doméstico, mediante sistemas tradicionales poco eficientes (uso de leñas) y en industrias forestales para consumo térmico o cogeneración.



**Ilustración 4.** Desglose energético español año 2017 (informe publicado por ACOGEN -Asociación Española de Cogeneración)

## DESARROLLO DEL TRBAJO

---

Las comunidades autónomas de mayor consumo son Andalucía, Galicia y Castilla y León, debido al gran sector industrial que albergan por tener un territorio forestal desarrollado. (Datos: Asociación Española para la Sostenibilidad Forestal (PEFC) Castilla y León es la comunidad que más superficie forestal certificada supone el 34% de la superficie, en segundo lugar, Navarra seguida de Andalucía)

En la última década España ha ido incrementado de forma exponencial la utilización fuentes renovables en su producción energética. La estrategia ha consistido en realizar reformas, implantar leyes, dar ayudas... en definitiva, fomentar la utilización de energías renovables por tal de cumplir unos objetivos productivos exigentes, prefijados para un plazo de tiempo determinado. Actualmente, esta estrategia, está fundamentada en el Plan de energías renovables 2011-2020, y consiste en alcanzar una cuota del 20% de energía procedente de fuentes renovables en el consumo total de energía de la UE en 2020.

El PER (plan de energías renovables) 2011-2020, pretende con la biomasa:

- Evitar el vertido de 10.587.673 toneladas de CO<sub>2</sub> en la generación de electricidad.
- Evitar el vertido de 11.280.173 toneladas de CO<sub>2</sub> en calefacción/refrigeración.
- Pasar de un aporte al PIB (en millones de euros) de 48,9 en el 2009 a 87,5 en lo que se refiere a biomasa térmica.
- Tener un nivel de empleo de 42.017 puestos de trabajo en 2020 en lo que se refiere a biomasa térmica.
- Tener un nivel de empleo de 49.335 puestos de trabajo en 2020 en lo que se refiera biomasa para generación de electricidad.

La reforma que mayores beneficios ha reportado a la biomasa como fuente energética hasta a día de hoy, es la inclusión de este tipo de instalaciones en el Reglamento de Instalaciones Térmicas en los Edificios (RITE), donde su utilización posibilite obtener una calificación energética A en edificios.

### **LA COMBUSTIÓN DE LA MADERA COMO FUENTE ENERGÉTICA RENOVABLE “BIOCOMBUSTIBLE”**

*Este apartado está destinado a encauzar la teoría al tema de estudio: la utilización de la madera como combustible renovable. Consta de tres puntos o sub-apartados:*

*El primer punto está destinado a definir que son los biocombustibles, como se pueden clasificar según su estado o generación y cuáles son las tecnologías de conversión que permiten aprovechar la energía de la biomasa.*

*En el segundo punto se definen los conceptos: combustión, combustible y comburente. De este modo se justifica porque la madera no es solo un combustible sino una fuente energética natural, renovable y sostenible. Finalmente, se detallan las etapas en que consiste el proceso de combustión de la madera.*

*Por último, el tercer punto valora el contenido energético que es capaz de almacenar un combustible, para ello, se define la magnitud poder calorífico y se determinan que características de la madera tienen más influencia sobre su valor.*

# DESARROLLO DEL TRBAJO

---

## BIOCOMBUSTIBLES

Como se ha definido en el punto anterior, se considera biomasa a todo material de origen biológico excluyendo aquellos que han sido englobados en formaciones geológicas sufriendo un proceso de mineralización (combustibles fósiles y derivados de ellos).

Los biocombustibles son aquellos combustibles obtenidos directa o indirectamente a partir de la biomasa. Dada su naturaleza, están considerados como una energía renovable.

Pueden clasificarse de diferentes formas atendiendo a diversas características:

- **Clasificación según su estado:**

Los biocombustibles se presentan en forma: sólida (astillas, pellets, leña, carbón...), líquida (aceites, alcoholes...) o gaseosa (gases naturales: metano...).

- **Clasificación según su generación:**

En función de la materia prima de la que provengan estos biocombustibles y de los procesos que se han utilizado para obtenerlos se clasifican en cuatro generaciones:

- **Primera generación:** Materia obtenida a partir de cultivos agrícolas hábiles para la alimentación.
- **Segunda generación:** Materia no aprovechable para la alimentación: cultivos agroforestales y residuos procedentes de industrias agroalimentarias.
- **Tercera generación:** Materia similar a la utilizada por la segunda generación, pero especialmente diseñada y/o adaptada para mejorar la conversión de biomasa a biocombustible.
- **Cuarta generación:** Materia prima totalmente destinada a mejorar la eficiencia en la captación y almacenamiento de CO<sub>2</sub>.

Las tecnologías de conversión para aprovechar la energía de la biomasa incluyen desde los procesos más simples, como la tala de árboles y su posterior quema, hasta los más complejos, como convertir los azúcares de un cultivo en combustibles líquidos.

## LA MADERA COMO COMBUSTIBLE

Volviendo a centrar la atención en el tema de estudio, la madera es un material que se extrae de los árboles, por tanto, tiene origen biológico. Como todo compuesto orgánico puede ser utilizado como fuente energética, es por tanto un biocombustible.

Existen distintas formas de convertir la madera en energía. Dependiendo de proceso de transformación seleccionado, La madera puede ser transformada en distintos formatos de biocombustibles sólidos, líquidos o gases.

## DESARROLLO DEL TRBAJO

---

*En el presente trabajo, estudiará la madera como biocombustible sólido, de segunda generación, destinado a ser transformado en energía mediante el proceso termoquímico de combustión. Es decir, para generar energía en forma de calor.*

### COMBUSTIÓN, COMBUSTIBLE Y COMBURENTE

La combustión es una reacción química en la que un elemento (combustible) se combina con otro (comburente, generalmente oxígeno en forma de O<sub>2</sub> gaseoso), liberando energía en forma de calor y de luz (en forma de llama).

Por tanto, un combustible es un material capaz de liberar energía cuando se oxida de forma violenta con desprendimiento de calor. Supone la liberación de una energía de su forma potencial (energía de enlace) a una forma utilizable sea directamente (energía térmica) o energía mecánica (motores térmicos) dejando como residuo calor (energía térmica), dióxido de carbono y algún otro compuesto químico.

### ¿PORQUE LA MADERA ES UN COMBUSTIBLE?

La madera al igual que todos los compuestos orgánicos (que proceden de los seres vivos) es un combustible. Esto se debe a la presencia de carbono (C) e hidrogeno(H) que son los elementos que intervienen en la combustión.

La madera es materia orgánica y, como tal, está formada fundamentalmente por carbono, hidrógeno y oxígeno. Estos átomos se combinan produciendo principalmente moléculas de celulosa y lignina, dos compuestos formados por un enorme número de átomos y muy ricos en carbono. En la combustión, el carbono reacciona con el oxígeno y se quema formando dióxido de carbono (CO<sub>2</sub>), el hidrógeno se quema formando agua (H<sub>2</sub>O) y otros componentes que están presentes en la madera no se pueden quemar (no son combustibles) forman las cenizas.

Aunque la reacción libera energía, a este tipo de reacciones químicas se les llama “exotérmicas”. Para que dicha reacción comience es necesario aplicar calor y elevar la temperatura del material que vamos a quemar (en este caso madera) hasta el punto de ignición (temperatura a la que empieza a arder la madera).

### LA MADERA ES UN RECURSO NATURAL RENOVABLE

Como se explica en los primeros puntos, la madera pertenece a las fuentes renovables de energía, es un biocombustible.

La madera a pesar de no ser el combustible más eficiente energéticamente, es una solución perfecta a la hora de generar energía de forma ecológica y sostenible: su formación se lleva a cabo a través de la fotosíntesis que, desde un punto de vista energético almacena la energía solar en forma de carbono para luego poder ser transformada en energía utilizable.

- ECOLÓGICA: la madera proviene del medio natural de los árboles y su utilización energética se rige por el balance neutro de la biomasa: la combustión libera una cantidad de CO<sub>2</sub> a la atmósfera y esa misma cantidad de CO<sub>2</sub> es la misma que el árbol

## DESARROLLO DEL TRBAJO

---

absorbió de ella durante su crecimiento. Por tanto, no contribuye al calentamiento global, puesto que no hay una sobre emisión de carbono

La reacción también origina agua y residuos sólidos no combustibles. El agua a consecuencia de la alta temperatura pasa a la atmosfera en forma de vapor, por otra parte, una parte de los residuos son biodegradables, y por tanto se vuelven a reintegrar en la naturaleza.

- **SOSTENIBLE:** Con un uso respetuoso con el equilibrio del ecosistema, a la par que se talan los árboles viejos pueden crecer de forma natural o plantarse árboles nuevos.

### PROPIEDADES FÍSICAS DE LA MADERA

En el ámbito energético se puede destacar una propiedad básica que caracteriza a la madera: el contenido de humedad. Este parámetro tiene una total influencia sobre el resto de propiedades físicas: volumen, masa. A su vez de estas tres depende una cuarta que es el pilar de la optimización energética de la madera como combustible: la densidad.

- **HUMEDAD**

La madera, como un material proveniente de seres vivos que son los árboles. contiene desde su origen una gran cantidad de agua en su interior. En un árbol recién cortado, su madera contiene una importante cantidad de agua, variando el contenido según la época del año, la región de procedencia y la especie forestal de que se trate. Las maderas livianas por ser más porosas, contienen una mayor cantidad de agua que las pesadas. De igual manera, la albura, por estar conformada por células cuya función principal es la conducción de agua, presenta un mayor contenido de humedad que el duramen. Esto indica que el porcentaje de agua contenido en los espacios huecos y en las paredes celulares de la madera es muy variable en el árbol vivo.

El agua contenida en la madera se encuentra bajo diferentes formas (agua libre, agua de saturación y agua de constitución), tal como se describe a continuación:

- **Agua de saturación:** Se debe a la microporosidad de la madera. Es el agua que está contenida en las paredes celulares, en los jugos naturales: celulosa, hemicelulosa y lignina. La cantidad dependerá de la naturaleza del árbol. Tiene gran influencia sobre las propiedades físico-mecánicas.
- **Agua libre:** se debe a la macroporosidad del material. Es el agua que ha absorbido la madera del ambiente y se encuentra relleno las cavidades del lumen celular. No tiene influencia sobre las propiedades mecánicas.
- **Agua de constitución:** Forma parte de la constitución química de la madera, es el agua que forma parte de la materia celular de la madera. Su separación implicaría la destrucción parcial del material.

## DESARROLLO DEL TRBAJO

---

La humedad de la madera está directamente relacionada con el peso, y afecta a otras propiedades físicas y mecánicas. Por eso, es importante conocer el contenido de humedad de una madera para las condiciones en la que va a emplearse.

Por definición es la cantidad de agua, vapor de agua que está presente en la superficie o el interior de un cuerpo, la cual vaporizada se mezcla luego con el aire.

La determinación del contenido de humedad en la madera se hace considerando sólo los valores del agua libre y de saturación.

El contenido de humedad se define como el peso de la cantidad de agua presente en una pieza de madera, expresado en función del peso de esa pieza en condición seca o anhidra. Su valor se expresa en porcentaje y se calcula por medio de la siguiente fórmula:

$$H = \frac{P_s - P_h}{P_s}$$

donde:

*H= Humedad de la madera expresada como un porcentaje de su peso anhidro.*

*Ph= Peso de la madera en estado húmedo o peso inicial.*

*Ps= Peso de la madera en estado anhidro, peso final o constante.*

*(Por estar el contenido de humedad referido a un porcentaje del peso anhidro de la madera, su valor puede ser superior al 100 %)*

Dependiendo del contenido de humedad la madera adquiere las siguientes denominaciones:

- Madera verde: Para contenidos de humedad comprendidos entre el 30% (punto de saturación de las fibras (psl)) hasta la humedad del árbol vivo (del 70 al 150% según la especie)
- Madera húmeda: Para contenidos de humedad entre el 20 y el 30%.
- Madera seca al aire: Cuando el contenido de humedad se encuentra en el entorno del 13 al 18%.
- Madera seca en cámara: Para contenidos de humedad por debajo del 12%.
- Madera anhidra: Totalmente seca 0% humedad

La madera es un material higroscópico, tiene la propiedad de ceder o ganar humedad en función del estado higrotérmico del aire que la rodea. Es decir, el agua que se encuentra en el interior de la madera tiende al equilibrio con las condiciones ambientales (temperatura y humedad relativa). Por tanto, para cada situación de humedad relativa y temperatura del aire se tiene un contenido de humedad en la madera al que se le conoce como Humedad de Equilibrio Higroscópico (HEH).

## DESARROLLO DEL TRBAJO

---

El Equilibrio Higroscópico depende de:

- la humedad relativa del entorno: Es el factor más importante entre los que afectan al contenido de humedad de la madera. Mide la cantidad de agua en el aire en forma de vapor, comparándolo con la cantidad máxima de agua que puede ser mantenida a una temperatura dada.
- La temperatura del entorno

Es importante anotar que este equilibrio no se alcanza instantáneamente y el tiempo empleado depende de varios factores, tales como la densidad de la madera, el espesor, la cantidad y calidad de sustancias extractivas presentes, la humedad inicial, etc.

La humedad es una medida clave a lo largo del desarrollo del proyecto, como ya se ha citado anteriormente esto se debe a la gran influencia que tiene sobre las características mecánicas, físicas y térmicas de la madera.

En los intercambios de humedad con el ambiente, la madera nunca puede rebasar el contenido de humedad del 30 % conocido como punto de saturación de las fibras (psl), ni puede bajar del umbral del 4-5% (próximo al estado anhidro). En toda esa franja el agua que se cede o se absorbe se fija en la pared celular y provoca fenómenos de hinchazón y merma.

- Funcionalmente:  
Un incremento de la humedad conlleva al aumento del agua contenida en el material y por tanto mayor peso y dimensiones.
- Energéticamente:  
Un mayor valor de humedad implica una menor cantidad de materia seca por unidad de masa. Como lo que proporciona el calor al arder es la materia seca y no el agua, menor será el calor suministrado.

*Cuanta más humedad tiene la madera, más cantidad de agua hay que evaporar. Esto conlleva a la pérdida de parte del calor producido durante la combustión en evaporar dicha agua.*

- **VOLUMEN**

El volumen es la magnitud física que determina el espacio que ocupa un cuerpo.

La madera como cuerpo poroso que es, tendrá un volumen aparente y otro real:

- El volumen real: es aquel que ocupa exclusivamente la madera, descontando por tanto los huecos interiores hasta los ultramicroscópicos. Se puede obtener considerando la madera con la corteza o como un único componente. La unidad de medida es el metro cúbico sólido (m<sup>3</sup>).
- El volumen aparente, referencia el espacio que ocupan tanto la madera como el aire. Se expresa en metro cúbico aparente (m<sup>3</sup> aparente).

## DESARROLLO DEL TRBAJO

---

La naturaleza higroscópica de la madera hace que este último, el volumen aparente, este influenciado por el contenido de humedad (valor entre el 100% en madera recién cortada y 0% en estado anhidro). Por tanto, el volumen aparente con contenido de humedad x% no solo tendrá en cuenta el volumen ocupado por el aire y la materia en sí, sino también el contenido de agua y vapor de agua presente en la madera.

Cuando la madera presenta un contenido de humedad comprendido entre el punto de saturación de las fibras (psl), (H) 30 % y el punto próximo al estado anhidro H4-5% (valores considerados para la mayoría de especies), experimenta una variación de volumen originada a causa de la cesión o absorción del agua almacenada en la pared celular. De este modo, un incremento del contenido de humedad en la madera generará una dilatación y en consecuencia un aumento de volumen, en cambio, un decremento de este producirá una contracción y por tanto una pérdida de volumen.

Para valores de humedad superiores al punto de saturación de las fibras (psl) (H) 30 %, el volumen se mantiene constante.

- **MASA**

La masa, por definición, es la propiedad física que determina la cantidad de materia que tiene un cuerpo. Un cuerpo es una porción de materia en estado sólido, líquido o gaseoso, y puede estar formado por materiales de igual o diferente naturaleza.

A partir de esta definición, si la humedad es la cantidad de agua y/o vapor de agua que está presente en un cuerpo, la masa de la madera estará directamente relacionada con el contenido de humedad. *(un incremento del contenido de humedad en la madera generará una absorción de agua y en consecuencia un aumento de masa, en cambio, un decremento de este producirá una cesión de agua y por tanto una pérdida de masa.)*

A diferencia del volumen, para valores de humedad superiores al punto de saturación de las fibras (psl) (H) 30 % la masa no se mantiene constante, si no, que continuará aumentando hasta alcanzar el máximo contenido de agua para la especie de madera correspondiente.

La unidad de cuantifica la masa es el kilogramo (kg)

- **DENSIDAD**

La densidad de un material ( $\rho$ ) se define como el cociente entre la masa del material y el volumen que ocupa.

Como ya ha explicado en los apartados anteriores, tanto la masa como volumen aparente son magnitudes físicas que por la propia naturaleza porosa e higroscópica de la madera están influenciadas por el contenido de humedad. En consecuencia, la densidad también será una magnitud dependiente de este valor.

## DESARROLLO DEL TRBAJO

---

En función del valor de la humedad existen diversas formas de definir la densidad. Las usadas normalmente se expresan en  $\text{Kglm}^3$  y son las siguientes:

- Densidad Básica ( $D_b$ ): Es la definición más usada y representa la masa de la madera secada al aire encerrada en un volumen invariante, como es el volumen existente cuando el contenido de humedad es igual o mayor al punto de saturación de las fibras (psl). (psl  $\rightarrow$   $H > 30\%$ )

El hecho de utilizar un volumen invariante permite hacer comparaciones entre las propiedades mecánicas en base a una definición común de densidad.

$$D_b = \frac{\text{Masa madera seca al aire}(H \sim 12\%)}{\text{Volumen madera verde}(2\% < H < 30\%)}$$

- Densidad Nominal ( $D_{o,x}$ ): Es la densidad básica medida en condiciones de volumen no constante, es decir con un contenido de humedad comprendido entre 2-3% y el punto de saturación de las fibras (psl).

*La densidad nominal siempre debe de estar asociada al contenido de humedad al cual se obtuvo.*

$$D_{o,x} = \frac{\text{Masa madera seca al aire}(H \sim 12\%)}{\text{Volumen con contenido de humedad } x\%}$$

- Densidad de Ensayo ( $O_{x,x}$ ): Es la densidad de la madera al momento del ensayo o uso. Su principal aplicación es en el dimensionado de cargas para diseño.

*Siempre debe tener asignado el contenido de humedad al cual se obtuvo.*

$$O_{o,x} = \frac{\text{Masa madera seca contenido humedad } \%}{\text{Volumen con contenido de humedad } x\%}$$

- Densidad Anhidra ( $D_{o,o}$ ): Relaciona masa y volumen de la madera en condiciones anhidras.

Esta densidad también se utiliza para determinar efectos sobre propiedades mecánicas, ya que la masa seca también es invariante.

$$D_{o,o} = \frac{\text{Masa Anhidro}(H = 0\%)}{\text{Volumen Anhidro}(H = 0\%)}$$

## DESARROLLO DEL TRBAJO

---

- Densidad Verde ( $D_{y,y}$ ): Es la densidad en condiciones de madera verde. contenidos de humedad superiores al punto de saturación de las fibras (psl). (psl.  $\rightarrow H > 30\%$ ).

$$D_{y,y} = \frac{\text{Masa madera con contenido de humedad } y\%}{\text{Volumen con contenido de humedad } y\%} \quad (y \rightarrow 2\% < H < 30\%)$$

- Densidad Seca al Aire ( $D_{z,z}$ ): Es la densidad en condiciones de equilibrio higroscópico con una atmosfera estándar de 20 grados y una humedad relativa de 65%. La madera adquiere en esta condición un contenido de humedad del 12%.

$$D_{o,x} = \frac{\text{Masa madera seca al aire } (H \sim 12\%)}{\text{Volumen madera seca al aire } (H \sim 12\%)}$$

### PROCESO DE COMBUSTIÓN DE LA MADERA

La combustión de la madera es una reacción exotérmica, esto implica que para que se produzca la reacción, es necesario un aporte energético inicial que aumente la tempera hasta el punto de ignición.

Es un proceso complejo que ocurre en diferentes etapas:

- La primera etapa, se denomina secado, ocurre por debajo de la temperatura de ignición entre los 100-150 grados, consiste en la liberación del agua libre que se encuentra relleno las cavidades del lumen celular. *Cuanto mayor es este valor, mayor es la cantidad de energía consumida para liberar el exceso de agua, menor es la capacidad calórica del combustible y menos eficiente es la combustión.*
- La segunda etapa consiste en la destrucción química de la madera, a medida que el agua libre esta evaporada por completo, la temperatura continúa incrementando y el agua de saturación contenida en las paredes celulares comienza también a evaporarse.

Las moléculas de lignina y celulosa comienzan a descomponerse. Se generan elementos volátiles (gas y vapores) y se libera aproximadamente un 70 % del poder calórico de la madera.

- En la última etapa los átomos de carbono e hidrogeno que provienen de destrucción de las moléculas de lignina y celulosa reaccionan con el oxígeno del aire liberando gran cantidad de energía. Como resultado el carbono se oxida y pasa a la atmosfera en forma dióxido de carbono; así mismo, el hidrogeno se oxida convirtiéndose en agua que con la temperatura se evapora.

*Estas dos últimas etapas estarán condicionadas por el contenido de humedad y la especie de madera.*

## DESARROLLO DEL TRBAJO

---

### CONTENIDO ENERGÉTICO DE UN COMBUSTIBLE

Las fuentes y productos energéticos se pueden medir por su masa o peso, o incluso su volumen, pero el factor esencial es el contenido de energía almacenado. El combustible tiene una cierta cantidad de energía almacenada que, mediante la combustión, se transforma en energía final o útil.

Las unidades de medida de la energía del SI (Sistema Internacional de Unidades) son el julio (J), el vatio por hora (Wh) y los múltiplos de estas unidades.

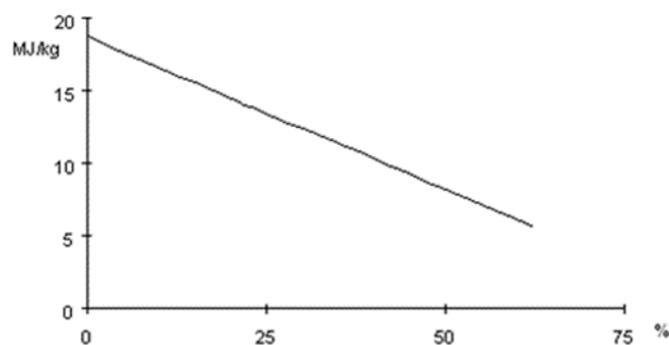
### PODER CALORÍFICO o ERENGÍA CALORICA

Expresa la cantidad de energía liberada durante la combustión completa de una unidad de masa del combustible. Se expresa generalmente en megajulios (MJ/kg) o kilojulios por kg (kJ/kg).

En realidad, el poder calorífico de un combustible tiene siempre el mismo valor, sin embargo, en la práctica común se han definido dos valores: poder calorífico superior (abreviadamente, PCS) y poder calorífico inferior (abreviadamente, PCI).

- El poder calorífico superior (PCS) o poder calorífico bruto (PCB) Es la cantidad total de calor desprendido en la combustión completa de una unidad de masa del combustible sin considerar aquella que se destina a evaporar el agua existente en el combustible.
- El poder calorífico inferior (PCI), o poder calorífico neto (PCN), es la cantidad de calor disponible realmente en el proceso de combustión para ser captada y transformada en energía útil. Por tanto, es el valor térmico más bajo y el más utilizado para comparar combustibles.

*La relación entre ambos: Cuanto mayor sea el contenido de humedad de un combustible mayor será la diferencia entre el PCB y el PCN y menor será la energía total disponible.*



**Ilustración 5.** Efecto de la humedad (referida al producto en húmedo) sobre el valor térmico

# DESARROLLO DEL TRBAJO

---

## INFLUENCIAS SOBRE EL CONTENIDO DE ENERGÍA DEL BIOCOMBUSTIBLE:

- Las propiedades físicas:

$$\text{Energía} = \text{masa} \times \text{poder calorífico (1)}$$

$$\text{Masa} = \text{volumen} \times \text{densidad (2)}$$

- Masa y volumen: Son las unidades utilizadas para medir el combustible
  - Densidad: Está directamente relacionada con la masa y el volumen. *cuanto mayor sea este valor más cantidad de combustible habrá en un mismo espacio.*
- 
- La humedad:  
Afecta de forma directa a las propiedades físicas y es un factor que más incide en el contenido de energía disponible del biocombustible. *(cuanto mayor es el contenido de humedad del biocombustible menor es la cantidad de energía útil disponible.)*
  - Contenido de ceniza:  
Se mide siempre con referencia al producto en seco y se refiere al residuo sólido que persiste tras una combustión total. Esto influye en el valor energético, dado que estas sustancias no tienen, valor energético. *Una madera con un contenido de ceniza del 4 por ciento tiene un 3 por ciento menos de energía que aquella cuyo contenido de ceniza es del 1 por ciento.*

### **FORMAS DE TRANSFORMAR LA MADERA EN COMBUSTIBLE SOLIDO Y COMPARACIÓN RESPECTO A LOS PRINCIPALES COMBUSTIBLES.**

*Este apartado pretende mostrar el valor real que tiene la biomasa sólida como combustible, y más concretamente porque se ha escogido el pellet y no cualquier otro tipo de combustible sólido procedente de la madera.*

*Para ello, se ha dividido este apartado en tres puntos o sub-apartados:*

*En el primer punto se muestran las principales ventajas y limitaciones que presenta la biomasa sólida con respecto a la fuente energética líder los combustibles fósiles.*

*En el segundo punto, se indican los principales procesos físicos destinados a transformar la biomasa sólida en un biocombustible más eficiente.*

*El tercer punto, muestra la agrupación básica de los biocombustibles sólidos para fines de producción energética térmica, indicando ventajas, inconvenientes y algunos matices de su transformación.*

*Por último, se da una visión global del valor energético que son capaces de generar estos combustibles en relación al resto de fuentes energéticas primarias: los combustibles fósiles.*

## VENTAJAS Y LIMITACIONES DE LA BIOMASA COMO COMBUSTIBLE

### VENTAJAS

El uso de la biomasa como recurso energético, en lugar de los combustibles fósiles, supone unas ventajas medioambientales, económicas y sociales como son:

#### Desde la perspectiva medioambiental:

- No emite contaminantes sulfurados o nitrogenados, ni apenas partículas sólidas.
- Se mantiene neutral con respecto a las emisiones de carbono (*no contribuye al efecto invernadero*).
- Permite gestionar los residuos procedentes de podas y limpiezas de bosques limitando la propagación de incendios.
- Reforestación de tierras agrícolas abandonadas o desforestadas a causa de incendios con cultivos energéticos.
- Permite reutilizar residuos procedentes de otras acciones y transformaciones.

#### Desde la perspectiva económica y social:

- Más económica que los combustibles fósiles: *En diciembre de 2017 según Asociación Española de Valorización Energética de la Biomasa (Avebiom); el precio de pellet era 1,30 céntimos/kWh inferior al del gasóleo C, alrededor de dos céntimos/kWh más bajo que el gas natural y un 40% más barato que el coste energético del gas propano/butano (bombona).*
- Mejora socioeconómica de los sectores rurales por el aprovechamiento de los rastrojos agrícolas y del bosque.
- Posibilita la recuperación del mercado agrícola optimizando el terreno desaprovechado mediante la plantación de cultivos energéticos.
- Disminuye la dependencia de abastecimiento de combustibles importados y con ello su continuo coste en fluctuación.

### DESVENTAJAS

Por otra parte, el uso de biomasa sólida para la producción energética presenta dos importantes desventajas o más bien limitaciones que están relacionadas con su naturaleza:

- Los materiales presentan una baja densidad en relación al gran volumen que ocupan. Esto radica en un combustible poco eficiente energéticamente, que necesita un gran espacio de almacenaje y es difícil de manipular y transportar.
- La biomasa natural o residual procedente de podas, rastrojos... contiene un alto grado de humedad lo que puede llegar a imposibilitar el uso como combustible.

### PROCESOS FÍSICOS QUE PERMITEN TRANSFORMAR LA BIOMASA SÓLIDA EN UNA FUENTE ENERGÉTICA MAS EFICIENTE

Como se ha tratado en apartados anteriores la madera está afectada por ciertos parámetros físicos que limitan su valor en la producción energética. Por tal de transformar la biomasa sólida en una fuente energética más eficiente se pueden realizar una serie de procesos físicos:

- **LA FRAGMENTACIÓN.** Está fundamentada en reducir el tamaño de las partículas de combustible (madera) para aumentar las superficies de contacto entre combustible-comburente, mejorando y acelerando los procesos de combustión, además de unificar los tamaños para facilitar y abaratar los procesos de transporte. *Afecta de forma directa incrementando el volumen aparente del material.*
- **LA DENSIFICACIÓN.** Consiste en compactar el material por tal de reducir su volumen (aumentar volumen aparente), es decir, incrementar la masa de combustible por unidad de volumen (densidad). *Se genera un combustible densificado homogéneo con un alto poder calorífico, fácil de transportar y manipular.*
- **EL SECADO.** Es la eliminación de humedad en el material de forma natural o mediante tecnologías de secado. *Al eliminar humedad aumenta el poder calorífico del combustible.*

### PRINCIPALES BIOCOMBUSTIBLES SOLIDOS PROCEDENTES DE LA MADERA

*Como ya se ha especificado en apartados anteriores, el presente trabajo, estudiará los biocombustibles sólidos procedentes de la madera, de segunda generación, destinado a ser transformado en energía mediante el proceso termoquímico de combustión. Es decir, para generar energía en forma de calor.*

A continuación, se muestra una agrupación de estos biocombustibles, indicando el método de transformación, características energéticas y limitaciones:

- **LEÑAS:** Este biocombustible es el más básico y consiste en madera obtenida de forma directa de los árboles, fragmentada en grandes trozos y secada por tal de reducir su humedad.

A nivel energético la leña es la forma menos eficiente de producir energía de la biomasa, la baja densidad hace de ella un combustible de poca duración, que necesita un gran espacio de almacenamiento, difícil de transportar y manipular y que genera una gran cantidad de cenizas.

## DESARROLLO DEL TRBAJO

---

- **ASTILLAS:** Las astillas consisten en madera procedente ya sea de forma directa de los árboles y arbustos o de segundas transformaciones, fragmentada en pequeños trozos (espesor de alrededor de 2 cm y longitud variable inferior a 10 cm) secada por tal de reducir su humedad.

Las astillas continúan siendo un combustible poco eficiente. Tienen una baja densidad (0,25 a 0,35 kg/dm<sup>3</sup>) aunque bastante superior a la leña y por tanto tiene unas mejores características a la hora de la combustión y transporte. Sin embargo, pueden ser desfavorables a la hora del almacenaje por problemas de auto inflamación.

- **BRIQUETAS:** Las briquetas son bloques sólidos elaborados mediante la densificación de madera granulada seca (astillas) procedente de forma directa de los árboles o de segundas transformaciones. El proceso de compactación se lleva a cabo sin aportar ningún aditivo químico ya que la propia lignina contenida en la madera hace de material aglomerante, además le da una apariencia brillante como si estuviesen barnizados.

Se pueden encontrar diversos tamaños y geometrías, (normalmente cilindros entre los 7,5cm y los 9,0cm).

La principal característica que diferencia a las briquetas de las astillas o la leña es que es estar dotada de una mayor densidad (densidad 0.98 a 1.15 kg/dm<sup>3</sup>), esto favorece en un aumento de la eficiencia por una mejora de las propiedades para la combustión, facilidad de transporte, manipulación y almacenaje. Sin embargo, incrementa también su coste de fabricación ya que requieren de un proceso industrial adicional.

- **PELLETS:** Los pellets son pequeños cilindros alargados elaborados mediante la densificación de madera granulada seca (astillas) procedente de forma directa de los árboles o de segundas transformaciones. Al igual que las briquetas, el proceso de compactación se lleva a cabo sin aportar ningún aditivo químico y la propia lignina contenida en la madera hace de material aglomerante. Las dimensiones oscilan entre los 5-8mm de diámetro y 15-40mm de longitud.

La única diferencia con respecto a las briquetas es el tamaño, el pellet es de menor tamaño que la briqueta, rellena mejor el espacio y tiene, un mayor volumen aparente.



**Ilustración 6.** Biocombustibles sólidos procedentes de la madera

## DESARROLLO DEL TRBAJO

### COMPARATIVA ENTRECOMBUSTIBLES

A continuación, se muestra una comparativa entre combustibles convencionales como el butano y el gasóleo y los biocombustibles sólidos del apartado anterior.

#### COMPARATIVA ENERGÉTICA-ECONÓMICA:

La tabla resumen muestra una orientación del precio-energía que desprenden los combustibles:

**Tabla 2.** TABLA Comparativa entre biocombustibles sólidos y los combustibles convencionales: precio el kilogramo/poder calórico inferior (fuente: 2017 Asociación Española de Valorización Energética de la Biomasa )

COMBUSTIBLE	Precio (€/kg)	PCI (kcal/kg)
Carbón	0.21	6.500
Leña	0.14	4.000
Astilla	0.58	3.600
Pellets	0.135	4.400
Gasóleo	0.990	9.800
Butano	1.08	10.900

#### COMPARATIVA ENERGÉTICA:

Para hacer esta comparativa más visual a continuación se muestran ciertos valores de equivalencias energéticas entre los distintos combustibles:



**Ilustración 7.** Equivalencia energética entre biocombustibles sólidos y combustibles convencionales

***Para concluir este apartado, queda demostrado como la forma más óptima para transformar la biomasa en un biocombustible solido es mediante la unión de tres procesos comentados anteriormente: secado de la materia inicial, fragmentación de la materia seca y densificado; con el fin de obtener pellets o briquetas.***

***Con relación al resto de recursos energéticos convencionales se requiere un mayor volumen de combustible para obtener un mismo propósito, por otro lado, su coste es relativamente inferior y sobre todo tiene grandes beneficios medioambientales y sociales.***

### **BIOMASA DISPONIBLE EN LA COMARCA DE LA COSTERA.**

*Este cuarto apartado está destinado a conocer la biomasa disponible en la comarca de la costera para caracterizar las maderas que se podrían llegar utilizar para producir pellets. Para ello se han empleado tres puntos o sub-apartados.*

*El primer punto analiza en si la situación forestal y agrícola de la Comunidad Valenciana donde se analizan de forma más focalizada el volumen agroforestal disponible y las especies de árboles más predominantes.*

*El segundo apartado está basado en estudios externos al proyecto donde se analiza cuáles de estas especies son más adecuadas para la elaboración de pellets.*

*Por último, se analizará de una forma lo más aproximada posible la biomasa disponible de la comarca de la Costera.*

### TERRITORIO AGRICOLA-FORSTAL DE LA COMUNIDAD VALENCIANA

El territorio valenciano tiene casi 1,3 millones de hectáreas agro-forestales, lo que representa aproximadamente un 5% de la extensión agro-forestal del territorio español y lo sitúa como la octava Comunidad Autónoma en extensión.

Se entiende como terrenos forestales todas las superficies cubiertas de especies forestales arbóreas, arbustivas, de matorral o herbáceas, de origen natural o procedente de siembra o plantación, que cumplan o puedan cumplir funciones ecológicas, de protección, de producción, de paisaje o recreativas.

A pesar de que más de la mitad de su territorio (52%) se considera forestal, el Segundo Inventario Forestal Nacional refleja que únicamente la tercera parte de la superficie forestal corresponde a terrenos arbolados. El sobrepastoreo, las roturaciones para el cultivo agrícola y los incendios, han hecho que los suelos aptos en principio para los bosques se hayan empobrecido y erosionado, soportando hoy una cubierta de matorral predominante.

En la Comunidad Valenciana el territorio agro-forestal se encuentra distribuido de tal forma que el 55,2% pertenece a particulares, el 38,6% es de propiedad pública y del 6,2% es de titularidad desconocida.

#### TERRENO FORESTAL

El 48.8% de la superficie de la Comunidad es terreno forestal, es decir, prácticamente la mitad del suelo Valenciano es productor de biomasa unas 30.000 Kt/año brutas, donde aproximadamente un 10% serían fácilmente aprovechables.

#### ESPECIES:

Como se ha definido anteriormente el terreno forestal incluye todas las superficies cubiertas de especies forestales arbóreas, arbustivas, de matorral o herbáceas ya sean de origen natural o procedente de siembra o plantación. Este apartado divide el terreno forestal arbolado de aquel que no lo es y se centra concretamente en las especies arboladas predominantes. *Esto no significa que las especies no arboladas no se puedan utilizar o no tengan valor en la producción de pellets, claro es el ejemplo de las acciones preventivas ante los incendios forestales que se toman cada año en los parajes gallegos, donde se recoge toneladas de biomasa no arbolada que sirve para satisfacer la demanda productiva de empresas líderes en el sector como Tragsa.*

El terreno forestal valenciano está formado por un 54% de superficie arbolada y un 46% de superficie no arbolada. Dentro de las especies arboladas se puede hacer una subdivisión de las especies o árboles:

## DESARROLLO DEL TRBAJO

---

- Las especies coníferas son las más abundantes (78% de la superficie arbolada), están caracterizadas por estar ramificadas con hojas que asimilan agujas, color oscuro y copa en forma de cono, en resumidas cuentas, son lo que se conoce comúnmente como pino.

El tipo de madera que se puede obtener de estas especies se conoce como resinosa o madera blanda, contiene una estructura porosa simplificada, anillos anuales marcados y suele tener un color pálido.

- Las especies frondosas son árboles con gran abundancia de ramas y hojas con forma ancha.

Este tipo de madera se conoce como madera dura, tiene estructura leñosa, más compleja que la de las coníferas.



**Ilustración 8.** Distribución de las especies arboladas en la Comunidad Valenciana (Fuente: Conselleria de Agricultura, Medio Ambiente, Cambio Climático y Desarrollo Rural)

Alguna de estas especies:

### CONIFERAS:

- Pino carrasco (*Pinus halepensis*)
- Pino piñonero o pino doncel (*Pinus pinea*);
- Grupo del pino negral o laricio (*Pinus nigra*).
- Grupo del pino rodeno (*Pinus pinaster*).
- Grupo del pino rojo o silvestre (*Pinus sylvestris*).

### FRONDOSAS:

- Chopos
- Eucalipto
- Quercus o Encina
- Haya

## DESARROLLO DEL TRBAJO

---

La Comunidad Valenciana, contiene la vegetación típica del bosque mediterráneo, esta predominada por pinares, donde el pino carrasco es la especie dominante en 28 comarcas de las 34 que la integran, 282.476ha, el 72% del terreno arbolado. Por otra parte, la encina es la frondosa más abundante, 30.997ha, especialmente en la provincia de Castellón.



Ilustración 9. Especies de árboles dominantes en la Comunidad Valenciana (Fuente: Conselleria de Agricultura, Medio Ambiente, Cambio Climático y Desarrollo Rural)

### TERRITORIO AGRICOLA

La Comunitat Valenciana es la séptima comunidad en superficie cultivada en España, con 642.843 hectáreas cultivadas, el 27,64 % de su territorio. Por otra parte, en la última década, el sector agrícola valenciano está experimentando una crisis que ha desembocado en el abandono de 1 de cada 5 hectáreas cultivadas.

*FUENTE: Ministerio de Agricultura*

### ESPECIES:

La diversidad de cultivos en la Comunidad Valenciana es muy alta pero un reducido grupo de cultivos (menos de 10) suponen el 90% de la superficie de cultivo: Los cítricos (naranja, mandarino y limonero) suponen el 25% de la superficie de cultivo, seguidos por almendro, el olivo y el caqui.

Las tendencias demandadas por el mercado actual están originando una ligera redistribución donde el terreno cultivado para especies cítricas se está viendo reducido, al mismo tiempo que ciertos cultivos emergentes, básicamente frutales como el caqui, el granado y el aguacate comienzan a ganar terreno.

### VALORACIÓN DE LAS ESPECIES PARA LA PRODUCCIÓN ENERGÉTICA.

Como ya se ha tratado en el apartado que define la madera como combustible, el poder calorífico es la magnitud que permite valorar la energía que es capaz de aportar la madera para su combustión.

Otros parámetros determinan la validez energética una especie de madera son:

- Contenido de humedad de la especie. El contenido de humedad afecta negativamente sobre las propiedades energéticas de la madera.

Las especies frondosas por norma general suelen tener un contenido de humedad en verde mayor que las coníferas, esto se debe:

- Por una parte, a la porosidad que presenta la madera de las especies frondosas. La madera absorbe agua del ambiente y esta se almacena en los espacios libres (cavidades o poros) incrementando el contenido de agua libre.
  - Por otra parte, por poseer una naturaleza celular más compleja. Estas especies están compuestas por un abrupto follaje por donde circulan unos jugos naturales, con un elevado contenido de agua.
- Volumen de tronco, hojas, ramillas, corteza y raíz. Como demuestran estudios realizados por otras universidades:

*El estudio: Pellets development from three woody species under Mediterranean conditions de la universidad de Talca en colaboración con La Universidad Politécnica de Valencia)*

- El material leñoso del fuste tiene mayor PCI que el que presentan los materiales provenientes de otras muestras (ramas con hojas y árbol completo). Por ejemplo, en ensayo tomado de la especie de Quercus Ilex:

Material	PCS (MJ/kg)	PCI (MJ/kg)	Cenizas (%)
Fuste	18,35	17,00	1,8
Ramas c/hojas	17,57	16,22	3,2
Árbol completo	17,76	16,41	-

**Ilustración 10.** Ensayo Quercus Ilex (fuente: Pellets development from three woody species under mediterranean conditions de la universidad de Talca en colaboración con la universidad politécnica de Valencia)

Por lo tanto, cuanto mayor proporción de troco tenga la especie, tendrá una mayor validez para la producción energética.

Por norma general, las especies frondosas suelen tener una mayor proporción de ramificaciones y hojas que las coníferas.

## DESARROLLO DEL TRBAJO

---

- Un PC mayor se obtiene de material de especies que presentan mayor lignificación, que son más densas y que tienen mayor contenido de resinas.

La madera proveniente de las maderas coníferas también se conoce como madera resinosa y está caracterizada por ser poco porosa, por lo tanto, es más densa.

- La biomasa del fuste presenta menor porcentaje de cenizas con respecto al de ramas con hojas que presentan prácticamente el doble de cenizas. El material más lignificado (fuste) presenta un porcentaje menor de cenizas que el reto de partes del árbol.

Como conclusión, las maderas provenientes de las especies coníferas son las más adecuadas para la producción energética no solo por su predominio territorial, si no por las razones enumeradas anteriormente y que se resumirán a continuación:

- Físicamente, las maderas obtenidas de especies coníferas presentan una mayor potencia calórica (en torno a las 6000Kcal/Kg) al presentar: una menor porosidad (mayor densidad), mayor riqueza en resinas y mayor contenido de lignina (menor contenido de agua libre). En cambio, las especies frondosas contienen una potencia calórica menor (entorno a las 4500Kcal/Kg) al contener una madera más porosa (menos densa) y rica en celulosa (con mayor contenido de agua libre).
- Las especies frondosas están caracterizadas por poseer un mayor volumen de ramas y hojas (únicamente el 15-30% es fuste) que las especies coníferas (60-70% es fuste). El valor calórico de las ramillas y hojas es aproximadamente la mitad que el del fuste e independientemente de la composición química, el porcentaje de cenizas de las hojas y ramas también es más elevado.

Finalmente, en base a la información:

**Las especies más óptimas para la producción energética en la CV serían las coníferas: Pino larico y Pino de Carrasco** siendo este último el más óptimo. Pese a no ser las especies con un mayor poder calórico; son las especies predominantes en el territorio. Están caracterizadas por tener un rápido crecimiento y capacidad de repoblación en superficies deforestadas, tamaño medio donde proporcionalmente predomina el fuste en un 65%, alto contenido de resina y de lignina y baja emisión de cenizas.

Por otra parte, de las especies frondosas, el Eucalipto, Haya y Encina siendo esta última la más óptima por su predominio del terreno. Estas tres presentan unas propiedades térmicas bastante inferiores que las coníferas condicionadas por tener un elevado contenido de celulosa, menor proporción de fuste 30% y mayor emisión de cenizas.

## DESARROLLO DEL TRBAJO

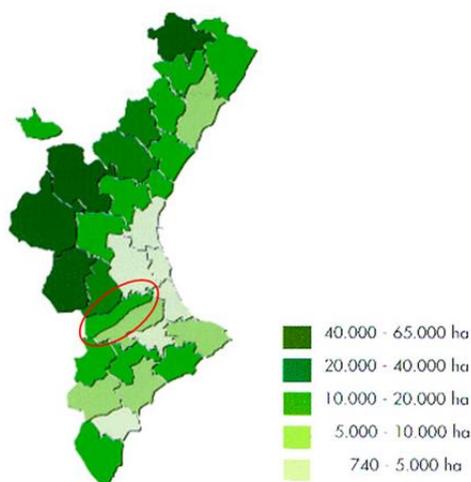
---

Por último, las especies frondosas de cultivo, los frutales: almendro, naranjo y olivo, donde únicamente el almendro y el olivo son capaces de satisfacer por sí solas, unas propiedades térmicas suficientes para el ámbito comercial energético. Por otra parte, el naranjo presenta un elevado porcentaje de cenizas y un PCI bastante ínfimo, de modo que por sí solo queda descartado para algunas aplicaciones energéticas del mercado como por ejemplo la producción de pellets.

*Sin embargo, estas tres especies mezcladas con otras de mayor rendimiento térmico como las coníferas pueden llegar a formar materiales óptimos para el mercado energético.*

### VALORACIÓN DE LA BIOMASA DE LA COSTERA.

La Costera es una comarca situada en el sud-este de la Comunidad Valenciana. Limita al norte con las comarcas de la Canal de Navarrés y la Ribera Alta (Valencia), al este mínimamente con la Safor, al sur con el Valle de Albaida y al oeste con el Alto Vinalopó.



**Ilustración 11.** Situación agroforestal de la comarca la Costera (Fuente: Conselleria de Agricultura, Medio Ambiente, Cambio Climático y Desarrollo Rural)

Con 11639 ha de superficie agro-forestal arbolada, no destaca por ser una de las principales comarcas de la provincia de Valencia en cuanto a superficie forestal, pero, ocupa un papel principal en la superficie cultivada, (aproximadamente el 79% pertenece a cultivos). Esto se debe a poseer unas tierras de excelentes propiedades de fertilidad.

Consecuentemente, la biomasa residual disponible en la Costera, está fundamentada por restos agrícolas de poda como ramas viejas, ramas secas, chupones... y en un menor nivel por restos forestales procedentes de especies coníferas obtenidas de los planes preventivos contra incendios.

## DESARROLLO DEL TRBAJO

---

A partir de información de IDEA (Instituto para la Diversificación y ahorro de la Energía) y mediante la utilización de su software de cálculo de biomasa BIONLINE se ha obtenido una pequeña percepción de la biomasa residual aprovechable:

**VALORES ESTABLECIDOS PARA EL PROGRAMA:** *Humedad max 45%/ Límite máximo del coste a considerar 70€/t /quedan exentas especies no arboladas /biomasa colectada de forma manual y apeo manual hasta punto de carga.*

Área de estudio: La costera

**Tabla 3.** Distribución de la biomasa disponible de la comarca la Costera. (fuente: Estudio realizado con software BIONLINE)

agrícola	forestal	total
19417 t	3758t	24710t
79%	15%	

- La masa forestal, se reduce prácticamente al *Pinus halepensis*. Esta especie no solo es autóctona en los montes mediterráneos, sino que además se emplea en las repoblaciones forestales, (en muchos casos de regeneración natural), dado que esta comarca ha sido azotada en diversas ocasiones por incendios forestales. También hay una pequeña porción ocupada por *Pinus pinaster*, generalmente se encuentran en zonas de masa arbórea mixta con el *Pinus halepensis*.

Estos residuos se obtienen principalmente como resultado de los diferentes tratamientos silvícolas realizados de forma preventiva contra los incendios forestales: claras, clareos, podas, desbroces...

- En cuanto a los cultivos, hay que destacar como cultivo dominante el olivar, seguido prácticamente a la par por las especies cítricas naranjos y mandarinos, quedando algunas especies frutales como el caqui o el aguacate que no representan una superficie significativa pero que han realizado una expansión terrenal importante.

En este caso la biomasa residual disponible, son principalmente los restos de poda que residen de la actividad agrícola. *Cabe destacar otra fuente de biomasa residual agrícola, que no se suele mencionar, y que dada la situación del mercado está tomando importancia, son los árboles procedentes del arranque de fincas agrícolas con motivo del cambio de especie o variedad de cultivo.*

### PROCESO DE CONVERSIÓN DE LA BIOMASA RESIDUAL EN PELLETS.

*Este apartado está destinado a recopilar toda la información que gira en torno al proceso de fabricación de pellets: procesos, características, variables que intervienen...*

*Para ello, se ha dividido este apartado en cuatro puntos o sub-apartados:*

*En el primer punto está destinado a exponer a modo introductorio en que consiste la técnica de pelletizado.*

*En el segundo punto, se recopilan todas las características tanto físicas (humedad, volumen...) como térmicas (poder calorífico...) que no solo son claves durante la producción del pellet, sino que lo caracterizan como producto final.*

*El tercer punto, muestra las distintas normativas existentes en el mercado y más detalladamente los requerimientos que debe satisfacer el producto para cumplir la normativa vigente en Europa.*

*Por último, se detallan los procesos que se deben llevar acabo en una planta de pelletizado y se comparan las distintas técnicas y opciones para cada componente de la planta.*

### TÉCNICA DE PELLETIZADO

Como se ha demostrado en apartados anteriores la conversión de biomasa sólida en biocombustible solido mediante la combustión directa sin ningún proceso de transformación previo no puede competir con el resto de fuentes energéticas convencionales. Esto se debe a la naturaleza de la madera, como:

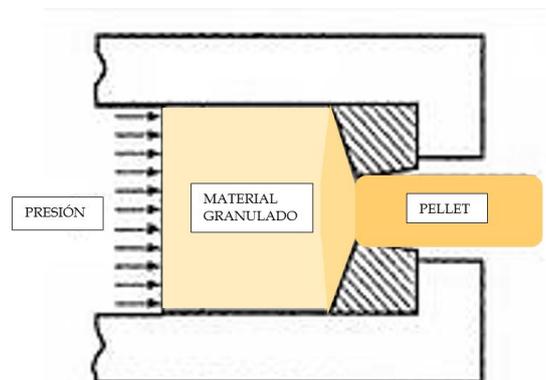
- Elevado contenido de humedad: madera en estado verde.
- Bajo poder Calorífico
- Baja densidad
- Dificultad de transporte
- Elevada emisión de cenizas

Para contrarrestar estas propiedades e incrementar la eficiencia energética y viabilidad económica, es necesario acondicionar la materia aplicando ciertas técnicas:

- Granulado: reducción del tamaño de las partículas de madera.
- Densificado: Incrementar la densidad aparente.
- Secado: reducir el contenido de humedad

**El pelleiteizado** consiste en la unión de estas tres técnicas con el fin de transformar la biomasa residual en un biocombustible sólido “pellet” a la altura del resto de combustibles primarios. (2 kg de este combustible equivalen a 1 litro de gasoil y aproximadamente un saco de 25kg a una botella de gas butano.)

**La técnica de pelletizado** consiste en aplicar presión sobre las partículas de madera seca para que estas fluyan por el interior de un orificio o dado. Este proceso se lleva a cabo sin aditivos ya que la propia lignina contenida en la madera con el incremento de temperatura se funde facilitando la extrusión y posteriormente al enfriarse, solidifica actuando como agente aglomerante.



**Ilustración 12.**Técnica de pelletizado. imagen ilustrativa del proceso básico

## CARÁCTERÍSTICAS DE LOS PELLETS

### CARACTERÍSTICAS FÍSICAS

- **FORMA Y TAMAÑO**

El pellet tiene forma cilíndrica y se fabrica un tamaño que permite ser manipulado de forma rápida y eficiente. El diámetro del pellet no suele ser mayor que 25mm, siendo los diámetros más normales entre 5 y 8mm. La longitud del pellet es variable y depende de cada fabricante, no suele superar los 35mm.

- **DENSIDAD**

Es la principal característica física de los pellets, su valor repercute de forma directa en el transporte, manipulación y almacenamiento, ya que, a una igualdad de peso, el volumen ocupando es menor.

La densidad específica no es una variable modificable como pueda ser la humedad o la granulometría. Es una característica propia de cada materia. Cuanto mayor es su valor más resistencia a la compresión ofrece, obligando a aplicar más presión para conseguir un mismo grado compactación.

Se deben considerar dos valores de la densidad:

- La densidad real o específica es el cociente entre la masa real y el volumen real de los pellets.
- La densidad aparente hay huecos entre los trozos de madera que pueden ser mayores o menores dependiendo del tamaño y la forma de las mismas. Por lo tanto, su valor es el cociente entre la masa real y el volumen aparente (*el volumen real más el volumen de los huecos entre los pellets*).

El volumen aparente es mayor que el real y del mismo modo la densidad aparente es menor que la real. La densidad de los pellets suele estar entre 1000 - 1200 Kg/m<sup>3</sup>, y la densidad aparente suele ser del orden de los 600 - 800 Kg/m<sup>3</sup>.

- **HUMEDAD**

Como se ha tratado en el apartado de la madera como biocombustible, es la característica más importante desde el punto de vista energético.

Por otra parte, del contenido de humedad también depende la energía específica de densificación, es decir, la resistencia a la compresión de la madera. Por encima de un contenido de humedad del 30 % (en base húmeda.), no es posible formar un densificado cohesionado a partir de madera granulada.

## DESARROLLO DEL TRBAJO

---

Si disminuye el contenido de humedad, consecuentemente, la energía específica de densificación también lo hace. Por este motivo, densificar madera con un contenido de humedad menor al 6% (BH.), conlleva un aporte energético muy elevado y un coste energético muy elevado.

El contenido de humedad óptimo para la producción de pellets es entre 10-15%. Rangos de humedad por encima o y por debajo de estos valores, crean dificultades en el proceso de compactación.

Para poder calcular el contenido de humedad:

$$\text{Contenido Humedad} = \frac{\text{Peso inicial} - \text{Peso seco}}{\text{Peso seco}} \times 100$$

- **FRIABILIDAD**

Es la característica relacionada con la durabilidad mecánica de los pellets, es decir, la capacidad para resistir golpes y abrasión sin que se desmoronen durante el proceso de producción, empaque, transporte y uso por el consumidor.

La friabilidad del pellet puede ser considerada en dos casos:

- La resistencia al golpeteo en el movimiento de pellets.
- La resistencia a desmenuzarse (friabilidad) cuando el pellet está en el hogar.

Esta característica está ligada a la cohesión de las partículas (densificación), donde el contenido de humedad y contenido de lignina ocupan un papel principal.

Un pellet de baja calidad se romperá con mayor crendo exceso de residuos y consecuentemente una menor eficiencia (más humos y menos calor).

### CARACTERÍSTICAS TÉRMICAS:

- **PODER CALORÍFICO**

Como se ha definido más detenidamente en apartados anteriores, es la cantidad de energía desprendida por un Kg de combustible en este caso pellet durante el proceso de combustión.

Su valor está en función del material de procedencia (si es madera natural o residuo, especie, zona de procedencia...)

## DESARROLLO DEL TRBAJO

---

En la práctica, se utiliza el poder calorífico inferior ya que diferencia la energía útil. El valor aproximado del pellet es 4.500 Kcal/Kg. *tomando en cuenta un 10% de humedad.*

- **CARACTERÍSTICAS DE LA COMBUSTIÓN.**

El pellet es capaz de generar una mayor temperatura durante la combustión. Esto se debe:

- Por una parte, a la composición química de la superficie del pellet. Durante el proceso de peletizado la madera sufre una combustión incompleta que forma una fina película carbonosa.
- Por otra parte, al ser el pellet un material más denso tiene menos contenido de aire en su interior, de modo que se incrementa el coeficiente de transmisión térmica provocando combustión más lenta y de mayor temperatura.

## NORMALIZACIÓN Y ESTANDARIZACIÓN DE PELLETS

Es imprescindible una normativa que regularice unos estándares mínimos, claramente definidos y consistentes que garanticen la calidad constante del producto suministrado. Teniendo en consideración todo el proceso desde que se recolecta la propia madera, almacena, transporta... hasta que llega a manos del usuario.

Hasta el año 2010, cada país elaboraba sus propias normas de certificación y calidad

para el uso de pellets. En Europa prácticamente cada país dispone de un estándar diferente basado en el tamaño y potencia calorífica del pellet. Por ejemplo:

- Alemania: DIN 51731 (2000) y DIN PLUS
- Suecia: SS 187120 (1998)
- Italia: CTI R04/05 (2004)
- Dinamarca: Calidad HP
- Austria: ÖNORM
- Holanda: NTA 8200

De este modo es prácticamente imposible producir un producto apto para todos los países. Para solventar esto, en el año 2010 se establecieron unas normas europeas EN, elaboradas por un comité llamado EUBIONET y cada Asociación nacional se encarga de gestionar (Avebiom en el caso de España).

## DESARROLLO DEL TRBAJO

A continuación, se facilita una tabla con algunas opciones de la norma:

**Tabla 4.**Tabla resumen norma europea sobre la calidad del pellet: EN 14961-2 (fuente: Nota técnica Analiza Painz)

Clase de propiedad/ método de análisis	Unidad de medida	A1	A2	B
<b>Origen y fuente</b>		Leña del tronco del árbol	Árboles enteros sin las raíces	Leña virgen o de bosque
		Residuos de leña sin tratamiento químico	Leña del tronco del árbol	Productos derivados y residuos de la industria de transformación de la leña
		Corteza	Residuos del corte de troncos de árbol	Leña procedente de otros usos
<b>Diámetro "D" y Largo "L"</b>	mm	D06, 6 ± 1; 3,15 ≤ L ≤ 40 D08, 8 ± 1; 3,15 ≤ L ≤ 40	D06, 6 ± 1;3, 15 ≤ L ≤ 40 D08, 8 ± 1; 3,15 ≤ L ≤ 40	D06, 6 ± 1; 3,15 ≤ L ≤ 40 D08, 8 ± 1; 3,15 ≤ L ≤ 40
<b>Humedad, "M" EN 14774-1, EN 14774-2</b>	w-% sobre base húmeda, como la muestra recibida	M10 ≤ 10	M10 ≤ 10	M10 ≤ 10
<b>Ceniza, "A", EN 14775</b>	w-% en seco	A0.7 ≤ 0,7	A1.5 ≤ 1,5	A3.0 ≤ 3,0
<b>Durabilidad mecánica, "DU" EN 15210-1</b>	w-% como la muestra recibida	DU97.5 ≥ 97,5	DU97.5 ≥ 97,5	DU96.5 ≥ 96,5
<b>Potencia calorífica neta, "Q"EN 14918</b>	MJ/kg o kWh/kg, como la muestra recibida	Q16.5, 16,5≤Q≤19 o Q4.6, 4,6≤Q≤ 5,3	Q16.3, 16,3≤Q≤19 o Q4.5, 4,5≤Q≤5,3	Q16.0, 16,0≤Q≤19 o Q4.4, 4,4≤Q≤5,3

## PROCESO DE PRODUCCIÓN DE PELLETS

Como se ha explicado en puntos anteriores el proceso de producción de pellets es una combinación de tres técnicas (granulado, densificado y secado) con el fin de obtener un biocombustible solido lo más eficiente posible con la biomasa residual.

## DESARROLLO DEL TRBAJO

---

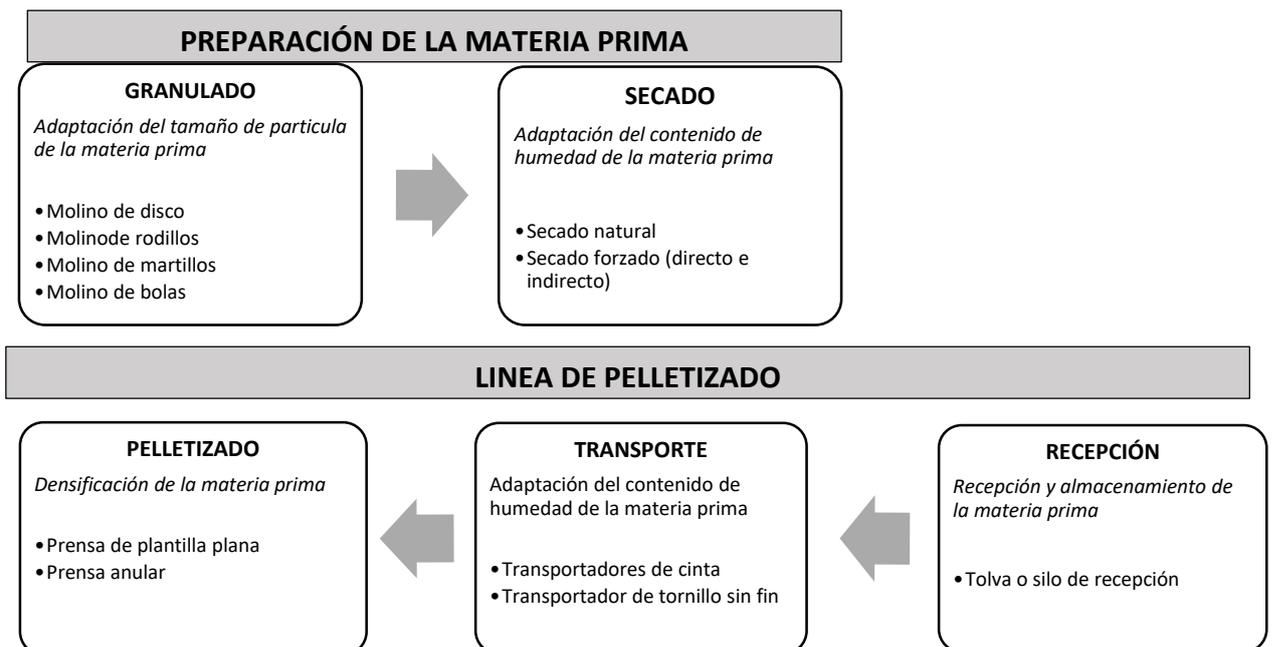
Por lo tanto, el proceso básico de producción de pellets consiste en las siguientes etapas que obviamente coinciden con las técnicas citadas anteriormente:

- Granulado de la materia prima.
- Secado de la materia prima
- Peletizado.

Dentro de este proceso pueden aumentar algunas etapas, que van de acuerdo con las características de la materia prima inicial, la situación del entorno (ubicación, almacenamiento...) presupuesto y especificaciones del producto final.

A continuación, se va a mostrar el esquema más básico que se puede dar en una planta de fabricación de pellets. Posteriormente se tratarán los distintos procesos con las opciones de maquinaria, comparación entre ellas (ventajas, inconvenientes, rendimientos...)

### ESQUEMA BÁSICO DE UNA PLANTA DE PELLETIZACIÓN



# DESARROLLO DEL TRBAJO

---

## PREPARACIÓN DE LA MATERIA PRIMA

- **GRANULADO: TAMAÑO DE LA PARTÍCULA Y EL EFECTO SOBRE LA CALIDAD FINAL DEL PELLET:**

Como se ha explicado en apartados anteriores, el granulado es una técnica de optimización de la biomasa residual sólida y consiste en reducir el tamaño de la materia prima inicial a un tamaño de partícula adecuado para el pelletizado. Como norma general, este tamaño ha de ser inferior al diámetro final del pellet a producir, de este modo se evitan posibles daños a los componentes de la prensa como rodillos o plantilla y a su vez se reduce la posibilidad de que se produzcan atascos en los orificios de la extrusora.

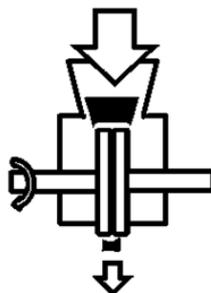
Este proceso no suele formar parte de la línea de pelletizado ya que se suele llevar a cabo en la propia zona de recolección a modo de acondicionamiento previo de la materia prima para facilitar el transporte y reducir costes. Por otra parte, es imprescindible que ocupe una etapa previa al secado, ya que el granulado incide sobre la densidad aparente incrementando el espacio entre partículas reduciendo tiempo y costes de secado.

El tamaño incide de forma directa sobre la calidad. La unión de las partículas es mejor cuanto más fina es su granulometría, hasta valores de 0,5 mm, a partir del cual empieza a dificultarse el proceso. Sin embargo, un menor tamaño de partícula limita la producción a un pellet de menor tamaño, disminuyendo la producción e incrementando el desgaste de la maquinaria. **Por tanto, es necesario realizar un balance y seleccionar el tamaño de partícula más eficiente manteniendo el consumo energético al mínimo posible.**

Los mecanismos más utilizados para la moler material son:

### MOLINO DE DISCO.

En estas máquinas el molido se efectúa por dos platos estriados enfrentados entre sí. Por norma general solo se mueve uno de los discos y el otro permanece fijo. La posición entre ambos puede ser en vertical u horizontal.



**Ilustración 13.** Molino de discos

## DESARROLLO DEL TRBAJO

---

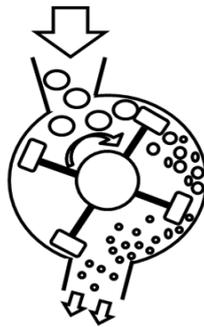
Este sistema es adecuado para obtener partículas de tamaño medio o grueso. En cambio, la gran cantidad de factores de los que depende el proceso imposibilita la obtención de resultados más finos.

### MOLINO DE MARTILLOS.

Los molinos de martillo consisten de una serie de barras con unos pivotes fijados en sus extremos que giran libremente sobre una barra rotatoria. La materia introducida en el mecanismo se quiebra y reduce a pequeños pedazos a consecuencia de los impactos con los martillos. Los pivotes incrementan la energía de impacto y minimizan el desgaste en los martillos.

Los pedazos resultantes caen por gravedad a un plato sólido y rugoso que presiona el material y reduce aún más el tamaño.

Finalmente, el material cae sobre una parrilla que criba los pedazos más grandes para que inicien otro proceso de trituración. Este proceso se repite hasta que alcancen el tamaño de la criba.



**Ilustración 14.** Molino de martillos

Este método es adecuado para obtener tamaños de partículas de cualquier tamaño hasta la pulverización.

### Ventajas:

- Produce un amplio rango de tamaño de partículas.
- Trabaja con cualquier material inclusive fibra.
- Baja inversión inicial y coste de mantenimiento comparado con los molinos de rodillos

### Desventajas:

- Baja eficiencia energética en comparación con los molinos de rodillos.
- Puede generar calor, ruidos y emisiones de polvo.

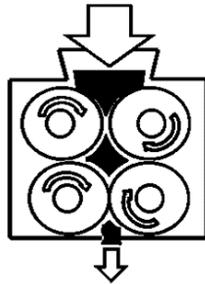
## DESARROLLO DEL TRBAJO

---

### MOLINO DE RODILLOS.

Consisten en dos rodillos que giran en sentidos contrarios y originan una combinación de fuerzas tal que reducen el tamaño del material a su paso.

Los rodillos pueden rotar a la misma o distinta velocidad variando las fuerzas que intervienen y si están ranurados además se crea un efecto de pulverización. *(las ranuras gruesas producen partículas de mayor tamaño que las ranuras finas)*



**Ilustración 15.** Molino de rodillos

### Ventajas.

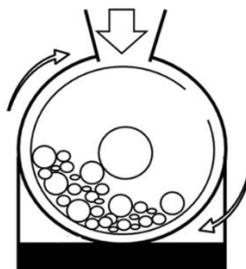
- Eficiencia energética.
- Uniformidad de tamaño de la partícula obtenida.
- Baja emisión de calor, ruido y polvo.

### Desventajas.

- Bajo efecto o casi sin efecto en algunos materiales como las fibras.
- Partículas resultantes irregulares en forma y en dimensión.
- Elevada inversión inicial y coste de mantenimiento.

### MOLINO DE BOLAS.

Consiste en un recipiente cilíndrico de material metálico que gira sobre su propio eje. Aproximadamente la mitad de la capacidad está ocupada una por serie de objetos duros (medios de molienda), resistentes al desgaste y de tamaño mayor al material a moler. A medida que gira el cilindro el material a moler al ser el menos resistente de ambos, experimenta una reducción de tamaño originada por el desgaste y los impactos.



**Ilustración 16.** Molino de bolas

## DESARROLLO DEL TRBAJO

---

### Ventajas.

- Permite una pulverización en un ambiente más protegido.
- Pulverización húmeda.

### Desventajas.

- Larga duración del proceso.
- Elevado consumo energético.
- Laboriosa limpieza.

**Tabla 5.** Tabla resumen de características de los molinos

TIPO	TÉCNICA	TAMAÑO	MATERIALES
<b>MOLINO DE DISCO</b>	IMPACTO Y ROCE	ULTRA FINA	MODERADAMENTE DUROS
<b>MOLINO DE MARTILLO</b>	IMPACTO Y ROCE	FINA	QUEBRADIZOS POCO ABRASIVOS
<b>MOLINO DE RODILLOS</b>	COMPRESIÓN	INTERMEDIA	BLANDOS
<b>MOLINO DE BOLAS</b>	IMPACTO Y ROCE	FINA	MODERADAMENTE DUROS, ABRASIVOS

- **SECADO: CONTENIDO DE HUMEDAD DE LA PARTÍCULA Y EL EFECTO SOBRE LA CALIDAD FINAL DEL PELLET:**

Para llevar a cabo un peletizado exitoso, la materia prima debe presentar contenidos de humedad en un rango no superior a un rango de 8 - 15%.

Por lo general, la madera en su estado natural (madera verde) presenta un elevado contenido de humedad (en torno al 50%), de este modo, es imprescindible realizar un acondicionamiento previo a la etapa de pelletizado que reduzca el contenido de humedad de la materia hasta los valores requeridos.

Esta reducción se realiza a partir de la técnica de secado, donde el proceso de deshidratado se puede realizar de forma natural (exponiendo el material a la radiación solar y al aire), o mediante secado forzado.

Para que el pellet producido tenga un contenido de humedad inferior al 10%, es necesario que al finalizar el secado el material granulado tenga un contenido en

## DESARROLLO DEL TRBAJO

---

humedad entre el 11-13% ya que durante el proceso de peletizado, el incremento de temperatura y de presión genera una pérdida de entre un 2 - 3% de humedad.

Esta etapa no solo es clave en la calidad final del pellet sino que de ella depende el coste final coste de producción. En función del tiempo, cantidad y fuente del aporte energético se incrementa o reduce el coste del producto final.

Como se ha citado anteriormente se pueden dar dos sistemas de secado en función de la fuente del aporte energético:

### SECADO NATURAL

Este sistema está fundamentado en aprovechar las condiciones medio ambientales favorables (sol, aire, clima...) por tal de deshidratar el material hasta obtener un nivel de humedad óptimo.

Para llevar a cabo el proceso de secado, se apilan las partículas en forma de montes comúnmente denominados esteros. En los esteros las condiciones ambientales solo afectaran a una capa superficial del montículo (aproximadamente hasta los 50cm de espesor). Condiciones ambientales como: humedad ambiental, régimen de precipitaciones, intensidad de los vientos y grado de exposición solar.

Por debajo de esta primera capa, se crea una zona de aislamiento ambiental por donde circula un flujo de aire que va arrastrando el agua progresivamente hacia la cumbre. Adicionalmente tiene lugar un proceso de descomposición que acelera el proceso de secado al generar un incremento de temperatura que puede llegar hasta valores de 70 hasta 90° C.

La zona de la cumbre acumula el agua arrastrada por el flujo del aire del interior de la pila, y el aportado por la atmosfera, por lo tanto, es la zona con mayor porcentaje de humedad del estero.

La velocidad de secado al sol se reduce a medida que se reduce el porcentaje de humedad, con lo cual, es más rápido reducir desde un 30% a un 20% al sol que de un 20% a un 10%.

Por este motivo, se suele combinar con una secadora de tipo forzado.

### SECADO FORZADO

Cuando no se puede obtener la humedad deseada por las técnicas de secado natural se recurre al secado forzado (principalmente por tiempo que se requiere) el cual consiste en la aportación de un flujo térmico que permite la deshidratación de los residuos hasta los valores deseados.

## DESARROLLO DEL TRBAJO

---

Los equipos más utilizados para realizar este proceso se clasifican en:

### SEGÚN LA GRANULOMETRÍA.

- **Neumáticos o secaderos de banda.**

Están fundamentados en un flujo térmico que arrastra las partículas de material a lo largo de un recorrido a medida que se extrae la humedad. Son adecuados para granulometría fina que requiere una ligera deshidratación.

- **Secaderos rotatorios.**

Los secaderos rotatorios también conocidos como "Trommel" están indicados para trabajar con materiales muy húmedos y/o de granulometría gruesa.

Están fundamentados y constituidos con los mismos elementos que en el caso anterior a excepción de que en este sistema durante el recorrido las partículas se mueven rotando a velocidad variable para garantizar una adecuada exposición de la superficie de la materia al flujo térmico.

### SEGÚN EL FLUJO DE LA CORRIENTE (relación entre el flujo másico y el flujo térmico).

- **Secaderos de corrientes paralelas unidireccionales.**

El flujo térmico (aire) y másico (sólido) discurren en el mismo sentido. En este tipo, el aire caliente se encontrará cargando de humedad durante todo el recorrido, de forma que en el tramo final del recorrido la humedad en el aire puede ser tal que llegue a estar saturado de agua, con lo que la eficacia de secado disminuye.

- **Secaderos a contracorriente.**

En este caso, el flujo térmico (aire) y másico (sólido) discurren en sentidos opuestos. De esta manera a medida los sólidos van avanzando, se van encontrando un ambiente cada vez más seco y de mayor temperatura. De esta manera con la deshidratación se efectúa de forma más eficaz.

Los diseños que más empleados para el secado de biomasa son los de tambor rotatorio o "trommel" y los de secado con banda a baja temperatura:

### SECADO DE BANDA A BAJA TEMPERATURA.

Permite trabajar con bajas temperaturas posibilitando mantener las propiedades tanto físicas como químicas del producto. Esto es una ventaja en la producción y venta de pelets de alta calidad.

El sistema consiste en: un foco caliente (suele ser un intercambiador de calor), un habitáculo dispuesto con una banda transportadora por toda la longitud, dos transportadores helicoidales (uno a mitad del habitáculo sobre la banda y otro al final) y un ventilador de recirculación.

## DESARROLLO DEL TRBAJO

---

El producto húmedo ingresa y se deposita sobre la banda que transporta. La capa de producto atraviesa el túnel de secado hasta el helicoidal situado al final. Con la acción de esta tuerca, el producto recircula por un circuito adyacente que conecta con el helicoidal central de alimentación, que a su vez deposita de nuevo el producto sobre la banda, formándose una segunda capa de producto. Tras pasar por segunda vez por el túnel de secado, el producto seco se extrae del sistema.

Durante todo el proceso, el ventilador, se encarga de extraer el aire húmedo del ambiente del túnel que pasa a través de un intercambiador aire-agua donde libera el agua, se calienta de nuevo y finalmente, retorna de nuevo al habitáculo de la cinta.

### SECADEROS ROTATORIOS O DE TIPO TROMMEL

El equipo consiste en un sistema que genera calor en la entrada, un sistema que genera succión en la salida y un cilindro giratorio que conecta ambos. El grado de inclinación del cilindro depende de si se trabaja con materiales muy húmedos y/o de granulometría gruesa.

La depresión en la salida crea un flujo térmico que arrastra las partículas por el interior del cilindro. En el interior y en toda su longitud, se encuentran ubicadas unas aspas, o paletas separan las partículas facilitando la circulación y garantizando una buena exposición de la biomasa con el flujo térmico.

Finalmente, este flujo va a parar a un ciclón decantador donde pierde velocidad y precipitan los sólidos secos por gravedad, separándose del aire cargado de humedad.

### PREPARACIÓN DE LA MATERIA PRIMA

- **RECEPCIÓN: Recepción y almacenamiento de la materia prima**

Es el primer elemento básico de lo que denominamos línea de procesado de pellets, permite la introducción y canalización de los residuos con granulometría y contenido de humedad regularizada en los procesos previos.

### TOLVA Y SILO DE ALIMENTACIÓN

Consiste en una chapa plegada en forma de tronco de cono invertido o pirámide invertida, es decir, con paredes inclinadas. La inclinación de las paredes está en función del material residual y la superficie de contacto (superficie de la tolva), de manera que, su valor tiene que ser de tal magnitud que junto a la acción de la gravedad permita fluir a las partículas de forma continua por las paredes.

## DESARROLLO DEL TRBAJO

---

La carga se efectúa por la sección superior (de mayor sección) y la descarga por la inferior de menor tamaño. En función del espacio abierto en esta última sección esta y las propiedades de fluidez del material varia el caudal de descarga. Cabe destacar, que ubicar un mecanismo que varié este valor por ejemplo una compuerta, no es un método lo suficientemente preciso como para controlar un suministro de material específico en un régimen continuo y constante.

Es imprescindible que las dimensiones de la tolva sean las adecuadas que permitan almacenar y descargar el flujo de material requerido para el nivel de producción.

Por ello la tolva suele estar suplementada en la sección superior con un cilindro o cubo del mismo tamaño y pared vertical. De esta manera, aumenta la capacidad de almacenamiento del conjunto. Este montaje se denomina silo.

Por norma general, para preservar la seguridad y la calidad del material introducido en la línea, se suele instalar un tamiz sobre la sección superior de la tolva o silo que regulariza la granulometría y evita la intrusión de partículas inapropiadas.

- **TRANSPORTE: Adaptación del contenido de humedad de la materia prima**

Es el segundo elemento básico de la línea de procesado de pellets, están caracterizados por tener una doble funcionalidad.

- Permiten el transporte, del producto entre los elementos ya sea en el mismo nivel o en distintos, en el caso más básico desde la salida de la tolva a la entrada de la prensa, pero también se podría dar si por ejemplo hubiese un puesto de empaquetado o algún otro elemento adicional.
- Tienen la función de regular y homogeneizar el caudal; para que la producción se efectúe a un determinado ritmo constante, la alimentación de material lo ha de ser del mismo modo. Adicionalmente, en algunos casos específicos se puede dar una tercera función de acondicionado o mezclado, por ejemplo, cuando se realiza una mezcla de distintas especies con la finalidad de obtener un material totalmente homogéneo o cuando se requiere de algún añadido como por ejemplo vapor para incrementar la humedad.

En el mercado se pueden encontrar una gran variedad de transportadores, a continuación, se van a mostrar los dos más comunes:

# DESARROLLO DEL TRBAJO

---

## TORNILLO SIN FIN:

Consiste en una artesa o tubo con dos orificios verticales en sus extremos (uno de entrada y otro de salida de material), atravesando longitudinalmente se encuentra el elemento transportador que consiste un eje hueco con una serie de hélices (la forma orientación y distribución dependen de la aplicación que tenga que realizar).

Cuando eje rota por la acción de un motor eléctrico a una velocidad constante, las hélices arrastran un determinado flujo de material hacia la salida. La gravedad y el rozamiento del material contra las paredes del canal evitan que el producto giré adherido a las hélices y se pueda efectuar el desplazamiento.

## VENTAJAS

- Posibilidad de regular el caudal en función de la velocidad del helicoidal.
- Flujo continuo y constante de material en la salida
- Posibilidad de transportar el material en horizontal, vertical o en un plano inclinado.
- Posibilidad de llevarse a cabo etapas de procesamiento durante el transporte como: mezclado, deshidratación o compresión.
- Estructura modular, sencilla, muy robusta y fácil de instalar

## INCONVENIENTES

- Uso para longitudes de transporte relativamente cortas
- Necesidad de un caudal mínimo aún mayor en desplazamientos verticales.
- Elevada fricción entre el material a granel y la artesa del tornillo que origina mayores exigencias de potencia (considerablemente superior que la de una banda transportadora o un elevador de cangilones)

## CINTA TRANSPORTADORA:

Consiste en una banda flexible, tensada que se desplaza apoyada sobre unos rodillos de giro libre. El material permanece en reposo sobre la banda de forma que es esta quien realiza el movimiento de desplazamiento por la acción de un tambor motriz situado en uno de los extremos.

Todos los componentes y accesorios del conjunto se disponen sobre un bastidor, que les da soporte y cohesión.

## VENTAJAS

- Posibilidad de regular el caudal en función de la velocidad de la cinta.
- Flujo continuo y constante de material en la salida.
- Posibilidad de uso para todo tipo de longitudes.
- No requiere de un caudal mínimo para su correcto funcionamiento.
- Menor exigencia de potencia.

### INCONVENIENTES

- Estructura modular, aunque de montaje complejo: está compuesta de un gran número de elementos: rodillos, rodamientos, tensores ...
- Sistema más sofisticado ajuste de tensado, alineación de los rodillos desgaste de la banda.
- No es posible llevar a cabo etapas de procesamiento durante el transporte como: mezclado, deshidratación o compresión.

A partir de este sistema surgen otros más complejos, con modificaciones en el diseño y añadido de algunos elementos que los hacen más versátiles para algunas aplicaciones como por ejemplo la banda vibratoria o el elevador de cangilones.

- **PELLETIZADO: Extrusión del pellet.**

Es el último componente de la línea de pelletizado y la fase principal donde ocurre la acción: el material granulado tras haber circulado por la línea, entra en la prensa donde uno o varios rodillos giran y lo presionan sobre una matriz metálica repleta de orificios. A causa de la alta presión, el material fluye por el interior de estos orificios formando el pellet. Finalmente, una cuchilla secciona los pellets a una longitud determinada.

Para que el proceso pueda llevarse a cabo, la fuerza de fricción dentro del canal de los orificios no puede exceder la fuerza de presión de los rodillos. Sin embargo, la fuerza de fricción debe ser lo más alta posible para conseguir un aglomerado sólido y compacto.

A consecuencia de la compresión, el volumen de la materia prima inicial se reduce de 3 a 5 veces a la salida.

Para obtener un producto de calidad, es imprescindible una buena concordancia con el resto de fases estudiadas en los puntos anteriores. El material debe llegar previamente acondicionado con unas condiciones de humedad y tamaño óptimas para el proceso. Así mismo, el flujo de entrada ha de ser uniforme, constante y suficiente para satisfacer la demanda de producto.

Inicialmente el contenido de humedad debe de ser del 11 o 12% de forma que al final del proceso a causa de la temperatura generada y la propia compactación el contenido en humedad se habrá reducido entre 2 y 3%, cumpliendo así con la humedad requerida por la norma EN plus. *Con valores por debajo del 10% la máquina machaca el material y no conseguiremos hacer pellet (sólo polvo) y por encima del 18% el pellet resultante será poco compacto y se desmenuza.*

Por otra parte, el tamaño de partícula ha de ser un poco más reducido que el agujero de la matriz. *Mayores tamaños pueden generar atascos y tamaños reducidos dificultan el proceso e incrementan el gasto energético.*

## DESARROLLO DEL TRBAJO

---

En el interior de la prensa se pueden alcanzar temperaturas alrededor de los 100°C y unos 80°C a la salida. Las altas temperaturas que se alcanza, son imprescindibles para fundir la lignina y crear un cuerpo sólido, compacto, denso y homogéneo.

Las herramientas más trascendentes de este proceso son los rodillos y las matrices ya que se encargan de dar forma y tamaño al pellet.

### RODILLOS

Como se ha explicado anteriormente son los encargados de proporcionar la fuerza de compresión necesaria entre el material y la matriz.

La fuerza de presión aumenta exponencialmente, a medida que los rodillos van llevando el producto hacia los orificios. Esta fuerza alcanza el punto máximo justo en el centro de los orificios donde sucede la extrusión.

Los materiales empleados para su fabricación son aleaciones de acero, cromo, níquel y molibdeno, de esta forma se incrementa la resistencia al desgaste que permitirá soportar la presión y fricción.

Existen rodillos con muchas configuraciones, pero es imprescindible que tengan buena tracción. Para ello, se mecanizan corrugaciones sobre su superficie.

El tamaño y número de rodillos dependen de la producción y el material:

- Un mayor tamaño y menor número de rodillos consiguen una mayor fuerza de compactación, menor generación de calor, incremento de consumo energético y baja productividad
- Menor tamaño y mayor número de rodillos consigue una menor fuerza de presión, alta productividad, elevada temperatura, desgaste e igual consumo energético (al generarse elevadas fuerzas de fricción).

### MATRIZ

Recibe el material sobre su superficie y quien ofrece la fuerza de resistencia en función de su espesor (área de trabajo efectivo), coeficiente de fricción, y diámetro del orificio.

Suelen estar fabricadas en acero inoxidable con alto porcentaje en cromo para resistir el desgaste, soportar las humedades y altas temperaturas.

El número y tamaño de orificios esta en concordancia con los rodillos y los requisitos del producto final sin embargo el espesor:

- Un espesor más elevado incrementa la densidad del producto y facilita el proceso. Sin embargo, reduce la productividad, reduce la vida de los rodillos por desgaste, el calor generado afecta a la adhesión del material y en definitiva incrementa el coste del proceso.

## DESARROLLO DEL TRBAJO

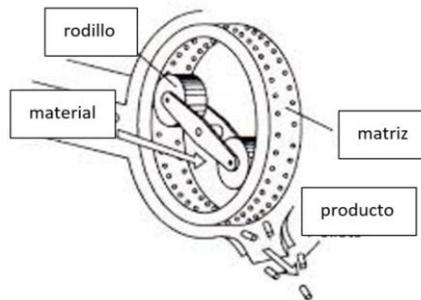
---

- Un menor espesor incrementa la productividad, alarga la vida de los rodillos, tiene menor riesgo de atascamiento y menor coste. En contra, se consiguen menores densidades, es un proceso más complejo y genera mucha temperatura en los componentes.

Dependiendo de la disposición de los orificios en la matriz se pueden diferenciar dos tipos de máquinas: las prensas de matriz plana y las prensas de matriz anular.

### PRENSA DE MATRIZ ANULAR

En este equipo la matriz tiene forma anular o de anillo, de forma que los orificios están dispuestos a lo largo de e su superficie. De esta manera los rodillos de presión están dispuestos concéntricamente para aplicar presión sobre su superficie.



**Ilustración 17.** Prensa de matriz anular

Dentro de este tipo de prensa existen dos variantes:

- La matriz anular se mantiene fija y son los rodillos los que transmiten el giro efectuando un giro concéntrico y a su vez sobre su mismo eje comprimiendo el material a su paso por los orificios.
- En este caso los rodillos se mantienen estáticos en una posición fija y es la matriz la que transmite el giro concéntricamente alrededor de los rodillos. A causa del contacto entre material y rodillos se produce el giro de los mismos sobre su mismo eje.

A continuación, se debatirán algunas ventajas e inconvenientes que presentan este tipo de máquinas de matriz anular:

### VENTAJAS

- La alimentación no depende de las cualidades físicas del material ya que se efectúa de forma adicional mediante un sinfín.
- Se pueden lograr mayores velocidades lo que genera una mayor productividad. Por ello es el tipo más utilizado a nivel industrial para las grandes producciones.

## DESARROLLO DEL TRBAJO

---

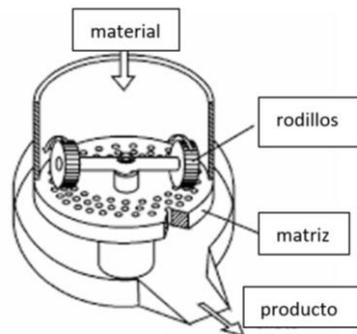
- La presión ejercida es constante de igual magnitud en todo el recorrido del rodillo.
- No existe el deslizamiento lo que reduce el consumo energético.
- Sufren un menor desgaste y más uniforme al usar toda la superficie útil

### INCONVENIENTES

- El tamaño del diámetro y la forma anular restringen la presión máxima que pueden aplicar los rodillos.
- Mayor número de componentes.
- Mayor coste de mantenimiento. El desgaste es menor, pero es un sistema más sofisticado que requiere ciertos cuidados para que funcione correctamente.
- Mayor complejidad del sistema. Requiere un personal más capacitado.
- Mayor inversión inicial de la máquina.
- Dada la configuración de la geometría suelen tener un gran tamaño y ocupar un gran volumen.

### PRENSA DE MATRIZ PLANA

Esta máquina está caracterizada por tener una matriz circular, dispuesta de forma horizontal a modo disco y repleta de orificios verticales que atraviesan su espesor. Sobre esta se ubican uno o más rodillos que se encargan de generar la presión de compactación entre el material y su superficie.



**Ilustración 18.** Prensa de matriz plana

Dentro de este tipo existen dos variantes:

- La matriz plana se mantiene estática y fija en una posición y son los rodillos los que transmiten el movimiento de rotación concéntrico a la matriz y al mismo tiempo sobre su mismo eje aplicando la presión necesaria para el prensado del material.
- Los rodillos se mantienen estáticos y fijos sobre la matriz y es esta quien rota sobre su mismo eje. Los rodillos al contactar con el material giran sobre su mismo eje prensando el material sobre los canales de la matriz.

# DESARROLLO DEL TRBAJO

---

## VENTAJAS

- Es un sistema más sencillo y robusto
- Permite alcanzar presiones de trabajo más altas.
- El tamaño es más reducido y ocupa por tanto un menor volumen
- Conlleva un menor desembolso inicial

## INCONVENIENTES

- La alimentación se realiza por acción de la gravedad de forma que podrían llegar a influir las cualidades físicas del material.
- Las cargas de trabajo sobre los rodamientos y ejes son desiguales. Los orificios, al estar situadas sobre un plano, y los rodillos girar concéntricamente sobre este generan cargas desiguales sobre la parte interna y externa de la parrilla.
- Se produce un cierto deslizamiento que incrementa el gasto energético
- Es capaz de alcanzar velocidades menores lo que reduce su productividad y lo aproxima a un ámbito más doméstico.

**CAPÍTULO II: DISEÑO FINAL, PARÁMETROS  
SELECCIONADOS.**

### **DISEÑO FINAL Y CARACTERÍSTICAS DE LOS COMPONENTES ESCOGIDOS.**

*Este apartado está destinado a mostrar el diseño final de modo general y más detenidamente los distintos componentes escogidos.*

*Para ello, se ha dividido este apartado en dos puntos:*

*En el primer punto muestra el diseño del conjunto general, dimensiones y distintas perspectivas.*

*En el segundo punto, se centra de una forma más dedicada a cada componente donde se muestran dimensiones, características, detalles...*

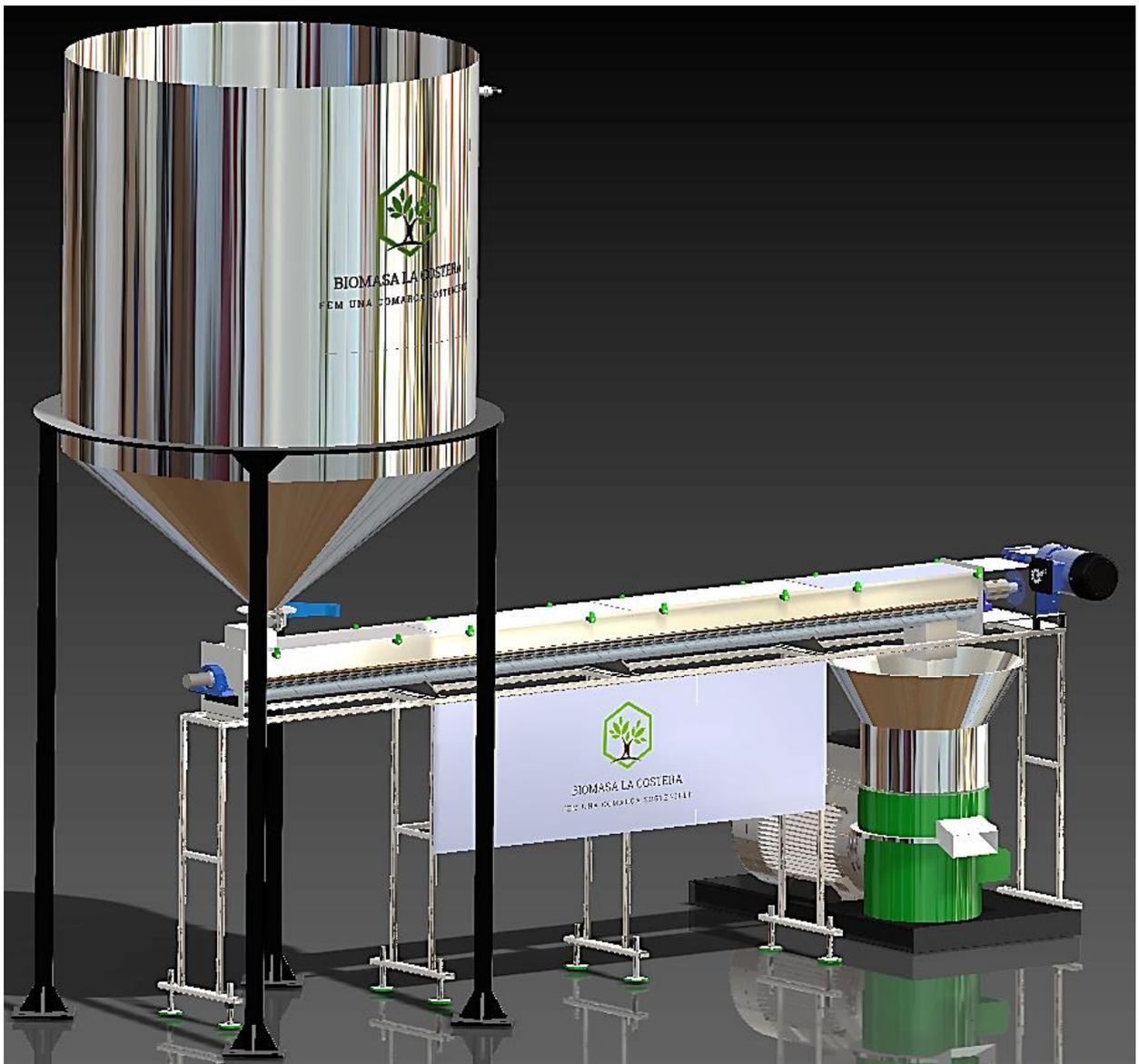
## DESARROLLO DEL TRBAJO

---

### DISEÑO FINAL

El diseño final escogido está formado por un silo de tipo cono que recibe el material, un transportador helicoidal que homogeniza y transporta el volumen de material a la prensa de pelletizado donde 4 rodillos extrusores comprimen el material sobre una matriz plana.

