



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA



Grado Ingeniería Mecánica- 169

**DISEÑO DE UN REDUCTOR DE DOS ETAPAS DE
ENGRANAJES CILÍNDRICOS DE DIENTES RECTOS CON
TORNILLO SIN FIN PARA EL ACCIONAMIENTO DE UNA
CRIBA ROTATIVA PARA LAVADO DE ROCA**

Autor: Pedro José García Villanueva

Dirigido por: Francisco José Rubio Montoya

Palabras clave: reductor, criba rotativa, tornillo sin fin, trommel

Valencia, Septiembre 2017



*A todos los que han estado,
gracias por soportarme, ayudarme y sobretodo,
por hacer estos años los mejores de mi vida.*

*Y te lo dedico a ti, que te has ido,
espero que estés orgullosa,
dile a mi tocayo que seguí sus pasos.*



ÍNDICE DE DOCUMENTOS

Documento nº 1- <i>Memoria</i>	pág. 19 - 54
Documento nº 2- <i>Cálculos</i>	pág. 55 - 132
Documento nº 3- <i>Modelización en Inventor</i>	pág. 133 - 150
Documento nº 4- <i>Planos</i>	pág. 151 - 178
Documento nº 5- <i>Presupuesto</i>	pág. 179 - 203
Documento nº 6- <i>Tablas</i>	pág. 204 - 214
Documento nº 7- <i>Bibliografía</i>	pág. 215 - 215



ÍNDICE GENERAL

ÍNDICE DE DOCUMENTOS	5
ÍNDICE GENERAL.....	7
NOMENCLATURA.....	12
ÍNDICE DE ILUSTRACIONES	14
ÍNDICE DE TABLAS.....	16
1. OBJETIVOS DEL PROYECTO DEL REDUCTOR	21
1.1. Objeto del proyecto	21
1.2. Necesidades del proyecto	22
1.2.1. Potencias y masas máximas.....	22
1.2.2. Reducción de velocidad	22
1.2.3. Espacio y geometría	22
1.2.4. Condiciones de suciedad y temperatura	23
2. INTRODUCCIÓN.....	24
2.1. Resumen	25
2.2. Antecedentes de las cribas rotativas	29
2.3. Introducción	30
3. SOLUCIONES ALTERNATIVAS AL REDUCTOR	32
3.1. Cilindros rodantes	34
3.1.1. Externos:	34
3.1.2. Internos:.....	34
3.2. Correas	34
3.2.1. Planas:.....	35
3.2.2. Trapezoidales:.....	35
3.2.3. Dentadas:.....	36
3.3. Engranajes	36
3.3.1. Cilíndricos:	36
3.3.1.1. Diente rectos:.....	36
3.3.1.2. Dientes helicoidales:	37
3.3.2. Cónicos:	38
3.3.2.1. Dientes rectos:.....	38
3.3.2.2. Espirales:.....	39
3.3.2.3. Hipoides	39
3.3.3. Mecanismo sin fin- corona (tornillo sin fin)	40
3.3.4. Cadenas	40
3.3.5. Cremallera piñón.....	40
4. SOLUCIÓN FINAL: REDUCTOR DE DOS ETAPAS Y TORNILLO SIN FIN.....	41

4.1.	Descripción general	42
4.2.	Descripción de los componentes finales	43
4.2.1.	Sin-fin corona	43
4.2.1.1.	Materiales primera etapa.....	44
4.2.2.	Engranajes cilíndricos de dientes rectos: etapa primera.....	44
4.2.3.	Engranajes cilíndricos de dientes rectos: segunda etapa	45
4.2.4.	Materiales de las etapas de engranajes cilíndricos de dientes rectos.....	46
4.3.	Ejes	46
4.3.1.	Eje de entrada.....	46
4.3.2.	Eje intermedio primario	46
4.3.3.	Eje intermedio secundario.....	46
4.3.4.	Eje de salida.....	46
4.3.5.	Material de los ejes	47
4.4.	Chavetas	47
4.4.1.	Material de las chavetas.....	47
4.5.	Retenes de aceite	48
4.5.1.	Material de los retenes de aceite.....	48
4.6.	Anillos elásticos de retención	49
4.6.1.	Material anillos elásticos de retención.....	49
4.7.	Rodamientos	50
4.7.1.	Eje de entrada.....	50
4.7.2.	Eje intermedio primario	50
4.7.3.	Eje intermedio secundario.....	51
4.7.4.	Eje de salida.....	51
4.9.	Tapón de llenado, visor de nivel y tapón de vaciado	52
4.10.	Carcasa inferior, superior y de cierre	52
4.11.	Tapas de los ejes	53
4.12.	Accesorios y tornillería	53
5.	CÁLCULOS DEL REDUCTOR	57
5.1.	Etapa primera: sin fin corona	58
5.1.1.	Cálculo de fuerzas actuantes	58
5.1.3.	Comprobación de dimensionado: hipótesis	61
5.1.4.	Geometría final del conjunto sin fin- corona	64
5.1.5.	Anejo al apartado 5.1: Obtención del diámetro primitivo del tornillo	65
5.2.	Engranajes de la primera etapa de engranajes cilíndricos	68
5.2.1.	Necesidades de partida: primera etapa.....	68
5.2.2.	Elección del módulo de la primera etapa.....	69
5.2.3.	Cálculo de coeficientes a desgaste superficial: primera etapa	69
5.2.4.	Cálculo de la tensión de contacto máxima: primera etapa	73
5.2.5.	Coefficiente de seguridad a desgaste superficial: primera etapa.....	75
5.2.6.	Calculo de los coeficientes a flexión: primera etapa.....	75
5.2.7.	Cálculo de la tensión normal máxima admisible: primera etapa	76
5.2.8.	Coefficiente de seguridad a flexión: primera etapa	77
5.3.	Engranajes de la segunda etapa de engranajes cilíndricos	78
5.3.1.	Necesidades de partida: segunda etapa	78
5.3.2.	Elección del módulo de la segunda etapa.....	79

5.3.3.	Cálculo de coeficientes a desgaste superficial: primera etapa	79
5.3.4.	Cálculo de la tensión de contacto máxima: segunda etapa.....	82
5.3.5.	Coeficiente de seguridad a desgaste superficial: segunda etapa	84
5.3.6.	Calculo de los coeficientes a flexión: segunda etapa.....	84
5.3.7.	Cálculo de la tensión normal máxima admisible: segunda etapa.....	85
5.3.8.	Coeficiente de seguridad a flexión: segunda etapa	86
5.3.9.	Verificación del dimensionado: segunda etapa	86
5.4.	Cálculo de ejes	87
5.4.1.	Criterios de cálculos.....	87
5.4.1.1.	Rigidez torsional.....	87
5.4.1.2.	Cálculo a deflexión.....	88
5.4.1.3.	Cálculo a fatiga	88
5.4.2.	Árbol de entrada.....	90
5.4.2.1.	Fuerzas en el árbol	90
5.4.2.2.	Reacciones en los apoyos y momento flectores	91
5.4.2.3.	Diámetro a rigidez torsional.....	93
5.4.2.4.	Diámetro a fatiga.....	94
5.4.2.4.1.	Sección 1	94
5.4.2.4.2.	Sección 2	94
5.4.2.5.	Cálculo a deflexión.....	95
5.4.3.	Eje intermedio primario	97
5.4.3.1.	Fuerzas en el árbol	97
5.4.3.2.	Reacciones en los apoyos y momentos flectores.....	98
5.4.3.3.	Diámetro a rigidez torsional.....	101
5.4.3.4.	Diámetro a fatiga.....	101
5.4.3.4.1.	Sección 1	101
5.4.3.4.2.	Sección 2	101
5.4.3.4.3.	Sección 3	102
5.4.3.4.4.	Sección 4	102
5.4.3.4.5.	Sección 5	103
5.4.3.4.6.	Sección 6	103
5.4.3.5.	Cálculo a deflexión.....	104
5.4.4.	Eje intermedio secundario	105
5.4.4.1.	Fuerzas en el árbol	105
5.4.4.2.	Reacciones en los apoyos y momentos flectores.....	106
5.4.4.3.	Diámetro a rigidez torsional.....	108
5.4.4.4.	Diámetro a fatiga.....	109
5.4.4.4.1.	Sección 1	109
5.4.4.4.2.	Sección 2	109
5.4.4.4.4.	Sección 4	110
5.4.4.4.5.	Sección 5	111
5.4.4.4.6.	Sección 6	111
5.4.4.5.	Cálculo a deflexión.....	112
5.4.5.	Eje de salida.....	114
5.4.5.1.	Fuerzas en el árbol	114
5.4.5.2.	Reacciones en los apoyos y momentos flectores.....	115
5.4.5.3.	Diámetro a rigidez torsional.....	117