Los procesos previos de secado y granulado se llevan a cabo fuera de la planta de forma ajena a la misma y por tanto no se han considerado tanto en el dimensionado y cálculo como en el diseño final.



**Ilustración 19.** Diseño final en perspectiva (captura de solidworks assembly)

## DESARROLLO DEL TRBAJO

---

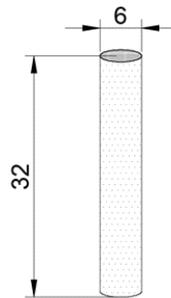
### CARACTERÍSTICAS

La planta está dimensionada para procesar 800kg/h (*alrededor de 3.2m<sup>3</sup> cada hora*) de astillas secas con un contenido de humedad entorno al 12% y de un tamaño aproximado G30 alrededor de unos 3mm (norma EN 14961-4).

Pueden recibir todo tipo de maderas siempre y cuando tengan peso específico alrededor de 250Kg/m<sup>3</sup> (entre 160 y 360Kg/m<sup>3</sup>). Por ejemplo: pino de carrasco y pino pinaster (las dos especies de coníferas más predominantes de la zona de la costera).

Como resultado del proceso la planta es capaz de producir una constante de 403 pellets por segundo.

El pellet producido cumple con la normativa EN 14961-2 en la calidad A1 con un tamaño de diámetro exterior  $\varnothing 6\pm 1$  mm y 32mm de longitud:



**Ilustración 20.** Pellet escogido para el proyecto.

La planta tiene una capacidad de almacenamiento de 2m<sup>3</sup> de astillas. El material descargado en el silo recorre 2.8m metros desde este punto hasta la entrada de la prensa. Esta carga de material se efectúa a 3.2 metros del suelo.

En lo relacionado a las horas de trabajo y producción anual estimada: la planta está programada para trabajar en un régimen de dos turnos diarios y 5 días a la semana (de lunes a viernes) en los periodos de máximo rendimiento de enero a abril, octubre, noviembre y diciembre. El resto de meses solo se efectúa un único turno a excepción de los meses de junio, Julio y agosto que permanece cerrada por la falta de demanda. Con todo esto y teniendo en cuenta paradas por averías y mantenimiento en general se tiene un objetivo de producir 1900 Toneladas al año.

# DESARROLLO DEL TRBAJO

## DIMENSIONES

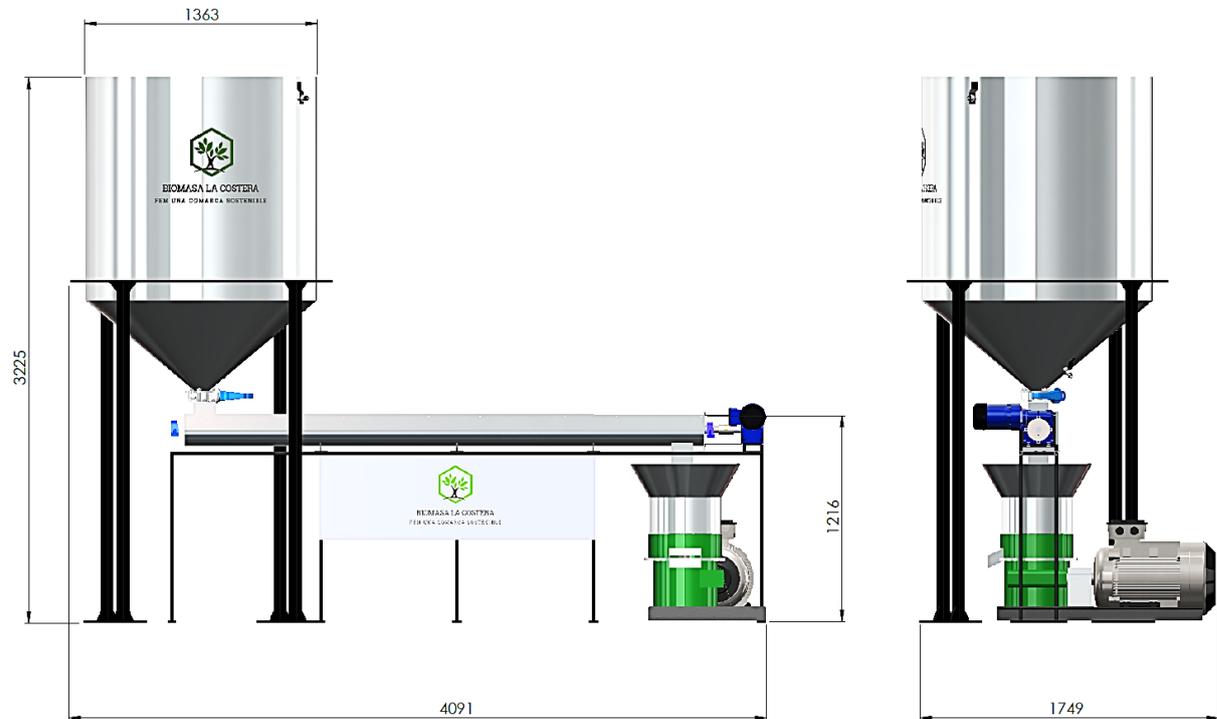


Ilustración 21. Dimensiones generales del conjunto.

## COMPONENTES

### SILO DE RECEPCIÓN DE MATERIAL

El silo es la primera componente del diseño y está destinada a recibir, almacenar y suministrar las astillas al transportador.

- **DESCRIPCIÓN**

Está formado por una sección cilíndrica en la parte superior y cónica en la base. El montaje se encuentra sustentado verticalmente por una estructura formada por un aro que fija la sección inferior del cilindro y apoya sobre 4 perfiles que a su vez reposan sobre una base plana que permite anclar el conjunto al suelo

- **MATERIALES DE FABRICACIÓN**

Tanto la sección cilíndrica como cónica están fabricadas en chapa de acero inoxidable 1.4031(X39Cr13) de 1.5mm de espesor. Por otra parte, la estructura está fabricada íntegramente en acero estructural 1.0044 (S275JR) con una capa de pintura anti oxido, los perfiles son ISO 60X60 de 3mm de espesor y el aro está fabricado en pletina curvada de 91x15mm.

## DESARROLLO DEL TRBAJO

- **DIMENSIONES**

El silo esta dimensionado de acuerdo a la norma *UNE-ENV 1991-4, de Marzo 1995. Euro código 1: Bases de proyecto y acciones en estructuras, parte 4: acciones en silos y depósitos.*

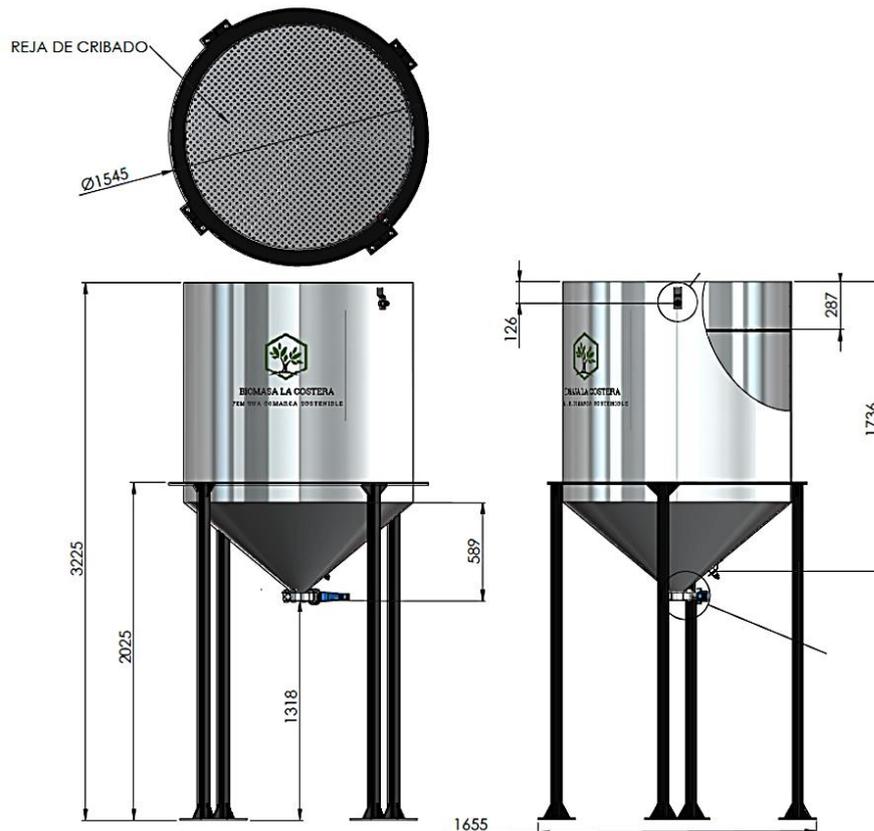


Ilustración 22. Dimensiones del silo

- **CARACTERÍSTICAS**

El silo es capaz de almacenar  $2\text{m}^3$  de astillas G30. Así mismo puede regular la salida de material desde  $0$  a  $800\text{Kg}/\text{m}^3$  (siempre y cuando el ángulo de fricción de material sea menor que  $50$  grados).

La carga se efectúa a  $3.2$  metros del suelo y la descarga  $1.3$  metros.

El tamaño máximo de partícula es de  $5\text{mm}$  y viene determinado por la sección del pellet.

## DESARROLLO DEL TRBAJO

---

- **COMPONENTES**

El sistema contiene:

- Una reja de cribado que evita la inclusión de elementos adversos al proceso y limita el tamaño de partícula a 5mm.
- Dos sensores capacitivos **875CP** que permiten detectar el nivel mínimo y máximo del silo dada la importancia de que nunca trabaje la prensa en vacío.
- Una válvula de mariposa manual que facilita una pequeña regulación de caudal o corte de suministro. *(como se ha explicado anteriormente no es el método adecuado de regular el caudal, para ello está el transportador)*

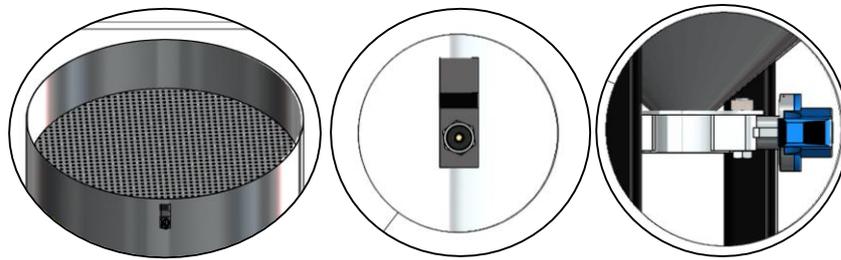


Ilustración 23. Componentes

### TRANSPORTADOR HELICOIDAL

Es el componente intermedio de la planta, recibe un determinado volumen de material de la boca de descarga de la tova y lo transporta de forma homogénea y constante al tolvin de recepción de la prensa.

- **DESCRIPCIÓN**

Está formado por un gusano helicoidal de 3 metros de longitud provisto por 18 helicoides de 160mm de diámetro fabricadas en chapa y soldadas a un eje hueco con un paso de 160mm. El helicoidal se encuentra dentro de una artesa en forma de U sellado en sus extremos por dos secciones rectangulares y en la parte superior por cuatro tapas desmontables. La artesa se mantiene en posición mediante tres patas de apoyo que reposan sobre una estructura de perfiles soldados ISO 20x20x2. Esta estructura contiene una sección longitudinal horizontal de igual medida que el conjunto y cuenta con cinco patas que conectan en el suelo y son regulables en altura.

El par y la velocidad se transmiten a partir de un motor de 0.75kw de la casa Nord 4polos 60hz modelo 80L/4 acoplado a un reductor SK 1SI 50 con reducción  $i=30$  velocidad de salida 56rpm que conecta a su vez al eje del helicoidal mediante un acople flexible.

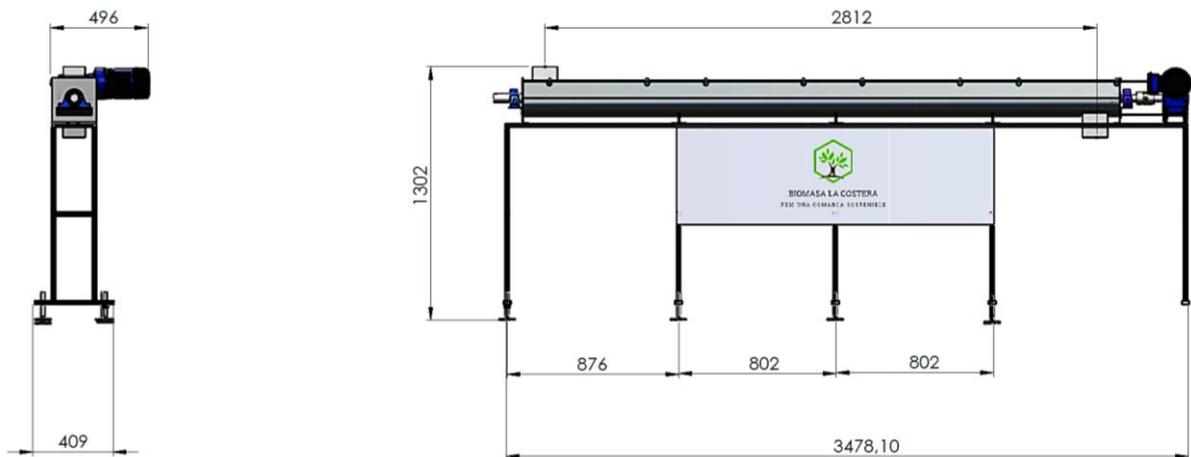
## DESARROLLO DEL TRBAJO

- **MATERIALES DE FABRICACIÓN**

Todas las chapas son de 4mm de espesor, aquellas en contacto con el material: tapas, artesa, hélices del helicoidal, tapas laterales están fabricadas en acero inoxidable 1.4031(X39Cr13). El resto de componentes que son básicamente los elementos estructurales: perfil ISO 20x20x2, chapas de 4mm para las patas de la artesa y soportes para el motor y rodamientos se fabrican con acero estructural 1.0044 (S275JR) con una capa de pintura anti oxido. Por último, los ejes son barras de  $\varnothing 46$  fabricadas en acero al carbono c45.

- **DIMENSIONES**

Dimensiones normalizadas bajo Normativa *UNE-58-207-89*.

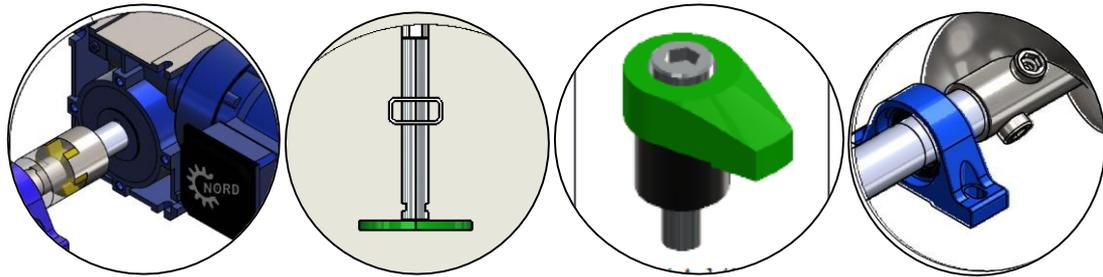


**Ilustración 24.** Dimensiones del transportador helicoidal

- **COMPONENTES**

El transportador está dispuesto de los siguientes componentes:

- Motor Nord 80L/4 con reductor SK 1SI 50.
- Acoplamiento flexible JAW LOVEJOY - MARTIN - RATHI modelo L100.
- Patas regulables en altura.
- Grapa de fijación de las tapas.
- Rodamientos de bolas con soporte de acero SKF: 6010



**Ilustración 25.** Componentes del transportador

### PRENSA DE MATRIZ PLANA

Ocupa la última posición en el proceso, es el componente destinado a transformar toda la materia que se introduce por la tolva en forma de astilla en pellets.

- **DESCRIPCIÓN**

En la parte superior presenta una tolva de reducidas dimensiones en forma de cono invertido y sección cilíndrica en la salida. Esta última sección forma las paredes de la cámara de pelletizado.

El interior de esta cámara alberga los cuatro rodillos de presión que conectan con una pieza octogonal central mediante roscado. En las cuatro caras libre del rombo se fijan 4 pletinas orientadas hacia los rodillos. Esta pieza central fijada al eje central mediante una chaveta.

Bajo los rodillos dispuesta de forma horizontal se encuentra la matriz, un disco de 410mm de diámetro y 34mm de espesor con 490 orificos dispuestos de forma concéntrica sobre la superficie. La matriz se mantiene fija al chasis mediante una placa adyacente soldada a la cámara de recepción.

La cámara es un cilindro con una pletina base y paredes de chapa con una abertura rectangular para permitir la descarga del producto final.

En la parte inferior se encuentra la caja de la transmisión que ejerce a su vez de base de la máquina y reposa sobre un soporte fabricado con dos viguetas SB 80X6.

La transmisión es de tipo sin fin corona 7.6. El sinfín introduce el par y velocidad que le cede el motor de 45Kw SK 225MH/4 TF de la casa Nord que reposa sobre la base de la estructura.

Finalmente, el eje, atraviesa verticalmente toda la máquina y transmite el par y movimiento desde la corona al resto de componentes: las cuchillas y el octógono con los rodillos. Contiene un roscado en su extremo superior con el fin de montar una rosca que con el apriete desplace la pieza octogonal y con ello, el espacio entre los rodillos y la matriz

## DESARROLLO DEL TRBAJO

- **MATERIALES DE FABRICACIÓN**

Los ejes son barras macizas  $\varnothing 70$  y  $\varnothing 30$  de acero al carbono c45. Por otra parte, todas las chapas son que forman la tova y las paredes de la cámara de recepción y la caja de la transmisión están son de espesor menor a 4mm y están fabricadas en acero inoxidable 1.4031(X39Cr13). Del mismo modo el resto de componentes en contacto con material están fabricados con este mismo acero.

La estructura de base y otros elementos de menor protagonismo como la reja de criba estan fabricados en acero estructural 1.0044 (S275JR) con una capa de pintura anti oxido.

- **DIMENSIONES**

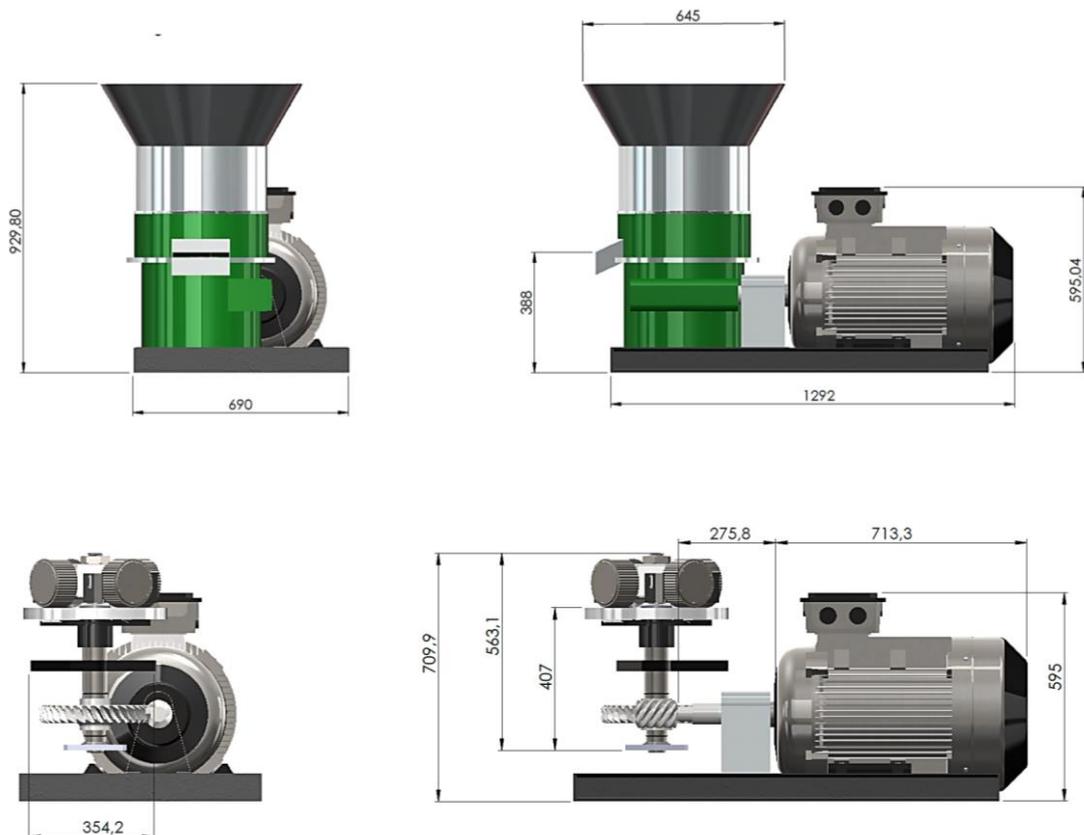


Ilustración 26. Dimensiones de la prensa

- **CARACTERÍSTICAS**

La prensa es capaz de procesar 800Kg/h de astillas G30 a un régimen constante.

La carga se efectúa a prácticamente 1m de altura sobre una tolva que conecta con la cámara de pelletizado. En el interior cuatro rodillos de  $\varnothing 140$  y 70mm de ancho estriados superficialmente giran concéntricamente a 196rpm sobre la matriz.

## DESARROLLO DEL TRBAJO

---

La matriz está dispuesta de forma vertical y contiene 490 orificios. Sobre la sección de salida se ubican 5 cuchillas retrasadas 6 grados respecto al eje de los rodillos que seccionan el material.

La máquina monta un sistema sin fin corona de 37 dientes y 5 inicios que reduce la velocidad del motor de 1480 rpm a las 196rpm requeridas para el proceso. El motor tiene una potencia de 45KW.

- **COMPONENTES**

La prensa esta equipada con los siguientes componentes:

- Motor Nord SK 225MH/4 TF.
- Sello SKF HMSA10 para proteger al resto de componentes de las partículas generadas en la cámara de pelletizado.
- Rodamientos de rodillos cónicos para el eje de los rodillos SKF: S2005X
- Juntas toricas O-RING Trelleborg para mantener estanca la caja de la transmisión.
- Reja de criba
- Rodamientos de rodillos cónicos montados en el eje principal SKF JLM508748 y SKF 33010.
- Pletina de empuje para extracción del pellet en la cámara de recepción.



**Ilustración 27.** Componentes de la prensa

### **SELECCIÓN DE LOS PARÀMETROS PREVIOS AL DIMENSIONADO.**

*Este apartado tiene como objetivo determinar aquellas características y requisitos que van a influenciar en el dimensionado del conjunto*

*Para ello, se ha dividido este apartado en dos puntos:*

*En el primer punto se establece el volumen de producción y características de la madera inicial a procesar.*

*En el segundo punto se centra en el producto y en sus características finales*

*En el tercer punto se escoge la configuración de la planta: máquinas, medidas mínimas para satisfacer las demandas del producto y materiales.*

*Por último, el cuarto punto, recopila algunas normativas a tener en cuenta durante el diemnsionado.*

## DESARROLLO DEL TRBAJO

---

### VOLUMEN DE PRODUCCIÓN Y CARACTERÍSTICAS DE LA MADERA.

La elección del volumen y características del material producido es la parte más delicada del proyecto ya que de ella dependerán el resto de componentes y sus dimensiones.

Para poder aproximar el proyecto a la realidad, como se ha mostrado en el estudio del arte, se ha empleado un software de cálculo de biomasa gratuito el "BIONLINE" creado y suministrado por el IDEA (Instituto para la Diversificación y ahorro de la Energía).

A partir de esta herramienta se ha podido establecer de forma aproximada que el volumen de biomasa anual disponible en la comarca de la Costera se encuentra en torno a las 3758 toneladas de de procedencia forestal y 19417 toneladas del sector agrícola.

Dada la dificultad de procesado que presentan los despojos agrícolas al no haber un plan de gestión de los residuos establecido y ser especies principalmente frutales más complejas y de menor valor energético para el dimensionado únicamente se tendrá en cuenta el volumen de especies forestales.

Estableceremos el volumen de biomasa disponible 3758 toneladas de Material en estado verde es decir con contenido de humedad del 60%. Este contenido se ha de reducir a un 13% a la entrada de la planta para que tras el proceso de pelletizado a causa de la compresión y el calor generado se convierta en el 10% que establece la norma para una calidad A1.

De esta manera el producto sufre una pérdida de aproximadamente 50% de humedad, por lo tanto:

$$\text{Volumen de material seco disponible} = \text{volumen de material humedo} \times 0.5$$

La capacidad de producción ha de ser un valor inferior a **1900 Toneladas al año, se plantea este como objetivo anual.**

Puesto que la planta tiene planificado trabajar en un régimen de dos turnos diarios y 5 días a la semana (de lunes a viernes) en los periodos de máximo rendimiento de enero a abril, octubre, noviembre y diciembre, el esto de meses a un solo turno a excepción de los meses de junio, Julio y agosto que permanece cerrada por la falta de demanda y sumando tiempos de mantenimiento dan un total de 2300 horas anuales.

De modo:

$$\text{Masa producida por hora} = \frac{190000\text{Kg de material anuales}}{2300\text{horasde trabajo anuales}} = 791.6\text{Kg/h}$$

## DESARROLLO DEL TRBAJO

---

De este modo se establece que la exigencia de producción de la planta tiene que ser de 800Kg/h de material al 12% de humedad en la entrada del proceso, para a la salida se obtenga un caudal aproximado de 792kg/h.

En lo relativo al tipo de madera, tratándose de residuos forestales en la provincia de Valencia prácticamente se limita a restos de fuste de pino de carrasco ya que esta especie es dominante en 28 comarcas de las 34 que la integran, 282.476ha, el 72% del terreno arbolado y la Comarca de la costera es una de ellas.

Esta especie pertenece a la familia de las coníferas y es muy adecuada para la producción energética ya que presenta un elevado porcentaje de fuste con excelentes propiedades para la combustión, bajo contenido de humedad y baja emisión de cenizas.

### PROPIEDADES FISICAS

PARÁMETRO	valor mínimo	valor medio	valor máximo	interpretación
Densidad normal	0.485	0.548	0.619	Semipesada
Dureza radial	3.06	3.39	3.73	Semiblanda
Cota dureza radial.	9.29	9.67	10.05	Fuerte
Dureza tangencial	1.41	2.50	3.40	Semiblanda
Cota dureza tangencial.	5.51	8.23	7.70	Normal
Contracción volumétrica total	10	12.5	16.4	Media
Cont. Lineal radial	4.70	4.705	4.71	Media
Cont. Lineal tangencial	7.54	7.62	7.70	Media
Punto de saturacion de la fibra %		32		-
Coefficiente de contracción volumétrica	0.31	0.37	0.43	algo nerviosa
Higroscopicidad	0.0030	0.0031	0.0034	Normal

### PROPIEDADES QUIMICAS

PARÁMETROS	TRONCO	RAMAS
Cenizas (%)	0.48	0.44
Solubilidad en agua fría	2.58	2.30
Solubilidad en agua caliente	3.96	4.32
Solubilidad en NaOH 1%	17.38	12.75
Extracto en eter	2.42	1.14
Extracto en alcohol benceno	1.05	0.76
Lignina	25.14	28.53
Holocelulosa	75.22	72.60
Pentosanos	12.10	16.37

**Ilustración 28.** Propiedades físicas y químicas del pino de Carrasco (Fuente: estudio de las principales maderas de coníferas en España características, tecnología y aplicaciones, de la Universidad de Madrid)

## DESARROLLO DEL TRBAJO

Por último, el tamaño de partícula ha de ser menor que tamaño del pellet producido (con el fin de evitar posibles atascos en la prensa) y lo más homogéneo posible. Por ello, se selecciona un tamaño estándar y regulado por norma el G30 cuyas características vienen indicadas por la norma EN 14961-4.

- **Tamaño con sección máxima de 3m3**
- **Densidad 200 – 350 kg/m<sup>3</sup>**
- **Humedad máxima de 30%**

### CARACTERÍSTICAS DEL PRODUCTO.

En apartados anteriores se han visto la gran cantidad de normativas que se han desarrollado por los países a nivel mundial y Europeo.

Como se pretende que el producto se pueda comercializar a nivel nacional es necesario acogerse a una norma, se escoge la norma europea vigente EN 14961-2 que define las características de calidad del pellet.

Parámetro	Unid.s	ENplus-A1	ENplus-A2	EN-B	Norma de ensayo
Diámetro	mm	6 or 8			EN-16127
Longitud	mm	3.15 ≤ L ≤ 40 <sup>3)</sup>			EN-16127
Humedad	p-% <sup>1)</sup>	≤ 10			EN-14774-1
Cenizas	p-% <sup>2)</sup>	≤ 0.7	≤ 1.5	≤ 3.0	EN-14775 (550 °C)
Durabilidad mecánica	p-% <sup>1)</sup>	≥ 97,5 <sup>4)</sup>		≥ 96.5 <sup>4)</sup>	EN-15210-1
Finos (< 3.15 mm)	p-% <sup>1)</sup>	<1			EN-15210-1
Poder Calorífico Inferior	MJ/kg <sup>1)</sup>	16,5≤Q≤19	16,3≤Q≤19	16,0≤Q≤19	EN-14918
Densidad aparente	kg/m <sup>3</sup>	≥ 600			EN-15103
Nitrogeno	p-% <sup>2)</sup>	≤ 0.3	≤ 0.5	≤ 1.0	EN-15104
Sulfur content	p-% <sup>2)</sup>	≤ 0.03		≤ 0.04	EN-15289
Cloro	p-% <sup>2)</sup>	≤ 0.02		≤ 0.03	EN-15289
Fusibilidad cenizas <sup>4)</sup>	°C	≥ 1200	≥ 1100		EN-15370

1) Base húmeda 2) Base seca

3) Un máximo de 1 p-% de los pellets pueden ser más largos de 40 mm, no se permiten pellets > 45 mm

4) Temperatura de Deformación, preparación de la muestra a 815 °C

**Ilustración 29.** Requisitos del pellet EN 14961-6

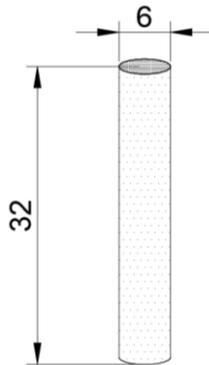
Dentro de las calidades dadas en la norma se escoge aquella que proviene de la primera transformación sin aditivos la calidad A1.

## DESARROLLO DEL TRBAJO

---

### TAMAÑO

El tamaño seleccionado es de diámetro 6mm y longitud 32mm. Esta dimensión es la mas común en el mercado. Desde el punto de vista del fabricante es mas fácil mantener la durabilidad mecanica del pellet. Por otra parte, desde el punto de vista del consumidor un menor tamaño fluye con mayor facilidad en la caldera.



$$V_{\text{pellet}} = \pi r^2 l$$

$$\pi \times 9 \times 32 = 904.7787 \text{mm}^3 \rightarrow 9.0478 \times 10^{-7} \text{m}^3$$

### RELACIÓN DE COMPRESIÓN

Determina el grado de compactación de las astillas. Es el factor que relaciona el espesor efectivo de compresión y el diámetro del hueco.

$$RC = \frac{l}{D}$$

Existen muchos estudios acerca del valor óptimo de este factor, la mayoría de estas investigaciones como por ejemplo la realizada por Simon Kindle de la Universidad de Aalborg demuestran que este valor debe de estar comprendido entre 5 y 5.3.

$$RC = \frac{32}{6} = 5.3$$

### DENSIDAD DEL PELLETT

La norma establece una densidad aparente mayor a 600Kg/m<sup>3</sup>. Partiendo del manual de combustibles de la madera elaborado por Avebiom (Asociación de valorización energética española) que es el organismo encargado de gestionar los certificados de dicha norma en España se escoge un valor de 650Kg/m<sup>3</sup>

### CARACTERÍSTICAS

- **Densidad: 650Kg/m<sup>3</sup>**
- **Volumen de x pellet: 9.0478 × 10<sup>-7</sup>m<sup>3</sup>**
- **Masa x pellet: 0.00059kg**

## SELECCIÓN DE LOS COMPONENTES DE LA PLANTA

Existen una gran cantidad de combinaciones en las plantas de procesado de pellets, en el apartado de estudio del arte se ha mostrado las más básica: consta de un proceso preo de acondicionado de la materia con un componente que granula y otro que seca. Seguido por la línea de pelletizado constituida con un elemento que recibe el material, otro que lo transporta de forma homogénea y constante y por ultimo el que procesa la materia y obtiene el producto final.

Para reducir los costes de transporte, tamaño de la planta y tiempos de procesado, la primera etapa de acondicionado previo tendrá lugar de forma externa y ajena a la planta por lo que no se ha tenido en cuenta en el proyecto.

### SELECCIÓN DEL SILO

Se pueden encontrar dos tipos de silos:

- Silo con tolva forma de cono invertido y cilíndrico en sección superior.
- Silo con tolva en forma de pirámide invertida y rectangular en la sección superior.

Se decide escoger la primera opción de cono invertido y cilindro ya que conlleva un menor coste y dificultad de fabricación: Esta opción se efectúa a partir de un plegado de chapa de 360 grados y una línea de soldadura. Sin embargo, la segunda opción conlleva de cuatro pliegues a 90 grados y una línea de soldadura.

En lo relativo al volumen  $2\text{m}^3$  de material corresponde a 500kg de producto. De forma que la recarga debería de efectuarse de forma aproximada cada 45min, un tempo bastante considerable.

### SELECCIÓN DEL TRANSPORTADOR

Existen numerosas opciones a la hora de transportar el material, pero estas suelen ser variantes de las dos básicas:

- El transportador helicoidal
- La cinta transportadora

Esta elección se hace sencilla ya que dada la baja distancia entre máquinas y el tipo de partícula transportada es inviable poner otro sistema que no sea el helicoidal.

En lo relativo a tamaño y características al ser la maquina central que une al resto de componentes está completamente condicionada a la exigencia de estas dos y a la norma estar UNE 58-224-88.

# DESARROLLO DEL TRBAJO

---

## SELECCIÓN DE LA PRENSA

Como se ha estudiado en el estado de arte existen dos tipos de máquinas extrusoras de pellets:

- Prensa de matriz anular
- Prensa de matriz plana.

Para este proyecto teniendo en cuenta las características de producción, material, coste y mantenimiento se ha decidido dimensionar una máquina de rodillos con matriz plana.

Este tipo es el más adecuado para trabajar con madera en pequeñas producciones, está caracterizado por tener un fácil mantenimiento, fácil montaje y una mayor longevidad que el resto de sistemas.

Como se ha visto, dentro de este tipo existen dos variantes:

1. El eje vertical con los rodillos se mantiene estático y es la matriz la que gira y hace girar por fricción los rodillos.
2. La matriz se mantiene estática y el eje con los rodillos es el que gira generando el giro de los mismos por fricción.

De estos dos sistemas, escoge el primero. El motivo principal, es que este primer sistema es el más adecuado para madera por presentar un método de funcionamiento menos susceptible a que se generen atascos en los orificios.

## NORMATIVA APLICABLE

- Dimensionado del silo: UNE-ENV 1991-4, de Marzo 1995. Euro código 1: Bases de proyecto y acciones en estructuras, parte 4: acciones en silos y depósitos.
- Dimensionado del transportador: UNE 58-244-88 "Aparatos de manutención continua para graneles
- Transmisiones: ANSI/AGMA 2101-D04.
- Dimensionado de ejes: DIN 743 strength analysis of shafts and axles
- Acoplamientos: DIN 6885 Y DIN 5472
- Pellet: EN 14961-2
- Astillas: EN 14961-4.
- Sello radial: ISO 6194-1 y DIN 3760

**CAPÍTULO III: CÁLCULO Y DIMENSIONADO DE  
LOS COMPONENTES.**

### **DIMENSIONADO DEL SILO DE RECEPCIÓN.**

*Este apartado está destinado recopilar todos los cálculos y verificaciones necesarias para dimensionar el silo.*

*Para ello, se ha dividido este apartado en tres puntos:*

*En el primer punto se dimensionará el cuerpo del silo y se calculará el espesor mínimo en las paredes tanto de la sección vertical como en la tolva siguiendo la norma UNE-ENV 1991-4.*

*En el segundo punto, se simulará con un software CAE el cuerpo del silo para verificar que la selección del espesor y geometría son las adecuadas para su uso.*

*Por último, en el tercer y último punto se calculará la estructura del silo directamente utilizando la simulación CAE.*

## DESARROLLO DEL TRBAJO

---

### DIMENSIONADO DEL SILO. CÁLCULO DEL ESPESOR.

El siguiente apartado está destinado al dimensionado del silo. Para ello se tendrá en cuenta la presión máxima que ejercerá el producto sobre las paredes del mismo, analizando el elemento en base a la norma europea (UNE-ENV 1991-4, de Marzo 1995. Euro código 1: Bases de proyecto y acciones en estructuras, parte 4: acciones en silos y depósitos) que comprende un conjunto de especificaciones técnicas relacionadas al almacenamiento de líquidos y materiales granulares.

Este método de cálculo es una recopilación de las teorías de Walker y Jenike, que están fundamentadas en obtener las presiones hidrostáticas máximas partiendo de la ecuación  $P=h*\gamma$  (donde h es la altura y  $\gamma$  el peso específico del material a analizar), pero de una forma más compleja (ya que se consideran los esfuerzos de rozamiento), para calcular un espesor adecuado en las paredes del silo.



Ilustración 30. Tolva en perspectiva

### REQUERIMIENTOS Y DATOS IINICIALES

#### DATOS DEL PROYECTO

- CAUDAL Q EN LA BOCA DE SALIDA:  $Q=800\text{Kg/h} \sim 0.222\text{Kg/s}$
- VOLUMEN MÍNIMO DEL CONJUNTO: **2m<sup>3</sup>**

## DESARROLLO DEL TRBAJO

---

- MATERIAL: ASTILLAS DE MADERA: **G30**
- TAMAÑO DE LAS PARTICULAS: **dp= 3MM** (SE SUPONE QUE NO HAY VARIABILIDAD DE TAMAÑO)
- CONTENIDO DE HUMEDAD: Astilla seca **H12%**
- DENSIDAD DEL MATERIAL: **ρo=250Kg/m<sup>3</sup>** (ESTANDAR DE LAS ASTILLAS G30)

**(NORMA APLICADA PARA CARACTERISTICAS DE ASTILLAS G-30 EN 14961-4.)**

### DETERMINACIÓN DE LOS PARÁMETROS FÍSICOS DE PARTIDA

Para determinar las presiones del silo de alimentación se parte con los siguientes datos:

- PROFUNDIDAD EN LA PARED VERTICAL: **h<sub>c</sub> = 1.319 m**
- PROFUNDIDAD EN LA PARED INCLINADA: **h<sub>n</sub> = 0.57059 m**
- PROFUNDIDAD TALUD: **h<sub>tp</sub>=0.476**
- COEFICIENTE DE ROZAMIENTO ESTÁTICO: entre madera seca y acero inoxidable  $\mu=0.6$   
(fuente: Wikilibros tema Física, Estática, Rozamiento)
- ÁNGULO DE INCLINACIÓN DE LA TOLVA: Tiene ser mayor que 90-ángulo de fricción de lo contrario las partículas de madera permanecerán estáticas:

$$\text{Ángulo de fricción } \phi = \tan^{-1} \mu \rightarrow \mu = 0.6 \leftrightarrow \phi = 30.9 \sim 31^\circ$$

$$\text{Ángulo mínimo de inclinación de la tolva } 90 - 31 = 59^\circ$$

Finalmente, se selecciona un ángulo de inclinación de la tolva: **β = 50°**

- ÁNGULO DE TALUD: su valor depende del ángulo efectivo de fricción interna que es una medida de la fricción entre las partículas, la cual, a su vez, es función del tamaño, forma, rugosidad y dureza del material sólido. Este valor se debería obtener de forma experimental mediante una prueba de cizallado, pero como se están empleando valores estándar se ha fijado un valor obtenido a partir de otros estudios con características similares.

Finalmente, se selecciona un se selecciona un ángulo **φr=35°**

- VOLUMEN: A de ser mayor que el volumen especificado de 2m<sup>3</sup>

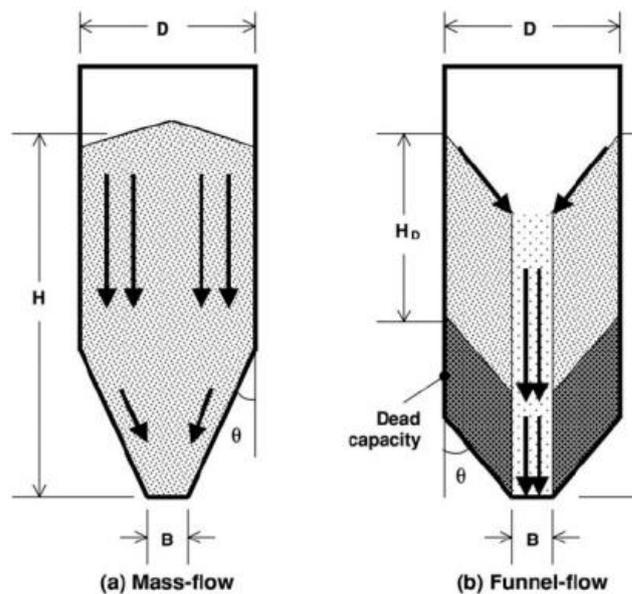
$$V = V_{tolva} + V_{silo} \rightarrow V = \frac{\pi}{24 \tan(\beta)} (dc^3 - d^3) + \frac{\pi}{4} dc^2 hc \rightarrow V = 0.276 + 1.916 = 2.19m^3$$

- RELACIÓN DE PRESIONES HORIZONTAL Y VERTICAL

$$k_m = 1.1 * (1 - \sin\phi) \rightarrow k_m = 0.533$$

## DESARROLLO DEL TRBAJO

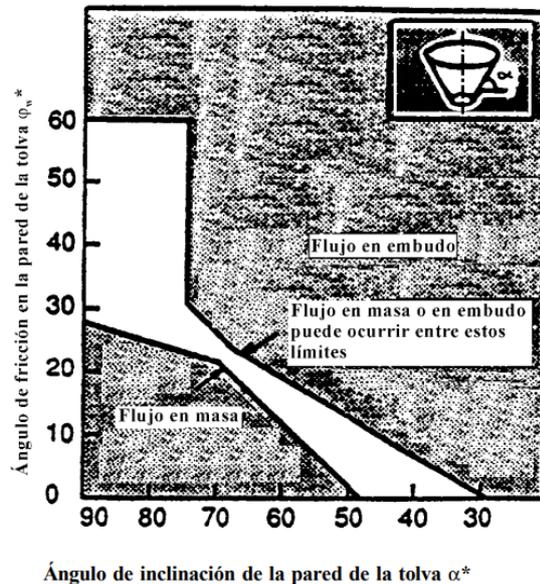
- PESO ESPECÍFICO DE MATERIAL:  $\gamma=2.500\text{kN/m}^3$
- SECCIÓN DE DESCARGA DE MATERIAL: En primer lugar, se ha de conocer qué tipo de comportamiento que se presenta durante la descarga de material. Existen dos tipos en función del tipo de matinal y la geometría de la tolva:
  - **Flujo embudo:** Durante la descarga se crea un canal de salida de material en la zona central, mientras que el material adyacente a la pared permanece estático.
  - **flujo en masa:** en este caso todas las partículas almacenadas se movilizan durante el vaciado.



**Ilustración 31.** Tipos de flujo en la descarga de material (Fuente UNE-ENV 1991-4)

A partir de la tabla que facilita la norma (UNE-ENV 1991-4), se puede conocer el tipo de flujo que se formara durante la descarga de material:

Como  $\alpha$  es el ángulo adyacente respecto a la horizontal del ángulo de inclinación de la tolva obtenido anteriormente ( $\beta = 50^\circ$ ),  $\alpha=40^\circ$



**Ilustración 32.** Tipo de flujo en función de ángulo de inclinación de la tolva y ángulo de fricción (fuente: UNE-ENV 1991-4)

El flujo en la tolva de estudio será de tipo embudo.

El diámetro de salida se puede calcular mediante la ecuación de Beverloo destinada al cálculo del caudal de salida en una tolva de tipo embudo:

$$\dot{m} = 0.5\rho \times g^{0.5} \times (d - kdp)^{2.5}$$

Donde:

$\dot{m}$ : caudal de salida 800kg/h  $\rightarrow$  0.223kg/s

$\rho$ : densidad 250kg/m<sup>3</sup>

$g$ : aceleración de la gravedad 9.81m/s<sup>2</sup>

$d$ : diámetro de salida

$k$ : es una relación entre las presiones laterales y verticales existentes en la tolva y aunque no existe una única teoría para calcular su valor este diseño se basa en la teoría de empuje de tierras de RANKINE (ETSIEB, 2014).

$\phi$  es el ángulo de rozamiento interno

$$k_m = 1.1 * (1 - \sin\phi) \rightarrow k_m = 0.533$$

$dp$ : diámetro de las partículas: suponemos un diámetro de tamiz del molino de martillos de 3mm.

## DESARROLLO DEL TRBAJO

$$d = \left( \frac{0.223}{125 * 3.132} \right)^{2/5} + 0.016 = \mathbf{0.05m}$$

Con el fin de poder regular el caudal de salida de material se escogerá un valor de **d=0.08m**

### DIMENSIONES BÁSICAS

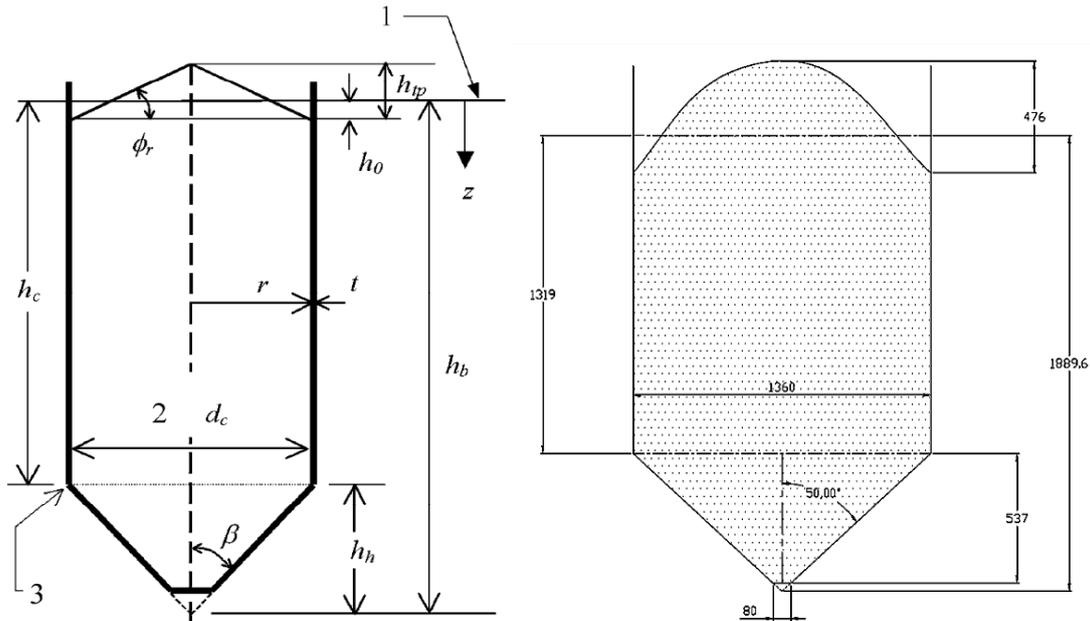


Ilustración 33. Dimensiones básicas del silo

### CÁLCULO DEL ESPESOR DE LAS PAREDES DEL SILO.

A continuación, se va a proceder a obtener el espesor de chapa mínimo necesario para la fabricación del silo para ello se va a seguir el procedimiento de cálculo en base a la norma europea UNE-ENV 1991-4, de Marzo 1995. Euro código 1: Bases de proyecto y acciones en estructuras, parte 4: acciones en silos y depósitos

El cálculo está fundamentado en el cálculo de las presiones máximas que actúan sobre las paredes del silo. Para ello se secciona el silo en dos partes, la parte vertical, donde se producen presiones de rozamiento sobre la pared  $pwf$ , presiones horizontales  $phf$  y presiones verticales  $pv$  y la parte con paredes inclinadas o tolva donde se producen presiones perpendiculares a las paredes que dependen de las presiones antes mencionadas.

# DESARROLLO DEL TRBAJO

## ESBELTEZ DEL SILO

Para evaluar las cargas en las paredes verticales, previamente se debe tener en cuenta la esbeltez del silo UNE - EN 1991 - 4, 2011:

- Silos esbeltos, en los que  $2.0 < hc/dc$
- Silos de esbeltez media, en los que  $1.0 < hc/dc < 2.0$
- Silos poco esbeltos, en los que  $0,4 < hc/dc < 1.0$
- Silos granero, en los que el fondo es plano y  $hc/dc \leq 0.4$

Donde:

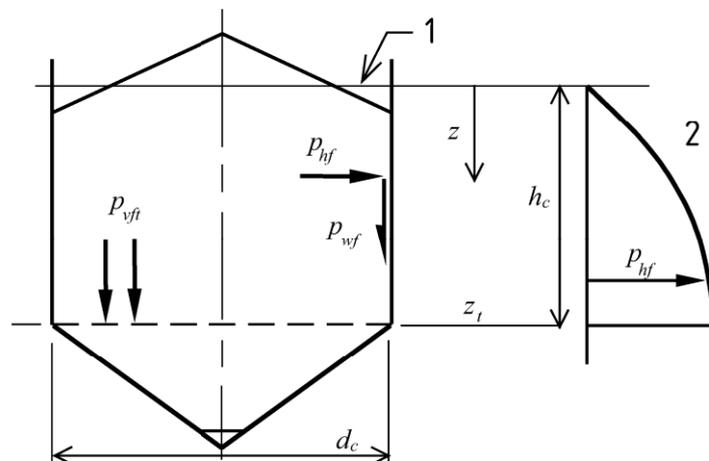
$hc$  - altura de pared vertical del cilindro hasta la superficie semejante del grano

$dc$  - Diámetro interno del cilindro de la sección transversal

Para el caso:

$$\frac{hc}{dc} \rightarrow \text{esbeltez} = \frac{1.3188}{1.36} = 0.9697 \rightarrow 0,4 < hc/dc < 1.0 \rightarrow \text{el silo es Poco esbelto}$$

## CARGAS QUE ACTUAN SOBRE LAS PAREDES VERTICALES



Leyenda

1 Superficie equivalente

2 Presiones en el segmento de pared vertical

**Ilustración 34.** Cargas sobre las paredes verticales.

## DESARROLLO DEL TRBAJO

---

### ➤ DURANTE EL LLENADO:

#### CARGA SIMÉTRICA DE LLENADO

En primer lugar, se procede a calcular la presión horizontal después del llenado  $phf$  y la presión de tracción por rozamiento en la pared después del llenado  $pwf$ .

$$phf = Ph_o \times Y_r$$

$$pwf = \mu \times phf$$

Para ello, previamente, se necesita encontrar los valores  $z_o$ ,  $n$ ,  $Y_r$ ,  $Ph_o$

$$Ph_o = \mu K z_o \rightarrow \frac{\gamma A}{\mu U}$$

$$Y_r = \left( 1 - \left\{ \left( \frac{z - ho}{z_o - ho} \right) + 1 \right\}^n \right)$$

$$z_o = \frac{A}{K \mu U}$$

$$n = -(1 + \tan \varphi) \left( 1 + \frac{ho}{z_o} \right)$$

*ho: es el valor de z en el punto de contacto más elevado entre el sólido y la pared.*

Al tratarse de un silo de sección circular de radio  $r$ , llenado simétricamente,  $ho$  se puede calcular como:

$$ho = \frac{r}{3} \tan \phi_r$$

donde:

*$\gamma$  es el valor característico del peso específico;*

*$\mu$  es el valor característico del coeficiente de rozamiento con la pared del silo para un sólido que desliza por una pared vertical;*

*$K$  es el valor característico del coeficiente de presiones laterales;*

*$z$  es la profundidad desde la superficie equivalente del sólido;*

## DESARROLLO DEL TRBAJO

---

$A$  es el área de la sección transversal del silo;

$U$  es el perímetro interior de la sección transversal del silo;

$\phi$  es el ángulo de talud natural del sólido.

De este modo:

$$z_0 = \frac{A}{K\mu U} \rightarrow \frac{A}{U} = \frac{dc/2}{2} \rightarrow z_0 = \frac{0.68}{2} \times \frac{1}{0.53 \times 0.6} = \mathbf{1.0692m}$$

$$h_o = \frac{r}{3} \tan \phi r \rightarrow h_o = \frac{0.68}{3} \tan 35 = \mathbf{0.1587m}$$

$$n = -(1 + \tan \phi) \left(1 - \frac{h_o}{z_0}\right) \rightarrow n = -(1 + \tan 35) \left(1 - \frac{0.1587}{1.0692}\right) \rightarrow n = \mathbf{-1.4478}$$

$$Y_r = \left(1 - \left\{\left(\frac{z - h_o}{z_0 - h_o}\right) + 1\right\}^n\right) \rightarrow Y_r = \left(1 - \left\{\left(\frac{1.319 - 0.1587}{1.0692 - 0.1587}\right) + 1\right\}^{-1.4478}\right) \rightarrow Y_r = \mathbf{0.6956}$$

$$P_{h_o} = \mu K z_o \rightarrow \frac{\gamma A}{\mu U} = 0.53 * 2.50 * 1.0692 = \mathbf{1.4167KPa}$$

Finalmente, ahora si podemos obtener:

- **Presión horizontal después del llenado**

$$p_{hf} = \mathbf{0.9855KPa}$$

- **Presión de Tracción por rozamiento en la pared después del llenado**

$$p_{wf} = \mathbf{0.5913KPa}$$

En segundo lugar, se calcula el valor de la tensión vertical  $p_{vf}$  a cualquier profundidad después del llenado como:

$$p_{vf} = \gamma \times z_v$$

Siendo:

$$z_v = h_o - \frac{1}{(n+1)} \left[ z_o - h_o - \frac{(z + z_o + 2h_o)^{n+1}}{(z_o - h_o)^n} \right]$$

## DESARROLLO DEL TRBAJO

---

De este modo:

$$z_v = 0.1587 - \frac{1}{(-1.4478 + 1)} \left[ 1.0692 - 0.1587 - \frac{(1.1319 + 1.0692 + 2 \times 0.1587)^{-1.4478+1}}{(1.0692 - 0.1587)^{-1.4478}} \right]$$

$$z_v = 0,7846\text{m}$$

- **Tensión vertical después del llenado**

$$pvf = 1,9615\text{KPa}$$

Por último, se procede a calcular el *valor característico de la tensión vertical resultante*  $n_{zSk}$  en la pared por unidad de longitud del perímetro a cualquier profundidad  $z$ .

$$n_{zSk} = \int_0^z pwf(z) dz = \mu Ph_o(z - z_v)$$

- **Tensión vertical resultante después por unidad de longitud**

$$n_{zSk} = 0,4541 \frac{KN}{m}$$

### CARGA CONCENTRADA DE LLENADO

Según norma UNE-EN 1991 puede ignorarse la carga concentrada de llenado para silos poco esbeltos ( $h_c/d_c < 1.0$ ) con capacidad menor de 100 toneladas.

Por tanto,

$$C_{pf} = 0$$

- **DURANTE LA DESCARGA:**

### CARGA SIMÉTRICA DE LLENADO

La norma establece que solo para silos poco esbeltos ( $h_c/d_c \leq 1,0$ ), las cargas de descarga simétricas pueden considerarse idénticas a las cargas de llenado.

- **Presión horizontal durante la descarga**  
 $p_{he} = 0.9855\text{KPa}$
- **Presión de Tracción por rozamiento en la pared durante la descarga**  
 $p_{we} = 0.5913\text{KPa}$

## DESARROLLO DEL TRBAJO

### CARGA CONCENTRADA DE DESCARGA

Al igual que en el llenado, la carga concentrada de descarga puede ignorarse en los silos poco esbeltos ( $h_c/d_c < 1.0$ ) con capacidad menor de 100 toneladas.

De este modo,

$$C_{pe} = 0$$

### CARGAS QUE ACTUAN SOBRE LA TOLVA

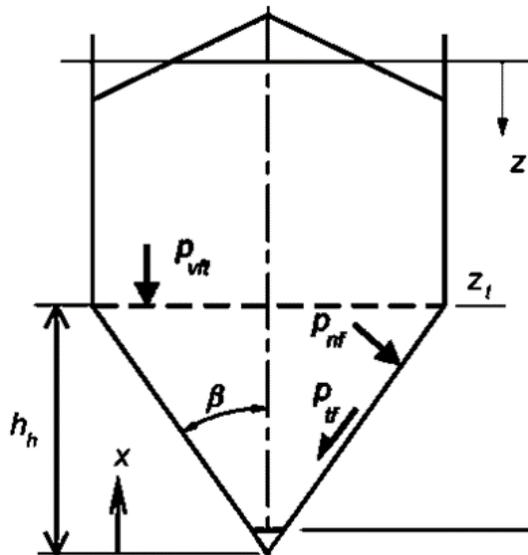


Ilustración 35. Cargas sobre la tolva

El cálculo de las cargas que actúan sobre las paredes de la tolva se evalúan en función del grado de inclinación de estas. Se diferencian tres tipos:

- FONDOS PLANOS; Donde el ángulo de inclinación de la tolva con respecto a la horizontal  $\alpha$  es menor que  $5^\circ$  grados
- TOLVAS APLANADAS; son aquellas que no pueden clasificarse ni como agudas ni como de fondos planos.
- TOLVAS AGUDAS. Satisfacen el criterio:

$$\tan \beta < \frac{1 - k}{2\mu_h}$$

## DESARROLLO DEL TRBAJO

---

Donde:

*K* es el valor característico inferior del coeficiente de presiones laterales en paredes verticales

*β* es el semiángulo del vértice de la tolva

*μ<sub>h</sub>* es el valor característico inferior del coeficiente de rozamiento con la pared de la tolva.

De este modo;

Como  $\alpha > 5$  grados no es una tova de fondo plano y como  $\tan 50 = 1.19 < 0.39$  no satisface al criterio, tampoco se trata de una tolva aguda, **así que la tova de estudio es de tipo aplanada.**

En primer lugar, para poder proceder al cálculo de las cargas en el llenado, es necesario obtener el valor de la presión vertical media en la transición entre el segmento de pared vertical y la tolva:

$$pvft = Cb \times pvf$$

donde

*pvf* es el valor de la presión vertical de llenado calculada para una coordenada *z* igual a la altura de la pared vertical *h<sub>c</sub>*.

*C<sub>b</sub>* es un coeficiente de mayoración de cargas que tiene en cuenta la posibilidad de que el segmento de pared vertical transfiera mayores cargas a la tolva.

El valor del coeficiente de mayoración de cargas *C<sub>b</sub>* que establece la norma UNE-EN 1991 para una tolva que a sido dimensionada a partir de valores medios de las propiedades del material *K* y *μ* es ***C<sub>b</sub> = 1.3***

De este modo,

$$pvf(z_t) \rightarrow z_t = 1.1319m \rightarrow pvf(z_t) = 2.50 \times 1.319 = 3,2970KPa$$

- **Tensión vertical media en la tolva**

$$pvft = 4,2861KPa$$

En una tolva aplanada, el rozamiento con la pared no está totalmente movilizado. Es necesario, por tanto, determinar el *coeficiente de rozamiento con la pared efectivo o movilizado*:

$$\mu_{eff} = \frac{(1 - k)}{2 \tan \beta}$$

Donde:

*K* es el valor característico inferior del coeficiente de presiones laterales para la sección vertical

## DESARROLLO DEL TRBAJO

---

$\beta$  es el semiángulo de la tolva

$$\mu_{heff} = \frac{(1 - 0.53)}{2 \tan 50} \rightarrow \mu_{heff} = 0.2$$

➤ DURANTE EL LLENADO:

En condiciones de llenado, en primer lugar, se procede a calcular la tensión vertical media en el material almacenado a cualquier nivel de una tolva para ello se utilizan las siguientes expresiones:

El coeficiente de presiones en la tolva después del llenado:

$$F_f = 1 - \left\{ \frac{b}{\left(1 + \frac{\tan \beta}{\mu_{heff}}\right)} \right\}$$

El parámetro  $n$  viene dado por:

$$n = S(1 - b) \times \mu_{heff} \times \cot \beta$$

Donde:

$\mu_{heff}$  = es el coeficiente rozamiento, efectivo o movilizado, con la pared de la tolva aplanada

$b$  = es un coeficiente empírico:  $b = 0,2$ .

$S$  = coeficiente de geometría de la tolva ( $S=2$  para tolva cónica)

De este modo:

$$n = 2(1 - 0.2) \times 0.2 \times \cot 50 \rightarrow n = 0.2647$$

$$F_f = 1 - \left\{ \frac{0.2647}{\left(1 + \frac{\tan 50}{0.2}\right)} \right\} \rightarrow F_f = 0.9716$$

La tensión vertical en el sólido es, por tanto:

$$Pv = \left( \frac{\gamma \times h_h}{n - 1} \right) \left\{ \frac{x}{h_h} - \left( \frac{x}{h_h} \right)^n \right\} + p_v f t \left( \frac{x}{h_h} \right)^n$$

Donde:

$Pv$  es la tensión vertical en el sólido almacenado.

$h_h$  es la altura de la tolva desde el vértice hasta la transición.

$n$  es la potencia en el coeficiente de presiones en la tolva.

## DESARROLLO DEL TRBAJO

---

$x$  es la coordenada vertical en la tolva con origen en el vértice del cono o pirámide.

$pvft$  es la tensión vertical en el sólido después del llenado en la transición.

A partir de la derivada igualada a 0 se obtiene el valor de  $x$  para el cual *tensión vertical en el sólido almacenado es máximo*.

$$Pv = \left( \frac{2.5 \times 0.5706}{0.2647 - 1} \right) \left\{ \frac{x}{0.5706} - \left( \frac{x}{0.5706} \right)^{0.2647} \right\} + 4.2861 \left( \frac{x}{0.5706} \right)^{0.2647}$$

$$Pv = -1,9401(1,7526x - 1,1601x^{0.2647}) + 4,9725x^{0.2647} \rightarrow Pv \\ = -3,4001x + 7,2232x^{0.2647}$$

$$\frac{d}{dx}(-3,4001x + 7,2232x^{0.2647}) = 0 \rightarrow \frac{1.9120}{x^{0.7353}} - 2.4001 = 0 \rightarrow x = \mathbf{0.7340m}$$

$$Pv(x = \mathbf{0.7340m}) = \left( \frac{2.5 \times 0.5706}{0.2647 - 1} \right) \left\{ \frac{0.7340}{0.5706} - \left( \frac{0.7340}{0.5706} \right)^{0.2647} \right\} + 4.2861 \left( \frac{0.7340}{0.5706} \right)^{0.2647}$$

$$Pv(x = \mathbf{0.7340m}) = \mathbf{4,1597KPa}$$

En segundo lugar, se procede a calcular la presión normal  $pnf$  y la presión de tracción por rozamiento  $ptf$  en cualquier punto de la pared de una tolva aplanada después del llenado:

$$pnf = F_f \times P_v$$

$$ptf = \mu_{heff} \times F_f \times P_v$$

- **Presión normal**  
 $pnf = \mathbf{4,041KPa}$
- **Presión de tracción**  
 $ptf = \mathbf{0,7970KPa}$

### ➤ DURANTE DESCARGA

La norma UNE-EN 1991 establece que en las tolvas de tipo aplanadas bajo condiciones de descarga la presión normal y la presión de tracción por rozamiento tienen igual valor que tras el llenado.

Por tanto:

- **Presión normal**  
 $pne = \mathbf{4,041KPa}$
- **Presión de tracción**  
 $pte = \mathbf{0,7970KPa}$

# DESARROLLO DEL TRBAJO

---

## ESPESOR EN LA PARED VERTICAL

Para el cálculo del espesor de la chapa metálica que conforma la sección vertical, es necesario analizar cuáles son las cargas que actúan sobre esta. Por una parte, la presión horizontal  $p_h$ , actúa de forma perpendicular a la pared. Por otra parte, la presión de fricción sobre la pared  $p_w$ , que actúa de forma transversal.

Como ya se ha visto en los apartados anteriores, no es necesario comparar las presiones de llenado y de vaciado para determinar la presión máxima, ya que de acuerdo norma UNE-EN 1991 para silos cortos estas presiones son idénticas.

En primer lugar, se procede a calcular el espesor requerido en la chapa por la acción de la presión horizontal  $p_h$  mediante la siguiente expresión:

$$t_h = \frac{p_f \times dc}{2\sigma_{adm}}$$

Fuente: (Ravenet, 1977)

Donde:

$t$  espesor de la chapa metálica

$\sigma_{adm}$  esfuerzo a la tracción admisible del material

$dc$  diámetro del silo

El material elegido para la chapa es **acero inoxidable 1.4301**. Para esta elección se ha buscado un material con:

- Buena resistencia a la corrosión; el material a transportar son astillas con un MC del 13%.
- Resistencia superficial al desgaste; la lámina estará expuesta a un paso en continuo de astillas de madera que son un material bastante abrasivo.
- Excelentes propiedades de conformación en frío y soldabilidad para conformar el cilindro

Sy acero 1.4301 = 206MPa

factor de seguridad  $f_s = 1.54$

$$\sigma_{adm} = 180,3922MPa = 1839,4885 \frac{kg}{cm^2}$$

$$P_{ho} = 1.416kPa \rightarrow 0.0144 \frac{kg}{cm^2}$$

$$t_h = \frac{0.0144 \times 136}{2 \times 1839.4885} = 5.3232 \times 10^{-4}cm \rightarrow \mathbf{5.3232 \times 10^{-3}mm}$$

## DESARROLLO DEL TRBAJO

---

En segundo lugar, se procede a calcular el espesor requerido en la chapa por la acción de la presión de fricción sobre la pared  $p_w$  mediante la siguiente expresión:

$$t_w = \frac{p_w f \times d_c}{2\tau_{adm}}$$

*Sut acero 1.4301 = 510MPa ,*

*factor de seguridad  $f_s = 1.54$*

$$\sigma_{adm} = 333.33MPa = 3399.0201 \frac{kg}{cm^2}$$

$$P_{ho} = 0.5913kPa \rightarrow 0.0060 \frac{kg}{cm^2}$$

$$t_w = \frac{0.0060 \times 136}{2 \times 3399.0201} = 1.2003 \times 10^{-4} cm \rightarrow \mathbf{1.2003 \times 10^{-3} mm}$$

El espesor que se requiere la sección vertical es  $t_v = t_w + t_h$

$$t_v = \mathbf{6.5235 \times 10^{-3} mm}$$

### ESPESOR EN LA PARED DE LA TOLVA

La norma establece un segundo método para calcular las presiones que actúan sobre la tova.

A continuación, se procede a calcular estas presiones por este segundo método. De manera que se empleará el mayor valor de presión para el cálculo del espesor de la chapa.

Las presiones principales que actúan sobre la parte inclinada son: la presión normal  $p_n$ , la presión de tracción por rozamiento  $p_t$  y la sobrepresión debido al flujo de masa  $p_s$ . Las expresiones que permiten obtener estas presiones en este segundo método son:

$$P_n = P_{n3} + P_{n2} + (P_{n1} + P_{n2}) \frac{x}{I_h}$$

$$P_t = P_{n3} \mu$$

$$P_s = P_{n3} \mu$$

Siendo:

$$P_{n1} = p v f t (C b \cos^2 \alpha + \sin^2 \alpha)$$

$$P_{n2} = p v f t C b \cos^2 \alpha$$

$$P_{n3} = 3 \frac{\gamma A K}{\sqrt{\mu U}} \sin^2 \alpha$$

## DESARROLLO DEL TRBAJO

Donde:

$\theta$  es la inclinación de la tolva respecto de la vertical

$x$  es una longitud comprendida entre 0 y  $l_h$

$p_{n1}$  y  $p_{n2}$  definen presiones en la tolva debidas la presión vertical del material almacenado en la transición

$p_{n3}$  es la presión en la tolva debida al sólido contenido en la tolva

$A$  Área de la sección transversal del segmento de pared vertical.

$U$  Perímetro interno de sección plana de pared vertical.

$\gamma$  Valor característico peso específico.

$K$  Coeficiente de presiones laterales.

$\mu$  Coeficiente de rozamiento con la pared de la tolva

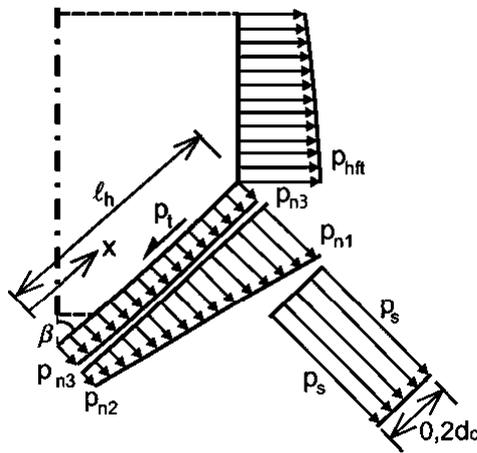


Ilustración 36. Presiones en la tolva

$$P_{n1} = 4.2861(1.3 \cos^2 50 + \sin^2 50) \rightarrow P_{n1} = 5,0407KPa$$

$$P_{n2} = P_{v0} \times 1.3 \times \cos^2 50 \rightarrow P_{n2} = 2,3022KPa$$

$$P_{n3} = 3 \times 0.34 \times \frac{2.50 \times 0.53}{\sqrt{0.2}} \sin^2 50 \rightarrow P_{n3} = 1,7734KPa$$

- **Presión normal**

$$P_n = P_{n3} + P_{n2} + (P_{n1} + P_{n2}) \rightarrow P_n = 6,8141KPa$$

- **Presión de tracción por rozamiento**

$$p_t = 6.8141 * 0.2 = 1.3628KPa$$

- **Sobrepresión debida al flujo de masa**

$$p_s = 2 \times 1.4167 = 2.8334KPa$$

## DESARROLLO DEL TRBAJO

---

Analizando las presiones calculadas se puede evidenciar que las presiones máximas están presentes en las caras inclinadas de la tolva, y que estas son superiores utilizando este último segundo método de cálculo.

Para determinar el espesor de la chapa metálica a utilizar en la tolva se estudiará la zona de la tolva donde se encuentran las presiones máximas. Esta, es la zona que está justo debajo de la transición ya que se ve sometida a la acción de las tres cargas calculadas en el punto anterior.

En primer lugar, se procede a calcular el espesor requerido en la chapa por la acción de las presiones perpendiculares a la misma  $P_n$  y  $p_s$  :

$$t_p = \frac{(P_n + p_s) \times dc}{2\sigma_{adm}}$$

De este modo:

*Sy acero 1.4301 = 206MPa ,*

*factor de seguridad fs = 1.54*

$$\sigma_{adm} = 180,3922MPa = 1839,4885 \frac{kg}{cm^2}$$

$$P_n = 6.8141kPa \rightarrow 0.0695 \frac{kg}{cm^2}$$

$$p_s = 2.8334kPa \rightarrow 0.0289 \frac{kg}{cm^2}$$

$$t_p = \frac{0.0984 \times 136}{2 \times 1839.4885} = 3.6375 \times 10^{-3}cm \rightarrow 0.0364mm$$

En segundo lugar, el *espesor requerido en la chapa por la acción de la presión transversal pt*:

$$t_t = \frac{pt \times dc}{2\tau_{adm}}$$

*Sut acero 1.4301 = 510MPa ,*

*factor de seguridad fs = 1.54*

$$\sigma_{adm} = 333.33MPa = 3399.0201 \frac{kg}{cm^2}$$

$$pt = 1.3628kPa \rightarrow 0.0139 \frac{kg}{cm^2}$$

$$t_w = \frac{0.0139 \times 136}{2 \times 3399.0201} = 2.7808 \times 10^{-4}cm \rightarrow 2.7808 \times 10^{-3}mm$$

## DESARROLLO DEL TRBAJO

---

El espesor que se requiere en la tova es  $t_{to} = t_t + t_p$

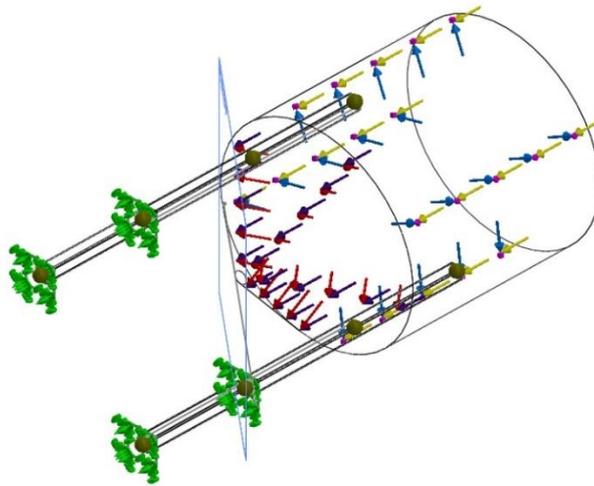
$$t_v = 0.0367mm$$

Como era de esperar, el espesor de mayor magnitud es el de la tova. Como se puede observar, las presiones que actúan no representan un factor determinante en la selección del espesor para la chapa metálica y el espesor obtenido analíticamente es extremadamente pequeño.

### SIMULACIÓN DEL CUERPO DEL SILO CON PROGRAMA CAE

A continuación, se muestra el análisis dentro de un software de simulación CAE (solidworks), con las presiones determinadas para comprobar que efectivamente el espesor obtenido:

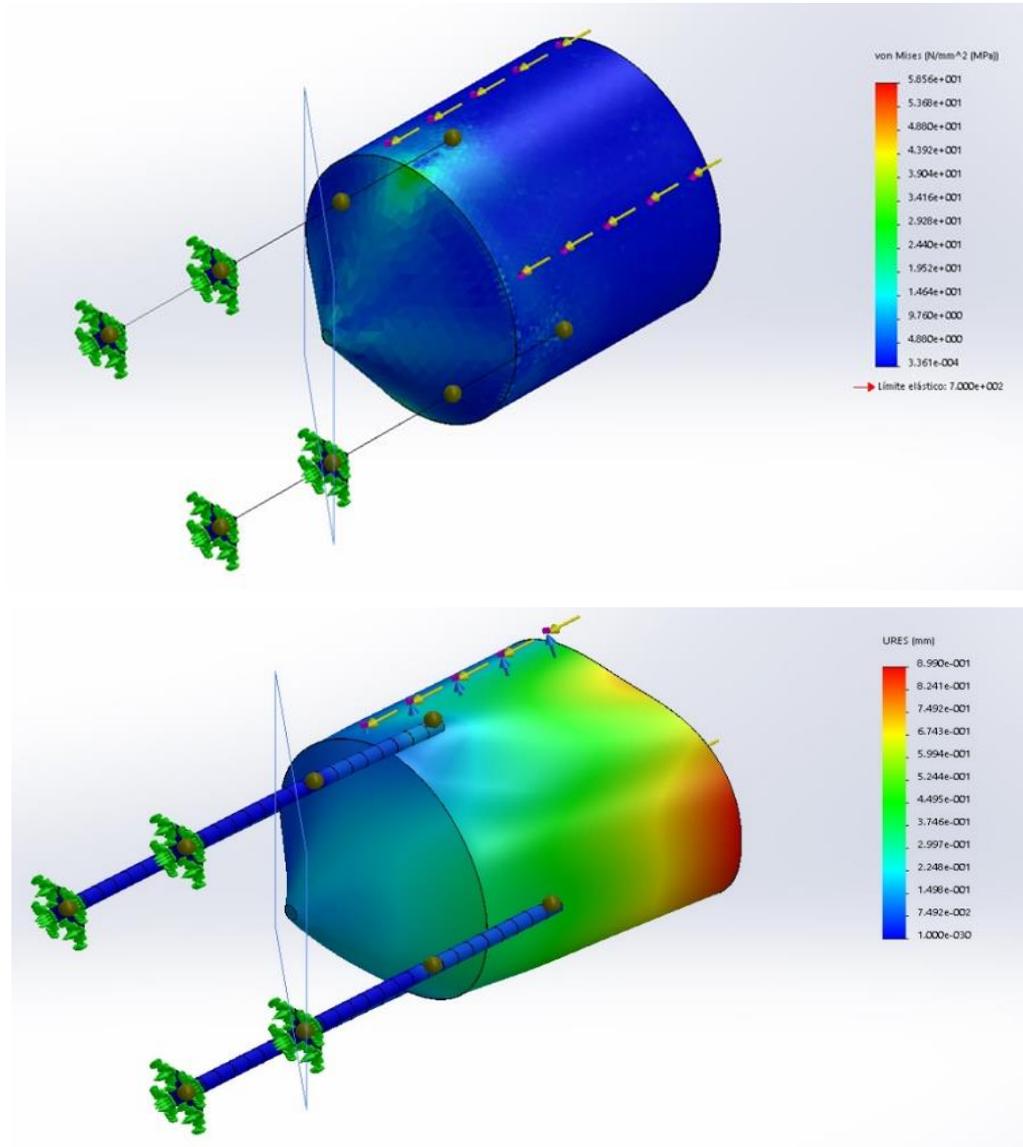
#### CARGAS INTRODUCIDAS



**Ilustración 37.** Cargas introducidas en la simulación de la tolva

# DESARROLLO DEL TRBAJO

## RESULTADOS



**Ilustración 38.** Resultados de la simulación del cuerpo del silo (en la parte superior, resultado de las tensiones y en la inferior deformación)

Análiticamente el espesor es correcto ya que ningún segmento supera el límite elástico. Pero desde el punto de vista de la realidad y el sentido común, es un espesor demasiado pequeño que carece de solidez, cualquier impacto sobre la superficie causaría una deformación o rotura, por lo que se selecciona uno de los espesores normados de chapa metálica.

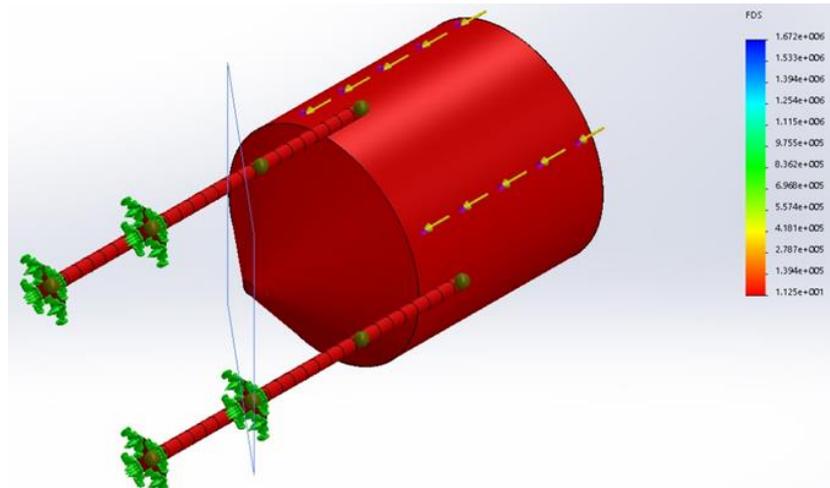
Analizando con el software de simulación CAE (solidworks) distintos espesores nominales (0.4, 0.6, 0.8, 1, 1.5 y 2mm), se observa que existen pequeñas deformaciones que siguen el comportamiento de máximo desplazamiento en sección superior del silo, pero que no

## DESARROLLO DEL TRBAJO

---

representan ningún problema ya que los esfuerzos resultantes se presentan por debajo del límite de fluencia y no causan ninguna deformación permanente.

Concluyendo, puesto que todos estos espesores satisfacen las características resistivas del material, en base a coste y disponibilidad en el mercado se selecciona un espesor de 1,5 mm, para el cual el software muestra un factor de seguridad superior a 3.



**Ilustración 39.** Resultados simulación tolva coeficiente de seguridad.

## CÁLCULO Y SIMULACIÓN DE LA ESTRUCTURA DEL SILO.

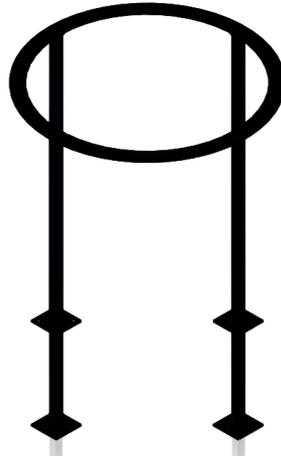
La estructura es la parte del silo que tiene como finalidad de soportar las cargas y mantener en todo momento el silo en posición vertical y a la altura de la salida.

Esta estructura está compuesta por 4 perfiles ISO 70X70X3mm de 2metros, dispuestos en posición vertical, soldados a un aro horizontal de 15mm de espesor. Este aro es el punto de unión con el perímetro del silo.

Este montaje se mantiene unido al suelo mediante 4 pletinas de 200x200x10mm soldadas a los extremos de los perfiles junto con unas carteleras de refuerzo. Las pletinas tienen orificios para poder anclar el conjunto al suelo.

## DESARROLLO DEL TRBAJO

---



**Ilustración 40.** Estructura del silo en perspectiva

La estructura soporta tres fuerzas: la originada por el propio peso del material (en el caso más desfavorable a máxima capacidad), la del propio peso de los componentes y su propio peso.

- Peso del silo: **87.523KG** (*DATOS SOFTWARE CAD*)
- Peso válvula de mariposa D71X-16, brida, tornillos y sensores: 3.9KG válvula D71X-16 + 1.306 = **5.206KG** (*DATOS CATALOGOS*)
- Peso rejilla de cribado: **42.26KG**
- Peso de producto: **547.5 KG** (*DATOS VOLUMEN SILO Y DENSIDAD ASTILLAS G30 H13%*)

**Un TOTAL de 682.49kg → 6.825KN**

El material empleado para su construcción es el acero estructural 1044 (S275JR) es un material muy común en este tipo de perfiles. Presenta una resistencia media, buena tenacidad, fácil conformado (curvado, plegado, etc) y es soldable.

- Módulo elástico  $2.1 \times 10^{11} \text{ N/m}^2$
- Coeficiente de Poisson 0.28
- Módulo cortante  $7.9 \times 10^7 \text{ KN/m}^2$
- Densidad de masa  $7800 \text{ kg/m}^3$
- Límite de tracción  $410000 \text{ KN/m}^2$
- Límite elástico  $275000 \text{ KN/m}^2$

**PESO DEL CONJUNTO: 166.694kg (SOFTWARE CAD)**

## DESARROLLO DEL TRBAJO

---

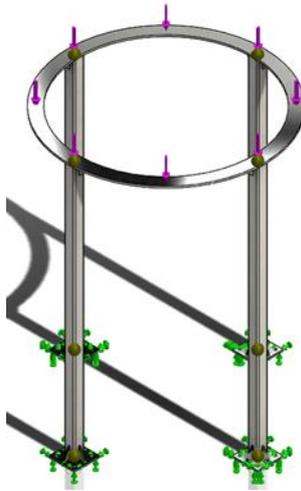
Sumando estas cantidades la estructura soporta una carga de 649.8kg repartida entre toda la sección horizontal del aro.

### CÁLCULO ESTÁTICO:

Para el cálculo estático se va a emplear la herramienta de simulación y análisis que incluye el software de diseño mecánico Solidworks:

Se introduce la carga distribuida por toda la sección del aro.

Se establecen los apoyos fijos en las pletinas de fijación con el suelo.



**Ilustración 41.** Fuerzas Introducidas a la simulación de estructura del silo.

### RESULTADOS

Los resultados obtenidos son coherentes:

- ✓ Los esfuerzos se encuentran por debajo del límite elástico del material en todas las secciones de la estructura:

**limite elástico acero estructural 1044 (S275JR) = 2.75e+8 N/m<sup>2</sup>**

Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Tensiones1	VON: Tensión de von Mises	1.535e+001N/m <sup>2</sup> Elemento: 189	<b>5.514e+007N/m<sup>2</sup></b> <b>Elemento: 6610</b>

## DESARROLLO DEL TRBAJO

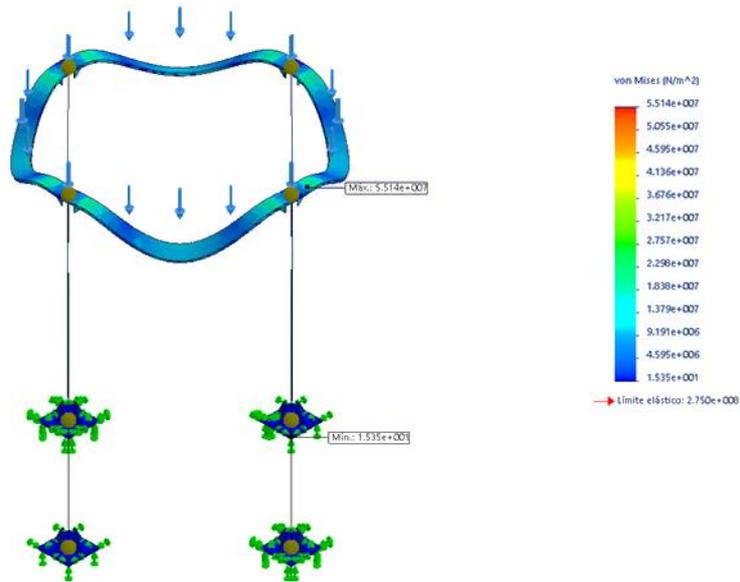


Ilustración 42. Resultados de la simulación de la estructura del silo. Tensión

- ✓ El desplazamiento máximo es de 0.024mm en el Nodo: 6610 lo que es insignificante para una estructura de acero.

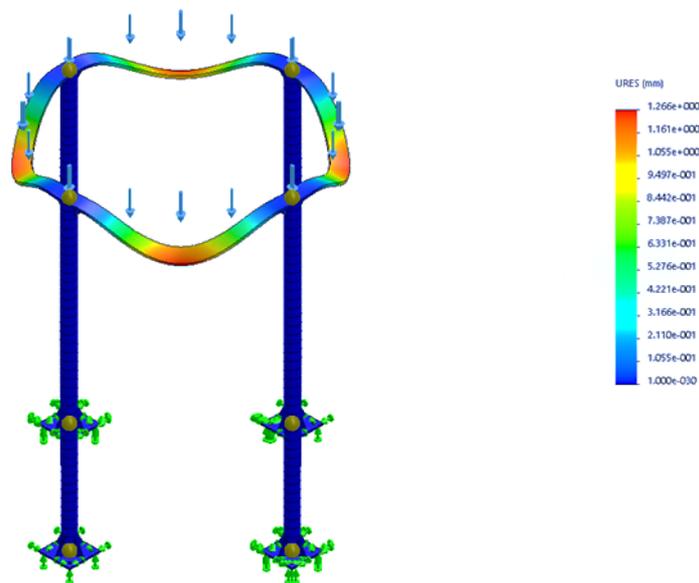


Ilustración 43. Resultados de la simulación de la estructura del silo. Deformación

## DESARROLLO DEL TRBAJO

---

- ✓ Por último, el coeficiente de seguridad mínimo es mayor que 3, que es el valor habitual establecido en este tipo de estructuras. Exactamente su valor es de 29:

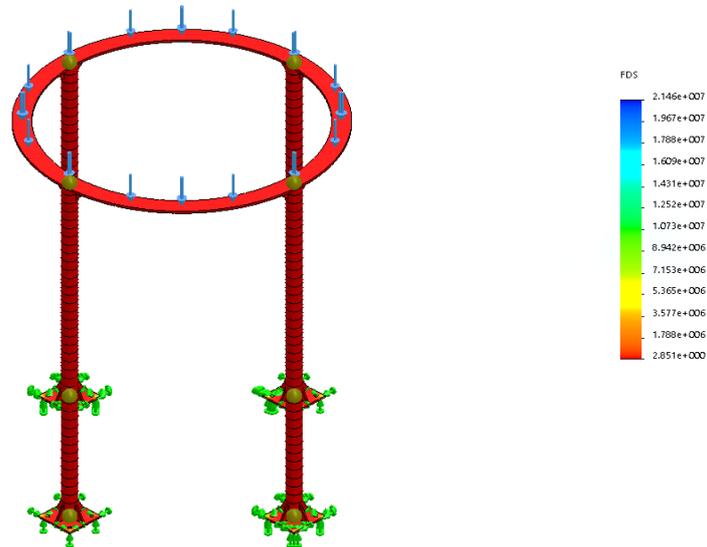


Ilustración 44. Resultados de la simulación de la estructura del silo. Coeficiente de seguridad mínimo.

**Por tanto, podemos concluir que la estructura esta dimensionada correctamente.**

### DIMENSIONADO DEL TRANSPORTADOR HELICOIDAL

*Este apartado está destinado recopilar todos los cálculos y verificaciones necesarias para dimensionar el transportador helicoidal.*

*Para ello, se ha dividido este apartado en seis puntos:*

*En el primer punto determinara la cinemática del helicoidal con el objetivo de dimensionar el motor y reductor más adecuados a las exigencias de par y velocidad.*

*En el segundo punto, se verifican las dimensiones del eje a partir de la resistencia estática y a fatiga. Para ello se empleará un software de cálculo.*

*El tercer punto está destinado a calcular y seleccionar el acoplamiento flexible entre el motor y el eje del helicoidal.*

*El cuarto punto se calculará la chaveta ubicada entre el acople y el eje del helicoidal y motor.*

*En el quinto capítulo se verificará la chaveta mediante un software de calculo*

*En el sexto y último punto se calculará la estructura empleando la simulación CAE.*

# DESARROLLO DEL TRABAJO

---

## CÁLCULO DE LA CINEMÁTICA

### DATOS PREVIOS

- MATERIAL: ASTILLAS DE MADERA 13% HUMEDAD
- TAMAÑO PARTICULAS: 3mm
- LONGITUD DE TRANSPORTE: 3000mm (L)
- CAUDAL DE MATERIAL A TRANSPORTAR: 800kg/h-0.8 T/h ( $I_M$ )
- DENSIDAD APARENTE DEL MATERIAL: 250,0kg/m<sup>3</sup> ( $\rho$ )

*La nomenclatura utilizada es la emprada en la norma **UNE 58-224-88**, la mayoría de cálculos y datos han sido también han sido extraídos de la misma.*

### CÁLCULO DE LA CAPACIDAD DEL TRANSPORTADOR DE TORNILLO SIN-FIN

La capacidad nominal es el volumen máximo por hora que puede alcanzar el transportador de tornillo sin-fin.

El caudal  $I_V$  se puede obtener como el producto de la sección de trabajo del transportador por la velocidad lineal del producto transportado:

$$I_V = 3600Av$$

Donde:

*A es la sección de trabajo del transportador*

$$A = \phi \frac{\pi}{4} D^2$$

$\phi$  coeficiente máximo de llenado: depende principalmente del rozamiento, de las propiedades de adherencia de los materiales transportados, del paso del tornillo y de la inclinación del eje.

*D diámetro del helicoidal*

*v velocidad lineal del desplazamiento del material*

$$v = S \frac{n}{60}$$

*S Paso en hélices*

*n velocidad de rotación del helicoidal*

Este valor se puede obtener de los datos de partida puesto que se conoce el volumen de material a transportar y la densidad de este.

Como:

$$I_M = I_V \rho$$

Se obtiene que:  $I_V = \frac{800}{250} = 3.2 \text{ m}^3/\text{h}$

## DESARROLLO DEL TRBAJO

---

### CÁLCULO DE VELOCIDAD DE ROTACIÓN DEL HELICOIDAL, LA SECCIÓN DE TRABAJO Y LA VELOCIDAD LINEAL DEL MATERIAL

Antes de calcular la velocidad de rotación del helicoidal, la sección de trabajo y la velocidad lineal del material, se han de establecer algunos valores dimensionales como el diámetro del helicoidal, el paso y el coeficiente de llenado.

Puesto que la norma no especifica cómo obtener estas tres variables (en el caso del coeficiente lo hace de forma muy generalizada) se procede a utilizar un catálogo comercial **de Link-Belt “Screw Conveyors” publicado por FMC Technologies** que nos permitirá obtener los valores aproximados que a posteriori se completaran con los valores normalizados que establece la norma **UNE-58-207-89**.

El procedimiento es sencillo, se selecciona el tipo de material de una tabla genérica:

Tabla: Características del material:

- MATERIAL: WOOD CHIPS, SCREENED
- DENSIDAD APARENTE MAX: 30 lb/ft<sup>3</sup> → 480,55kg/m<sup>3</sup>
- DENSIDAD APARENTE MIN: 10 lb/ft<sup>3</sup> → 160,18 kg/m<sup>3</sup>
- CODIGO DEL MATERIAL: 20D345VY
- SERIE COMPONENTE: 2A-2B
- FACTOR DEL MATERIAL Fm: 0,6

Tabla: Clasificación según el código de material:

#### **Código: 20D345VY**

- **D3** -TAMAÑO: GRANULAR MENOR A 3in
- **4** – FLUIDEZ: LENTO, COEF. DE FLUJO <2
- **5** – ABRASIÓN: ABRASIVIDAD MEDIA, INDICE 1-17
- **VY** - CARACTERISTICAS ADICIONALES
  - **V** AGLOMERANTE Y SE ENTRELAZA
  - **Y** MUY LIGERO Y ESPONJOSO, PUEDE DESPLAZARSE POR LA ACCIÓN DEL VIENTO

A partir de estos datos y junto a la capacidad  $I_v$  calculada en apartados anteriores se obtiene:

Tabla: Características del helicoidal

- CODIGO MATERIAL: D35
- COEFICIENTE DE LLENADO MÁXIMO: 30%
- DIAMETRO DEL HELICOIDAL: 6in
- RPM MAX: 120rpm
- CAPACIDAD A MAX REV: 180ft<sup>3</sup>/h
- CAPACIDAD A 1REV: 1,49ft<sup>3</sup>/h

## DESARROLLO DEL TRBAJO

---

Los datos obtenidos del manual:

- Diámetro helicoidal  $D = 6in = 152.4mm$
- Coeficiente de llenado  $\Phi = 30\% = 0.3$
- Paso  $S$  recomendado por el manual = paso normal  $S=D$

De la norma **UNE-58-207-89** se obtiene que el diámetro del helicoidal estandarizado más próximo al obtenido del catálogo es 160mm. De este mismo modo el paso es  $S=D$  es igualmente 160mm.

A partir de estos datos:

### Sección de trabajo del transportador

$$A = \phi \frac{\pi}{4} D^2 = 0.3 \frac{\pi}{4} 160^2 = 6031.8579mm^2 \rightarrow 6,03E^{-3}m^2$$

### Velocidad lineal del material

$$I_V = 3600Av \rightarrow v = \frac{I_V}{3600A} \rightarrow v = 0,1474 m/s$$

### Velocidad de rotación del helicoidal

$$v = S \frac{n}{60} \rightarrow n = 60 * \frac{0.1474}{0.160} = 55,2621rpm$$

### POTENCIA NECESARIA PARA ACCIONAR EL TRANSPORTADOR CON CARGA

Esta potencia se puede calcular de forma aproximada a mediante la expresión:

$$P = PH + PN + PSt$$

Donde:

*PH es la potencia necesaria para el desplazamiento del material;*

*PN es la potencia para el accionamiento del tornillo en vacío;*

*Pst es la potencia requerida por la inclinación.*

El hecho de que se calcule de forma aproximada es porque en el método de cálculo que expone la norma no tiene en consideración un gran número de parámetros, factores que se toman de forma empírica y que son el resultado de una gran experiencia práctica.

### POTENCIA NECESARIA PARA EL DESPLAZAMIENTO DEL MATERIAL, PH

La potencia PH: es aquella necesaria para desplazar el caudal de producto  $I_M$  a lo largo de la longitud  $L$  teniendo en cuenta la resistencia ejercida por material.

$$PH = \frac{I_M L}{3600} \lambda g$$

Donde

## DESARROLLO DEL TRBAJO

---

$\lambda$  es el coeficiente de resistencia al desplazamiento

$g$  aceleración de la gravedad

El coeficiente  $\lambda$  no solo tiene en cuenta la resistencia al desplazamiento del material por fricción de las partículas con las paredes, sino que además considera el deslizamiento de las partículas del material entre ellas, que origina una fricción interna y or tanto una resistencia al desplazamiento. Por este motivo, el valor de  $\lambda$  es mayor que el coeficiente de rozamiento.

Cada material tiene su propio coeficiente. Generalmente es del orden de 2 a 4, el anexo indica algunos valores para materiales, pero en ella no están las astillas de madera. El catálogo de link Belt usado en apartados anteriores establece un valor para este material de 0.6 lo que queda fuera del rango de la norma, por ello se procede a seleccionar un material de comportamiento similar como es la avena-cebada con una densidad aparente muy similar de  $0.5\text{Tn/m}^3$  y  $\lambda=1.9$ .

De este modo:

$$PH = \frac{I_M L}{367} \lambda \rightarrow \frac{0.8 * 3 * 1.9}{367} = \mathbf{0.0124kw}$$

### POTENCIA DE ACCIONAMIENTO DEL TRANSPORTADOR EN VACIO, PN

El valor es proporcional al diámetro y longitud del tornillo. Viene dado por la fórmula:

$$PN = \frac{DL}{20} \rightarrow \frac{0.160 * 3}{20} = \mathbf{0.024kw}$$

### POTENCIA REQUERIDA POR LA INCLINACIÓN, PST

El helicoidal realiza un desplazamiento de material con inclinación 0 grados por lo que **pst=0kw**

### POTENCIA NOMINAL REQUERIDA:

$$P=0.0124+0.024+0=0.0348KW=0.04678CV$$

Se escoge un factor de sobrecarga de 3.6 y una eficiencia del 85% en el accionamiento. (Catalogo link Belt)

### POTENCIA TOTAL REQUERIDA

$$PT = \frac{P * 0.36}{0.85} = 0.1981CV$$

### SELECCIÓN DEL MOTOR-REDUCTOR

Para contrarrestar arranques, partículas de sobre medida o posibles cambios en las propiedades del material como humedad, se escoge un motor sobredimensionado. Por potencia calculada se debería de escoger un motor de 0.2cv, en cambio se selecciona un motor de -0.75kw de la casa nord 4polos 60hz modelo 80L/4 acoplado a un reductor SK 1SI 50 con reducción  $i=30$  velocidad de salida 56rpm.

# DESARROLLO DEL TRBAJO

---

## CÁLCULO DEL EJE

### FUERZAS QUE ACTUAN EN EL EJE

Debido al desplazamiento del producto mediante las hélices del eje, se originará una fuerza normal en cada hélice del eje.

Una forma de obtener esa fuerza normal es dividir el valor de la fuerza de empuje  $F_a$  necesaria para desplazar el material entre el número de hélices. La fuerza de empuje se puede obtener dividiendo la potencia reclamada en el eje entre la mitad de la velocidad angular del eje y por la mitad del radio de las hélices:

$$F_a = 120 \frac{P}{D\pi n}$$

Donde:

n hélices = longitud L/paso **S = 18 helices**

De este modo:

$$F_a = 120 \frac{0.1491}{56 \times \pi \times 0.160} = 0.6356 \text{ kN}$$

$$F_n = F_a / n \text{ hélices} = 0.0353 \text{ kN} = 35.3125 \text{ N}$$

Debido a la geometría de la hélice, esta fuerza resultante calculada anteriormente, se descompondrá en una fuerza axial y otra radial:

$$F_a = F_n \times \cos \varphi = 35.3125 \times \cos 45 = \mathbf{24.9697 \text{ N}}$$

$$F_r = F_n \times \sin \varphi = 35.3125 \times \sin 45 = \mathbf{24.9697 \text{ N}}$$

Si el transportador fuese lleno de producto al 100%, la fuerza radial quedaría anulada ya que actúa en sentidos diferentes según el punto en el que se sitúa el producto en la hélice. Pero como va lleno al 35% y el producto no se distribuye uniformemente en las hélices, se estima que un 50 % de la fuerza radial se anulará debido a la existencia de otras fueras de mismo módulo, pero de sentido contrario.

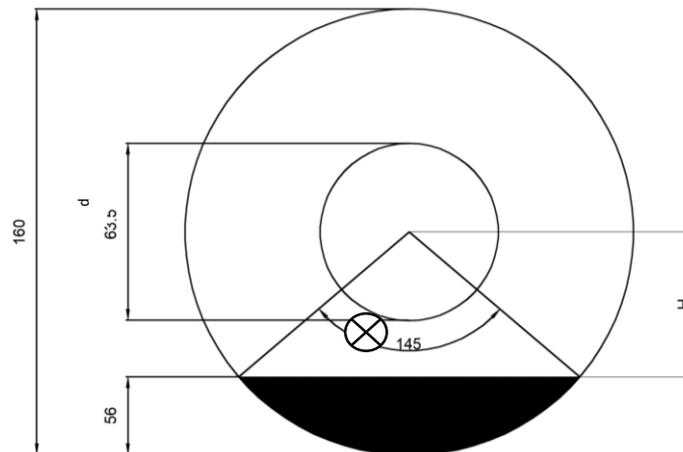
De este modo las fuerzas que actúan sobre las hélices son:

$$F_a = \mathbf{24.9697 \text{ N}}$$

$$F_r = \mathbf{12.4849 \text{ N}}$$

Diámetro del eje según catalogo 2.6in, diámetro normalizado del eje más próximo según UNE-58-207-89 63.5mm.

## DESARROLLO DEL TRBAJO



**Ilustración 45.** Centro de fuerzas en el eje

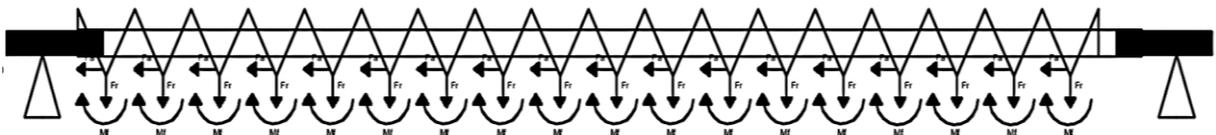
$$\alpha = 2 \cos^{-1} \left( \frac{0.08 - 0.046}{0.08} \right) = 145^\circ$$

$$H = \frac{4 \left( \frac{D}{2} \right) \sin^2 \left( \frac{\alpha}{2} \right)}{3\alpha - \sin \alpha} = \frac{4 \times 0.08 \times \sin^2(1.2665)}{7.5922 - \sin 2.5307} = 0.024 \text{ m}$$

Con lo que el momento flector que produce el arrastre del producto en cada hélice respecto al eje será:

$$M_f = F_a \times H = 24.9697 \times 0.024 = 0.5993 \frac{\text{N}}{\text{m}} = 0.6 \frac{\text{N}}{\text{m}}$$

Con todo esto se tiene que las fuerzas que actúan sobre el eje debido al desplazamiento de producto son las siguientes:



**Ilustración 46.** Fuerzas en el helicoidal

**Fa** Fuerza axial debido al desplazamiento del producto 24.9697N/m

**FR** Fuerza radial 12.4849N

**Mf** Momento flector que provoca la fuerza axial 0.6N/m

### VERIFICACIÓN RESISTENCIA A LA FLUENCIA Y FATIGA DEL EJE. SELECCIÓN DE LOS RODAMIENTOS.

Para seleccionar los rodamientos y verificar la resistencia estática y a fatiga del eje se ha empleado el software de cálculo kissoft.

# DESARROLLO DEL TRBAJO

---

## APROXIMACIONES:

Este software no está diseñado para hacer este tipo de cálculos con ejes huecos, por ello se han tenido que realizar ciertas aproximaciones:

En primer lugar, el eje hueco se ha realizado a partir de un eje macizo con un taladro de la métrica igual al valor del diámetro interior 46mm.

Para los ejes macizos de los extremos se ha empleado una conexión rígida fija que simula la unión por tornillos en la realidad.

Por último, al seleccionar la conexión el programa permite crear un segundo eje con el que formar la unión, por tanto, se crean así los ejes macizos y se ubican en su posición a 100mm de la sección del tubo.

## DATOS INICIALES AL CÁLCULO.

- La velocidad de rotación corresponde a la del eje de salida del reductor: 56rpm
- El material empleado: Por una parte, para el eje hueco es un acero inoxidable, aleado X39Cr15 puesto que, aunque el material se considere en estado seco continúa manteniendo un cierto grado de humedad. Además, en esta fase del producto se podría introducir ciertos aglomerantes si el proceso lo requiriese.

Por otra parte, para los ejes de los extremos, se emplea acero 1053 estirado en frío. En este caso, al no tener contacto en el producto priorizan las cualidades mecánicas y el coste. Se trata de un acero con composición media de carbono, no aleado, con una resistencia media y con buena maquinabilidad.

- Los coeficientes de seguridad, empleado la bibliografía, los coeficientes más empleados para acero, metales dúctiles:
  - Para el cálculo de resistencia máxima  $S_{min}$  fatiga entre 3 y 4
  - Para el cálculo de resistencia de fluencia  $S_{min}$  estática entre 1.5 y 2

Para el eje de estudio se establece  $S_{min}$  fatiga = 3 ;  $S_{min}$  estática = 2

- La deflexión máxima permisible debida a la flexión:
  - Deflexión longitudinal, se puede calcular como  $y_{max} = 0.002 * distancia$  entre apoyos =  $0.002 * 3175 = 6.28mm$
  - Deflexión angular máxima en el asiento de rodamientos =  $0.0016rad$
- Duración mínima exigida de 20000000H

# DESARROLLO DEL TRBAJO

---

## DATOS DE ENTRADA

Como se ha explicado anteriormente el conjunto está compuesto por tres arboles:

**Eje 1: En el extremo contrario a la transmisión de potencia**

**Eje 2: El tubo macizo con las hélices**

**Eje 3: El árbol que transmite para y velocidad**

### **Eje 1:**

Posición de inicio (mm) 0.000

Longitud (mm) 250.000

Velocidad (1/min) 56.00

Sentido de giro: en el sentido de las agujas del reloj

Material C45

Peso del árbol (kg) 3.253

### **Eje 2:**

Posición de inicio (mm) 100.000

Longitud (mm) 3000.000

Velocidad (1/min) 56.00

Sentido de giro: en el sentido de las agujas del reloj

Material X20Cr13

Peso específico (kg/m<sup>3</sup>) 7700.000

### **Eje 3:**

Posición de inicio (mm) 2950.000

Longitud (mm) 310.000

Velocidad (1/min) 56.00

Sentido de giro: en el sentido de las agujas del reloj

Material C45

Peso del árbol (kg) 4.034

## CONTORNO EXTERIOR

Los datos introducidos al programa son:

### **Eje 1:**

- Sección 1: cilindro macizo

Diámetro (mm) [d] 46.0000

Longitud (mm) [l] 250.0000

## DESARROLLO DEL TRBAJO

---

### Eje 2:

- Sección 1: cilindro macizo

Diámetro (mm) [d] 57.0000  
Longitud (mm) [l] 3000.0000  
Rugosidad ( $\mu\text{m}$ ) [Rz] 8.0000

- Cilindro interior (Taladro cilíndrico)

Diámetro (mm) [d] 46.0000  
Longitud (mm) [l] 3000.0000  
Rugosidad ( $\mu\text{m}$ ) [Rz] 8.0000

### Eje 3:

- Sección 1: cilindro macizo

Diámetro (mm) [d] 46.0000  
Longitud (mm) [l] 310.0000  
Rugosidad ( $\mu\text{m}$ ) [Rz] 8.0000

### UNIONES

- Conexión 1

(Conexión general) situado a 100.000mm

Grados de libertad  
X: fijoY: fijoZ

- Conexión 2

(Conexión general) situado a 3100.000mm

Grados de libertad  
X: fijoY: fijoZ

### FUERZAS

Como se ha explicado anteriormente se introducen 19 fuerzas: 18 que corresponden con las 18 hélices del transportador y una situada al extremo de entrada de par y velocidad:

## DESARROLLO DEL TRBAJO

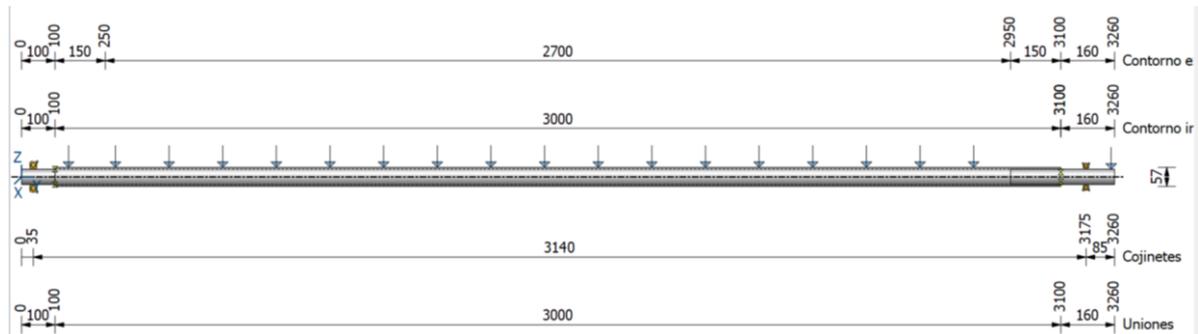


Ilustración 47. Fuerzas en el eje vistas desde el software de calculo

### Fuerzas en las hélices:

Potencia (kW) 0.0019 impulsor (salida)  
Momento torsor (Nm) -0.2835  
Fuerza axial (N) 24.9697  
Fuerza transversal X (N) 0.0000  
Fuerza transversal Z (N) -12.4849  
Momento flector X (Nm) 0.0000  
Momento flector Z (Nm) 0.6000

En la más próxima al centro se adiciona la fuerza transversal por el peso propio:

Potencia (kW) 0.0019 impulsor (salida)  
Momento torsor (Nm) -0.2835  
Fuerza axial (N) 24.9697  
Fuerza transversal X (N) 0.0000  
Fuerza transversal Z (N) -16.4849  
Momento flector X (Nm) 0.0000  
Momento flector Z (Nm) 0.6000

### Fuerzas en el extremo impulsor:

Potencia (kW) 0.0342 accionado (accionamiento)  
Momento torsor (Nm) 5.1029  
Fuerza axial (N) 0.0000  
Fuerza transversal X (N) 0.0000  
Fuerza transversal Z (N) 0.0000  
Momento flector X (Nm) 0.0000  
Momento flector Z (Nm) 0.0000

## RODAMIENTOS

Los rodamientos irán ubicados en los extremos, en los ejes 1 y 3. La selección de estos se ha realizado en función de la funcionalidad, sencillez, coeficiente de seguridad estática y vida útil.

## DESARROLLO DEL TRBAJO

En lo que se refiere a funcionalidad, en este caso la velocidad no es un factor determinante, pero sí lo son las cargas, este eje está sometido tanto a cargas axiales como radiales.

La sencillez está relacionada con el coste y es que como es obvio cuando menos usual sea un tipo o modelo de rodamiento mayor coste consecuentemente mayor dificultad para obtener repuestos.

El coeficiente de seguridad estática  $S_0$  aparte de ser una medida de cálculo estático, también está relacionado con el coste y es que permite valorar el sobredimensionamiento del equipo pudiendo comparar distintos tamaños de rodamiento por tal de hacer la elección más óptima.

Por último, la vida útil, es la duración estimada puede soportar a una determinada velocidad antes de que aparezca el primer indicio de fatiga: Para una máquina que trabaja 8 horas diarias en continuo utilizando plenamente sus capacidades es de 20000 horas.

En base a estas variables se escogen los rodamientos de bolas: son los más económicos, sencillos de encontrar y la carga axial producida en el árbol es relativamente baja por lo que deberían de aguantarla sin problemas:

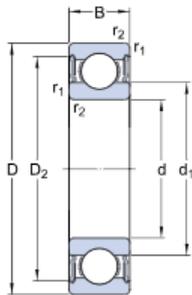
En el mercado existe una gran lista de opciones de distintas marcas y dimensiones:

Tipo	$L_h$ [h]	$S_0$	Dimensiones	
Koyo 6010NR	1.00e+06	60.360	50/80*	16.00
Koyo 6010ZZ	1.00e+06	60.360	50/80*	16.00
Koyo 60102RU	1.00e+06	60.360	50/80*	16.00
Koyo 60102RS	1.00e+06	60.360	50/80*	16.00
Koyo 60102RD	1.00e+06	60.360	50/80*	16.00
Koyo 6010	1.00e+06	60.360	50/80*	16.00
FAG S6010-2RSR	1.00e+06	56.720	50/80*	16.00
FAG S6010	1.00e+06	56.720	50/80*	16.00
FAG 6010-2Z	1.00e+06	56.720	50/80*	16.00
FAG 6010-2RSR	1.00e+06	56.720	50/80*	16.00
FAG 6010	1.00e+06	56.720	50/80*	16.00
SKF W6010-2RS1	1.00e+06	58.170	50/80*	16.00
SKF W6010-2Z	1.00e+06	58.170	50/80*	16.00
SKF W6010	1.00e+06	58.170	50/80*	16.00
SKF *6010N	1.00e+06	58.170	50/80*	16.00
SKF *6010-2RS1	1.00e+06	58.170	50/80*	16.00
SKF *6010-2RZ	1.00e+06	58.170	50/80*	16.00
SKF *6010-2Z	1.00e+06	58.170	50/80*	16.00
SKF *6010	1.00e+06	58.170	50/80*	16.00
SKF 63010-2RS1	1.00e+06	58.170	50/80*	23.00
NSK 6210DDU	1.00e+06	84.350	50/90*	20.00
NSK 6210ZZ	1.00e+06	84.350	50/90*	20.00
NSK 6210VV	1.00e+06	84.350	50/90*	20.00
NSK 6210NR	1.00e+06	84.350	50/90*	20.00
NSK 6210N	1.00e+06	84.350	50/90*	20.00
NSK 6210	1.00e+06	84.350	50/90*	20.00
Koyo M6210ZZ	1.00e+06	126.890	50/90*	20.00
Koyo M6210	1.00e+06	126.890	50/90*	20.00

Ilustración 48. Rodamientos disponibles para el eje

En base al coste, facilidad de servicio y valor del coeficiente  $S_0$  se ha escogido el modelo de la casa SKF: 6010 para ambos extremos.

## DESARROLLO DEL TRBAJO



d	50	mm
D	80	mm
B	16	mm
d <sub>1</sub>	≈ 59.75	mm
D <sub>2</sub>	≈ 72.8	mm
r <sub>1,2</sub>	min. 1	mm

**Ilustración 49.** Rodamiento seleccionado **SKF: 6010**

De esta manera los resultados obtenidos satisfacen a los requeridos: la vida estimada es mayor que 20000 y el coeficiente s<sub>0</sub> está dentro de unos valores coherentes.

Resultados		
Flexión máxima		2946.47 μm
Tensión de referencia máxima		17.58 N/mm <sup>2</sup>
Vida útil del cojinete mínima		> 1000000 h
Seguridad estática del cojinete mínima		58.17
<b>Vida útil del cojinete</b>	<b>S0</b>	<b>Ln<sub>h</sub></b>
Rodamientos	58.17	> 1000000 h
Rodamientos	63.79	> 1000000 h

**Ilustración 50.** Resultados con el rodamiento seleccionado

### RESULTADOS PRINCIPALES

Los resultados principales obtenidos son:

Flexión máxima 2.946 (Árbol 2 pos= 1603.636) (por debajo de la máxima permitida)

#### COJINETE IZQUIERDO

Esfuerzo equivalente [P] 0.63 kN

Esfuerzo equivalente [P0] 0.28 kN

Factor de probabilidad de fallo [a<sub>1</sub>] 1.000

Vida útil [Ln<sub>h</sub>] > 1000000 h

Factor de seguridad estático [S0] 84.35

Fuerza de reacción del cojinete [F<sub>x</sub>] -0.003 kN

Fuerza de reacción del cojinete [F<sub>y</sub>] -0.242 kN

**Fuerza de reacción del cojinete [F<sub>z</sub>] 0.256 kN**

Potencia perdida [P<sub>loss</sub>] 0.516 W

Desplazamiento de cojinete [u<sub>x</sub>] 0.097 μm

Desplazamiento de cojinete [u<sub>y</sub>] 10.000 μm

Desplazamiento de cojinete [u<sub>z</sub>] -7.249 μm

Inclinación de cojinete [r<sub>z</sub>] 0.007 mrad (0.03') (por debajo de la máxima permitida)

# DESARROLLO DEL TRBAJO

---

## COJINETE DERECHO

Esfuerzo equivalente [P] 0.55 kN

Esfuerzo equivalente [P0] 0.25 kN

Vida útil [Lnh] > 1000000 h

Factor de seguridad estático [S0] 63.79

Fuerza de reacción del cojinete [Fx] 0.003 kN

Fuerza de reacción del cojinete [Fy] -0.207 kN

Fuerza de reacción del cojinete [Fz] 0.246 kN

Potencia perdida [Ploss] 0.407 W

Desplazamiento de cojinete [ux] -0.102  $\mu\text{m}$

Desplazamiento de cojinete [uy] 10.000  $\mu\text{m}$

Inclinación de cojinete [rz] -0.014 mrad (-0.05') (por debajo de la máxima permitida)

Utilización, con referencia a la vida requerida[H] ( 20000.000)

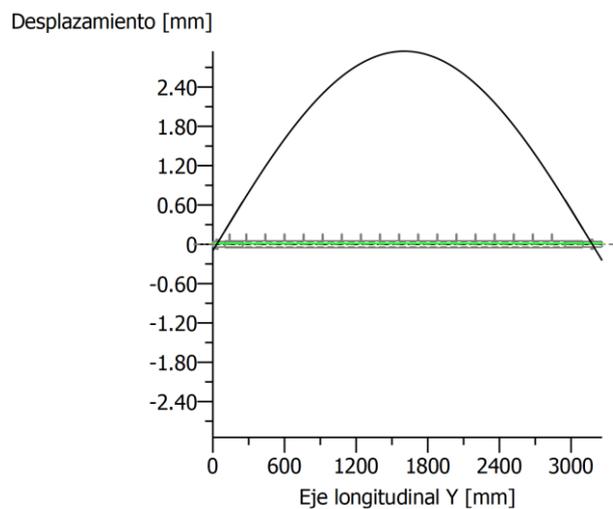
B1 0.27

B2 0.27

B 1: Rodamientos

B 2: Rodamientos

## GRÁFICAS



**Ilustración 51.** Gráfica de resultados Desplazamiento en el eje

## DESARROLLO DEL TRBAJO

---

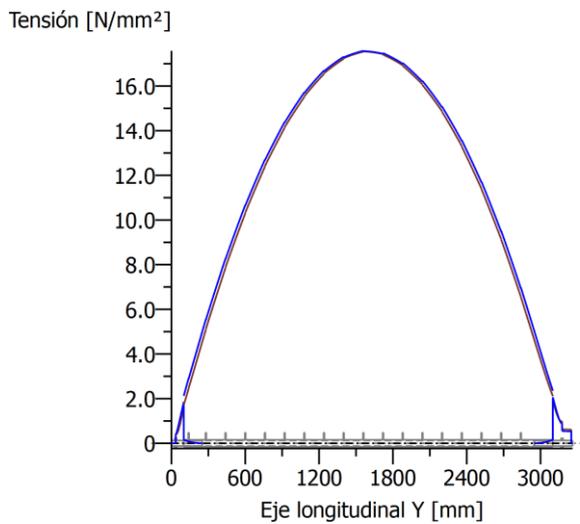


Ilustración 52. Gráfica de resultados Tensión en el eje

## CÁLCULO DEL ACOPLAMIENTO FLEXIBLE

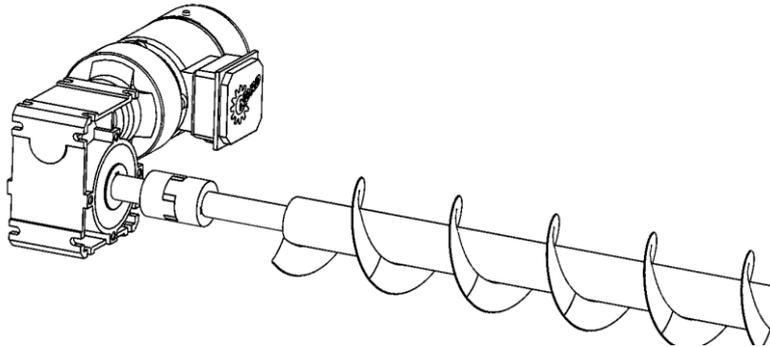


Ilustración 53. Perspectiva del acoplamiento conectado al motor

El acoplamiento que une el eje del motor y el helicoidal es un elemento muy simple y por ello se ha decidido escoger uno de compra. A partir de los datos que se extraen del catálogo del fabricante se obtiene el diámetro necesario tanto del eje del motor como del helicoidal para poder realizar la transmisión de potencia de una forma segura y duradera.

El cálculo del acoplamiento se realiza a partir:

- La potencia en el eje. (0.1981kw)
- La velocidad de rotación del eje. **(56rpm)**
- Tipo de máquina y trabajo que realiza. **(2 jornadas de 8 horas, 1 arranque y una parada al día)**

El fabricante que se ha escogido es la empresa Indis SI.

## DESARROLLO DEL TRBAJO

En el catálogo de esta empresa, para la selección del acoplamiento recomienda aplicar un factor corrector a los cálculos de la potencia que depende del tipo de servicio, las horas de trabajo y el tipo de maquina motriz. De este modo la potencia corregida es tal:

$$P_{\text{corregida}} = P \times f = 0.2237 \text{kw}$$

### FACTOR DE SERVICIO

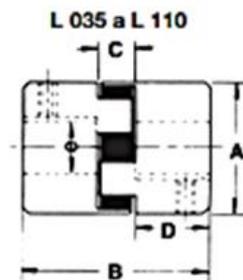
- Tipo de maquina accionada: Clase 2: Maquinaria herramienta, maquinaria para la madera, bombas rotativas, mezcladores, pantallas rotativas, maquinaria téxtil.
- Tipo de maquina motriz- motor eléctrico
- Horas de trabajo desde: 16

De este modo  $f=1.5$

**El par nominal será igual:**

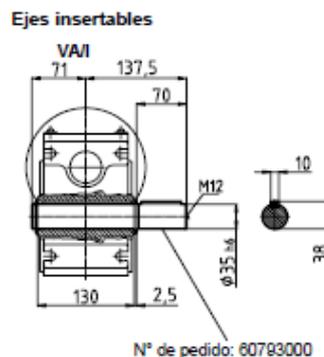
$$P_{\text{corregida}} = n \times M \rightarrow M = 3.8357 \text{kg} - m \rightarrow 37.6154 \text{N} - m$$

Se escoge un acople de la serie JAW LOVEJOY - MARTIN – RATHI modelo L100 capaz de resistir 47Nm. El agujero de entrada del eje es de diámetro 35mm y está fabricado en AISI 316.



**Ilustración 54.** Acople de la serie JAW LOVEJOY - MARTIN – RATHI modelo L100

El eje de salida del reductor (modelo SK 1SI 50-IEC, marca Nord) de igual manera de 35mm de diámetro y está fabricado en acero c45- **EN 10083-2**.



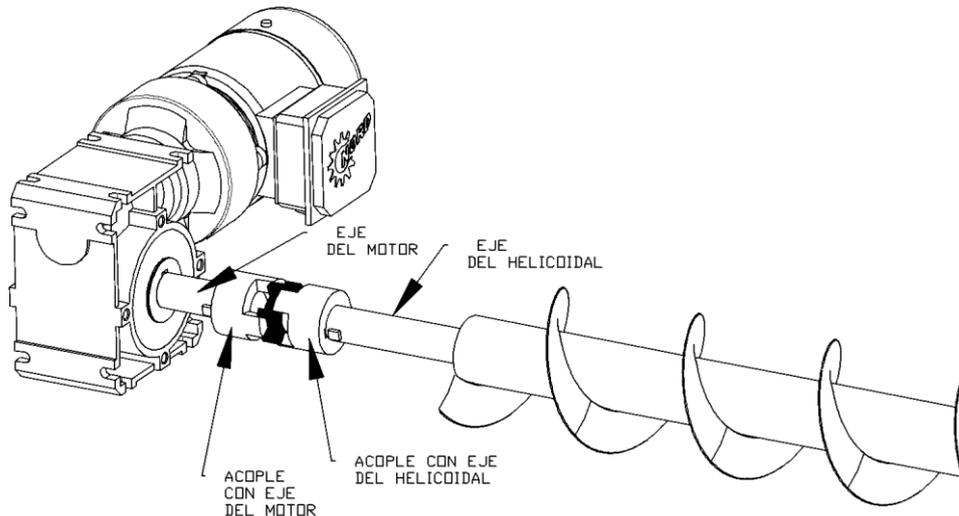
**Ilustración 55.** Dimensiones reductor (modelo SK 1SI 50-IEC, marca Nord)

## DESARROLLO DEL TRBAJO

---

El eje de entrada al transportador helicoidal de igual manera es de 35mm de diámetro y está fabricado en acero c45- **EN 10083-2**.

De este modo la union sera tal que:



**Ilustración 56.** Perspectiva de la unión entre el motor y eje y sus partes

### Transmisión de potencia por acoplamiento flexible

**Motoreductor:** maquina motriz que aplica el par en el sistema. Está compuesto por un eje de salida de diámetro 35mm fabricado en acero c45

**Acoplamiento:** serie JAW LOVEJOY - MARTIN – RATHI modelo L100 fabricado en acero inoxidable AISI 316 con anillo elástico intermedio de caucho nitrilo butadieno elástico. Este componente es el elemento de unión entre el eje del motoreductor.

**Helicoidal:** maquina conducida que recibe el par del motor. Está compuesta por un eje de entrada de diámetro 35mm fabricado en acero c45E EN 10083.

La unión entre los ejes y el acoplamiento se realiza a partir de chaveta DIN 6885/1 fabricada en acero AISI 316.

## CÁLCULO DEL ACOPLAMIENTO POR CHAVETA

A partir de los datos anteriores de dimensiones de ejes y materiales de los elementos se va a proceder a determinar las chavetas que facilitaran la unión entre los ejes y el acoplamiento.

Las dimensiones con las que queda definida una chaveta son: la anchura de la chaveta ( $b$ ), la longitud de la chaveta ( $L$ ), y la altura de la chaveta ( $h$ ). Tanto la anchura y la altura de las chavetas, como la ranura de los del eje y del cubo donde van insertadas, van a ser seleccionadas partiendo de la norma DIN 6885-1.

## DESARROLLO DEL TRBAJO

El diámetro del eje es de 35mm, se utilizarán chavetas de anchura  $b=10$ , altura  $h=8$  y  $L$  es la longitud que se va a proceder a calcular por tal de poder satisfacer las necesidades de transmisión de par.

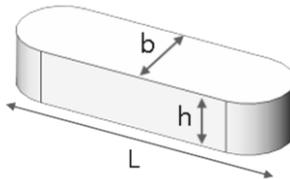


Ilustración 57. Chaveta DIN 6885-1

Puesto que la unión del eje del motor-acoplamiento y eje del helicoidal-acoplamiento presentan las mismas características se va a proceder a calcular la longitud de la chaveta del eje del motoreductor y esta será exactamente la misma a la del eje del helicoidal.

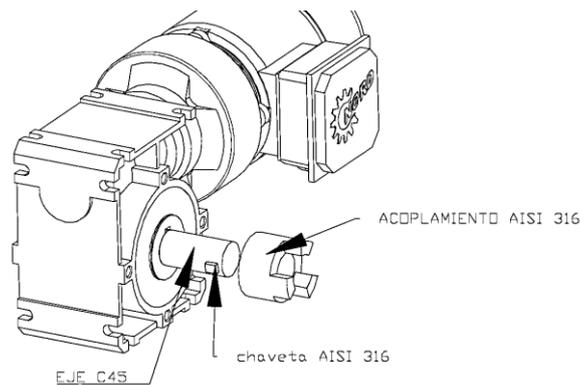


Ilustración 58. Montaje de la chaveta

Las propiedades mecánicas del material necesarias para el cálculo de las chavetas son las siguientes:

- Límite de fluencia  $S_y$  acero AISI 316 = 205MPa

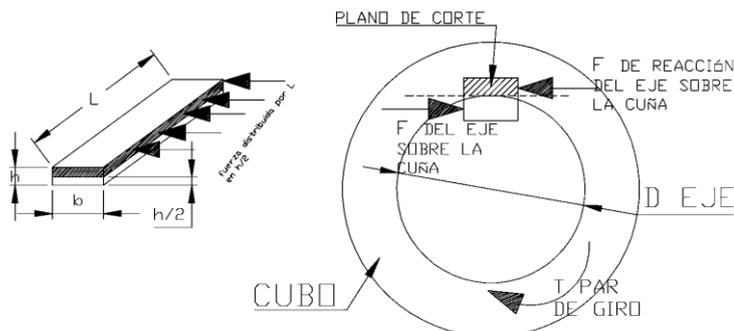


Ilustración 59. Fuerzas sobre la chaveta

## DESARROLLO DEL TRBAJO

### DETERMINACIÓN DE LA LONGITUD L POR FALLO A CIZALLADURA

En primer lugar, se calcula la fuerza F que ejerce el eje sobre la cuña:

T es el par de giro aplicado por el motorreductor,

$$T = F \times distancia \rightarrow distancia = Deje/2$$

Por tanto:

$$F = \frac{2T}{D} \rightarrow F = \frac{75.5308}{0.035} = 2.149KN$$

La tensión tangencial en la sección cortante  $\tau$

$$\tau = \frac{F}{Area\ del\ plano\ de\ cortante}$$

Donde:

$$el\ Area\ de\ la\ sección\ de\ corte = b \times L$$

Empleando el criterio de Tresca, aplicado a materiales dúctiles:

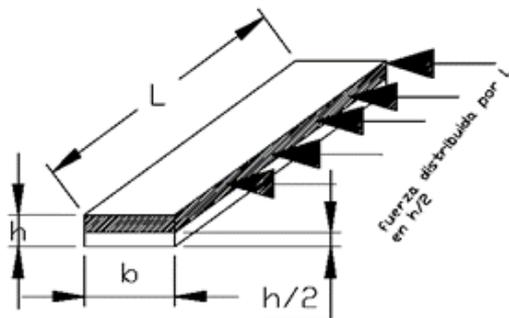
$$\tau_{max} \times fs(\text{factor de seguridad}) \leq Sy\ material * 0.5$$

Se escoge un factor de seguridad  $fs=3$

$$\frac{Sy_{material}}{fs} \geq \frac{F}{b \times L} \rightarrow L \geq \frac{4 \times fs \times T}{b \times Sy \times D} \rightarrow L \geq \frac{4 \times 3 \times 75.5308}{0.035 \times 0.010 \times 205E6} = 0.0126m = \mathbf{12.6323mm}$$

### DETERMINACIÓN DE LA LONGITUD L POR APLASTAMIENTO

La sección sometida a compresión es igual para la zona del eje con la chaveta como la zona de la chaveta con el cubo:



$$A\ aplastamiento = L \times h/2$$

Ilustración 60.. Fuerzas sobre la chaveta por aplastamiento

De este modo, el fallo se produce en la superficie que tenga la menor resistencia a la fluencia por compresión (normalmente, la de la chaveta).

## DESARROLLO DEL TRBAJO

---

La tensión admisible de diseño para la compresión:

$$\sigma_{adm} \leq S_y \text{ material} / f_s (\text{factor de seguridad})$$

como:

$$\sigma_{aplastamiento} = \frac{F}{A} \rightarrow \frac{2T}{DL h/2}$$

Para hallar longitud de chaveta necesaria para que no se produzca el fallo por aplastamiento:

$$\frac{S_y}{f_s} \geq \frac{2T}{DL h/2} \rightarrow L \geq \frac{4T f_s}{D S_y H}$$

Se escoge un factor de seguridad  $f_s=3$

$$L \geq \frac{4 \times 3 \times 75.5308}{0.035 \times 0.008 \times 205E6} = 0.01579m = \mathbf{15.7904mm}$$

### CONCLUSIÓN

Las características de las chavetas a utilizar tanto en el eje del motor como en el del helicoidal son:

L=20mm,

b=10mm,

h=8mm,

### **VERIFICACIÓN DA LA CHAVETA MEDIANTE SOFTWARE DE CÁLCULO**

Para verificar este resultado se ha empleado la aplicación que lleva instalada el programa Inventor en la función de diseño y comprobar cálculo de chaveta:

#### DATOS INTRODUCIDOS AL PROGRAMA:

- Chaveta tipo: DIN 6885-A
- Material: AISI 316
- N=56rpm
- T=75.5308Nm
- Diámetro del eje: 35mm
- L=20mm
- b=10mm
- h=8mm
- Factor seguridad=3
- Numero de chavetas en la sección: 1

**El programa verifica que los cálculos son correctos y que efectivamente como hemos calculado anteriormente a pesar de haber escogido la longitud de 20mm por normalización en el mercado solo 16mm será funcional.**

# DESARROLLO DEL TRBAJO

## RESULTADOS

Generador de conexiones de chavetas paralelas

Diseño **f3** Cálculo

Tipo de cálculo de resistencia  
 Comprobar cálculo  
 Cálculo simplificado

Cargas  
 Par de torsión, Velocidad --> Potencia  
 Potencia P 0,431 kW  
 Velocidad n 56  
 Par de torsión T 73.5308

Cotas  
 Diámetro de eje d 35  
 Diámetro interior del eje hueco d<sub>h</sub> 0,000 mm  
 Tamaño de chaveta b 10,000 mm  
 h 8,000 mm  
 Longitud de chaveta l 22,000 mm

Material de chaveta  
 AISI 316  
 Presión admitida p<sub>A</sub> 200,000 MPa

Material del eje  
 AISI 316  
 Presión admitida p<sub>A</sub> 200,000 MPa  
 Tensión de corte admitida τ<sub>A</sub> 275,000 MPa

Material de la brida  
 AISI 316  
 Presión admitida p<sub>A</sub> 200,000 MPa

Propiedades de junta  
 Número de chaveta N 1,000 su  
 Seguridad deseada S<sub>v</sub> 3

Condiciones de carga

12:20:45 Cálculo: El cálculo indica la compatibilidad del diseño.

### Cargas

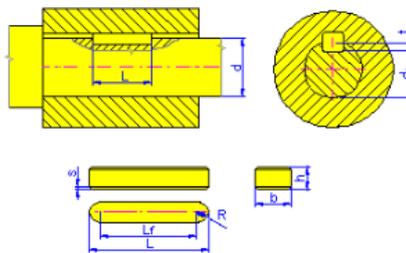
Potencia	P	0,431 kW
Velocidad	n	56,000 rpm
Par de torsión	T	73,531 N m

### Cotas

Diámetro de eje	d	35,00000 mm
Diámetro interior del eje hueco	d <sub>h</sub>	0,000 mm

### Chaveta

Anchura de chaveta	b	10,000 mm
Altura de chaveta	h	8,000 mm
Longitud de la chaveta	l	56,000 mm
Longitud funcional	l <sub>f</sub>	46,000 mm
Chafilán de chaveta	s	0,400 mm
Radio de chaveta	R	0,160 mm



### Propiedades de junta

Número de chavetas	N	1,000 su
Factor de aplicación	K <sub>a</sub>	1,000 su
Factor de vida útil de fatiga	K <sub>f</sub>	1,000 su
Factor de tiempo de vida útil	K <sub>w</sub>	1,000 su
Factor de distribución de carga	K <sub>m</sub>	1,000 su
Seguridad deseada	S <sub>v</sub>	3,000 su

### Material

#### Chaveta

Material	AISI 316
Presión admitida	p <sub>A</sub> 200,000 MPa

#### Eje

Material	AISI 316
Presión admitida	p <sub>A</sub> 200,000 MPa
Tensión admitida en corte	τ <sub>A</sub> 275,000 MPa

#### Brida

Material	AISI 316
Presión admitida	p <sub>A</sub> 200,000 MPa

### Resultados

Longitud de chaveta funcional mín.	l <sub>min</sub>	17,507 mm
Diámetro de eje mín.	d <sub>min</sub>	15,986 mm
Comprobación de resistencia		Positivo

Ilustración 61. Resultados de la simulación.

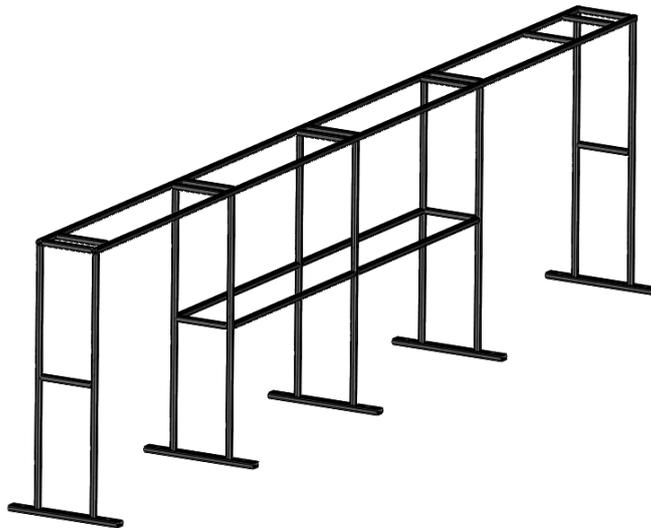
### CÁLCULO Y SIMULACIÓN CAE DE LA ESTRUCTURA.

La estructura del transportador tiene la finalidad de soportar el peso del material y de todos los elementos que la integran. Permite además elevar la entrada y salida del material para una conexión óptima con la tolva y la prensa de pellets.

La estructura, está formada en primer lugar, por una sección horizontal fabricada con perfiles iso 20x20 de 2mm de espesor, ocupa una longitud de 7000mm y un ancho de 229mm. Está formada por dos perfiles dispuestos longitudinalmente y 11 perfiles transversales donde se fijarán las patas de la tolva y el soporte de motor.

En segundo lugar, la sección vertical o patas, son 5 distribuidas por los extremos y el centro de la estructura, permiten una altura 907mm. Están fabricadas con perfil iso 20x20x2mm en la sección longitudinal y 20x40x2.6 en los extremos transversales. Sobre estas se montarán unas patas roscadas que permiten regular la altura y nivel final del conjunto.

Por ultimo en la sección media de las tres patas intermedias se encuentran 4 perfiles 20x20x2mm que otorgan una mayor rigidez al conjunto.



**Ilustración 62.** Estructura del helicoidal en perspectiva

El material empleado es el acero estructural 1044 (S275JR) es un material muy común en este tipo de perfiles. Presenta una resistencia media, buena tenacidad, fácil conformado (curvado, plegado, etc) y es soldable.

- Módulo elástico  $2.1 \times 10^{11} \text{ N/m}^2$
- Coeficiente de Poisson 0.28
- Módulo cortante  $7.9 \times 10^7 \text{ KN/m}^2$
- Densidad de masa  $7800 \text{ kg/m}^3$
- Límite de tracción  $410000 \text{ KN/m}^2$
- Límite elástico  $275000 \text{ KN/m}^2$

## DESARROLLO DEL TRBAJO

---

### CARGAS SOBRE LA ESTRUCTURA

Como se ha explicado en la introducción a este apartado la estructura soporta tres fuerzas: la originada por el material que trasiega por el helicoidal, la del propio peso de los componentes del transportador y su propio peso.

La carga originada por los componentes se puede obtener de una forma aproximada utilizando el propio software de dibujo y las fichas técnicas de motor y rodamientos:

**Tabla 6.** Peso de los componentes sobre la estructura del transportador helicoidal

COMPONENTES		
	UNIDAD	CONJUNTO
CARCASA	47,7	
SOPORTE	0,48	2,88
LATERALES	1,48	2,96
SOPORTE MOTOR	3,1	
TAPA ENTRADA	2,71	
TAPAS INTERMEDIAS	2	6
PROTECCIÓN		
TRANSMISIÓN	1	
EJE Y HÉLICES	33	
RODAMIENTOS	0,67	
MOTORREDUCTOR	5	

<b>TOTAL</b>	<b>100,02kg</b>
--------------	-----------------

El peso del material que transporta la tolva se calcula a partir del coeficiente de llenado, el volumen del transportador y el peso específico del material:

Volumen del transportador:  $0.073\text{m}^3$

Peso específico del material:  $25\text{kg}/\text{m}^3$

Coeficiente de llenado: 30%

**Total=5.455kg**

**Finalmente, sumando a estas cantidades el propio peso de la estructura se obtiene una carga de 1295.77N repartida entre toda la sección horizontal.**

# DESARROLLO DEL TRBAJO

## CALCULO ESTÁTICO:

Para el cálculo estático se va a emplear la herramienta de simulación y análisis que incluye el software de diseño mecánico Solidworks:

Se introduce la carga de distribuida por todas las barras que componen la sección horizontal.

Se establecen los apoyos fijos en los agujeros donde irán instaladas las patas regulables.

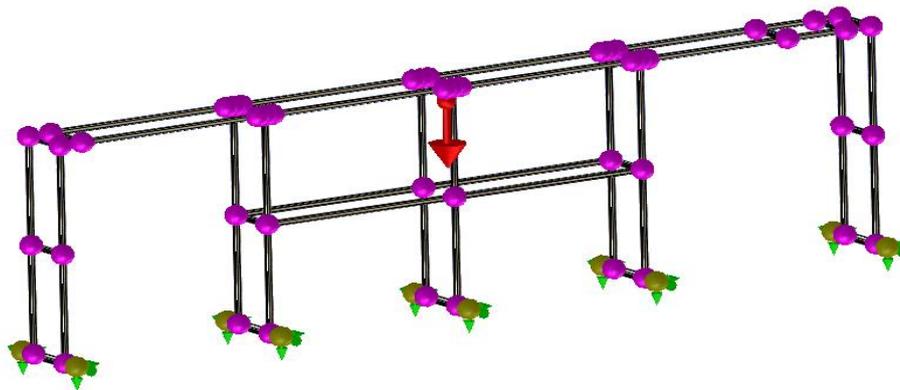


Ilustración 63. Cargas introducidas en la simulación

## RESULTADOS

Los resultados obtenidos son coherentes:

- ✓ Los esfuerzos se encuentran por debajo del límite elástico del material en todas las secciones de la estructura:

**límite elástico acero estructural 1044 (S275JR) =  $2.75e+8$  N/m<sup>2</sup>**

Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Tensiones	Tensión axial y de flexión en el límite superior	4.378e+004N/m <sup>2</sup> Elemento: 648	1.785e+007N/m <sup>2</sup> Elemento: 27

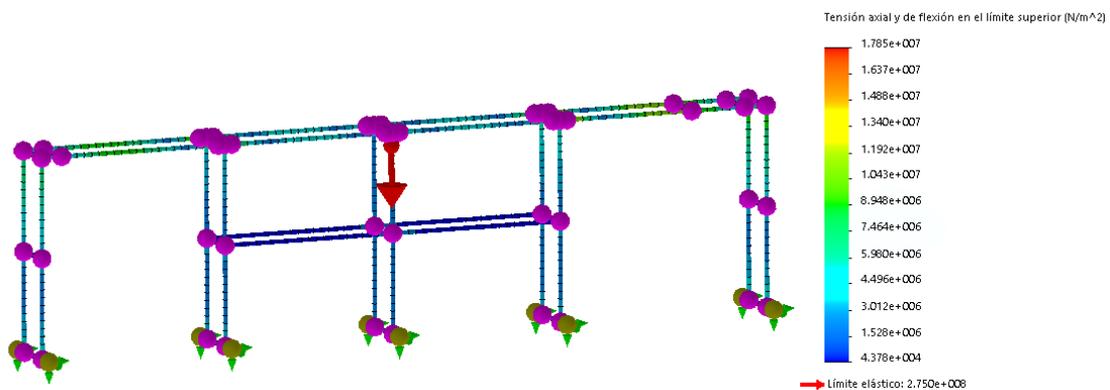


Ilustración 64. Resultados de la simulación de la estructura del helicoidal. Tensión

## DESARROLLO DEL TRBAJO

- ✓ El desplazamiento máximo es de **0.4mm** en el Nodo: 169 lo que es insignificante para una estructura de acero.

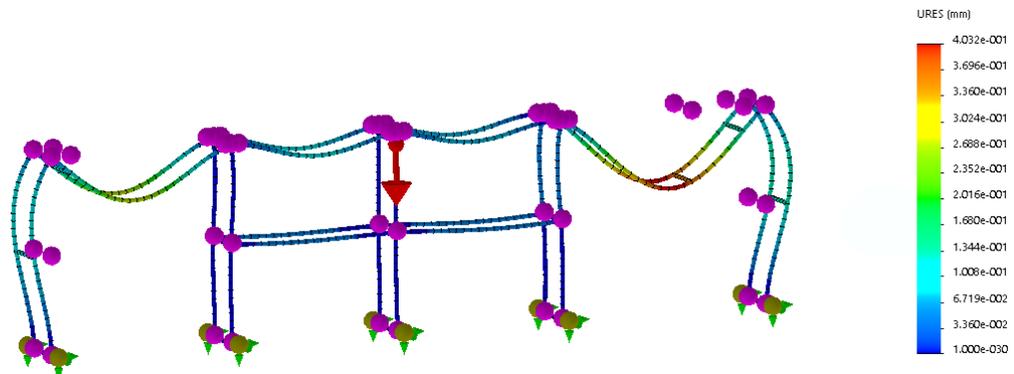


Ilustración 65. Resultados de la simulación de la estructura del helicoidal. Deformación

- ✓ Por último, el coeficiente de seguridad mínimo es mayor que 3, que es el valor habitual establecido en este tipo de estructuras. Exactamente su valor es de 15:

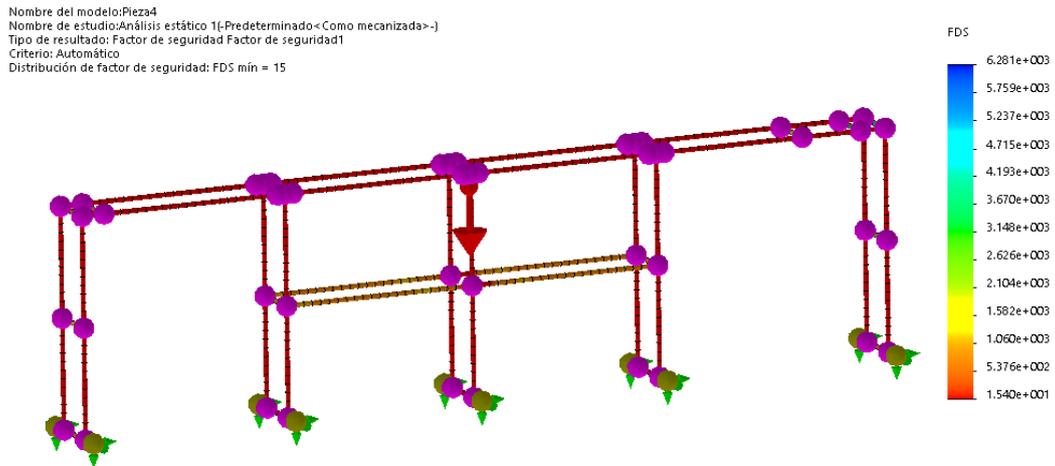


Ilustración 66. Resultados de la simulación de la estructura del helicoidal. Coeficiente mínimo de seguridad

Por tanto, podemos concluir que la estructura esta dimensionada correctamente.

### DIMENSIONADO DE LA PRENSA

*Este apartado está destinado recopilar todos los cálculos y verificaciones necesarias para dimensionar la prensa de matriz plana.*

*Para ello, se ha dividido este apartado en siete puntos:*

*En el primer punto determinara la cinemática de la máquina y sus dimensiones principales.*

*En el segundo punto, se calculan y dimensionan las cuchillas de corte.*

*El tercer punto está destinado a la transmisión donde se selecciona y dimensiona el motor y el sistema de transmisión sin fin corona.*

*El cuarto punto se calculará el eje principal de la máquina.*

*En el quinto capítulo se calcularán las uniones entre el eje y los distintos elementos.*

*En el sexto último se seleccionarán los elementos de obturación.*

*En el séptimo y último punto, se calculará el eje de los rodillos*

## DESARROLLO DEL TRBAJO

---

### CÁLCULOS INICIALES: MATRIZ, RODILLOS Y CINEMÁTICA DEL CONJUNTO

La capacidad de procesado de la maquina tiene que ser tal que satisfaga la demanda de 800kg/h de pellets a 650kg/m<sup>3</sup>.

Para ello se introducen 800kg/ hora de astillas de madera:

$$vol\ astillas = \frac{800kg}{250\frac{kg}{m^3}} = 3.2m^3\text{ cada hora}$$

De este mismo modo, el flujo volumétrico de producto acabado (pellets de madera) que sale por la máquina, se puede obtener mediante la expresión:

$$Q_{vol} = 800\frac{kg}{h}\text{ de astillas}/\gamma\text{ pellet}$$

$$Q_{vol} = \frac{800\frac{kg}{h}}{650\frac{kg}{m^3}} = 1.2301\frac{m^3}{h} = 3.4188 \times 10^{-4}\frac{m^3}{s}$$

Idealmente, esto supone una producción de:

*Numero de pellets =volumen de material / volumen de material para 1 pellet*

$$\begin{aligned} n\text{ pellets } x\text{ hora} &= 1. \frac{2301m^3}{8}, 4823E - 07m^3 = 1450985, 236 \\ &= 403, 0514545\text{ por segundo} \end{aligned}$$

### NÚMERO DE AGUJEROS DE LA MATRIZ.

El número de agujeros que debe tener la matriz para satisfacer el flujo volumétrico está directamente relacionado con el número de rodillos y la velocidad de rotación del eje.

Este número tiene que ser lo suficientemente elevado como para que los rodillos no tengan que girar a una velocidad muy elevada y lo suficientemente pequeño como para que el tamaño de la matriz tenga que ser excesivamente grande para mantener una resistencia en equilibrio con la superficie agujereada.

El factor de recubrimiento permite relacionarla superficie agujereada con respecto a la superficie total de la matriz.

$$F_c = \frac{\text{Área de un agujero} * \text{número de agujeros}}{\text{Área efectiva de la matriz}}$$

Para evitar dimensionar una matriz se encuentre excesivamente debilitada se establece un factor de recubrimiento máximo del 0.9 es decir que como máximo un 90% de la superficie de la matriz estaría agujereada.

## DESARROLLO DEL TRBAJO

### AREA EFECTIVA DE LA MATRIZ

El área efectiva de la matriz, es la sección agujereada sobre la que los rodillos giran ejerciendo la fuerza requerida para el pelletizado. Se puede calcular mediante la expresión:

$$\text{Área efectiva de la matriz} = \pi \times \text{radio efectivo}^2$$

Donde:

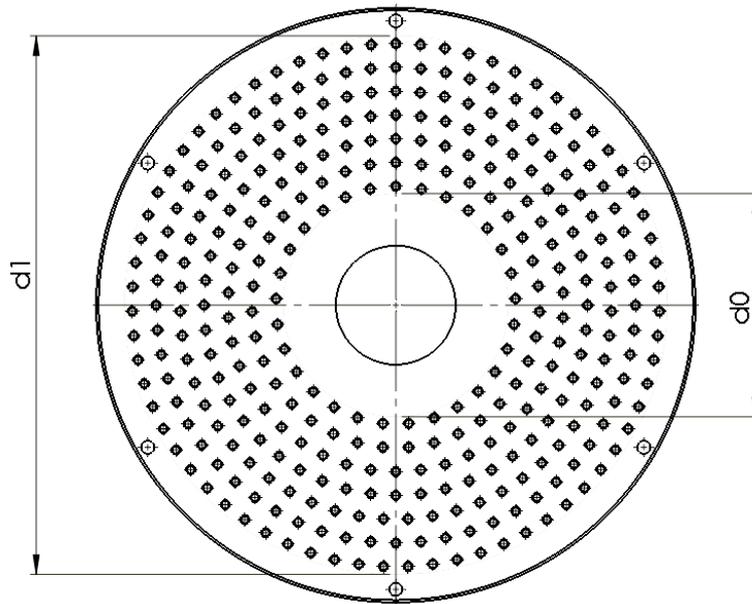


Ilustración 67. Dimensiones de la matriz.

$$\text{Radio efectivo} = \frac{d1 - d0}{2} = \text{Ancho del rodillo } b$$

El radio efectivo de la matriz corresponde con el ancho de los rodillos, por tanto, para poder obtener el área efectiva de la matriz será necesario definir las dimensiones de los rodillos:

### DIMENSIONES DE RODILLOS DE COMPACTACIÓN.

Este parámetro se ha seleccionado en función de la velocidad tangencial que adquieren los rodillos, en la búsqueda de información, estado del arte, se han encontrado distintos modelos de máquinas de características similares a las de este proyecto diseñadas por fabricantes de todo el mundo. Analizando sus dimensiones se ha denotado la peculiaridad de que en todas ellas el valor de la velocidad tangencial adquiere una magnitud comprendida entre 3 y 4m/s.

Se escoge un diámetro de rodillo  $d_r=140\text{mm}$ . El ancho de rodillos se considera de la mitad del diámetro, Ancho de rodillos  $b=70\text{mm}$ .

## DESARROLLO DEL TRBAJO

---

De este modo, se procede a calcular el número de agujeros que ha de tener la matriz:

$$\text{Radio efectivo} = \frac{d1 - d0}{2} = 70\text{mm} \rightarrow 0.07\text{m}$$

$$\text{Área efectiva de la matriz} = \pi \times \text{radio efectivo}^2 = \pi \times 70^2 = 15393.8040\text{mm}^2$$

$$\text{Área de un agujero} = 28.2743\text{mm}^2$$

$$Fc = \frac{\text{Área de un agujero} * \text{número de agujeros}}{\text{Área efectiva de la matriz}} \rightarrow Fc = 0.9$$

$$\text{número de agujeros} = Fc \times \frac{\text{Área efectiva de la matriz}}{\text{Área de un agujero}}$$

$$\text{número de agujeros} = 490.0006 \rightarrow \mathbf{490 \text{ agujeros}}$$

### VELOCIDAD DE GIRO DEL EJE PRINCIPAL

Como se ha tratado en los puntos previos al dimensionado, en la clasificación general, dentro de las maquinas pelletizadoras de extrusión por rodillos y matriz plana, existe una segunda clasificación en función del sistema motriz.

En este proyecto, el sistema motriz está compuesto por un motor y una transmisión, que a diferencia del resto de tipos transfieren movimiento de forma directa a la matriz circular. Esta, esta a su vez está en contacto indirecto con los rodillos, por medio de una capa ho de astillas que a su paso hacen girar al rodillo generando la extrusión.

Por tanto, ambos elementos (matriz y rodillos) de alguna manera están relacionados mediante su velocidad tangencial. Esto nos permitirá más adelante supervisar la veracidad de los resultados

A partir del número de agujeros que tiene la matriz y la capacidad de producción que tiene que satisfacer la maquina se procede a calcular la velocidad de giro de la matriz que es la velocidad requerida en el eje principal para la compactación.

La matriz plana está compuesta por 490 agujeros capaces de albergar 848.2300mm<sup>3</sup> de material cada uno.

Suponiendo un caso ideal donde la máquina tenga un único rodillo de compactación y una capa de material inicial ho que permita extruir el 100% del volumen del pellet, por cada revolución de la matriz, la máquina obtendría una producción:

## DESARROLLO DEL TRBAJO

---

*producción por revolución = número de agujeros × numero de rodillos × volumen del pellet*

Si extrapolamos esta expresión a las condiciones dadas, donde el espesor de capa inicial  $h_0$  es de 25mm, valor permite extruir el 20% del volumen del pellet por cada pasada del rodillo y una matriz compuesta por un área efectiva con 490 agujeros, la producción de una revolución:

$$\text{producción por revolución} = 0.2 \times \text{area agujereada} \times \text{espesor de capa } h_0$$

$$\text{producción por revolución} = 490 \times 0.2 \times 0.025 \times 2.8274 \times 10^{-5} = 6.9272 \times 10^{-5} \text{m}^3$$

Como la máquina cuenta con 4 rodillos de dimensiones vistas en puntos anteriores, por tanto:

$$\text{producción por revolución} \times 4 \text{ rodillos} = \mathbf{0.0003\text{m}^3}$$

Aplicando una variación de densidad  $F_d$  tal que:

$$F_d = \frac{\text{densidad inicial}}{\text{densidad final}} = \frac{250}{650} = 0.3846$$

Finalmente se obtiene:

$$\text{producción total por revolución} = \text{producción por revolución} \times F_d = \mathbf{0.0001\text{m}^3}$$

Para que la maquina pueda satisfacer el caudal volumétrico de material producido calculado en los primeros puntos, la velocidad de rotación del eje principal tiene que ser:

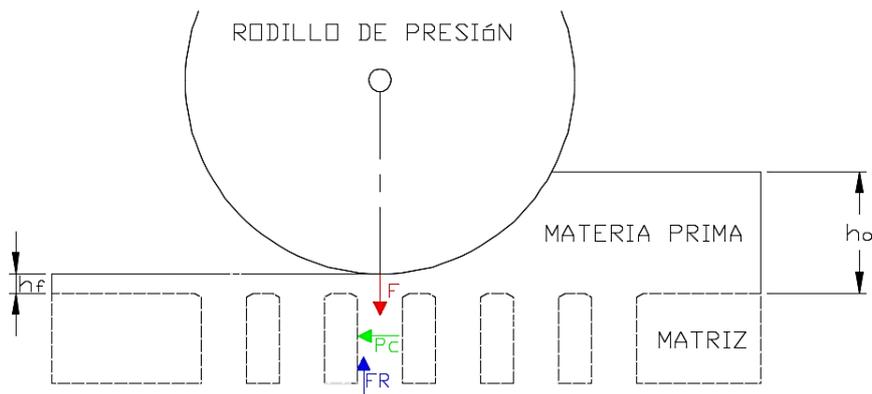
$$\text{velocidad del eje principal} = \frac{\text{caudal volumetrico a producir}}{\text{producción total por revolución}}$$

$$\text{velocidad del eje principal} = \frac{\mathbf{3.4188 \times 10^{-4} \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \times 60\text{s}}}{\mathbf{0.0001\text{m}^3 \times 1\text{min}}} = 192.4776 \text{rev/min}$$

## DESARROLLO DEL TRBAJO

### FUERZA REQUERIDA EN LOS RODILLOS PARA LA COMPACTACIÓN DEL MATERIAL:

Como se ha visto en puntos anteriores la técnica consiste en generar un aumento en la densidad de un material, para ello, una serie de rodillos aplican a su paso una presión de compactación  $P$ , sobre una capa de material  $h_0$  que reposa sobre una matriz plana y agujereada. Esta presión es de tal magnitud que genera la fuerza necesaria para hacer fluir al material por el interior del dado o agujero de la matriz reduciendo su volumen y aumentando por tanto su densidad.



### PRESIÓN DE COMPACTACIÓN

Es la presión que se debe de ejercer para comprimir las astillas en el interior del dado de la matriz, está en función del tipo de madera y la deformación que sufre el material durante la extrusión.

En definitiva, es la presión que debe generar el rodillo para formar el pellet.

$$P = Yf \times \delta$$

Donde:

$Yf$  Esfuerzo de fluencia promedio del material durante el proceso de deformación (se toma el valor promedio de la madera en general)

$\delta$  Deformación originada durante la extrusión

La deformación de extrusión, puede calcularse a partir de la ecuación propuesta por Johnson. Esta ecuación involucra la relación de compresión y unas constantes que vienen determinadas en función del ángulo de avellanado de la matriz.

$$\delta = a + b \ln RC$$

Donde

$a$  -  $b$  Constantes empíricas para el ángulo del dado. Por norma general, para ángulos de avellanado de entre 50-60 grados,  $a$  toma valores de 0.8 Y  $b$  valores que van de 1.2 a 1.5.

## DESARROLLO DEL TRBAJO

Siendo la relación de compresión, la relación que existe entre el espesor efectivo de compresión y el diámetro del hueco:

$$RC = \frac{l}{D} = \frac{32}{6} = 5.3$$

Por tanto,

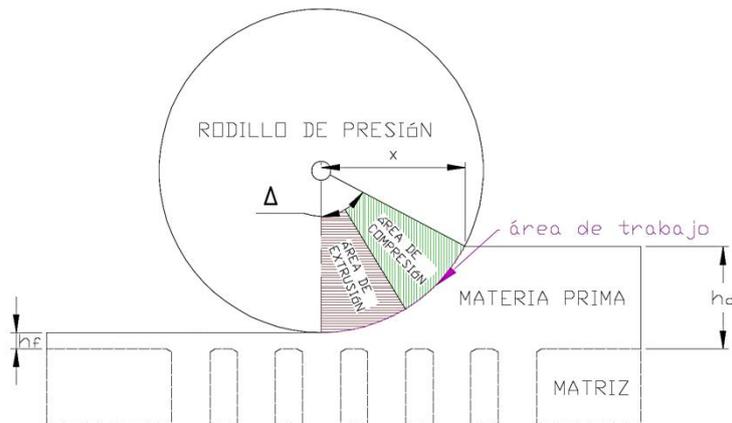
$$\delta = 0.9 + 1.5 \ln 5.3 = 3.4110$$

$$P = Yf \times \delta \rightarrow \text{se toma } Yf \text{ de la madera} = 60\text{MPa}$$

$$P = 204.6579\text{MPa}$$

### FUERZA DE COMPACTACIÓN DEL RODILLO (F)

Es la fuerza que debe de aplicar el rodillo para llevar a cabo la extrusión del pellet con las condiciones requeridas.



**Ilustración 68.** Área de trabajo de la matriz

$$F = Yf \times \text{Área de trabajo del rodillo}$$

Donde:

El área de trabajo del rodillo, es la sección donde el material con espesor  $h_0$  que se encuentra en reposo (fase 0) empieza a ser comprimido contra los orificios hasta alcanzar la densidad requerida (fase 1) y sale al exterior de la matriz en forma de pellet (fase 2) dejando una capa de material pre-compactado  $h_f$  sobre la matriz.

## DESARROLLO DEL TRBAJO

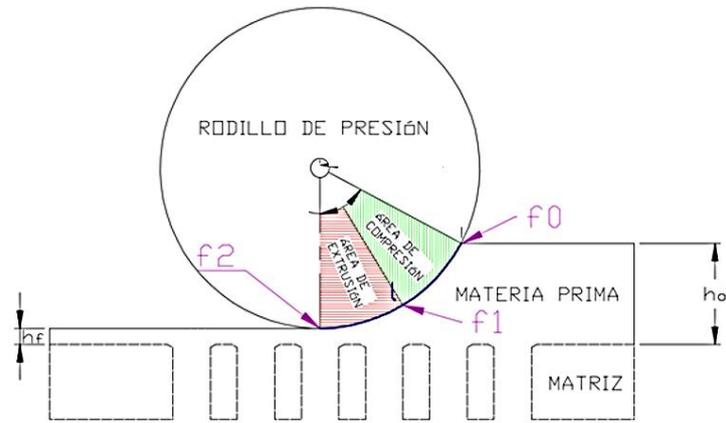


Ilustración 69. Fases del peletizado

### ÁREA DE TRABAJO DE LA MATRIZ

Es, por tanto, la sección del rodillo que se encuentra siempre en contacto con el material, para simplificar los cálculos se va a extrapolar al área de un rectángulo:

$$\text{Area de trabajo del rodillo} = lt \times b$$

Donde

*lt* es la longitud de la sección de trabajo del rodillo

*b* es el ancho del rodillo

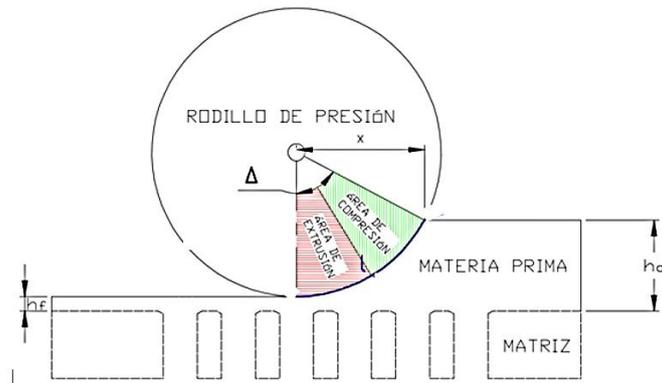
La longitud del área de trabajo se puede obtener mediante la expresión:

$$\text{longitud de trabajo del rodillo} = \frac{\Delta \times \pi \times \text{radio del rodillo}}{180}$$

Donde:

$\Delta$  es el ángulo de la sección de trabajo, se puede obtener mediante trigonometría a partir del valor de la longitud de desplazamiento del área de trabajo del rodillo X.

## DESARROLLO DEL TRBAJO



**Ilustración 70.** Ángulo de la sección de trabajo

$$\Delta = \tan^{-1} \frac{x}{r}$$

Siendo:

$$x^2 = r(ho - hf)$$

El espesor de capa que queda tras el paso del rodillo hf corresponde a la distancia entre el rodillo y la matriz, este valor debería ser tal que se cumpla la expresión:

$$ho - hf = \mu^2 \times \text{radio del dorillo}$$

Donde:

$\mu$  Coeficiente de fricción entre la madera y el acero (coeficiente de fricción entre la madera y el acero  $\mu=0.6$ )

De este modo:

$$hf = ho - \mu^2 \times \text{radio del dorillo} = 0.2mm$$

Finalmente:

$$x = \sqrt{0.07(0.025 - 0.0002)} = \mathbf{0.0418m}$$

$$\Delta = \tan^{-1} \frac{0.0418}{0.07} = 30.8631^\circ$$

$$\text{longitud de trabajo del rodillo} = \frac{30.8631 \times \pi \times 0.07}{180} = 0.0377m$$

$$\text{Area de trabajo del rodillo} = 0.0377 \times 0.07 = \mathbf{0.0026m^2}$$

## DESARROLLO DEL TRBAJO

---

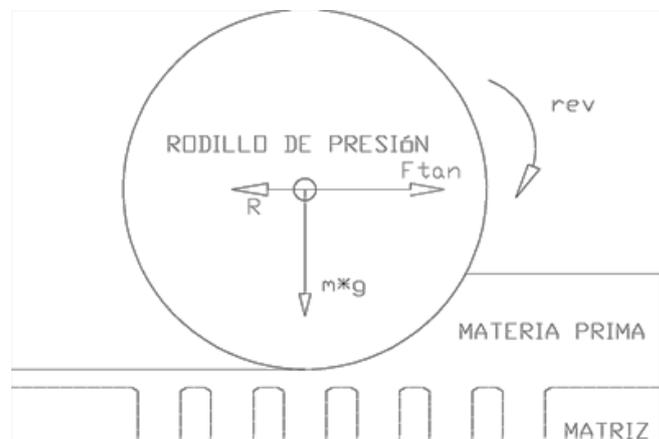
La fuerza que debe de aplicar cada rodillo para llevar a cabo la extrusión del pellet es:

$$F = 1583.4N$$

### FRICCIÓN EN EL RODILLO R

Evidentemente el giro de los rodillos no es un movimiento ideal y su giro presenta una fuerza de fricción que actúa en sentido contrario a la fuerza calculada anteriormente.

Esta fuerza se puede calcular a partir de la expresión:



**Ilustración 71.** Fuerza de fricción en el rodillo

$$R = mg\mu$$

Donde, la masa  $m$  del rodillo se calcula de forma aproximada como:

Los rodillos son de acero:

$$\text{Densidad del acero} = 7850 \text{ kg/m}^3$$

$$\text{Masa del rodillo} = \text{volumen del rodillos} \times \text{densidad acero} = \mathbf{7.1025 \text{ kg}}$$

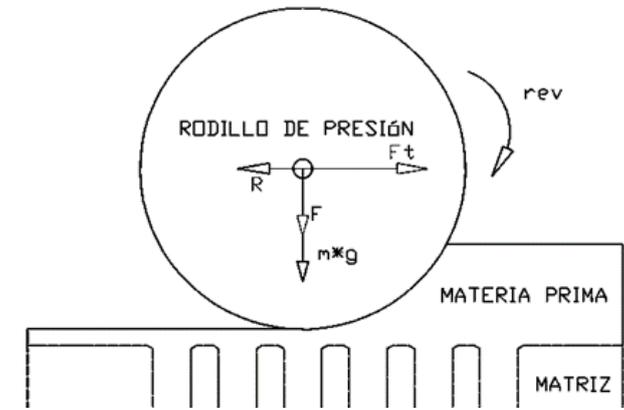
Por tanto:

$$R = 7.1025 \times 9.81 \times 0.6 = \mathbf{41.8053N}$$

## DESARROLLO DEL TRBAJO

### FUERZA TOTAL QUE DEBEN DE REALIZAR LOS RODILLOS

La fuerza total que debe de realizar cada rodillo es:

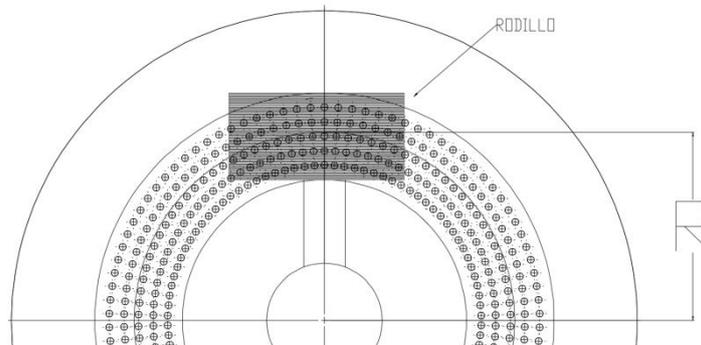


**Ilustración 72.** Fuerza total que deben ejercer los rodillos

$$F_t = R + F = 1533,6109N$$

### TORSIÓN EN EL EJE ORIGINADAS POR LA ACCIÓN DE LOS RODILLOS

El par torsor que se genera en el eje al accionar los rodillos:



**Ilustración 73.** Distancia de los rodillos y el centro de la matriz

$$\text{Torsión en el eje por acción de los rodillos} = \text{numero de rodillos} \times F \times R$$

Siendo  $R=0.18m$

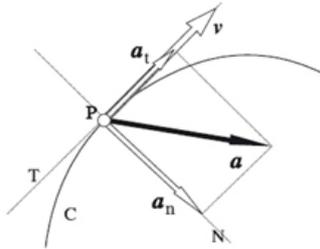
$$\text{Torsión en el eje por acción de los rodillos} = 1533.6109 \times 4 \times 0.18 = \mathbf{1104.1919Nm}$$

Finalmente, a modo de comprobación se va a proceder a calcular la velocidad de los rodillos por tal de verificar que efectivamente, como se ha explicado en puntos anteriores, su valor está comprendido entre los 3 y 4 m/s:

## DESARROLLO DEL TRBAJO

### VELOCIDAD DEL RODILLO.

La velocidad del rodillo está en función de su masa y la aceleración normal que se produce durante el trabajo.



**Ilustración 74.** Aceleración normal, tangencial y resultante

$$a_{normal} = \frac{v_{tangencial}^2}{r_{rodillo}} \rightarrow v_{tangencial} = \sqrt{a_{normal} \times r_{rodillo}}$$

- Aceleración normal o centrípeta del rodillo

La aceleración que se produce por el giro de los rodillos se puede obtener a partir de la segunda ley de Newton, donde las fuerzas actúan en dirección normal al rodillo son las fuerzas de compresión y fricción que se han calculado anteriormente.

$$\sum F = m \times a \rightarrow a_{normal} = \frac{F}{m}$$

$$a_{normal} = \frac{1533.6109}{8.4589} = 181.3016m/s^2$$

Por tanto, efectivamente tal como se había previsto

$$v_{tangencial} = 3.5625m/s$$

La velocidad de rotación del rodillo:

$$\omega^2 = \frac{a_{normal}}{r_{rodillo}} = 486rev/min$$

### CÁLCULO DE LA POTENCIA REQUERIDA PARA LA COMPACTACIÓN

La potencia total Pt de la peletizadora se calcula en base a la fuerza que requiere cada rodillo para comprimir el material y a la velocidad tangencial de los rodillos:

$$Pt = v_{tangencial} \times \text{numero de rodillos} \times F = 21853,7004w$$

**Se requiere un aporte energético de 22KW**

### CÁLCULO DE LAS CUCHILLAS DE CORTE

El principio de funcionamiento de la maquina requiere de un sistema que efectúe el corte del pellet a la longitud deseada. Este sistema consiste en una serie de cuchillas acopladas al eje principal de la peletizadora de tal forma que cuando el rodillo ha extruido el pellet en su totalidad, alcanzando la longitud de 3.2cm, inmediatamente cortan el material y el mismo que cae por gravedad a la zona de recepción.

Para que las cuchillas puedan cortar los pellets con la totalidad de la longitud especificada, deben estar ubicadas en una posición más retardada al eje central de los rodillos aproximadamente unos  $7^\circ$ . Como el diseño propuesto está formado por 4 rodillos ubicados a  $90^\circ$  entre sí, también se montarán 4 cuchillas ubicadas  $90^\circ$  entre sí, pero distanciadas de  $6^\circ$  con respecto al eje del rodillo.

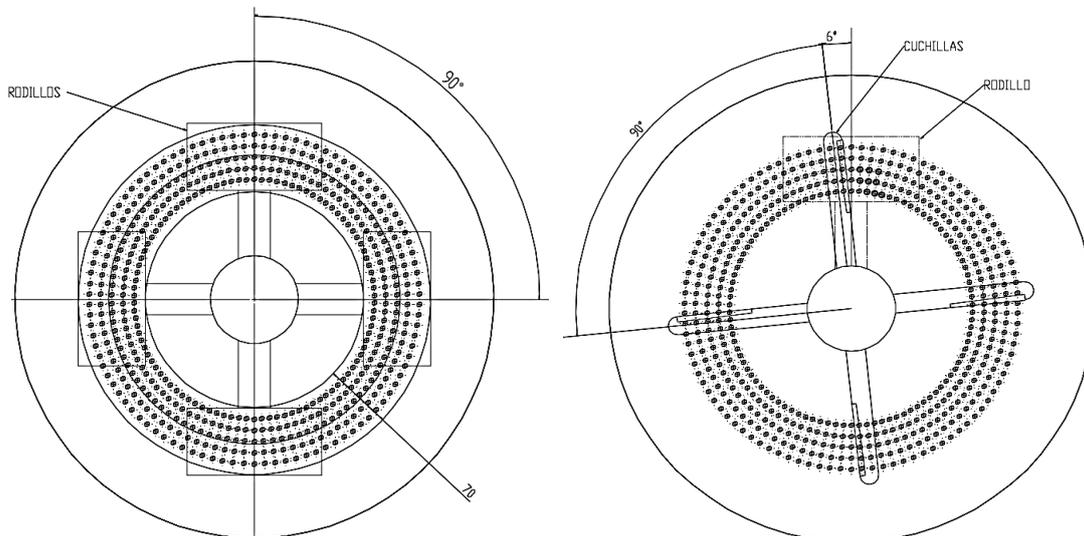


Ilustración 75. Disposición de las cuchillas de corte

El ángulo de incidencia  $\alpha$  es aquel que forma la herramienta con la superficie. Tiene como misión disminuir el rozamiento entre la herramienta y el material, su valor depende del material de la herramienta y el material que se trabaja. Los valores más comunes son entre  $5$  y  $10^\circ$ .

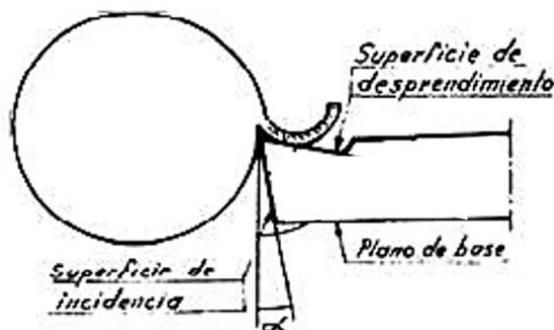


Ilustración 76. Superficie de corte y ángulo de incidencia de una cuchilla

## DESARROLLO DEL TRBAJO

---

La paleta de materiales de corte para madera va desde el material más tenaz hasta el material más duro del mundo, el diamante. Cada herramienta, dependiendo de la metodología de uso hace que cada uno de estos materiales de trabajo de corte tenga su justificación.

Los materiales que generalmente se emplean para esta tipología de cuchillas son aceros para corte rápido. Este material permite adquirir un excelente equilibrio entre dureza y tenacidad incrementando la resistencia al desgaste en el filo y con ello la longevidad de la herramienta.

### FUERZA DE CORTE DE LA CUCHILLA.

La fuerza de corte de la cuchilla se calcula en función de la resistencia cortante o de cizalla ( $\tau_{cort}$ ), su valor se encuentra entre 121 y 175 N/cm<sup>2</sup> en las especies utilizadas habitualmente.

$$\tau_{cort} = \frac{\text{Fuerza de corte}}{\text{Area de corte}}$$

Despejando:

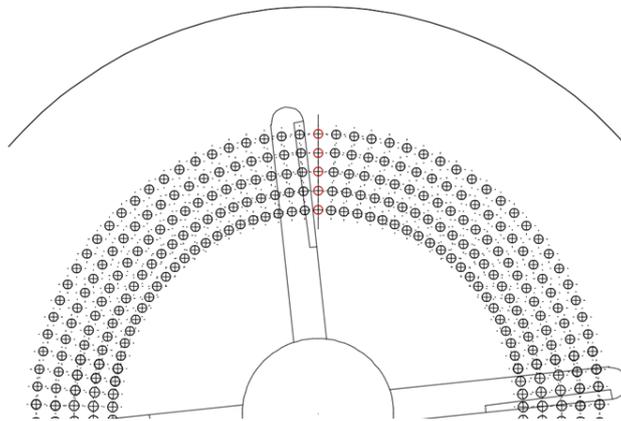
$$\text{Fuerza de corte unitaria} = \tau_{cort} \times \text{Area de corte}$$

Siendo,

$$\text{Area de corte} = \text{Área de un pellet} = 2,82743 \times 10^{-5} \text{m}$$

$$\text{Fuerza de corte unitaria} = 1650000 \times 2,82743 \times 10^{-5} = \mathbf{46,6527N}$$

Cada cuchilla debido a su posición realizara simultáneamente el corte de 5 unidades:



**Ilustración 77.** Vista en planta de la sección de corte

$$\text{Fuerza de corte} = \text{Fuerza de corte unitaria} \times n \text{ cortes}$$

Finalmente:

$$\text{Fuerza de corte} = 46,6527 \times 5 = \mathbf{233,2633N}$$

## DESARROLLO DEL TRBAJO

---

### FUERZA DE FRICCIÓN DE LA CUCHILLA

El proceso de corte no se efectúa de forma ideal, cuando la cuchilla gira para realizar el corte, se origina una fuerza de fricción entre el material y la cuchilla:

$$\text{Fuerza de fricción} = \text{Area de contacto} \times \mu$$

Donde:

$\mu$  Coeficiente de fricción entre la madera y el acero (coeficiente de fricción entre la madera y el acero  $\mu=0.6$ )

Por tanto,

$$\text{Fuerza de fricción} = 0,0013 \times 0.6 = \mathbf{771,8893N}$$

### FUERZA TOTAL DE LA CUCHILLA

Finalmente, la fuerza total que deben de ejercer las cuchillas para realizar el corte de los pellets:

$$\text{Fuerza total} = \text{Fuerza de corte} + \text{Fuerza de fricción}$$

$$\text{Fuerza total} = 771,8893 + 233,2633 = \mathbf{1005,1526N}$$

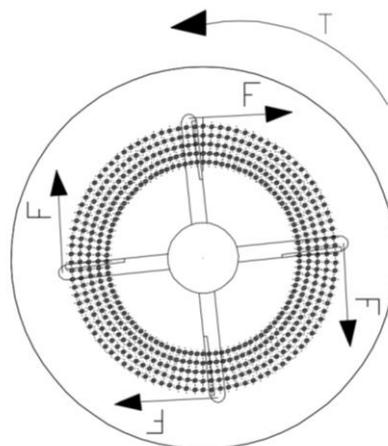
### TORQUE DE LAS CUCHILLAS

El torque originado por la acción de la cuchilla:

$$\text{Torsión en el eje por acción de la cuchilla} = \text{Fuerza total} \times \text{radio de las cuchillas}$$

$$\text{Torsión en el eje por acción de la cuchilla} = \mathbf{1005,1526} \times 0.1838 = 184.7470Nm$$

Puesto que actúan las 4 cuchillas simultáneamente:



**Ilustración 78.** Torque en las cuchillas

$$\text{Torsión en el eje por acción de las cuchillas} = \mathbf{738.9882Nm \sim 739Nm}$$

### **INCREMENTO DE POTENCIA PARA REALIZAR EL CORTE CORTE**

## DESARROLLO DEL TRBAJO

---

La potencia adicional que se requiere para efectuar el corte es:

$$P_{\text{corte}} = \text{Torsión en el eje por acción de las cuchillas} * \text{velocidad de giro eje}$$

$$P_{\text{corte}} = 15.1680\text{Kw}$$

### SELECCIÓN DEL MOTOR

#### POTENCIA Y PAR REQUERIDOS EN EL EJE PRINCIPAL

La potencia y par requeridos en el eje principal corresponde a la suma de los dos elementos de consumo: la potencia para pelletizar  $P_t$  y la potencia de corte  $P_{\text{corte}}$  calculados en los apartados anteriores:

$$P_{\text{total}} = P_t + P_{\text{corte}} = 22\text{KW} + 15.2 = 37.2\text{KW}$$

Del mismo modo, el par Torsor requerido es:

$$T_{\text{total}} = \text{Torsión rodillos compactacion} + \text{Torsión por accion de las cuchillas}$$

$$T_{\text{total}} = 1104.1919 + 739 = 1843.1919\text{Nm}$$

#### SELECCIÓN DEL MOTOR

Se aplica aplicar un factor de servicio  $F_s=1.2$  que corresponde a maquinas traccionadas por un motor eléctrico y que desempeñan un trabajo en continuo sin paradas superior a 15h:

$$P_{\text{motor}} = P_{\text{total}} \times F_s = 37.2 \times 1.2 = 44.64\text{KW}$$

Se selecciona un motor IEC Motor SK 225MH/4 TF de la casa Nord Drivesystems:

Potencia de salida: 45KW

Rpm: 1480rpm

## DESARROLLO DEL TRBAJO

---

### CÁLCULO DE LA TRANSMISIÓN

Existen distintos tipos de transmisiones de potencia, en este proyecto, debido a la baja demanda de velocidad en el eje principal en comparación con la de salida del motor y junto con la necesidad de que se mantenga la potencia es requisito indispensable recurrir a un sistema que actué como reductor.

El sistema de reducción elegido es aquel que forman un tornillo sin fin-corona.

El material empleado para la fabricación de este tipo de transmisión:

- Para el tornillo sinfín se emplean, aceros al carbono de contenido medio (contenido de 0,40 a 0,50 % C) y de aceros de baja aleación al Cr o Cr-Ni.

*Para la ocasión se ha seleccionado un acero al cromo molibdeno F125 (EN 1.7225) que presenta muy buena mecanización y temple superficial. Contenido de carbón alrededor de 0,4, Carga de rotura mínima (N/mm<sup>2</sup>) 600 límite elástico mín. (N/mm<sup>2</sup>) 300 Alargamiento mín. (%) 14*

- Para la corona se emplea bronce, la composición depende de la velocidad de deslizamiento y del esfuerzo de la transmisión.

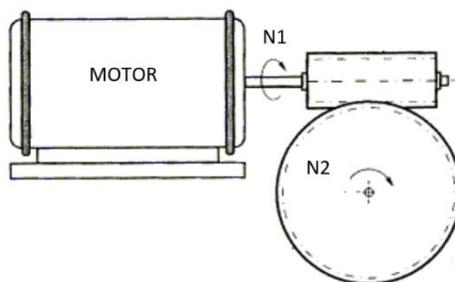
*Para la ocasión se ha seleccionado un bronce al estaño SAE 62 con un porcentaje del 80% con resistencia a la tensión 4000 kg/cm<sup>2</sup> y con valores alrededor de 75-80 de dureza Brinell*

### CÁLCULO DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN

Para el diseño de la transmisión, se partirá de los datos iniciales.