5.4.5.4.	Diámetro a fatiga	118
5.4.5.4.1.	Sección 1.....	118
5.4.5.4.2.	Sección 2.....	118
5.4.5.4.3.	Sección 3.....	119
5.4.5.5.	Cálculo a deflexión.....	120
5.5.	Aligerado de ruedas	123
5.6.	Lubricación del reductor: método UNITED.....	125
5.6.1.	Criterios de cálculo. Método UNITED.....	125
5.6.2.	Etapa primera de engranajes cilíndricos. Método UNITED.....	125
5.6.3.	Etapa segunda de engranajes cilíndricos. Método UNITED.....	126
5.6.4.	Elección del lubricante.....	127
5.7.	Cálculo de rodamientos.....	127
5.7.2.	Rodamientos del eje de entrada	129
5.7.3.	Rodamientos del eje intermedio primario	129
5.7.4.	Rodamientos del eje intermedio secundario	130
5.7.5.	Rodamientos del eje de salida	130
5.8.	Selección de chavetas.....	130
5.8.1.	Criterio de cálculo. Chavetas	130
5.8.2.	Chavetas eje de entrada.....	131
5.8.3.	Chavetas eje intermedio primario.....	131
5.8.4.	Chavetas eje intermedio secundario.....	131
5.8.5.	Chavetas eje de salida	131
5.9.	Selección de anillos elásticos de retención.....	131
6.	MODELIZACIÓN EN INVENTOR.....	135
6.1.	Tornillo sin fin.....	136
6.2.	Corona	138
6.3.	Ejes	139
6.4.	Ruedas y piñones	142
6.5.	Vistas e imágenes	144
6.6.	Ensamblaje y movimiento	146
7.	PLANOS.....	152
8.	PRESUPUESTO	180
8.1.	Elementos presupuestados	181
8.2.	Tornillo sin fin.....	183
8.3.	Corona del sin fin.....	184
8.4.	Piñón del eje intermedio primario.....	185
8.5.	Piñón del eje intermedio secundario.....	186
8.6.	Rueda eje intermedio primario.....	187
8.7.	Rueda eje intermedio secundario.....	188
8.8.	Eje intermedio primario	189
8.9.	Eje intermedio secundario	190
8.10.	Eje de salida.....	191
8.11.	Tapa eje entrada lado fijo	192
8.12.	Tapa eje entrada lado móvil	193

8.13.	Tapa eje intermedio primario lado fijo.....	194
8.14.	Tapa eje intermedio primario lado móvil.....	195
8.15.	Tapa eje intermedio secundario lado fijo.....	196
8.16.	Tapa eje intermedio secundario lado móvil.....	197
8.17.	Tapa eje de salida lado fijo.....	198
8.18.	Tapa eje de salida lado móvil.....	199
8.19.	Carcasas superior, inferior y de cierre.....	200
8.20.	Resumen de presupuesto.....	201
8.20.1.	Elementos normalizados.....	201
8.20.2.	Elementos mecanizados:.....	202
8.21.	Presupuesto completo: material.....	203
8.22.	Presupuesto final de contrata.....	203
9.	TABLAS.....	204
1.	Tabla del coeficiente de aplicación K_A	204
2.	Tabla valores de K_1	205
3.	Tabla valores de H_1 , H_2 y H_3	205
4.	Tabla de las constantes A y B para el cálculo de S_{HL} :.....	206
5.	Tabla de las constantes A y B para el S_{FL} :.....	207
6.	Tabla de valores de $KH\alpha$	207
7.	Tabla de rugosidad superficial según el Qiso.....	208
8.	Tabla de propiedades mecánicas de varios materiales.....	208
9.	Factores de concentración de tensiones en ejes.....	209
10.	Fiabilidad.....	210
11.	Factor de contaminación.....	210
12.	Aiso para rodamiento radiales de bolas.....	211
13.	Aiso para rodamientos radiales de rodillos.....	211
14.	Chavetas UNE 17.102.....	212
15.	Anillos elásticos de retención DIN 471.....	213
16.	Tapón de carga con ventilación.....	214
17.	Mirilla de control de aceite.....	214
10.	BIBLIOGRAFÍA.....	215

NOMENCLATURA

A:	Área de engrane	$K_{F\beta/H\beta}$:	Coefficiente carga longitudinal
a1:	Coefficiente de fiabilidad	K_t :	Factor de entalla
aiso:	Coefficiente de condiciones de trabado del rodamiento	K_v :	Coefficiente dinámico
b:	Ancho de diente	L:	Avance (engranaje)
C:	Carga dinámica máxima del rodamiento	L:	Longitud (chaveta)
cSt:	Centistoke	L:	Longitud (eje)
Cv:	Coefficiente de velocidad	L:	Vida del rodamiento (revoluciones)
d:	Diámetro	L_{10} :	Probabilidad de vida del 90%
E:	Modulo de elasticidad de Young	M:	Esfuerzo flector
f ó μ :	Coefficiente de fricción	Ma:	Esfuerzo flector alternante
Fa:	Fuerza axial	m_n :	Módulo normalizado
Fe:	Fuerza en el eje	m_t :	Módulo tangencial
Fn:	Fuerza normal	N:	Esfuerzo axil (eje)
Fp:	Fuerza de pretensado	N:	Esfuerzo normal (sin fin)
Fr:	Fuerza radial	n:	Velocidad angular (rpm)
Ft:	Fuerza tangencial	P:	Potencia
G:	Modulo elasticidad transversal	Pd:	Potencia transmitida por la fuerza dinámica
h:	Altura del dentado	Pe:	Potencia entregada
ha:	Altura de adendo	Pf:	Potencia perdida
hd:	Altura de dedendo	p_n :	Paso real
i:	Relación de transmisión	Pq:	Potencia de entrada admisible
K:	Conductividad del material ($W/m^2 \cdot ^\circ C$)	Ps:	Potencia a la salida
K:	Factor de carga entre materiales (MPa)	Ps:	Potencia transmitida por la carga estática admisible
K:	Variable para el método UNITED	p_t :	Paso aparente
K_A :	Coefficiente de aplicación	Pt:	Potencia transmitida por la fuerza tangencial
K_a :	Factor de acabado	Pu:	Carga límite de fatiga
K_b :	Factor de tamaño	Pw:	Potencia asociada a la carga de desgaste
K_c :	Factor de carga	q:	Tipo de contacto en el rodamiento
K_d :	Factor de temperatura	Qd:	Calor disipado
K_e :	Factor de fiabilidad	Qg:	Calor generado
K_f :	Factor concentrador de tensiones calculado	Qiso:	Calidad de fabricación
$K_{Fa/Ha}$:	Coefficiente carga transversal	r:	Radio
		r_b :	Radio base
		r_p :	Radio primitivo

S_{FL} :	Tensión límite a flexión	z :	Número de diente
S_{FP} :	Tensión normal admisible	Z_E :	Coefficiente elástico
S_{HL} :	Tensión límite a desgaste	Z_h :	Coefficiente geométrico
S_{HP} :	Tensión de contacto máxima	Z_L :	Coefficiente de viscosidad
S_N :	Tensión para vida infinita personalizada	Z_N :	Coefficiente de duración
$S_{N'}$:	Tensión para vida infinita	Z_R :	Coefficiente de rugosidad
S_U :	Tensión última	Z_V :	Coefficiente de velocidad
S_Y :	Límite elástico	z_v :	Dientes virtuales
T :	Par torsor	Z_W :	Coefficiente de relación de durezas
t :	Temperatura	Z_β :	Coefficiente de hélice
T_m :	Par torsor medio	Z_ϵ :	Coefficiente de conducción
T_s :	Par torsor a la salida	α :	Factor de resistencia del material
v ó v_t :	Velocidad tangencial	α_n :	Ángulo de presión normal al diente
W_d :	Carga dinámica	α_t :	Ángulo de presión aparente
W_s :	Carga estática máxima	δ :	Deflexión
W_t :	Fuerza tangencial máxima	ϵ_α :	Grado de recubrimiento transversal
W_w :	Carga de desgaste	ϵ_β :	Índice de recubrimiento en el salto
x ó d_c :	Distancia entre centros	η :	Rendimiento
X :	Coefficiente de seguridad	η_c :	Factor de contaminación
X_{adm} :	Coefficiente de seguridad admisible	θ :	Giro
X_F :	Coefficiente de seguridad a flexión	κ :	Relación de viscosidades
X_H :	Coefficiente de seguridad a presión superficial	λ :	Ángulo hélice
y :	Coefficiente de Lewis	ρ :	Radio de acuerdo entre secciones
Y_b :	Factor de espesor de aro	σ_0 :	Tensión estática máxima
Y_{Fa} :	Coefficiente de forma	σ_e :	Tensión límite a flexión
Y_{NT} :	Coefficiente de duración	σ_F :	Tensión normal máxima
Y_{RfT} :	Coefficiente rugosidad relativa	σ_H :	Presión superficial
Y_{Sa} :	Coefficiente concentrador de tensiones	ν :	Coefficiente de Poisson
Y_{ST} :	Coefficiente concentrador de tensiones en el engranaje de referencia	ν :	Viscosidad (cSt)
Y_X :	Coefficiente de tamaño	ν_1 :	Viscosidad relativa del rodamiento (cSt)
Y_β :	Factor de inclinación	ν_{38} :	Viscosidad a 38 grados (cSt)
$Y_{\delta rT}$:	Coefficiente sensibilidad en la entalla	ψ :	Eficiencia
Y_c :	Coefficiente de conducción	ω :	Velocidad angular

ÍNDICE DE ILUSTRACIONES

<i>Ilustración 2-1: Anaconda TD620 Tracked Trommel.....</i>	25
<i>Ilustración 2-2: S8 Gold Trommel Wash Plant</i>	26
<i>Ilustración 2-3: Métodos manuales de recuperación selectiva de oro. Siglo XIX, Chile.....</i>	27
<i>Ilustración 2-4: Mecanismo de Anticitera</i>	28
<i>Ilustración 2-5: Carro que apunta al sur</i>	28
<i>Ilustración 2-6: Izquierda- sin fin-corona de Leonardo. Derecha- sin fin-corona moderno.....</i>	29
<i>Ilustración 2-7: Típico sistema de extracción de oro. Siglo XIX. Canadá.....</i>	30
<i>Ilustración 2-8: Trommel moderno</i>	30
<i>Ilustración 3-1: Cilindros exteriores</i>	34
<i>Ilustración 3-2: Cilindros interiores</i>	34
<i>Ilustración 3-3: Correa sin cambio de sentido de giro.....</i>	35
<i>Ilustración 3-4: Correa con cambio de sentido de giro</i>	35
<i>Ilustración 3-5: Engranajes interiores</i>	36
<i>Ilustración 3-6: Engranajes exteriores</i>	36
<i>Ilustración 3-7: Engranaje helicoidal</i>	37
<i>Ilustración 3-8: Engranaje helicoidal de eje cruzado.....</i>	37
<i>Ilustración 3-9: Engranaje helicoidal doble.....</i>	38
<i>Ilustración 3-10: Engranaje tipo cónico de dientes rectos.....</i>	38
<i>Ilustración 3-11: Engranaje tipo cónico de dientes espirales.</i>	39
<i>Ilustración 3-12: Hiperboloide de revolución.....</i>	39
<i>Ilustración 3-13: Engranaje tipo hipoide.....</i>	39
<i>Ilustración 3-14: Sin fin- corona. Entradas: 1, Dientes de la corona: 60.....</i>	40
<i>Ilustración 3-15: Mecanismo cremallera- piñón</i>	40
<i>Ilustración 4-1: Características generales DIN 3760 AS.....</i>	48
<i>Ilustración 5-1: Esquema de las fuerzas entre tornillo y corona</i>	58
<i>Ilustración 5-2: Perfil del diente del tornillo- sin medidas.....</i>	64
<i>Ilustración 5-3: Perfil del diente del tornillo, con medidas</i>	64
<i>Ilustración 5-4: Medidas del prediseño del tornillo.....</i>	66
<i>Ilustración 5-5: Cotas del conjunto.....</i>	67
<i>Ilustración 5-6: Posibles módulos de la primera etapa</i>	69
<i>Ilustración 5-7: Iteraciones para el cálculo del ancho de la etapa 1.....</i>	72
<i>Ilustración 5-8: Tabla de posibles módulos para la segunda etapa.....</i>	79
<i>Ilustración 5-9: Eje de entrada</i>	90
<i>Ilustración 5-10: Diagramas de fuerzas en el eje de entrada. Plano XY</i>	91
<i>Ilustración 5-11: Diagrama de fuerzas en el eje de entrada. Plano XZ</i>	92
<i>Ilustración 5-12: Geometrías, deflexión y giros. Eje de entrada. Plano XY.....</i>	95
<i>Ilustración 5-13: Geometrías, deflexión y giros. Eje de entrada. Plano XZ.....</i>	96
<i>Ilustración 5-14: Deformación angular y deflexión totales. Eje de entrada.....</i>	96
<i>Ilustración 5-15: Eje intermedio 1</i>	97
<i>Ilustración 5-16: Diagramas de fuerzas en el eje intermedio primario. Plano YZ.....</i>	98
<i>Ilustración 5-17: Diagrama de fuerzas en el eje intermedio primario. Plano XZ.....</i>	99
<i>Ilustración 5-18: Geometrías, deflexión y giros. Eje intermedio 1. Plano YZ</i>	104

<i>Ilustración 5-19: Geometrías, deflexión y giros. Eje intermedio 1. Plano XZ.....</i>	<i>104</i>
<i>Ilustración 5-20: Deformación angular y deflexión totales. Eje intermedio primario</i>	<i>105</i>
<i>Ilustración 5-21: Eje intermedio secundario</i>	<i>105</i>
<i>Ilustración 5-22: Diagramas de fuerzas en el eje intermedio secundario. Plano YZ.....</i>	<i>106</i>
<i>Ilustración 5-23: Diagramas de fuerzas en el eje intermedio secundario. Plano XZ.....</i>	<i>107</i>
<i>Ilustración 5-24: Geometrías, deflexión y giros. Eje intermedio 2. Plano YZ</i>	<i>112</i>
<i>Ilustración 5-25: Geometrías, deflexión y giros. Plano XZ</i>	<i>113</i>
<i>Ilustración 5-26: Deformación angular y deflexión totales. Eje intermedio secundario.....</i>	<i>114</i>
<i>Ilustración 5-27: Diagramas de fuerzas en el eje de salida. Plano YZ.....</i>	<i>115</i>
<i>Ilustración 5-28: Diagramas de fuerzas en el eje de salida. Plano XZ.....</i>	<i>116</i>
<i>Ilustración 5-29: Geometrías, deflexión y giros. Eje de salida. Plano YZ.....</i>	<i>120</i>
<i>Ilustración 5-30: Geometrías, deflexión y giros. Eje de salida. Plano XZ</i>	<i>121</i>
<i>Ilustración 5-31: Deformación angular y deflexión totales. Eje de salida.....</i>	<i>122</i>
<i>Ilustración 5-32: Aligerado de ruedas. Esquema</i>	<i>123</i>
<i>Ilustración 5-33: Rebaje de peso a los laterales de la carcasa inferior.</i>	<i>124</i>
<i>Ilustración 5-34: Rebaje de peso a los laterales de la caja superior.</i>	<i>124</i>
<i>Ilustración 6-1: Barrido del tornillo sin fin.....</i>	<i>136</i>
<i>Ilustración 6-2: Barrido completo del tornillo sin fin</i>	<i>136</i>
<i>Ilustración 6-3: Creación de los chaflanes en los ejes.....</i>	<i>137</i>
<i>Ilustración 6-4: Creación del hueco para la chaveta.....</i>	<i>137</i>
<i>Ilustración 6-5: Tornillo sin fin completo</i>	<i>138</i>
<i>Ilustración 6-6: Extrusión torsionada de la corona.....</i>	<i>138</i>
<i>Ilustración 6-7: Chavetero en la corona</i>	<i>139</i>
<i>Ilustración 6-8: Corona completa.....</i>	<i>139</i>
<i>Ilustración 6-9: Eje intermedio secundario, perfil acotado.....</i>	<i>140</i>
<i>Ilustración 6-10: Operación de revolución en el eje intermedio secundario</i>	<i>140</i>
<i>Ilustración 6-11: Chavetero del eje intermedio secundario</i>	<i>140</i>
<i>Ilustración 6-12: Eje intermedio secundario final.....</i>	<i>141</i>
<i>Ilustración 6-13: Operaciones para crear los ejes.....</i>	<i>141</i>
<i>Ilustración 6-14: Perfil y extrusión inicial</i>	<i>142</i>
<i>Ilustración 6-15: Vaciado de la rueda 3</i>	<i>142</i>
<i>Ilustración 6-16: Empalmes en la rueda 3</i>	<i>143</i>
<i>Ilustración 6-17: Hueco para la chaveta en la rueda 3.....</i>	<i>143</i>
<i>Ilustración 6-18: Rueda 3 completa</i>	<i>144</i>
<i>Ilustración 6-19: Imagen de ensamblaje.....</i>	<i>144</i>
<i>Ilustración 6-20: Imagen de despiece</i>	<i>145</i>
<i>Ilustración 6-21: Imagen exterior</i>	<i>145</i>
<i>Ilustración 6-22: Análisis de tensión. Caja de cierre</i>	<i>146</i>
<i>Ilustración 6-23: Piñón y rueda sin posicionar.....</i>	<i>147</i>
<i>Ilustración 6-24: Dientes con contacto tangente</i>	<i>147</i>
<i>Ilustración 6-25: Relación de velocidades entre eje intermedio secundario y de salida</i>	<i>148</i>
<i>Ilustración 6-26: Restricción de ángulo.....</i>	<i>148</i>
<i>Ilustración 6-27: Restricción de ángulo. Movimiento</i>	<i>149</i>