#### PARÁMETROS INICIALES

- *N1 rpm del eje del motor: nd=1480rpm*
- RELACIÓN DE TRANSMISIÓN: *Sistema reductor*



**Ilustración 79.** Velocidades N1 y N2

$$mg = \frac{\text{rpm del motor}}{\text{rpm requeridas en el eje principal}} = \frac{1480}{192.4776} = 7.6$$

## DESARROLLO DEL TRBAJO

---

- *N2 rpm del eje principal de la matriz:  $n_g=196rpm$*
- *Modulo  $m=8$*
- *Los ángulos de presión estándar para los engranajes sin fin son 14.5, 17.5, 20, 22.5, 25, 27.5 o 30. Los mayores ángulos de presión dan resistencias más altas en los dientes, en este caso se utilizará un ángulo de presión  $\varphi=25^\circ$*
- *Distancia entre centros  $C=180mm$  (7.08 in)*

### DIÁMETRO DEL TORNILLO SIN FIN.

El diámetro del tornillo sin fin se puede calcular a partir de la expresión aproximada:

$$ds = \frac{7}{3} C^{0.875}$$

$$ds = \frac{1}{2.2} 7.08^{0.875} = 2.5197in \leftrightarrow \mathbf{64.0004mm}$$

### DIÁMETRO DEL ENGRANE O CORONA

Es el diámetro que ha de tener la corona para un correcto engrane con el sinfín, conociendo el diámetro calculado  $ds$ , se obtiene a partir de la expresión:

$$dg = 2C - ds$$

$$dg = 14.16 - 2.5197 = 11.6403in \leftrightarrow \mathbf{295.6636mm}$$

### LONGITUD DE AVANCE DEL TORNILLO SIN FIN

La distancia que recorre axialmente un punto de la corona por cada revolución del sin fin, se calcula a partir de la expresión:

$$L = \pi \times dg \times \frac{1}{mg}$$

$$L = \pi \times 11.6403 \times \frac{1}{7.6} = 4.8117in \leftrightarrow \mathbf{122.2172mm}$$

### ÁNGULO DE AVANCE DEL SIN FIN

Conociendo que el avance dividido entre la circunferencia de paso  $\pi d$  del sin fin es la tangente de su ángulo de avance.

$$\tan \lambda = \frac{L}{\pi d}$$

El ángulo de avance:

$$\lambda = \mathbf{3.9532^\circ \sim 4^\circ}$$

## DESARROLLO DEL TRBAJO

---

### ÁNGULO DE PENDIENTE DE LA HELICE

Cuando los ejes se cortan 90° el ángulo de pendiente de la hélice y el de avance son iguales. La inclinación del dentado es del mismo sentido tanto en el sinfín como en la corona.

$$\beta = 4^\circ$$

### ANCHO DE CARA MÁXIMO LA CORONA

El ancho de la cara de la corona está limitado por el diámetro del tornillo sin fin. AGMA recomienda un valor máximo para el ancho de cara como:

$$a_{max} = 0.67ds$$

$$a_{max} = 0.67 \times 2.5797 = 1.7284in \sim 43.9014mm$$

### NÚMERO DE DIENTES DE LA CORONA.

Se puede obtener a partir de la expresión que define el módulo de un engranaje: El módulo es la relación entre la medida del diámetro primitivo expresado en milímetros y el número de dientes:

$$me = \frac{dg}{Z}$$

Despejando en la expresión en base al diámetro de la corona y al módulo se determina el número de dientes de la corona:

$$Z_{corona} = \frac{dg}{me}$$

$$Z_{corona} = Ng = \frac{295.6636}{8} = 36.9580 \sim 37 \text{dientes}$$

### NÚMERO DE CUERDAS DEL SIN FIN

Al número de cuerdas  $N_x$  sobre el tornillo sin fin se le conoce también como inicios. Para determinar su valor se iguala el paso axial  $p_x$  del tornillo y el paso circular  $p_c$  de la corona.

$$p_x = p_c$$

Donde:

$$p_x = \frac{L}{N_x}; p_c = \frac{\pi \times dg}{Ng}$$

## DESARROLLO DEL TRBAJO

---

Siendo:

*dg es el diámetro de paso*

*Ng es el número de dientes del engrane*

*Nx es el número de inicios del tornillo (se encuentra típicamente entre 1 y 10 en los engranajes sin fi n comerciales)*

Despejando Nx de la expresión:

$$\frac{L}{Nx} = \frac{\pi \times dg}{Ng} \rightarrow Nx = \frac{L \times Ng}{\pi \times dg}$$

$$Nx = \frac{L \times Ng}{\pi \times dg} = \frac{4.8117 \times 37}{\pi \times 11.6403} = 4.8684 \sim \mathbf{5 \text{ inicios}}$$

### PASO DEL TORNILLO Y LA CORONA

Partiendo de la expresión definida en el punto anterior, se puede determinar el paso de la corona y el tornillo sin fin:

$$px = pc$$

A partir, por ejemplo, de la ecuación que define el paso del tornillo sin fin:

$$px = \frac{L}{Nx} \rightarrow \frac{4.8117}{4.8684} = 0.9884in \sim 25.1054mm$$

Por tanto,

$$px = pc = \mathbf{0.9884in \sim 25.1054mm}$$

### DIMENSIONES DEL DENTADO DE LA CORONA.

Las dimensiones del diente se pueden calcular a partir del paso circular de la corona:

- ALTURA DE LA CABEZA

La altura de la cabeza a se conoce como adendum y se calcula a partir de la expresión:

$$ad = 0.3183 \times pc$$

$$ad = 0.3183 \times 0.9884 = 0.3146in \sim \mathbf{7.9908mm}$$

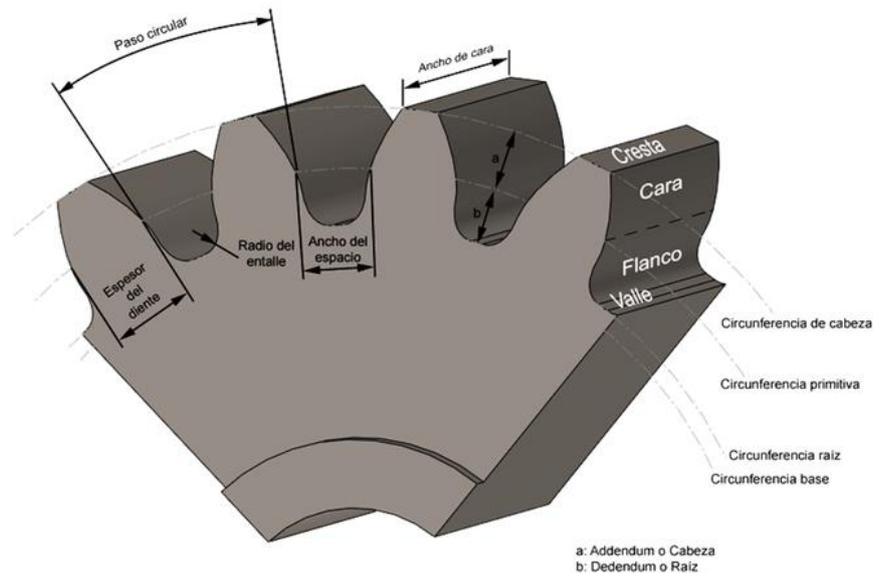
- ALTURA DE LA RAIZ

La altura de la raíz b se conoce como dedendum y se calcula a partir de la expresión:

$$br = 0.3683 \times pc$$

$$a = 0.3683 \times 0.9884 = 0.3640in \sim \mathbf{9.2456mm}$$

## DESARROLLO DEL TRBAJO



**Ilustración 80.** Dimensiones de la corona

- ALTURA TOTAL DE DIENTE

La altura total del diente h:

$$h = ad + br$$

$$h = 0.3146 + 0.3640 = 0.6786 \sim \mathbf{17.2364mm}$$

### **POTENCIA DE ENTRADA**

La AGMA define la potencia permisible de entrada  $\Phi$  de potencia como:

$$\Phi = \Phi_0 + \Phi_I$$

Donde:

$\Phi_I$  es la pérdida de potencia por fricción en el engranado

$\Phi_0$  es la potencia de salida

Para el cálculo de la potencia de entrada se requiere determinar previamente la pérdida de potencia por fricción y la potencia de salida:

La potencia de salida  $\Phi_0$  se define como:

$$\Phi_0 = \frac{nd \times Wtg \times dg}{126000 \times mg}$$

## DESARROLLO DEL TRBAJO

---

y la pérdida de potencia  $\Phi I$  se define como

$$\Phi I = \frac{Vt \times Wf}{33000}$$

Por tanto, previamente se deben de calcular otros valores necesarios como:

*Vt velocidad tangencial en el diámetro del sin fin*

*Wtg carga tangencial*

*Wf fuerza de fricción*

### CÁLCULO DE LOS PARÁMETROS PREVIOS

- **VELOCIDAD TANGENCIAL EN EL DIÁMETRO DEL TORNILLO SIN-FIN (Vt).**

#### FACTOR DEL MATERIAL (Cs)

El engrane requiere fabricarse con un material blando, así como lo suficientemente manipulable para funcionar y amoldarse al tornillo sin fin duro y en condiciones de alto deslizamiento. Por ello, tal y como se ha mencionado al inicio de este punto el material más empleado es el bronce.

El factor de material definido por la AGMA para bronce fundido en frío:

$$\text{Para distancia entre centros: } C < 8in \quad Cs = 1000$$

#### FACTOR DE CORRECCIÓN DE RAZÓN (Cm)

El factor de corrección de razón definido por la AGMA:

*Para relacion de transmisión comprendida entre los valores: 3 < mg < 20*

$$Cm = 0.0200\sqrt{-mg^2 + 40mg - 76} + 0.46$$

$$Cm = 0.0200\sqrt{170.24} + 0.46 = \mathbf{0.7210}$$

### VELOCIDAD TANGENCIAL EN EL DIÁMETRO DEL TORNILLO SIN-FIN (Vt).

Se calcula a partir de la expresión:

$$Vt = \frac{\pi \times nd \times d}{12\cos\lambda}$$

$$Vt = \frac{\pi \times 1480 \times 2.5197}{12\cos 4} = \mathbf{978.6748 fpm \sim 4.9717 m/s}$$

## DESARROLLO DEL TRBAJO

---

- **CÁLCULO DE LA CARGA TANGENCIAL SOBRE EL ENGRANE (Wtg).**

### FACTOR DE VELOCIDAD (Cv).

Se emplea la velocidad tangencial calculada anteriormente para obtener el factor de velocidad Cv. AGMA establece que:

*Para velocidad tangencial comprendida entre los valores:  $700 < Vt < 3000$  fpm*

$$Cv = 13.31Vt^{-0.571}$$

Por tanto,

$$Cv = 13.31 \times 978.6748^{-0.571} = \mathbf{0.2609}$$

### CARGA TANGENCIAL (Wtg)

Se obtiene la carga tangencial sobre la rueda Wtg con la ecuación:

$$Wtg = Cs \times Cm \times Cv \times dg^{0.8} \times amax$$

De este modo:

$$Wtg = 1000 \times 0.7210 \times 0.2609 \times 11.6403^{0.8} \times 1.7284 = \mathbf{2316.4607lb \sim 10.5073KN}$$

- **CALCULO DE FUERZA DE FRICCIÓN SOBRE EL ENGRANE (Wf).**

### COEFICIENTE DE FRICCIÓN ( $\mu$ )

El coeficiente de fricción en un engrane acoplado sin fin no es constante. Es una función de la velocidad. La AGMA sugiere:

*Para velocidad tangencial :  $10 < Vt$  fpm*

$$\mu = 0.103e^{(-0.110Vt^{0.450})} + 0.012$$

*El coeficiente de fricción:*

$$\mu = 0.103e^{(-0.110 \times 978.6748^{0.450})} + 0.012 = \mathbf{0.0210}$$

### FUERZA DE FRICCIÓN (Wf)

La fuerza de fricción Wf sobre el engrane es:

$$Wf = \frac{\mu \times Wtg}{\cos \lambda \times \cos \phi}$$

$$Wf = \frac{0.0210 \times 2316.4607}{\cos 4 \times \cos 25} = \mathbf{53.8053lb}$$

## DESARROLLO DEL TRBAJO

---

### CÁLCULO DE LA POTENCIA DE ENTRADA

Una vez calculados todos aquellos parámetros que definen a la potencia nominal de salida y a la pérdida de potencia por fricción se procede a calcular la potencia de entrada:

- **POTENCIA NOMINAL DE SALIDA ( $\Phi_o$ )**

$$\Phi_o = \frac{nd \times Wtg \times dg}{126000 \times mg}$$

$$\Phi_o = \frac{1480 \times 2316.4607 \times 11.6403}{126000 \times 7.6} = \mathbf{41.6741Hp}$$

- **PERDIDADA DE POTENCIA POR FRICCIÓN ( $\Phi_l$ )**

$$\Phi_l = \frac{Vt \times Wf}{33000}$$

$$\Phi_l = \frac{978.6748 \times 53.8053}{33000} = \mathbf{1.5957Hp}$$

Finalmente:

- **POTENCIA DE ENTRADA ( $\Phi$ )**

$$\Phi = \Phi_o + \Phi_l$$

$$\Phi = \mathbf{43.2698Hp}$$

### EFICIENCIA DE ENGRANE

Como análisis de los datos anteriores se puede obtener la eficiencia de engrane, esta relaciona la cantidad de potencia que se puede transmitir en la salida en relación a la que se recibe en la entrada. Para verificar la veracidad de los cálculos, este valor debería de ser mayor que 1 ya que de lo contrario no se estaría efectuando una transmisión de potencia.

$$\eta = \frac{\Phi_o}{\Phi}$$

$$\eta = \frac{41.6741}{43.2698} = \mathbf{0.9631}$$

# DESARROLLO DEL TRBAJO

---

## DISEÑO DEL EJE PRINCIPAL

Para el cálculo del eje se va a emplear el siguiente procedimiento:

En primer lugar, se define una geometría preliminar en base a los requerimientos funcionales que ha de satisfacer el eje: elementos de transmisión, rodamientos, retenes...

En segundo lugar, se definen las cargas y se procede al cálculo estático obteniendo las reacciones en los apoyos, diagrama de momentos y tensiones en el eje.

A partir de los datos obtenidos y aplicando la ecuación de la Teoría del Esfuerzo Cortante Máximo (TECM) se obtiene el diámetro mínimo para la sección más cargada. De esta manera ya se puede definir una geometría más completa del eje.

Por ultimo empleando un software de cálculo, partiendo de la geometría básica anterior, las cargas, material de fabricación y parámetros de diseño y calculo (velocidad, coeficientes de seguridad, deformaciones admisibles...) se realiza el cálculo estático y a resistencia teniendo en consideración los rodamientos. De este modo se puede definir la geometría y rodamientos con los que el eje dará el servicio más óptimo.

## GEOMETRÍA PRELIMINAR DEL EJE

### ELEMENTOS QUE IRÁN MONTADO SOBRE EL EJE

Los elementos básicos que se instalan en el eje son:

- Dos rodamientos que permiten el giro estable del eje sobre las unidades estáticas: matriz y carcasa de la máquina.
- Un para ubicar la corona del sistema de transmisión.
- Un elemento de acople para ubicar las cuchillas de corte
- Dos retenes que asuraran la estanqueidad entre eje y caja de transmisión.
- Un sello radial para proteger los elementos móviles adyacentes a la cámara de pelletizado.
- Un elemento de acople para ubicar el elemento central con los rodillos.
- Una tuerca para regular la posición en el eje del elemento central.
- Dos bridas de fijación, para fijar los rodamientos axialmente.

## DESARROLLO DEL TRBAJO

---

### DISPOSICIÓN EN EL EJE Y GEOMETRÍA BÁSICA.

El eje está compuesto por cinco secciones de distinto tamaño:

- **La sección 1:** Soporta todo el peso del eje. Alberga un rodamiento fijado axialmente por su lado derecho a la sección 2 y a una tapa rectangular en el izquierdo.
- **Sección 2:** Enlaza con la caja de transmisión. contiene una ranura para junta torica o-ring ISO-3601-2 para asegura la estanqueidad.
- **La sección 3:** Es la más extensa y la de mayor diámetro. El extremo que conecta con la sección 2 contiene un estriado DIN 5472 donde ira acoplada la corona de la transmisión. Próxima al extremo contrario coexiste una ranura para chaveta DIN 6885 donde se ubican las cuchillas de corte. Aproximadamente a la mitad de la sección donde el eje interfiere con la caja de la transmisión se encuentra una ranura para junta torica o-ring ISO-3601-2 para preservar la estanqueidad y proteger al sistema de la inclusión de partículas sólidas.
- **La sección 4:** Permite el giro del eje sobre la matriz. Cuenta con un rodamiento fijado en su lado izquierdo a la sección 3 y en su derecho con una tapa que asegura el montaje. Entre ambos componentes se ubica un sello radial ISO 6194-1 para proteger el rodamiento y el resto de componentes de las partículas de polvo de madera generadas en la zona de compactación.
- Por último, la **sección 5:** ubica el sistema de compactado. Los rodillos y ejes están unidos mediante una pieza central que conecta con el eje mediante un acople de chaveta DIN 6885. El extremo superior contiene un roscado de forma que empleando una tuerca se puede regular la distancia matriz-rodillos.

### ESPECIFICACIONES INICIALES: VELOCIDAD DE GIRO Y POTENCIA DE TRANSMISIÓN

El eje es el elemento destinado a transmitir el par y velocidad de giro necesarios para el compactado de las astillas, desde el sistema de transmisión sin fin-corona a los rodillos.

La velocidad de giro del eje corresponde a la velocidad de rotación de la corona **ng=196rpm, en sentido horario.**

Como se ha calculado en los apartados previos, el par total de transmisión que debe transmitir el eje es la suma del par requerido en los rodillos para el compactado y el par requerido en las cuchillas de corte para el cizallado:

$$PAR \ DE \ TRANSMISIÓN = T \ por \ acción \ de \ las \ cuchillas + T \ por \ acción \ de \ los \ rodillos$$

Siendo:

Tcuchillas = 739Nm; Trodillos = 1104.1919Nm

## DESARROLLO DEL TRBAJO

---

Por tanto:

$$T_{total} = 1104.1919 + 739 = 1843.1919Nm$$

**Potencia de transmisión: 37.8316Kw**

### REQUISITOS ADICIONALES

En primer lugar, los coeficientes de seguridad, empleado la bibliografía, los coeficientes más empleados para acero, metales dúctiles:

- Para el cálculo de resistencia máxima  $S_{min}$  fatiga entre 3 y 4
- Para el cálculo de resistencia de fluencia  $S_{min}$  estática entre 1.5 y 2

**Para el eje de estudio se establece  $S_{min}$  fatiga = 3 ;  $S_{min}$  estática = 2**

En segundo lugar, la deflexión máxima debida a la flexión permisible, para árboles que soportan ruedas dentadas:

- Deflexión longitudinal, se puede calcular como  $y_{max} = 0.01 * \text{distancia entre apoyos} = 0.002 * 379 = 0.758mm$
- Deflexión angular máxima en el asiento de las ruedas dentadas = 0.001 rad; En el asiento de rodamientos cónicos = 0.0016rad

### ESFUERZOS EL EJE Y CÁLCULO ESTÁTICO.

#### ESFUERZOS

- El sistema de transmisión genera un momento torsor impulsor  $T_{total}$  al eje y una Fuerza radial  $F_r$ .
- El corte de las cuchillas genera un momento torsor de salida  $T_{cuchillas}$  (en sentido opuesto a  $T_{total}$ ).
- El movimiento del sistema de extrusión que conforman los rodillos genera un momento torsor de salida  $T_{rodillos}$  (en sentido opuesto a  $T_{total}$ ).
- El peso del sistema de extrusión y el propio peso del eje junto con los elementos que lo integran generan una fuerza axial  $F_{axial}$  sobre el mismo.

## DESARROLLO DEL TRBAJO

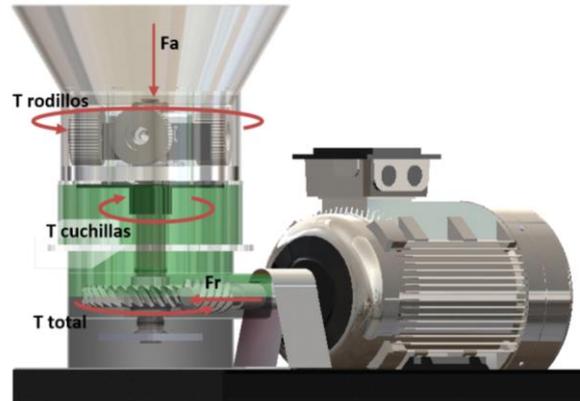


Ilustración 81. Fuerza y par en el eje de la prensa. Perspectiva

Analizando más detenidamente el eje principal para su cálculo:

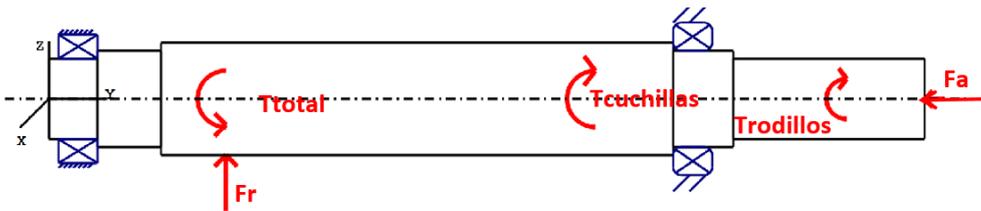


Ilustración 82. Fuerzas y momentos en el eje de la prensa. Vista esquemática

### MOMENTOS TORSORES EN EL EJE (T)

- MOMENTO TORSOR POR ACCIÓN DE LAS CUCHILLAS ( $T_{cuchillas} = 739\text{Nm}$ )
- MOMENTO TORSOR POR ACCIÓN DE LA COMPACTACIÓN ( $T_{rodillos} = 1104.1919\text{Nm}$ )
- MOMENTO TORSOR DE TRANSMISIÓN O TATAL EN EL EJE ( $T_{total}=1843.1919\text{Nm}$ )

### FUERZA RADIAL PRODUCIDAS POR LA TRANSMISIÓN (Fr)

La fuerza radial que se genera en sentido radial sobre el eje por acción de la transmisión se puede calcular como:

$$Fr = \frac{\cos \phi \times Wtg}{\cos \lambda}$$

$$Fr = \frac{\tan 25 \times 2316.4607}{\cos 4} = \mathbf{1082.8211lb \sim 4.8166KN}$$

## DESARROLLO DEL TRBAJO

### FUERZA AXIAL PRODUCIDA POR LA TRANSMISIÓN POR EL PROPIO PESO DEL SISTEMA DE COMPACTACIÓN, LAS CUCHILLAS Y EL EJE (Fa)

Para calcular esta fuerza, se estima los pesos de forma aproximada mediante un software de Cad solidworks del sistema de compactado (rodillos, ejes, estructura de unión, rodamientos...), cuchillas de corte y el propio peso del eje.

- SISTEMA DE COMPACTADO= 17 (pieza unión) + 28.4 (rodillos) + 2.4 eje rodillos +0.8 (rodamientos, tapas, retenes) KG
- CUCHILLAS= 1.183 KG
- PESO PROPIO DEL EJE=16KG
- CORONA DE LA TRANSMISIÓN

Con la acción de la gravedad :  $Fa = 510 N$

### REACCIONES SOBRE LOS SOPORTES.

A partir del diagrama de solido libre, que consiste en el equilibrio de fuerzas originadas en el eje, se obtienen fuerzas de reacción que se originan en los apoyos.

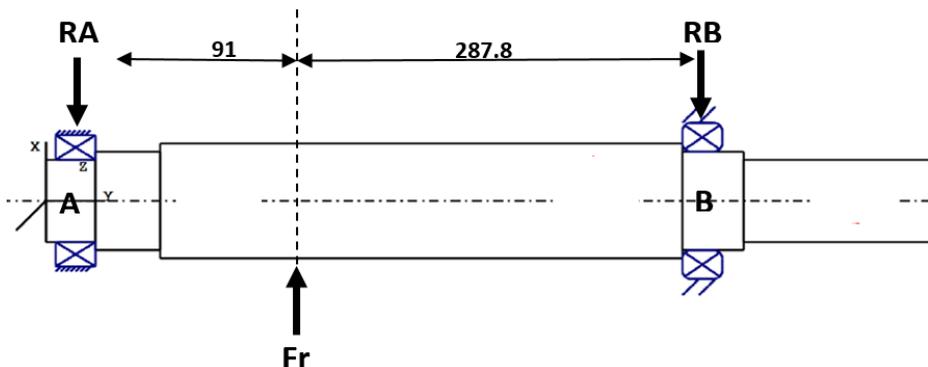


Ilustración 83. Reacciones sobre los soportes del eje principal de la prensa

$$\sum M \text{ en } A = 0$$

$$-RB(0.319) + Fr(0.0912) = 0$$

$$RB = \frac{4.8166(0.0912)}{(0.3788)}$$

$$RB = 1.1KN$$

## DESARROLLO DEL TRBAJO

$$\sum F \text{ en } X = 0$$

$$Fr - RA - RB = 0$$

$$RA = 4.8166 - RB$$

$$RA = 3.6KN$$

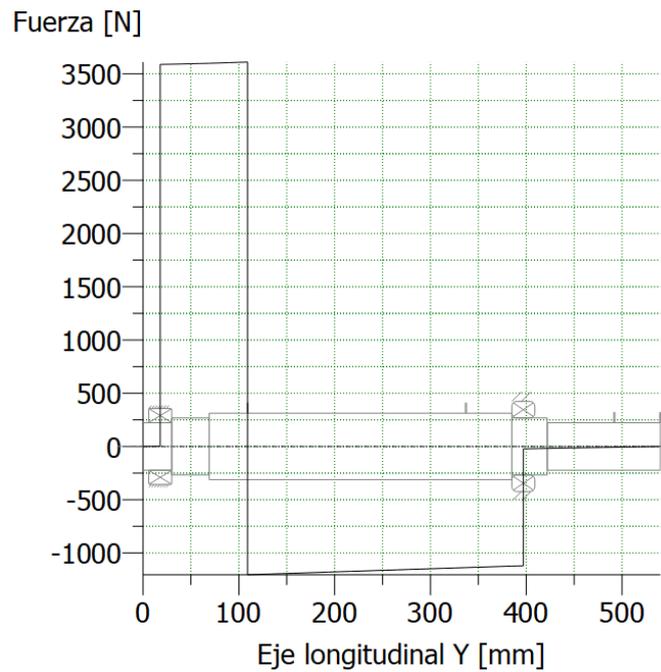
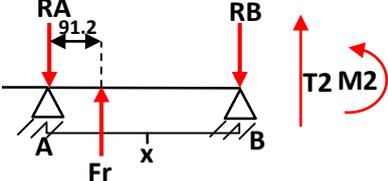


Ilustración 84. Diagrama de esfuerzos en el eje principal de la prensa

### MOMENTO FLECTOR Y ESFUERZO CORTANTE MÁXIMOS

	<p><b>SECCIÓN <math>0 \leq x &lt; 0.0912</math></b></p> $\sum M \text{ en } X = 0$ $\sum T \text{ en } Y = 0$ $T1 = RA = 3.6KN$ $M1 = RA \times x$
--	--

## DESARROLLO DEL TRBAJO

	<p style="text-align: center;"><b>SECCIÓN <math>136.7 \leq x \leq 478</math></b></p> $\sum M \text{ en } X = 0$ $\sum T \text{ en } Y = 0$ $M2 = Fr(x - 0.1367) - RAx$ $T2 = Fr - RA = 1.1KN$
---	---

Por tanto,

- **ESFUERZO CORTANTE MÁXIMO:**

$$T1 = 3.6 \text{ kN}$$

$$T2 = 1.1 \text{ kN}$$

- **MOMENTO FLECTOR MÁXIMO:**

$$M1 = 328.3 \text{ Nm}$$

$$M2 = 0 \text{ Nm}$$

### **DIMENSIONADO DEL DIÁMETRO DEL EJE PRINCIPAL**

Al tratarse de un eje dúctil y uniforme de sección transversal circular se aplican la ecuación de diseño de la Teoría del Esfuerzo Cortante Máximo (TECM) para obtener el diámetro mínimo en la sección más cargada y por tanto la más desfavorable resistivamente:

$$\left(\frac{S_y \times \pi}{4N}\right)^2 d^6 - (F)^2 d^2 - (16MF)d - 64(M^2 + T^2) = 0$$

Siendo,

*N el coeficiente de seguridad. En base a las necesidades, situación y uso de la maquina se ha establecido su valor  $n=2$*

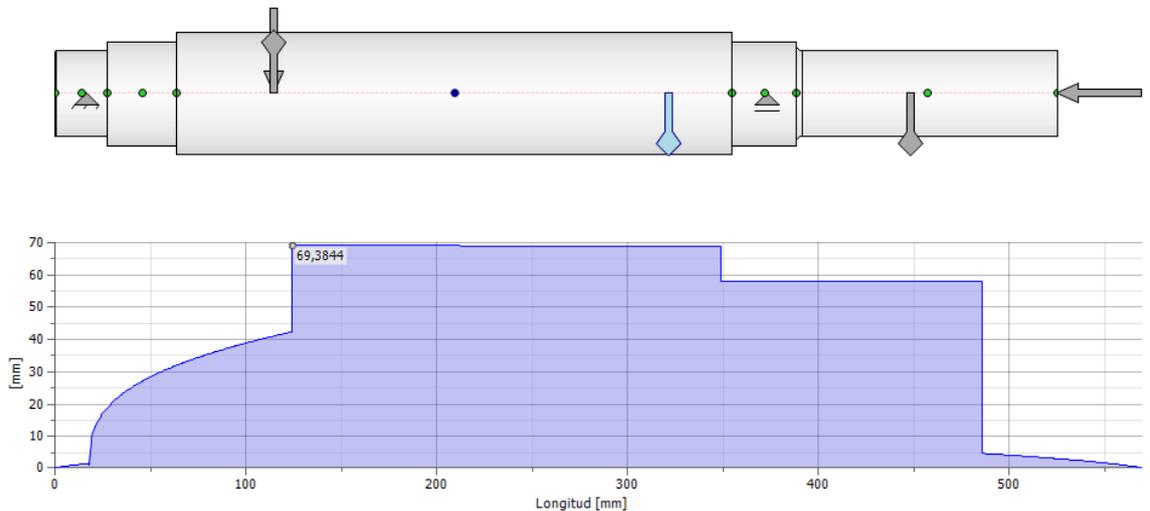
*M, T serían las cargas pico máximas. Su valor se toma siempre positivo, independientemente de si producen tracción o compresión.*

*F Fuerza axial*

*$S_y = 500 \text{ MPa}$ , corresponde al acero 1053 estirado en frio. Se trata de un acero con composición media de carbono, no aleado, con una resistencia media y con buena maquinabilidad. Se ha escogido por ser uno de los más empleados en la fabricación de piezas mecánicas cumpliendo los requerimientos resistivos necesarios con un coste moderado.*

## DESARROLLO DEL TRBAJO

Extrapolando este cálculo a todas las secciones del eje mediante el asistente de cálculo para ejes del software inventor se obtiene:



**Ilustración 85.** Grafico del diámetro mínimo en el eje de la prensa. Software Inventor

- **Sección 1:** El diámetro máximo no es determinante se escoge un diámetro  $d_1=50\text{mm}$
- **Sección 2:** El diámetro máximo debería de estar comprendido entre 20 y 35mm se escoge  $d_2=60\text{mm}$
- **Sección 3:** Es la más crítica, El diámetro máximo debería de ser mayor que 69.4mm, se escoge  $d_3=70\text{mm}$
- **Sección 4:** Es la segunda más crítica, El diámetro máximo debería de ser mayor que 55mm, se escoge  $d_4=60\text{mm}$
- **Sección 5:** El diámetro máximo debería de ser mayor que 55mm en el primer cuarto, pero no es crítico en el resto de la sección, se escoge un  $d_5=50\text{mm}$  para toda la sección.

### CÁLCULO FINAL DEL EJE MEDIANTE SOFTWARE

#### DATOS DE ENTRADA

Longitud (mm) 540.000

Velocidad (1/min) 196.00

Sentido de giro: en el sentido de las agujas del reloj

Material C45

- *Módulo de elasticidad (N/mm<sup>2</sup>) 206000.000*

## DESARROLLO DEL TRBAJO

---

- *Número de Poisson un 0.300*
- *Peso específico (kg/m³) 7830.000*
- *Coefficiente de dilatación térmica (10<sup>-6</sup>/K) 11.500*

Peso del árbol (kg) 13.479

Momento de inercia de masa (kg\*mm<sup>2</sup>) 7299.242

Momento de inercia GD2 (Nm<sup>2</sup>) 0.286

### **PARÁMETROS DE CÁLCULO**

Método de cálculo DIN 743

Seguridad nominal, calculo estático 2

Seguridad nominal, calculo fatiga 3

Duración mínima exigida 20000000H

### **CONTORNO EXTERIOR**

Los datos introducidos al programa son:

- Sección 1: cilindro macizo de 0 a 30mm
  - Diámetro (mm) [d] 50.0000
  - Longitud (mm) [l] 30.0000
  - Rugosidad (µm) [Rz] 8.0000
- Sección 2: cilindro macizo de 30 a 69.15mm

Diámetro (mm) [d] 60.0000

Longitud (mm) [l] 39.1500

Rugosidad (µm) [Rz] 8.0000

Contiene:

- Ranura cuadrada (Ranura rectangular) a 20.200mm

Ancho b=7.20 (mm), Profundidad t=4.00 (mm), Redondeo r=0.30 (mm)

## DESARROLLO DEL TRBAJO

---

- Sección 3: cilindro macizo de 69.15mm a 385 mm

Diámetro (mm) [d] 70.0000

Longitud (mm) [l] 315.8500

Rugosidad ( $\mu\text{m}$ ) [Rz] 8.0000

Contiene:

- Estriado DIN 5472 de 35.1mm a 103.2mm

diámetro de cresta  $d_a=70.00$  (mm), diámetro de fondo  $d_f=62.00$  (mm), numero de estrías  $z=6$ , longitud  $l=68.10$  (mm)

- Ranura de chaveta DIN 6885 de 304mm a 360 mm

Longitud  $l=56.00$  (mm)

- Ranura cuadrada (Ranura rectangular)

Ancho  $b=7.20$  (mm), Profundidad  $t=4.00$  (mm), Redondeo  $r=0.30$  (mm)

- Sección 4: cilindro macizo de 385 a 422mm

Diámetro (mm) [d] 60.0000

Longitud (mm) [l] 37.0000

Rugosidad ( $\mu\text{m}$ ) [Rz] 8.0000

- Sección 5: cilindro macizo de 422mm a 570mm

Diámetro (mm) [d] 50.0000

Longitud (mm) [l] 118.0000

Rugosidad ( $\mu\text{m}$ ) [Rz] 8.0000

Contiene:

- Radio izquierda (Radio izquierdo)

$r=3.00$  (mm),

- Ranura de chaveta (Ranura de chaveta) DIN 6885 de 452.mm a 532.mm

$l=80.00$  (mm)

- Roscado de 540 a 570mm

# DESARROLLO DEL TRBAJO

---

## FUERZAS

Se introducen cuatro cargas estáticas al programa que corresponden a las citadas anteriormente generadas en la transmisión, cuchillas de corte, rodillos y peso propio:

### Fuerza céntrica 1

Denominación en el modelo TRANSMISIÓN  
Posición en el árbol (mm) [ylocal] 109.2000  
Posición en el sistema global (mm) [yglobal] 109.2000  
Longitud de la aplicación de la fuerza (mm) 0.0000  
Potencia (kW) 37.8316 accionado (accionamiento)  
Momento torsor (Nm) 1843.1919  
Fuerza axial (N) 0.0000  
Fuerza transversal X (N) 0.0000  
Fuerza transversal Z (N) 4816.0000  
Momento flector X (Nm) 0.0000  
Momento flector Z (Nm) 0.0000

### Fuerza céntrica 2

Denominación en el modelo CUCHILLAS  
Posición en el árbol (mm) [ylocal] 337.0000  
Posición en el sistema global (mm) [yglobal] 337.0000  
Longitud de la aplicación de la fuerza (mm) 0.0000  
Potencia (kW) 15.1680 impulsor (salida)  
Momento torsor (Nm) -739.0000  
Fuerza axial (N) 0.0000  
Fuerza transversal X (N) 0.0000  
Fuerza transversal Z (N) 0.0000  
Momento flector X (Nm) 0.0000  
Momento flector Z (Nm)

## DESARROLLO DEL TRBAJO

---

### **Fuerza céntrica 3**

Denominación en el modelo RODILLOS

Posición en el árbol (mm) [ylocal] 492.0000

Posición en el sistema global (mm) [yglobal] 492.0000

Longitud de la aplicación de la fuerza (mm) 0.0000

Potencia (kW) 22.6636 impulsor (salida)

Momento torsor (Nm) -1104.1919

Fuerza axial (N) 0.0000

Fuerza transversal X (N) 0.0000

Fuerza transversal Z (N) 0.0000

Momento flector X (Nm) 0.0000

Momento flector Z (Nm)

### **Fuerza céntrica 4**

Denominación en el modelo PESO PROPIO

Posición en el árbol (mm) [ylocal] 540.0000

Posición en el sistema global (mm) [yglobal] 540.0000

Longitud de la aplicación de la fuerza (mm) 0.0000

Potencia (kW) 0.0000

Momento torsor (Nm) -0.0000

Fuerza axial (N) -510.0000

Fuerza transversal X (N) 0.0000

Fuerza transversal Z (N) 0.0000

Momento flector X (Nm) 0.0000

Momento flector Z (Nm)

# DESARROLLO DEL TRBAJO

## RODAMIENTOS

La selección de los rodamientos se ha realizado en función de la funcionalidad, sencillez, coeficiente de seguridad estática y vida útil.

En lo que se refiere a funcionalidad, en este caso la velocidad no es un factor determinante, pero sí lo son las cargas, este eje está sometido tanto a cargas axiales como radiales.

Tipos de rodamientos	Rodamientos rígidos de bolas	Rodamientos de bolas a contacto angular	Rodamientos de doble hilera de bolas a contacto angular	Rodamientos de bolas a contacto angular apareados	Rodamientos autoalineables de bolas	Rodamientos de rodillos cónicos	Rodamientos de 2 y 4 hileras de rodillos cónicos	Rodamientos de rodillos esféricos	Rodamientos axiales de bolas
Características									
Capacidad de manejo de carga									
Carga radial									
Carga axial									

Ilustración 86. Tipos de rodamientos y tipos de cargas que soportan

La sencillez está relacionada con el coste y es que como es obvio cuando menos usual sea un tipo o modelo de rodamiento mayor coste consecuentemente mayor dificultad para obtener repuestos.

El coeficiente de seguridad estática  $S_0$  aparte de ser una medida de cálculo estático, también está relacionado con el coste y es que permite valorar el sobredimensionamiento del equipo pudiendo comparar distintos tamaños de rodamiento por tal de hacer la elección más óptima.

Por último, la vida útil, es la duración estimada puede soportar a una determinada velocidad antes de que aparezca el primer indicio de fatiga: Para una máquina que trabaja 8 horas diarias en continuo utilizando plenamente sus capacidades es de **20000 horas**.

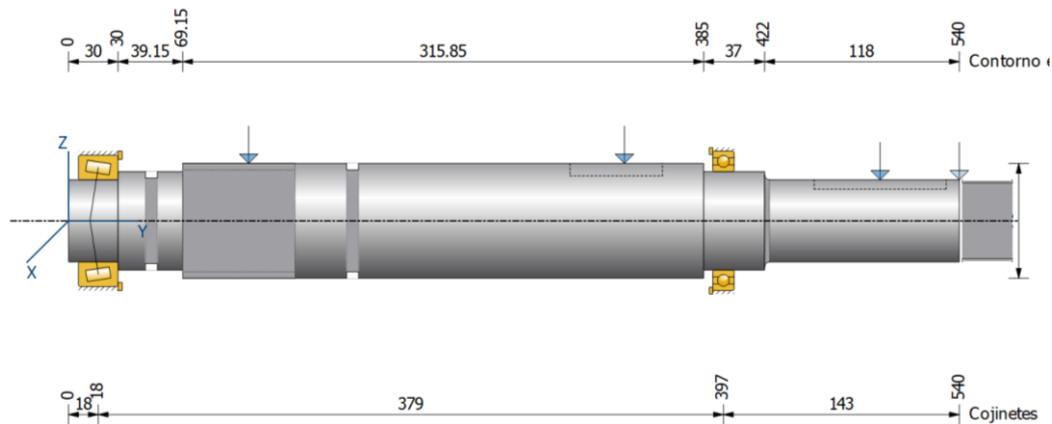
# DESARROLLO DEL TRBAJO

	Horas de funcionamiento
Electrodomésticos, máquinas agrícolas, instrumentos, equipos técnicos de uso médico	300 ... 3 000
Máquinas utilizadas intermitentemente o durante breves períodos: herramientas eléctricas portátiles, dispositivos de elevación en talleres, máquinas y equipos para la construcción	3 000 ... 8 000
Máquinas utilizadas intermitentemente o durante breves períodos donde se requiere una alta confiabilidad de funcionamiento: ascensores (elevadores), grúas para productos embalados o eslingas para tambores, etc.	8 000 ... 12 000
Máquinas para 8 horas de trabajo diario, no siempre utilizadas al máximo: transmisiones por engranajes de uso general, motores eléctricos para uso industrial, trituradoras giratorias	10 000 ... 25 000
Máquinas para 8 horas de trabajo diario utilizando plenamente sus capacidades: herramientas mecánicas, máquinas para carpintería, máquinas para la industria de la ingeniería, grúas para materiales a granel, ventiladores, cintas transportadoras, equipos de impresión, separadores y centrifugadoras	20 000 ... 30 000
Máquinas para 24 horas de trabajo continuo: unidades de engranajes para laminadoras, maquinaria eléctrica de tamaño medio, compresores, tornos de extracción para minas, bombas, maquinaria textil	40 000 ... 50 000
Maquinaria para energía eólica, incluidos los rodamientos del eje principal, de orientación, de la caja de engranajes de cambio de paso, del generador	30 000 ... 100 000
Maquinaria para abastecimiento de agua, hornos giratorios, máquinas de trenzado de cables, maquinaria de propulsión para buques de alta mar	60 000 ... 100 000
Máquinas eléctricas de gran tamaño, plantas de generación de energía, bombas para minas, ventiladores para minas, rodamientos para ejes en túnel para buques de alta mar	100 000 ... 200 000

**Ilustración 87.** Vida mínima de los rodamientos en función del tipo de maquina

En base a estas variables se plantean dos montajes:

1. Por una parte, un montaje compuesto por un rodamiento de rodillos cónicos de una hilera dispuesto de espaldas y fijo en el lado derecho de forma que absorbería las cargas axiales y un rodamiento de bolas de una hilera fijo en el lado izquierdo.



## RESULTADO

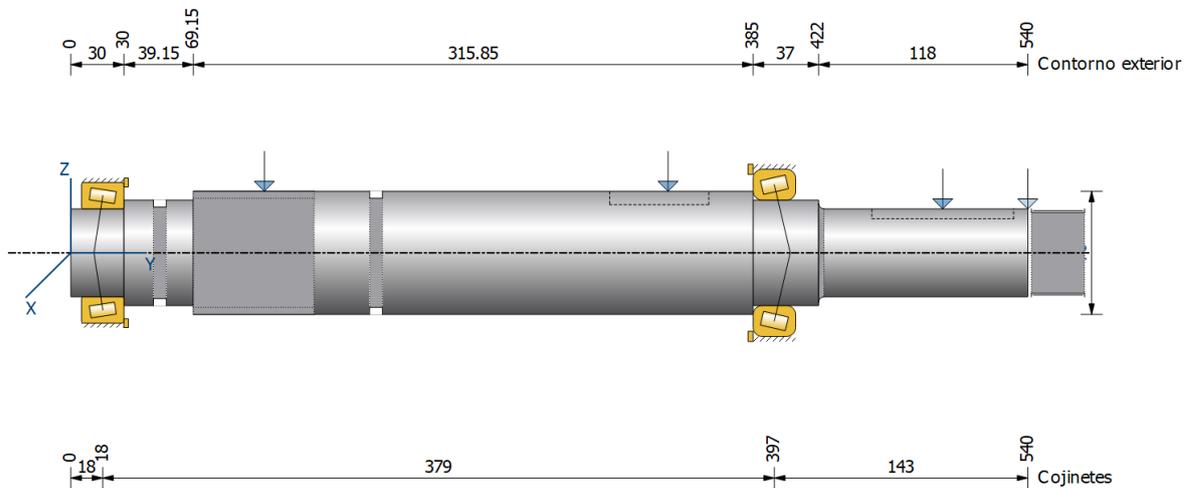
### Resultados

Flexión máxima		21.16 $\mu\text{m}$
Tensión de referencia máxima		77.94 $\text{N/mm}^2$
Vida útil del cojinete mínima		20502.83 h
Seguridad estática del cojinete mínima		10.23
<b>Vida útil del cojinete</b>	<b>S0</b>	<b>Lnh</b>
Rodamientos	28.65	> 1000000 h
Rodamientos	10.23	20503 h

**Ilustración 88.** Configuración de rodamientos 1 en el eje de la prensa

## DESARROLLO DEL TRBAJO

2. Por una parte, un montaje compuesto por dos rodamientos de rodillos cónicos dispuestos cara con cara.



## RESULTADO

### Resultados

Flexión máxima		17.45 $\mu\text{m}$
Tensión de referencia máxima		77.94 $\text{N/mm}^2$
Vida útil del cojinete mínima		> 1000000 h
Seguridad estática del cojinete mínima		28.45
<b>Vida útil del cojinete</b>	<b>S0</b>	<b>Ln<sub>h</sub></b>
Rodamientos	28.45	> 1000000 h
Rodamientos	77.11	> 1000000 h

Ilustración 89. Configuración de rodamientos 2 en el eje de la prensa

Se escoge el segundo montaje: dos rodamientos montados cara con cara ya que satisface la vida mínima exigida, tiene un mayor coeficiente de seguridad estática sin ser excesivo y reduce la deformación en el eje.

## DESARROLLO DEL TRBAJO

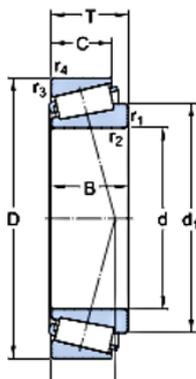
Dentro de este montaje existen un gran número de modelos y marcas de rodamientos:

- LADO IZQUIERDO

Tipo	$L_h$ [h]	S0	Dimensiones	
FAG 33010	1.00e+06	31.510	50	80* 24.00
FAG 32310-B	1.00e+06	62.190	50	110* 42.25
FAG 32310-A	1.00e+06	66.090	50	110* 42.25
FAG 32210-A	1.00e+06	30.400	50	90* 24.75
FAG 32010-X	1.00e+06	25.940	50	80* 20.00
FAG 31310-A	1.00e+06	34.860	50	110* 29.25
FAG 30310-A	1.00e+06	41.270	50	110* 29.25
FAG 30210-A	1.00e+06	26.770	50	90* 21.75
SKF *32310 BJ2/QCL7C	1.00e+06	60.240	50	110* 42.25
SKF 32310 TN9	1.00e+06	59.120	50	110* 42.25
SKF 32310 J2/Q	1.00e+06	59.120	50	110* 42.25
SKF *31310 J2/QCL7C	1.00e+06	33.470	50	110* 29.25
SKF *30310J2/Q	1.00e+06	39.040	50	110* 29.25
SKF *T7FC 050/QCL7C	1.00e+06	38.210	50	105* 32.00
SKF T2ED 050/Q	1.00e+06	55.780	50	100* 36.00
SKF 33210/Q	1.00e+06	44.620	50	90* 32.00
SKF JM 205149/110A/Q	1.00e+06	39.040	50	90* 28.00
SKF JM 205149/110/Q	1.00e+06	39.040	50	90* 28.00
SKF 32210J2/Q	1.00e+06	27.890	50	90* 24.75
SKF 30210J2/Q	1.00e+06	25.520	50	90* 21.75
SKF 33110/Q	1.00e+06	34.020	50	85* 26.00
SKF JLM 104948AA/910AA/Q	1.00e+06	27.890	50	82* 21.50
SKF 33010/Q	1.00e+06	28.450	50	80* 24.00
SKF 32010X/QCL7CVB026	1.00e+06	24.540	50	80* 20.00
SKF 32010X/Q	1.00e+06	24.540	50	80* 20.00
FAG T7FC050	1.00e+06	37.650	50	105* 32.00

Ilustración 90. Opciones para el rodamiento izquierdo del eje de la prensa

En base al coste, facilidad de servicio y valor del coeficiente S0 se ha escogido el modelo de la casa SKF: 33010 en el lado izquierdo:



d	50	mm
D	80	mm
T	24	mm
d <sub>1</sub>	≈ 65.3	mm
B	24	mm
C	19	mm
r <sub>1,2</sub>	min. 1	mm
r <sub>3,4</sub>	min. 1	mm

**Datos del cálculo**

Capacidad de carga dinámica básica	C	84.8	kN
Capacidad de carga estática básica	C <sub>0</sub>	102	kN
Carga límite de fatiga	P <sub>u</sub>	11.4	kN

Ilustración 91. Dimensiones y características rodamiento SKF: 33010

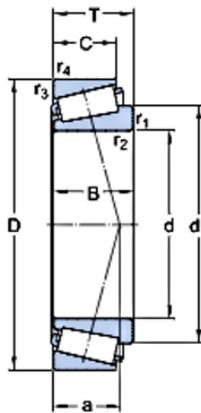
## DESARROLLO DEL TRBAJO

### ▪ LADO DERECHO:

Tipo	$L_0$ [h]	S0	Dimensiones
Timken 29580-29520	1.00e+06	100.850	60/ 108* 25.40
Timken 66585-66520	1.00e+06	139.350	60/ 122* 33.34
Timken 476-474	1.00e+06	102.840	60/ 130* 31.80
Timken 3977-3925	1.00e+06	108.860	60/ 113* 30.16
Timken 397-394AS	1.00e+06	71.240	60/ 110* 22.00
FAG 33212	1.00e+06	136.130	60/ 110* 38.00
FAG 33112	1.00e+06	97.410	60/ 100* 30.00
FAG 33012	1.00e+06	73.370	60/ 95* 27.00
FAG 32312-A	1.00e+06	159.420	60/ 130* 48.50
FAG 32212-A	1.00e+06	97.890	60/ 110* 29.75
FAG 32012-X	1.00e+06	73.730	60/ 95* 23.00
FAG 31312-A	1.00e+06	149.500	60/ 130* 33.50
FAG 30312-A	1.00e+06	103.880	60/ 130* 33.50
FAG 30212-A	1.00e+06	70.090	60/ 110* 23.75
SKF 32312 BJ2/QCL7C	1.00e+06	214.610	60/ 130* 48.50
SKF 32312 J2/Q	1.00e+06	156.140	60/ 130* 48.50
SKF 31312J2/QCL7C	1.00e+06	146.840	60/ 130* 33.50
SKF 30312 J2/Q	1.00e+06	105.530	60/ 130* 33.50
SKF T7FC 060/QCL7C	1.00e+06	180.460	60/ 125* 37.00
SKF T2EE 060/Q	1.00e+06	129.830	60/ 115* 40.00
SKF 33212/Q	1.00e+06	137.860	60/ 110* 38.00
SKF 32212 J2/Q	1.00e+06	93.460	60/ 110* 29.75
SKF *30212 J2/Q	1.00e+06	66.590	60/ 110* 23.75
SKF 33112/Q	1.00e+06	99.300	60/ 100* 30.00
SKF *33012/Q	1.00e+06	71.410	60/ 95* 27.00
SKF JLM508748/710/Q	1.00e+06	77.110	60/ 95* 24.00
SKF *32012X/QCL7C	1.00e+06	71.270	60/ 95* 23.00
FAG 32312-BA	1.00e+06	211.090	60/ 130* 48.50
FAG T2EE060	1.00e+06	125.750	60/ 115* 40.00
FAG T7FC060	1.00e+06	176.920	60/ 125* 37.00

Ilustración 92.Opciones para el rodamiento derecho del eje de la prensa

En base al mismo criterio que el citado anteriormente se ha escogido el modelo de la casa SKF: JLM508748/710 en el lado derecho:



d	60	mm
D	95	mm
T	24	mm
d <sub>1</sub>	≈ 78.5	mm
B	24	mm
C	19	mm
r <sub>1,2</sub>	min. 5	mm
r <sub>3,4</sub>	min. 2.5	mm

#### Datos del cálculo

Capacidad de carga dinámica básica	C	103	kN
Capacidad de carga estática básica	C <sub>0</sub>	132	kN
Carga límite de fatiga	P <sub>u</sub>	15	kN

Ilustración 93.Dimensiones y características rodamiento SKF: JLM508748/710

# DESARROLLO DEL TRBAJO

---

## **RESULTADOS PRINCIPALES**

Los resultados principales obtenidos son:

### **ARBOL:**

Flexión máxima (mm) 0.017 (**valor menor que los 0.758 permisibles**)

Posición del máximo (mm) 181.137

Deformación bajo momento torsor (°) -0.259

### **COJINETE IZQUIERDO**

Vida útil [Lnh] > 1000000 h

Factor de seguridad estático [S0] 28.45

Fuerza de reacción del cojinete [Fr] 3.586 kN (-90°)

Par de reacción de cojinete [Mr] 17.93 Nm (0°)

Inclinación de cojinete [rr] 0.183 mrad (0.63') (valor menor a 0.001 rad permisibles)

### **COJINETE DERECHO**

Vida útil [Lnh] > 1000000 h

Factor de seguridad estático [S0] 77.11

Fuerza de reacción del cojinete [Fr] 1.098 kN (-90°)

Par de reacción de cojinete [Mr] 9.88 Nm (180°)

Inclinación de cojinete [rr] 0.119 mrad (0.41') (valor menor a 0.001 rad permisibles)

Utilización, con referencia a la vida requerida[H] ( 20000.000)

B1 B2

0.31 0.31

B 1: Rodamientos

B 2: Rodamientos

**RESULTADOS COHERENTES A FATIGA CON COEFICIENTE DE SEGURIDAD DE 3 Y ESTÁTICA 2.**

# DESARROLLO DEL TRBAJO

---

## CÁLCULO DE LOS ELEMENTOS DE UNIÓN

A partir de los datos seleccionados anteriormente de dimensiones y materiales para el eje, se va a proceder a escoger y dimensionar los elementos de unión que permitirán realizar la transmisión de par y velocidad del eje a los componentes.

### CUCHILLAS DE CORTE

La unión se realizará mediante chaveta. Como se ha visto en apartados anteriores, las dimensiones con las que queda definida una chaveta son: la anchura de la chaveta (b), la longitud de la chaveta (L), y la altura de la chaveta (h). Partiendo de una chaveta DIN 6885-1, para un diámetro de 70mm que comprende el eje en esa sección se tiene valores de anchura b=20, altura h=12. La longitud L se ha de dimensionar para poder satisfacer las necesidades de transmisión de par.

Los datos de partidas son los siguientes:

- Material del eje y chaveta: Acero al carbono 1053 c-45 (Límite de fluencia  $S_y$  acero c45 = 500MPa)
- Velocidad de rotación: velocidad de rotación del eje 196rpm
- Par de giro  $T=739\text{Nm}$
- Coeficiente de seguridad  $f_s=3$

### DETERMINACIÓN DE LA LONGITUD L POR FALLO A CIZALLADURA

En primer lugar, se calcula la fuerza F que ejerce el eje sobre la cuña.

A partir de la expresión:

$$T = F \times distancia \rightarrow distancia = Deje/2$$

La tensión de cortadura resultante  $\tau$

$$\tau = \frac{F}{Area\ del\ plano\ de\ cortante}$$

Donde:

$$el\ Area\ de\ la\ sección\ de\ corte = b \times L$$

Empleando el criterio de Tresca, aplicado a materiales dúctiles:

$$\tau_{max} \times f_s(\text{factor de seguridad}) \leq S_y \text{ material} * 0.5$$

Coeficiente de seguridad  $f_s=3$

$$\frac{S_{y\text{material}}}{2 * f_s} \geq \frac{F}{b \times L} \rightarrow L \geq \frac{4 \times f_s \times T}{b \times S_y \times D} \rightarrow L \geq \frac{4 \times 3 \times 739}{0.07 \times 0.020 \times 500E6} = \mathbf{12.6686mm}$$

## DESARROLLO DEL TRBAJO

---

### DETERMINACIÓN DE LA LONGITUD L POR APLASTAMIENTO

La sección sometida a compresión es igual para la zona del eje con la chaveta como la zona de la chaveta con el cubo:

$$A_{\text{aplastamiento}} = L \times h/2$$

De este modo, el fallo se produce en la superficie que tenga la menor resistencia a la fluencia por compresión (normalmente, la de la chaveta).

La tensión admisible de diseño para la compresión:

$$\sigma_{adm} \leq S_y \text{ material} / f_s (\text{factor de seguridad})$$

como:

$$\sigma_{\text{aplastamiento}} = \frac{F}{A} \rightarrow \frac{2T}{DL h/2}$$

Para hallar longitud de chaveta necesaria para que no se produzca el fallo por aplastamiento:

$$\frac{S_y}{f_s} \geq \frac{2T}{DL h/2} \rightarrow L \geq \frac{4T f_s}{D S_y h}$$

factor de seguridad  $f_s=3$

$$L \geq \frac{4 \times 3 \times 739}{0.07 \times 0.012 \times 500E6} = \mathbf{21.1114mm}$$

### CONCLUSIÓN

Las características de las chavetas a utilizar en el eje para la sección de las cuchillas:

L=56mm, (**longitud normalizada**)

b=20mm,

h=12mm,

### VERIFICACIÓN MEDIANTE SOFTWARE DE LA UNIÓN ENTRE LAS CUCHILLAS DE CORTE Y EL EJE

Para verificar este resultado se ha empleado la aplicación que lleva instalada el programa Inventor en la función de diseño y comprobar cálculo de chaveta:

Datos introducidos al programa:

- Chaveta tipo: DIN 6885-A

## DESARROLLO DEL TRBAJO

- Material: Acero al carbono C45
- $N=196\text{rpm}$
- $T=735\text{Nm}$
- Diámetro del eje: 70mm
- $L=56\text{mm}$
- $b=20\text{mm}$
- $h=12\text{mm}$
- Factor seguridad=3
- Numero de chavetas en la sección: 1

**El programa verifica que los cálculos son correctos y que efectivamente como hemos calculado anteriormente a pesar de haber escogido la longitud de 56mm por ser la normalizada en el mercado solo 24.321mm será funcional.**

### ☐ Cargas

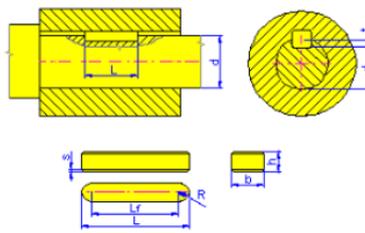
Potencia	P	15,168 kW
Velocidad	n	196,000 rpm
Par de torsión	T	739,000 N m

### ☐ Cotas

Diámetro de eje	d	70,00000 mm
Diámetro interior del eje hueco	$d_h$	0,000 mm

### ☐ Chaveta

Anchura de chaveta	b	20,000 mm
Altura de chaveta	h	12,000 mm
Longitud de la chaveta	l	56,000 mm
Longitud funcional	$l_f$	36,000 mm
Chafán de chaveta	s	0,400 mm
Radio de chaveta	R	0,160 mm



### ☐ Propiedades de junta

Número de chavetas	N	1,000 su
Factor de aplicación	$K_a$	1,000 su
Factor de vida útil de fatiga	$K_f$	1,000 su
Factor de tiempo de vida útil	$K_w$	1,000 su
Factor de distribución de carga	$K_m$	1,000 su
Seguridad deseada	$S_v$	3,000 su

### ☐ Material

Chaveta		Eje		Brida	
Material	Acero al carbono	Material	Acero al carbono	Material	Acero al carbono
Presión admitida	$p_A$ 500,000 MPa	Presión admitida	$p_A$ 500,000 MPa	Presión admitida	$p_A$ 500,000 MPa
		Tensión admitida en corte	$\tau_A$ 500,000 MPa		

### ☐ Resultados

Longitud de chaveta funcional mín.	$l_{\min}$	24,321 mm
Diámetro de eje mín.	$d_{\min}$	28,265 mm
Comprobación de resistencia		Positivo

**Ilustración 94.** Resultados de la verificación de la unión entre cuchillas de corte y eje. Software Inventor

# DESARROLLO DEL TRBAJO

---

## OCTÓGONO CENTRAL PORTARDILLOS

Al igual que en las cuchillas, la unión también se realizará mediante chaveta DIN 6885-1. En este caso la sección del eje comprende un diámetro de 50mm y se tiene valores de anchura  $b=14$ , altura  $h=9$  y longitud  $L$  que se va a determinar a continuación:

Los datos de partidas son los siguientes:

- Material del eje y chaveta: Acero al carbono 1053 c-45 (Límite de fluencia  $S_y$  acero c45 = 500MPa)
- Velocidad de rotación: velocidad de rotación del eje 196rpm
- Par de giro  $T=1104.1919\text{Nm}$
- Coeficiente de seguridad  $f_s=3$

## DETERMINACIÓN DE LA LONGITUD L POR FALLO A CIZALLADURA

Al igual que en el caso anterior:

La tensión de cortadura resultante  $\tau$

$$\tau = \frac{F}{b \times L}$$

Empleando el criterio de Tresca, aplicado a materiales dúctiles:

$$\tau_{max} \times f_s (\text{factor de seguridad}) \leq S_y \text{ material} * 0.5$$

Coeficiente de seguridad  $f_s=3$

$$\frac{S_{y \text{ material}}}{2 * f_s} \geq \frac{F}{b \times L} \rightarrow L \geq \frac{4 \times f_s \times T}{b \times S_y \times D} \rightarrow L \geq \frac{4 \times 3 \times 1104.1919}{0.05 \times 0.014 \times 500E6} = \mathbf{37.3580mm}$$

## DETERMINACIÓN DE LA LONGITUD L POR APLASTAMIENTO

La longitud de chaveta necesaria para que no se produzca el fallo por aplastamiento:

$$\frac{S_y}{f_s} \geq \frac{2T}{DL \frac{h}{2}} \rightarrow L \geq \frac{4Tf_s}{DS_yh}$$

factor de seguridad  $f_s=3$

$$L \geq \frac{4 \times 3 \times 1104.1919}{0.05 \times 0.009 \times 500E6} = \mathbf{58.8902mm}$$

## DESARROLLO DEL TRBAJO

---

### CONCLUSIÓN

Las características de la chaveta a utilizar en el eje para la sección de los rodillos:

- L=80mm, (**longitud normalizada**)
- b=14mm,
- h=9mm,

### VERIFICACIÓN MEDIANTE SOFTWARE DE LA UNIÓN ENTRE EL OCTÓGONO CENTRAL Y EL EJE

Para verificar este resultado se ha empleado la aplicación que lleva instalada el programa Inventor en la función de diseño y comprobar cálculo de chaveta:

#### Datos introducidos al programa:

- Chaveta tipo: DIN 6885-A
- Material: Acero al carbono C45
- N=196rpm
- T=1104.1919Nm
- Diámetro del eje: 50mm
- L=80mm
- b=14mm
- h=9mm
- Factor seguridad=3
- Numero de chavetas en la sección: 1

***El programa verifica que los cálculos son correctos. A pesar de haber seleccionado la longitud de 80mm por ser la normalizada solo 64.636mm serán funcionales.***

# DESARROLLO DEL TRBAJO

## ▣ Cargas

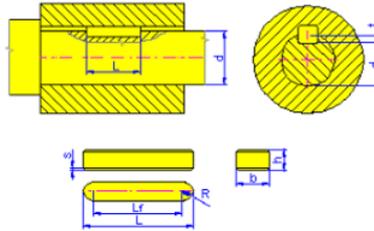
Potencia	P	22,664 kW
Velocidad	n	196,000 rpm
Par de torsión	T	1104,192 N m

## ▣ Cotas

Diámetro de eje	d	50,0000 mm
Diámetro interior del eje hueco	d <sub>h</sub>	0,000 mm

## ▣ Chaveta

Anchura de chaveta	b	14,000 mm
Altura de chaveta	h	9,000 mm
Longitud de la chaveta	l	80,000 mm
Longitud funcional	l <sub>f</sub>	66,000 mm
Chafán de chaveta	s	0,400 mm
Radio de chaveta	R	0,160 mm



## ▣ Propiedades de junta

Número de chavetas	N	1,000 su
Factor de aplicación	K <sub>a</sub>	1,000 su
Factor de vida útil de fatiga	K <sub>f</sub>	1,000 su
Factor de tiempo de vida útil	K <sub>w</sub>	1,000 su
Factor de distribución de carga	K <sub>m</sub>	1,000 su
Seguridad deseada	S <sub>v</sub>	3,000 su

## ▣ Material

Chaveta		Eje		Brida	
Material	Acero al carbono	Material	Acero al carbono	Material	Acero al carbono
Presión admitida p <sub>A</sub>	500,000 MPa	Presión admitida p <sub>A</sub>	500,000 MPa	Presión admitida p <sub>A</sub>	500,000 MPa
		Tensión admitida en corte T <sub>A</sub>	500,000 MPa		

## ▣ Resultados

Longitud de chaveta funcional mín.	l <sub>min</sub>	64,636 mm
Diámetro de eje mín.	d <sub>min</sub>	32,314 mm
Comprobación de resistencia		Positivo

**Ilustración 95.** Resultados de la verificación de la unión entre octógono central y eje. Software Inventor

## SISTEMA DE TRANSMISIÓN: CORONA DENTADA

En este caso al tratarse del elemento de entrada de par y velocidad, la unión tiene que ser lo más rígida y segura posible, por ello se ha escogido un acople de tipo nervado.

Existen distintos tipos de nervados normalizados, en este caso se ha escogido un nervado de 6 estrías DIN 5472.

En primer lugar, se calculará el diámetro mínimo admisible para verificar que este tipo de nervado es válido para el eje de estudio:

Los datos de partidas son los siguientes:

- Material del eje y chaveta: Acero al carbono 1053 c-45 (resistencia a la rotura Su acero c45 = 270MPa)
- Velocidad de rotación: velocidad de rotación del eje 196rpm

## DESARROLLO DEL TRBAJO

---

- Diámetro del eje  $d=70\text{mm}$
- Par de giro  $T=1843.1919\text{Nm}$
- Coeficiente de seguridad  $f_s=2$

Esfuerzo de corte permisible

$$\tau_{adm} = S_u \text{ material} \times 0.8 \times 0.5$$

De este modo

$$\tau_{adm} = 270 \times 0.8 \times 0.5 = 250.8\text{Mpa}$$

El diámetro mínimo requerido en el eje para poder utilizar este tipo de acople se puede calcular mediante la expresión:

$$d_{min} = \sqrt[3]{\frac{16 \times T \times K_a \times f_s \times 10^3}{\pi \times \tau_{adm} \times K_f}}$$

Donde:

$K_a$  Factor de aplicación (se considerará  $K_a=1$ )

$K_f$  Factor de vida útil (se considerará  $K_f=1$ )

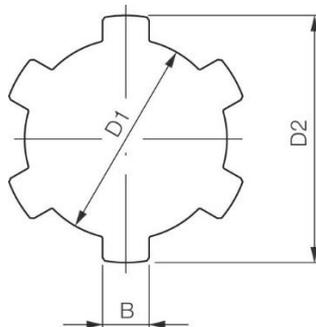
De este modo:

$$d_{min} = \sqrt[3]{\frac{16 \times 1843.1919 \times 1 \times 2 \times 10^3}{\pi \times 250.8 \times 1}} = 42.1457\text{mm}$$

**Como el diámetro del eje en esa sección es mayor que  $d_{min}$ , este sistema de acople es apto para el caso de estudio.**

**Para un diámetro de 70mm, la DIN 5472 establece:**

$D_1=62\text{mm}$ ,  $D_2=70\text{mm}$ ,  $B=16\text{mm}$



**Ilustración 96.** Dimensiones del estriado DIN 5472

## DESARROLLO DEL TRBAJO

---

La longitud mínima de las nervaduras se puede calcular mediante la expresión:

$$L \geq \frac{T \times 10^3 \times Ka \times fs}{ds \times padm \times \frac{hst}{2} \times 6 \times Km \times Kf}$$

Donde:

**ds** Diámetro medio

**hst** Altura de conexión

**padm** Presión admitida en la superficie del eje o nervadura

**Km** factor de distribución de la carga (suele ser un valor entre 0.6-08 para este estudi se escoge Km=0.6mm)

Siendo:

### DIÁMETRO MEDIO

$$ds = \frac{D1 + D2}{2} = 66mm$$

### PRESIÓN ADMITIDA ES LA SUPERFICIE DEL EJE

$$pmin = \frac{T \times 10^3 \times Ka \times fs}{ds \times lf \times 6 \times Km \times Kf}$$

Donde:

$$lf = 1.7 \times d3 \rightarrow (d3 \text{ de la norma} = 1.3); lf = 84.15mm$$

Por tanto,

$$pmin = \frac{1843.1919 \times 10^3 \times 1 \times 2}{66 \times 84.15 \times 6 \times 0.6 \times 1} = 184.3741MPa$$

### ALTURA DE CONEXIÓN

$$hst = h - 2S$$

Donde

$$h = \frac{D2 - D1}{2} = 4mm$$

**S** Medida del chaflán (de la norma S=0.5mm)

Por tanto:

$$hst = 4 - 1 = 3mm$$

## DESARROLLO DEL TRBAJO

---

Finalmente, la longitud mínima de los nervios ha de ser:

$$L \geq \frac{1843.1919 \times 10^3 \times 2 \times 1}{184.3741 \times 66 \times 1.5 \times 6 \times 0.6 \times 1} = 56.1000mm,$$

**En este caso la longitud escogida será de 68.100mm que es la distancia hasta el extremo del eje. De lo contrario no se podría ensamblar el eje en su ubicación de la pelletizadora.**

### CONCLUSIÓN

Las características del nervado en el eje para la sección de la transmisión:

- D1=62mm,
- D2=70mm
- B=16mm
- L=68.100
- Redondeo nervado= 0.5mm

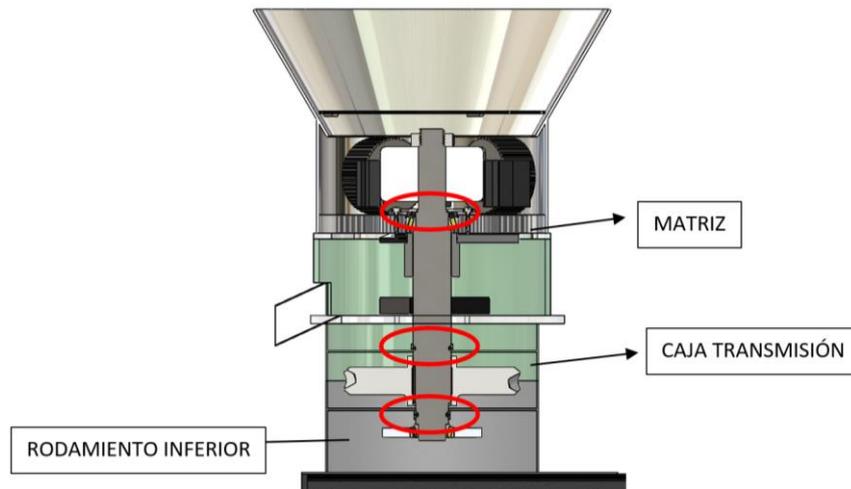
### **DIMENSIONADO Y SELECCIÓN DE LOS ELEMENTOS DE OBTURACIÓN Y PROTECCIÓN MONTADOS EN EL EJE PRINCIPAL.**

Como ya se ha explicado en los apartados introductorios el eje presenta tres puntos expuestos ante una posible inclusión de partículas en mecanismos y/o una posible fuga de lubricante.

El primer lugar, la sección que ubica el rodamiento superior (aquel que permite el giro de los rodillos sobre matriz), se encuentra expuesta radialmente a la cámara de pelletizado donde se encuentran astillas, partículas y una gran cantidad de polvo de madera.

En segundo lugar, la sección que une la caja de protección de la transmisión y la bandeja de recepción del pellet, por una parte, se encuentra expuesta radialmente a un ambiente repleto de partículas en forma de polvo generado por la caída y movimiento de material. Por otra parte, al líquido lubricante que mantiene la caja de transmisión.

Por último, la sección que comunica la parte inferior de la caja de transmisión y el soporte de rodamiento y por lo tanto se encuentra expuesta al líquido lubricante que contiene la caja.



**Ilustración 97.** Zonas de la máquina que requieren de un elemento de obturación

En el mercado existen una gran cantidad de opciones de sistemas de obturación y protección, con infinidad de materiales y variables de diseño. Para este proyecto el criterio prioritario de selección es un sistema lo más neutral y fácil de encontrar, (para facilitar la búsqueda de recambios de cara a un futuro) que satisfaga las funciones requeridas con el mínimo rozamiento y desgaste manteniendo la eficacia, aún en las condiciones de funcionamiento más desfavorables.

### **SOLUCIÓN DE SELLADO ENTRE MATRIZ Y CÁMARA DE PELLETIZADO**

Para la primera sección, el rodamiento se encuentra expuesto radialmente a partículas de madera de distintos tamaños especialmente polvo, rastros de lignina con otras sustancias viscosas y un ambiente a alta temperatura.

Las partículas de madera no son un problema ya que se dispone de una tapa que fija radialmente el rodamiento y que a la par actúa como protección, quedando exentas aquellas de menor tamaño en forma de polvo.

Se escoge un sistema de sello radial de eje. Este sistema es válido tanto en componentes que se mantienen en giro estacionario como en movimiento relativo, y constan de dos partes principales:

- Una cubierta exterior cilíndrica de chapa de acero o elastómero con el ajuste de interferencia requerido para funcionar como sello estático contra el agujero del soporte;
- Un labio de material elastómero o termoplástico que funciona como sello estático y dinámico al estar presionado contra la superficie de contacto del eje con una carga radial determinada por un muelle toroidal flexible.

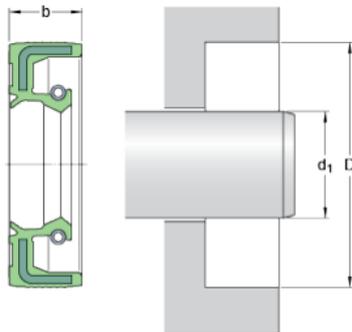
## DESARROLLO DEL TRBAJO

---

El sello escogido es de tipo HMSA10 de la marca SKF.

### CARACTERISTICAS

- Material del sello caucho de nitrilo
- Labio cargado mediante muelle.
- Diámetro exterior estriado.
- labio auxiliar



**Ilustración 98.** Dimensiones sello escogido HMSA10 de la marca SKF

*d1* Diámetro del eje en la sección 60mm

*D* Diámetro del acople en la tapa de fijación axial 80mm

*b* Ancho del seco 7mm

El motivo de su elección ha sido:

- Se trata de un sello diseñado de acuerdo a las normas ISO 6194-1 y DIN 3760, por lo que mantiene unas dimensiones estándares y comunes a sellos normalizados de otras marcas.
- Está diseñado para aplicaciones con temperaturas de funcionamiento de entre -40 y hasta 120 °C.
- Permite un sellado óptimo para una amplia gama de viscosidades.
- Material con elevada resistencia al desgaste y envejecimiento.
- Las estrías en el diámetro exterior incrementan la capacidad de sellado y retención en el agujero
- La carga del muelle permite adaptarse a las variaciones dinámicas y desalineación entre eje y agujero manteniendo la eficacia de sellado, incluso cuando el desgaste del labio es excesivo.
- El labio auxiliar permite una doble protección ante partículas. El contacto no es rozante, por lo que mantienen la eficiencia y pueden funcionar a las mismas velocidades que los sellos con un solo labio.

## DESARROLLO DEL TRBAJO

---

### SOLUCIÓN DE SELLADO ENTRE SECCIÓN SUPERIOR DEL DEPÓSITO Y CÁMARA DE RECEPCIÓN DEL PELLET.

En esta sección, la caja de transmisión se encuentra expuesta: externamente a la inclusión de partículas muy finas en forma de polvo producidas por trasegó de material en la bandeja de recepción, internamente a sustancia lubricante del sistema de transmisión.

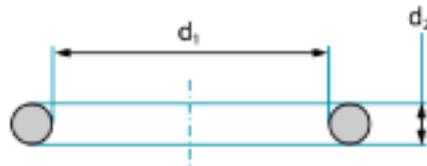
En este caso la temperatura no es tan excesiva como para considerarla como una acción determinante, aunque con las horas de trabajo podría llegar a ser algo elevada debido a la conductividad térmica del acero.

Se escoge un sistema de sellado por anillo o-ring. Este sello está caracterizado por su simplicidad y versatilidad, consiste en una única pieza de material elastómero con forma anular y sección transversal circular. El principio de funcionamiento consiste en la propia deformación del anillo entre ambas superficies. Es válido tanto en componentes que se mantienen en giro estacionario como en movimiento relativo.

**La junta tórica o-ring seleccionada es la 59.69 x 5.33. Para su elección se ha empleado el software de cálculo de sellos radiales de la compañía Trelleborg.**

#### CARACTERISTICAS

- Material del sello caucho de nitrilo
- Dimensiones del o-ring



**Ilustración 99.** Dimensiones o-ring seleccionado 59.69 x 5.33 de la marca Trelleborg

*d1 Diámetro interior 59.69mm*

*d2 Sección transversal 5.33mm*

El motivo de su elección ha sido:

- Se trata de un sello dimensionado de acuerdo a la norma ISO 286-2 y diseñado de acuerdo a las especificaciones de la norma ISO 3601-1 por tanto es un sello estándar y común a otros normalizados de otras marcas.
- Está diseñado para aplicaciones con temperaturas de funcionamiento 100 °C.
- Permite un sellado óptimo para una amplia gama de lubricantes.

## DESARROLLO DEL TRBAJO

---

- Material con elevada resistencia al desgaste y envejecimiento.
- La elevada presión de apriete permite adaptarse a las variaciones dinámicas y desalineación entre eje y agujero manteniendo la eficacia de sellado.

### SOLUCIÓN DE SELLADO ENTRE SECCIÓN INFERIOR DEL DEPÓSITO Y EL RODAMIENTO DE LA BASE.

En esta sección, se encuentra expuesta a la sustancia lubricante del sistema de transmisión.

Al igual que para la sección anterior se escoge un sistema de sellado por anillo o-ring.

**La junta tórica o-ring seleccionada en este caso es la 50.17x 5.33. Para su elección se ha empleado de igual manera el software de cálculo de sellos radiales de la compañía Trelleborg.**

#### CARACTERISTICAS

- Material del sello caucho de nitrilo
- Dimensiones del o-ring



Ilustración 100. Dimensiones o-ring seleccionado 50.17x 5.33 de la marca Trelleborg

*d1 Diámetro interior 50.17mm*

*d2 Sección transversal 5.33mm*

El motivo de su elección ha sido el mismo que el del caso anterior

## DESARROLLO DEL TRBAJO

---

### CÁLCULO DE LOS EJES PORTA RODILLOS

A continuación, se va a proceder a realizar el mismo procedimiento de cálculo y dimensionado que se ha llevado a cabo en el eje principal

#### GEOMETRÍA PRELIMINAR DEL EJE

#### ELEMENTOS QUE IRÁN MONTADO SOBRE EL EJE

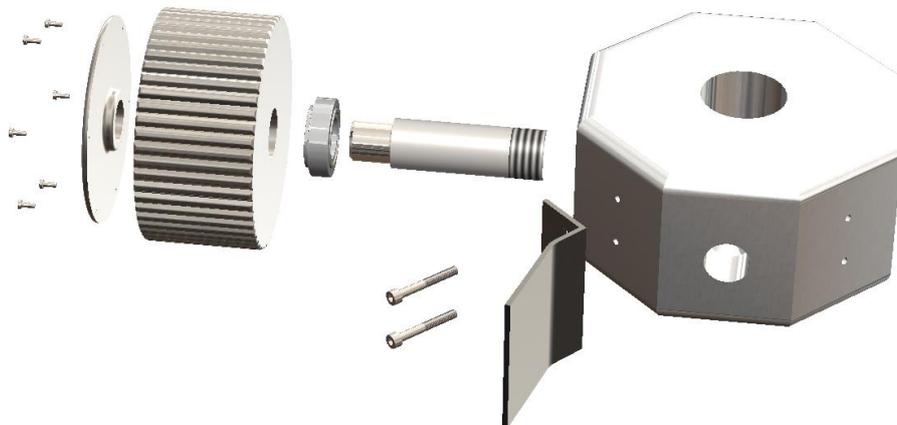
Los elementos básicos que se instalan en el eje son:

- Un rodamiento que permite el giro de los rodillos.
- Un sello radial para proteger el interior del rodillo.
- Una tapa de fijación del rodamiento.

#### DISPOSICIÓN EN EL EJE Y GEOMETRÍA BÁSICA.

El eje está compuesto por dos secciones de distinto tamaño:

- **La sección 1:** Es de mayor sección y esta roscada para unirse con la pieza central.
- **Sección 2:** Ubica el rodamiento, fijado por la parte derecha a la sección 1 y por la izquierda con una tapa.



**Ilustración 101.** Despiece de la pieza central

## DESARROLLO DEL TRBAJO

---

### ESPECIFICACIONES INICIALES: VELOCIDAD DE GIRO Y POTENCIA DE TRANSMISIÓN

El eje es el elemento destinado a transmitir la presión para el compactado de las astillas.

En este caso el eje se mantiene estático y el rodillo gira a 486rev/min (50.8738rad/s)

De esta forma se genera un torque que se puede obtener tomando la inercia del rodillo y su aceleración de giro:

$$Teje\ rodillo = Irodillo \times \alpha$$

Siendo

*Irodillo* Inercia del rodillo

$\alpha$  aceleración

De modo que:

$$\alpha = \frac{velocidad\ angular}{tiempo} \rightarrow tiempo = \frac{60}{486} = 0.123seg \rightarrow \alpha = \frac{50.8738}{0.123} = 413.77rad/s^2$$

$$Irodillo = \frac{masa\ rodillo \times radio\ rodillo^2}{2} \text{ siendo masa rodillo } 7.1kg \rightarrow Irodillo = 0.0174Kgm^2$$

Finalmente

$$Teje\ rodillo = 7.1975Nm$$

### REQUISITOS ADICIONALES

Al igual que en el caso anterior se establece  $S_{min\ fatiga} = 3$  ;  $S_{min\ estática} = 2$

Deflexión angular máxima en el asiento de las ruedas dentadas = 0.001 rad; En el asiento de rodamientos cónicos =0.0016rad

### ESFUERZOS EL EJE Y CALCULO ESTÁTICO.

#### ESFUERZOS

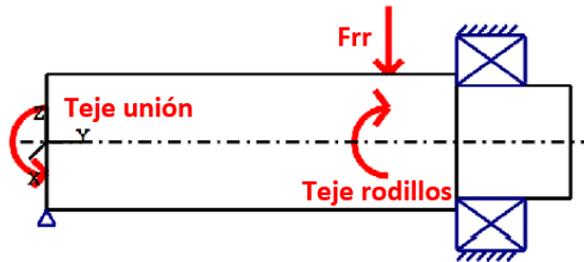
- El eje principal genera una Fuerza radial **Frr= 1533,6109N** (calculada en los apartados previos)

# DESARROLLO DEL TRBAJO

## MOMENTOS TORSORES EN EL EJE (T)

- MOMENTO TORSOR POR ACCIÓN DE LOS RODILLOS **Teje rodillo=7.1975Nm**
- MOMENTO EN LA UNIÓN **Teje unión=-7.1975Nm**

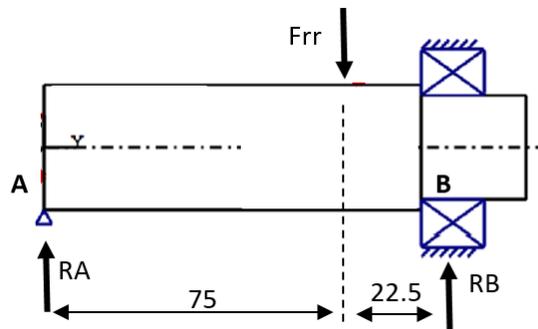
Analizando más detenidamente el eje principal para su cálculo:



**Ilustración 102.** Fuerzas y momentos que actúan sobre el eje de los rodillos.

## REACCIONES SOBRE LOS SOPORTES.

A partir del diagrama de sólido libre se obtienen fuerzas de reacción que se originan en los apoyos.



**Ilustración 103.** Reacciones sobre los apoyos del eje de los rodillos.

$$\sum M \text{ en } A = 0$$

$$-F_{rr}(0.075) + R_B(0.0975) = 0$$

$$R_B = \frac{1533.610(0.075)}{(0.0975)}$$

$$R_B = 1.1 \text{ KN}$$

## DESARROLLO DEL TRBAJO

$$\sum F \text{ en } Y = 0$$

$$Fr - RA - RB = 0$$

$$RA = 1533.610 - 1100$$

$$RA = 0.43KN$$

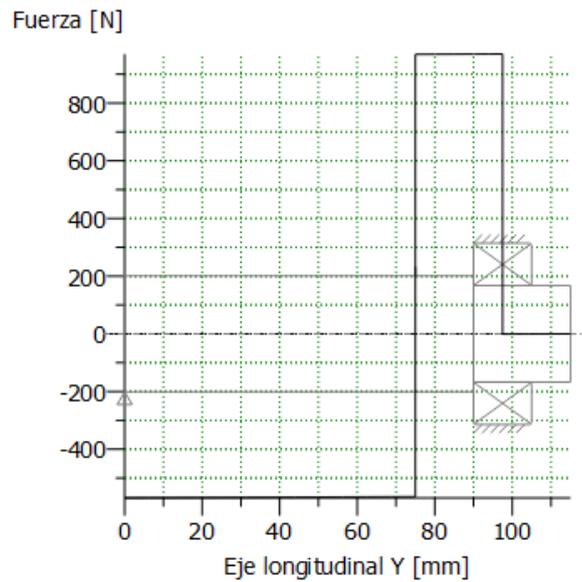


Ilustración 104. Diagrama de fuerza en el eje de los rodillos.

### MOMENTO FLECTOR Y ESFUERZO CORTANTE MÁXIMOS

	<p><b>SECCIÓN <math>0 \leq x \leq 0.075</math></b></p> $\sum M \text{ en } X = 0$ $\sum T \text{ en } Y = 0$ <p> <math>T1 = RA = 0.53KN</math>  <math>M1 = RA \times x</math> </p>
--	--

	<p><b>SECCIÓN <math>0 \leq x \leq 0.0975</math></b></p> $\sum M \text{ en } X = 0$ $\sum T \text{ en } Y = 0$ <p> <math>M2 = Fr(x - 0.0975) - RAx</math>  <math>T2 = Fr - RA = 1KN</math> </p>
--	--

## DESARROLLO DEL TRBAJO

---

Por tanto,

- **ESFUERZO CORTANTE MAXIMO:**

$$T1 = 0.43 \text{ kN}$$

$$T2 = 1.1 \text{ kN}$$

- **MOMENTO FLECTOR MAXIMO:**

$$M1 = 32.2 \text{ Nm}$$

$$M2 = 0 \text{ Nm}$$

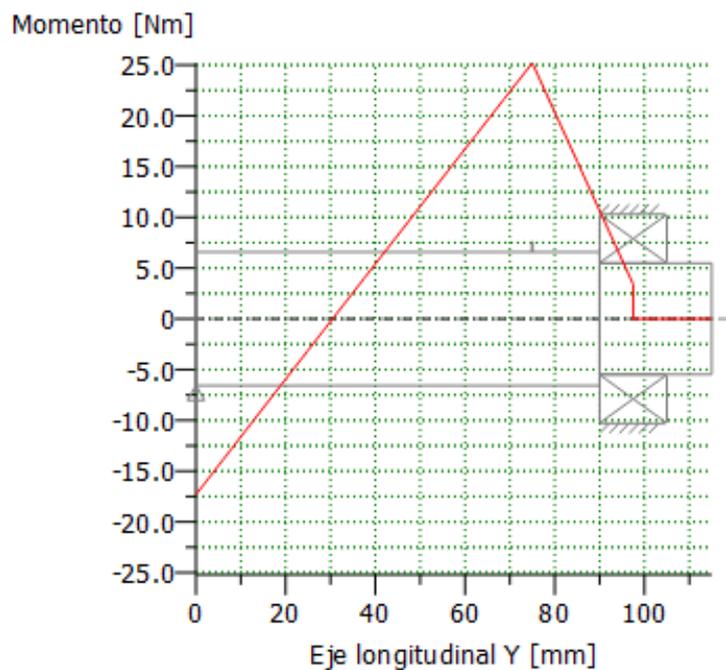
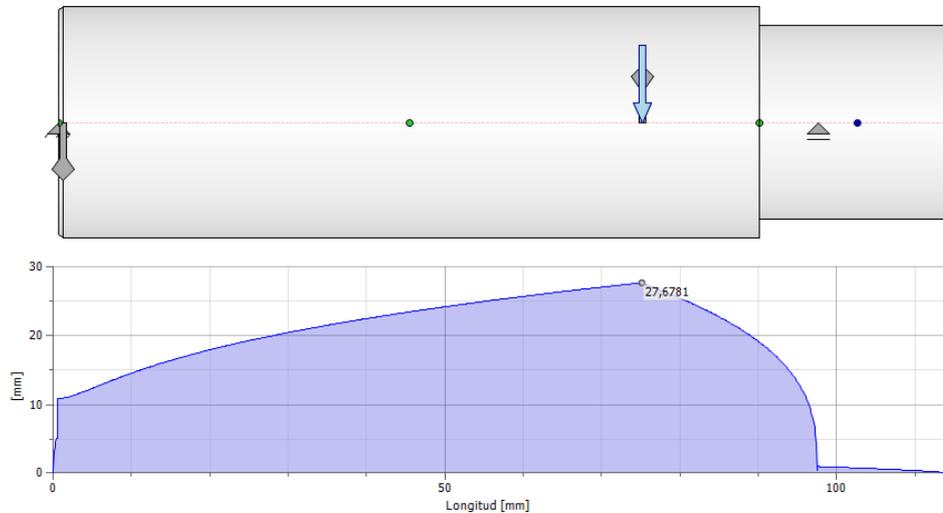


Ilustración 105. Diagrama de momentos en el eje de los rodillos

### **DIMENSIONADO DEL DIÁMETRO DEL EJE**

Al igual que el eje se podría aplicar la ecuación de diseño de la Teoría del Esfuerzo Cortante Máximo (TECM) para obtener el diámetro mínimo en la sección más cargada y por tanto la más desfavorable, sin embargo, para agilizar el proceso y extrapolar este cálculo a todo el eje se emplea el *asistente de cálculo para ejes del software inventor*:

## DESARROLLO DEL TRBAJO



**Ilustración 106.** Gráfico del diámetro mínimo para cada sección del eje de los rodillos. Software Inventor

- **Sección 1:** Es la más crítica, El diámetro máximo debería de ser mayor que 27.7mm, se escoge  $d_1=30\text{mm}$
- **Sección 2:** El diámetro máximo debería de estar comprendido entre 5 y 20mm en el primer cuarto, pero no es crítico en el resto de la sección, se escoge un  $d_2=25\text{mm}$  para toda la sección.

### CÁLCULO FINAL DEL EJE MEDIANTE SOFTWARE

#### DATOS DE ENTRADA

Longitud (mm) 115

Velocidad (1/min) 486

Sentido de giro: en el sentido de las agujas del reloj

Material C45

- *Módulo de elasticidad ( $\text{N}/\text{mm}^2$ )* 206000.000
- *Número de Poisson un* 0.300
- *Peso específico ( $\text{kg}/\text{m}^3$ )* 7830.000
- *Coefficiente de dilatación térmica ( $10^{-6}/\text{K}$ )* 11.500

Peso del árbol (kg) 0.594

Momento de inercia de masa ( $\text{kg}\cdot\text{mm}^2$ ) 63.543

Momento de inercia GD2 ( $\text{Nm}^2$ ) 0.002

# DESARROLLO DEL TRBAJO

---

## PARÁMETROS DE CÁLCULO

Método de cálculo DIN 743

Seguridad nominal, calculo estático 2

Seguridad nominal, calculo fatiga 3

Duración mínima exigida 20000000H

## CONTORNO EXTERIOR

Los datos introducidos al programa son:

- Sección 1: cilindro macizo de 0 a 90mm

Diámetro (mm) [d] 30.0000

Longitud (mm) [l] 90.0000

Rugosidad ( $\mu\text{m}$ ) [Rz] 8.0000

Contiene:

- Rosca métrica de 0 a 20mm

l=20.00 (mm)

- Sección 2: cilindro macizo de 90 mm a 115mm

Diámetro (mm) [d] 25.0000

Longitud (mm) [l] 25.0000

Rugosidad ( $\mu\text{m}$ ) [Rz] 8.0000

Contiene:

Bisel derecho

l=2.00 (mm), 45 grados

# DESARROLLO DEL TRBAJO

---

## FUERZAS

Se introducen cuatro cargas estáticas al programa que corresponden a las citadas anteriormente generadas en la transmisión, cuchillas de corte, rodillos y peso propio:

### **Fuerza céntrica 1**

Posición en el árbol (mm) [ylocal] 000.0000

Posición en el sistema global (mm) [yglobal] 000.0000

Longitud de la aplicación de la fuerza (mm) 0.0000

Potencia (kW) 0.3663 accionado (accionamiento)

Momento torsor (Nm) 7.1975

Fuerza axial (N) 0.0000

Fuerza transversal X (N) 0.0000

Fuerza transversal Z (N) 0.0000

Momento flector X (Nm) 0.0000

Momento flector Z (Nm) 0.0000

### **Fuerza céntrica 2**

Posición en el árbol (mm) [ylocal] 75.0000

Posición en el sistema global (mm) [yglobal] 75.0000

Longitud de la aplicación de la fuerza (mm) 0.0000

Potencia (kW) 0.6336 impulsor (salida)

Momento torsor (Nm) -7.1975

Fuerza axial (N) 0.0000

Fuerza transversal X (N) 0.0000

Fuerza transversal Z (N) -1533.6100

Momento flector X (Nm) 0.0000

Momento flector Z (Nm)

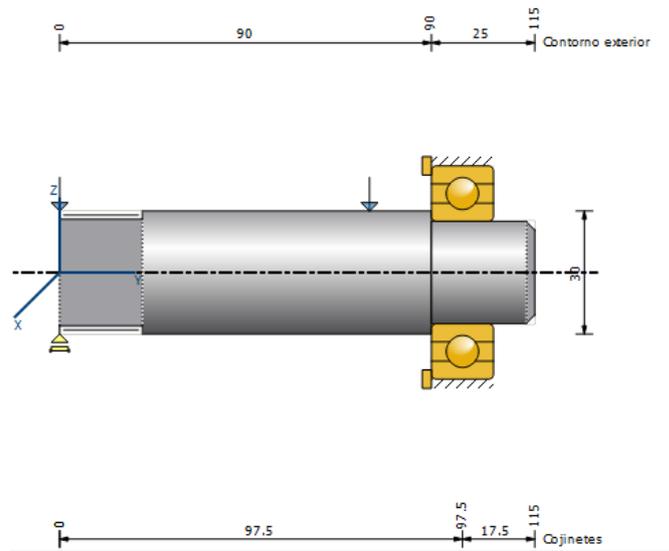
# DESARROLLO DEL TRBAJO

## RODAMIENTOS

De mismo modo, la selección del rodamiento se ha realizado en función de la funcionalidad, sencillez, coeficiente de seguridad estática y vida útil.