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 4-1: Relaciones entre etapas	42
Tabla 4-2: Resumen parámetros sin-fin corona	44
Tabla 4-3: Parámetros resistentes bronce fosforado	44
Tabla 4-4: Parámetros primera etapa engranajes rectos	45
Tabla 4-5: Parámetros segunda etapa engranajes rectos.....	45
Tabla 4-6: Propiedades del material de las etapas de engranajes rectos	46
Tabla 4-7: Dimensiones básicas de los ejes.....	46
Tabla 4-8: Chavetas usadas en el proyecto	47
Tabla 4-9: Propiedades acero C45	47
Tabla 4-10: Retenes de aceite usados.....	48
Tabla 4-11: Anillos elásticos usados.....	49
Tabla 4-12: Propiedades acero AISI/SAE 1070.....	49
Tabla 4-13: Rodamientos eje de entrada.....	50
Tabla 4-14: Rodamientos eje intermedio primario	50
Tabla 4-15: Rodamientos eje intermedio secundario.....	51
Tabla 4-16: Rodamientos eje de salida.....	51
Tabla 4-17: Parámetros Repsol Super Tauro 1000	51
Tabla 4-18: Accesorios hidráulicos.....	52
Tabla 4-19: Tapas presentes en el reductor	53
Tabla 4-20: Imán usado.....	53
Tabla 4-21: Tipos de tornillería usados	54
Tabla 4-22: Cantidades de la tornillería usada.....	54
Tabla 5-1: Resumen de los parámetros del sin fin- corona.....	65
Tabla 5-2: Propiedades acero 20MnCr5.....	87
Tabla 5-3: Fuerzas en el tornillo sin fin	90
Tabla 5-4: Reacciones en los apoyos. Eje de entrada. Plano XY	92
Tabla 5-5: Momentos en las secciones. Plano XY.....	92
Tabla 5-6: Reacciones en los apoyos. Eje de entrada. Plano XZ	93
Tabla 5-7: Momentos en las secciones. Plano XZ.....	93
Tabla 5-8: Reacciones totales. Eje de entrada.....	93
Tabla 5-9: Momentos totales. Eje de entrada	93
Tabla 5-10: Fuerzas en el eje intermedio 1	97
Tabla 5-11: Reacciones en los apoyos. Eje intermedio primario. Plano YZ	98
Tabla 5-12: Momento en las secciones. Plano YZ.....	99
Tabla 5-13: Reacciones en los apoyos. Eje intermedio primario. Plano XZ.....	100
Tabla 5-14: Momento en las secciones. Plano XZ	100
Tabla 5-15: Reacciones totales. Eje intermedio primario	100
Tabla 5-16: Momentos totales. Eje intermedio 1.....	100
Tabla 5-17: Fuerzas en el eje intermedio secundario.....	106
Tabla 5-18: Reacciones en los apoyos. Eje intermedio secundario. Plano YZ.....	106
Tabla 5-19: Momentos en las secciones. Plano YZ	107
Tabla 5-20: Reacciones en los apoyos. Eje intermedio secundario. Plano XZ	107

<i>Tabla 5-21: Momentos en las secciones. Plano XZ.....</i>	108
<i>Tabla 5-22: Reacciones totales. Eje intermedio secundario.....</i>	108
<i>Tabla 5-23: Momentos totales. Eje intermedio secundario.....</i>	108
<i>Tabla 5-24: Fuerzas en el eje intermedio secundario.....</i>	114
<i>Tabla 5-25: Reacciones en los apoyos. Eje de salida.. Plano YZ.....</i>	115
<i>Tabla 5-26: Momentos en las secciones. Plano YZ.....</i>	116
<i>Tabla 5-27: Reacciones en los apoyos. Eje de salida. Plano XZ.....</i>	116
<i>Tabla 5-28: Momentos en las secciones. Plano XZ.....</i>	117
<i>Tabla 5-29: Reacciones totales. Eje de salida.....</i>	117
<i>Tabla 5-30: Momentos totales. Eje de salida.....</i>	117
<i>Tabla 5-31: Parámetros para el método UNITED. Etapa primera.....</i>	125
<i>Tabla 5-32: Parámetros para el método UNITED. Etapa segunda.....</i>	126
<i>Tabla 5-33: Rodamientos del eje de entrada.....</i>	129
<i>Tabla 5-34: Rodamientos del eje intermedio primario.....</i>	129
<i>Tabla 5-35: Rodamientos del eje intermedio secundario.....</i>	130
<i>Tabla 5-36: Rodamientos eje de salida.....</i>	130
<i>Tabla 8-1: Coste material tornillo sin fin.....</i>	183
<i>Tabla 8-2: Operaciones de mecanizado tornillo sin fin.....</i>	183
<i>Tabla 8-3: Tratamientos térmicos tornillo sin fin.....</i>	183
<i>Tabla 8-4: Coste material corona tornillo sin fin.....</i>	184
<i>Tabla 8-5: Operaciones de mecanizado corona tornillo sin fin.....</i>	184
<i>Tabla 8-6: Coste material primer piñón.....</i>	185
<i>Tabla 8-7: Operaciones de mecanizado primer piñón.....</i>	185
<i>Tabla 8-8: Tratamientos térmicos primer piñón.....</i>	185
<i>Tabla 8-9: Coste material segundo piñón.....</i>	186
<i>Tabla 8-10: Operaciones de mecanizado segundo piñón.....</i>	186
<i>Tabla 8-11: Tratamientos térmicos segundo piñón.....</i>	186
<i>Tabla 8-12: Coste material primera rueda.....</i>	187
<i>Tabla 8-13: Operaciones de mecanizado primera rueda.....</i>	187
<i>Tabla 8-14: Tratamientos térmicos primera rueda.....</i>	187
<i>Tabla 8-15: Coste material rueda eje de salida.....</i>	188
<i>Tabla 8-16: Operaciones de mecanizado rueda eje de salida.....</i>	188
<i>Tabla 8-17: Tratamientos térmicos rueda eje de salida.....</i>	188
<i>Tabla 8-18: Coste material eje intermedio primario.....</i>	189
<i>Tabla 8-19: Operaciones de mecanizado eje intermedio primario.....</i>	189
<i>Tabla 8-20: Tratamientos térmicos eje intermedio primario.....</i>	189
<i>Tabla 8-21: Coste material eje intermedio secundario.....</i>	190
<i>Tabla 8-22: Operaciones de mecanizado eje intermedio secundario.....</i>	190
<i>Tabla 8-23: Tratamientos térmicos eje intermedio secundario.....</i>	190
<i>Tabla 8-24: Coste material eje de salida.....</i>	191
<i>Tabla 8-25: Operaciones de mecanizado eje de salida.....</i>	191
<i>Tabla 8-26: Tratamientos térmicos eje de salida.....</i>	191
<i>Tabla 8-27: Coste material tapa 1.....</i>	192
<i>Tabla 8-28: Operaciones de mecanizado tapa 1.....</i>	192
<i>Tabla 8-29: Coste material tapa 2.....</i>	193
<i>Tabla 8-30: Operaciones de mecanizado tapa 2.....</i>	193

<i>Tabla 8-31: Coste material tapa 3.....</i>	<i>194</i>
<i>Tabla 8-32: Operaciones de mecanizado tapa 3.....</i>	<i>194</i>
<i>Tabla 8-33: Coste material tapa 4.....</i>	<i>195</i>
<i>Tabla 8-34: Operaciones de mecanizado tapa 4.....</i>	<i>195</i>
<i>Tabla 8-35: Coste material tapa 5.....</i>	<i>196</i>
<i>Tabla 8-36: Operaciones de mecanizado tapa 5.....</i>	<i>196</i>
<i>Tabla 8-37: Coste material tapa 6.....</i>	<i>197</i>
<i>Tabla 8-38: Operaciones de mecanizado tapa 6.....</i>	<i>197</i>
<i>Tabla 8-39: Coste material tapa 7.....</i>	<i>198</i>
<i>Tabla 8-40: Operaciones de mecanizado tapa 7.....</i>	<i>198</i>
<i>Tabla 8-41: Coste material tapa 8.....</i>	<i>199</i>
<i>Tabla 8-42: Operaciones de mecanizado tapa 8.....</i>	<i>199</i>
<i>Tabla 8-43: Coste material carcasas exteriores.....</i>	<i>200</i>
<i>Tabla 8-44: Operaciones de mecanizado carcasas exteriores.....</i>	<i>200</i>
<i>Tabla 8-45: Coste elementos normalizados</i>	<i>202</i>
<i>Tabla 8-46: Coste piezas mecanizadas.....</i>	<i>202</i>
<i>Tabla 8-47: Presupuesto ejecución material.....</i>	<i>203</i>
<i>Tabla 8-48: Presupuesto de contrata.....</i>	<i>203</i>



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA

Documento nº 1: MEMORIA

Páginas 19 - 54



1. OBJETIVOS DEL PROYECTO DEL REDUCTOR

Como punto de partida se van a definir las condiciones iniciales que debe cumplir el proyecto en cuando a datos básicos se refiere como son potencias, masas y velocidades.

1.1. Objeto del proyecto

El objetivo del presente proyecto será el diseño, cálculo y fabricación de un sistema reductor de velocidad para el accionamiento de una criba rotativa para el lavado de rocas con minerales preciosos. Este reductor estará accionado por un motor eléctrico de 6 kW de potencia nominal.

Los puntos a tener en cuenta en este reductor serán:

- Carga máxima: 2800 kilos de arena y rocas
- Caudal másico nominal: 75-100 t/h
- Potencia del motor: 6 kW
- Velocidad de giro del motor: 2940 rpm
- Par nominal: 19.48 Nm
- Velocidad de la criba rotativa: 15 rpm

El uso del reductor viene impuesto por el necesario incremento de par en la salida y por la elevada velocidad de giro del motor a la entrada.

1.2. Necesidades del proyecto

1.2.1. Potencias y masas máximas

Las necesidades que nos debe satisfacer el producto vienen impuestas por la función de la criba en sí, que se basa en la baja velocidad de transporte y alta presión del fluido para limpiar la roca y extraer la materia rica en material precioso. La carga máxima se ha impuesto en una cantidad de 2800 kilos de material en el interior de la criba.

1.2.2. Reducción de velocidad

En este apartado las necesidad de reducción de velocidad radica en la velocidad que nos aporta nuestro motor es demasiado elevada para nuestros objetivos. Por lo que se necesita reducir la velocidad para conseguir el desprendimiento progresivo y efectivo del material que se encuentra pegado a la roca.

- Entrada: _____ 2940 rpm
- Salida: _____ 15 rpm
- Relación: _____ 196:1

1.2.3. Espacio y geometría

Debido a que debemos conseguir que todo nuestro conjunto se mueva con fluidez se necesita un mecanismo reductor de pequeño tamaño, entendiéndose este punto como la obligación a realizarlo lo más compacto posible.

1.2.4. Condiciones de suciedad y temperatura

Las propias condiciones de trabajo nos repercuten en la suciedad, estando el ambiente cargado de pequeñas partículas que pueden dificultar el correcto funcionamiento del mecanismo. No obstante el sistema estará colocado en la parte final de la criba, donde la materia en suspensión será mínima debido al lavado con agua a presión en los metros anteriores. Así se estima la suciedad en una contaminación ligera a típica. La temperatura será la ambiente al aire libre, se estima como temperatura del ambiente media de trabajo unos 28 °C.

La temperatura interna de funcionamiento nominal a efectos de cálculo se estimará en 70°C.

2. INTRODUCCIÓN

En este primer capítulo se procederá a realizar una introducción al proyecto mostrando un breve resumen de lo que acontece el contenido, los antecedentes de las cribas rotativas y las reductoras así como la motivación que ha llevado a realizar este documento.

2.1. Resumen

En este mundo cada vez más tecnológico, la minería es el primer paso para cualquier diseño y juega un papel crucial en la extracción y recuperación selectiva para cumplir con la incesante demanda de material que necesitamos hoy en día. De estos materiales uno de los más codiciados es el oro, necesario para lucir tanto en joyas como para múltiples aplicaciones en el mundo de la ingeniería, desde su uso en motores de aviación hasta en aplicaciones de odontología, entre innumerables ejemplos. Pero, ¿cómo se mantiene esta incesante hambre de oro?

La respuesta hace uno siglos era usar una gran cantidad de mano de obra que por medio de herramientas manuales eran capaces de obtener pequeñas cantidades de oro. Era un trabajo tedioso, poco remunerado y muy peligroso.

A mediados de siglo XIX, cuando se descubrieron grandes zonas ricas en oro en Alaska y zona norte de Estados Unidos, la conocida como “fiebre del oro” hizo que estallara un pequeño *boom* en el terreno tecnológico comenzando así un gran número de prospecciones y excavaciones de minería de tipo aluvial. Cada vez se disponía de mejor maquinaria capaz de ser controlada por un número reducido de operarios consiguiendo grandes cantidades de oro del terreno.

Esta tendencia siguió hasta nuestros días en los que disponemos de todo tipo de maquinaria de minería de alta capacidad capaz de obtener un elevado porcentaje del oro presente en el terreno.

Un tipo de esta maquinaria es el conocido como “Trommel” o criba rotativa, esta máquina se basa en el movimiento y la presión de agua para desprender el oro que se haya pegado en la superficie de las rocas.

Acerca de esta máquina se basa el siguiente proyecto, se necesita una velocidad de giro del tambor reducida, pero la suficiente para que las rocas se limpien progresivamente y a la vez una cantidad de par elevado, para vencer todas las inercias y mover con fluidez todo el conjunto roca-tambor.

Por ello, es imperativo el usar un mecanismo reductor capaz de aprovechar la potencia del motor que se aporta y ofrecernos todos los requisitos que se han mencionado, siempre teniendo en cuenta la seguridad y la protección del medio ambiente.



Ilustración 2-1: Anaconda TD620 Tracked Trommel

Resum

En aquest món cada vegada més tecnològic, la mineria és el primer pas per aqualsevol disseny i juga un paper crucial en l'extracció i recuperació selectiva per a complir amb la incessant demanda de material que necessitem avui dia.

D'aquests materials un dels més cobejats és l'or, necessari per a lluir tant en joies com para múltiples aplicacions en el món de l'enginyeria, des del seu ús en motors d'aviació fins en aplicacions d'odontologia, entre innombrables exemples. Però, com es manté aquesta incessant fam d'or?

La resposta fa uns segles era usar una gran quantitat de mà d'obra que per mitjà d'eines manuals eren capaces d'obtenir petites quantitats d'or. Era un treball tediós, poc remunerat i molt perillós.