En base a estas variables se plantean dos montajes:

1. Por una parte, un montaje compuesto por un rodamiento de bolas de una hilera.



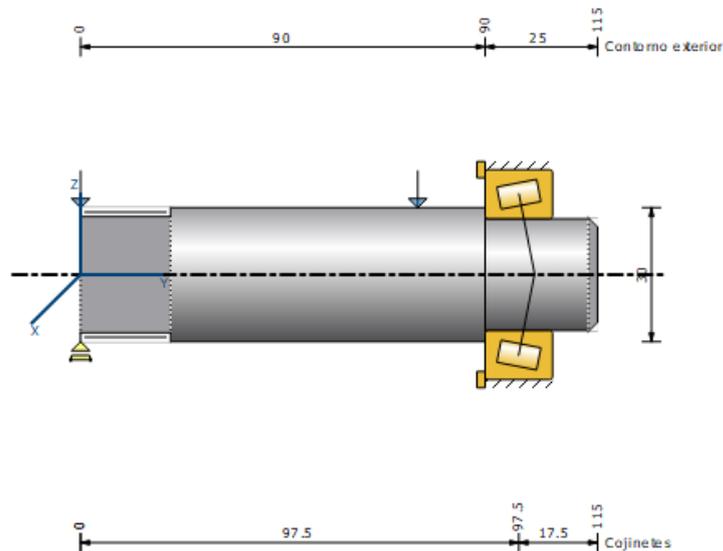
## RESULTADO

Resultados		
Flexión máxima		6.67 $\mu\text{m}$
Tensión de referencia máxima		12.62 $\text{N}/\text{mm}^2$
Vida útil del cojinete mínima		172947.92 h
Seguridad estática del cojinete mínima		9.04
<b>Vida útil del cojinete</b>	<b>S0</b>	<b>Ln<sub>h</sub></b>
Rodamientos	9.04	172948 h

Ilustración 107. Configuración de rodamientos 1 en el eje de de los rodillos

## DESARROLLO DEL TRBAJO

2. Por una parte, un montaje compuesto por un rodamiento de rodillos cónicos dispuesto de espaldas.



### RESULTADO

Resultados		
Flexión máxima		1.99 $\mu\text{m}$
Tensión de referencia máxima		10.84 $\text{N/mm}^2$
Vida útil del cojinete mínima		> 1000000 h
Seguridad estática del cojinete mínima		33.49
<b>Vida útil del cojinete</b>	<b>S0</b>	<b>Ln<sub>h</sub></b>
Rodamientos	33.49	> 1000000 h

**Ilustración 108.** Configuración de rodamientos 2 en el eje de los rodillos

Se escoge el segundo montaje ya que satisface la vida mínima exigida, tiene un mayor coeficiente de seguridad sin ser excesivo y reduce en gran medida la deformación en el eje.

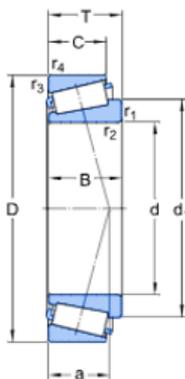
## DESARROLLO DEL TRBAJO

Dentro de este montaje existen distintos modelos y marcas:

Tipo	$L_h$ [h]	S0	Dimensiones	
NSK HR.30205C	1.00e+06	32.460	25/ 52*	16.25
NSK HR.33005J	1.00e+06	39.150	25/ 47*	17.00
NSK HR.32005XJ	1.00e+06	34.000	25/ 47*	15.00
Koyo 07097/196	1.00e+06	29.670	25/ 50*	13.49
Koyo TR0506R	1.00e+06	47.190	25/ 62*	18.25
Koyo 33205JR	1.00e+06	60.280	25/ 52*	22.00
Koyo 33005JR	1.00e+06	43.580	25/ 47*	17.00
Koyo 32305XR	1.00e+06	67.800	25/ 62*	25.25
Koyo 32305JR	1.00e+06	66.050	25/ 62*	25.25
Koyo 32205XR	1.00e+06	44.510	25/ 52*	19.25
Koyo 32205JR	1.00e+06	46.160	25/ 52*	19.25
Koyo 32005JR	1.00e+06	38.840	25/ 47*	15.00
Koyo 30305JR	1.00e+06	48.320	25/ 62*	18.25
Koyo 30305DJR	1.00e+06	43.790	25/ 62*	18.25
Koyo 30205XR	1.00e+06	33.380	25/ 52*	16.25
Koyo 30205JR	1.00e+06	34.720	25/ 52*	16.25
Timken 07097-07205	1.00e+06	30.500	25/ 52*	15.01
FAG 33205	1.00e+06	59.760	25/ 52*	22.00
FAG 32305-A	1.00e+06	68.000	25/ 62*	25.25
FAG 32005-X	1.00e+06	34.520	25/ 47*	15.00
FAG 31305-A	1.00e+06	39.670	25/ 62*	18.25
FAG 30305-A	1.00e+06	46.880	25/ 62*	18.25
FAG 30205-A	1.00e+06	36.060	25/ 52*	16.25
SKF 32305 J2	1.00e+06	64.910	25/ 62*	25.25
SKF 31305 J2	1.00e+06	41.210	25/ 62*	18.25
SKF 30305 J2	1.00e+06	44.310	25/ 62*	18.25
SKF *33205/Q	1.00e+06	57.700	25/ 52*	22.00
SKF 32205 BJ2/Q	1.00e+06	45.340	25/ 52*	19.25
SKF 30205 J2/Q	1.00e+06	34.520	25/ 52*	16.25
<b>SKF 32005 X/Q</b>	<b>1.00e+06</b>	<b>33.490</b>	<b>25/ 47*</b>	<b>15.00</b>
FAG 32205-A	1.00e+06	45.850	25/ 52*	19.25

Ilustración 109. Opciones de rodamientos para el eje de los rodillos

En base al coste, facilidad de servicio y valor del coeficiente S0 se ha escogido el modelo de la casa SKF: S2005X



d	25	mm
D	47	mm
T	15	mm
d <sub>1</sub>	≈ 37.5	mm
B	15	mm
C	11.5	mm
r <sub>1,2</sub>	min. 0.6	mm
r <sub>3,4</sub>	min. 0.6	mm

### Datos del cálculo

Capacidad de carga dinámica básica	C	33.2	kN
Capacidad de carga estática básica	C <sub>0</sub>	32.5	kN
Carga límite de fatiga	P <sub>u</sub>	3.25	kN
Velocidad de referencia		12000	r/min
Velocidad límite		14000	r/min

Ilustración 110. Dimensiones rodamiento SKF: S2005X

# DESARROLLO DEL TRBAJO

---

## RESULTADOS PRINCIPALES

Los resultados principales obtenidos son:

### **ARBOL:**

Flexión máxima (mm) 0.02 (**valor menor que los 0.14 permisibles**)

Posición del máximo (mm) 68.75

Deformación bajo momento torsor (°) -0.005

### **COJINETE**

Vida útil [Lnh] > 1000000 h

Factor de seguridad estático [S0] 33.49

Fuerza de reacción del cojinete [Fr] 0.579 kN (-90°)

Par de reacción de cojinete [Mr] 17.31 Nm (0°)

Inclinación de cojinete [rr] 0.083 mrad (0.63') (valor menor a 0.001 rad permisibles)

Utilización, con referencia a la vida requerida[H] ( 20000.000)

B1

0.31

B 1: Rodamientos

**RESULTADOS COHERENTES A FATIGA CON COEFICIENTE DE SEGURIDAD DE 3 Y ESTÁTICA 2.**

**PRESUPUESTO**

PRESUPUESTO

## PRESUPUESTO

Para el presupuesto se ha empleado la herramienta CAD **solidworks** para obtener volúmenes pesos y longitudes. Los precios de materiales y mano de obra se han calculado a partir de una base de datos del programa Menfis actualizada con los datos del banco de precios **Bedec**.

Los elementos como complementos que no se han encontrado en esta base se han extraído de webs virtuales o directamente solicitando presupuesto.

### SILO DE RECEPCIÓN DE MATERIAL

MATERIALES	unidad	cantidad	coste unitario	coste total	fuelle de datos
<b>CUERPO DE LA TOLVA</b>					
<i>Chapa acero Inox 1.4031(X39Cr13)</i>	kg	86,00	3,87 €	332,82 €	BEDEC y dimensiones solidworks
<i>Pletina Inox 1.4031(X39Cr13)</i>	kg	1,52	2,94 €	4,48 €	BEDEC y dimensiones solidworks
<b>REJA DE LA TOLVA</b>					
<i>Chapa perforada acero Inox 1.4031(X39Cr13)</i>	kg	12,72	4,25 €	54,06 €	BEDEC y dimensiones solidworks
<i>Pletina Acero 1.0044 (S275JR)</i>	kg	30,20	0,82 €	24,76 €	BEDEC y dimensiones solidworks
<b>ESTRUCTURA</b>					
<i>Perfil ISO 60X60X3 Acero 1.0044 (S275JR)</i>	kg	39,92	0,83 €	33,13 €	BEDEC y dimensiones solidworks
<i>Pletina Acero 1.0044 (S275JR)</i>	kg	48,30	0,93 €	44,92 €	BEDEC y dimensiones solidworks
<i>Pintura de recubrimiento antioxidante 2 capas</i>	m2	4,90	10,49 €	51,40 €	BEDEC y dimensiones solidworks
<b>COMPONENTES</b>					
<i>Sensores capacitivos 875CP</i>	ud	2,00	35,08 €	70,16 €	rs component
<i>Tornillos DIN EN 2414</i>	ud	4,00	0,18 €	0,72 €	base datos BEDEC
<i>Valvula de mariposa UNE-EN 593, manual, de doble brida</i>	ud	1,00	92,20 €	92,20 €	base datos BEDEC
<i>Tuercas DIN 6915</i>	ud	4,00	0,15 €	0,60 €	base datos BEDEC
<i>Soporte para sensor</i>	ud	2,00	5,92 €	11,84 €	rs component
<i>vinilo logo</i>	ud	1,00	8,98 €	8,98 €	sticker mule
<b>TOTAL MATERIAL</b>				<b>730,08 €</b>	

MANO DE OBRA	ud	cant	coste unitario	coste total	fuelle de datos
<i>Oficial de 1a soldador</i>	h	6,44	15,93 €	102,59 €	base datos BEDEC
<i>Auxiliar de soldador</i>	h	6,44	14,76 €	95,05 €	base datos BEDEC
<i>Oficial de 1a</i>	h	1,00	15,67 €	15,67 €	base datos BEDEC
<b>TOTAL MANO OBRA</b>				<b>213,31 €</b>	

\*\*se establece un rendimiento de 1.5h el metro para la soldadura\*\*

## PRESUPUESTO

---

<b>EQUIPO</b>	<b>ud</b>	<b>cant</b>	<b>coste unitario</b>	<b>coste total</b>	<b>fuelle de datos</b>
<i>Plegadora de tres rodillos</i>	h	0,70	3,70 €	2,59 €	base datos BEDEC
<i>Taladradora</i>	h	0,30	2,39 €	0,72 €	base datos BEDEC
<i>Equipo y elementos auxiliares para soldadura eléctrica</i>	h	6,44	3,27 €	21,06 €	base datos BEDEC
<b>TOTAL EQUIPO</b>				<b>24,37 €</b>	

<b>TOTAL</b>	<b>967,75 €</b>
--------------	-----------------

# PRESUPUESTO

## TRANSPORTADOR HELICOIDAL

MATERIALES	unidad	cantidad	coste unitario	coste total	f fuente de datos
<b>ARTESA</b>					
<i>Chapa acero Inox 1.4031(X39Cr13)</i>	Kg	47,70	3,87 €	184,60 €	BEDEC y mediciones Solidworks
<b>TAPAS SUPERIORES</b>					
<i>Chapa acero Inox 1.4031(X39Cr13)</i>	Kg	4,71	3,87 €	18,23 €	BEDEC y mediciones Solidworks
<b>PATAS DE LA ARTESA</b>					
<i>Pletina Acero 1.0044 (S275JR)</i>	Kg	2,26	0,82 €	1,85 €	BEDEC y mediciones Solidworks
<b>TAPAS LATERALES DE LA ARTESA</b>					
<i>Chapa acero Inox 1.4031(X39Cr13)</i>	Kg	1,48	3,87 €	5,73 €	BEDEC y mediciones Solidworks
<b>SOPORTE MOTOR Y RODAMIENTOS</b>					
<i>Perfil ISO 20X20X2 Acero 1.0044 (S275JR)</i>	Kg	2,30	0,78 €	1,79 €	BEDEC y mediciones Solidworks
<i>Pletina Acero 1.0044 (S275JR)</i>	Kg	2,60	0,82 €	2,13 €	BEDEC y mediciones Solidworks
<i>Pintura de recubrimiento antioxidante 2 capas</i>	m2	0,41	10,49 €	4,30 €	BEDEC y mediciones Solidworks
<b>HELICOIDAL</b>					
<i>Chapa acero Inox 1.4031(X39Cr13)</i>	Kg	9,73	3,87 €	37,66 €	BEDEC y mediciones Solidworks
<i>Tubo hueco Ø57x11 Inox 1.4031(X39Cr13)</i>	Kg	20,51	4,26 €	87,37 €	BEDEC y mediciones Solidworks
<b>ESTRUCTURA</b>					
<i>Perfil ISO 20X20X2 Acero 1.0044 (S275JR)</i>	Kg	23,18	0,78 €	18,08 €	BEDEC y mediciones Solidworks
<i>Perfil ISO 40X20X2 Acero 1.0044 (S275JR)</i>	Kg	3,18	0,86 €	2,73 €	BEDEC y mediciones Solidworks
<i>Pintura de recubrimiento antioxidante 2 capas</i>	m2	36,06	10,49 €	378,27 €	BEDEC y mediciones Solidworks
<b>EJES</b>					
<i>Macizo acero C45 Ø46</i>	Kg	4,26	1,26 €	5,37 €	BEDEC y mediciones Solidworks
<b>COMPONENTES</b>					
<i>TRANSMISIÓN FLEXIBLE L100</i>	ud	1,00	16,30 €	16,30 €	LOVEJOY - MARTIN - RATHI
<i>grapa acero inox 316 verde</i>	ud	16,00	3,26 €	52,16 €	Transparts
<i>CHAVETA DIN6885 10X8 L=20</i>	ud	1,00	0,54 €	0,54 €	BEDEC base de datos
<i>TORNILLOS DIN 6912 M20X20</i>	ud	4,00	0,37 €	1,48 €	BEDEC base de datos
<i>MOTORREDUCTOR NORD SK 1SI 50</i>	ud	1,00	936,00 €	936,00 €	Nord
<i>Patatas regulables nbl en verde</i>	ud	8,00	9,96 €	79,68 €	Transparts
<i>Rodamiento SKF: 6010</i>	ud	2,00	18,94 €	37,88 €	Catálogo Skf 2017
<b>TOTAL</b>				<b>1.872,15 €</b>	

## PRESUPUESTO

MANO DE OBRA	ud	cant	coste unitario	coste total	fuelle de datos
Oficial de 1a soldador	h	9,36	15,93 €	149,10 €	base datos BEDEC
Auxiliar de soldador	h	9,36	14,76 €	138,15 €	base datos BEDEC
Oficial de 1a	h	6,00	15,67 €	94,02 €	base datos BEDEC
<b>TOTAL MANO OBRA</b>				<b>381,28 €</b>	

**\*\*se establece un rendimiento de 1.5h el metro para la soldadura\*\***

EQUIPO	ud	cant	coste unitario	coste total	fuelle de datos
Plegadora de tres rodillos	h	4,50	3,70 €	16,65 €	base datos BEDEC
Taladradora	h	0,50	2,39 €	1,20 €	base datos BEDEC
Cizalla	h	1,00	2,26 €	2,26 €	base datos BEDEC
Equipo y elementos auxiliares para soldadura eléctrica	h	9,36	3,27 €	30,61 €	base datos BEDEC
<b>TOTAL EQUIPO</b>				<b>50,71 €</b>	

<b>TOTAL</b>	<b>2304.14 €</b>
--------------	------------------

# PRESUPUESTO

## PRENSA DE MATRIZ PLANA

MATERIALES	unidad	cantidad	coste unitario	coste total	fuentes de datos
TOLVA					
Chapa acero Inox 1.4031(X39Cr13)	Kg	26,85	3,87 €	103,91 €	BEDEC y Solidworks
REJA DE CRIBA					
Pletina Acero 1.0044 (S275JR)	Kg	4,30	0,82 €	3,53 €	BEDEC y Solidworks
CÁMARA DE RECEPCIÓN					
Pletina acero Inox 1.4031(X39Cr13)	Kg	20,04	3,96 €	79,37 €	BEDEC y Solidworks
Chapa acero Inox 1.4031(X39Cr13)	Kg	13,30	3,87 €	51,47 €	BEDEC y Solidworks
TRANSMISIÓN					
carcasa	ud	1,00	109,10 €	109,10 €	Sw costing
transmisión	ud	1,00	1.269,00 €	1.269,00 €	Sw costing
ESTRUCTURA DE BASE					
VIGA SB 80X6 Acero 1.0044 (S275JR)	Kg	23,06	4,36 €	100,54 €	BEDEC y Solidworks
Pletina Acero 1.0044 (S275JR)	Kg	4,58	0,82 €	3,76 €	BEDEC y Solidworks
MATRIZ					
Chapa Inox 1.4031(X39Cr13) +cnc	ud	1,00	236,00 €	236,00 €	Sw costing
OCTÓGONO CENTRAL					
Barra acero Inox 1.4031(X39Cr13)	Kg	9,27	4,96 €	45,98 €	BEDEC Solidworks
EJE CENTRAL					
BARRA C45 cementado sup.	Kg	13,35	5,40 €	72,09 €	Sw costing
EJES DE LOS RODILLOS					
BARRA C45cementado sup.	Kg	10,23	5,40 €	55,24 €	BEDEC y Solidworks
RODILLOS					
Inox 1.4031(X39Cr13) +cnc	ud	4,00	156,00 €	624,00 €	Sw costing
COMPONENTES					
Cuchillas de Acero rápido 85x40	ud	4,00	42,26 €	169,04 €	
TUECA ISO4035 M48 1	ud	1,00	0,16 €	0,16 €	Ferralia bolt
RODAMIENTO SKF 33010	ud	1,00	35,20 €	35,20 €	Catálogo Skf 2017
JUNTA TORICA O-RING	ud	2,00	0,23 €	0,46 €	Trelleborg
MOTOR NORD SK 225MH/4 TF	ud	1,00	1.839,23 €	1.839,23 €	kipdf Technology
SELLO SKF HMSA10	ud	1,00	15,20 €	15,20 €	Catálogo Skf 2017
TORNILLOS ISO 4762 M8X40	ud	16,00	0,08 €	1,28 €	Ferralia bolt
RODAMIENTO SKF JLM508748	ud	1,00	42,50 €	42,50 €	Catálogo Skf 2017
Pintura anticorrosiva mate	m2	42,08	10,49 €	441,42 €	BEDEC y Solidworks
TORNILLOS DIN 7984 M3X8MM	ud	24,00	0,12 €	2,88 €	Ferralia bolt
TORNILLOS ISO 4762 M5X40MM	ud	8,00	0,23 €	1,84 €	Ferralia bolt
TOTAL				5.303,19 €	

## PRESUPUESTO

MANO DE OBRA	coste			fuente de datos	
	ud	cant	unitario		coste total
Oficial de 1a soldador	h	4,23	15,93 €	67,38 €	base datos BEDEC
Auxiliar de soldador	h	4,23	14,76 €	62,43 €	base datos BEDEC
Oficial de 1ª macánico	h	128,00	15,93	2.039,04 €	base datos BEDEC
<b>TOTAL MANO OBRA</b>				<b>2.168,86 €</b>	

**\*\*se establece un rendimiento de 1.5h el metro para la soldadura\*\***

EQUIPO	coste			fuente de datos	
	ud	cant	unitario		coste total
Plegadora de tres rodillos	h	5,00	3,70 €	18,50 €	base datos BEDEC
Taladradora	h	3,00	2,39 €	7,17 €	base datos BEDEC
Corte laser	ud	1,00	380,00 €	380,00 €	Tci cutting
Torno	h	80,00	3,86 €	308,80 €	base datos BEDEC
Fresadora	h	40,00	4,05 €	162,00 €	base datos BEDEC
Equipo y elementos auxiliares para soldadura eléctrica	h	4,23	3,27 €	13,83 €	base datos BEDEC
<b>TOTAL EQUIPO</b>				<b>890,30 €</b>	

<b>TOTAL</b>	<b>8362.33 €</b>
--------------	------------------

### COSTE TOTAL

El coste total aproximado es de **11634.12 euros**.

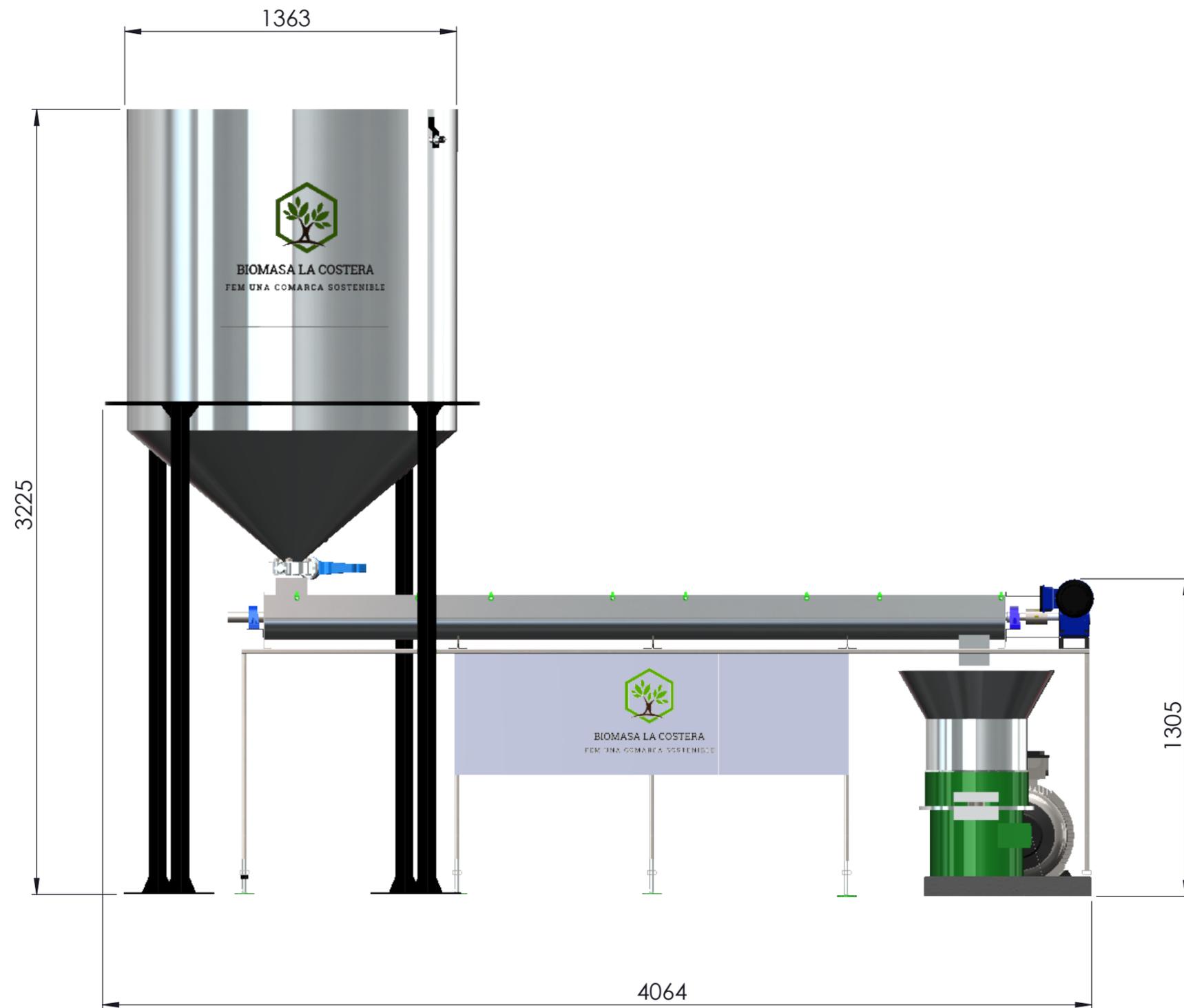
**PLANOS ACOTADOS**

**PLANOS ACOTADOS**

# CONTENIDO

DIMENSIONES DEL CONJUNTO EN GENERAL.....	00
<b>SILO DE ALMACENAMIENTO</b>	
SILO DE ALIMENTACIÓN COMONENTES.....	01
SILO DE RECEPCIÓN DIMENSIONES GENERALES.....	02
VISTA EXPLOSIONADA .....	03
SILO DE ALIMENTACIÓN .....	04
ESTRUCTURA DE SOPORTE .....	06
SOPORTE PARA FIJAR SENSORES DE NIVEL.....	07
REJA DE CRIBADO .....	08
<b>TRANSPORTADOR HELICOIDAL</b>	
DESPIECE DEL TRANSPORTADOR.....	01
DIMENSIONES BÁSICAS DEL TRANSPORTADOR .....	02
DIMENSIONES BASICAS DEL HELICOIDAL .....	03
VISTA EXPLOSIONADA DEL SISTEMA MOTRIZ.....	04
HELICOIDAL .....	05
DESPIECE DEL CUERPO DEL TRANSPORTADOR.....	06
CUERPO DEL TRANSPORTADOR .....	07
EJE DE ENTRADA DE MOVIMIENTO .....	08
EJE DE SOPORTE .....	09
PATAS DEL CUERPO DEL TRANSPORTADOR.....	10
GRAPA FIJACIÓN DE LAS TAPAS .....	11
TAPA EXTREMO DE LA TOLVA.....	12
TAPA CENTRAL .....	13
TAPA MAS PROXIMA A LA SECCIÓN DE SALIDA .....	14
SOPORTE ESCUADRA PARA RODAMIENTO 1 .....	15
SOPORTE ESCUADRA PARA RODAMIENTO 2 .....	16
SOPORTE EXTREMOS DEL TRANSPORTADOR .....	17
MEDIDAS BASICAS Y EXPLOSIÓN DE LA ESTRUCTURA .....	18
ENSAMBLAJE Y PARTES DE LA ESTRUCTURA.....	19
SECCIÓN A DEL MONTAJE DE LA ESTRUCTURA.....	20
SECCIÓN B DEL MONTAJE DE LA ESTRUCTURA.....	21
SECCIÓN C DEL MONTAJE DE LA ESTRUCTURA.....	22
ESTRUCTURA PARA EL MOTOR.....	23
PATAS REGULABLES EN ALTURA.....	24
CARTEL CON LOGO .....	25
CHAPA PROTECCIÓN DE LA TRANSMISIÓN.....	26
<b>PRENSA DE MATRIZ PLANA</b>	
DIMENSIONES GENERALES.....	01
DIMENSIONES BÁSICAS DEL INTERIOR .....	02
DESPIECE GENERAL DE LA MÁQUINA .....	03
TOLVA DE ENTRADA .....	04

REJA DE CRIBADO .....	05
ARO DE FIJACIÓN DE LA MATRIZ.....	06
PARRILLA DE RECEPCIÓN DEL PELLET .....	07
CAMARA DE RECEPCIÓN.....	08
CAJA DE LA TRANSMISIÓN.....	09
SECCIÓN INFERIOR DE LA CAJA DE TRANSMISIÓN .....	10
SECCIÓN INFERIOR DE LA CAJA DE TRANSMISIÓN .....	11
PROTECCIÓN MOTOR.....	12
ESTRUCTURA BASE .....	13
DIMENSIONES BÁSICAS PARTE MOTRIZ .....	14
DESPIECE SISTEMA MOTRÍZ.....	15
MATRIZ.....	16
TAPA RODAMIENTO SUPERIOR .....	17
CUCHILLAS DE CORTE .....	18
ASPAS DE EMPUJE DE LOS PELLETS .....	19
EJE PRINCIPAL.....	20
EJE PRINCIPAL COMPONENTES .....	21
CORONA DE LA TRANSMISIÓN .....	22
SIN FIN Y TRANSMISIÓN COMPLETA.....	23
DESPIECE ELEMENTOS DEL RODILLO .....	24
PIEZA CENTRAL PORTARODILLOS .....	25
RODILLO DE PRESIÓN .....	26
TAPA LATERAL DE LOS RODILLOS .....	27
EJE DE LOS RODILLOS.....	28
PIEZA RASCADOR.....	29



COTAS EN mm SI NO SE ESPECIFICA LO CONTRARIO

GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA



Proyecto:

Diseño de una máquina de extrusion-pelletizado para el aprovechamiento energético de biomasa en la comarca de La Costera

Plano:

DIMENSIONES DEL CONJUNTO EN GENERAL

Autor:

GUILLERMO ARTIGAU CHACON

Fecha:

20/06/2018

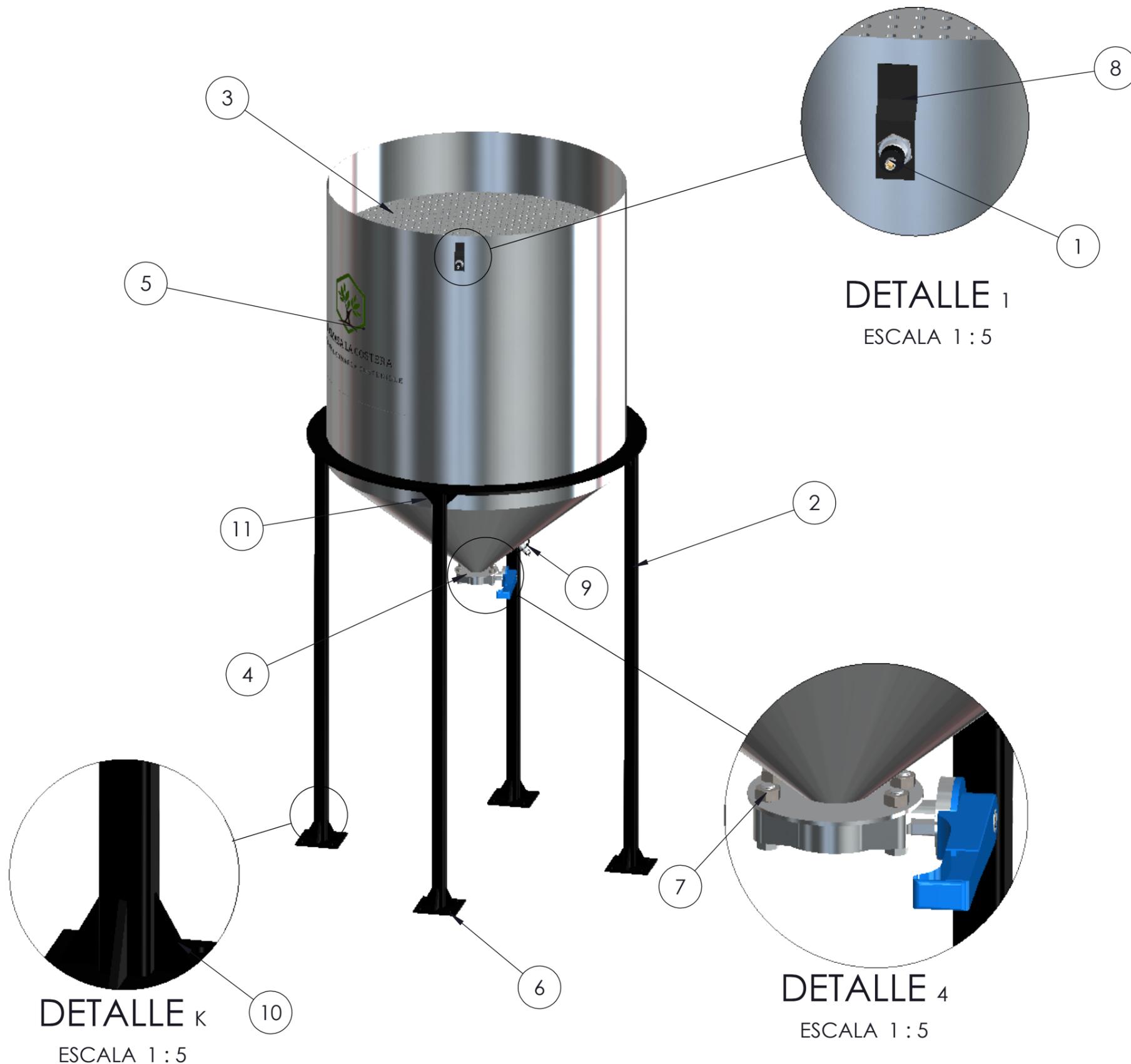
Escala:

1/20

Nº Plano:

00

# **TOLVA DE RECEPCIÓN**



**DETALLE 1**  
ESCALA 1 : 5

**DETALLE 4**  
ESCALA 1 : 5

**DETALLE K**  
ESCALA 1 : 5

N	DESCRIPCIÓN COMPONENTE	UNID.
1	SENSOR INDUCTIVO SILO A MAXIMA CAPACIDAD	1
2	ESTRUCTURA DE SOPORTE DEL SILO	1
3	REJA DE CRIBA	1
4	VALVULA MANUAL DE MARIPOSA REGULADORA DE CAUDAL	1
5	CUERPO DEL SILO	1
6	BASE DE LA ESTRUCTURA CON PUNTOS DE ANCLAJE	4
7	TORNILLOS Y TUERCAS DE FIJACIÓN DE LA VALVULA	4
8	SOPORTE PARA SENSOR INDUCTIVO DE NIVEL	2
9	SENSOR INDUCTIVO SILO A MINIMA CAPACIDAD	1
10	CARTELERAS DE REFUERZO ENTRE BASE Y PERFIL ESTRUCTURA	16
11	CARTELERAS DE REFUERZO ENTRE ARO Y PERFIL ESTRUCTURA	8

COTAS EN mm SI NO SE ESPECIFICA LO CONTRARIO

GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA



Proyecto:

Diseño de una máquina de extrusión-pelletizado para el aprovechamiento energético de biomasa en la comarca de La Costera

Plano:

SILO DE ALIMENTACIÓN COMONENTES

Fecha:

20/06/2018

Nº Plano:

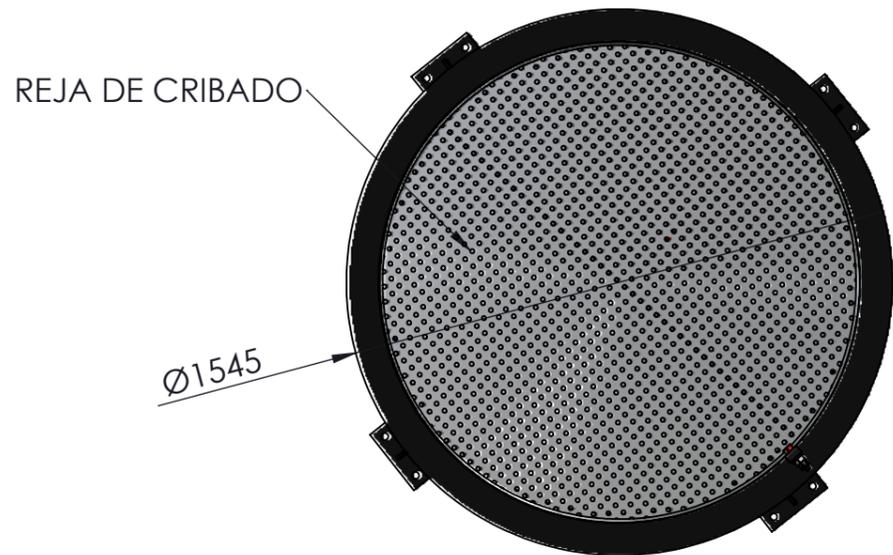
01

Autor:

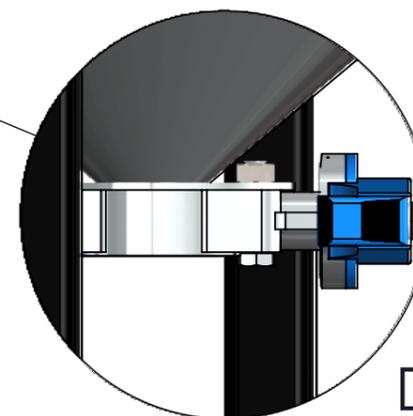
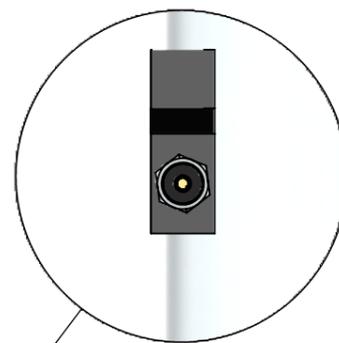
GUILLERMO ARTIGAU CHACON

Escala:

1/20



DETALLE Q  
ESCALA 1 : 5



DETALLE F  
ESCALA 1 : 5

COTAS EN mm SI NO SE ESPECIFICA LO CONTRARIO

GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA



Proyecto:

Diseño de una máquina de extrusion-pelletizado para el aprovechamiento energético de biomasa en la comarca de La Costera

Plano:

SILO DE RECEPCIÓN DIMENSIONES GENERALES

Autor:

GUILLERMO ARTIGAU CHACON

Fecha:

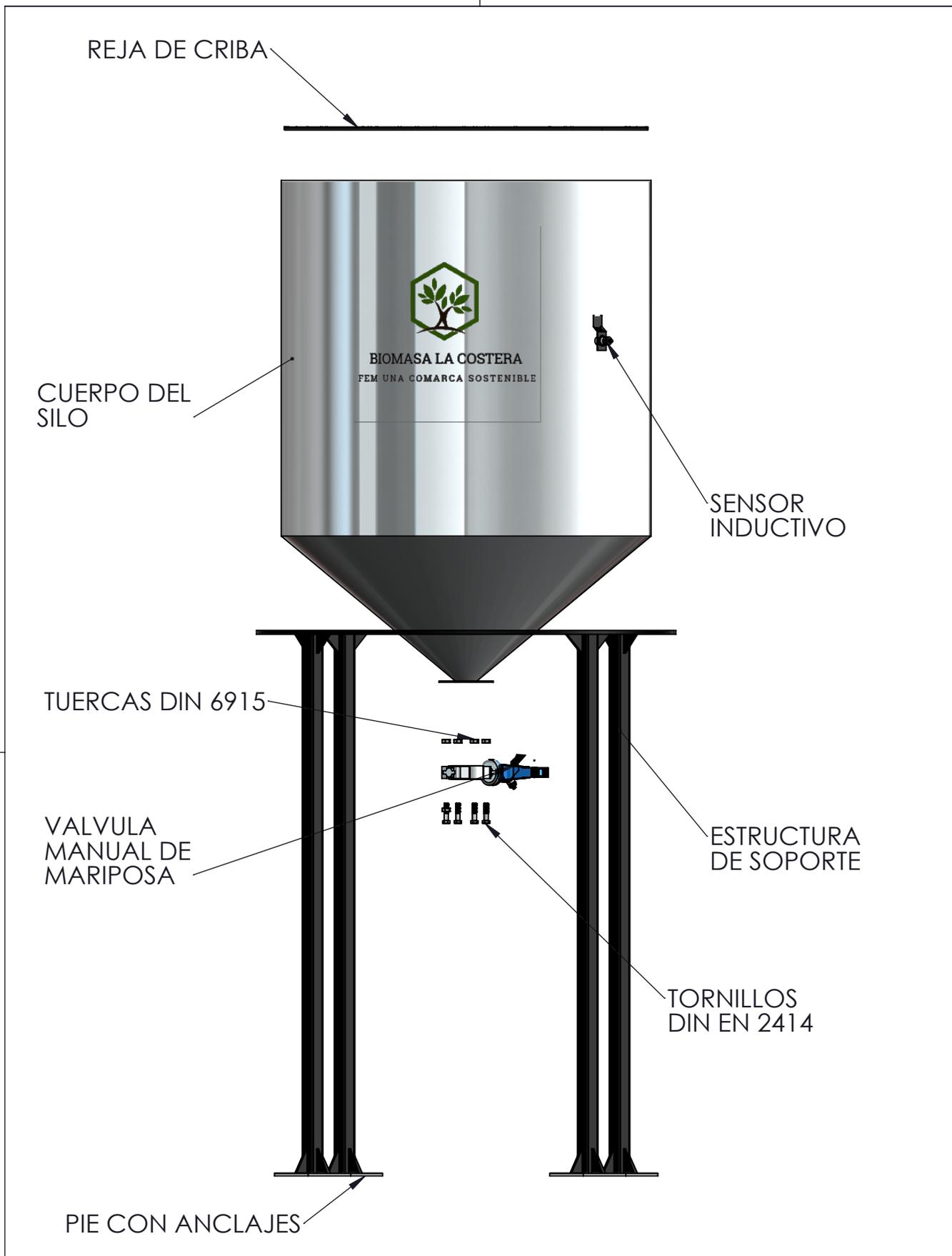
20/06/2018

Escala:

1/20

Nº Plano:

02



COTAS EN mm SI NO SE ESPECIFICA LO CONTRARIO

**GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA**



**UNIVERSITAT  
POLITÈCNICA  
DE VALÈNCIA**

Proyecto:

Diseño de una máquina de extrusión-pelletizado para el aprovechamiento energético de biomasa en la comarca de La Costera

Plano:

**VISTA EXPLOSIONADA**

Fecha:

**20/06/2018**

Nº Plano:

**03**

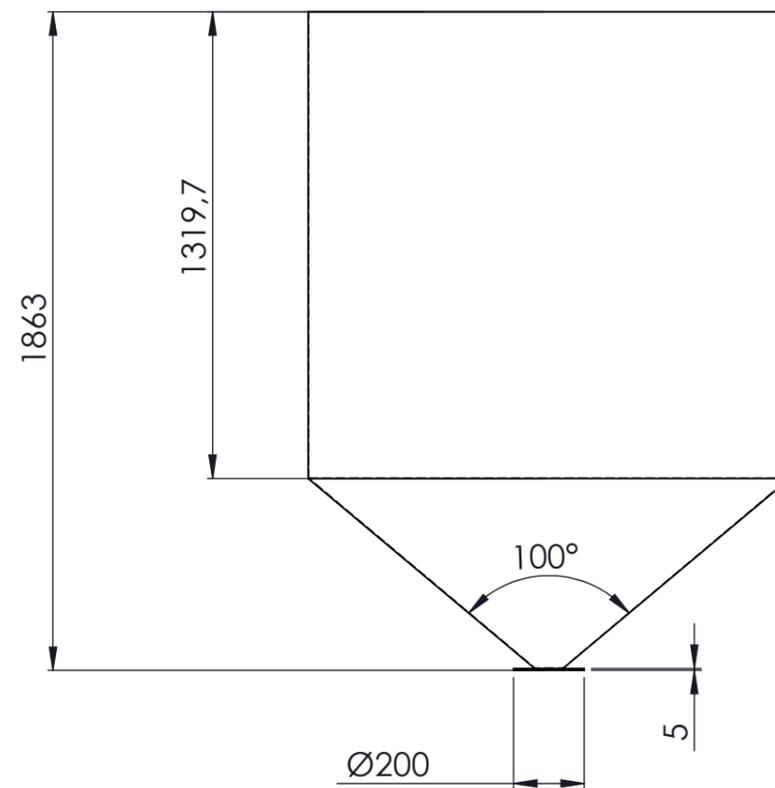
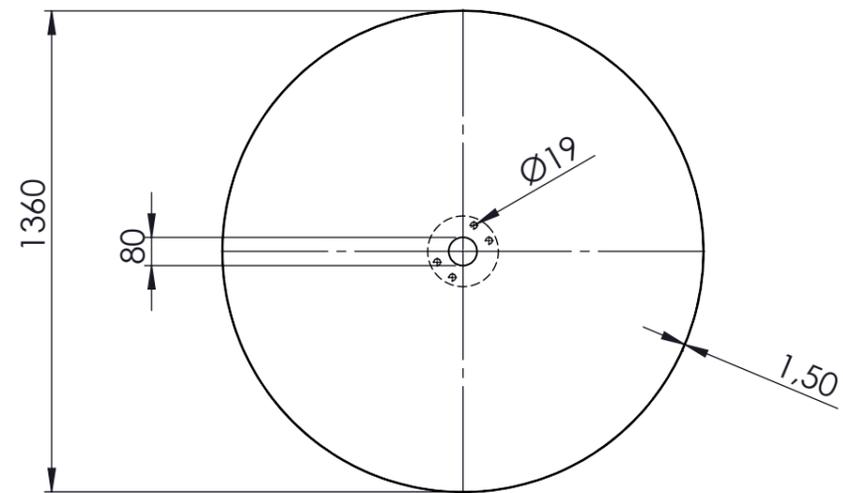
Autor:

**GUILLERMO ARTIGAU CHACON**

Escala:

**1/20**

DIMENSIONES DE ACUERDO A LA NORMA UNE-ENV 1991-4



N	DESCRIPCIÓN	UNID.	MATERIAL
1	CHAPA 3000X1500X1.5	3	ACERO 1.4031(X39Cr13)
2	CHAPA 3000X500X1.5	1	ACERO 1.4031(X39Cr13)
3	PLETINA 200X200X5	1	ACERO 1.4031(X39Cr13)

COTAS EN mm SI NO SE ESPECIFICA LO CONTRARIO

GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA



Proyecto:

Diseño de una máquina de extrusion-pelletizado para el aprovechamiento energético de biomasa en la comarca de La Costera

Plano:

SILO DE ALIMENTACIÓN

Autor:

GUILLERMO ARTIGAU CHACON

Fecha:

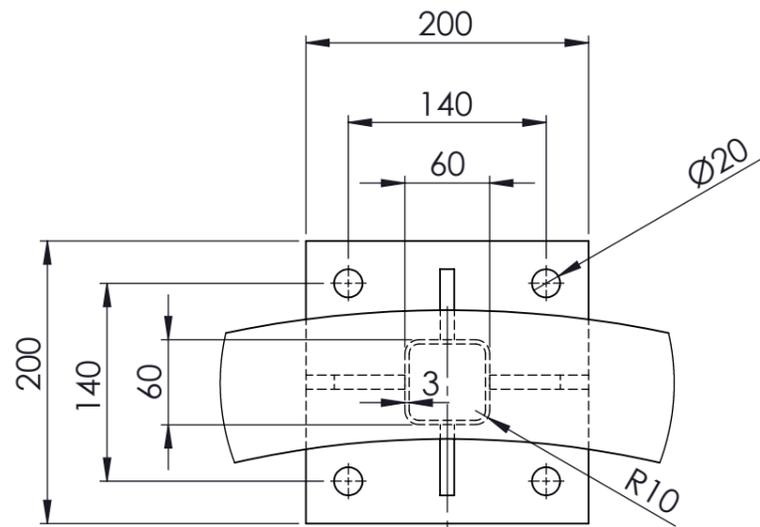
20/06/2018

Escala:

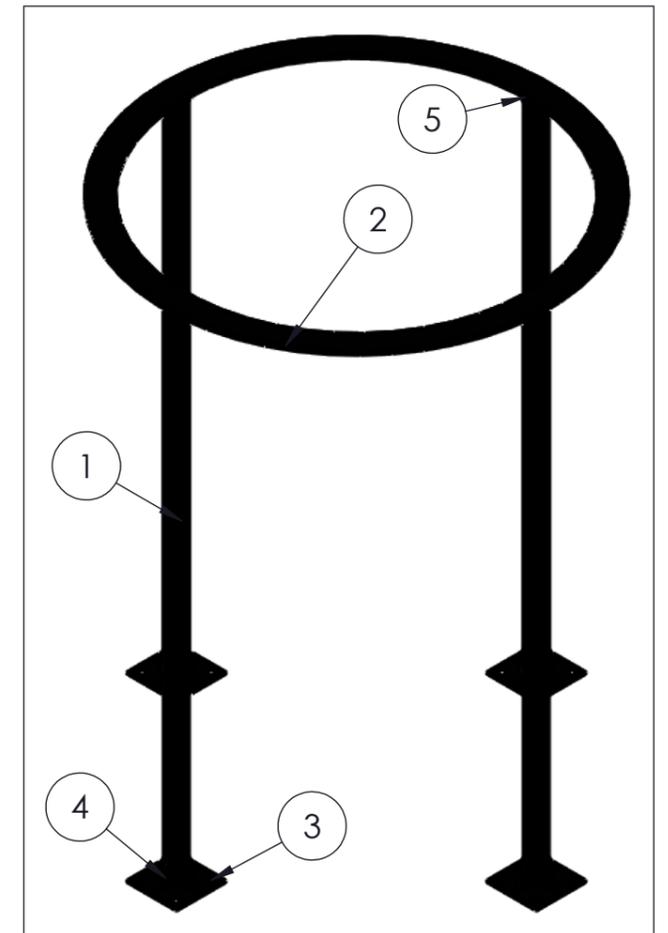
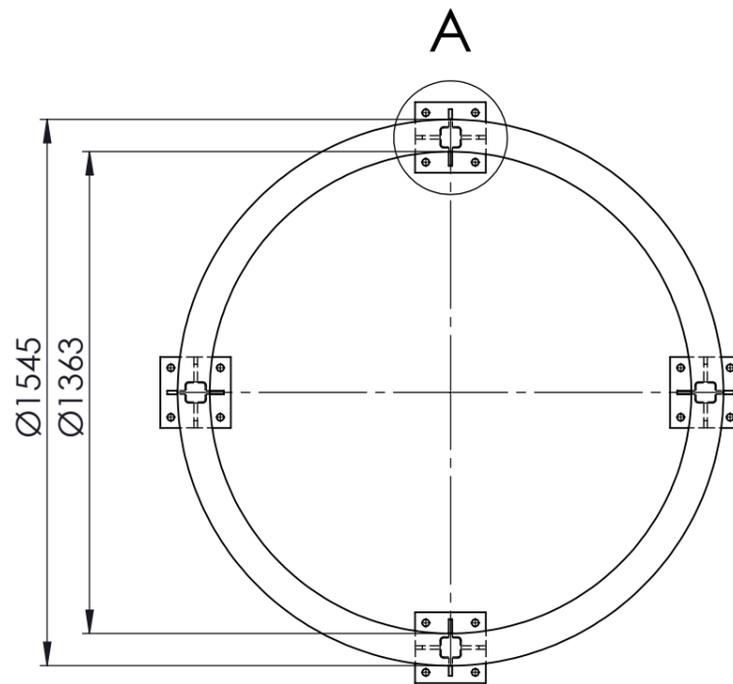
1/20

Nº Plano:

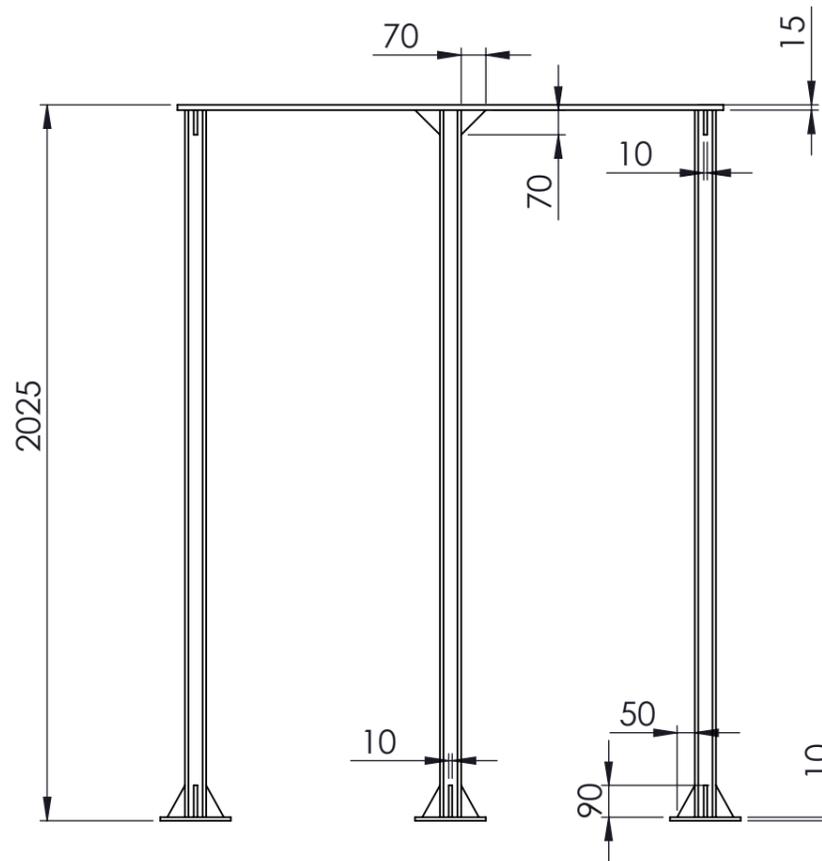
04



**DETALLE A**  
ESCALA 1 : 5



N	DESCRIPCIÓN	UNID.	MATERIAL
1	PERFIL ISO 60X60X3	4	ACERO 1.0044 (S275JR)
2	PLETINA 9800X91X15	1	ACERO 1.0044 (S275JR)
3	PLETINA 200X200X10	4	ACERO 1.0044 (S275JR)
4	PLETINA 90X50X10	16	ACERO 1.0044 (S275JR)
5	PLETINA 70X70X10	4	ACERO 1.0044 (S275JR)



COTAS EN mm SI NO SE ESPECIFICA LO CONTRARIO

GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA



Proyecto:

Diseño de una máquina de extrusion-pelletizado para el aprovechamiento energético de biomasa en la comarca de La Costera

Plano:

ESTRUCTURA DE SOPORTE

Autor:

GUILLERMO ARTIGAU CHACON

Fecha:

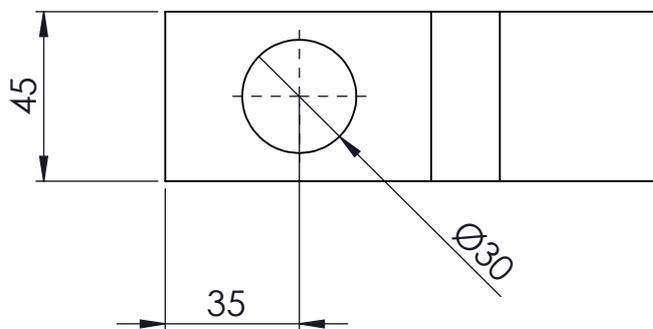
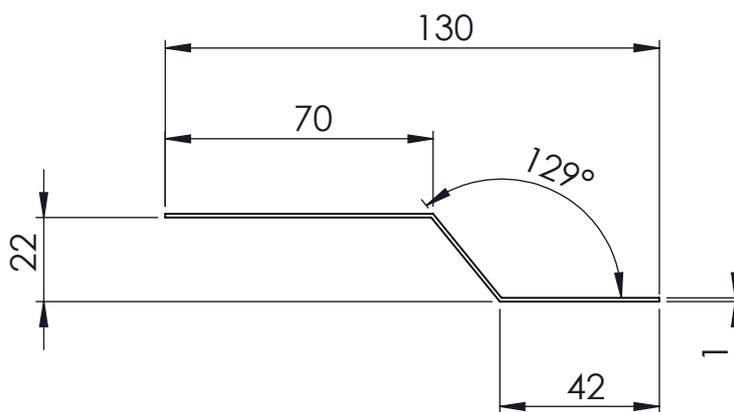
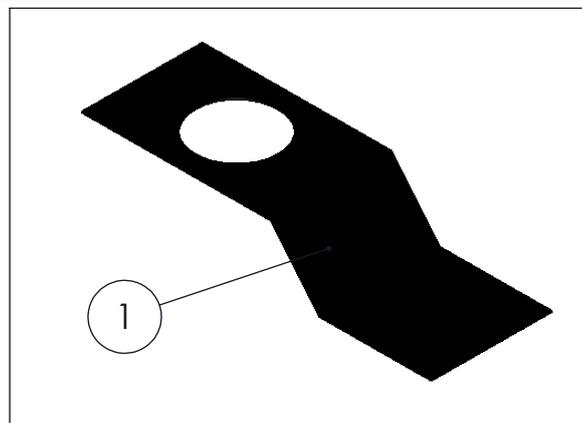
20/06/2018

Escala:

1/20

Nº Plano:

06



N	DESCRIPCIÓN	UNID.	MATERIAL
1	CHAPA 145X45X1	1	ACERO 1.4031(X39Cr13)

COTAS EN mm SI NO SE ESPECIFICA LO CONTRARIO

GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA



UNIVERSITAT  
POLITÈCNICA  
DE VALÈNCIA

Proyecto:

Diseño de una máquina de extrusión-pelletizado para el aprovechamiento energético de biomasa en la comarca de La Costera

Plano:

SOPORTE PARA FIJAR SENSORES DE NIVEL

Fecha:

20/06/2018

Nº Plano:

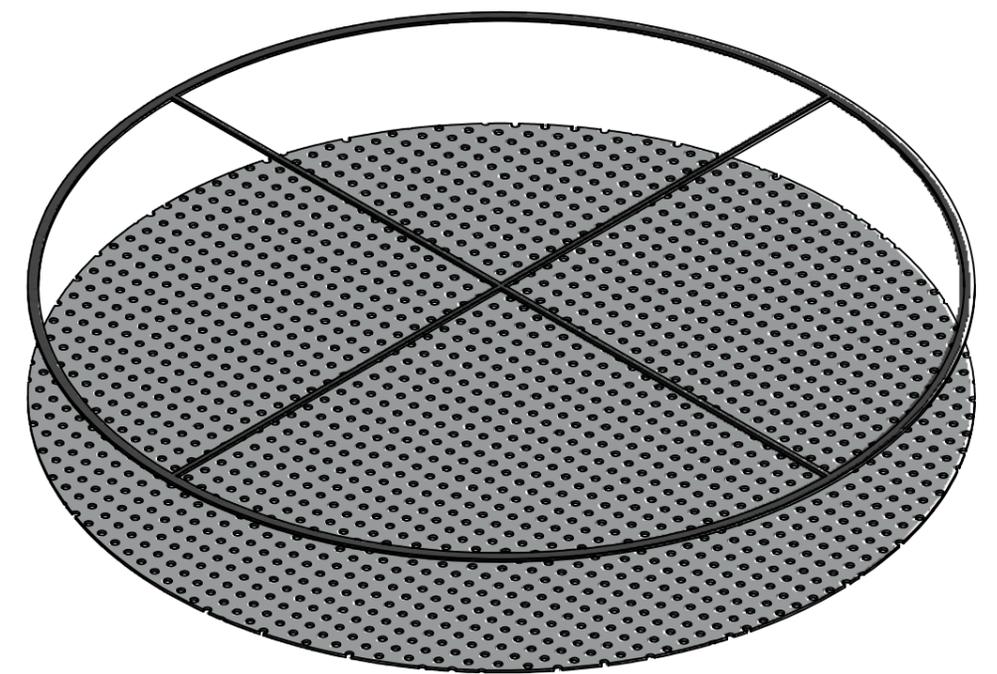
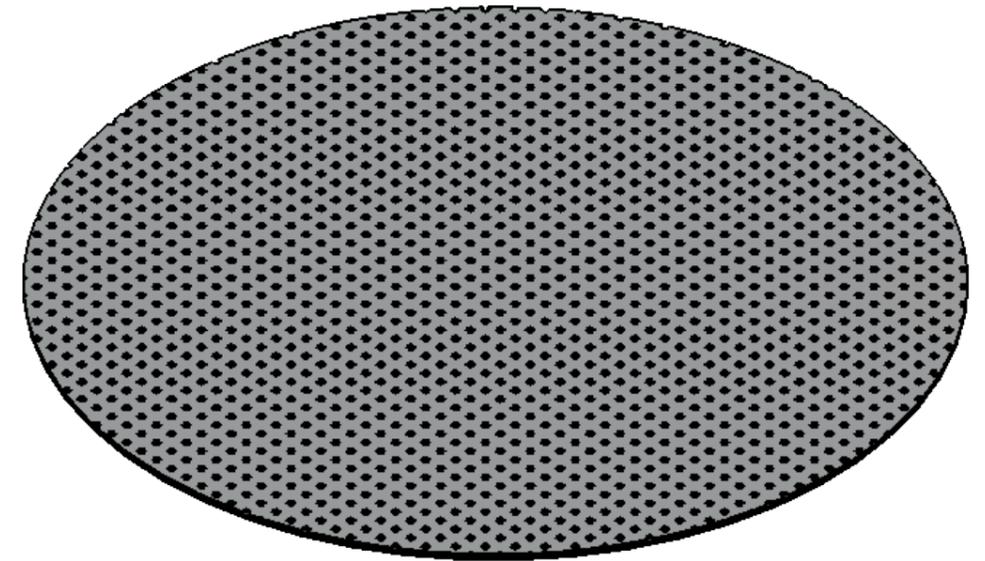
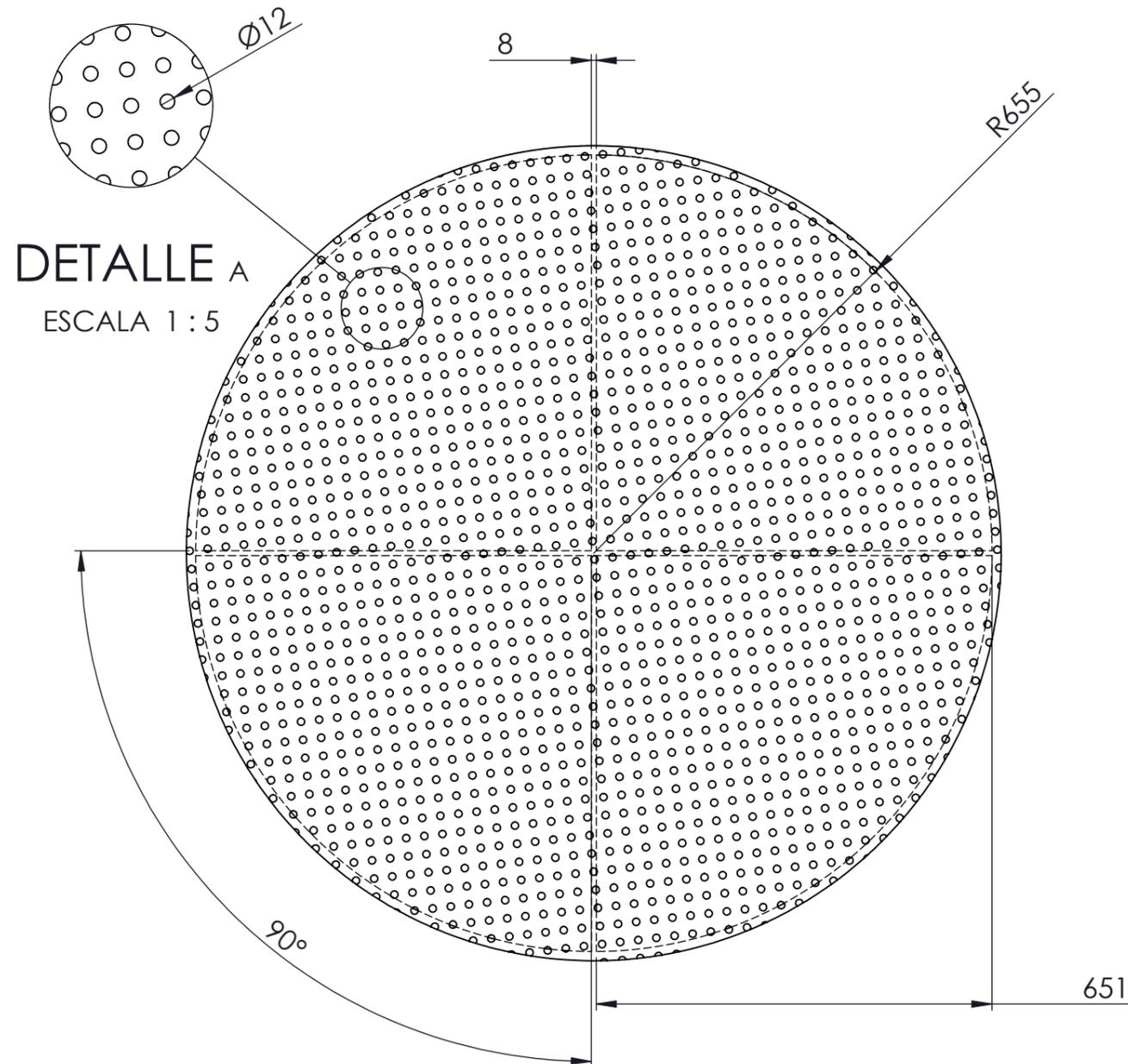
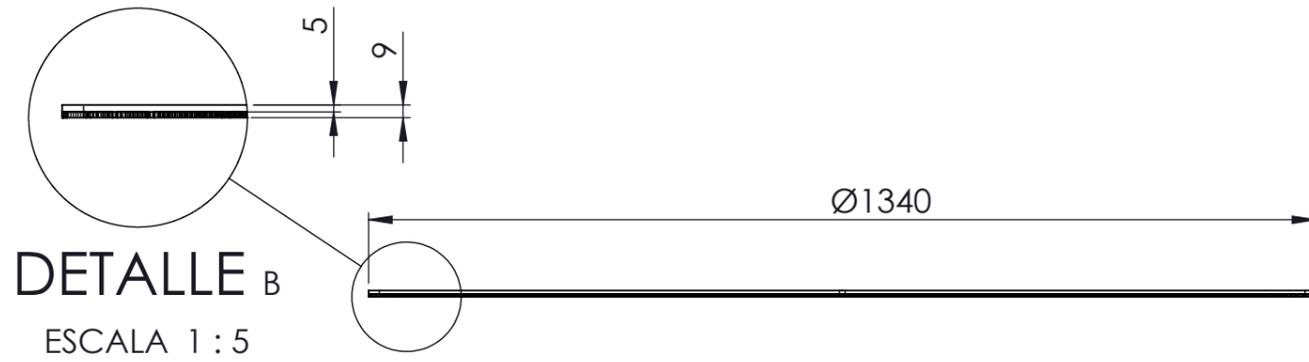
07

Autor:

GUILLERMO ARTIGAU CHACON

Escala:

1/2



MONTAJE DEL CONJUNTO

N	DESCRIPCIÓN	UNID.	MATERIAL
1	CHAPA 1340X1340X5	1	ACERO 1.4031(X39Cr13)
2	PLETINA 6820X4X8	1	ACERO 1.4031(X39Cr13)

COTAS EN mm SI NO SE ESPECIFICA LO CONTRARIO

GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA



Proyecto:

Diseño de una máquina de extrusion-pelletizado para el aprovechamiento energético de biomasa en la comarca de La Costera

Plano:

REJA DE CRIBADO

Autor:

GUILLERMO ARTIGAU CHACON

Fecha:

20/06/2018

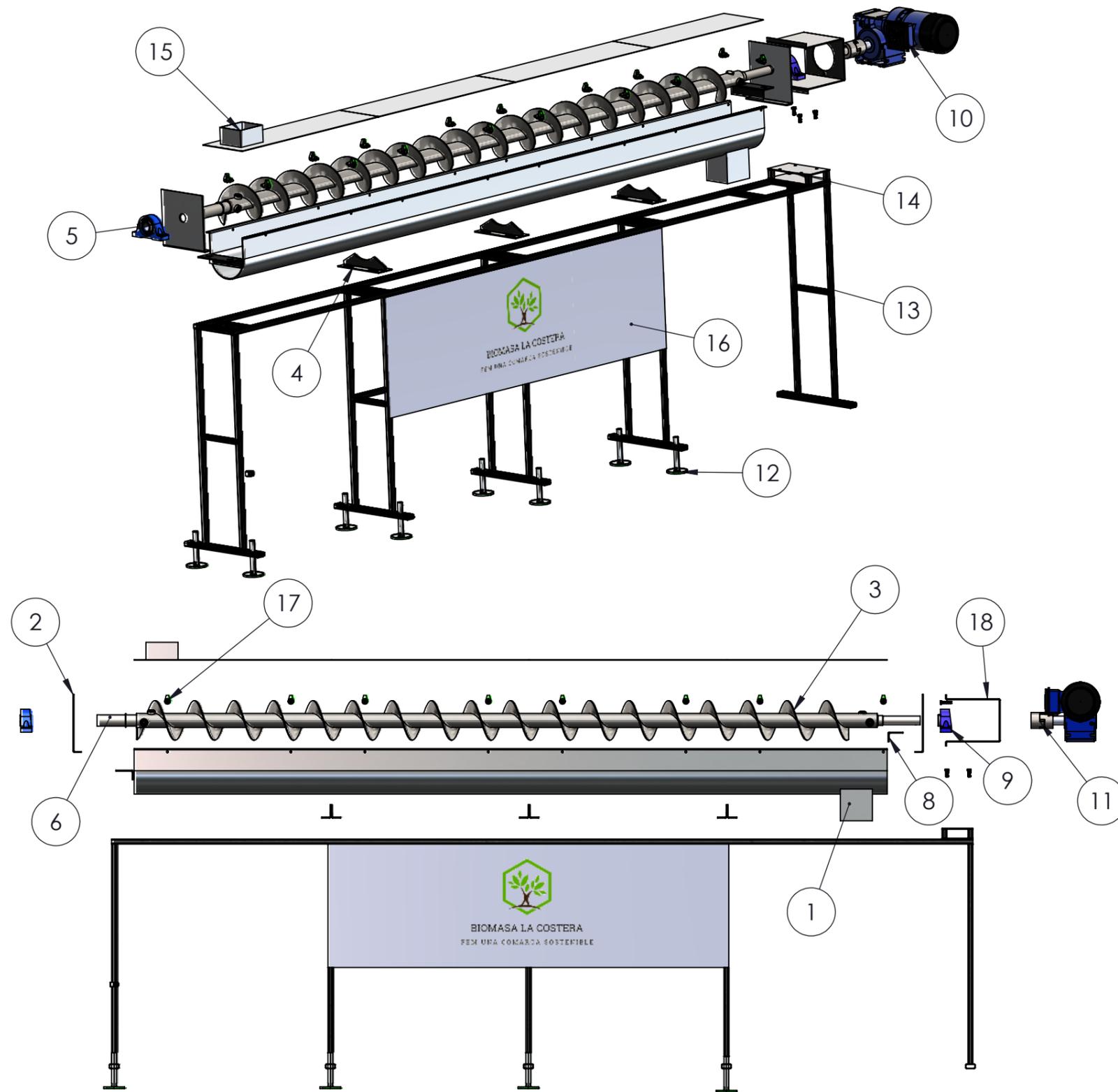
Escala:

1/10

Nº Plano:

08

# **TRANSPORTADOR HELICOIDAL**



N	DESCRIPCIÓN COMPONENTE	UNID.
1	CUERPO DEL TRANSPORTADOR	1
2	TAPA LATERAL	2
3	HELICOIDAL	1
4	SOPORTE DEL CUERPO DEL TRANSPORTADOR	6
5	RODAMIENTO 1	1
6	EJE DE SOPORTE	1
7	EJE ENTRADA MOVIMIENTO	1
8	ANGULO SOPORTE DE RODAMIENTO	2
9	RODAMIENTO 2	1
10	MOTORREDUCTOR NORD SK 1SI 50	1
11	TRANSMISIÓN FLEXIBLE JAW LOVEJOY - MARTIN - RATHI modelo L100	1
12	PATAS REGULABLES EN ALTURA	8
13	ESTRUCTURA	1
14	SOPORTE PARA MOTOR	1
15	TAPAS DEL TRANSPORTADOR	4
16	CARTEL CON LOGO	1
17	GRAPA DE FIJACIÓN DE LAS TAPAS	16
18	PROTECCIÓN TRANSMISIÓN	1

COTAS EN mm SI NO SE ESPECIFICA LO CONTRARIO

GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA



Proyecto:

Diseño de una máquina de extrusión-pelletizado para el aprovechamiento energético de biomasa en la comarca de La Costera

Plano:

DESPIECE DEL TRANSPORTADOR

Fecha:

20/06/2018

Autor:

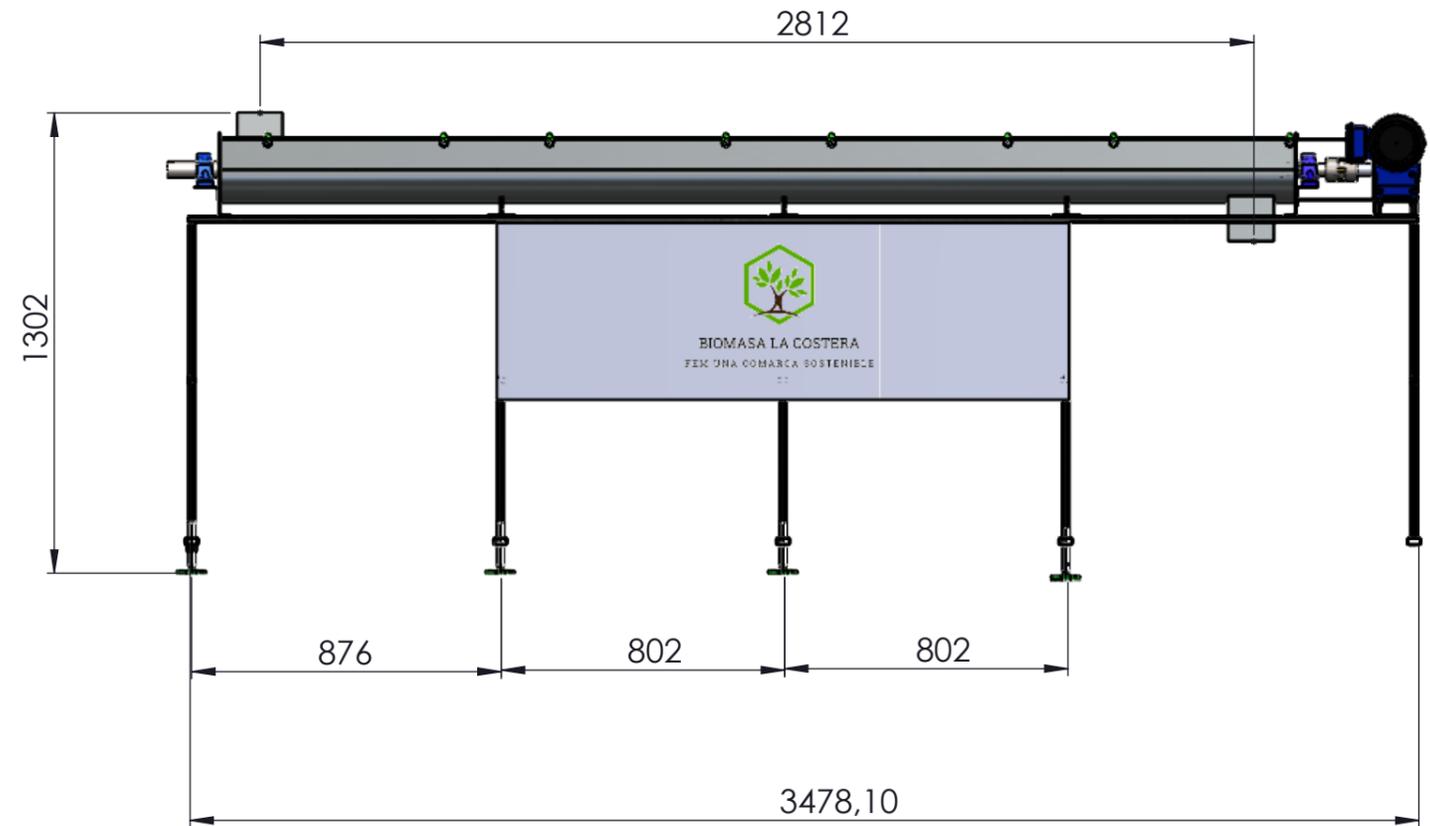
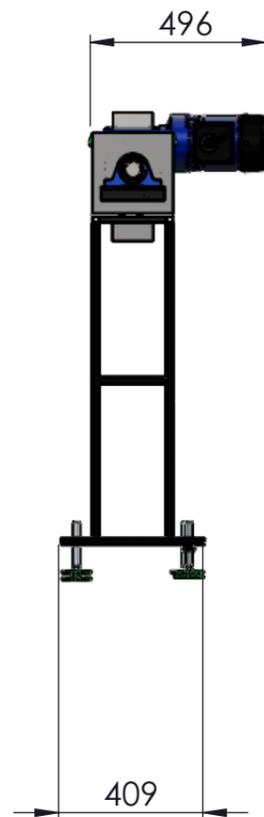
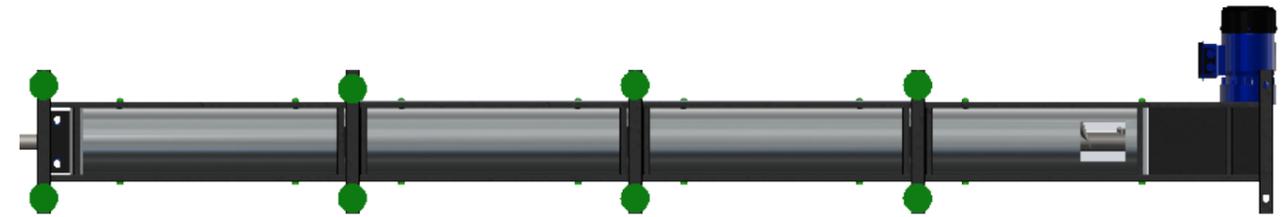
GUILLERMO ARTIGAU CHACON

Escala:

1/20

Nº Plano:

01



COTAS EN mm SI NO SE ESPECIFICA LO CONTRARIO

GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA



Proyecto:

Diseño de una máquina de extrusión-pelletizado para el aprovechamiento energético de biomasa en la comarca de La Costera

Plano:

DIMENSIONES BASICAS DEL TRANSPORTADOR

Autor:

GUILLERMO ARTIGAU CHACON

Fecha:

20/06/2018

Escala:

1/20

Nº Plano:

02



DETALLE A  
ESCALA 1 : 5

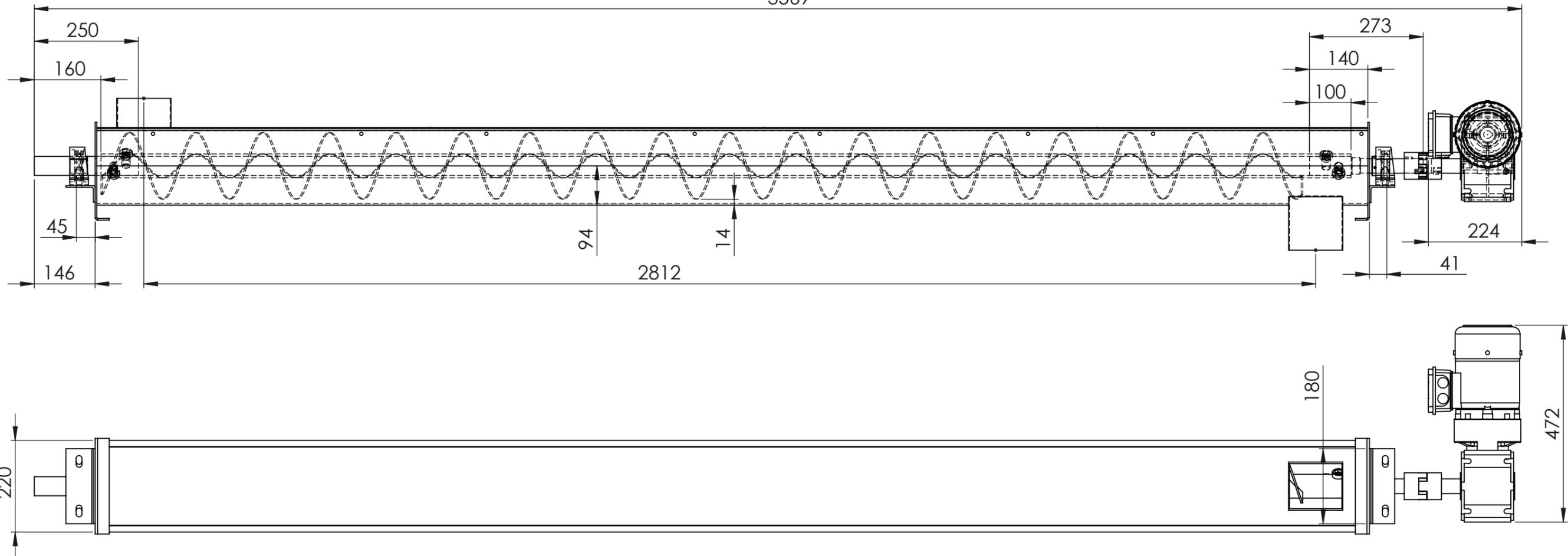
DETALLE D  
ESCALA 1 : 5



VISTAS DEL CONJUNTO ESCALA 1/20

VISTAS DETALLADAS ESCALA 1/20

3569



COTAS EN mm SI NO SE ESPECIFICA LO CONTRARIO

GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA



Proyecto:

Diseño de una máquina de extrusión-pelletizado para el aprovechamiento energético de biomasa en la comarca de La Costera

Plano:

DIMENSIONES BASICAS DEL HELICOIDAL

Autor:

GUILLERMO ARTIGAU CHACON

Fecha:

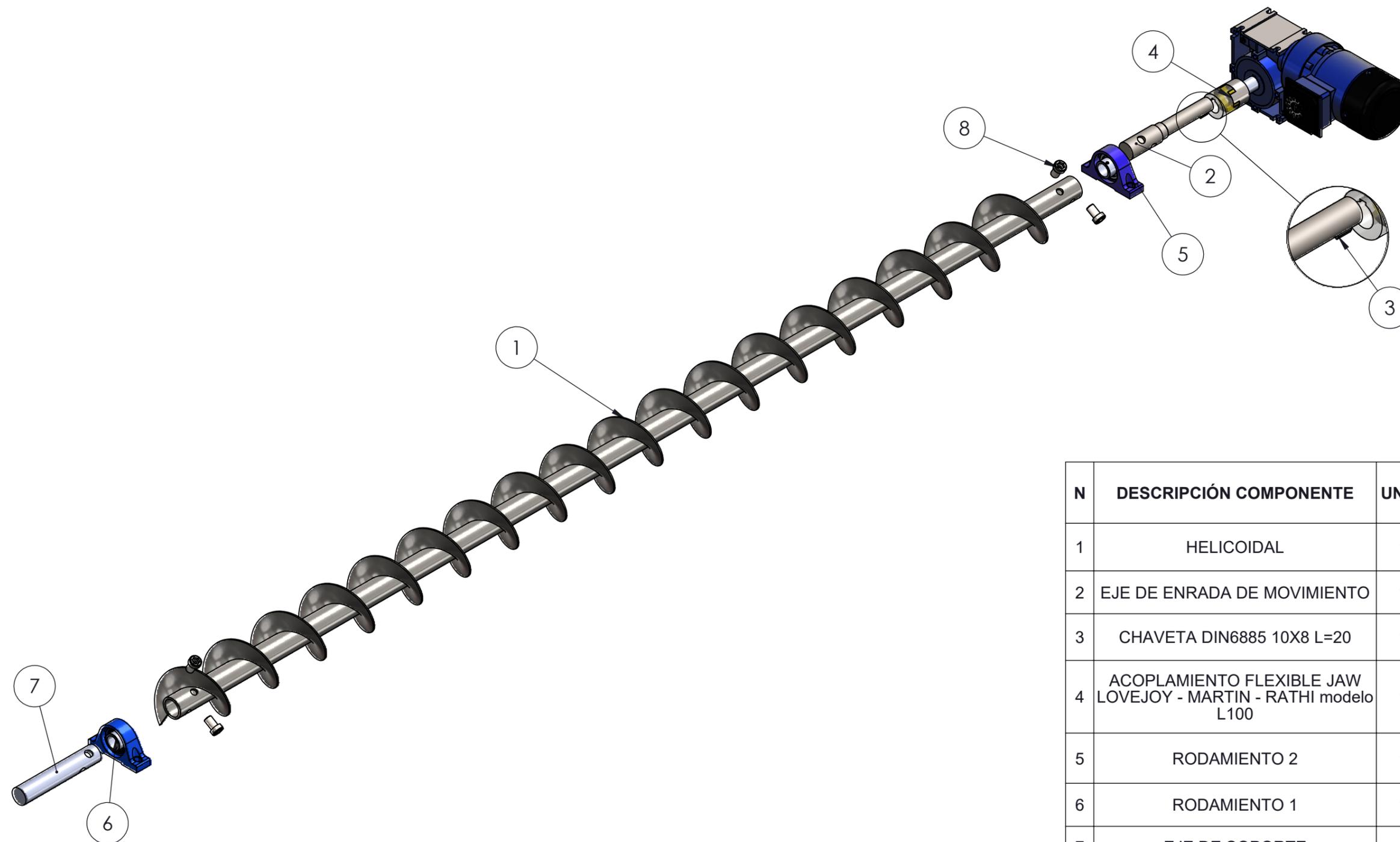
20/06/2018

Escala:

1/10

Nº Plano:

03



**DETALLE A**  
ESCALA 1 : 5

N	DESCRIPCIÓN COMPONENTE	UNID.
1	HELICOIDAL	1
2	EJE DE ENRADA DE MOVIMIENTO	1
3	CHAVETA DIN6885 10X8 L=20	1
4	ACOPLAMIENTO FLEXIBLE JAW LOVEJOY - MARTIN - RATHI modelo L100	1
5	RODAMIENTO 2	1
6	RODAMIENTO 1	1
7	EJE DE SOPORTE	1
8	TORNILLOS DIN 6912 M20X20	4

COTAS EN mm SI NO SE ESPECIFICA LO CONTRARIO

GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA



Proyecto:

Diseño de una máquina de extrusión-pelletizado para el aprovechamiento energético de biomasa en la comarca de La Costera

Plano:

VISTA EXPLOSIONADA DEL SISTEMA MOTRIZ

Fecha:

20/06/2018

Nº Plano:

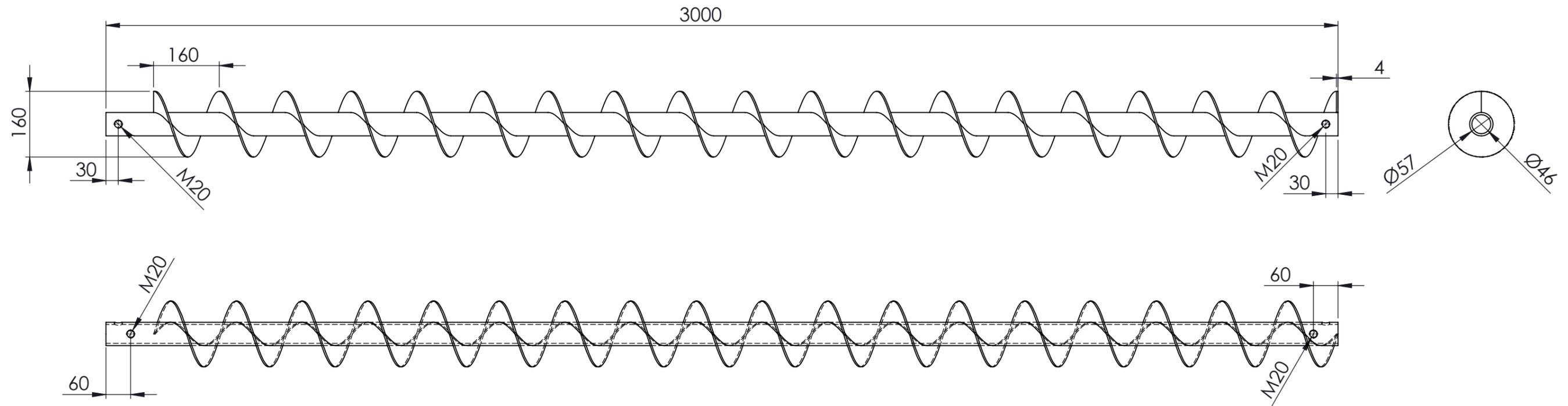
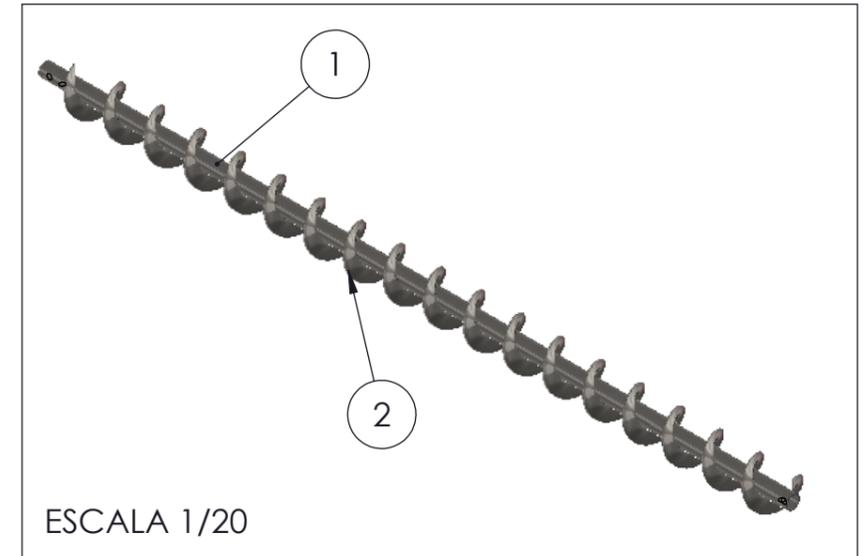
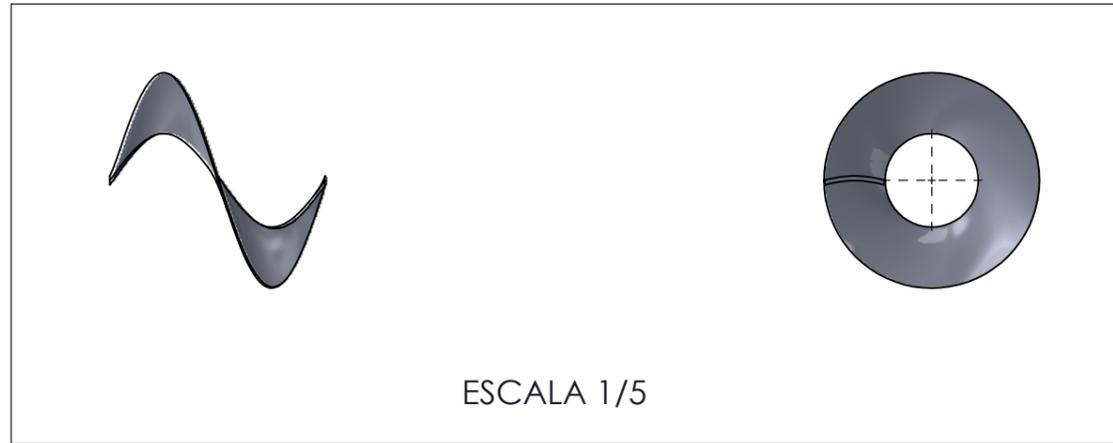
04

Autor:

GUILLERMO ARTIGAU CHACON

Escala:

1/10



N	DESCRIPCIÓN	UNID.	MATERIAL
1	TUBO HUECO Ø57x11x3000	1	ACERO 1.4031(X39Cr13)
2	CHAPA 160x160x4	18	ACERO 1.4031(X39Cr13)

COTAS EN mm SI NO SE ESPECIFICA LO CONTRARIO

GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA



Proyecto:

Diseño de una máquina de extrusión-pelletizado para el aprovechamiento energético de biomasa en la comarca de La Costera

Plano:

HELICOIDAL

Fecha:

20/06/2018

Nº Plano:

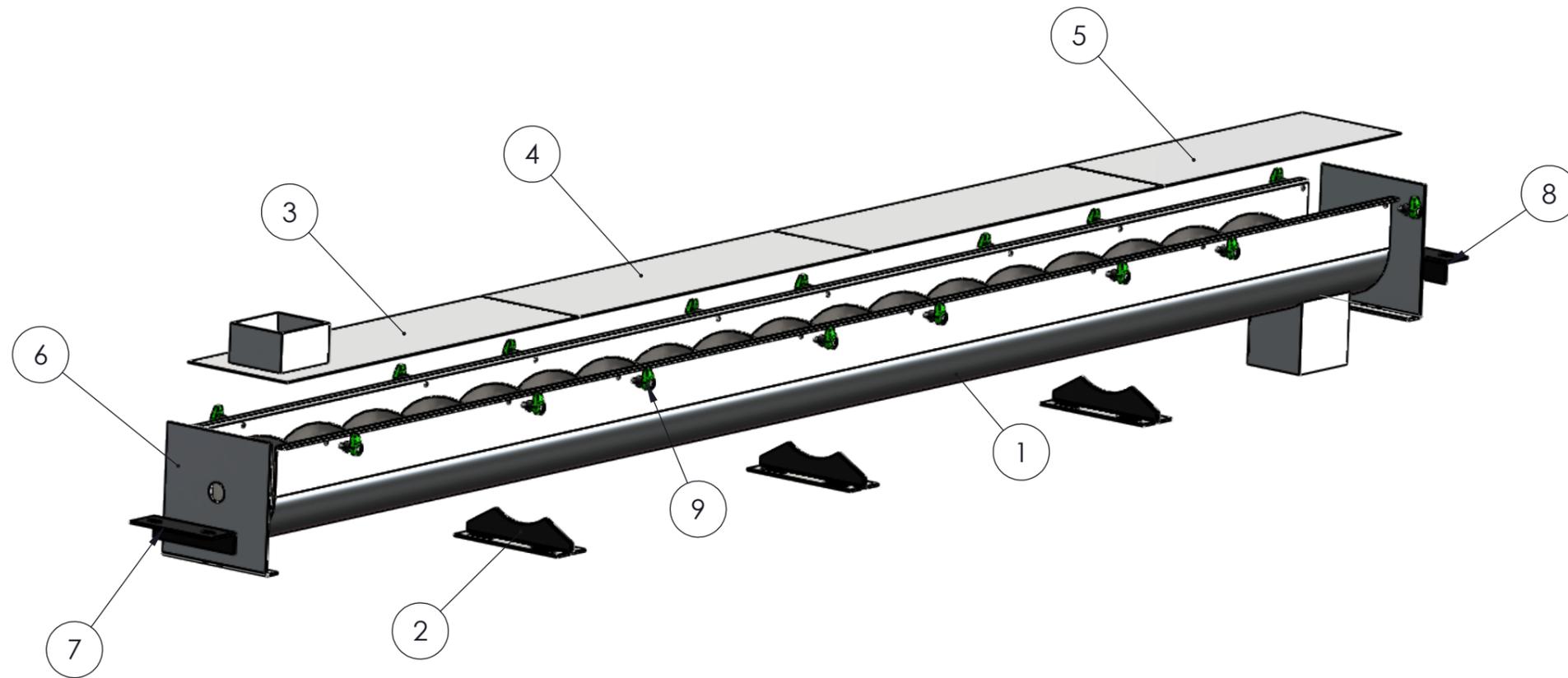
05

Autor:

GUILLERMO ARTIGAU CHACON

Escala:

1/10



N	DESCRIPCIÓN COMPONENTE	UNID.
1	CUERPO DEL TRANSPORTADOR	1
2	PATAS DEL CUERPO DEL TRANSPORTADOR	6
3	TAPA EXTREMO DE LA TOLVA	1
4	TAPA CENTRAL	2
5	TAPA MAS PROXIMA A LA SECCIÓN DE SALIDA	1
6	SOPORTE EXTREMOS DEL TRANSPORTADOR	2