A mitjans segle XIX, quan es van descobrir grans zones riques en or a Alaska i zona nord d'Estats Units, la coneguda com a "febre de l'or" va fer que esclatara un xicotet boom en el terreny tecnològic començant així un gran nombre de prospeccions i excavacions de mineria de tipus al·luvial. Cada vegada es disposava de millor maquinària capaç de ser controlada per un nombre reduït d'operaris aconseguint grans quantitats d'or del terreny.

Aquesta tendència va seguir fins als nostres dies en els quals disposem de tot tipus de maquinària de mineria d'alta capacitat capaç d'obtenir un elevat percentatge de l'or present en el terreny.

Un tipus d'aquesta maquinària és el conegut com "Trommel" o sedàs rotatiu, aquesta màquina es basa en el moviment i la pressió d'aigua per a desprendre l'or que s'haja pegat en la superfície de les roques.

Sobre aquesta màquina es basa el següent projecte, es necessita una velocitat de gir del tambor reduïda, però la suficient perquè les roques es netegen progressivament i alhora una quantitat de parell elevat, per a véncer totes les inèrcies i moure amb fluïdesa tot el conjunt roca-tambor.

Per açò, és imperatiu usar un mecanisme reductor capaç d'aprofitar la potència del motor que s'aporta i oferir-nos tots els requisits que s'han esmentat, sempre tenint en compte la seguretat i la protecció del medi ambient.



Ilustración 2-2: S8 Gold Trommel Wash Plant

Abstract

In this increasingly technological world, mining it's the first step for any sketch and plays an important role in extraction and selective recovery to comply with the incessant demand of material that we need nowadays.

One of the most coveted materials it's gold, necessary to wear as much for jewel like for numerous application in the engineering world, since its use in aviation engines until applications of dentistry, among countless examples. But, how is supported this incessant hunger of gold?

This answer, some years ago, was to use a big quantity of workforce, which by means of hand tools they were able to get little amount of gold. Was a work tedious, not much remunerate and very dangerous.

In the middle of the XIX century, when they were discovered big rich zones in gold in Alaska and the northern zone of United States and Canada, they was knew like "gold rush" that's did break up a little boom at the technological area beginning in this way a great number of surveys and digging of alluvial mining. Better machinery was available to be controlled by a small number of operators, obtaining large amounts of gold from the ground.

This inclination is continued until nowadays, that we have any type of high capacity mining machinery to obtain a high quantity of gold that's present on the deck.

A type of machinery is known like "Trommel" o rotary screen, this machine is based on movement and pressure of water to release gold who it's glued on the rock's surface.

About this machine it is base the next project, we need a low spin speed, but enough for doing a progressive cleaning of rocks at the same time a high quantity of torque, for win all inertias and move with fluently rock- drum set.

So, for this, it is imperative to use a reducing mechanism able to harness the power of the engine and offer all requirements that we need, always taking into account security and protection of the environment.

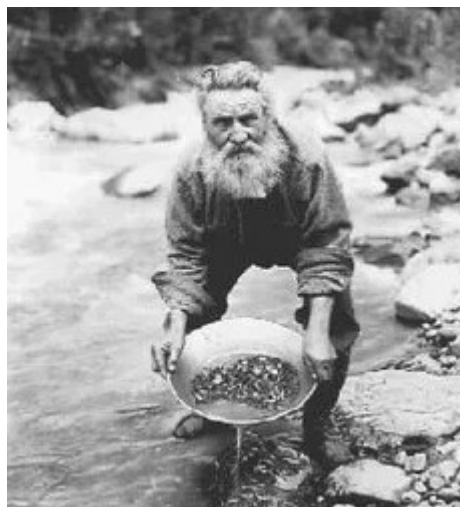


Ilustración 2-3: Métodos manuales de recuperación selectiva de oro. Siglo XIX, Chile

Antecedentes de los reductores

Desde que allá por el 100 a.C. en uno de los múltiples tratados de Herón de Alejandría se recogiera por primera vez una referencia directa a un tren de engranajes, la utilización de estos dispositivos ha ido in crescendo hasta nuestros días. Si echamos la vista atrás y repasamos la historia de los engranajes veremos que no son pocos los avances técnicos y todos ellas muy adelantadas para su época.

El resto más antiguo que disponemos para datar las ruedas dentadas es el denominado "Mecanismo de Anticitera" datada en el 150 a.C. Una calculadora astronómica que por medio de engranajes triangulares de bronce predecía posiciones estelares y eclipses.



Ilustración 2-4: Mecanismo de Anticitera

Más tarde, en China se encontrarían máquinas provistas de engranajes, la más llamativa es la que los expertos denominan "Carro que apunta hacia el Sur", datado entre el 120-250 d.C. Se trata de un mecanismo que emula al mecanismo del diferencial de los vehículos, un sistema de ruedas dentadas planetarias detectan el cambio de velocidad angular de las ruedas del carro haciendo que el brazo de la escultura que tiene encima, como indica su nombre, siempre apunte al sur mientras que las ruedas no deslizen.



Ilustración 2-5: Carro que apunta al sur

Se cree que después de la invención del "Mecanismo de Anticitera" la importancia e influencia de estos mecanismos creció y se comenzó a investigar y diseñar sobre ellos, el ejemplo claro lo tenemos en la época de conquista árabe. Existen manuscritos acerca de trabajos islámicos sobre relojes mecánicos compuestos por ruedas dentadas, este hecho prueba la conexión que existió entre la Edad Antigua y la Edad Moderna en este terreno.

Es en este periodo donde florece con mayor ingenio el uso y diseño de estos sistemas, se recogen numerosos dibujos y esquemas del polímata Leonardo da Vinci, quien dejó por escrito mecanismos que hoy en día se usan en la mayoría de sistemas reductores, como el mecanismo sin fin-corona.

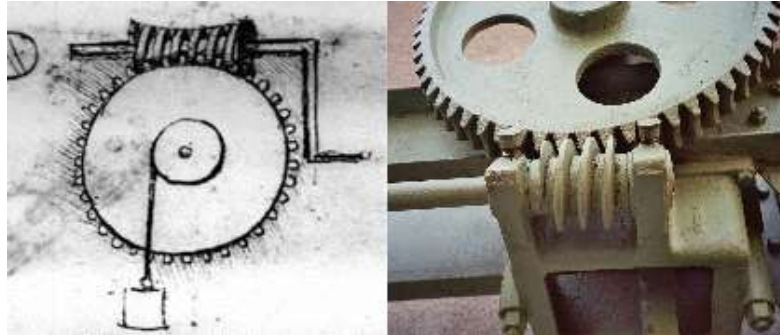


Ilustración 2-6: Izquierda- sin fin-corona de Leonardo. Derecha- sin fin-corona moderno

Más tarde, importantes ingenieros como lo fueron Euler- ideó la primera aplicación del perfil de evolvente actual-, Schiele- creador del sistema para tallado de engranajes rectos a través de una fresa madre- o Robert Willis, considerado pionero en el área de la ingeniería mecánica, idearon sistemas y nuevos mecanismos en el que los engranajes eran parte fundamental, creando así las bases para nuevas técnicas de transmisión de movimiento entre ejes. Gracias a todos ellos disponemos actualmente de las herramientas necesarias para conseguir que cualquier eje se mueva a la velocidad que nosotros deseemos, creando infinidad de disposiciones, máquinas y opciones para que nuestros diseños lleguen a buen puerto.

2.2. Antecedentes de las cribas rotativas

Como ya hemos avanzado, este proyecto versa sobre el diseño de un reductor de velocidad para una criba rotativa de lavado de roca "Trommel".

Estas máquinas se componen principalmente de dos elementos, el primero es una pantalla de metal con orificios por donde pasan las rocas más pequeñas, y el segundo es el recubrimiento exterior. Basan su funcionamiento en el movimiento giratorio, la presión de agua y un pequeño ángulo de inclinación para conseguir desprender todo el material valioso de las rocas.

En el pasado, estas máquinas estaban hechas de madera y material ligero, esto, unido a que la potencia que se le podía aplicar era muy pequeña, daba como resultado multitud de fallos y poca producción. Más tarde, con la llegada de las nuevas tecnologías y descubrimientos en el área de la mecánica, se empezaron a fabricar en acero, se colocaban cada vez motores más potentes y se mejoraba la técnica de extracción y cribado.

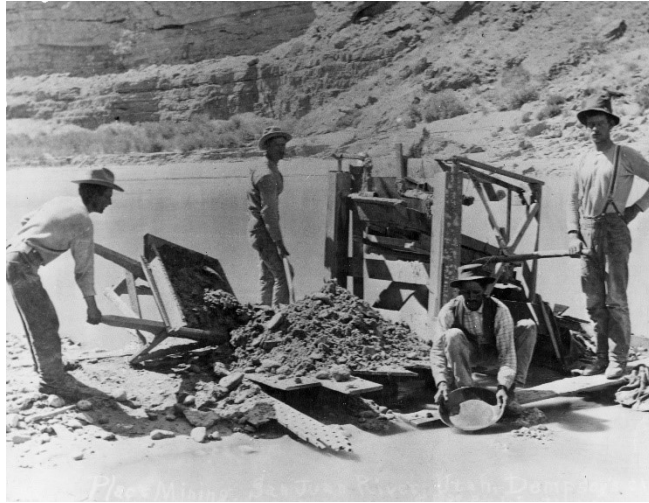


Ilustración 2-7: Típico sistema de extracción de oro. Siglo XIX. Canadá

Actualmente existen en un rango muy grande en cuanto a potencias y capacidades, llegando las más grandes hasta más de los 500kW y las 600 toneladas a la hora, muchas incluso son portátiles y llevan incorporado un sistema de tracción para poder transportarla sin necesidad de un tractocamión adicional.



Ilustración 2-8: Trommel moderno

2.3. Introducción

En el mundo industrial muchas veces se hace la analogía a que los motores son "el corazón de toda máquina" pero como se verá, este corazón al igual que el de los seres humanos, no siempre trabajará a un ritmo fijo o carga constante. Muchas veces se dispone de un motor eléctrico o MCI que tiene su punto de máximo rendimiento a un régimen diferente al necesario para el proceso industrial, o simplemente no podemos conseguir que ese motor trabaje como necesitamos, entonces ¿cómo conseguimos hacer trabajar a este motor en nuestro proceso?

La respuesta fácil sería cambiar el motor, no obstante veremos que usando un tren reductor nos resultaría más útil a la larga. Estos reductores de velocidad, son elementos que por medio de ruedas dentadas que se disponen en su interior pueden variar de

infinita forma la velocidad que se les aporta de nuestro motor, consiguiendo otra opción más barata que rediseñar el proceso con otra máquina motriz. En el capítulo primero se hará una introducción teórica al mundo de los engranajes, exponiendo ventajas e inconvenientes y los tipos que existen. Los capítulos siguientes serán la elección de todas las partes que componen el sistema y posteriormente el cálculo y dimensionado de todos los componentes necesarios para la fabricación.

3. SOLUCIONES ALTERNATIVAS **AL REDUCTOR**

En primer lugar se definirán los tipos de transmisiones que existen en el mercado. Se realizará un análisis de los parámetros que intervienen en el diseño así como su cinemática, ventajas e inconvenientes y puntos especiales a tener en cuenta, como son la lubricación o la disminución de vida por las condiciones de funcionamiento.

Como se ha mencionado en la introducción, los requerimientos de par y velocidad angular que nos aportan los motores no se dan habitualmente en las máquinas de uso cotidiano, por ello es prácticamente obligatorio el uso de elementos que transmitan, cambien y acondicionen la salida del motor para usar esa potencia en nuestra aplicación.

Los tipos que se tienen actualmente para la transmisión de este movimiento se podrían resumir en los siguientes:

❖ **Cilindros rodantes**

- Externo
- Interno

❖ **Correas**

- Planas
- Trapezoidales
- Dentadas

❖ **Engranajes**

- Cilíndricos
 - Dientes rectos
 - Dientes helicoidales
- Cónicos
 - Dientes rectos
 - Espirales
 - Hipoides
- Mecanismo sin fin-corona
- Cadenas
- Cremallera-piñón

A continuación se analizará cada tipo expuesto en el esquema anterior, dando a conocer sus puntos fuertes así como los débiles y sus parámetros a tener en cuenta.

3.1. Cilindros rodantes

Estos elementos forman el tipo más simple de transmisión de movimiento rotativo de un eje al siguiente, constan de varios rodillos en contacto que al girar, transmiten el movimiento a la siguiente rueda.

3.1.1.Externos:

Lo forman dos rodillos macizos que permanecen siempre en contacto. Estos mecanismos funcionan bien mientras que el coeficiente de fricción sea alto, ya que en el momento que disminuya, existe la posibilidad de que deslicen y con ello la relación de transmisión no será la de diseño. Un ejemplo podría ser el de una rueda con la carretera, la rueda con un radio conocido R y la carretera con un radio mucho mayor. Mientras rueda y calzada tengan adherencia las velocidades de una respecto a la otra se mantendrán, no obstante si comienza el deslizamiento la diferencia de velocidades crecerá y la transmisión de movimiento se verá afectada.

3.1.2.Internos:

El otro tipo de cilindros rodantes es el tipo denominado "de conjunto interior" este sistema se asemeja al conjunto externo en el principio de funcionamiento, no obstante, el interno consta de un cilindro macizo y otro hueco, sobre el que gira el macizo. Con esta disposición se consigue que máquina arrastrada y motriz giren en el mismo sentido.

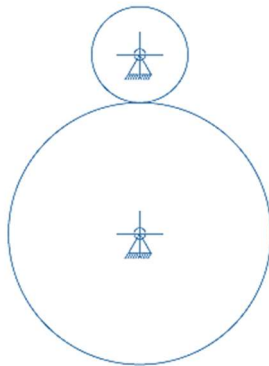


Ilustración 3-1: Cilindros exteriores

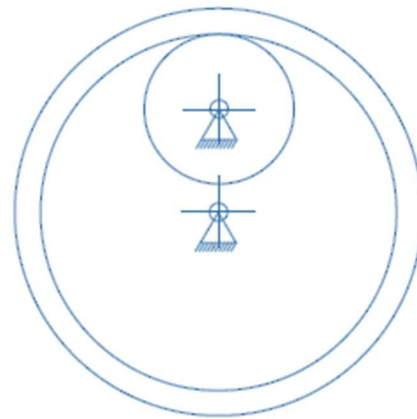


Ilustración 3-2: Cilindros interiores

3.2. Correas

La otra variante para la transmisión mediante elementos que friccionan es la denominada correa. Este mecanismo consta de dos ruedas que giran en sus respectivos ejes separados una distancia L -que comparándola con el caso de los rodillos es mucho mayor-. La potencia de una rueda a la otra se envía mediante la correa.

3.2.1. Planas:

Esta disposición es la básica para la transmisión de potencia, consta de una correa de sección rectangular y que necesita de una fuerza de pretensado F_p para que no se salga de la polea debido al giro. El punto a favor se encuentra en la distancia entre ejes, que puede ser mucho mayor que la transmisión por cilindros o por engranajes. La contrapartida radica en que, como en el caso de los rodillos, cualquier variación del coeficiente de fricción podría hacer que la correa saliera del carril causando el paro de la maquina arrastrada, y en el caso menos catastrofista, que la relación de transmisión no fuese la de diseño.

Como punto a tener en cuenta es la obtención de la fuerza de pretensado F_p , que se puede conseguir de diversas maneras:

- Tensarla con el propio peso de la correa, para ello se necesita que la distancia entre ejes sea lo suficientemente larga.
- Extender la correa antes de instalarla.
- Desplazar el eje del motor después de instalar la correa. Este método y el anterior necesitan de revisiones periódicas ya que por la propia integridad de la correa, esta se acaba por alargar con el paso del tiempo.
- Añadir rodillos tensores. Muy usual en el accionamiento de poleas en los motores de combustión interna alternativos, no obstante son del tipo dentado.

Como punto extra, este tipo de correas tiene la característica de poder torsionarse entre ejes, dando lugar a poder cambiar el sentido de giro entre ejes paralelos.