7	SOPORTE PARA RODAMIENTO 1	1
8	SOPORTE PARA RODAMIENTO 2	1
9	GRAPA FIJACIÓN DE LAS TAPAS	16

COTAS EN mm SI NO SE ESPECIFICA LO CONTRARIO

GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA



Proyecto:

Diseño de una máquina de extrusión-pelletizado para el aprovechamiento energético de biomasa en la comarca de La Costera

Plano:

DESPIECE DEL CUERPO DEL TRANSPORTADOR

Autor:

GUILLERMO ARTIGAU CHACON

Fecha:

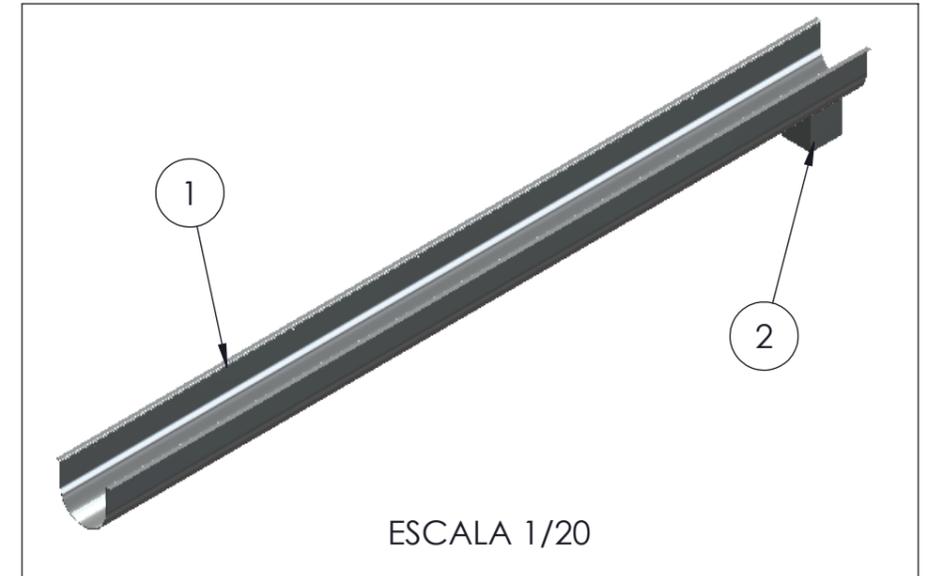
20/06/2018

Escala:

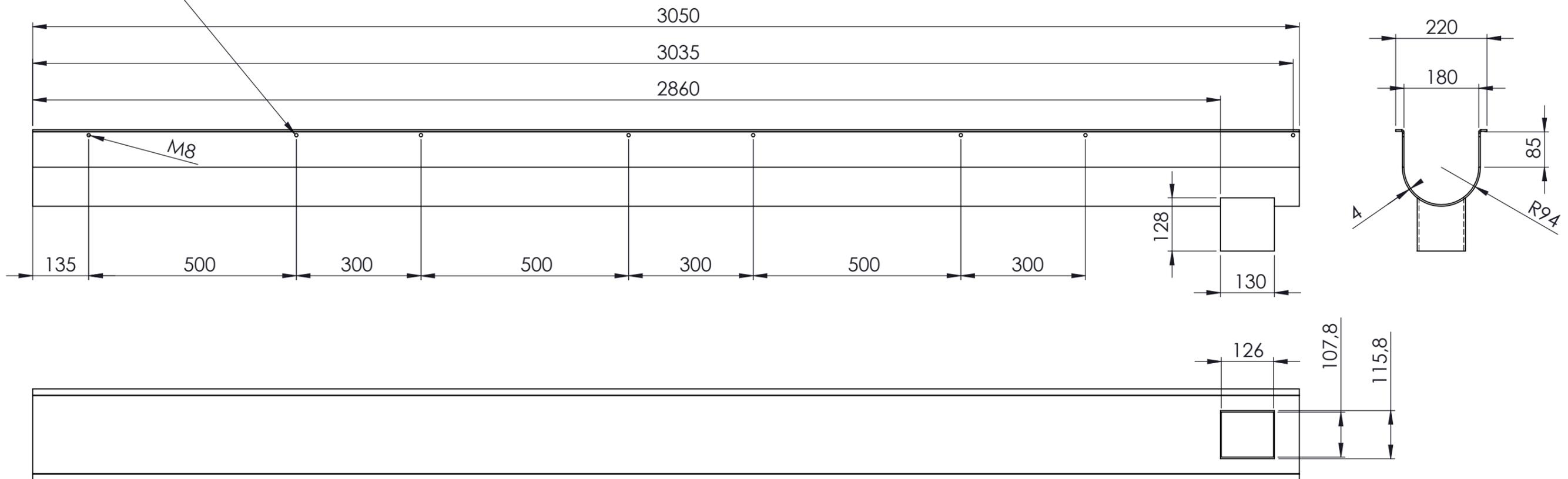
1/10

Nº Plano:

06



GRAPAS DE FIJACIÓN DE LAS TAPAS



N	DESCRIPCIÓN	UNID.	MATERIAL
1	CHAPA 470X3050X4	1	ACERO 1.4031(X39Cr13)
2	CHAPA 130X620X4	1	ACERO 1.4031(X39Cr13)

COTAS EN mm SI NO SE ESPECIFICA LO CONTRARIO

GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA



Proyecto:

Diseño de una máquina de extrusion-pelletizado para el aprovechamiento energético de biomasa en la comarca de La Costera

Plano:

CUERPO DEL TRANSPORTADOR

Fecha:

20/06/2018

Nº Plano:

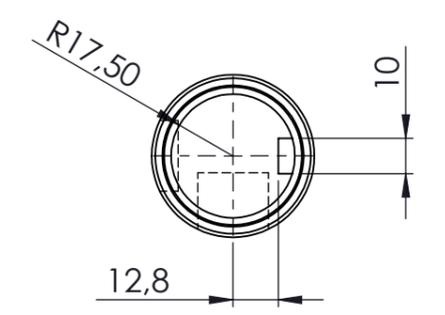
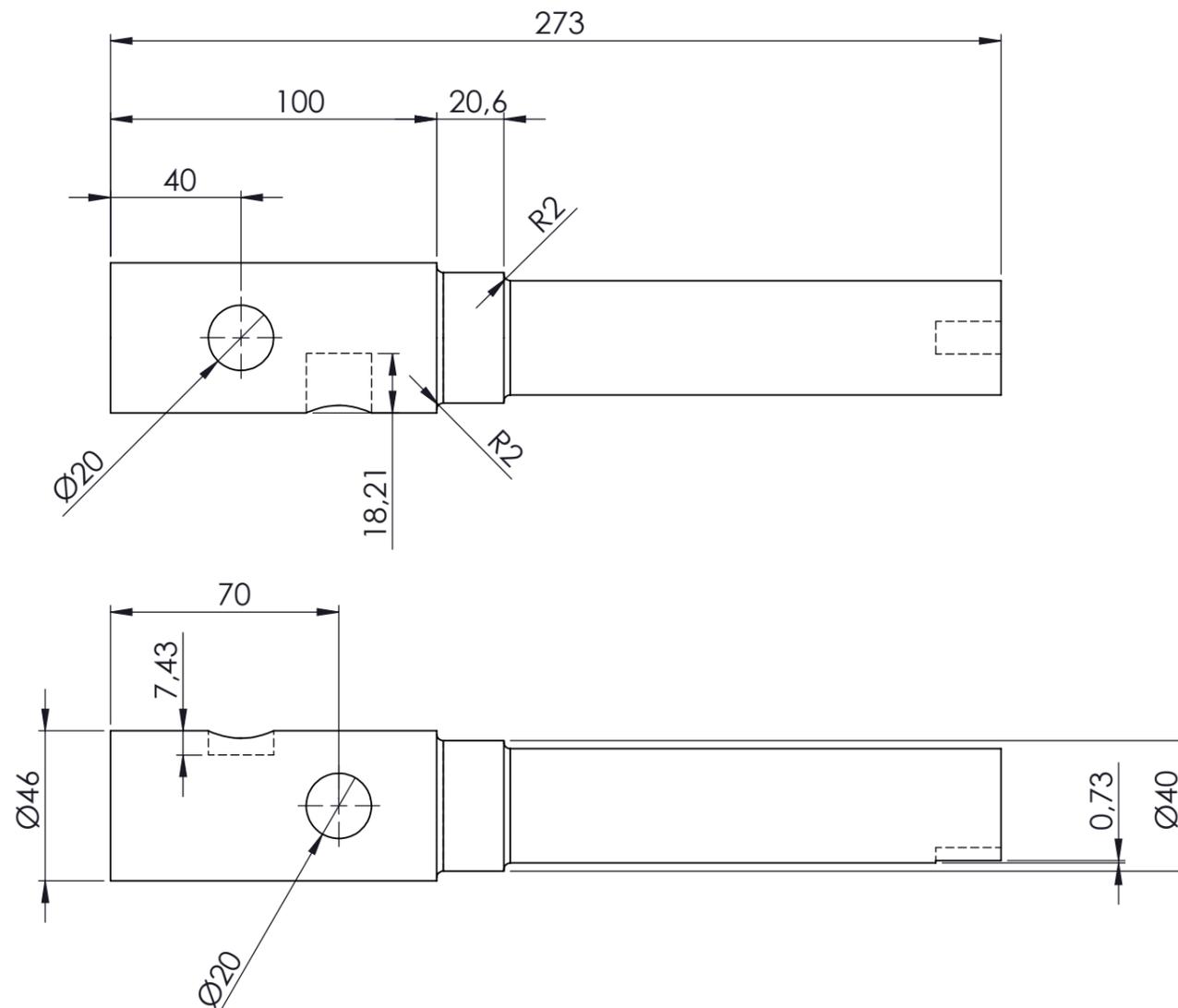
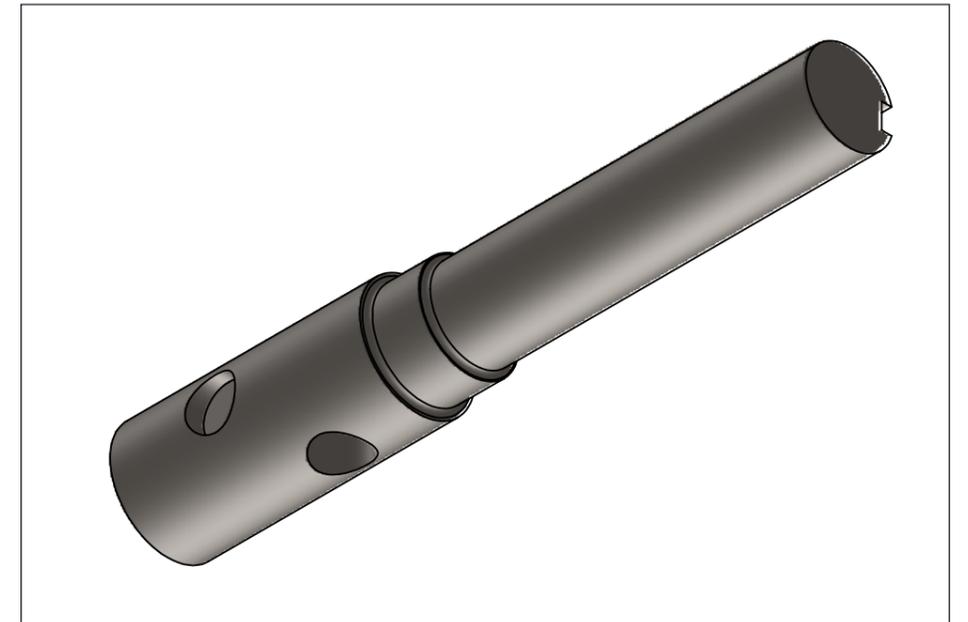
07

Autor:

GUILLERMO ARTIGAU CHACON

Escala:

1/10



N	DESCRIPCIÓN	UNID.	MATERIAL
1	BARRA MACIZA Ø46 L=273	1	ACERO AISI 1045

COTAS EN mm SI NO SE ESPECIFICA LO CONTRARIO

GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA



Proyecto:

Diseño de una máquina de extrusion-pelletizado para el aprovechamiento energético de biomasa en la comarca de La Costera

Plano:

EJE DE ENTRADA DE MOVIMIENTO

Fecha:

20/06/2018

Nº Plano:

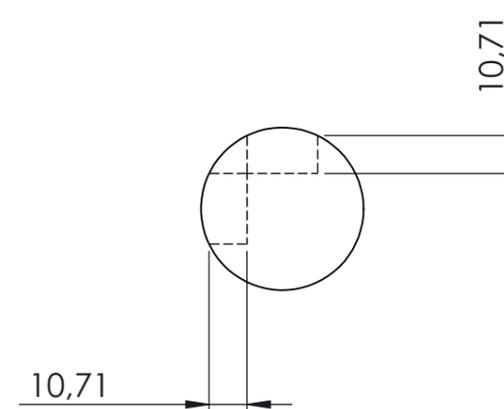
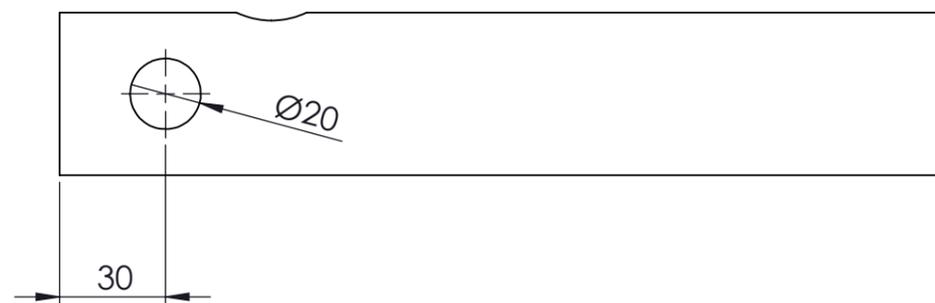
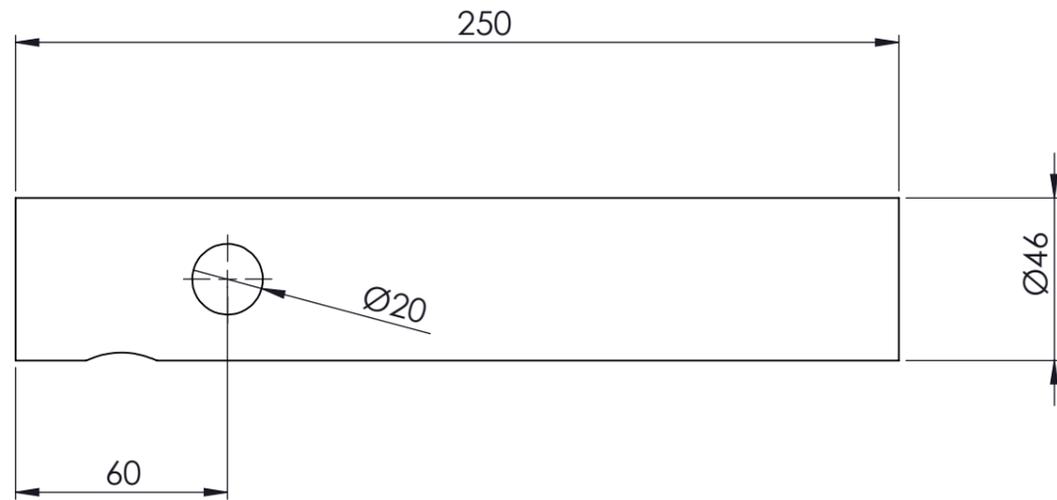
08

Autor:

GUILLELMO ARTIGAU CHACON

Escala:

1/2



N	DESCRIPCIÓN	UNID.	MATERIAL
1	BARRA MACIZA Ø46 L=250	1	ACERO AISI 1045

COTAS EN mm SI NO SE ESPECIFICA LO CONTRARIO

GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA



Proyecto:

Diseño de una máquina de extrusion-pelletizado para el aprovechamiento energético de biomasa en la comarca de La Costera

Plano:

EJE DE SOPORTE

Fecha:

20/06/2018

Nº Plano:

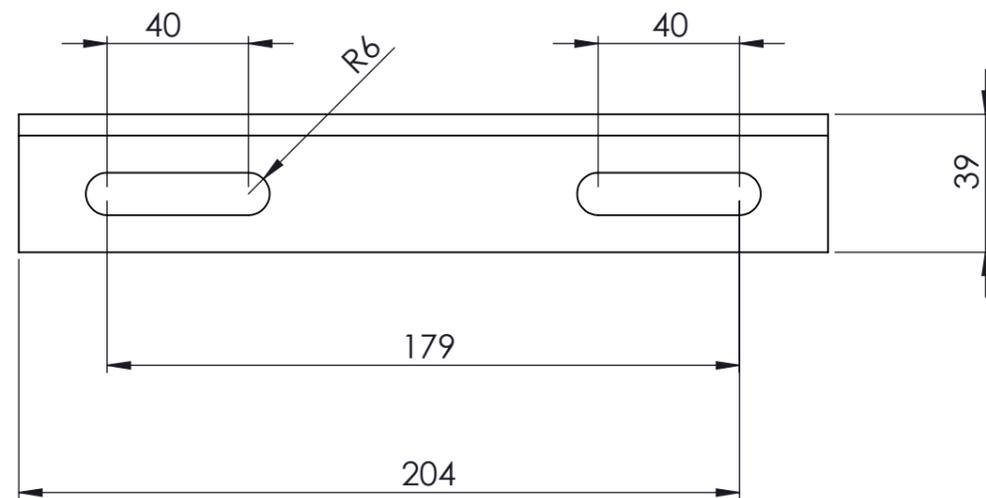
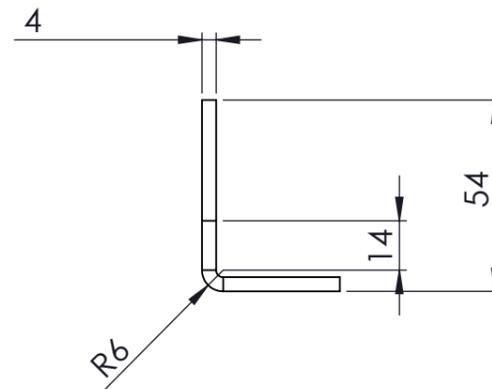
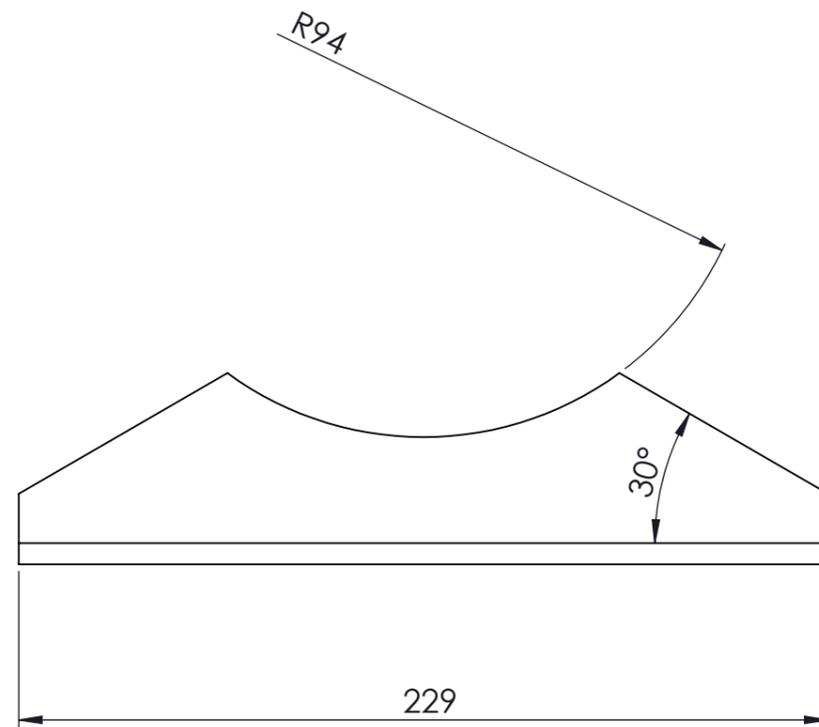
09

Autor:

GUILLERMO ARTIGAU CHACON

Escala:

1/2



N	DESCRIPCIÓN	UNID.	MATERIAL
1	CHAPA 100X204X4	6	ACERO 1.0044 (S275JR)

COTAS EN mm SI NO SE ESPECIFICA LO CONTRARIO

GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA



Proyecto:

Diseño de una máquina de extrusion-pelletizado para el aprovechamiento energético de biomasa en la comarca de La Costera

Plano:

PATAS DEL CUERPO DEL TRANSPORTADOR

Fecha:

20/06/2018

Nº Plano:

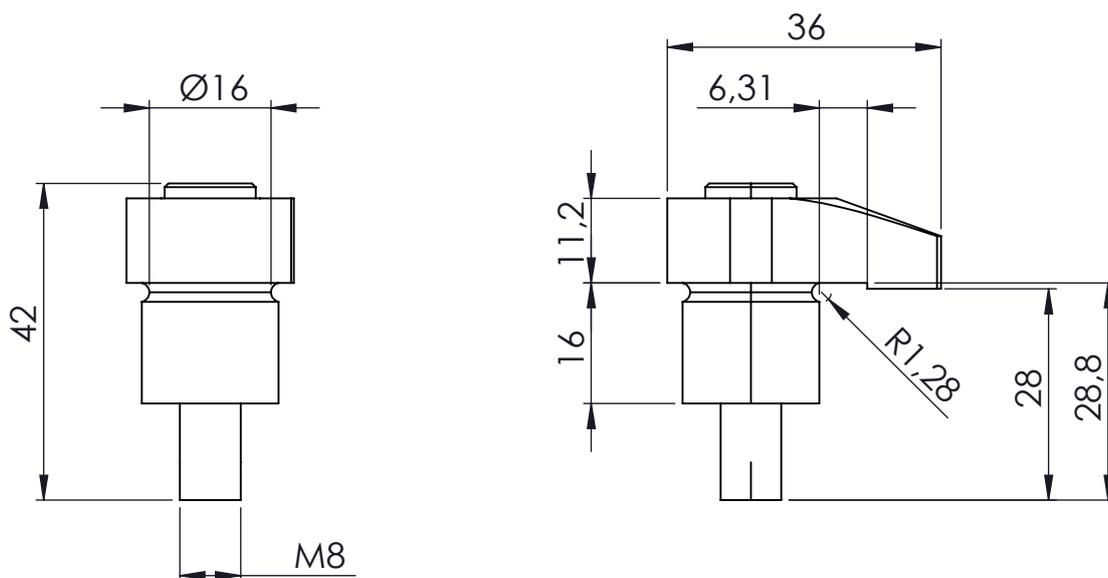
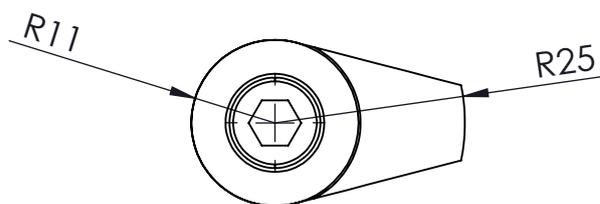
10

Autor:

GUILLERMO ARTIGAU CHACON

Escala:

1/2



COTAS EN mm SI NO SE ESPECIFICA LO CONTRARIO

GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA



UNIVERSITAT  
POLITÈCNICA  
DE VALÈNCIA

Proyecto:

Diseño de una máquina de extrusión-pelletizado para el aprovechamiento energético de biomasa en la comarca de La Costera

Plano:

GRAPA FIJACIÓN DE LAS TAPAS

Fecha:

20/06/2018

Nº Plano:

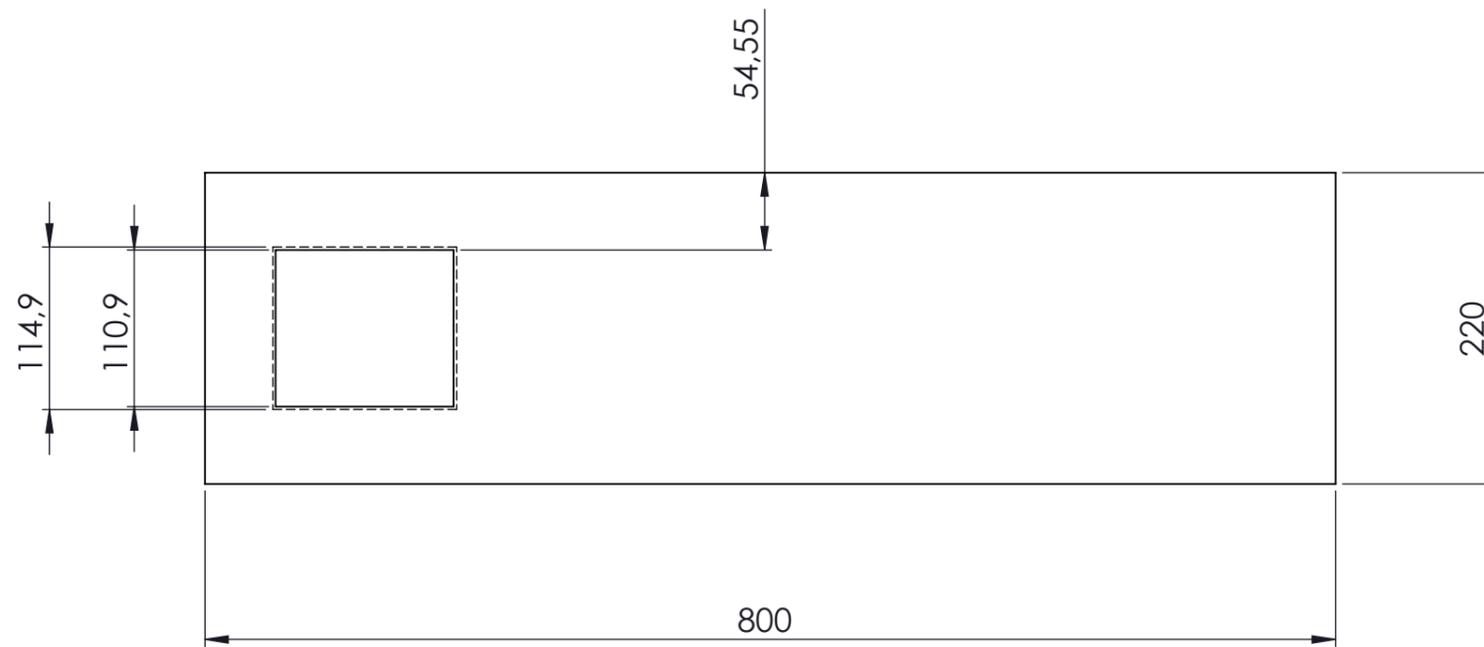
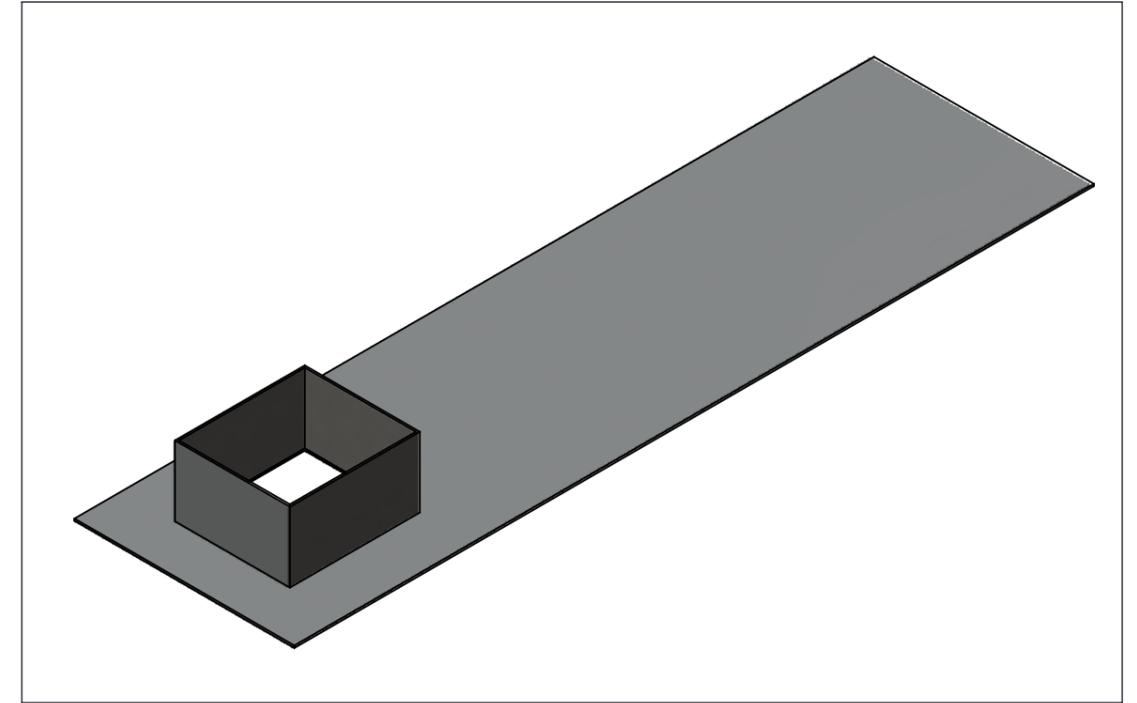
11

Autor:

GUILLERMO ARTIGAU CHACON

Escala:

1/1



N	DESCRIPCIÓN	UNID.	MATERIAL
1	CHAPA 800X220X2	1	ACERO 1.4031(X39Cr13)
2	CHAPA 520X72X2	1	ACERO 1.4031(X39Cr13)

COTAS EN mm SI NO SE ESPECIFICA LO CONTRARIO

GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA



Proyecto:

Diseño de una máquina de extrusion-pelletizado para el aprovechamiento energético de biomasa en la comarca de La Costera

Plano:

TAPA EXTREMO DE LA TOLVA

Fecha:

20/06/2018

Nº Plano:

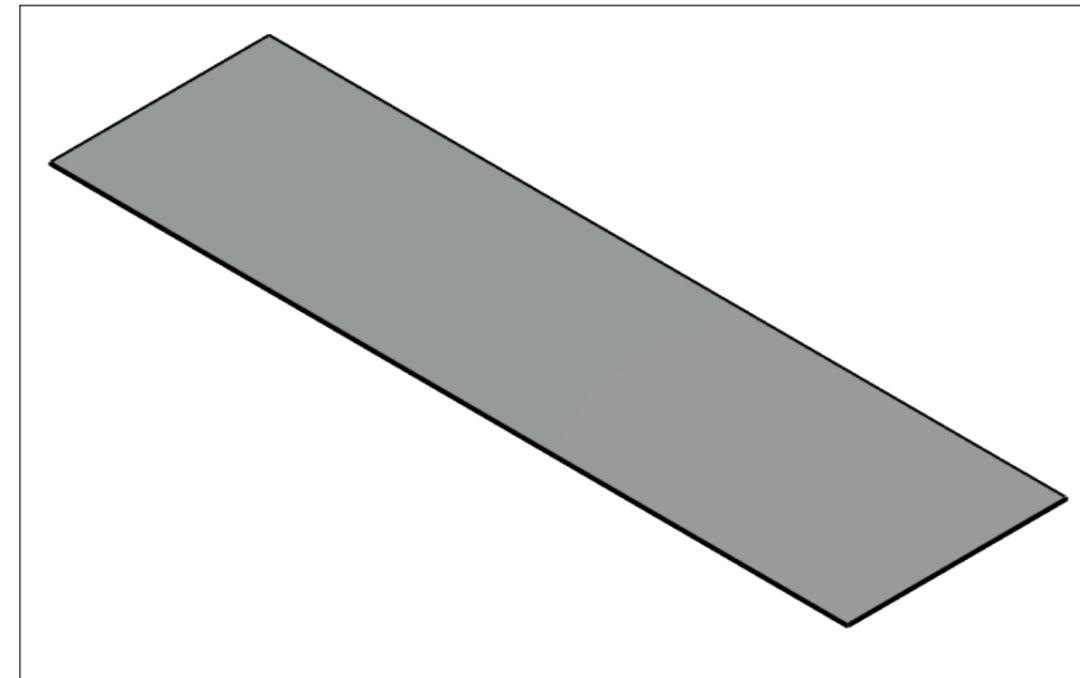
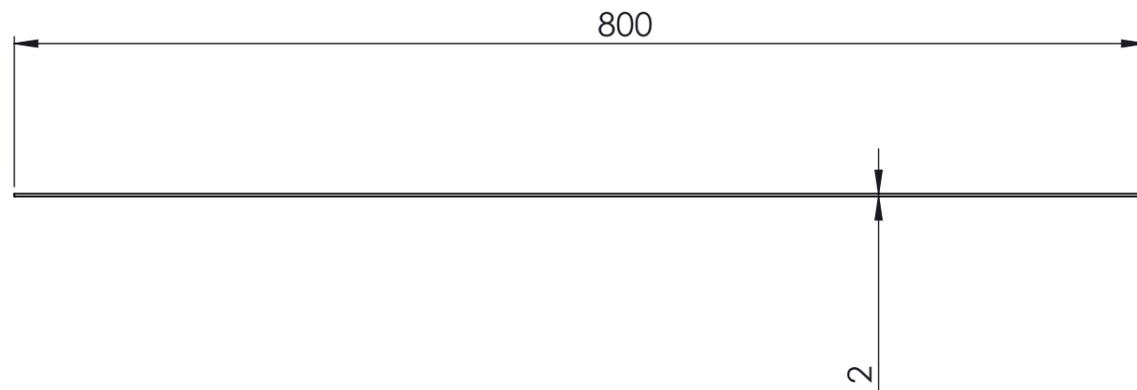
12

Autor:

GUILLERMO ARTIGAU CHACON

Escala:

1/5



N	DESCRIPCIÓN	UNID.	MATERIAL
1	CHAPA 800X220X2	2	ACERO 1.4031(X39Cr13)

COTAS EN mm SI NO SE ESPECIFICA LO CONTRARIO

GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA



UNIVERSITAT  
POLITÈCNICA  
DE VALÈNCIA

Proyecto:

Diseño de una máquina de extrusion-pelletizado para el aprovechamiento energético de biomasa en la comarca de La Costera

Plano:

TAPA CENTRAL

Fecha:

20/06/2018

Nº Plano:

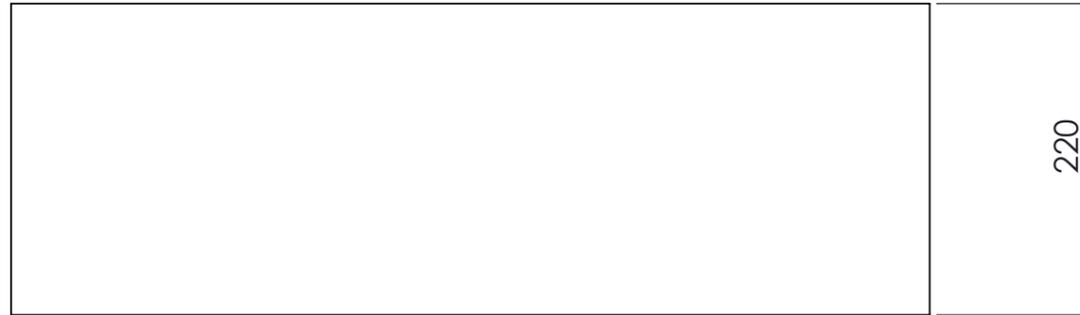
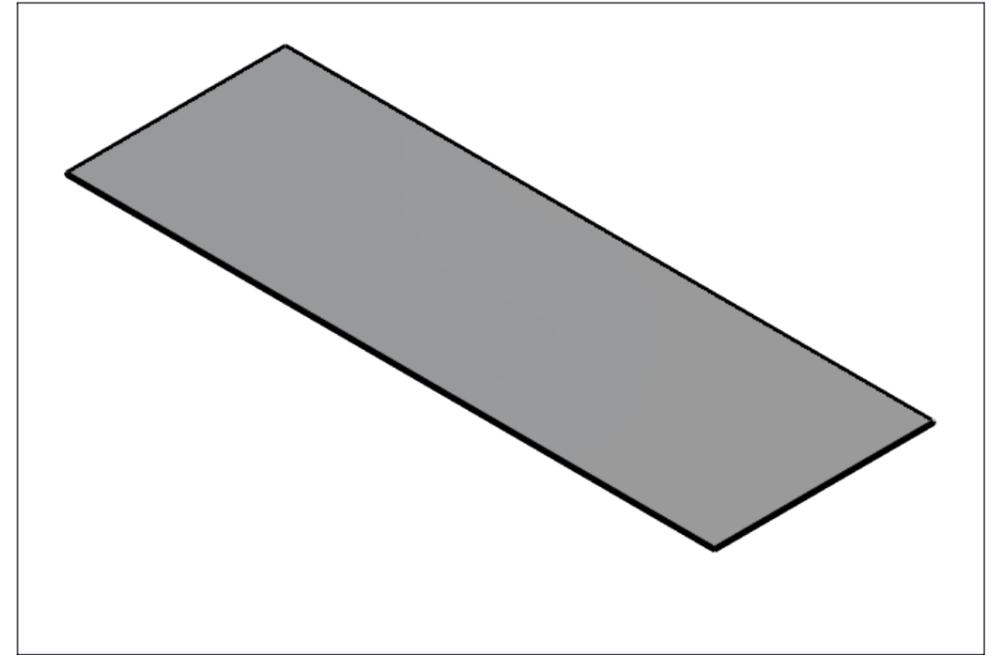
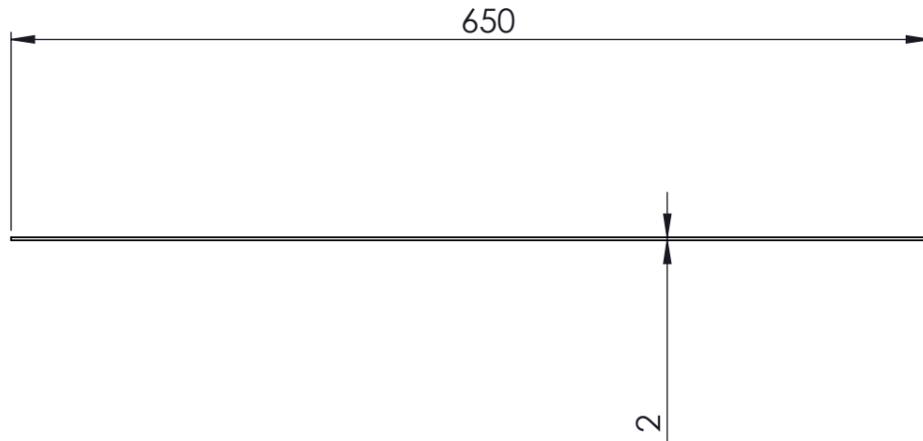
13

Autor:

GUILLERMO ARTIGAU CHACON

Escala:

1/5



N	DESCRIPCIÓN	UNID.	MATERIAL
1	CHAPA 650X220X2	1	ACERO 1.4031(X39Cr13)

COTAS EN mm SI NO SE ESPECIFICA LO CONTRARIO

GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA



UNIVERSITAT  
POLITÈCNICA  
DE VALÈNCIA

Proyecto:

Diseño de una máquina de extrusion-pelletizado para el aprovechamiento energético de biomasa en la comarca de La Costera

Plano:

TAPA MAS PROXIMA A LA SECCIÓN DE SALIDA

Fecha:

20/06/2018

Nº Plano:

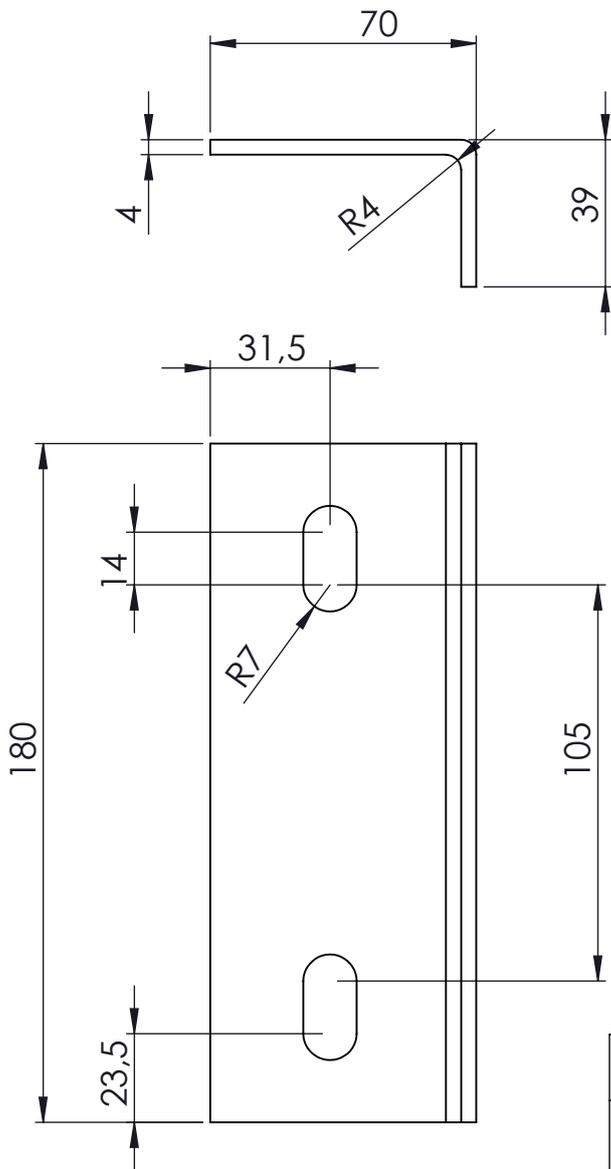
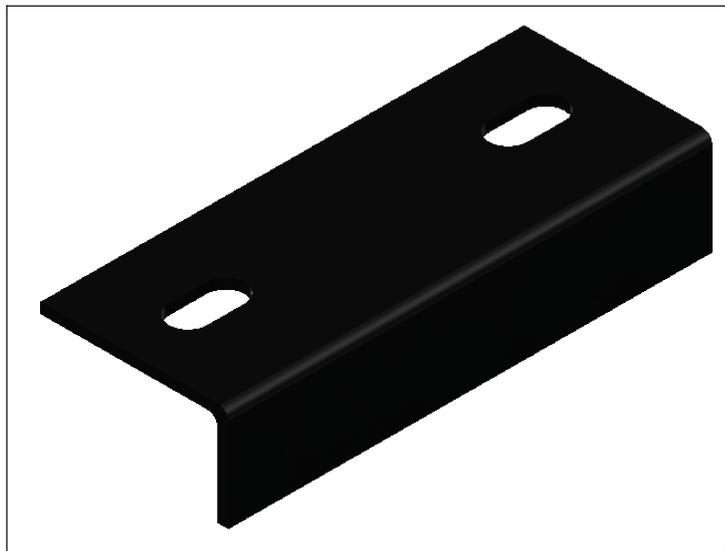
14

Autor:

GUILLELMO ARTIGAU CHACON

Escala:

1/5



COTAS EN mm SI NO SE ESPECIFICA LO CONTRARIO

N	DESCRIPCIÓN	UNID.	MATERIAL
1	CHAPA 180X109X4	1	ACERO 1.0044 (S275JR)

GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA



UNIVERSITAT  
POLITÈCNICA  
DE VALÈNCIA

Proyecto:

Diseño de una máquina de extrusión-pelletizado para el aprovechamiento energético de biomasa en la comarca de La Costera

Plano:

SOPORTE ESCUADRA PARA RODAMIENTO 1

Fecha:

20/06/2018

Nº Plano:

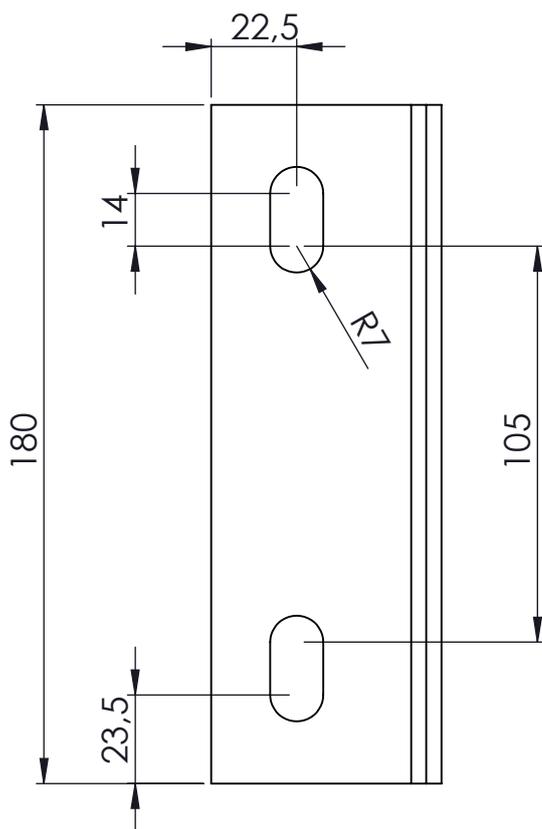
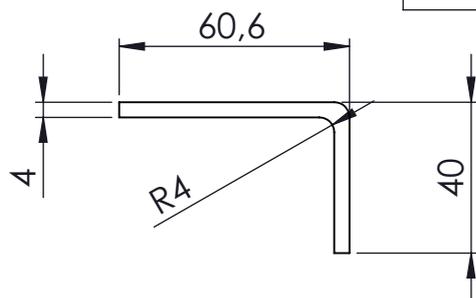
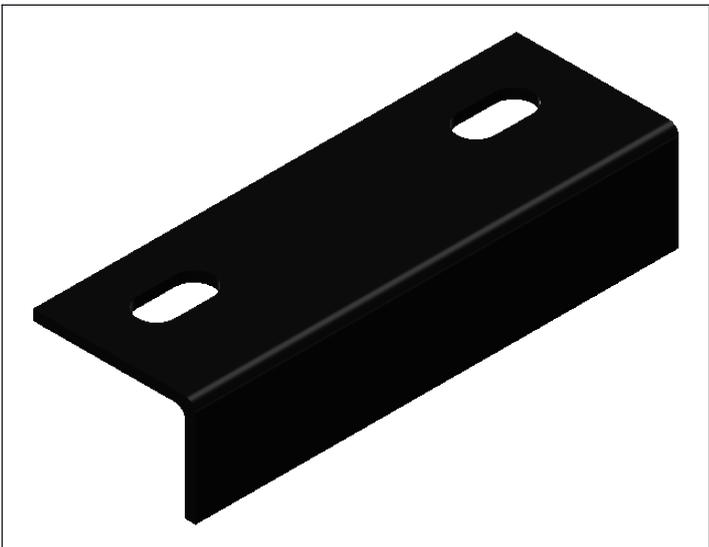
15

Autor:

GUILLERMO ARTIGAU CHACON

Escala:

1/2



N	DESCRIPCIÓN	UNID.	MATERIAL
1	CHAPA 180X101X4	1	ACERO 1.0044 (S275JR)

COTAS EN mm SI NO SE ESPECIFICA LO CONTRARIO

GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA



UNIVERSITAT  
POLITÈCNICA  
DE VALÈNCIA

Proyecto:

Diseño de una máquina de extrusión-pelletizado para el aprovechamiento energético de biomasa en la comarca de La Costera

Plano:

SOPORTE ESCUADRA PARA RODAMIENTO 2

Fecha:

20/06/2018

Nº Plano:

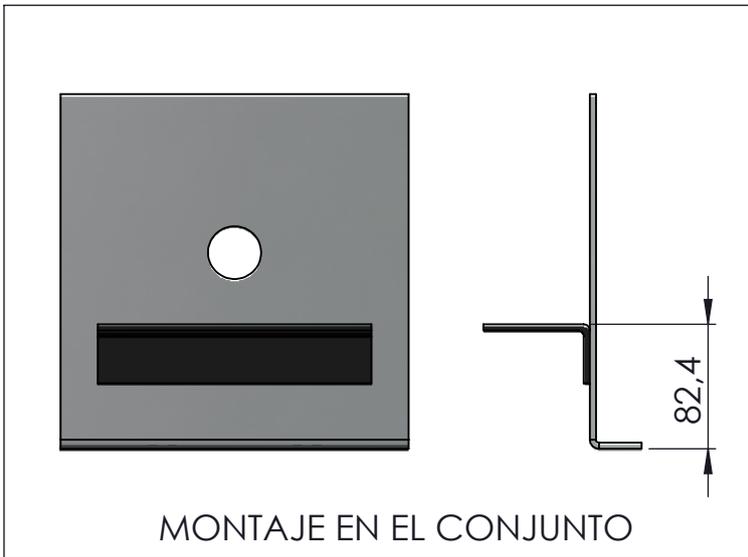
16

Autor:

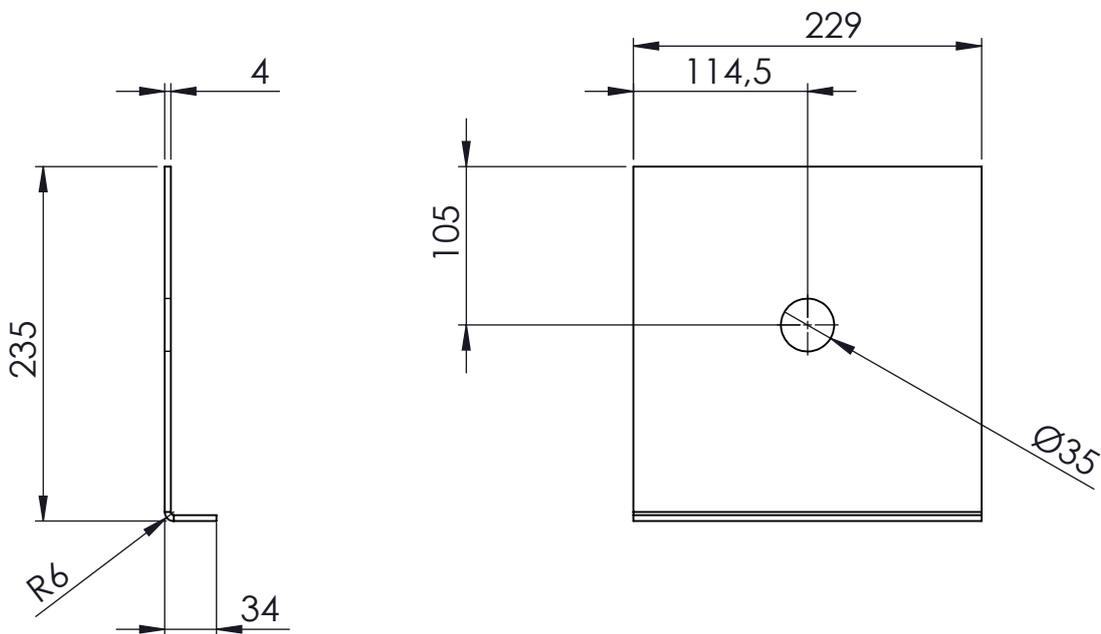
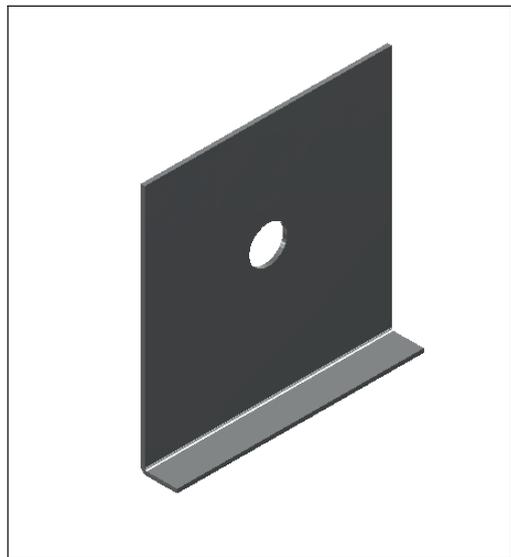
GUILLERMO ARTIGAU CHACON

Escala:

1/2



MONTAJE EN EL CONJUNTO



N	DESCRIPCIÓN	UNID.	MATERIAL
1	CHAPA 289X229X4	2	ACERO 1.4031(X39Cr13)

COTAS EN mm SI NO SE ESPECIFICA LO CONTRARIO

GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA



UNIVERSITAT  
POLITÈCNICA  
DE VALÈNCIA

Proyecto:

Diseño de una máquina de extrusión-pelletizado para el aprovechamiento energético de biomasa en la comarca de La Costera

Plano:

SOPORTE EXTREMOS DEL TRANSPORTADOR

Fecha:

20/06/2018

Nº Plano:

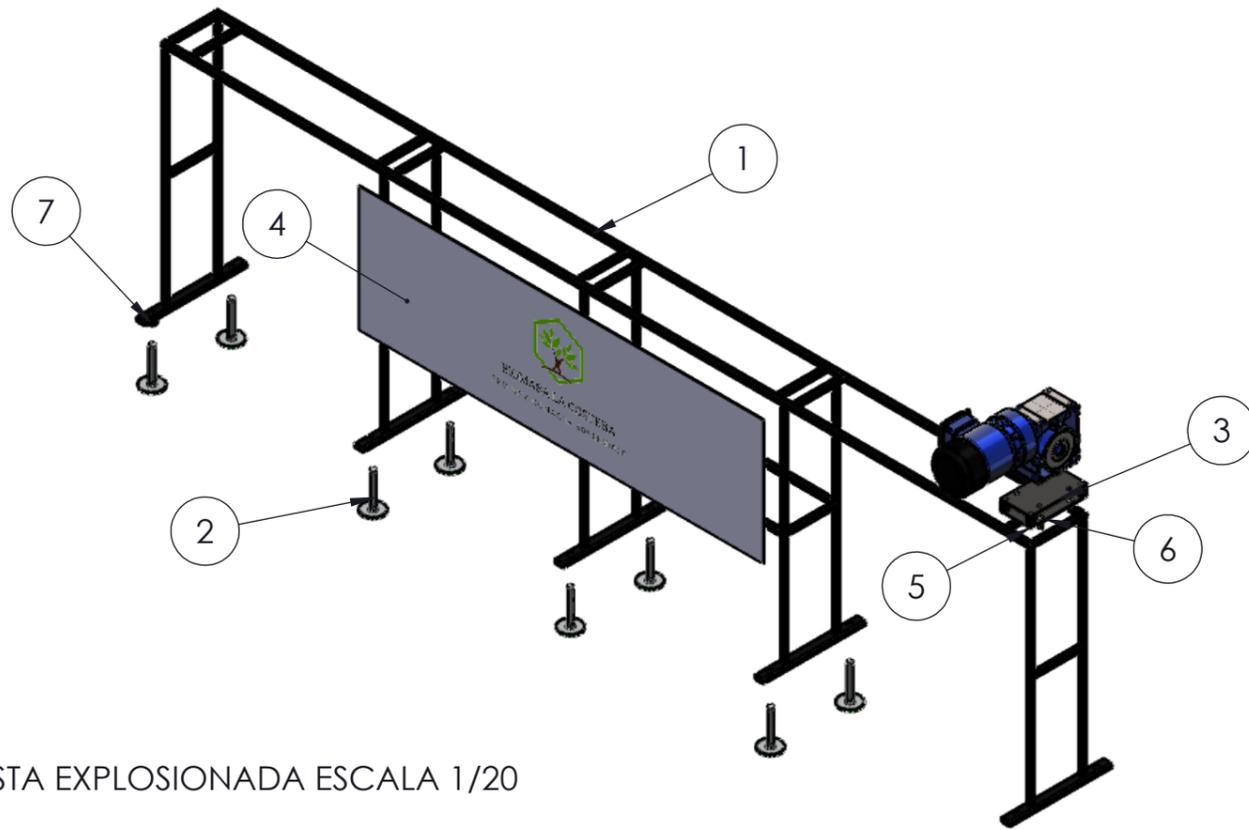
17

Autor:

GUILLERMO ARTIGAU CHACON

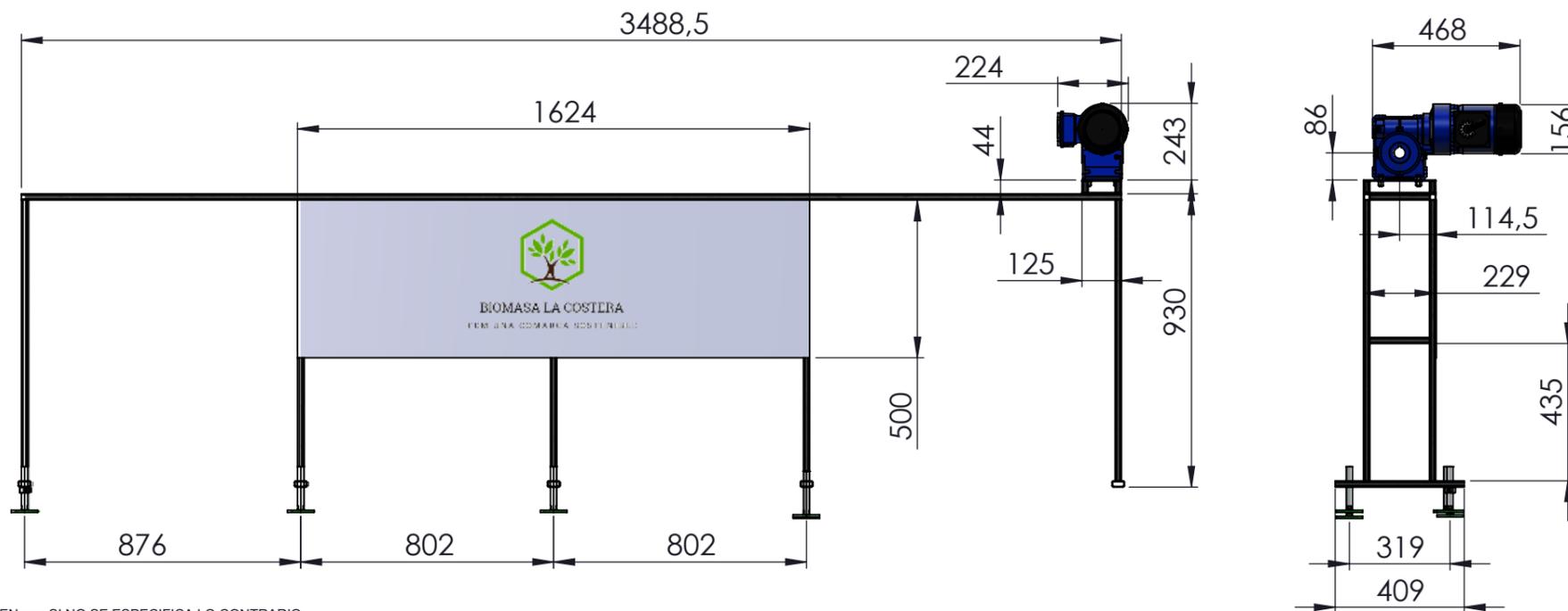
Escala:

1/5



VISTA EXPLOSIONADA ESCALA 1/20

N	DESCRIPCIÓN COMPONENTE	UNID.
1	ESTRUCTURA DEL TRANSPORTADOR	1
2	PATAS REGULABLES EN ALTURA	16
3	SOPORTE PARA MOTOR	1
4	CARTEL CON LOGO VINILADO EN CHAPA 1625X500	1
5	TORNILLO DIN 6912 M10X20	4
6	TUERCAS DIN 6330 M10	4
7	TUECAS DIN 6330 M20	16



COTAS EN mm SI NO SE ESPECIFICA LO CONTRARIO

GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA



Proyecto:

Diseño de una máquina de extrusión-pelletizado para el aprovechamiento energético de biomasa en la comarca de La Costera

Plano: MEDIDAS BASICAS Y EXPLOSIÓN DE LA ESTRUCTURA

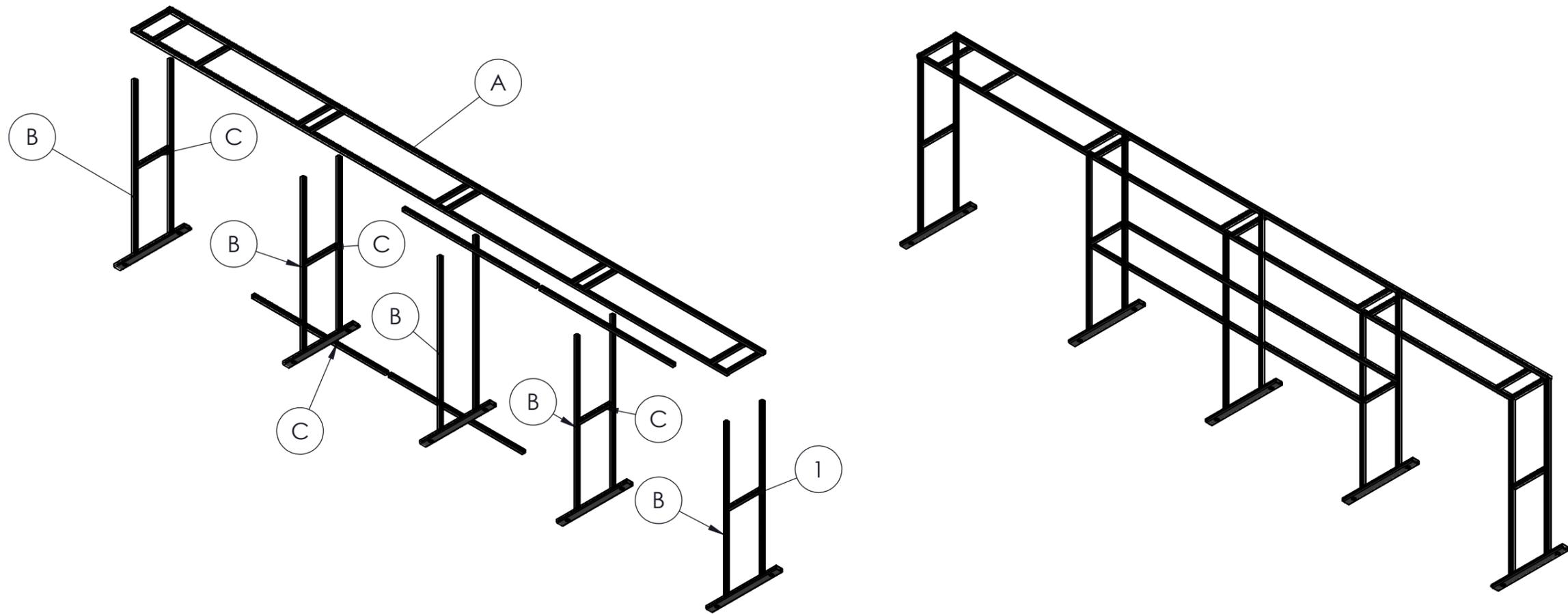
Autor: GUILLERMO ARTIGAU CHACON

Fecha: 20/06/2018

Escala: 1/20

Nº Plano:

18



N	DESCRIPCIÓN COMPONENTE	UNID.
A	ESTRUCTURA SUPERIOR	1
B	ESTRUCTURA VERTICAL	5
C	PERFILES DE REFUERZO	4

COTAS EN mm SI NO SE ESPECIFICA LO CONTRARIO

GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA



UNIVERSITAT  
POLITÈCNICA  
DE VALÈNCIA

Proyecto:

Diseño de una máquina de extrusión-pelletizado para el aprovechamiento energético de biomasa en la comarca de La Costera

Plano:

ENSAMBLAJE Y PARTES DE LA ESTRUCTURA

Autor:

GUILLERMO ARTIGAU CHACON

Fecha:

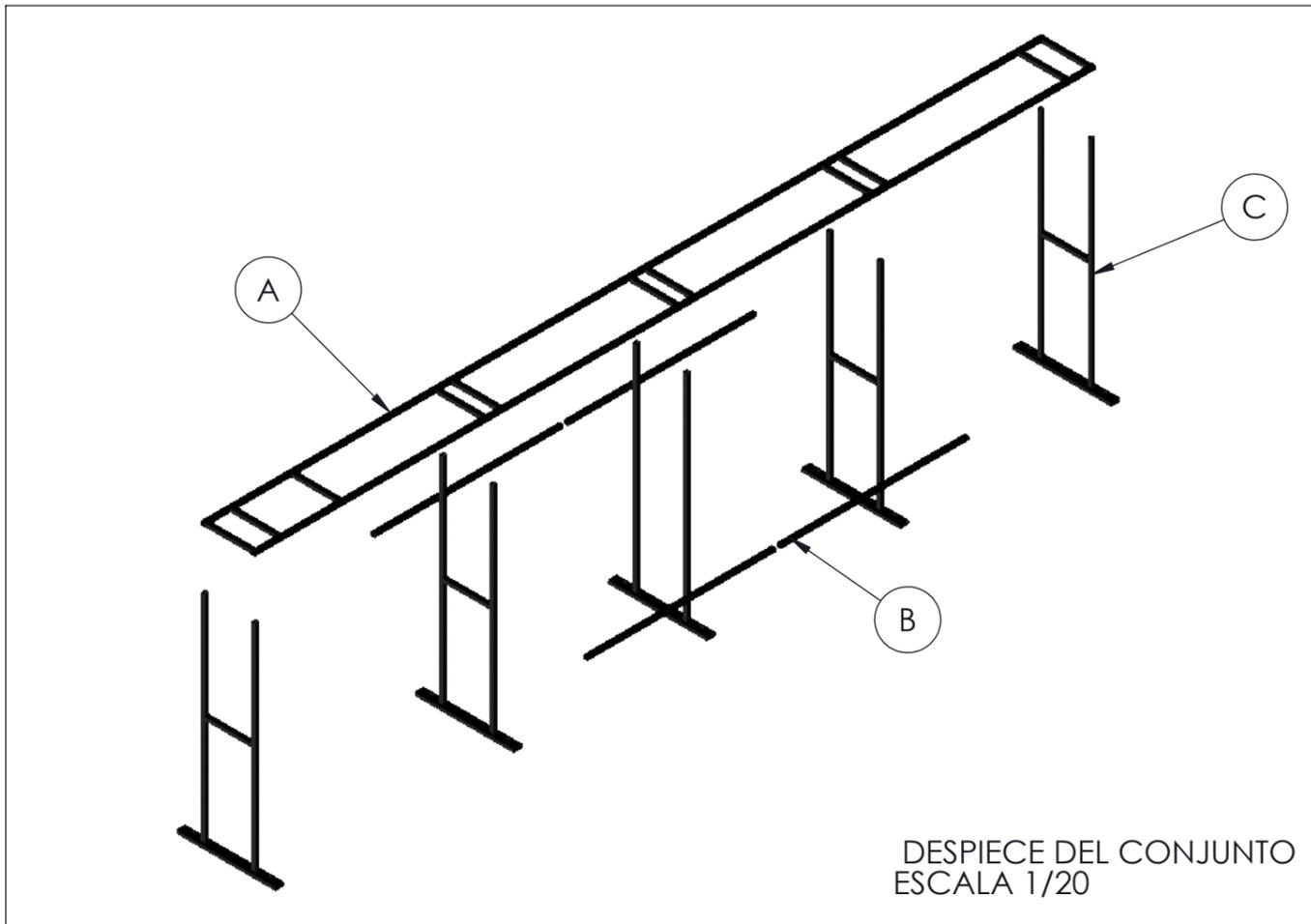
20/06/2018

Escala:

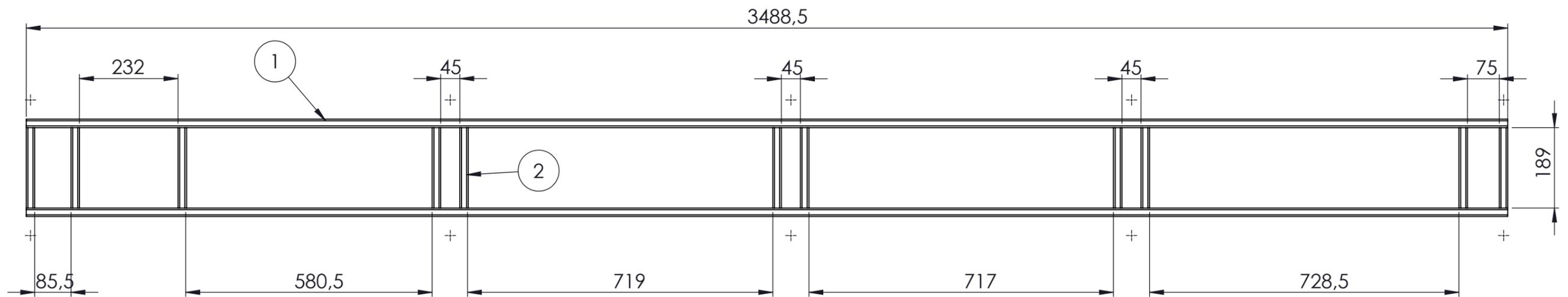
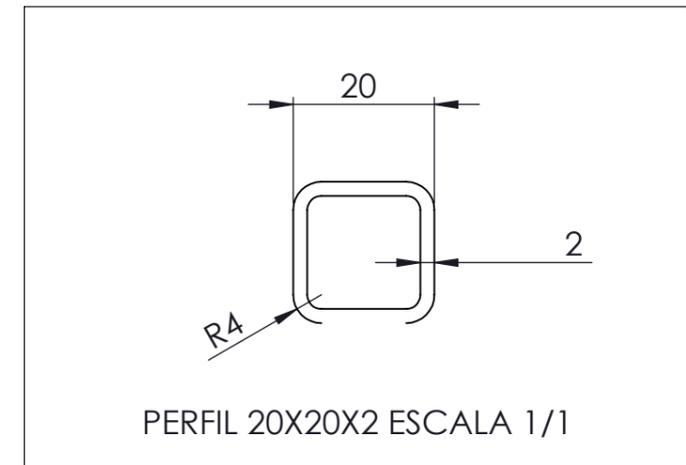
1/20

Nº Plano:

19



N	DESCRIPCIÓN	UNID.	MATERIAL
1	PERFIL ISO 20x20x2 L=3488.5	2	ACERO 1.0044 (S275JR)
2	PERFIL ISO 20X20X2 L=189	11	ACERO 1.0044 (S275JR)



COTAS EN mm SI NO SE ESPECIFICA LO CONTRARIO

GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA



Proyecto:

Diseño de una máquina de extrusion-pelletizado para el aprovechamiento energético de biomasa en la comarca de La Costera

Plano:

SECCIÓN A DEL MONTAJE DE LA ESTRUCTURA

Autor:

GUILLERMO ARTIGAU CHACON

Fecha:

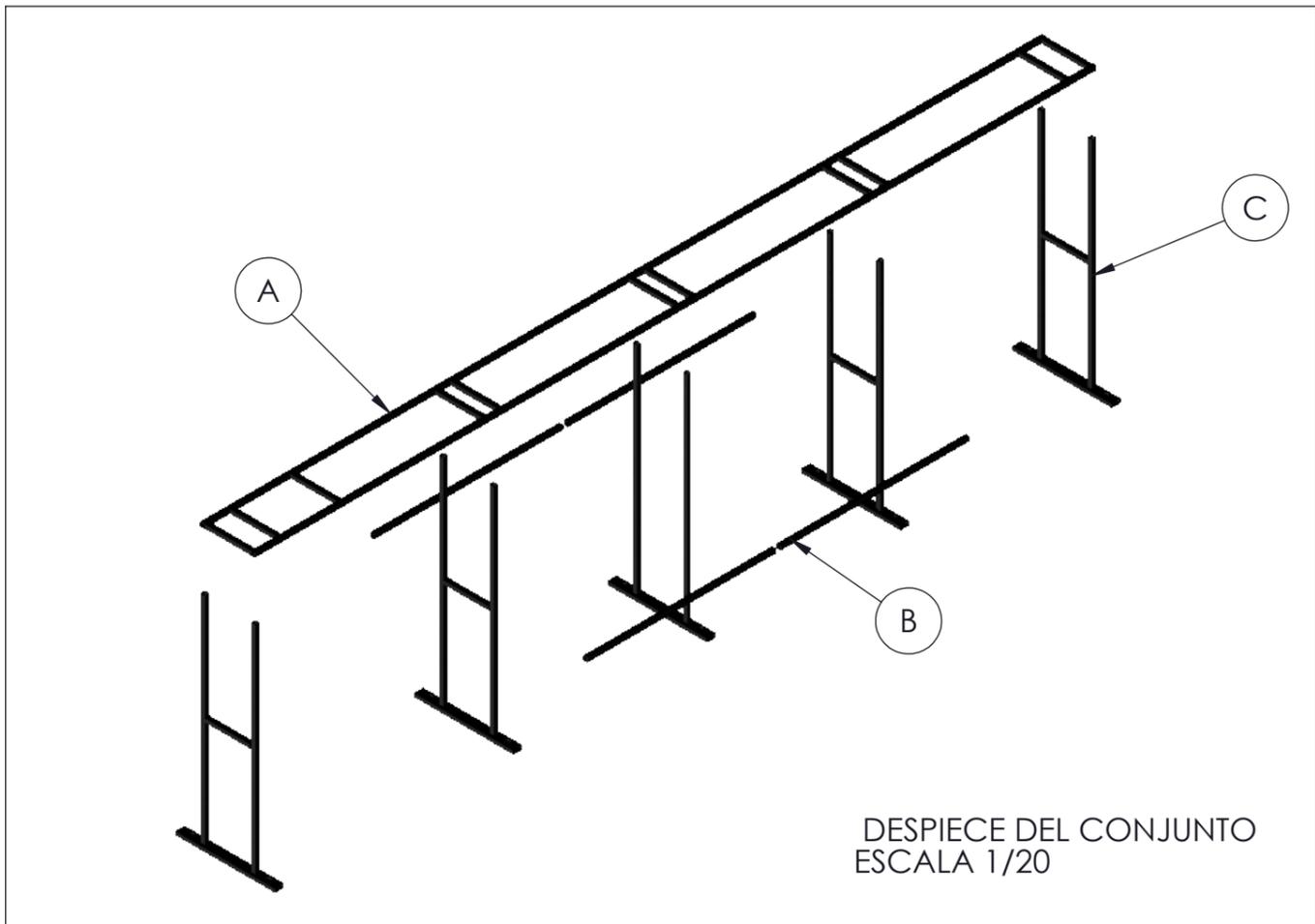
20/06/2018

Escala:

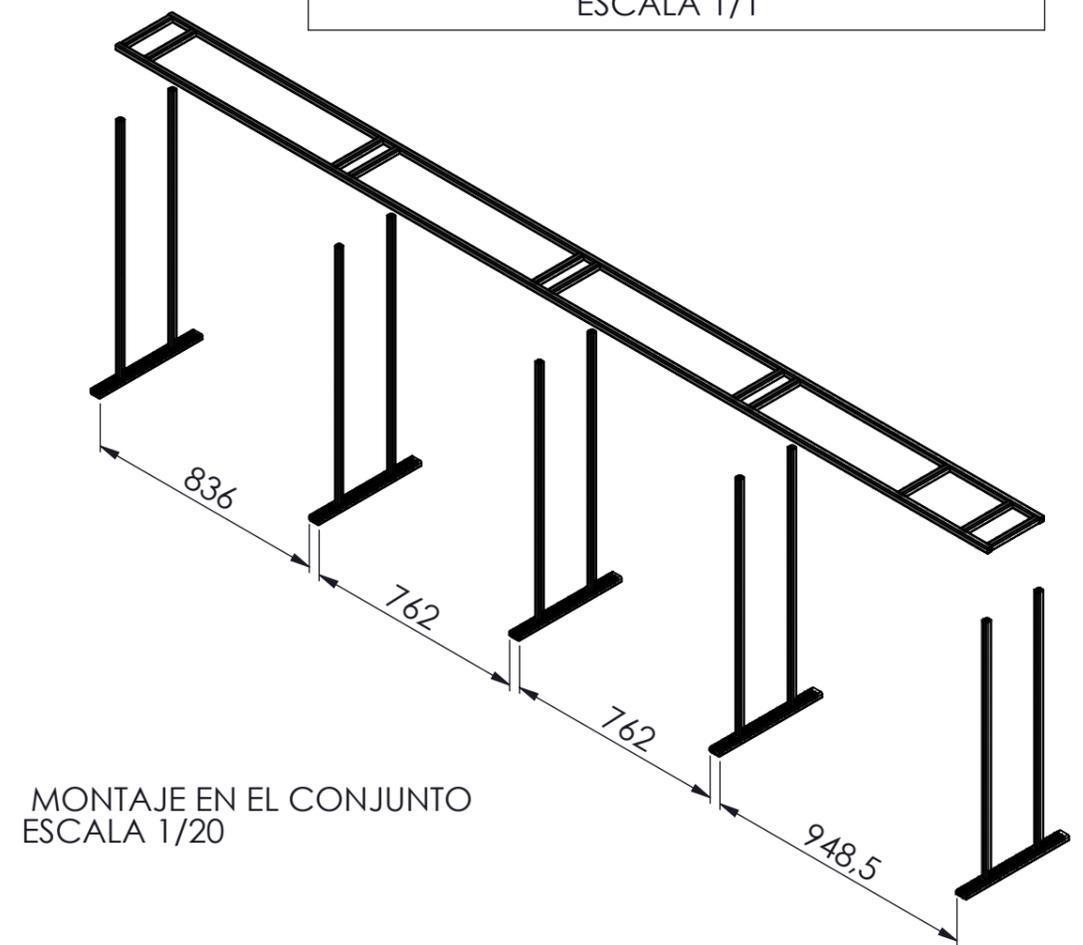
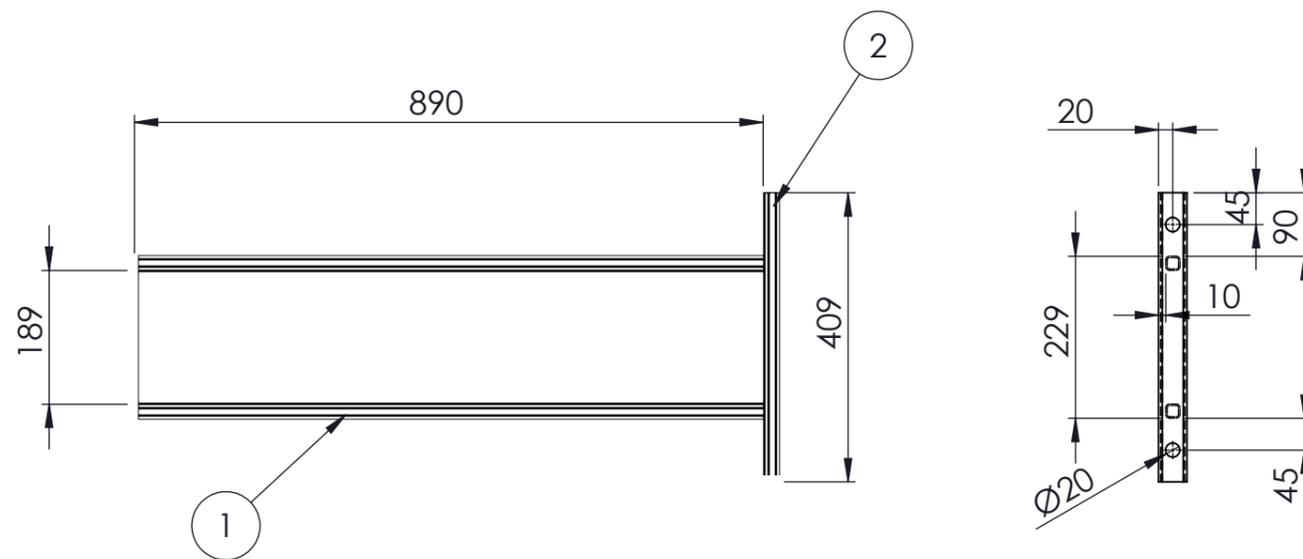
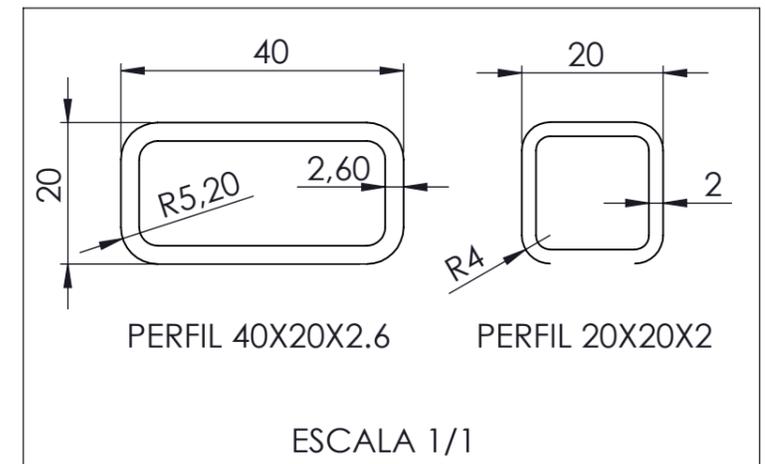
1/10

Nº Plano:

20



N	DESCRIPCIÓN	UNID.	MATERIAL
1	PERFIL ISO 20x20x2 L=890	10	ACERO 1.0044 (S275JR)
2	PERFIL ISO 40x20x2.6 L=409	5	ACERO 1.0044 (S275JR)



COTAS EN mm SI NO SE ESPECIFICA LO CONTRARIO

GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA



Proyecto:

Diseño de una máquina de extrusión-pelletizado para el aprovechamiento energético de biomasa en la comarca de La Costera

Plano:

SECCIÓN B DEL MONTAJE DE LA ESTRUCTURA

Autor:

GUILLERMO ARTIGAU CHACON

Fecha:

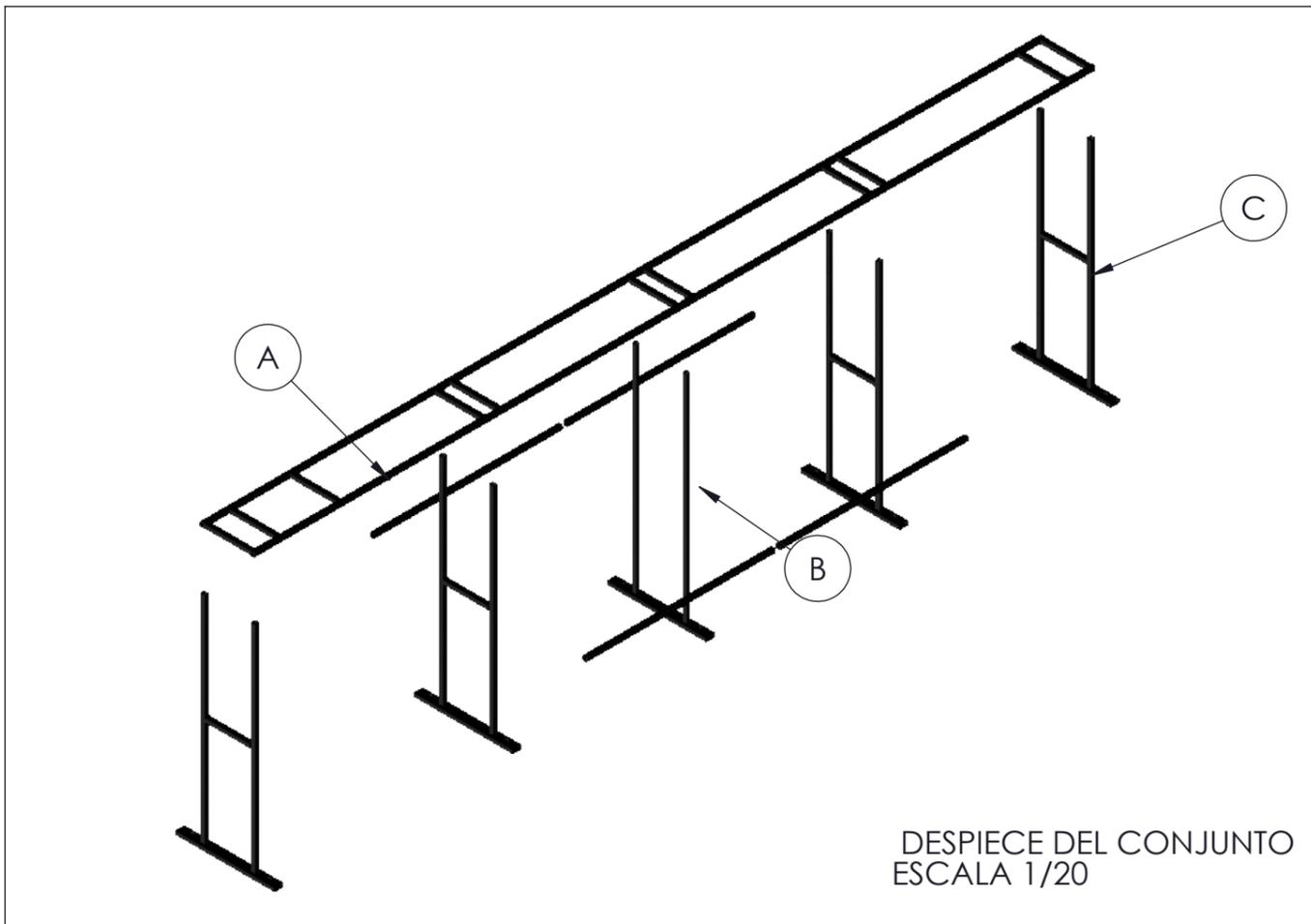
20/06/2018

Escala:

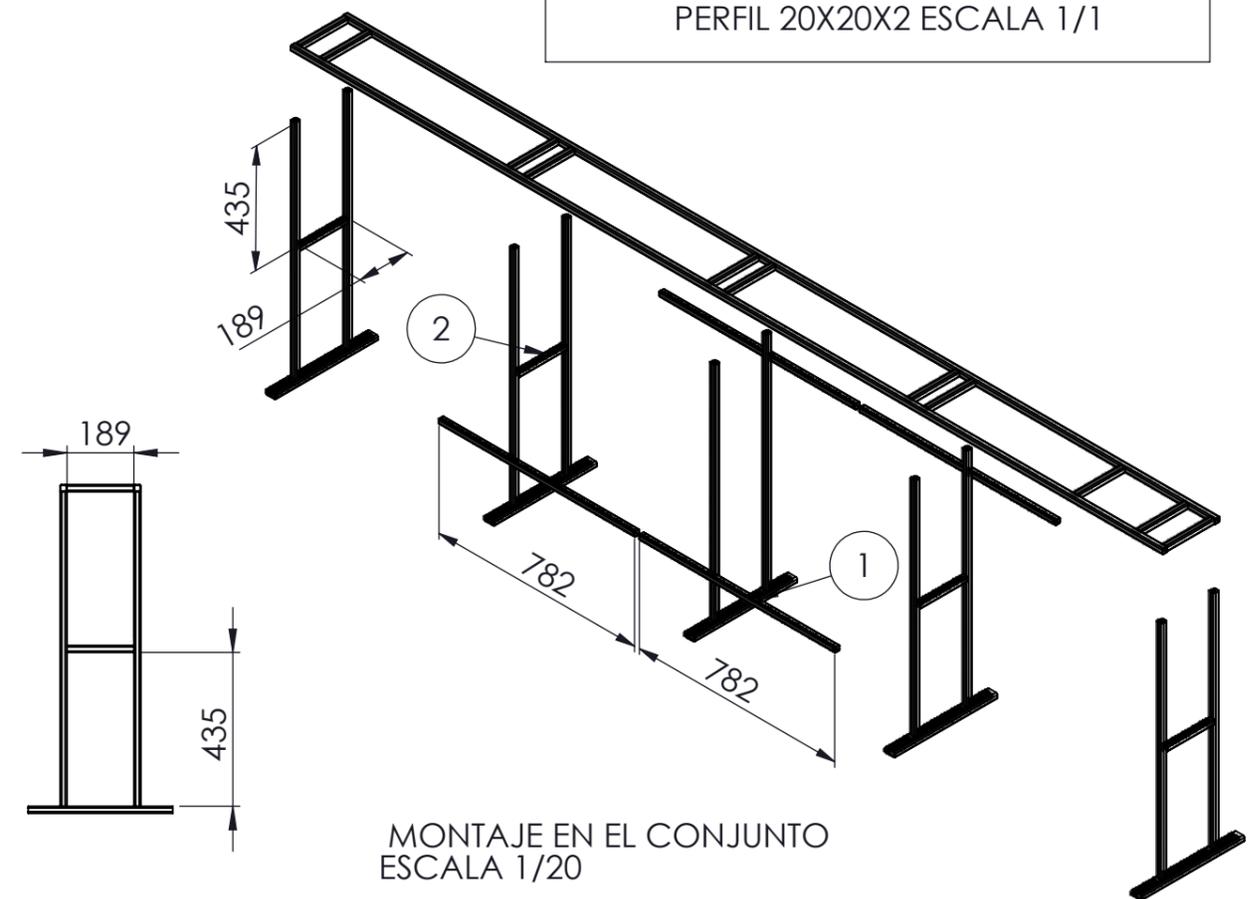
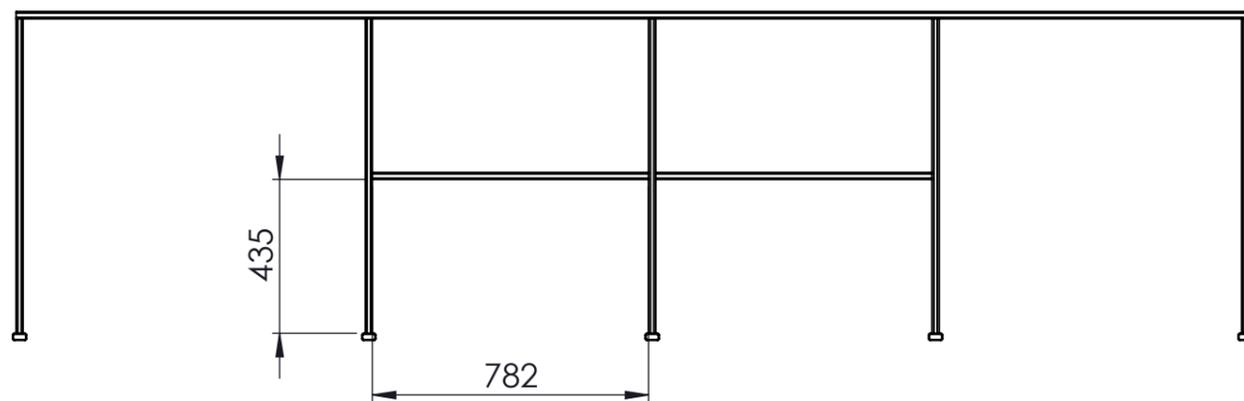
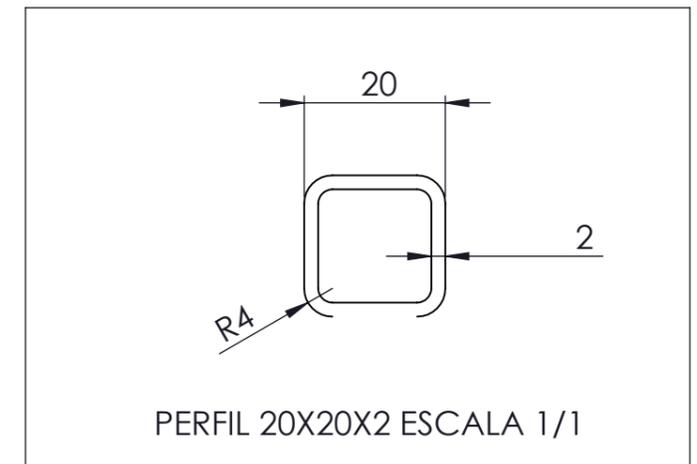
1/10

Nº Plano:

21



N	DESCRIPCIÓN	UNID.	MATERIAL
1	PERFIL ISO 20x20x2 L=782	4	ACERO 1.0044 (S275JR)
2	PERFIL ISO 20x20x2 L=189	4	ACERO 1.0044 (S275JR)



COTAS EN mm SI NO SE ESPECIFICA LO CONTRARIO

GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA



Proyecto:

Diseño de una máquina de extrusion-pelletizado para el aprovechamiento energético de biomasa en la comarca de La Costera

Plano:

SECCIÓN C DEL MONTAJE DE LA ESTRUCTURA

Fecha:

20/06/2018

Autor:

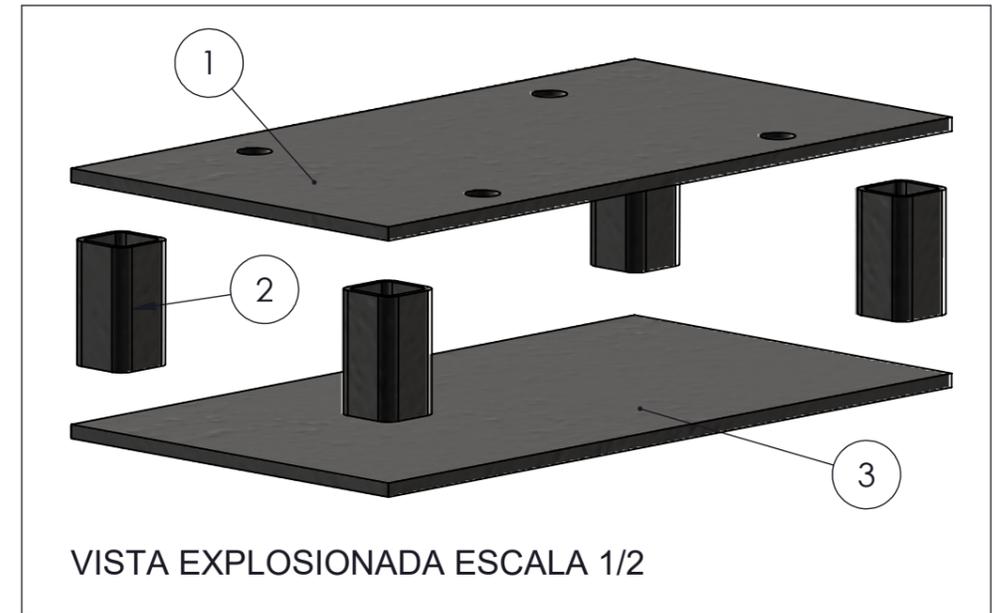
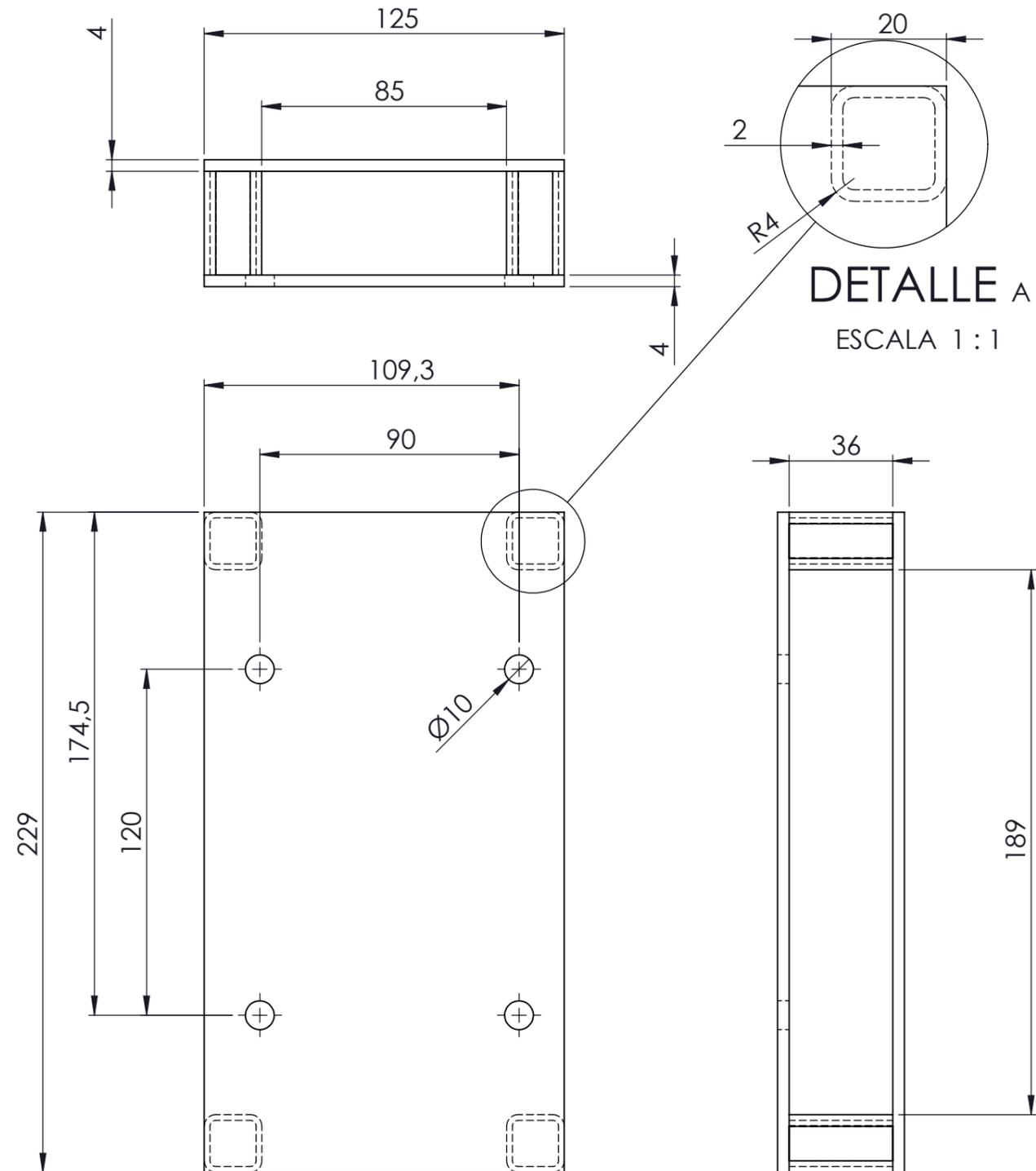
GUILLERMO ARTIGAU CHACON

Escala:

1/20

Nº Plano:

22



N	DESCRIPCIÓN	UNID.	MATERIAL
1	CHAPA 125X129X4	2	ACERO 1.0044 (S275JR)
2	PERFIL ISO 20X20X2 L=36	4	ACERO 1.0044 (S275JR)

COTAS EN mm SI NO SE ESPECIFICA LO CONTRARIO

GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA



Proyecto:

Diseño de una máquina de extrusion-pelletizado para el aprovechamiento energético de biomasa en la comarca de La Costera

Plano:

ESTRUCTURA PARA EL MOTOR

Fecha:

20/06/2018

Nº Plano:

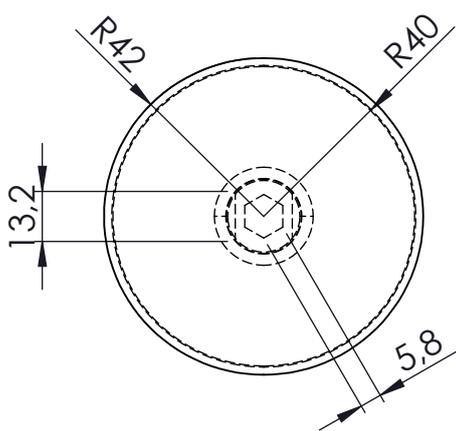
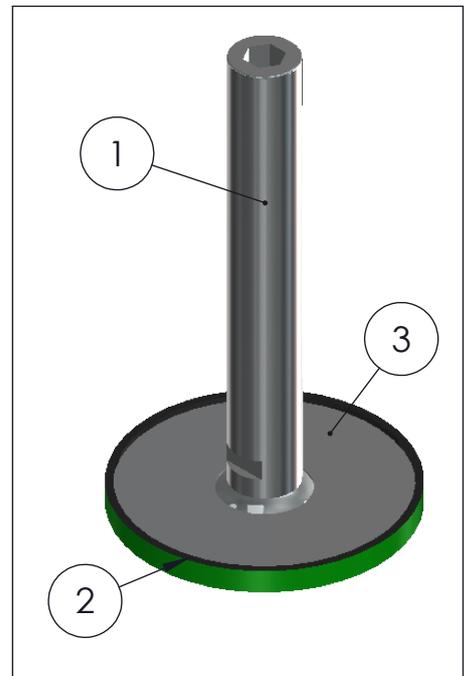
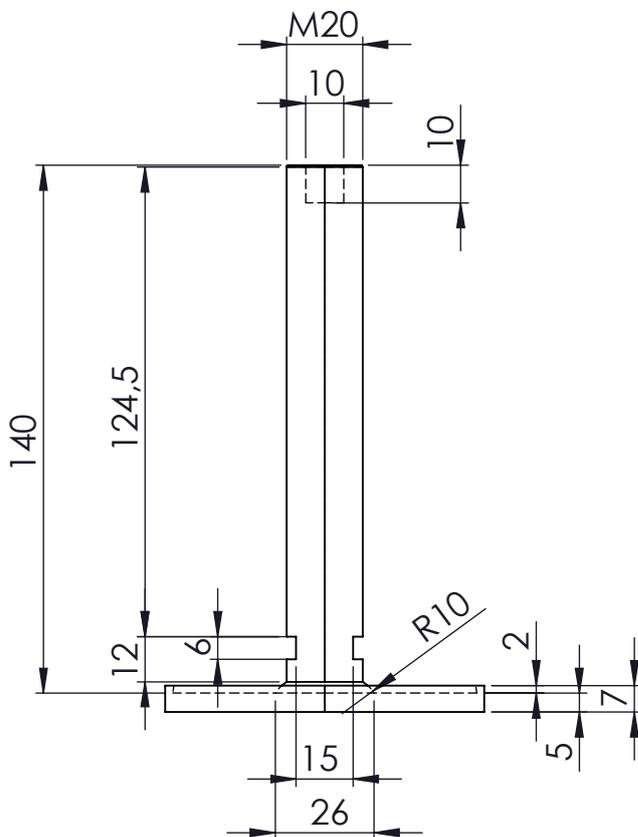
23

Autor:

GUILLERMO ARTIGAU CHACON

Escala:

1/2



N	DESCRIPCIÓN	UNID.	MATERIAL
1	ESPARRAGO ROSCADO M20	16	ACERO 1.4031(X39Cr13)
2	BASE ANTIFRICCIÓN	16	SILICONA
3	PLETINA BASE 42X42X2	16	ACERO 1.4031(X39Cr13)

COTAS EN mm SI NO SE ESPECIFICA LO CONTRARIO

GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA



UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA

Proyecto:

Diseño de una máquina de extrusión-pelletizado para el aprovechamiento energético de biomasa en la comarca de La Costera

Plano:

PATAS REGULABLES EN ALTURA

Fecha:

20/06/2018

Nº Plano:

24

Autor:

GUILLERMO ARTIGAU CHACON

Escala:

1/2

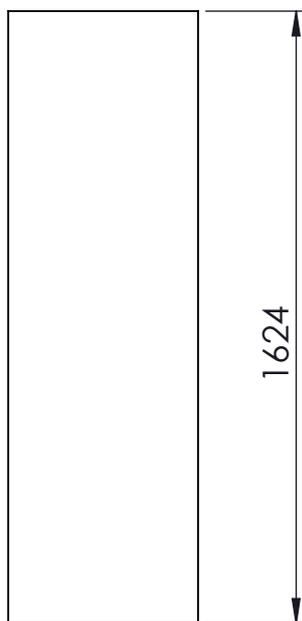
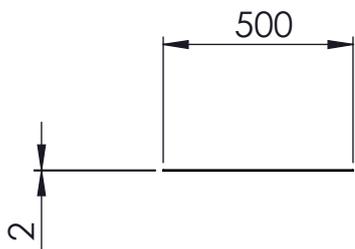
LOGO CREADO POR ALUMNO



**BIOMASA LA COSTERA**  
FEM UNA COMARCA SOSTENIBLE



ESCALA 1/20



N	DESCRIPCIÓN	UNID.	MATERIAL
1	CHAPA 1624X500X2 CON VINILO	1	ACERO 1.4031(X39Cr13)

COTAS EN mm SI NO SE ESPECIFICA LO CONTRARIO

**GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA**



**UNIVERSITAT  
POLITÈCNICA  
DE VALÈNCIA**

Proyecto:

Diseño de una máquina de extrusión-pelletizado para el aprovechamiento energético de biomasa en la comarca de La Costera

Plano:

**CARTEL CON LOGO**

Fecha:

**20/06/2018**

Nº Plano:

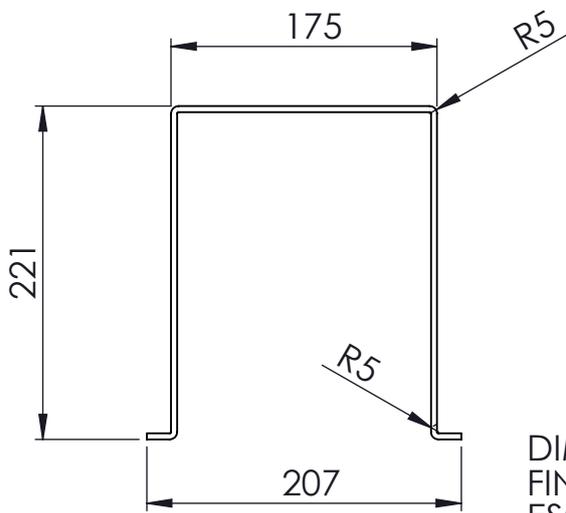
**25**

Autor:

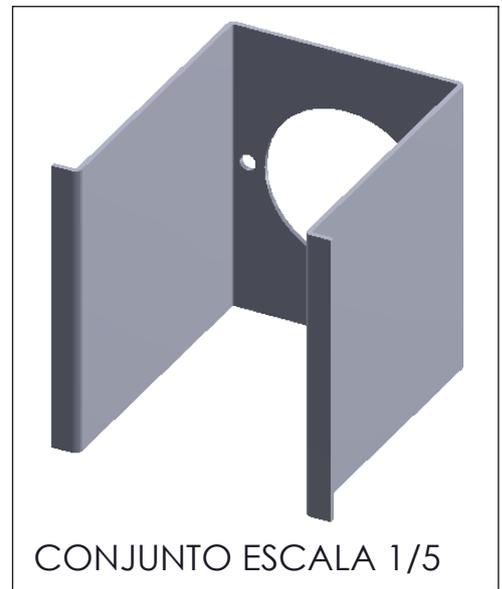
**GUILLERMO ARTIGAU CHACON**

Escala:

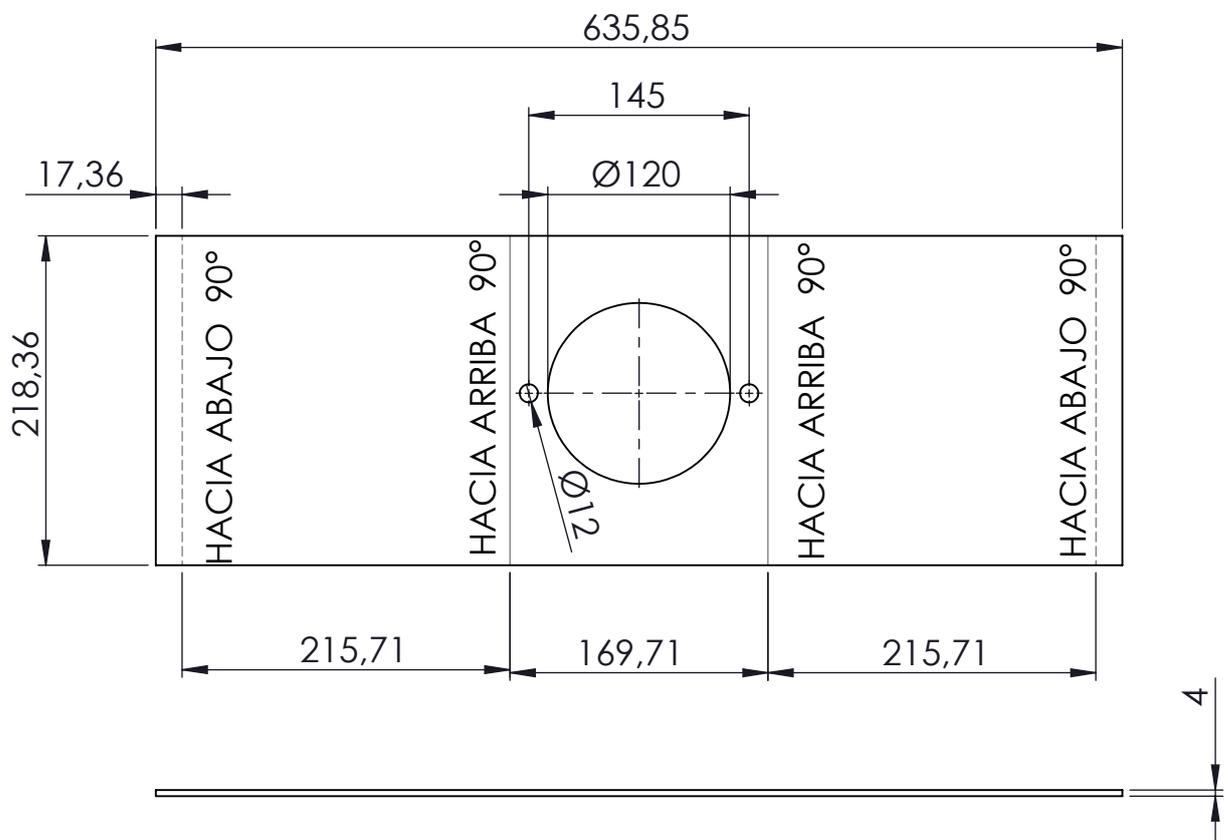
**1/20**



DIMENSIONES  
FINALES  
ESCALA 1/5



CONJUNTO ESCALA 1/5



N	DESCRIPCIÓN	UNID.	MATERIAL
1	CHAPA 700X219X4	1	ACERO 1.4031(X39Cr13)

COTAS EN mm SI NO SE ESPECIFICA LO CONTRARIO

GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA



UNIVERSITAT  
POLITÈCNICA  
DE VALÈNCIA

Proyecto:

Diseño de una máquina de extrusión-pelletizado para el aprovechamiento energético de biomasa en la comarca de La Costera

Plano:

CHAPA PROTECCIÓN DE LA TRANSMISIÓN

Fecha:

20/06/2018

Nº Plano:

26

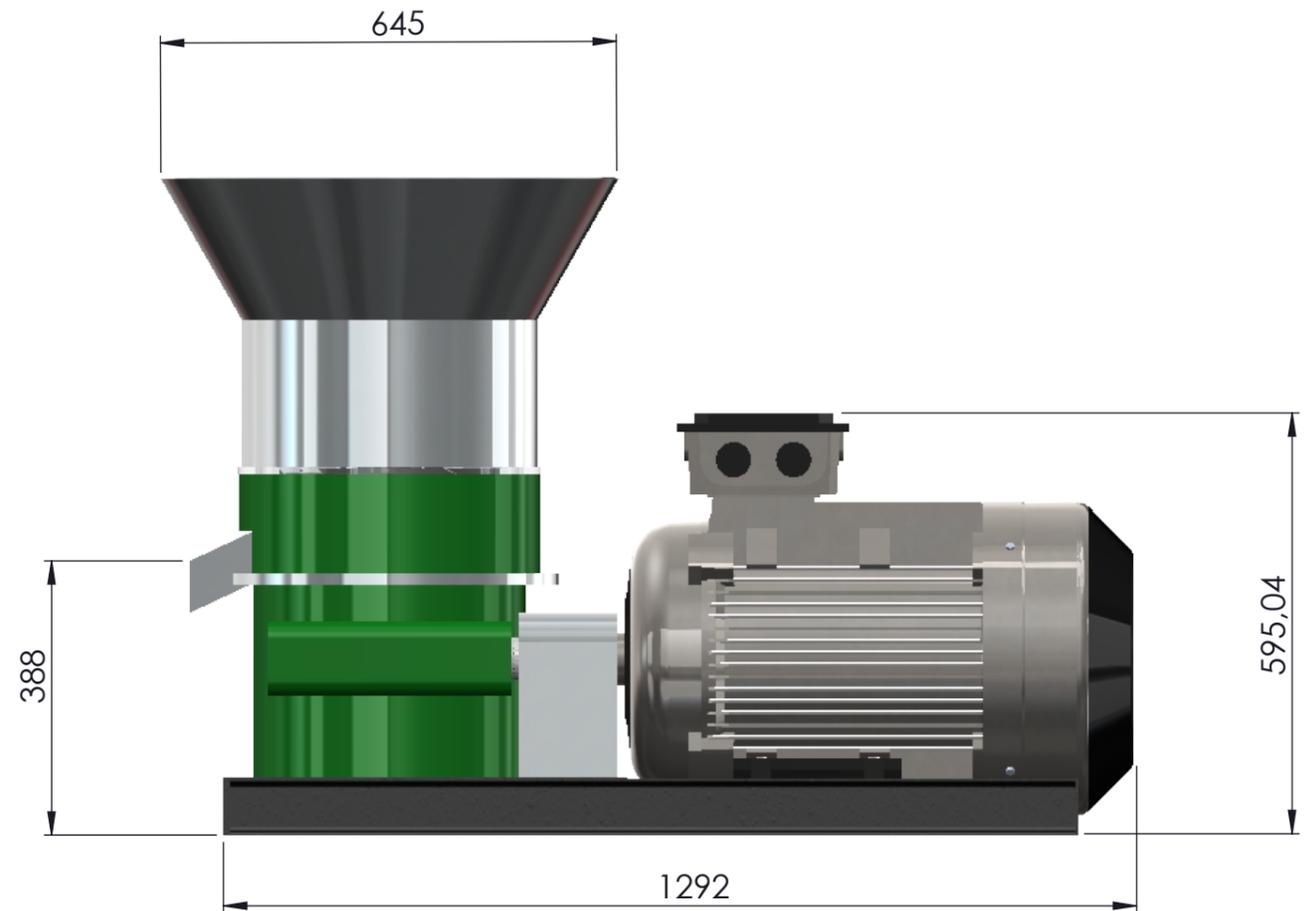
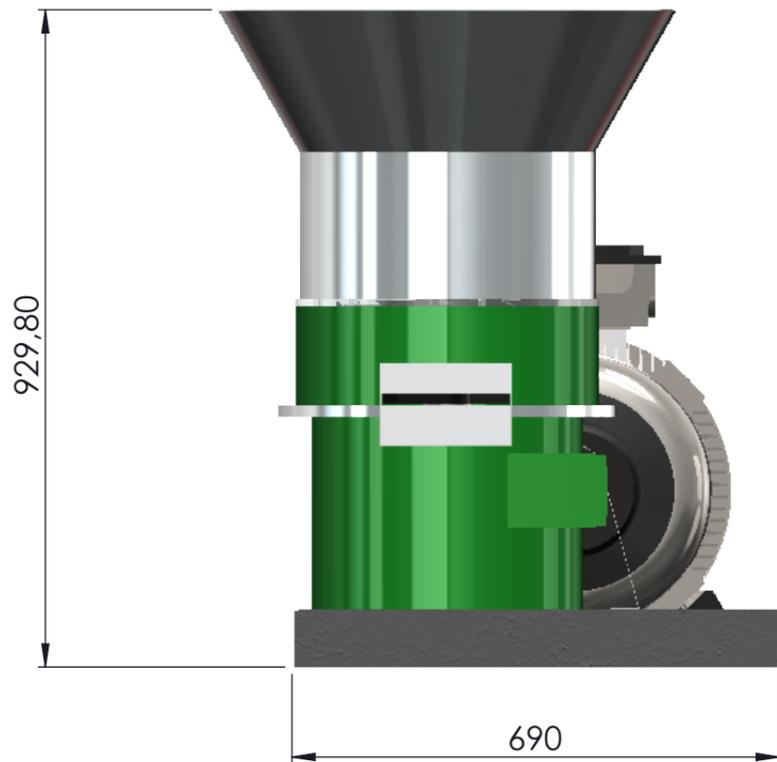
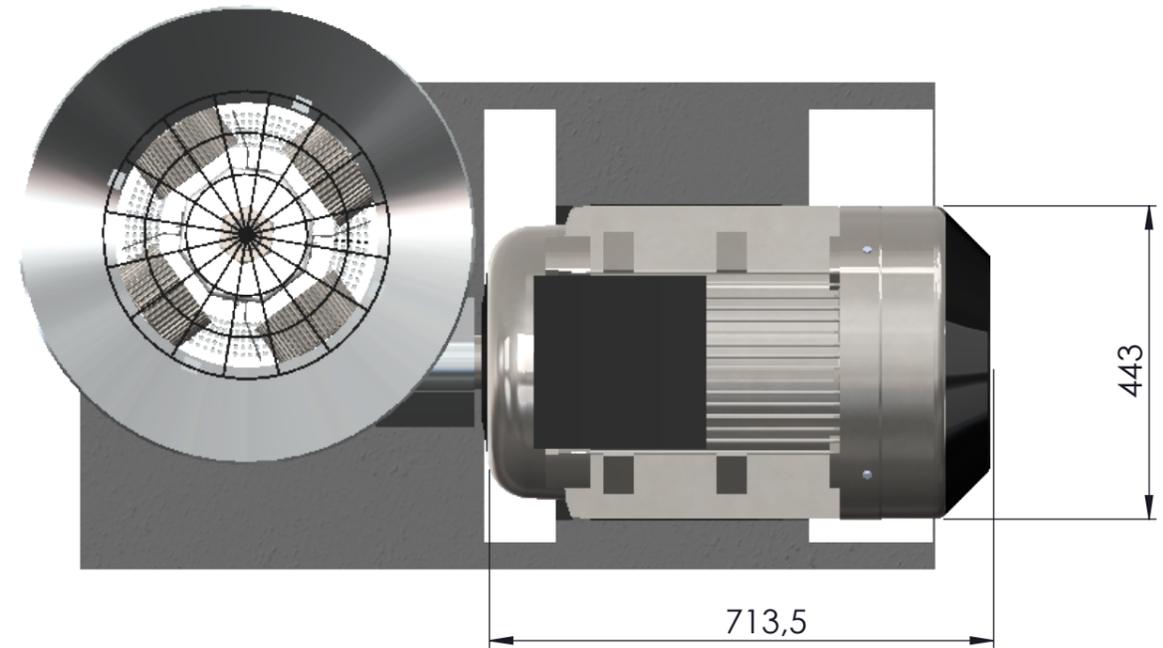
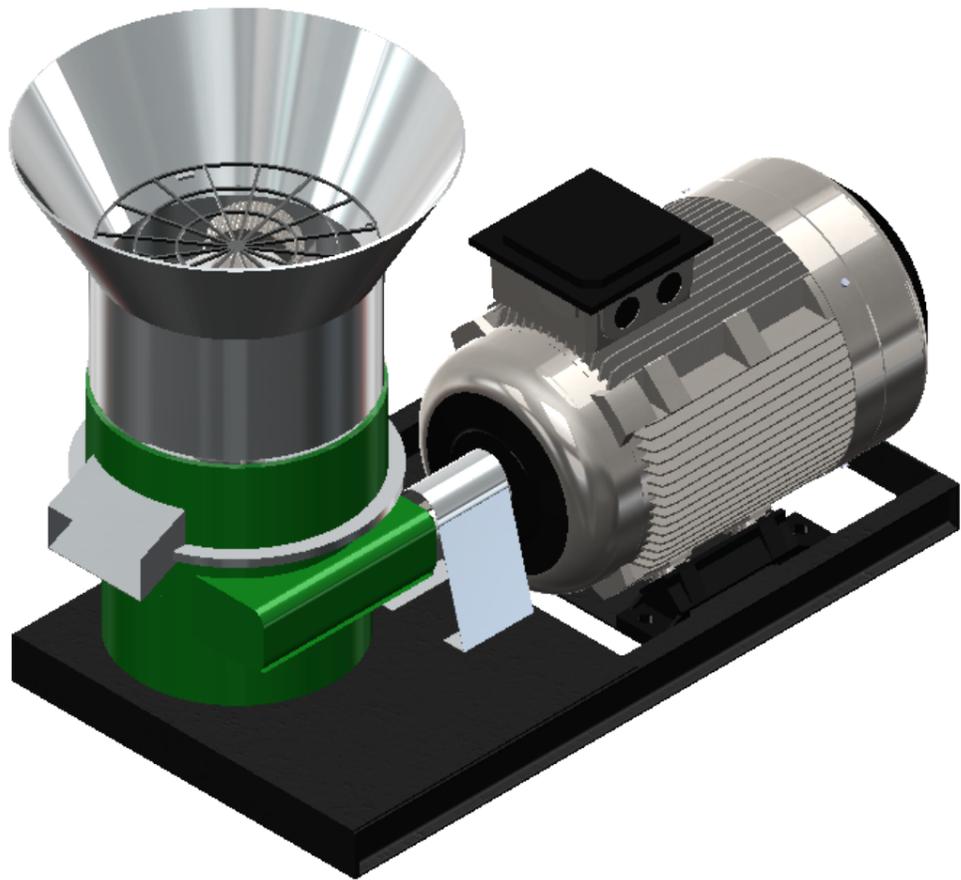
Autor:

GUILLERMO ARTIGAU CHACON

Escala:

1/5

# **PRENSA DE MATRIZ PLANA**



COTAS EN mm SI NO SE ESPECIFICA LO CONTRARIO

GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA



Proyecto:

Diseño de una máquina de extrusion-pelletizado para el aprovechamiento energético de biomasa en la comarca de La Costera

Plano:

DIMENSIONES GENERALES

Autor:

GUILLERMO ARTIGAU CHACON

Fecha:

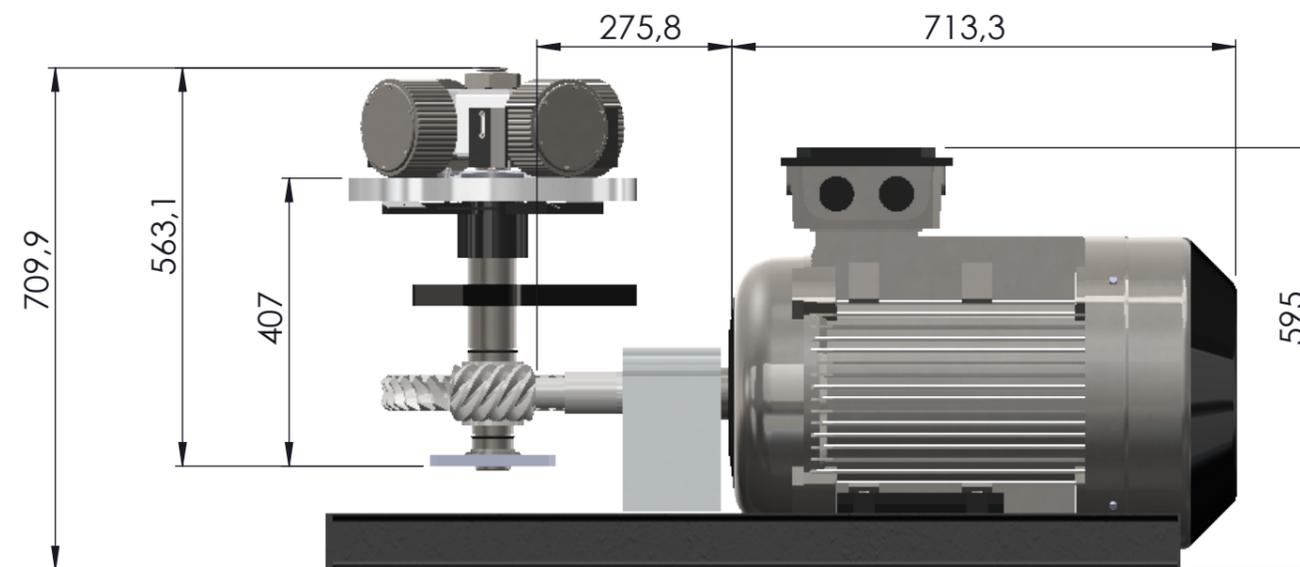
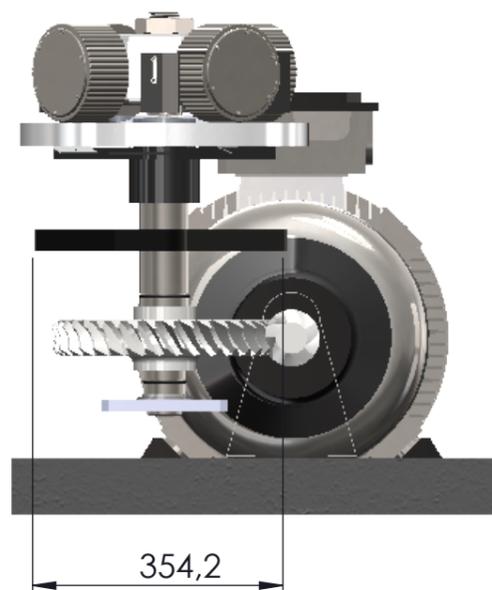
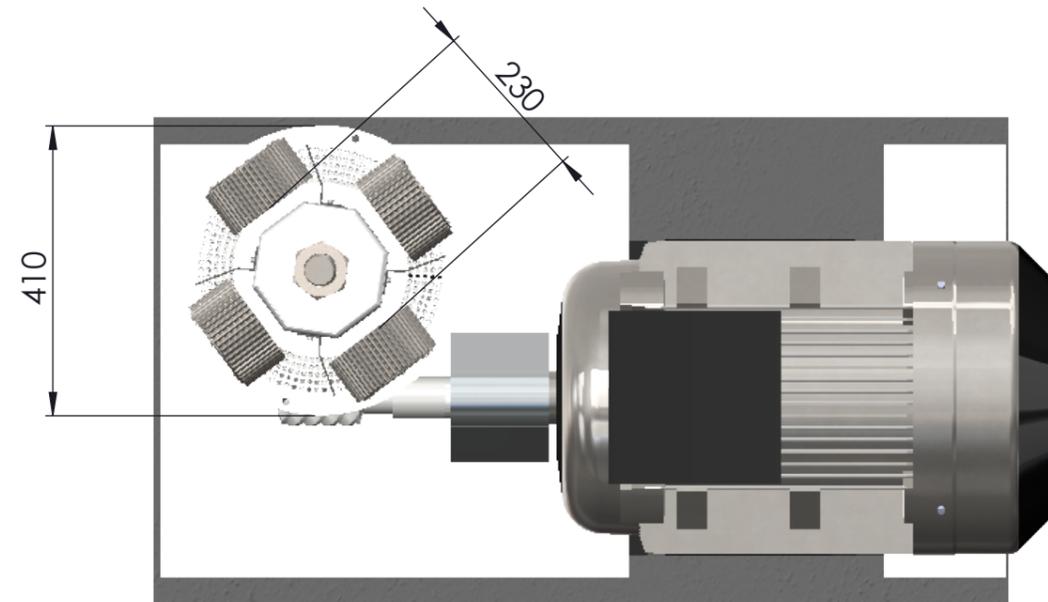
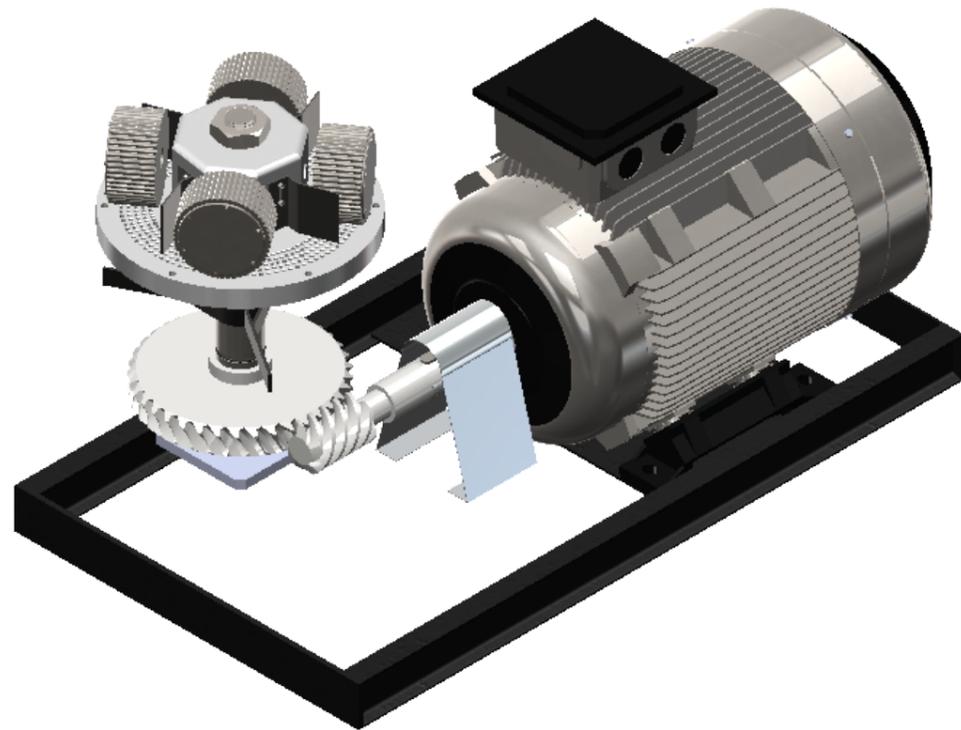
20/06/2018

Escala:

1/10

Nº Plano:

01



COTAS EN mm SI NO SE ESPECIFICA LO CONTRARIO

GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA



Proyecto:

Diseño de una máquina de extrusion-pelletizado para el aprovechamiento energético de biomasa en la comarca de La Costera

Plano:

DIMENSIONES BÁSICAS DEL INTERIOR

Autor:

GUILLERMO ARTIGAU CHACON

Fecha:

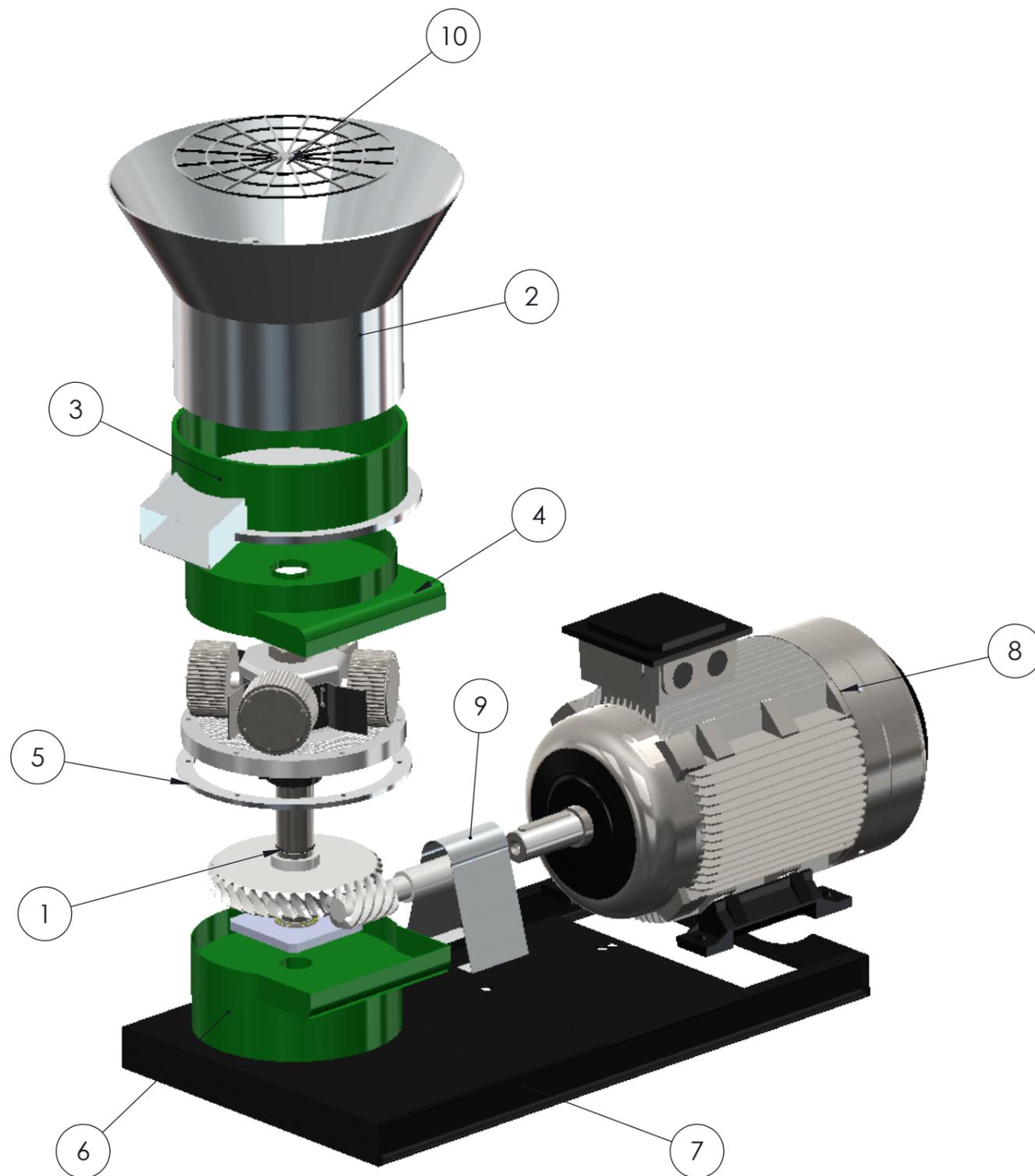
20/06/2018

Escala:

1/10

Nº Plano:

02



N	DESCRIPCIÓN COMPONENTE	UNID.
1	SISTEMA MOTRIZ	1
2	TOLVA DE ENTRADA DE MATERIAL	1
3	CAMARA DE SALIDA DE MATERIAL	1
4	SECCIÓN SUPERIOR DE LA CAJA DE TRANSMISIÓN	1
5	ARO DE FIJACIÓN DE LA MATRIZ	1
6	SECCIÓN INFERIOR DE LA CAJA DE LA TRANSMISIÓN	1
7	ESTRUCTURA BASE	1
8	MOTOR NORD SK 225MH/4 TF	1
9	PROTECCIÓN DEL MOTOR	1
10	REJA DE CRIBA	1

COTAS EN mm SI NO SE ESPECIFICA LO CONTRARIO

GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA



Proyecto:

Diseño de una máquina de extrusion-pelletizado para el aprovechamiento energético de biomasa en la comarca de La Costera

Plano:

DESPIECE GENERAL DE LA MÁQUINA

Fecha:

20/06/2018

Nº Plano:

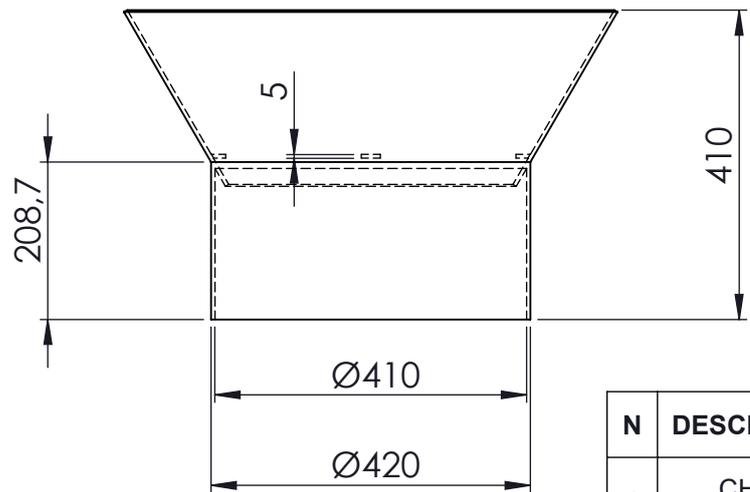
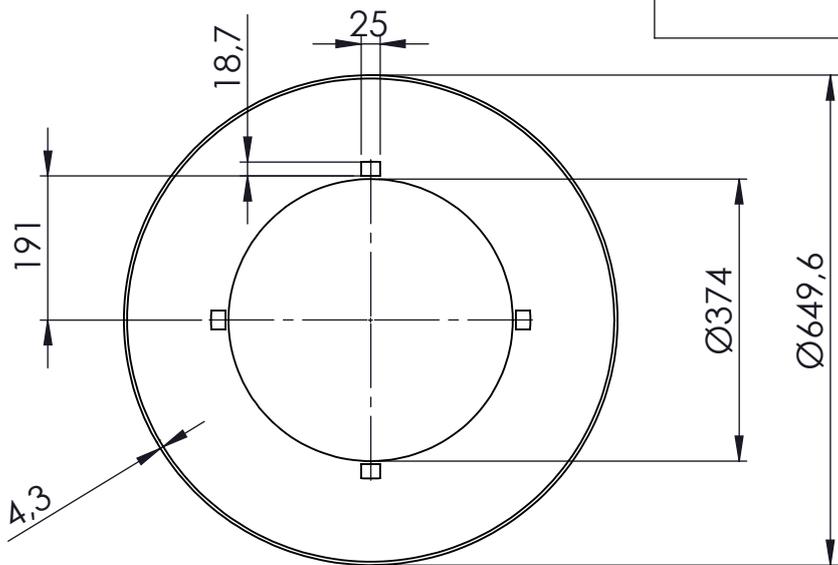
03

Autor:

GUILLELMO ARTIGAU CHACON

Escala:

1/10



N	DESCRIPCIÓN	UNID.	MATERIAL
1	CHAPA 2050X410X4.3	1	ACERO 1.4031(X39Cr13)

COTAS EN mm SI NO SE ESPECIFICA LO CONTRARIO

GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA



UNIVERSITAT  
POLITÈCNICA  
DE VALÈNCIA

Proyecto:

Diseño de una máquina de extrusion-pelletizado para el aprovechamiento energético de biomasa en la comarca de La Costera

Plano:

TOLVA DE ENTRADA

Fecha:

20/06/2018

Nº Plano:

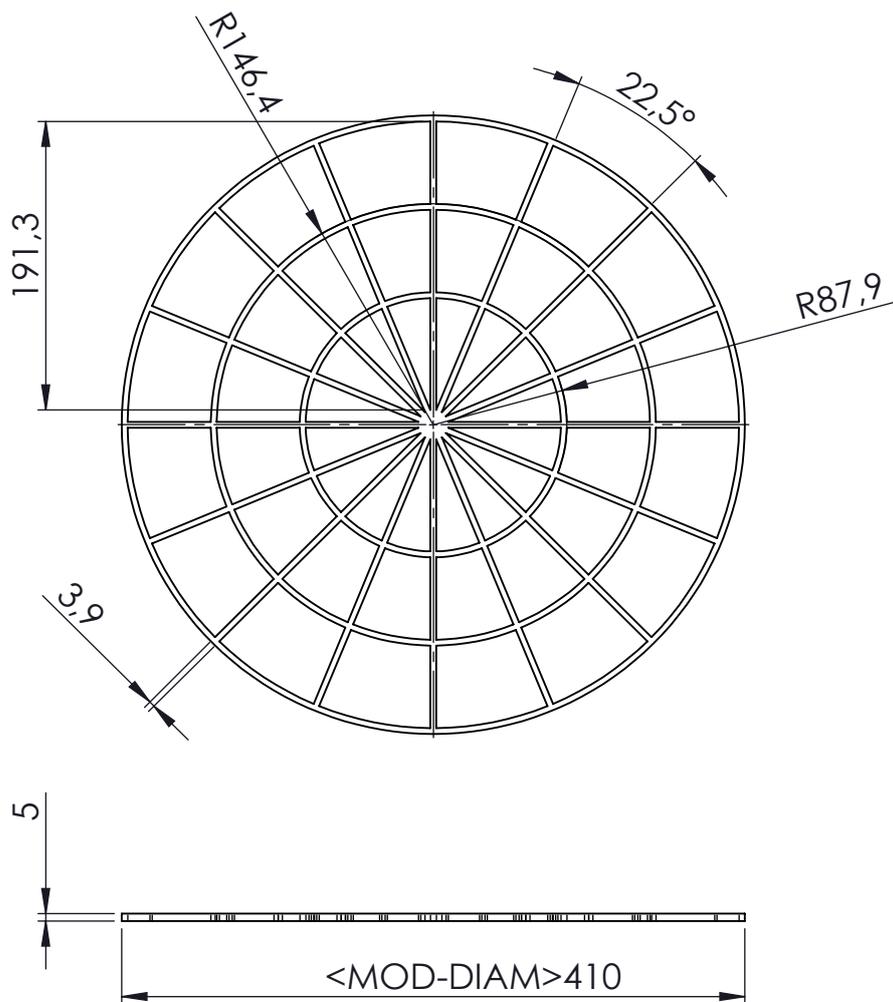
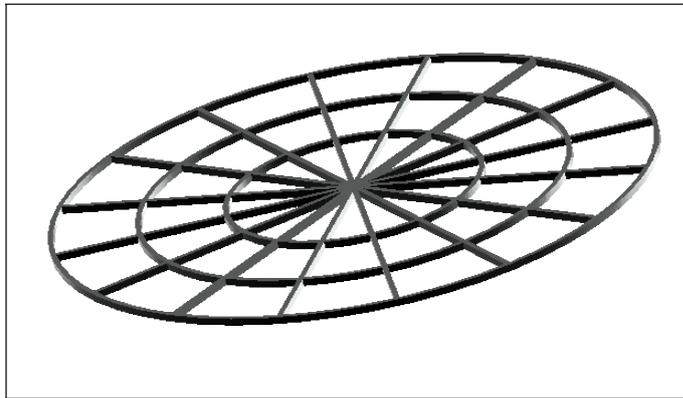
04

Autor:

GUILLERMO ARTIGAU CHACON

Escala:

1/10



N	DESCRIPCIÓN	UNID.	MATERIAL
1	PLACA 410X410X3.9	1	ACERO 1.0044 (S275JR)

COTAS EN mm SI NO SE ESPECIFICA LO CONTRARIO

GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA



UNIVERSITAT  
POLITÈCNICA  
DE VALÈNCIA

Proyecto:

Diseño de una máquina de extrusión-pelletizado para el aprovechamiento energético de biomasa en la comarca de La Costera

Plano:

REJA DE CRIBADO

Fecha:

20/06/2018

Nº Plano:

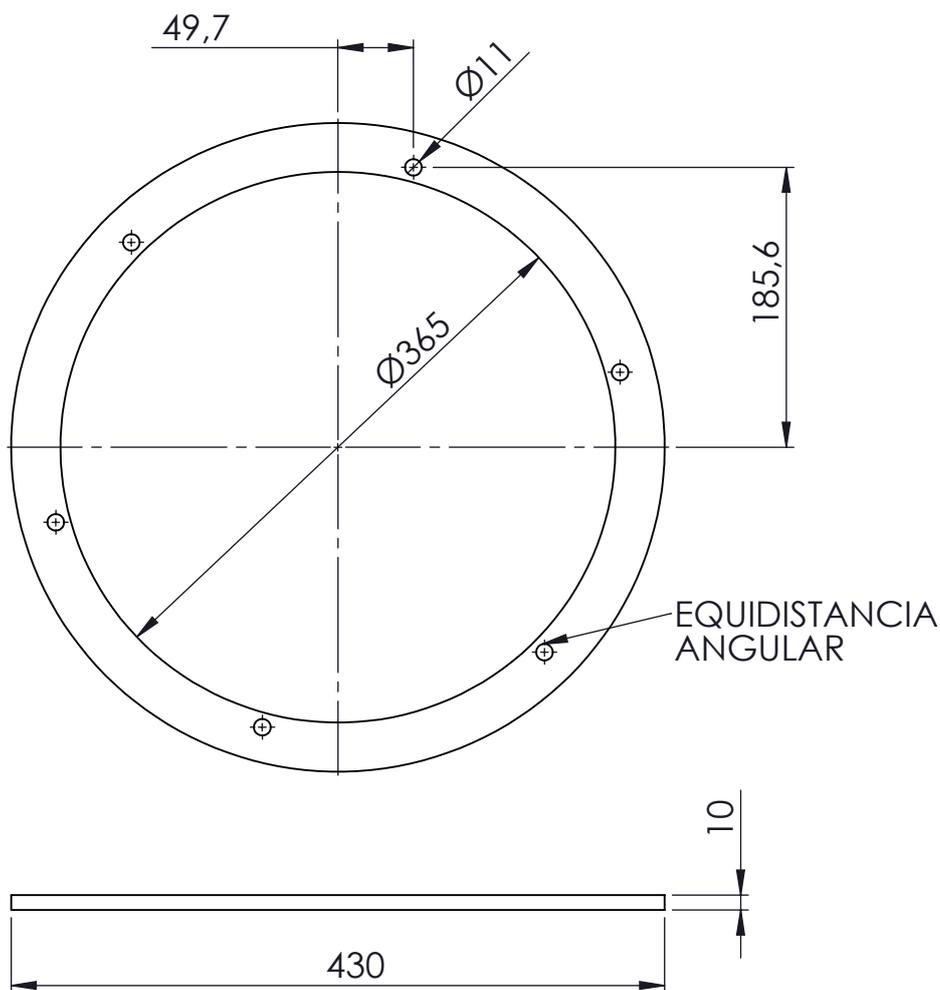
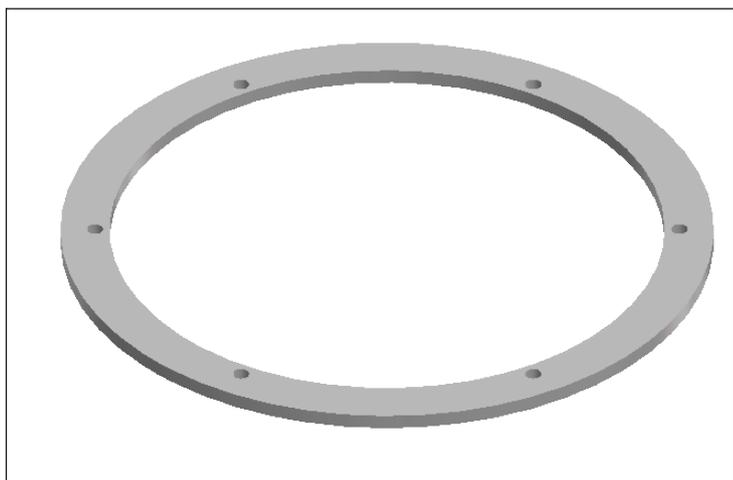
05

Autor:

GUILLERMO ARTIGAU CHACON

Escala:

1/5



N	DESCRIPCIÓN	UNID.	MATERIAL
1	PLETINA 430X430X10	1	ACERO 1.4031(X39Cr13)

COTAS EN mm SI NO SE ESPECIFICA LO CONTRARIO

GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA



UNIVERSITAT  
POLITÈCNICA  
DE VALÈNCIA

Proyecto:

Diseño de una máquina de extrusión-pelletizado para el aprovechamiento energético de biomasa en la comarca de La Costera

Plano:

ARO DE FIJACIÓN DE LA MATRIZ

Fecha:

20/06/2018

Nº Plano:

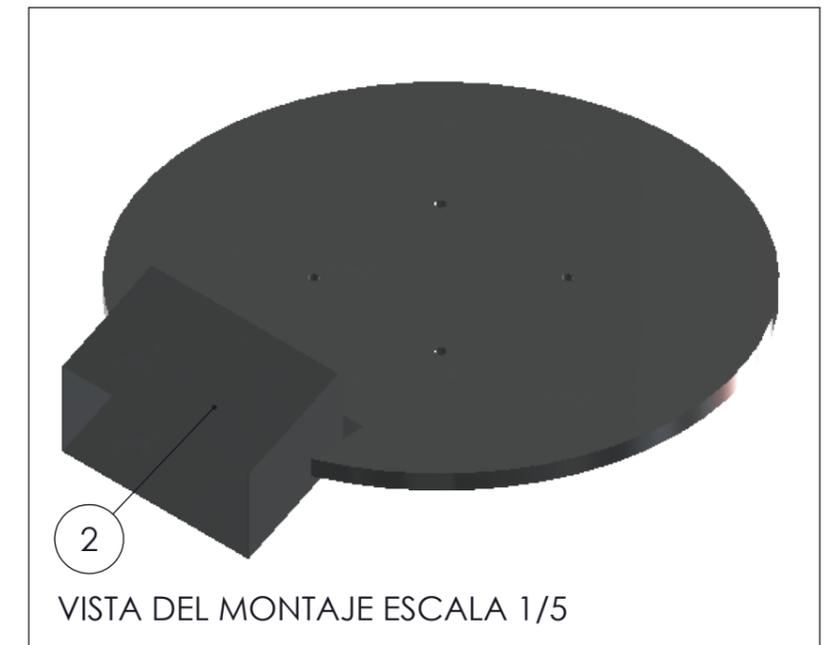
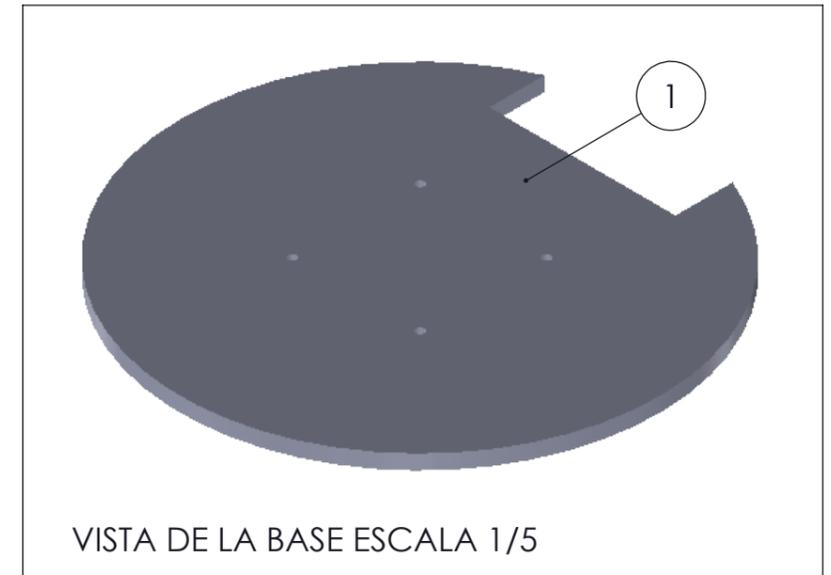
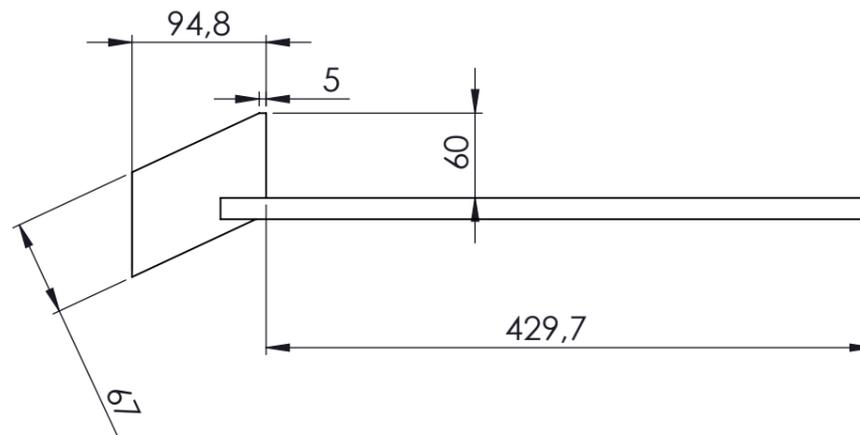
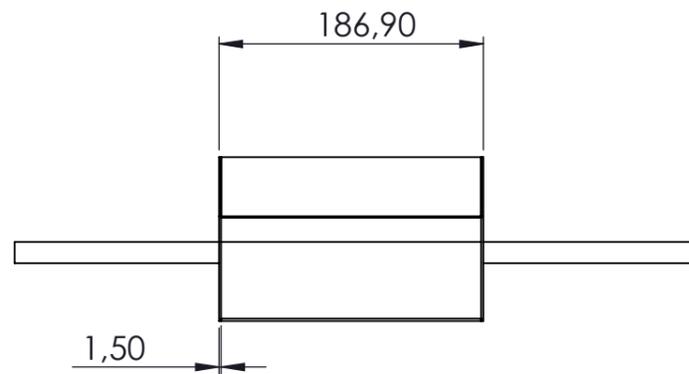
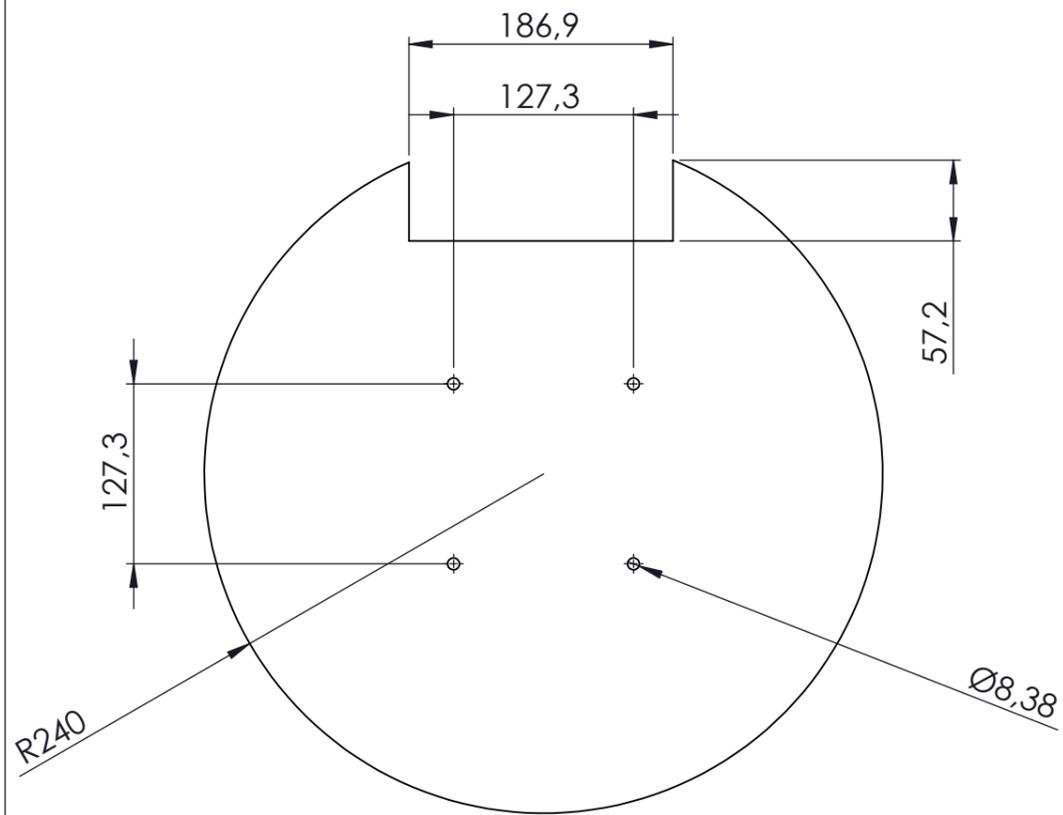
06

Autor:

GUILLERMO ARTIGAU CHACON

Escala:

1/5



N	DESCRIPCIÓN	UNID.	MATERIAL
1	CHAPA 480X480X15	1	ACERO 1.4031(X39Cr13)
2	CHAPA 60X376X1.5	1	ACERO 1.4031(X39Cr13)

COTAS EN mm SI NO SE ESPECIFICA LO CONTRARIO

GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA



Proyecto:

Diseño de una máquina de extrusion-pelletizado para el aprovechamiento energético de biomasa en la comarca de La Costera

Plano:

PARRILLA DE RECEPCIÓN DEL PELLET

Fecha:

20/06/2018

Nº Plano:

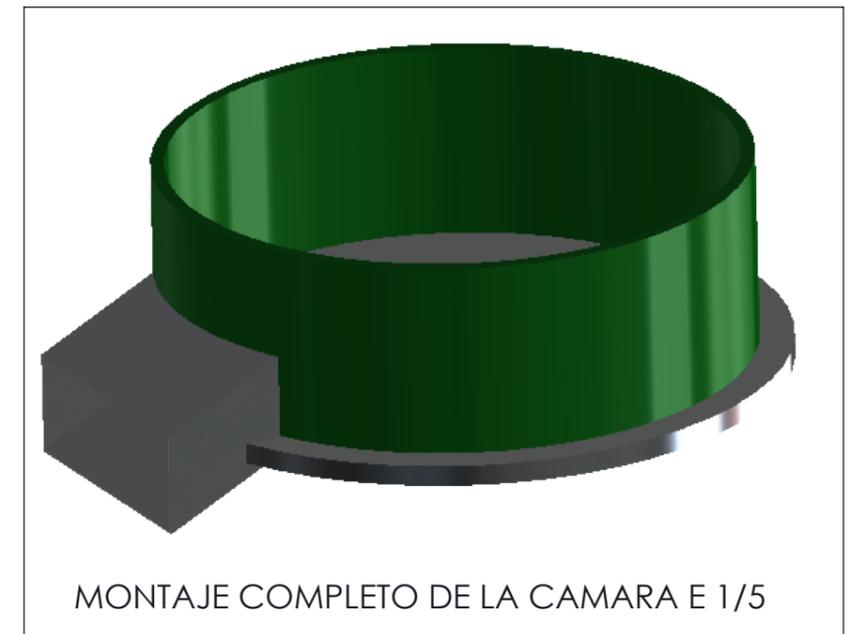
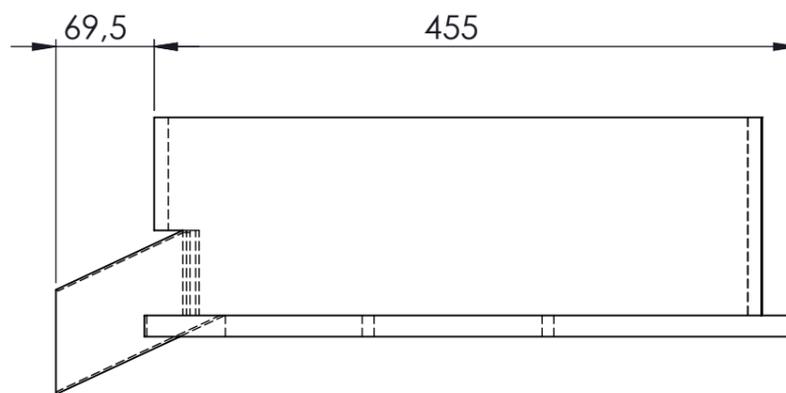
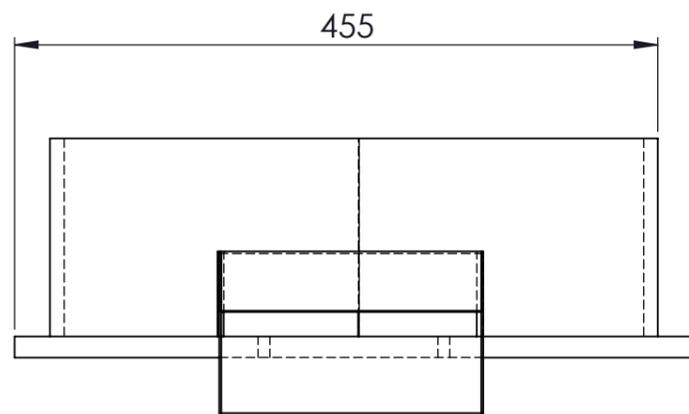
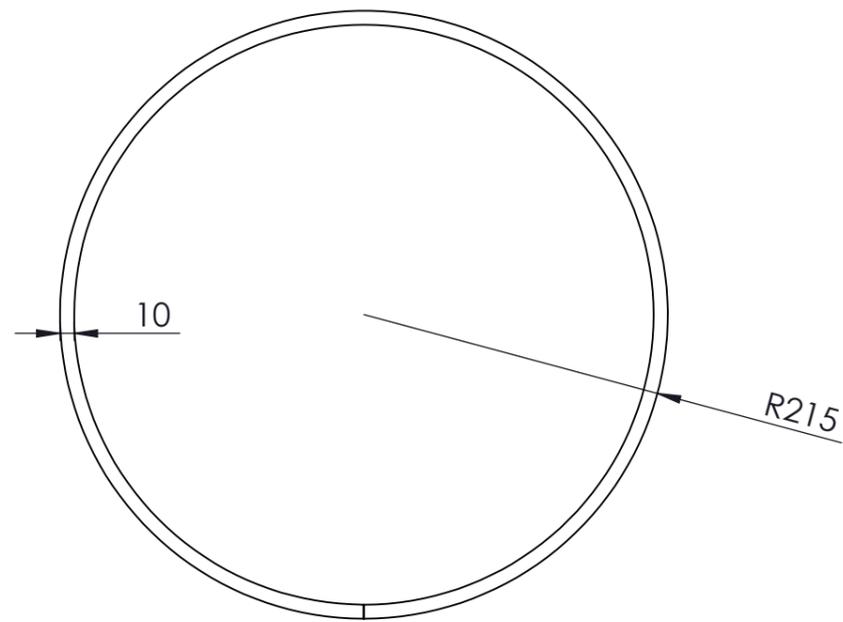
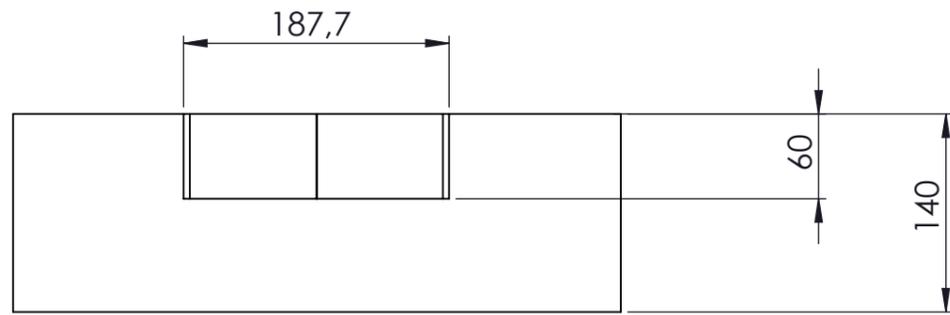
07

Autor:

GUILLERMO ARTIGAU CHACON

Escala:

1/5



N	DESCRIPCIÓN	UNID.	MATERIAL
1	CHAPA 864X140X10	1	ACERO 1.4031(X39Cr13)

COTAS EN mm SI NO SE ESPECIFICA LO CONTRARIO

GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA



Proyecto:

Diseño de una máquina de extrusión-pelletizado para el aprovechamiento energético de biomasa en la comarca de La Costera

Plano:

CAMARA DE RECEPCIÓN

Autor:

GUILLELMO ARTIGAU CHACON

Fecha:

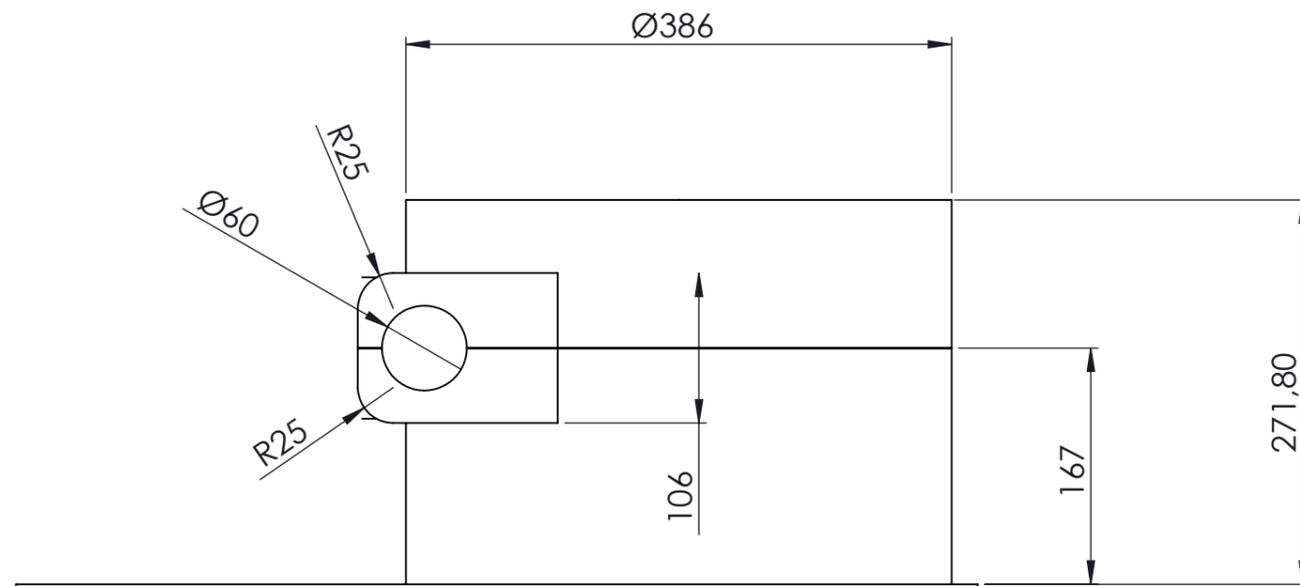
20/06/2018

Escala:

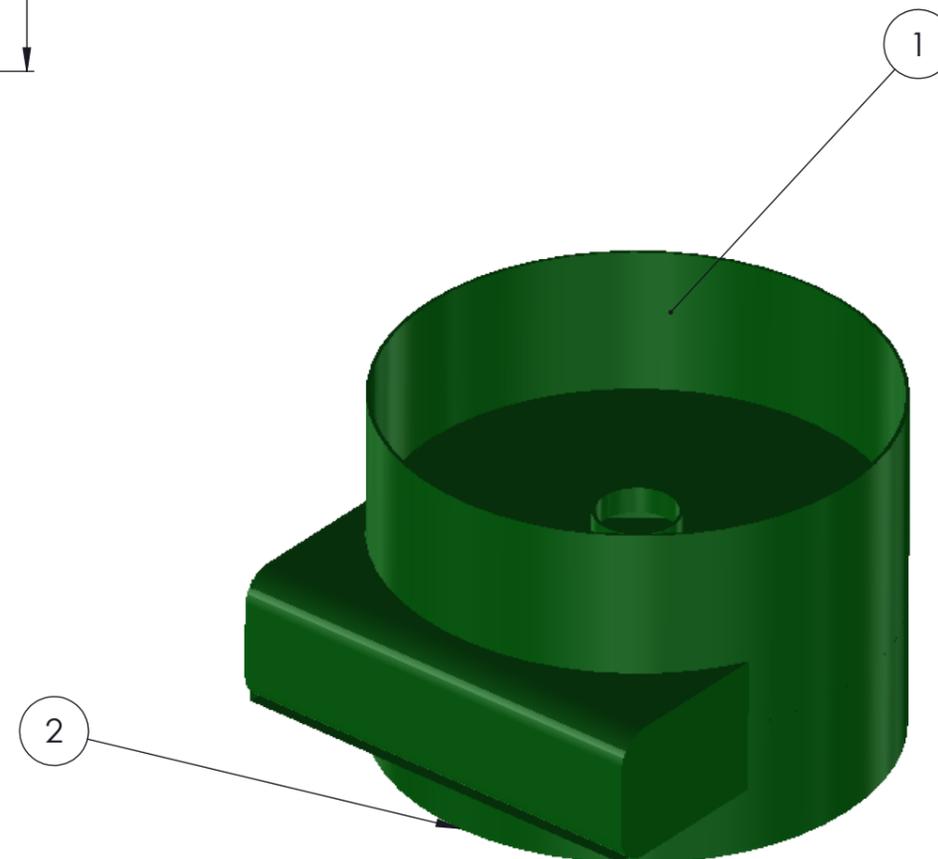
1/5

Nº Plano:

08



N	DESCRIPCIÓN COMPONENTE	UNID.
1	SECCIÓN SUPERIOR DE LA CAJA DE TRANSMISIÓN	1
2	SECCIÓN INFERIOR DE LA CAJA DE TRANSMISIÓN	1



COTAS EN mm SI NO SE ESPECIFICA LO CONTRARIO

GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA



Proyecto:

Diseño de una máquina de extrusión-pelletizado para el aprovechamiento energético de biomasa en la comarca de La Costera

Plano:

CAJA DE LA TRANSMISIÓN

Autor:

GUILLERMO ARTIGAU CHACON

Fecha:

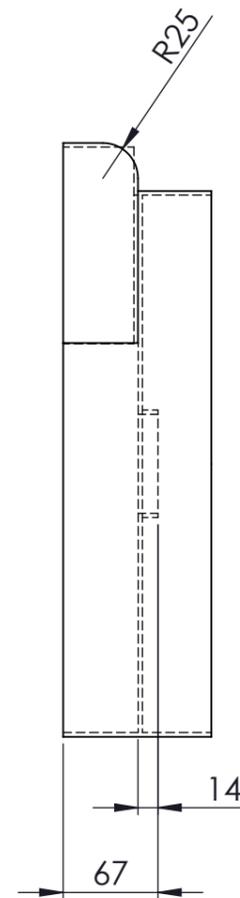
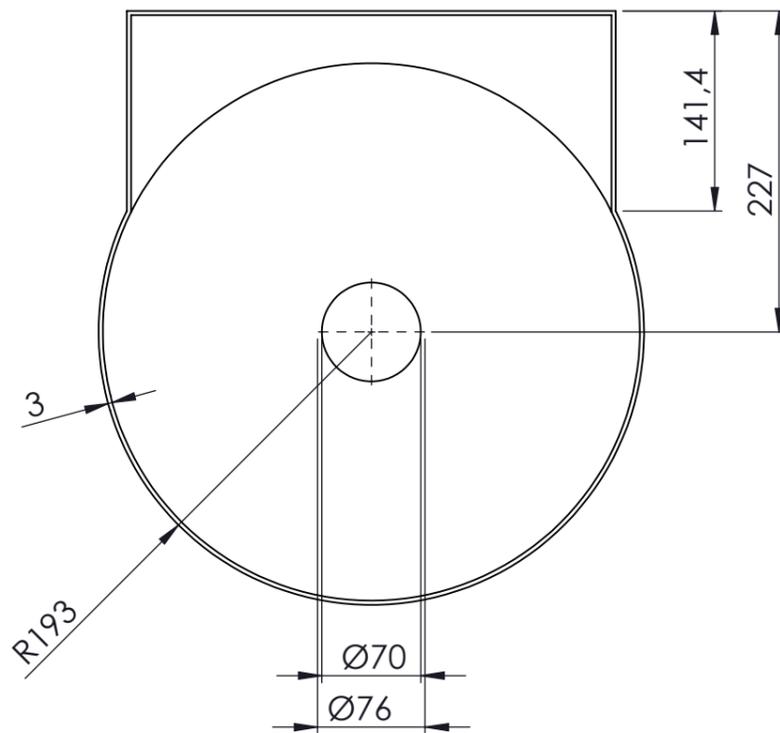
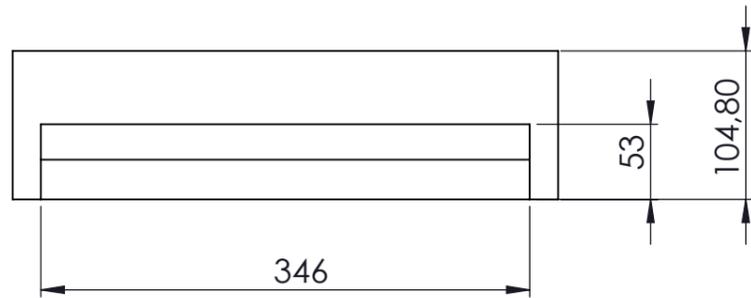
20/06/2018

Escala:

1/5

Nº Plano:

09



COTAS EN mm SI NO SE ESPECIFICA LO CONTRARIO

GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA



Proyecto:

Diseño de una máquina de extrusión-pelletizado para el aprovechamiento energético de biomasa en la comarca de La Costera

Plano:

SECCIÓN INFERIOR DE LA CAJA DE TRANSMISIÓN

Autor:

GUILLERMO ARTIGAU CHACON

Fecha:

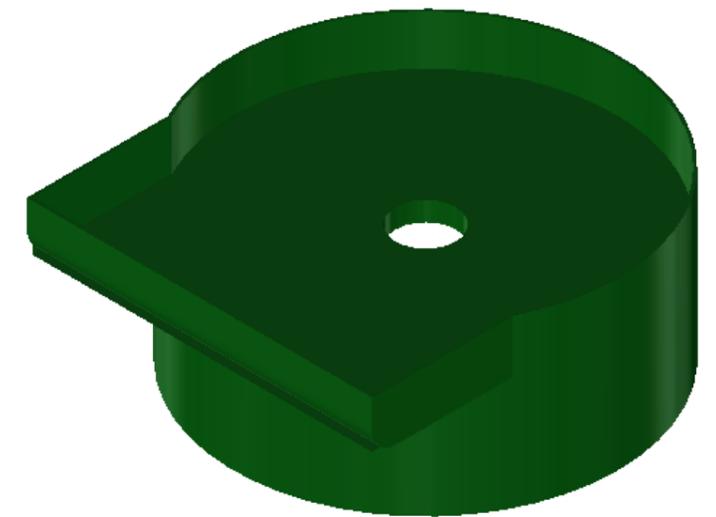
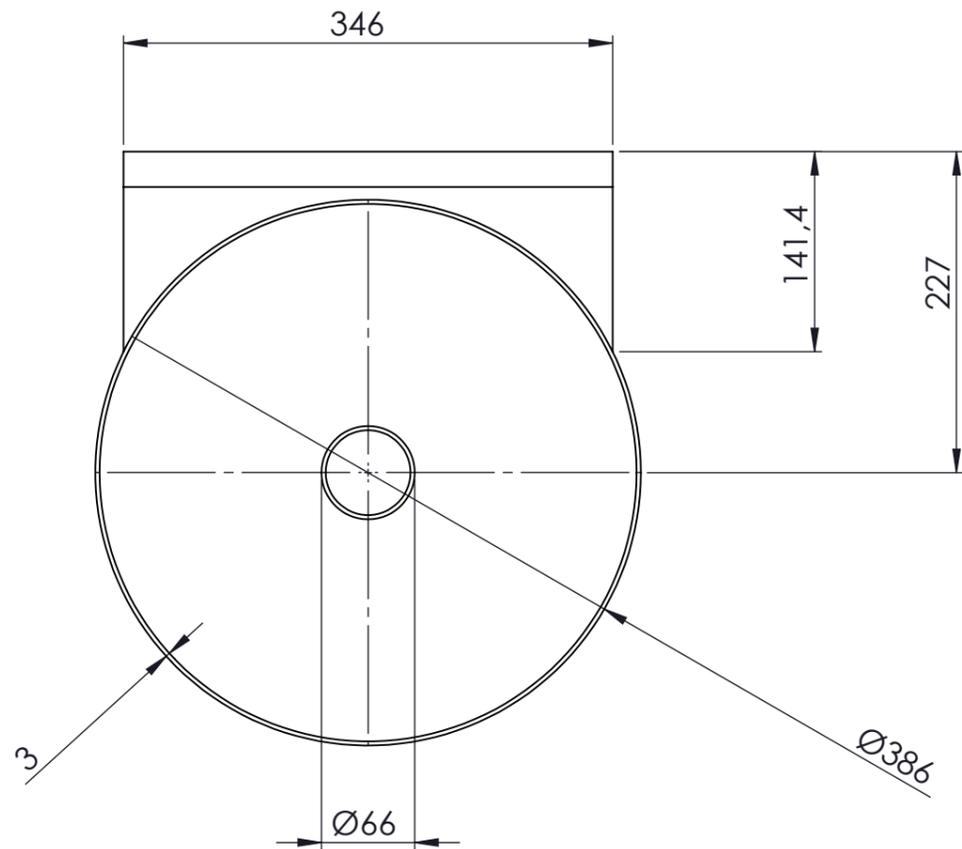
20/06/2018

Escala:

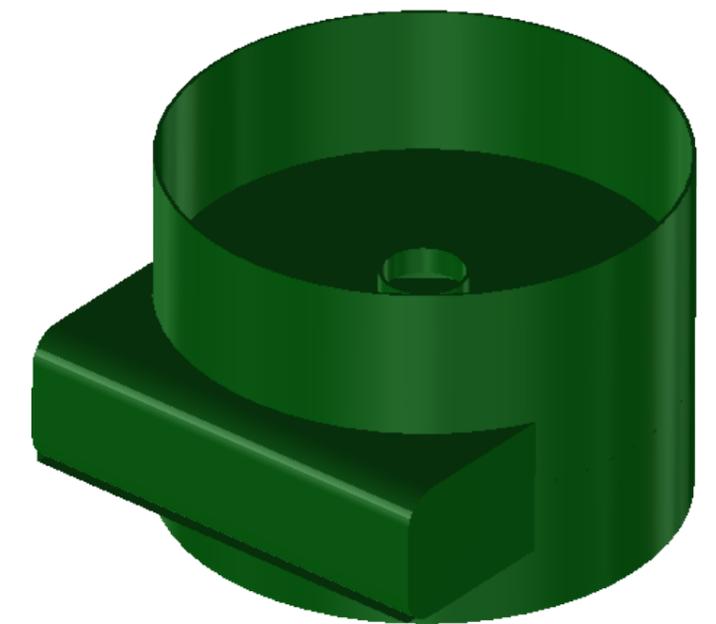
1/5

Nº Plano:

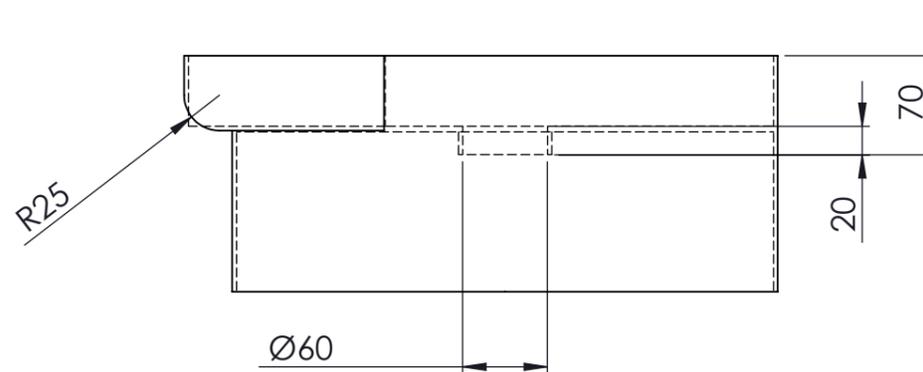
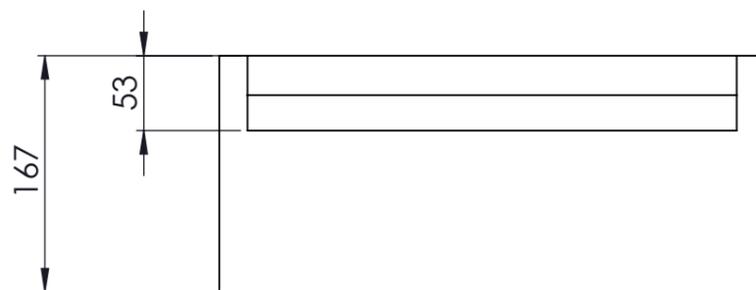
10



VISTA DE LA PIEZA ESCALA 1/5



VISTA DEL CONJUNTO ESCALA 1/5



COTAS EN mm SI NO SE ESPECIFICA LO CONTRARIO

GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA



Proyecto:

Diseño de una máquina de extrusión-pelletizado para el aprovechamiento energético de biomasa en la comarca de La Costera

Plano:

SECCIÓN INFERIOR DE LA CAJA DE TRANSMISIÓN

Autor:

GUILLELMO ARTIGAU CHACON

Fecha:

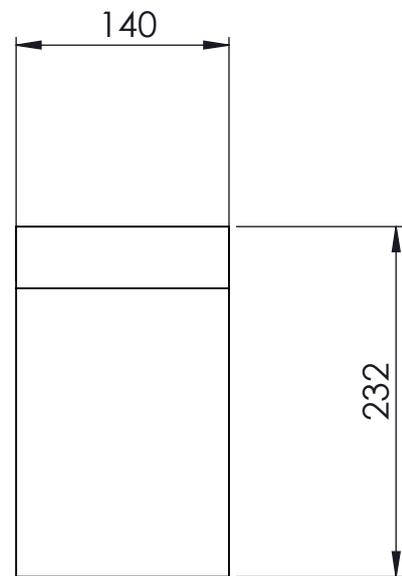
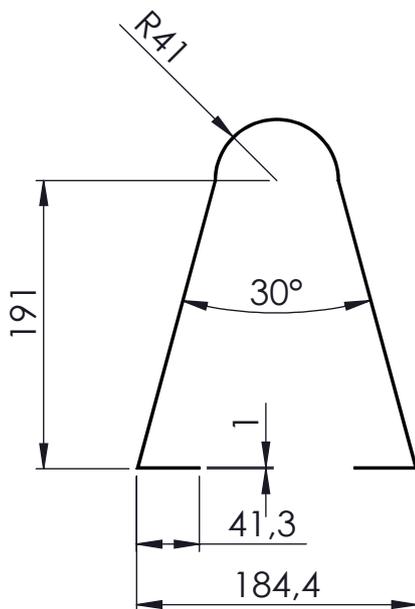
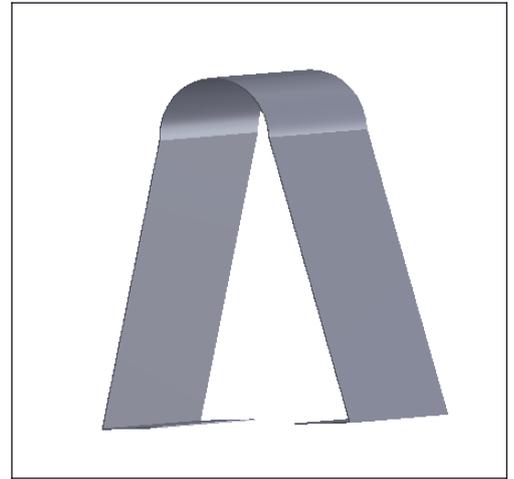
20/06/2018

Escala:

1/5

Nº Plano:

11



COTAS EN mm SI NO SE ESPECIFICA LO CONTRARIO

GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA



UNIVERSITAT  
POLITÈCNICA  
DE VALÈNCIA

Proyecto:

Diseño de una máquina de extrusión-pelletizado para el aprovechamiento energético de biomasa en la comarca de La Costera

Plano:

PROTECCIÓN MOTOR

Fecha:

20/06/2018

Nº Plano:

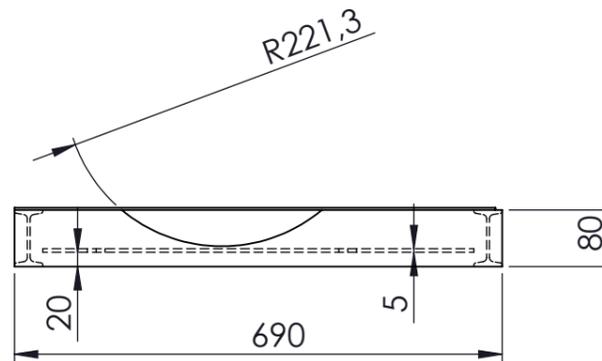
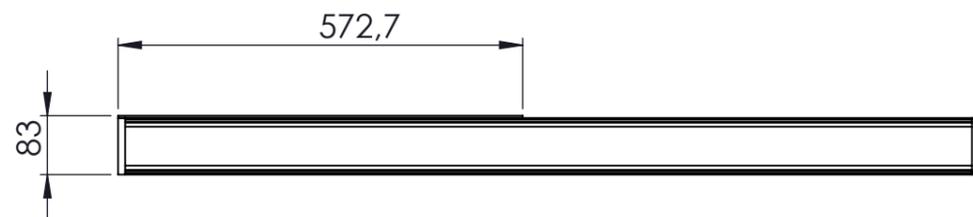
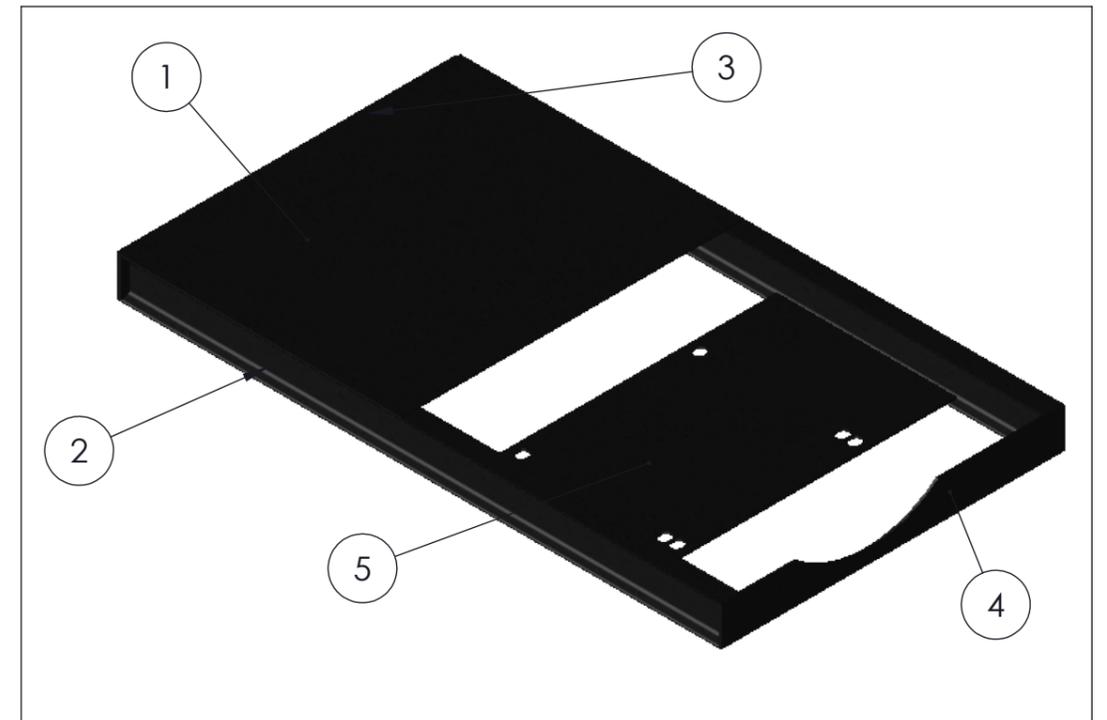
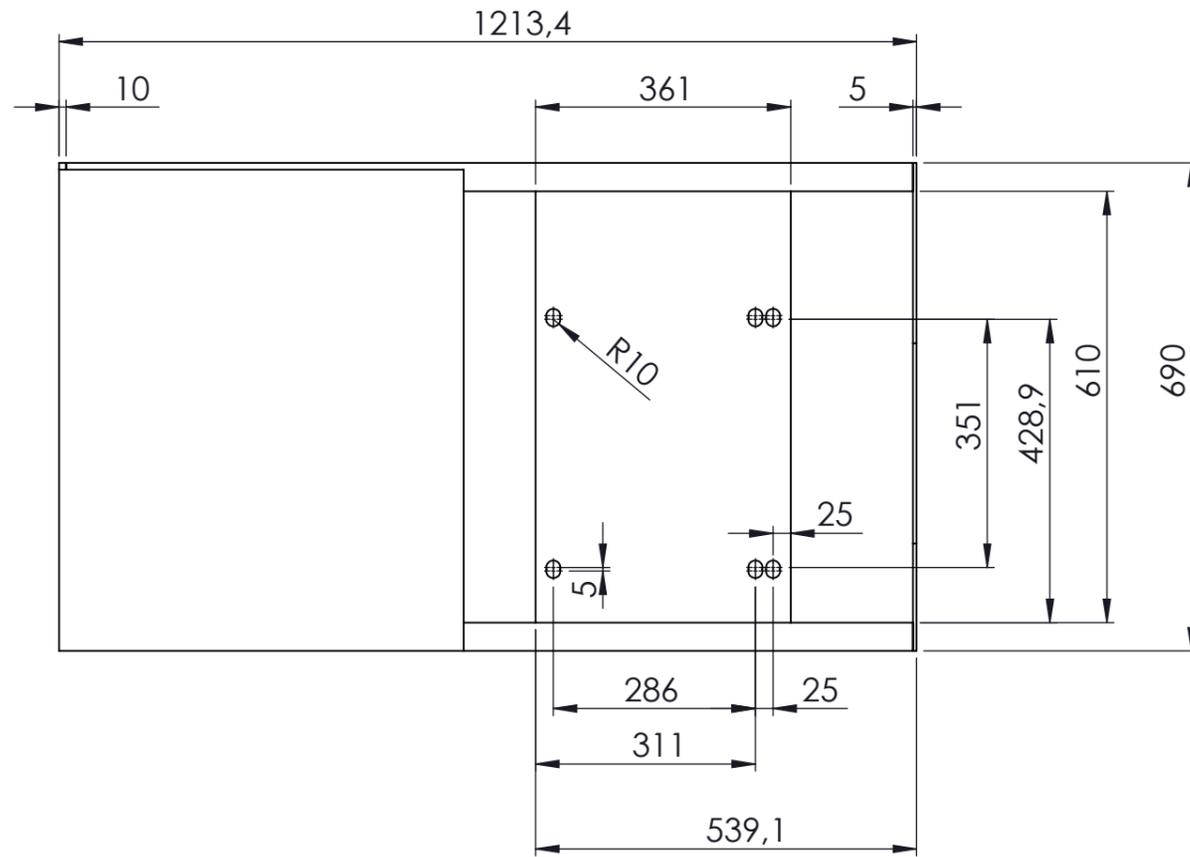
12

Autor:

GUILLERMO ARTIGAU CHACON

Escala:

1/5



N	DESCRIPCIÓN	UNID.	MATERIAL
1	CHAPA 690X573X3	1	ACERO 1.0044 (S275JR)
2	VIGA SB 80X6 L=1199	1	ACERO 1.0044 (S275JR)
3	PLETINA 690X80X10	1	ACERO 1.0044 (S275JR)
4	PLETINA 690X80X5	1	ACERO 1.0044 (S275JR)
5	PLETINA 610X361X5	1	ACERO 1.0044 (S275JR)

COTAS EN mm SI NO SE ESPECIFICA LO CONTRARIO

GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA



Proyecto:

Diseño de una máquina de extrusion-pelletizado para el aprovechamiento energético de biomasa en la comarca de La Costera

Plano:

ESTRUCTURA BASE

Autor:

GUILLERMO ARTIGAU CHACON

Fecha:

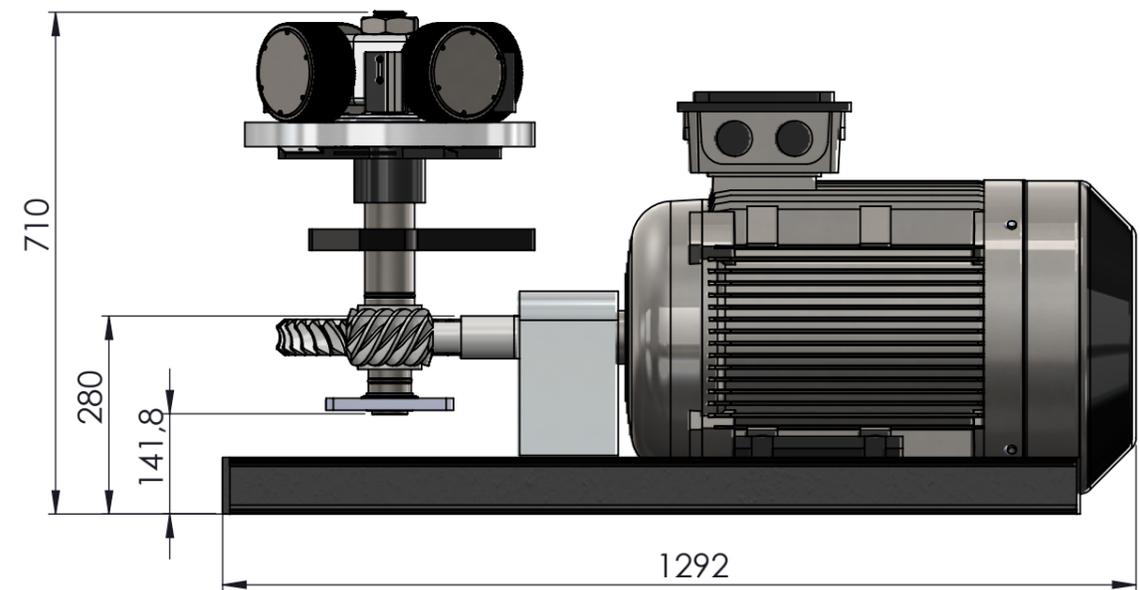
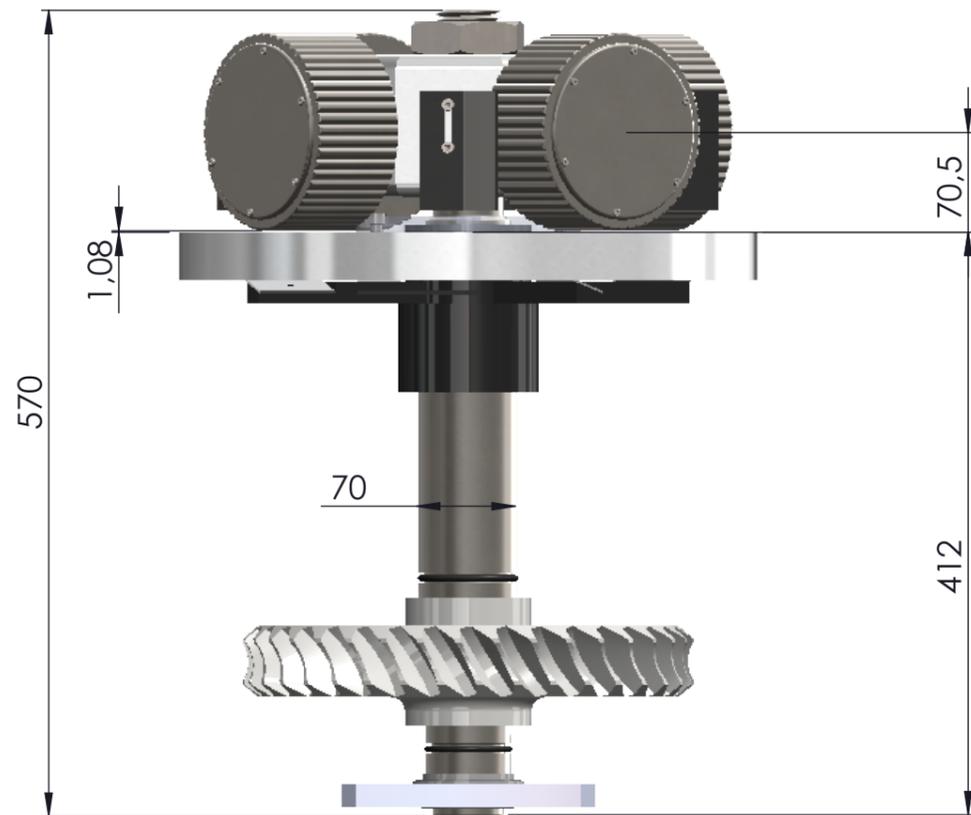
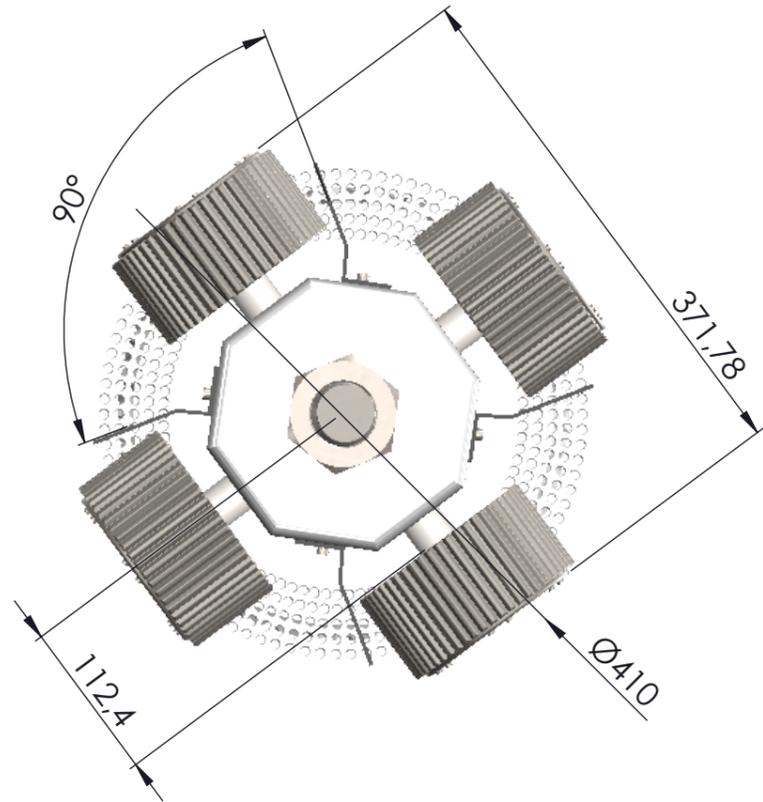
20/06/2018

Escala:

1/10

Nº Plano:

13



COTAS EN mm SI NO SE ESPECIFICA LO CONTRARIO

GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA



Proyecto:

Diseño de una máquina de extrusion-pelletizado para el aprovechamiento energético de biomasa en la comarca de La Costera

Plano:

DIMENSIONES BÁSICAS PARTE MOTRIZ

Fecha:

20/06/2018

Nº Plano:

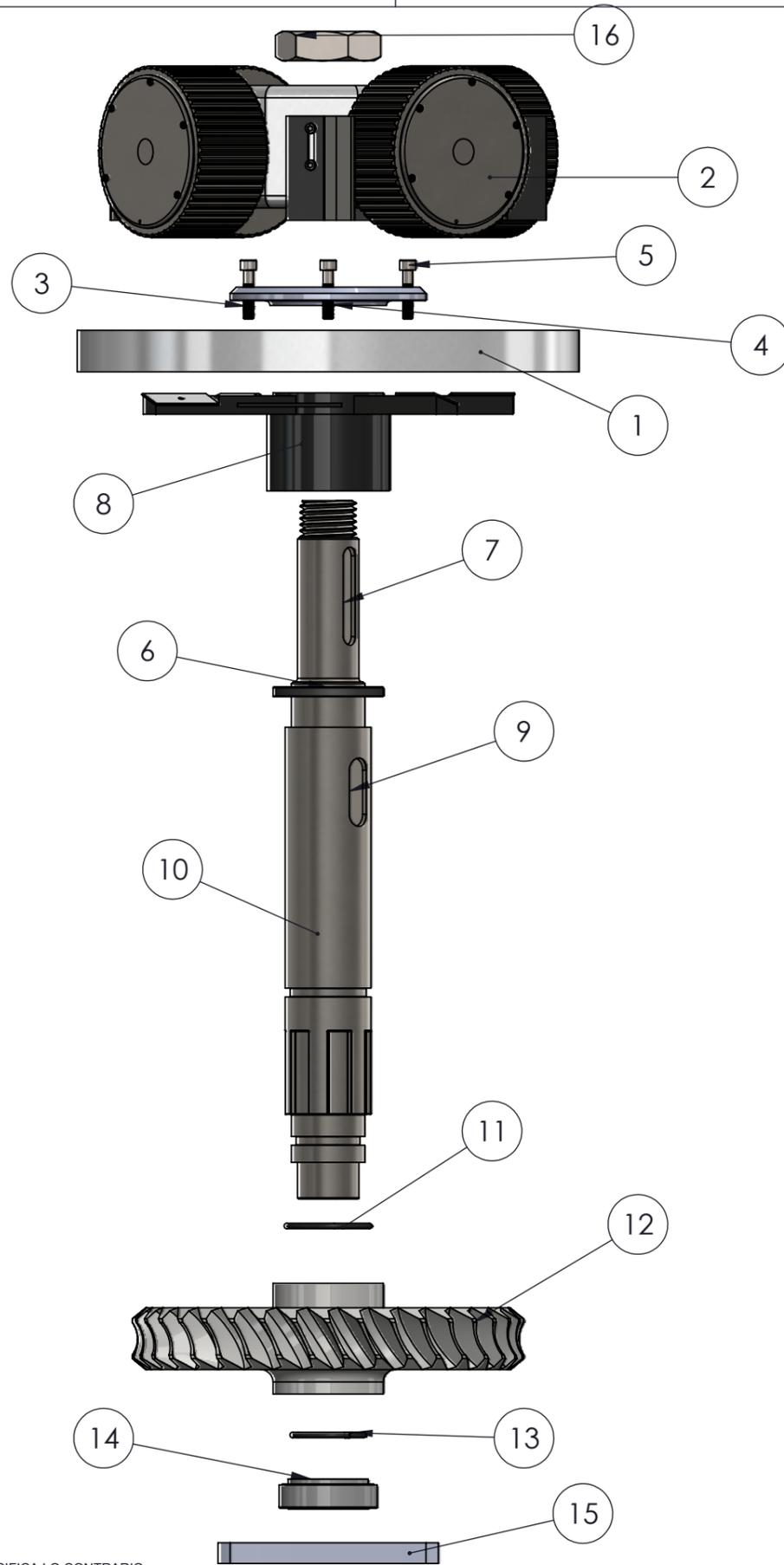
14

Autor:

GUILLERMO ARTIGAU CHACON

Escala:

1/5



N	DESCRIPCIÓN COMPONENTE	UNID.
1	MATRIZ	1
2	SISTEMA DE PRESIÓN POR RODILLOS	1
3	TAPA RODAMIENTO SUPERIOR	1
4	RODAMIENTO DE RODILLOS CÓNICOS SKF JLM508748	1
5	TORNILLOS ISO 4762 M8X40	4
6	SELLO SKF HMSA10	1
7	CHAVETA DIN 6885 12-20 L=56	1
8	CUCHILLAS DE CORTE	1
9	CHAVETA 6885 14-9 L=80	1
10	EJE PRINCIPAL	1
11	JUNTA TORICA O-RING Trelleborg	1
12	ENGRANAJE HELICOIDAL	1
13	JUNTA TORICA O-RING Trelleborg	1
14	RODAMIENTO DE RODILLOS CONICOS SKF 33010	1
15	SOPORTE RODAMIENTO	1
16	TUECA DE REGULACIÓN ISO4035 M48	1

COTAS EN mm SI NO SE ESPECIFICA LO CONTRARIO

GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA



Proyecto:

Diseño de una máquina de extrusión-pelletizado para el aprovechamiento energético de biomasa en la comarca de La Costera

Plano:

DESPIECE SISTEMA MOTRÍZ

Fecha:

20/06/2018

Nº Plano:

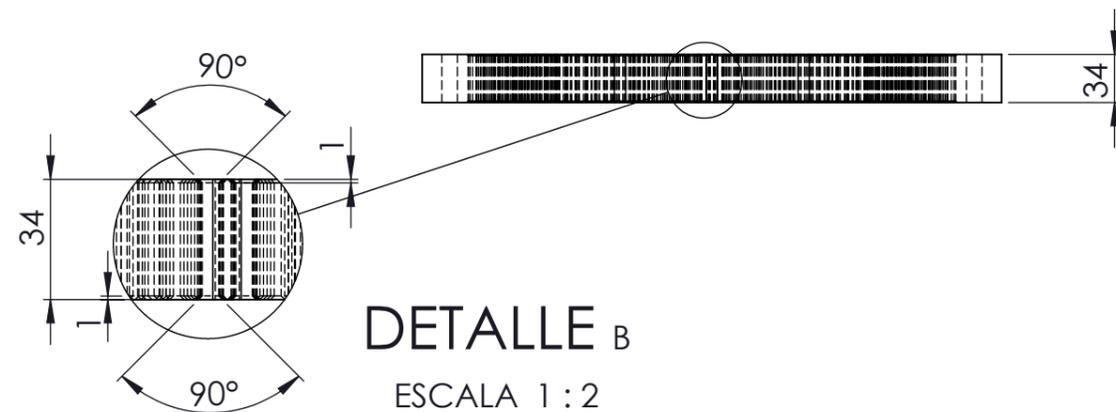
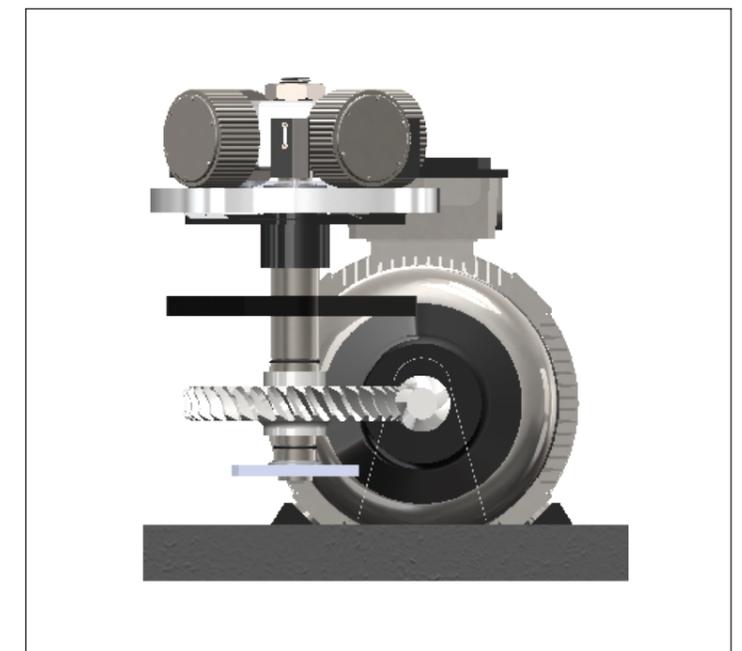
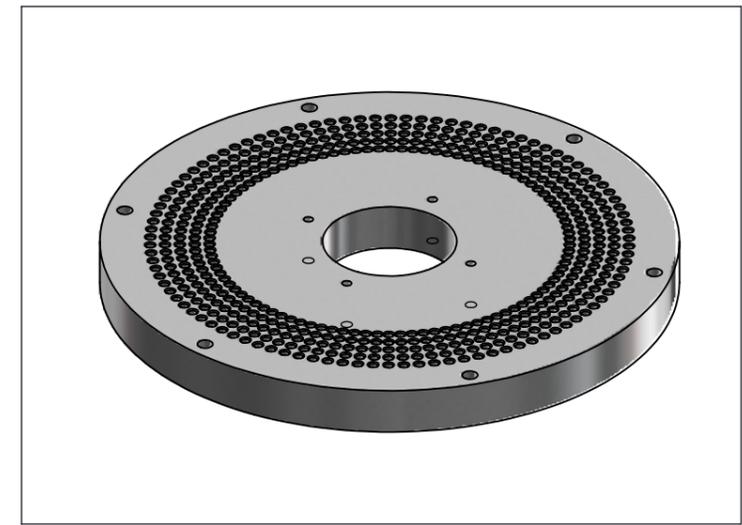
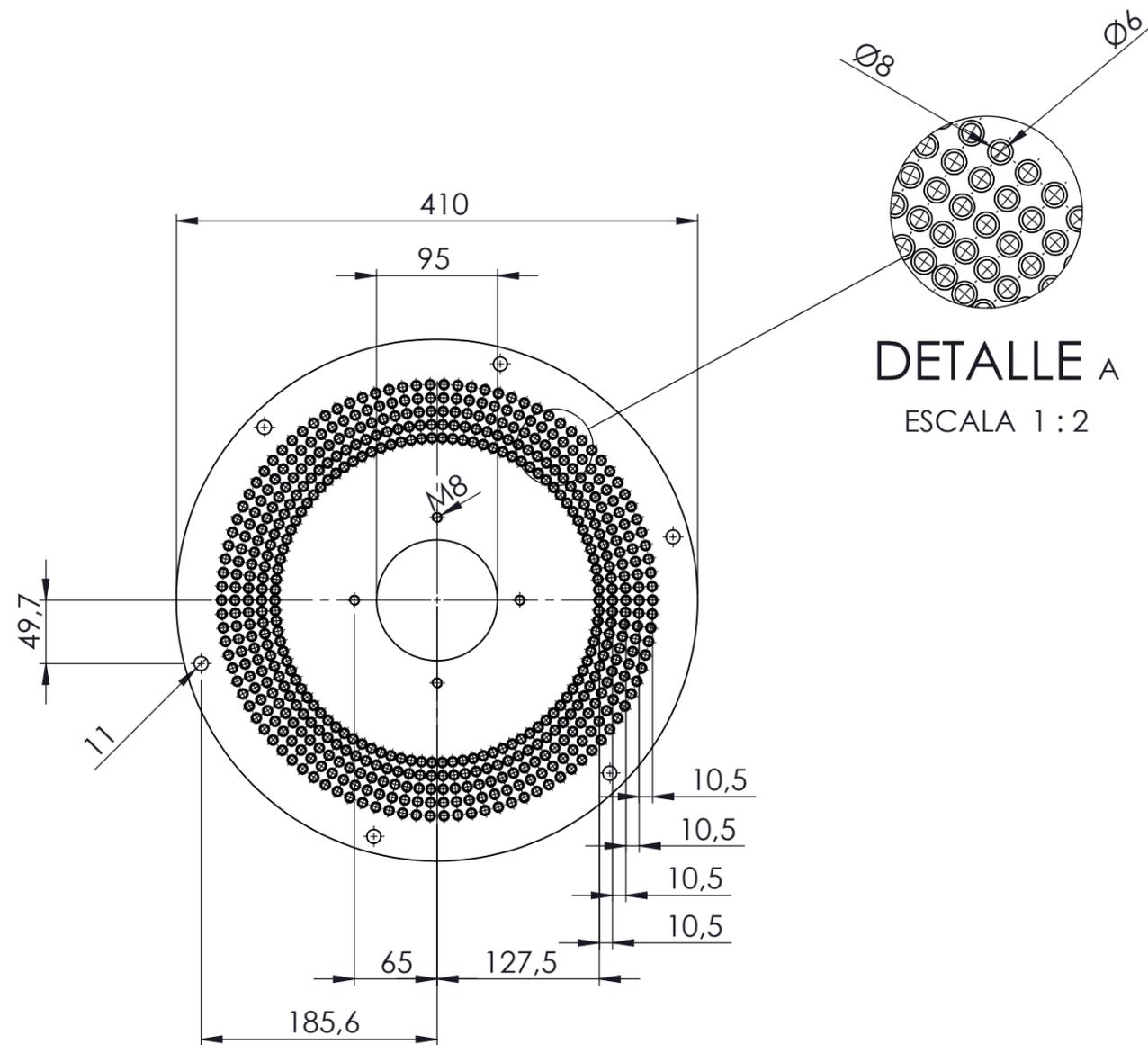
15

Autor:

GUILLERMO ARTIGAU CHACON

Escala:

1/5



N	DESCRIPCIÓN	UNID.	MATERIAL
1	MACIZO 410X410X34	1	ACERO 1.4031(X39Cr13)

COTAS EN mm SI NO SE ESPECIFICA LO CONTRARIO

GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA



Proyecto:

Diseño de una máquina de extrusión-pelletizado para el aprovechamiento energético de biomasa en la comarca de La Costera

Plano:

MATRIZ

Autor:

GUILLERMO ARTIGAU CHACON

Fecha:

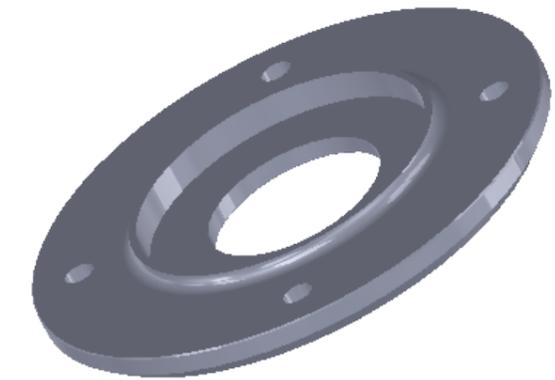
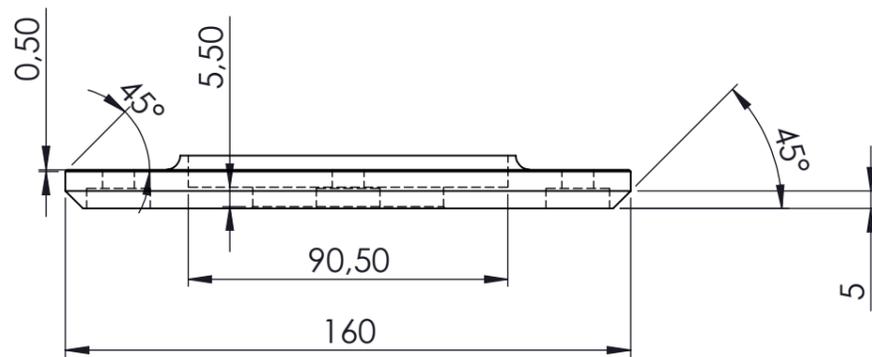
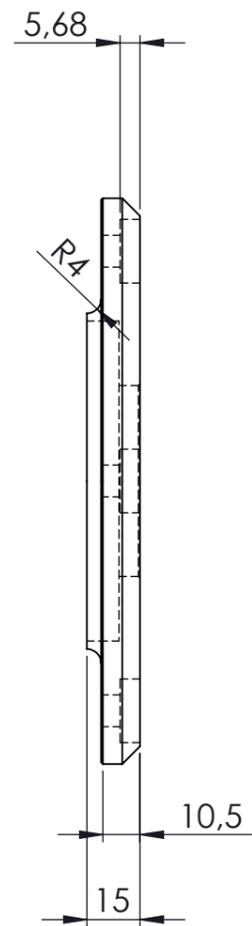
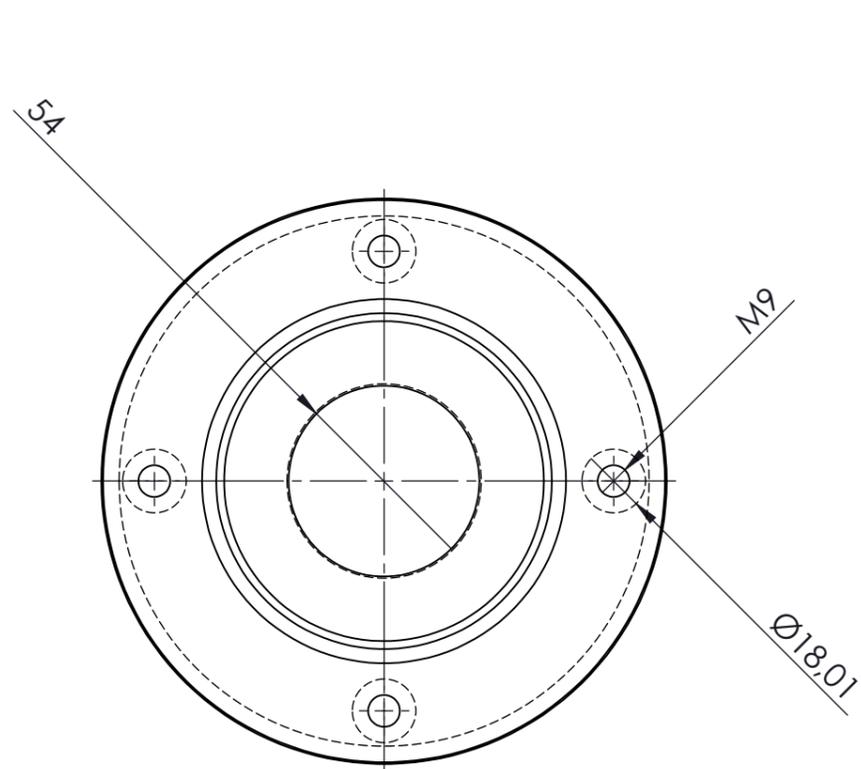
20/06/2018

Escala:

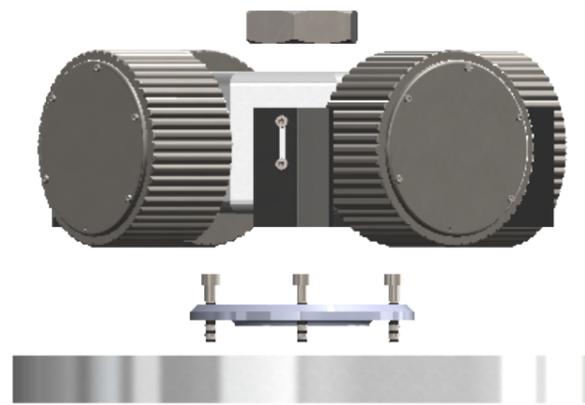
1/5

Nº Plano:

16



PIEZA ESCALA 1/2



MONTAJE ESCALA 1/5

N	DESCRIPCIÓN	UNID.	MATERIAL
1	MACIZO 160X160X15	1	ACERO 1.4031(X39Cr13)

COTAS EN mm SI NO SE ESPECIFICA LO CONTRARIO

GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA



Proyecto:

Diseño de una máquina de extrusion-pelletizado para el aprovechamiento energético de biomasa en la comarca de La Costera

Plano:

TAPA RODAMIENTO SUPERIOR

Fecha:

20/06/2018

Nº Plano:

17

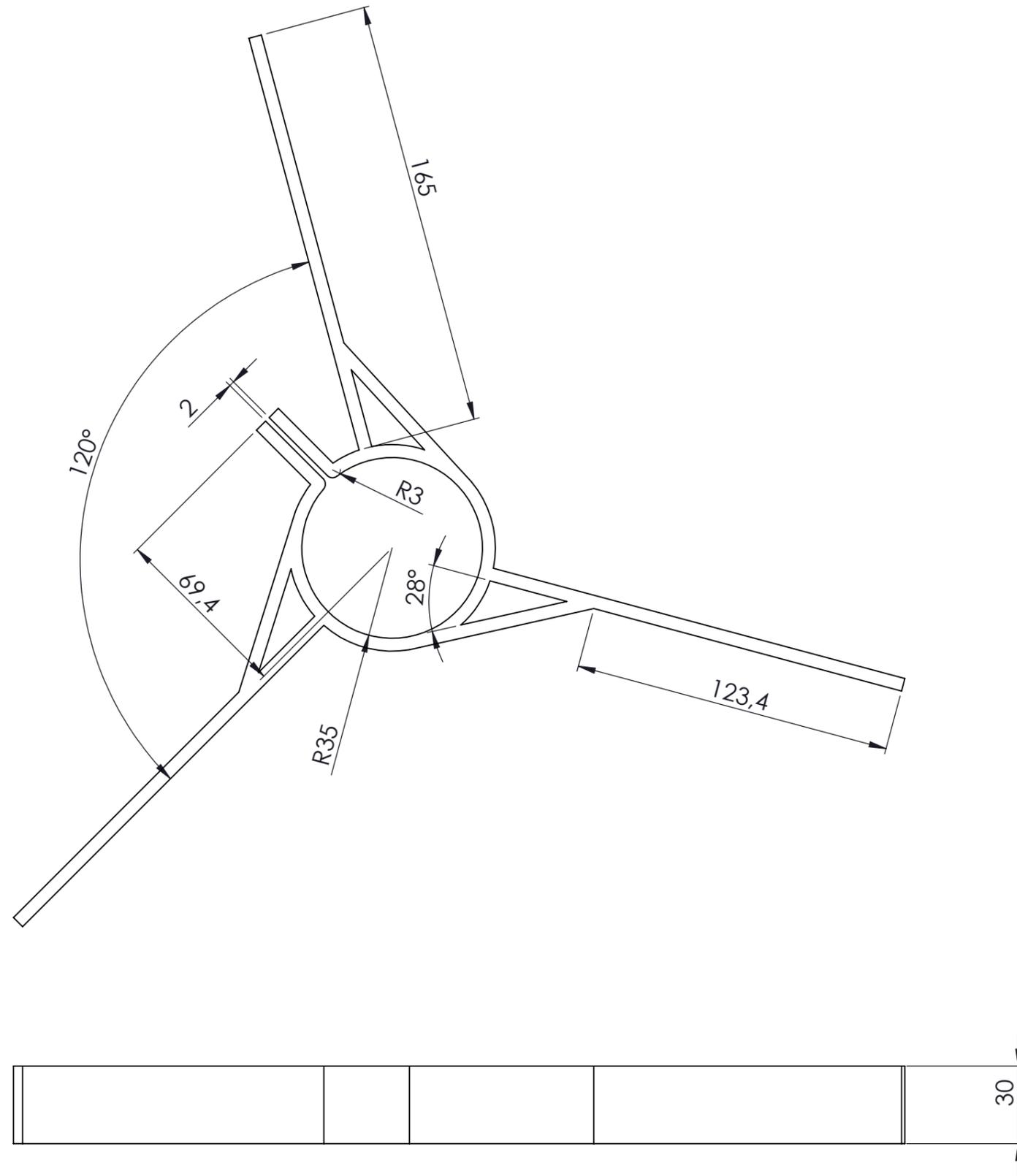
Autor:

GUILLERMO ARTIGAU CHACON

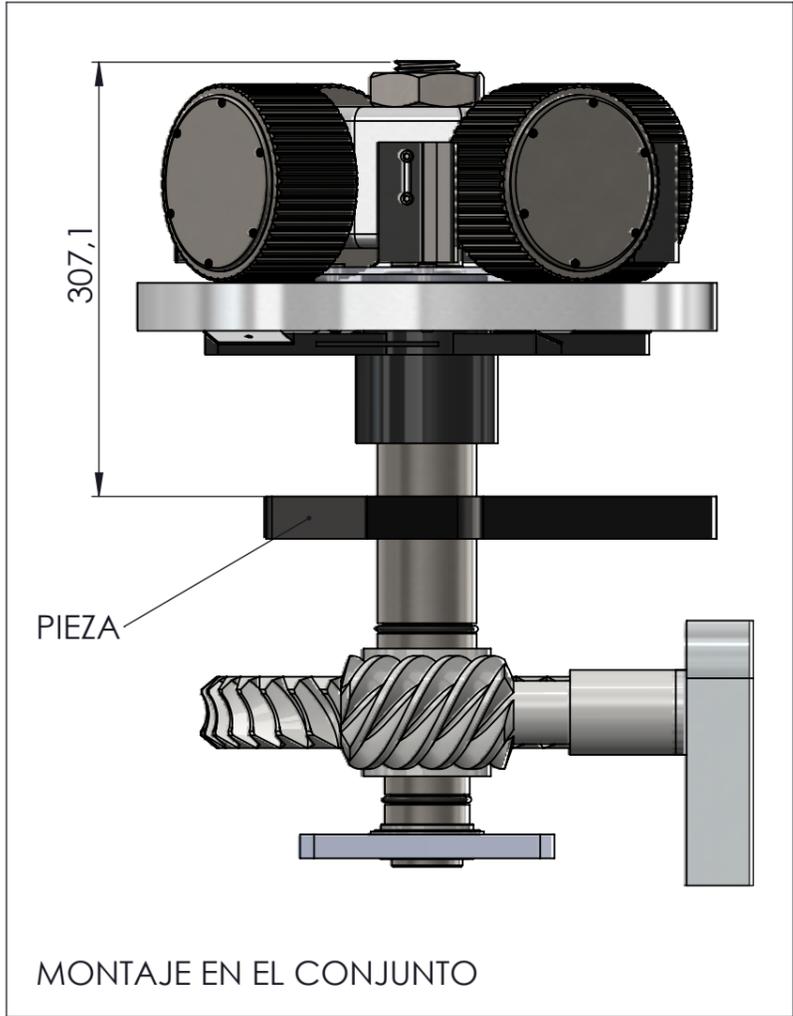
Escala:

1/2





PIEZA ESCALA 1/5



MONTAJE EN EL CONJUNTO

COTAS EN mm SI NO SE ESPECIFICA LO CONTRARIO

GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA



Proyecto:  
Diseño de una máquina de extrusion-pelletizado para el aprovechamiento energético de biomasa en la comarca de La Costera

Plano:  
ASPAS DE EMPUJE DE LOS PELLETS

Autor:  
GUILLERMO ARTIGAU CHACON

Fecha:  
20/06/2018

Escala:  
1/2

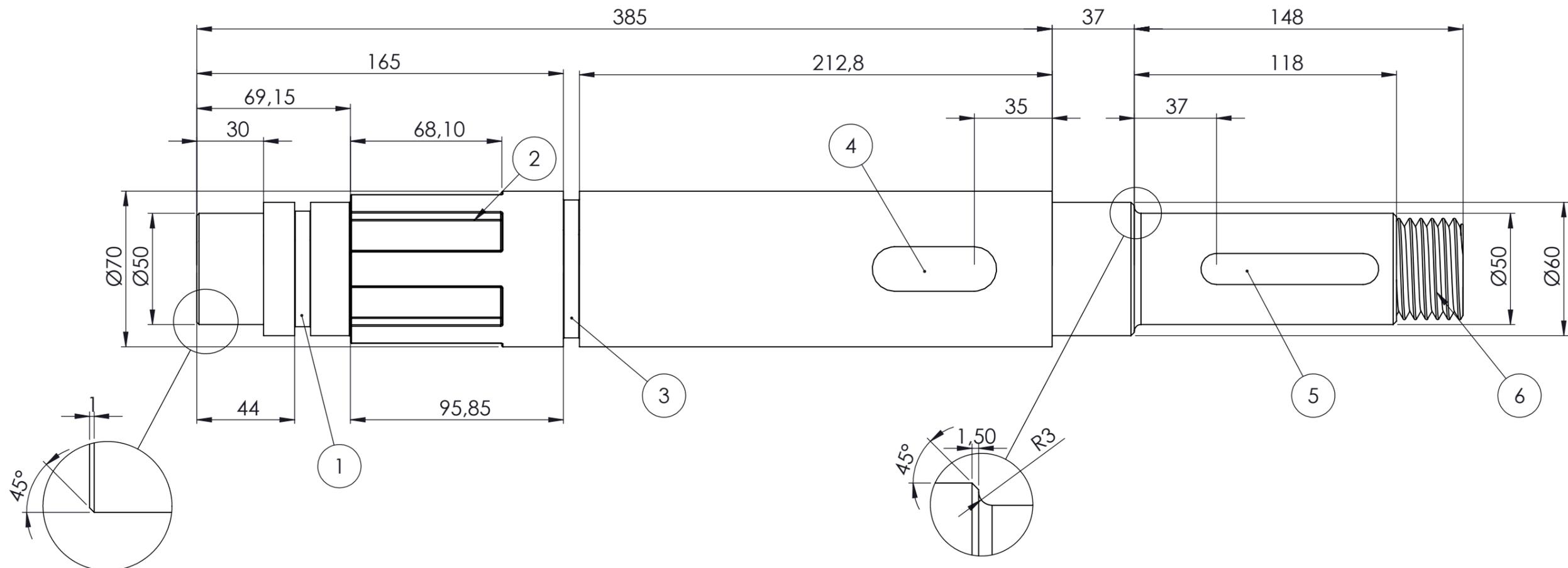
Nº Plano:

19



PIEZA ESCALA 1/5

ELEMENTO	COMPONENTE
1	RANURA PARA O-RIING ISO 286-2
2	ESTRIADO DIN 5472
3	RANURA PARA O-RIING ISO 286-2
4	RANURA PARA CHAVETA DIN 6885
5	RANURA PARA CHAVETA DIN 6885
6	ROSCA MÉTRICA FINA ISO DIN 13 MF 40X2MM



DETALLE I  
ESCALA 1 : 1

DETALLE P  
ESCALA 1 : 1

N	DESCRIPCIÓN	UNID.	MATERIAL
1	MACIZO Ø70 L=570MM	1	ACERO NO ALEADO 10503 (C45)

COTAS EN mm SI NO SE ESPECIFICA LO CONTRARIO

GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA



Proyecto:

Diseño de una máquina de extrusion-pelletizado para el aprovechamiento energético de biomasa en la comarca de La Costera

Plano:

EJE PRINCIPAL

Autor:

GUILLERMO ARTIGAU CHACON

Fecha:

20/06/2018

Escala:

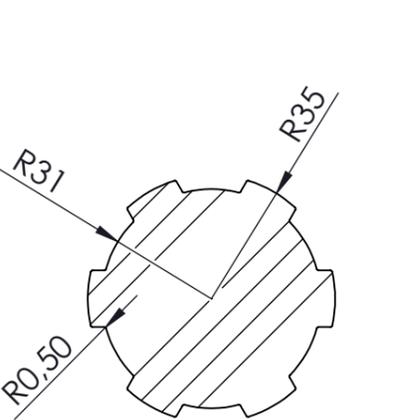
1/2

Nº Plano:

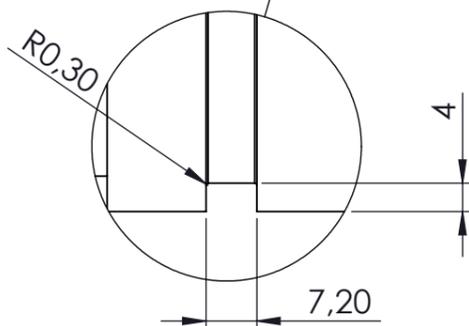
20



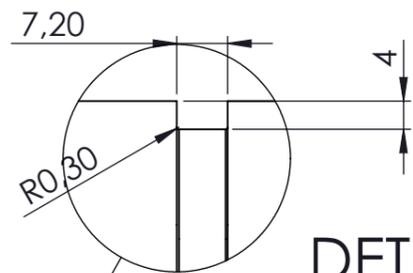
PIEZA ESCALA 1/5



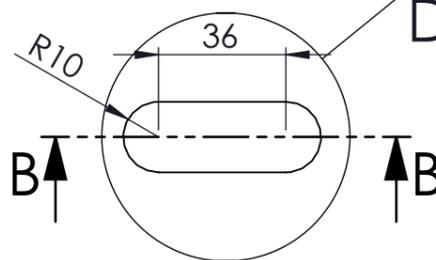
SECCIÓN C-C  
ESCALA 1 : 2



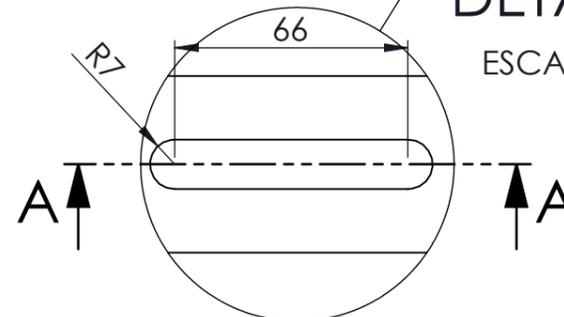
DETALLE 1  
ESCALA 1 : 1



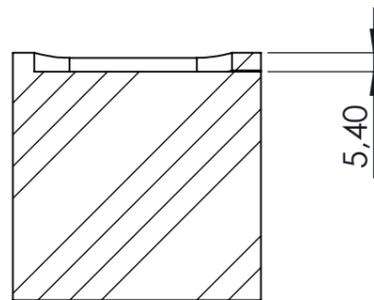
DETALLE 3  
ESCALA 1 : 1



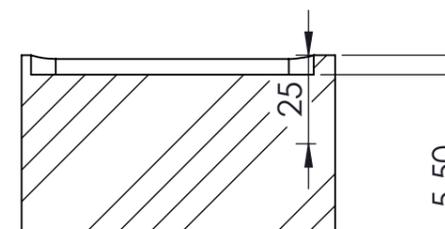
DETALLE 4  
ESCALA 1 : 2



DETALLE 5  
ESCALA 1 : 2



SECCIÓN B-B  
ESCALA 1 : 2



SECCIÓN A-A  
ESCALA 1 : 2

ELEMENTO	COMPONENTE
1	RANURA PARA O-RIING ISO 286-2
2	ESTRIADO DIN 5472
3	RANURA PARA O-RIING ISO 286-2
4	RANURA PARA CHAVETA DIN 6885
5	RANURA PARA CHAVETA DIN 6885
6	ROSCA MÉTRICA FINA ISO DIN 13 MF 40X2MM

COTAS EN mm SI NO SE ESPECIFICA LO CONTRARIO

GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA



Proyecto:

Diseño de una máquina de extrusion-pelletizado para el aprovechamiento energético de biomasa en la comarca de La Costera

Plano:

EJE PRINCIPAL COMPONENTES

Autor:

GUILLERMO ARTIGAU CHACON

Fecha:

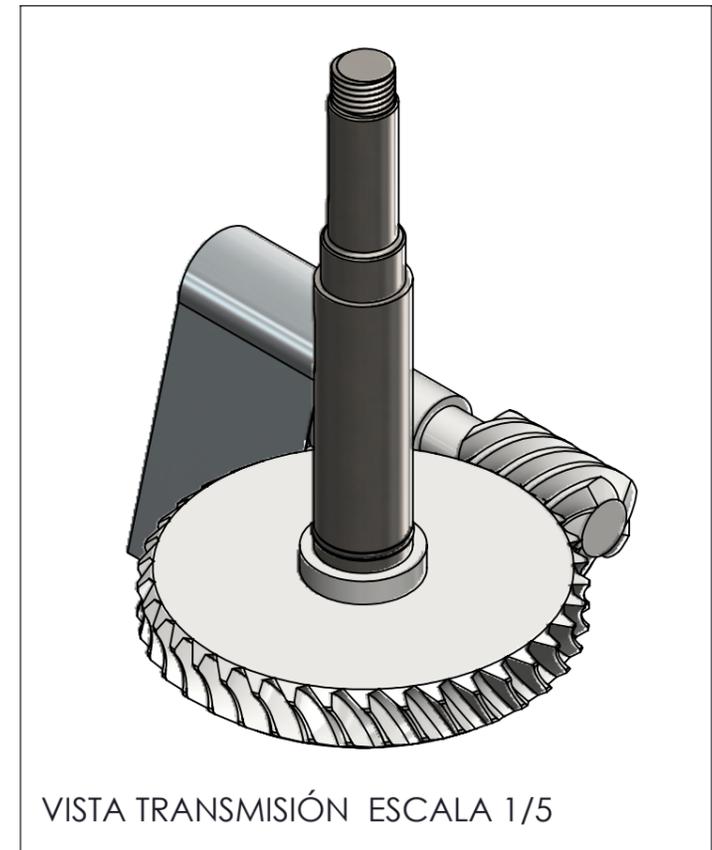
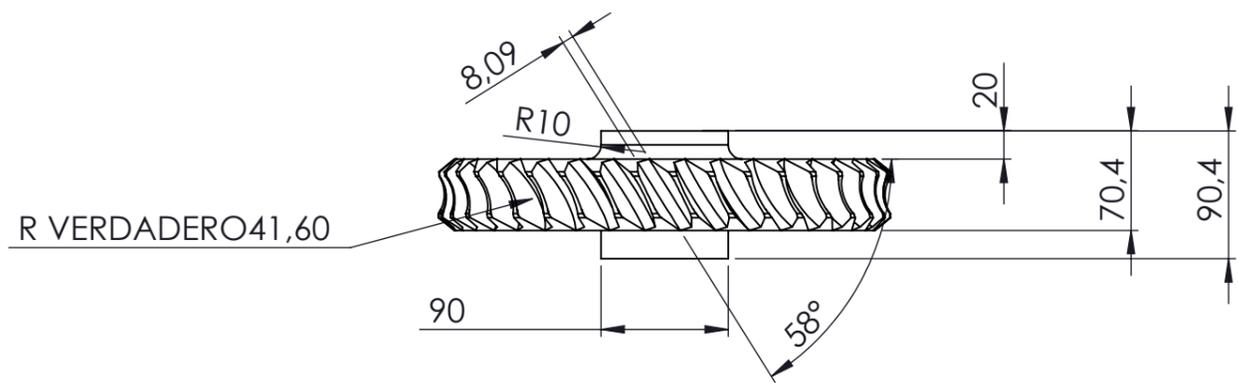
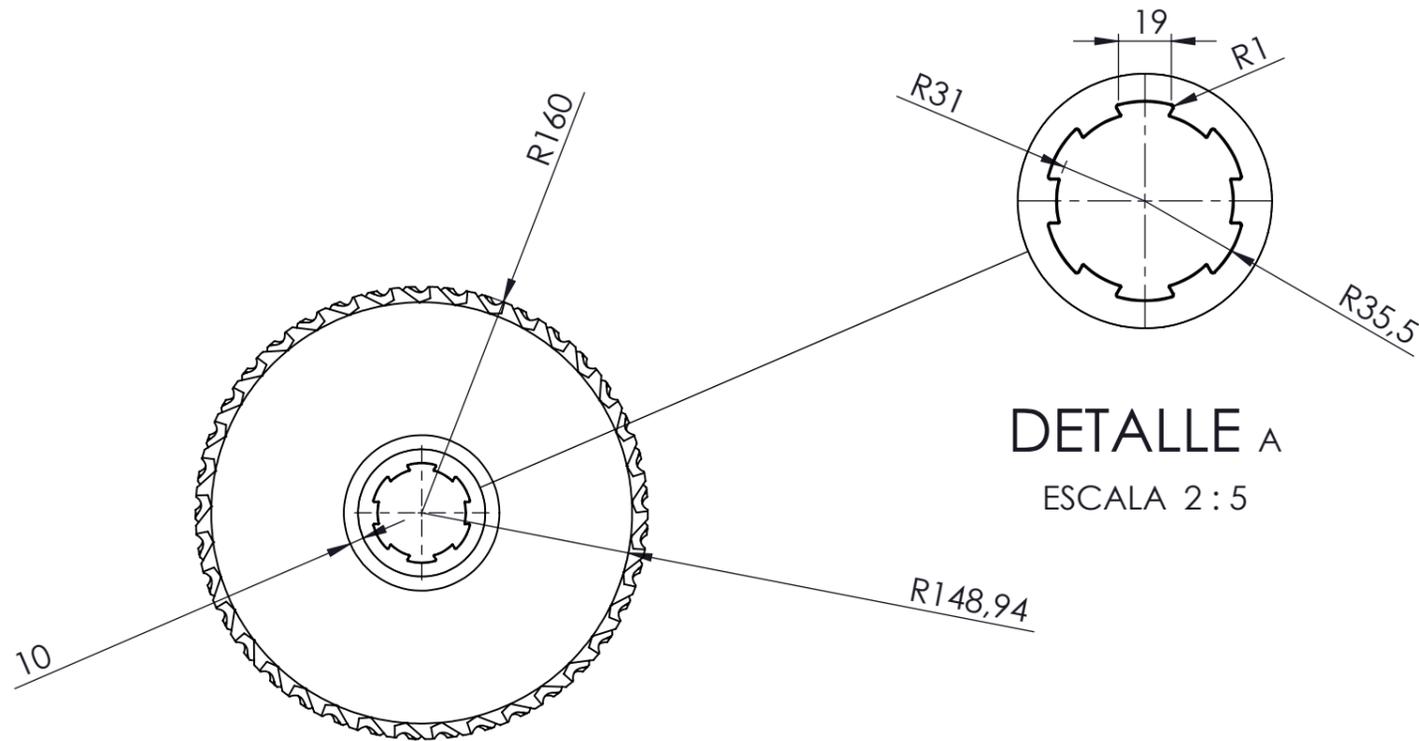
20/06/2018

Escala:

1/2

Nº Plano:

21



COTAS EN mm SI NO SE ESPECIFICA LO CONTRARIO

GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA



Proyecto:

Diseño de una máquina de extrusión-pelletizado para el aprovechamiento energético de biomasa en la comarca de La Costera

Plano:

CORONA DE LA TRANSMISIÓN

Autor:

GUILLELMO ARTIGAU CHACON

Fecha:

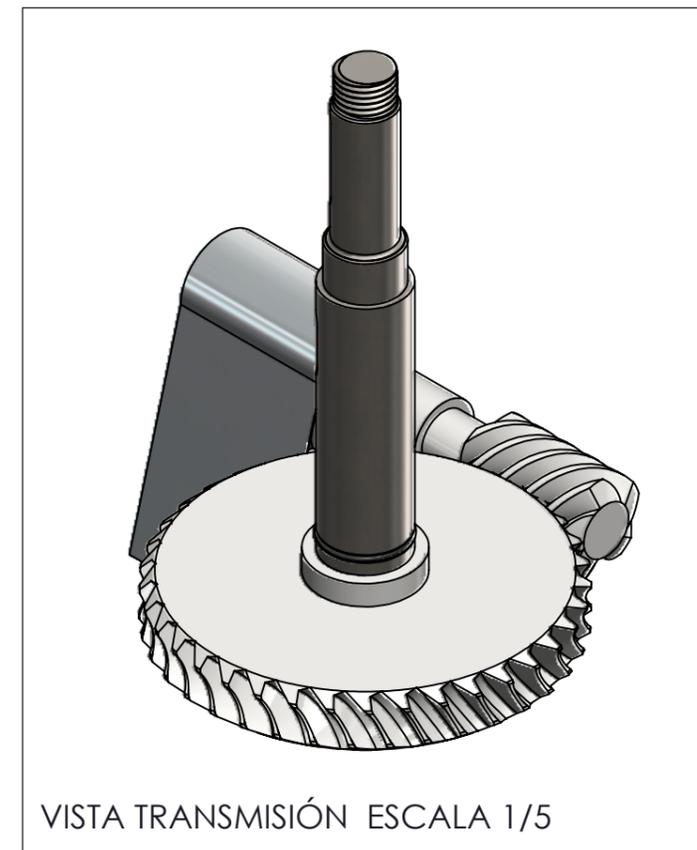
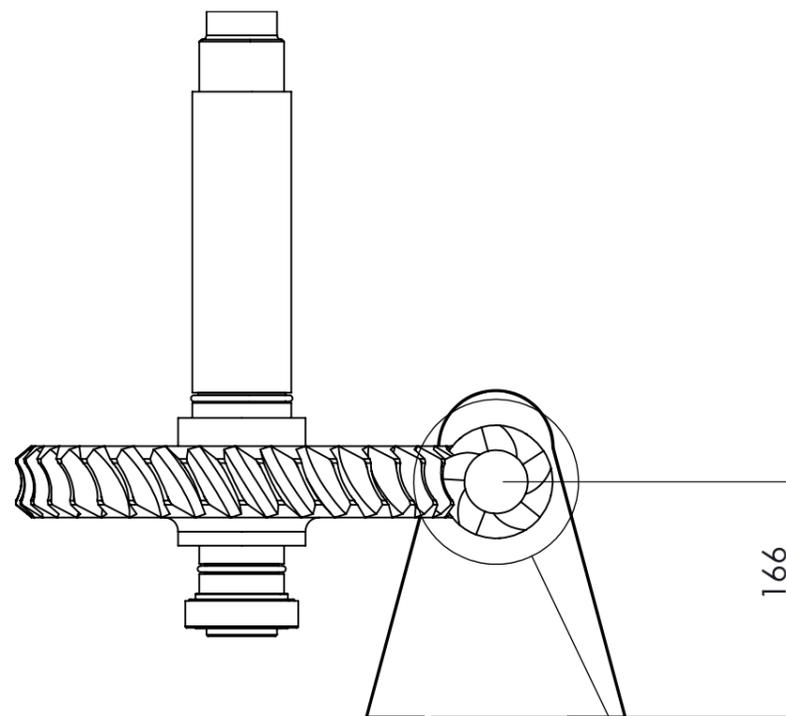
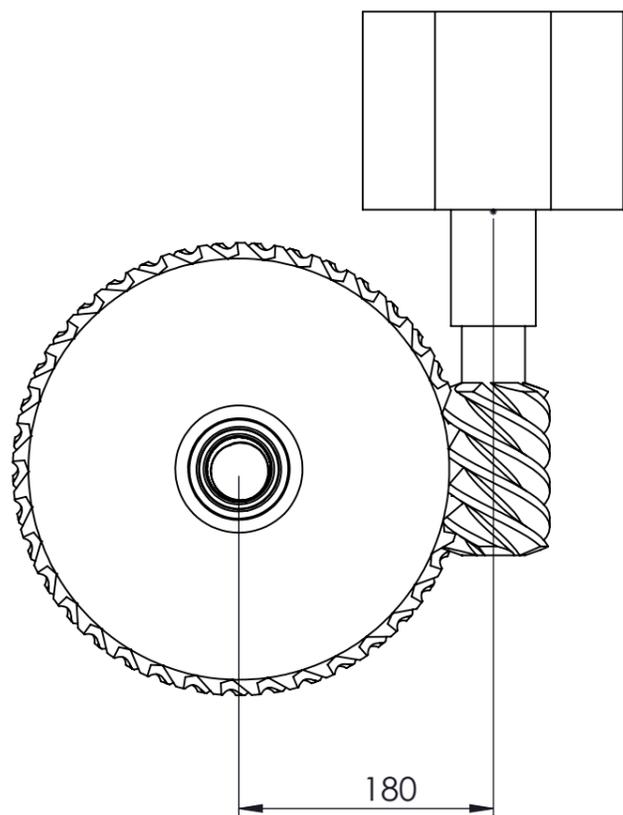
20/06/2018

Escala:

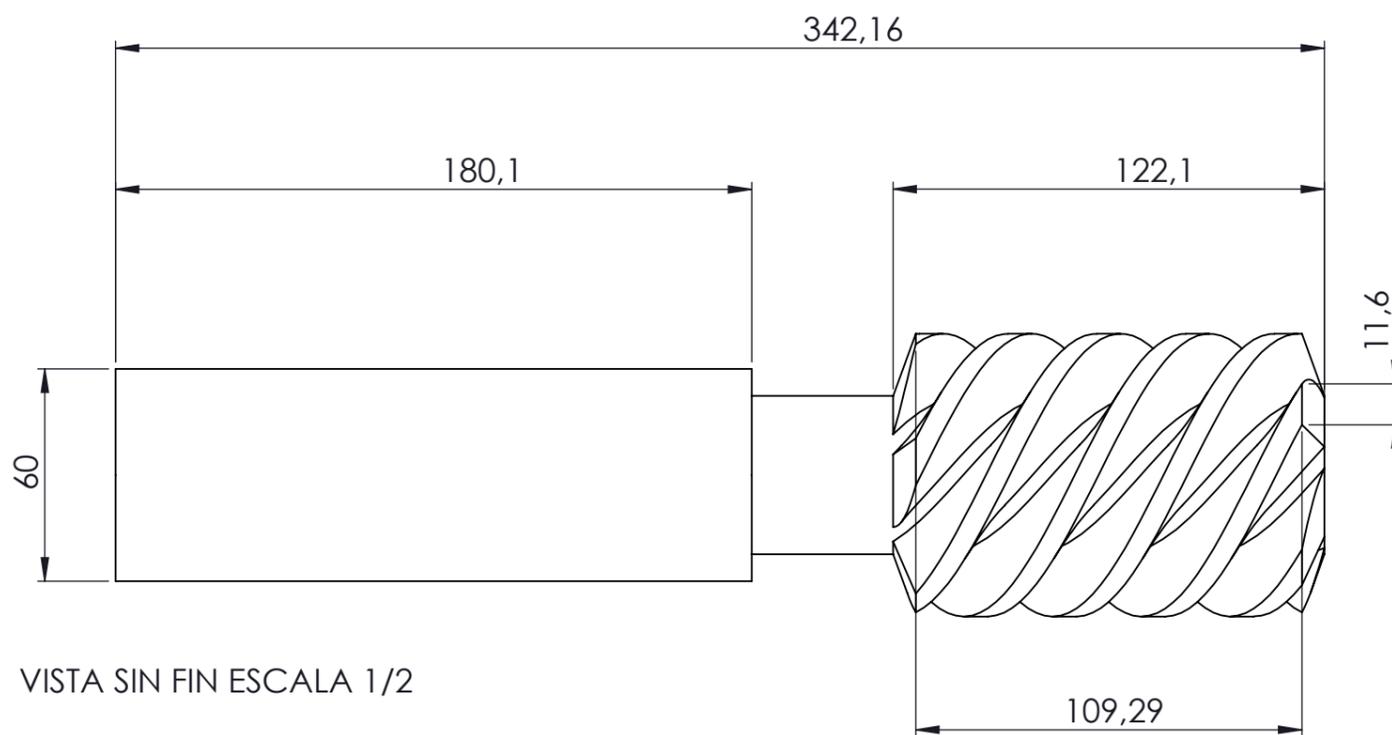
1/5

Nº Plano:

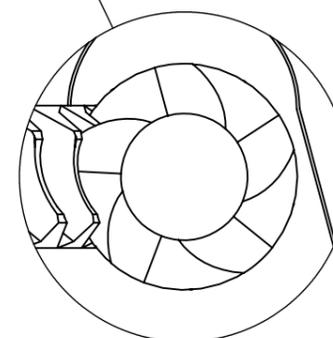
22



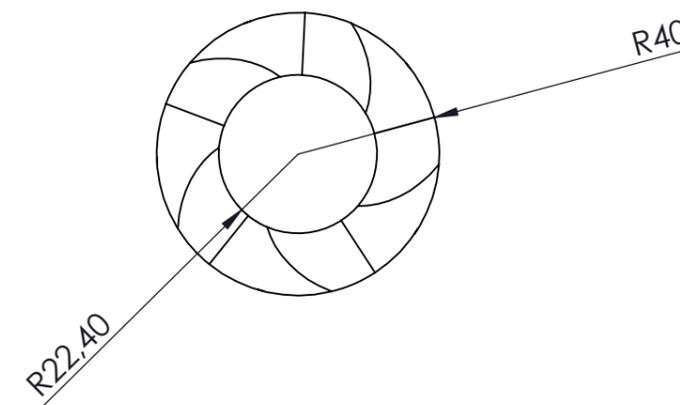
VISTA TRANSMISIÓN ESCALA 1/5



VISTA SIN FIN ESCALA 1/2



DETALLE A  
ESCALA 2 : 5



COTAS EN mm SI NO SE ESPECIFICA LO CONTRARIO

GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA



UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA

Proyecto:

Diseño de una máquina de extrusion-pelletizado para el aprovechamiento energético de biomasa en la comarca de La Costera

Plano:

SIN FIN Y TRANSMISIÓN COMPLETA

Autor:

GUILLERMO ARTIGAU CHACON

Fecha:

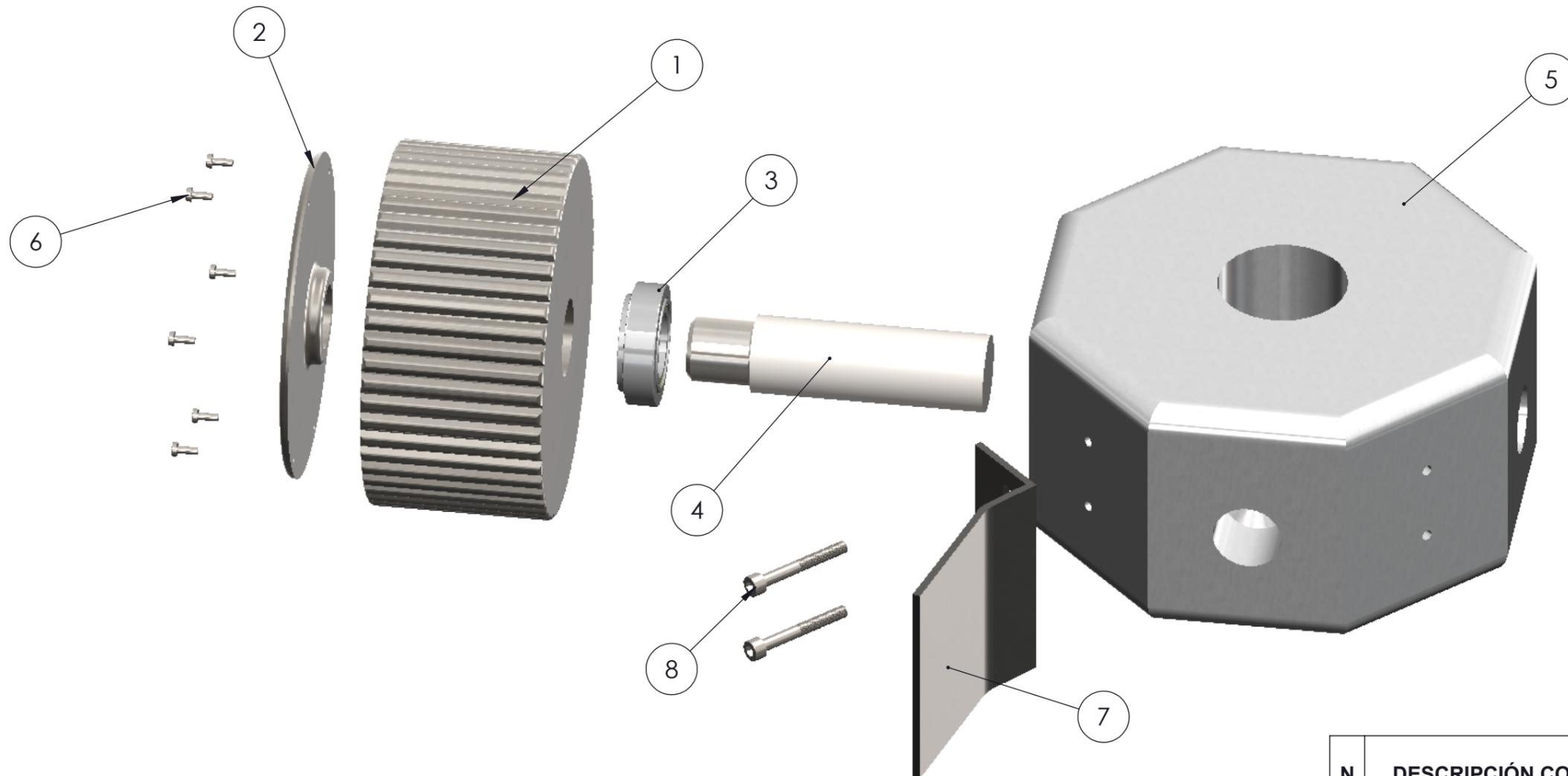
20/06/2018

Escala:

1/5

Nº Plano:

23



N	DESCRIPCIÓN COMPONENTE	UNID.
1	RODILLO DE PRESIÓN	4
2	TAPA LATERAL	4
3	RODAMIENTO DE RODILLOS CÓNICO SKF 32005	4
4	EJE RODILLOS	4
5	BASE DE RODILLOS	1
6	TORNILLOS DIN 7984 M3X8MM	24
7	PLETINA DE RASCADO	4
8	TORNILLOS ISO 4762 M5X40MM	8

COTAS EN mm SI NO SE ESPECIFICA LO CONTRARIO

GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA



Proyecto:

Diseño de una máquina de extrusión-pelletizado para el aprovechamiento energético de biomasa en la comarca de La Costera

Plano:

DESPIECE ELEMENTOS DEL RODILLO

Autor:

GUILLERMO ARTIGAU CHACON

Fecha:

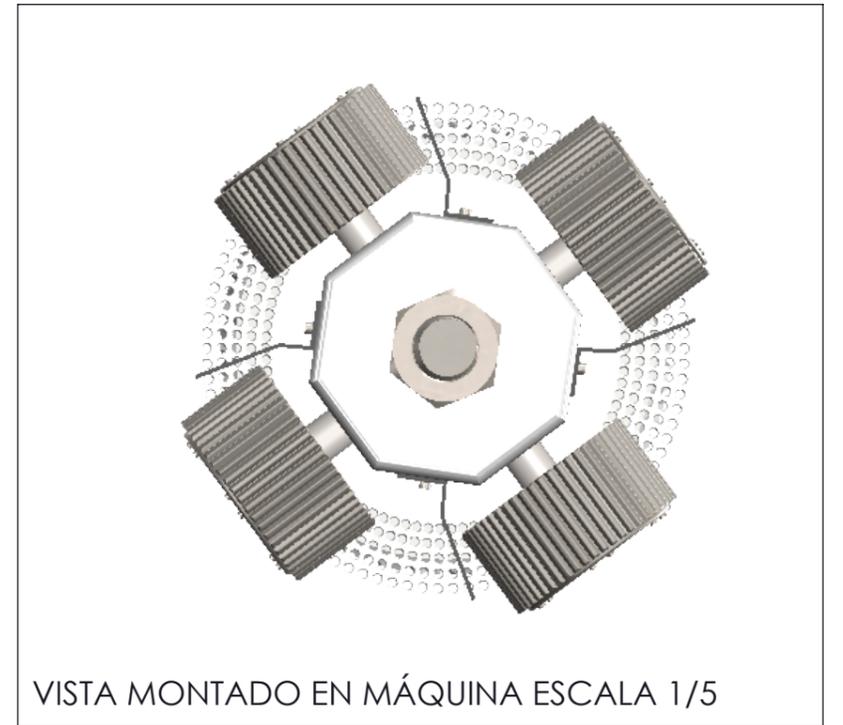
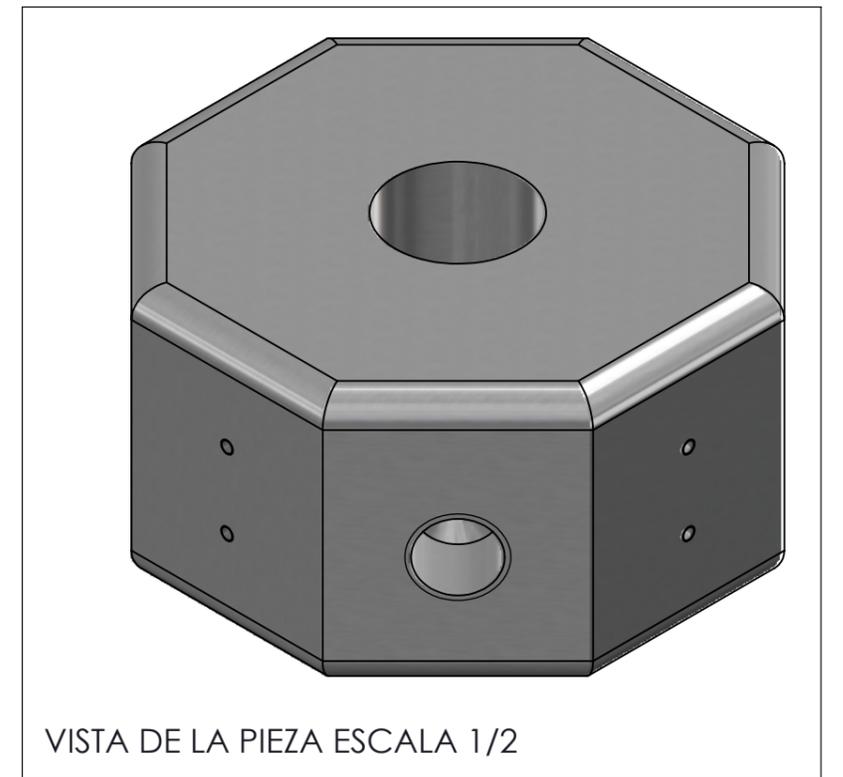
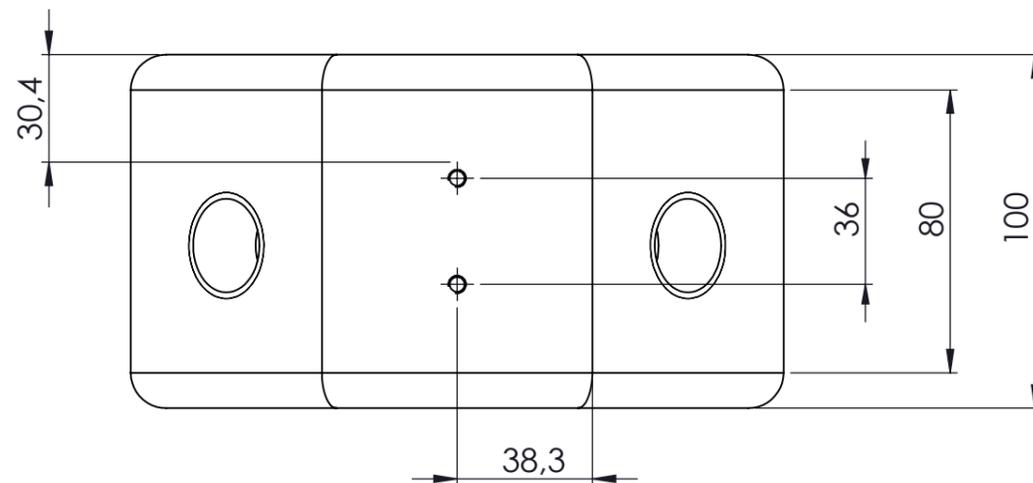
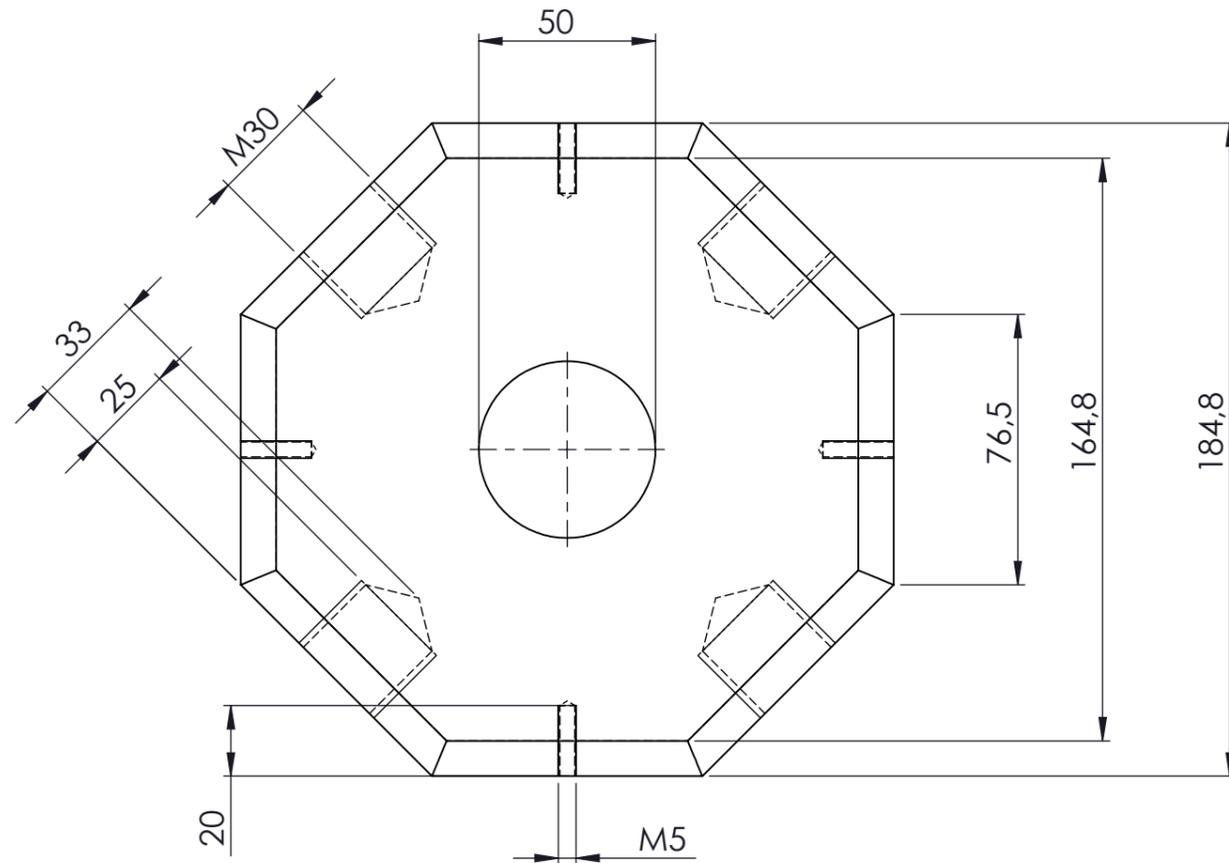
20/06/2018

Escala:

1/2

Nº Plano:

24



N	DESCRIPCIÓN	UNID.	MATERIAL
1	MACIZO 185X185X100	1	ACERO 1.4031(X39Cr13)

COTAS EN mm SI NO SE ESPECIFICA LO CONTRARIO

GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA



Proyecto:

Diseño de una máquina de extrusion-pelletizado para el aprovechamiento energético de biomasa en la comarca de La Costera

Plano:

PIEZA CENTRAL PORTARODILLOS

Fecha:

20/06/2018

Nº Plano:

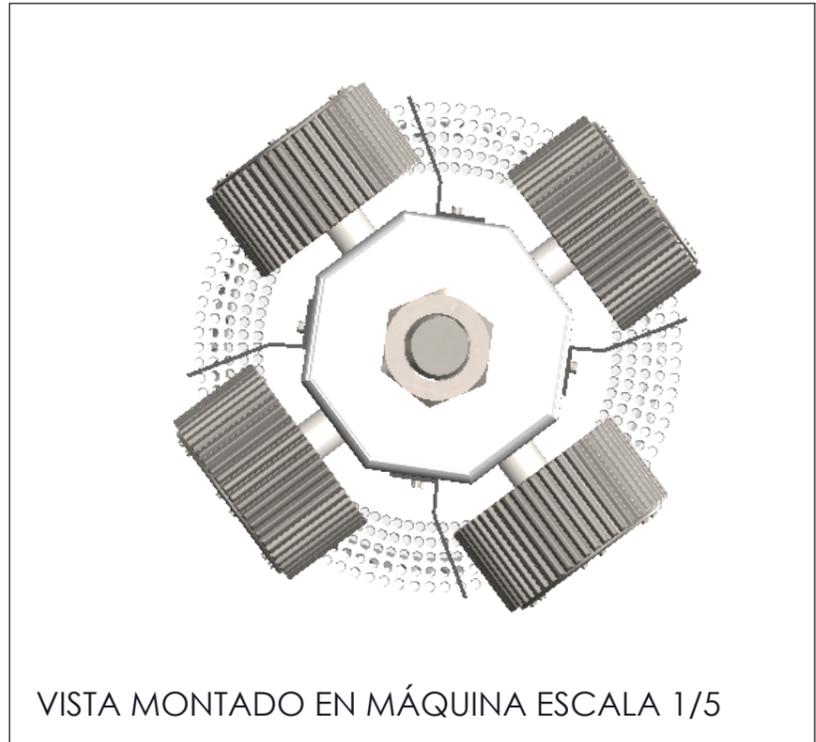
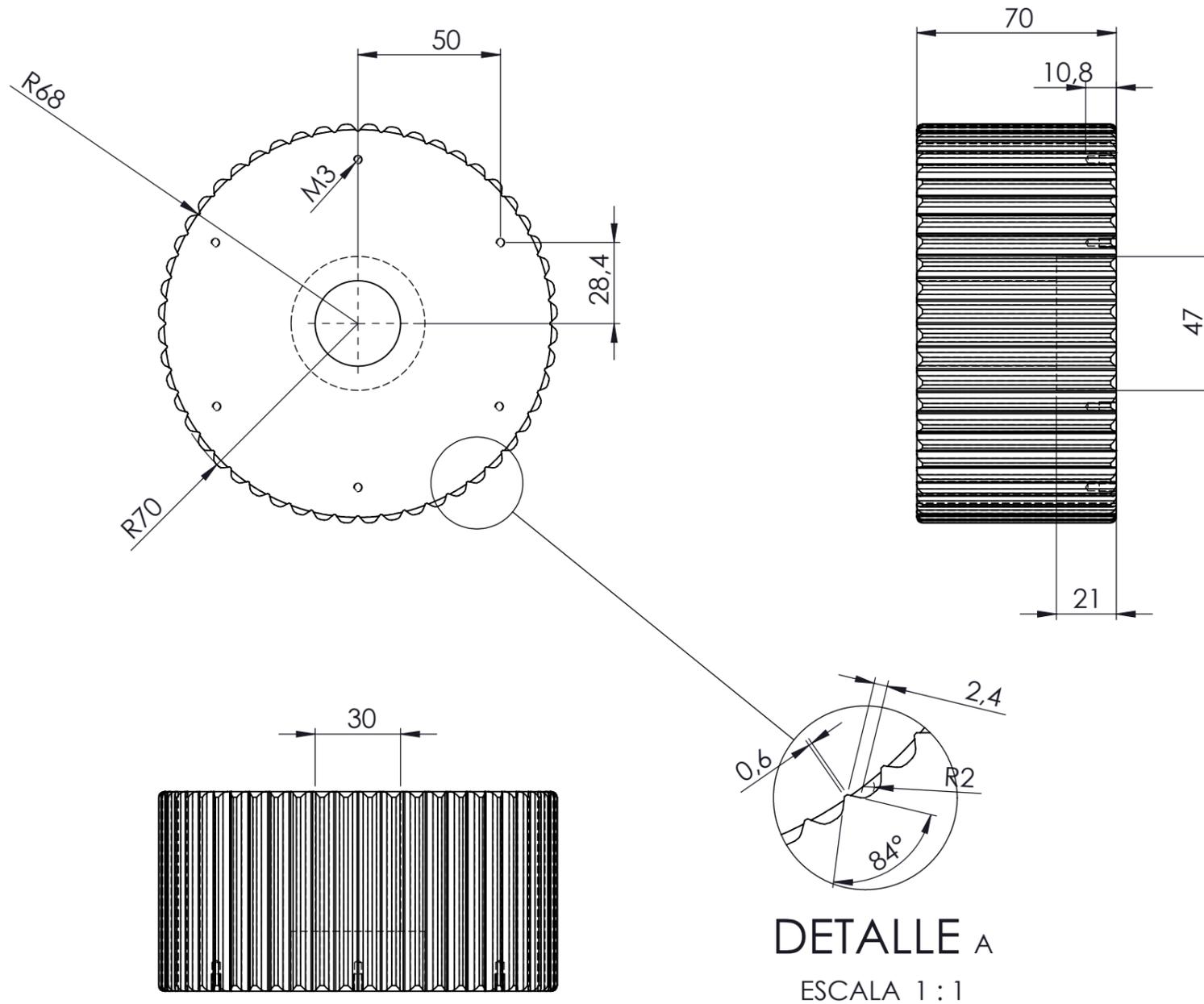
25

Autor:

GUILLELMO ARTIGAU CHACON

Escala:

1/2



N	DESCRIPCIÓN	UNID.	MATERIAL
1	MACIZO Ø140X70MM	4	ACERO 1.4031(X39Cr13)

COTAS EN mm SI NO SE ESPECIFICA LO CONTRARIO

GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA



Proyecto:

Diseño de una máquina de extrusion-pelletizado para el aprovechamiento energético de biomasa en la comarca de La Costera

Plano:

RODILLO DE PRESIÓN

Autor:

GUILLERMO ARTIGAU CHACON

Fecha:

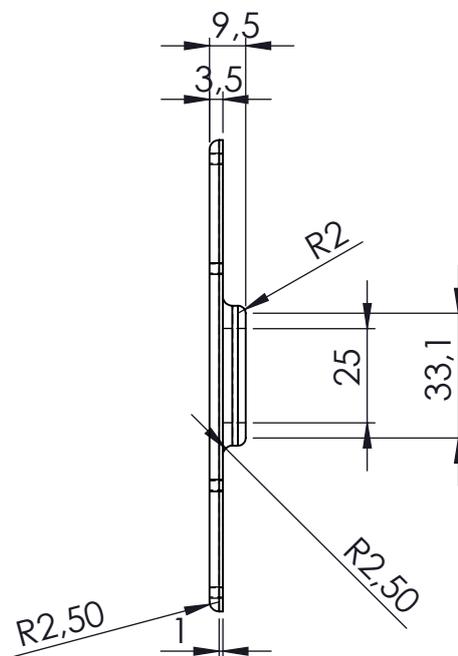
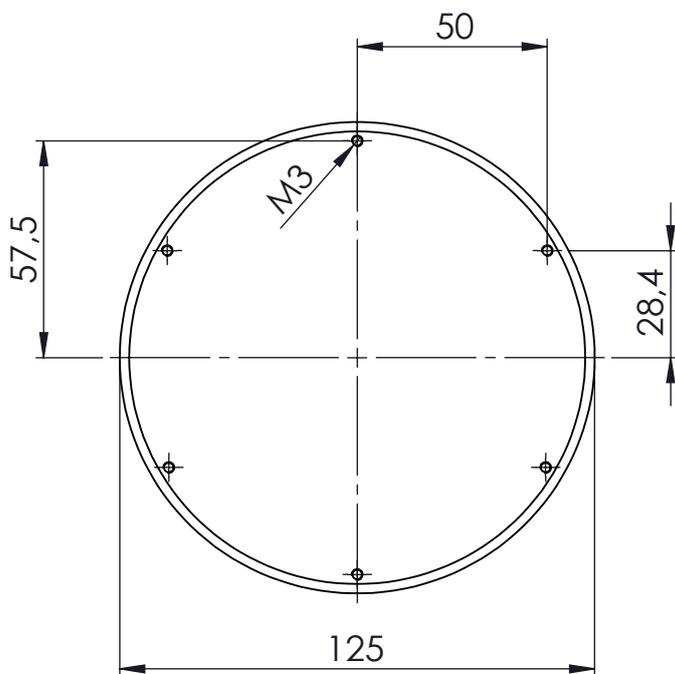
20/06/2018

Escala:

1/2

Nº Plano:

26



COTAS EN mm SI NO SE ESPECIFICA LO CONTRARIO

GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA



UNIVERSITAT  
POLITÈCNICA  
DE VALÈNCIA

Proyecto:

Diseño de una máquina de extrusion-pelletizado para el aprovechamiento energético de biomasa en la comarca de La Costera

Plano:

TAPA LATERAL DE LOS RODILLOS

Fecha:

20/06/2018

Nº Plano:

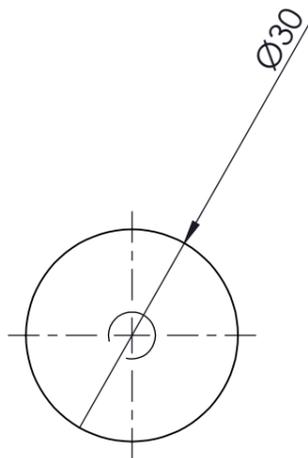
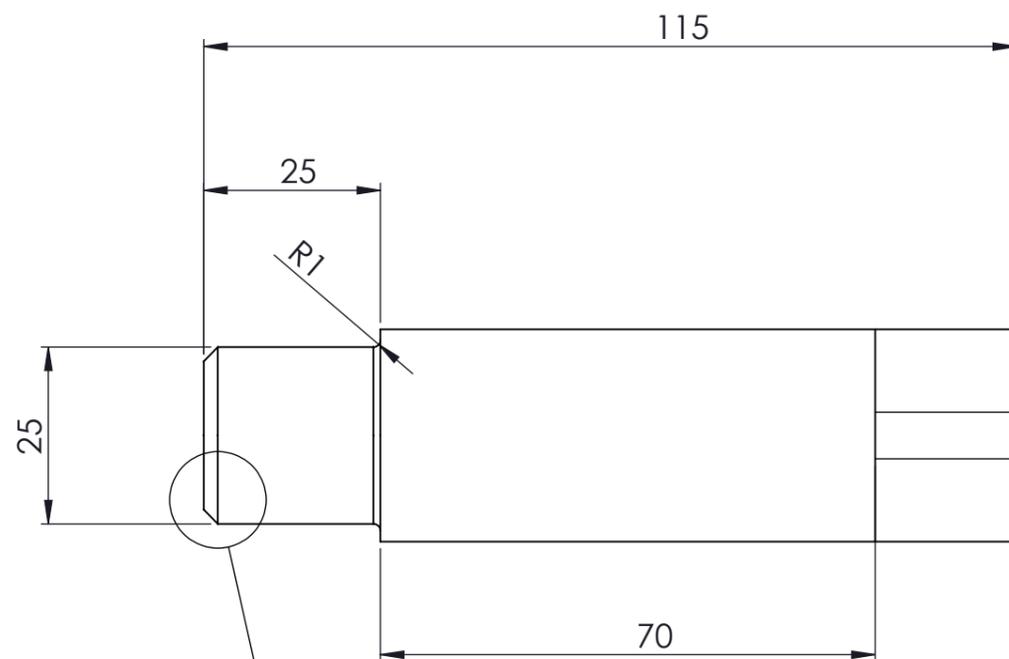
27

Autor:

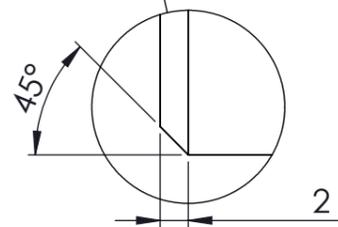
GUILLERMO ARTIGAU CHACON

Escala:

1/2



PIEZA ESCALA 1/1



DETALLE A  
ESCALA 2 : 1

N	DESCRIPCIÓN	UNID.	MATERIAL
1	MACIZO Ø30 L=115MM	1	ACERO NO ALEADO 10503 (C45)

COTAS EN mm SI NO SE ESPECIFICA LO CONTRARIO

GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA



Proyecto:

Diseño de una máquina de extrusion-pelletizado para el aprovechamiento energético de biomasa en la comarca de La Costera

Plano:

EJE DE LOS RODILLOS

Fecha:

20/06/2018

Nº Plano:

28

Autor:

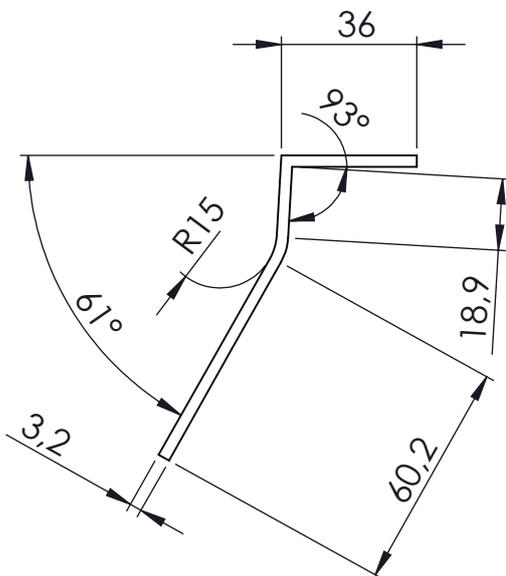
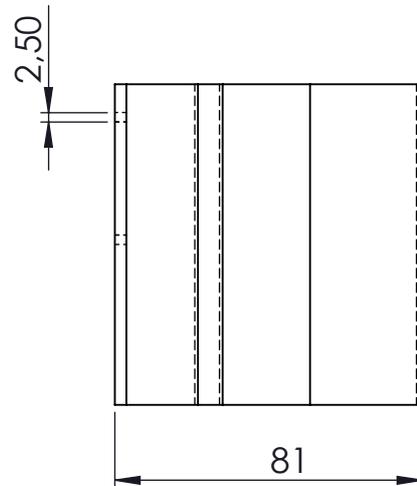
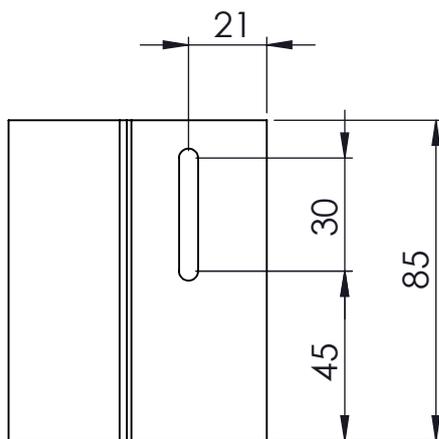
GUILLERMO ARTIGAU CHACON

Escala:

1/1



PIEZA ESCALA 1/2



N	DESCRIPCIÓN	UNID.	MATERIAL
1	PLACA 145X85X3.2	1	ACERO 1.0044 (S275JR)

COTAS EN mm SI NO SE ESPECIFICA LO CONTRARIO

GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA



UNIVERSITAT  
POLITÈCNICA  
DE VALÈNCIA

Proyecto:

Diseño de una máquina de extrusión-pelletizado para el aprovechamiento energético de biomasa en la comarca de La Costera

Plano:

PIEZA RASCADOR

Fecha:

20/06/2018

Nº Plano:

29

Autor:

GUILLERMO ARTIGAU CHACON

Escala:

1/2

**BIBLIOGRAFÍA Y SOFTWARE**

**BIBLIOGRAFÍA Y  
SOFTWARE**

## BIBLIOGRAFÍA

VIGNOTE PEÑA, SANTIAGO: "Tecnología de la madera". Edit: Mundi-Prensa, 2006.

NORTON, Robert "Diseño de Maquinas", Edit. Prentice Hall, 1ra Ed. México 1999.

CAMPS MICHELENA, MANUEL: "Los Biocombustibles". Edit: Mundi-Prensa. Publicación: 2008.

HIGLEY, J.E "Diseño en ingeniería Mecánica", Edit. Mc Graw Hill, 5ta Ed. España 1995.

MARCOS MARTÍN, FRANCISCO: "Biocombustibles sólidos de origen forestal". Editorial:

AENOR. Publicación: 2001.

Catálogo de rodamientos SKF

Catálogo de motores Nord

Proyecto BIOVAL- Optimización del Aprovechamiento Energético de los Recursos Biomásicos en la CV (IMCONA/2005/36). Financiado por IMPIVA, 2005-2006.

DAMIEN, A. (2010). LA BIOMASA: Fundamentos, Tecnologías y Aplicaciones. Paris

Groover, M. P. (1997). Fundamentos de Manufactura Moderna: Materiales

J., & Calderón, C. (2010). Diseño de una maquina peletizadora en base a la disponibilidad de residuos madereros de la ciudad de Cuenca. Tesis de Ingeniería Mecánica, Universidad Politécnica Salesiana; Cuenca.

UNE 58-207-89 "Transportadores de tornillo sin fin"

UNE 58-244-88 "Aparatos de manutención continua para graneles. Transportadores de tornillo sin fin. Reglas para el diseño de los accionamientos"

DIN 6885. "Lengüetas de ajuste"

ORTIZ, Luis "Procesos de densificación de Biomasa", Edit. Gamesa, 1ra Ed. España 2003.

FMC CORPORATION. Screw Conveyors. USA, 1991.

COLJIN H. Mechanical Conveyors for Bulk Solid. Elsevier Science Publishing Company, USA, 1985.

3. BEER F., JOHNSTON E.R. Mecánica Vectorial para Ingenieros. Ediciones de Castillo, Madrid, 1967.

## SOFTWARE INFORMÁTICO

Paquete Microsoft Office: Word, Excel y Powerpoint.

Dassault Systèmes: Solidworks 2017.

Autodesk Inventor Professional 2017

Menfis 8

Aplicación Skf rodamientos y sellos

KiSsoft 2015