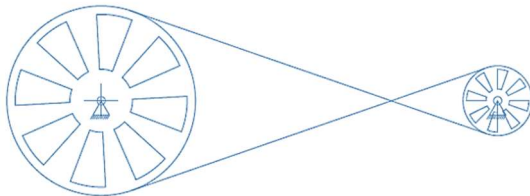


Ilustración 3-4: Correa con cambio de sentido de giro

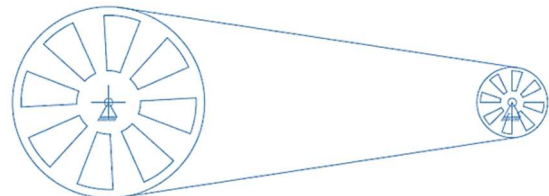


Ilustración 3-3: Correa sin cambio de sentido de giro

3.2.2. Trapezoidales:

Tienen el mismo funcionamiento que las correas planas, no obstante su sección es, como indica su nombre, en forma de trapecio que coincide con la ranura por donde giran. Este hecho, además de que vienen reforzadas con cuerdas sintéticas o metálicas, la dota de hasta 3 veces la capacidad de carga para la misma fuerza de pretensado que las planas, por lo que las sollicitaciones que aparecen en los extremos del cojinete son menores que en el caso con correas. El caso crítico de uso de estas correas radica en el mantenimiento e instalación, haciéndose fundamental el control periódico del deslizamiento para evitar la aparición de desgaste prematuro.

3.2.3. Dentadas:

Muy similares en cuanto a funcionamiento que las correas trapezoidales, con el plus de que pueden llegar a velocidades de funcionamiento mucho más altas, de más de 60 m/s (216 km/h). Sus ventajas son el menor mantenimiento, la mayor temperatura de trabajo que pueden alcanzar y su elevado rendimiento, cercado al 98%. Por contra son correas que transmiten muchas vibraciones entre ejes, haciéndolas más ruidosas y menos adecuadas para cargas con grandes impactos. Su sección al disponer de dientes varía y disponen de cables trenzados de acero para aumentar su rigidez.

3.3. Engranajes

Son los reyes en la transmisión de potencia, los más usados, estudiados y versátiles de todos los tipos de sistemas. Los puntos a favor comparados con los anteriores tipos se pueden resumir en:

- Relación de transmisión constante e independiente de la carga
- Elevada fiabilidad y duración
- Capacidad de admitir sobrecargas
- Elevado rendimiento
- Dimensiones reducidas y compactas

Por contra, el coste es mayor y se generan más ruidos que los otros casos.

3.3.1. Cilíndricos:

Usado para transmitir movimiento entre arboles paralelos, admitiendo relaciones máximas cercanas a 8. El rendimiento elevado (96%-98%) los hacen una opción constante para transmitir potencias entre ejes en el mundo de la mecánica e ingeniería.

3.3.1.1. Diente rectos:

Igual en funcionamiento a los rodillos rodantes, disponen de una serie de acanaladuras paralelas al eje de rotación a lo largo de toda la circunferencia con la que se eleva su coeficiente de fricción teórico hasta infinito. Igual que los rodillos se pueden disponer en conjunto exterior e interior según se quiera el sentido de giro.

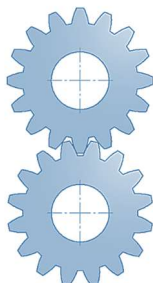


Ilustración 3-6: Engranajes exteriores

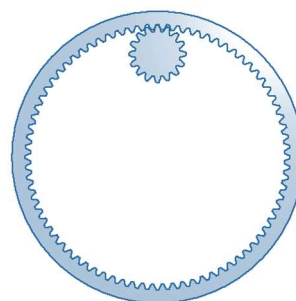


Ilustración 3-5: Engranajes interiores

3.3.1.2. Dientes helicoidales:

Muy parecidos a los dientes rectos, no obstante ahora existe un ángulo denominado "de hélice" respecto al eje de engrane que gira los dientes en una dirección.

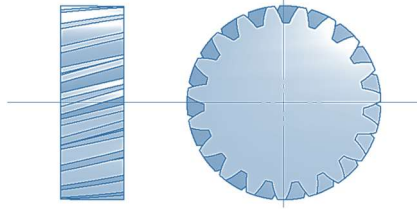


Ilustración 3-7: Engranaje helicoidal

Estos engranajes son más costosos que los construidos con dientes rectos, no obstante las ventajas que nos ofrecen justifican el aumento de precio. Al tener un contacto más gradual que los rectos, hay que recordar que en los rectos el engrane se hace con un pequeño impacto, producen menos ruidos y vibraciones, además, al tener los dientes más gruesos pueden aguantar mayores cargas para la misma geometría. Como punto extra, es que para valores altos de ángulo de hélice (40° - 50°) podemos usarlos para transmitir movimiento entre ejes que se cruzan, la ilustración 3.8 muestra un ejemplo.

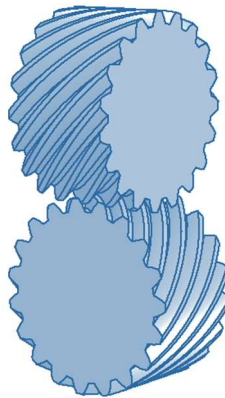


Ilustración 3-8: Engranaje helicoidal de eje cruzado

Así, podemos observar que este hecho no puede producirse con dientes rectos por el propio tipo de contacto que estos tienen.

El inconveniente de estos engranajes es la aparición de fuerzas axiales cuando se les aplica una fuerza tangente, lo que conlleva a diseñar rodamientos y apoyos capaces de soportar dichas sollicitaciones. Por ese motivo, André-Gustave Citroën a finales del siglo XIX ideó lo que tiempo después se convertiría en el logotipo de la marca de automóviles que lleva su nombre, los engranajes helicoidales dobles. Estas ruedas dentadas suprimen la aparición de fuerzas axiales al tener dos mitades que actúan en la misma dirección y sentidos opuestos.

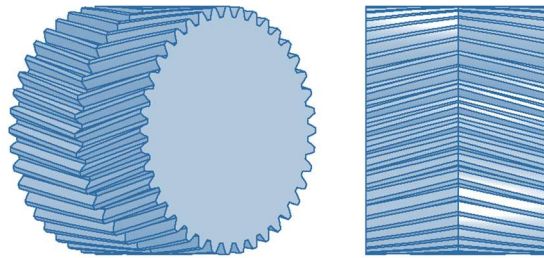


Ilustración 3-9: Engranaje helicoidal doble

3.3.2. Cónicos:

El uso de los engranajes de tipo cónico aparece cuando se quiere cambiar el movimiento de un eje un ángulo y respecto a otro eje. Debemos recordar que para realizar este movimiento engranajes helicoidales existe una solución (ver Ilustración 3-8: Engranaje helicoidal de eje cruzado) no obstante usar engranajes cónicos es otra alternativa viable. Debemos tener en cuenta que si queremos usar engranajes cónicos tenemos que asegurarnos que sus centros converjan en un punto, ya que si no lo hacen habrá desacoplamiento debido a la diferencia de velocidades entre centro y perímetro.

3.3.2.1. Dientes rectos:

Engranajes de tipo cónico de dientes rectos, con ángulo de hélice $\psi=0$. Las ventajas e inconvenientes son similares a los cilíndricos de dientes rectos.

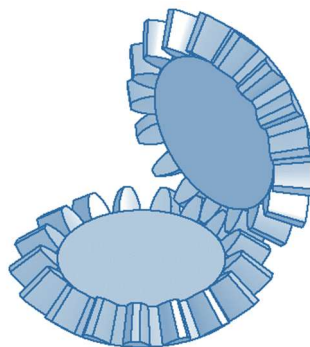


Ilustración 3-10: Engranaje tipo cónico de dientes rectos.

3.3.2.2. Espirales:

Otro grupo más de los tipos cónicos, siendo el ángulo que forma el diente con el eje $\neq 0$, su funcionamiento silencioso y suave los hacen ideales para el uso en automoción.

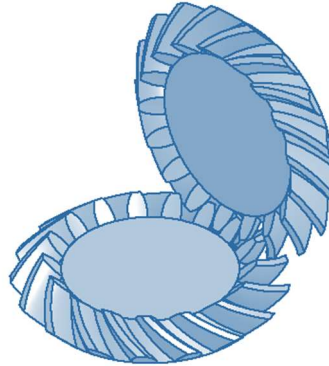


Ilustración 3-11: Engranaje tipo cónico de dientes espirales.

3.3.2.3. Hipoides

Este tipo de engranaje es un tipo especial, se forman cuando los ejes disponibles no intersectan en un punto del espacio ni son paralelos. El nombre de hipoide viene de la contracción de "hiperboloides de revolución" y se usan sobre todo para la parte final de la transmisión de los vehículos, cuando el eje que interseca con el diferencial queremos que quede a una altura más baja que este para ahorrar espacio en el habitáculo.

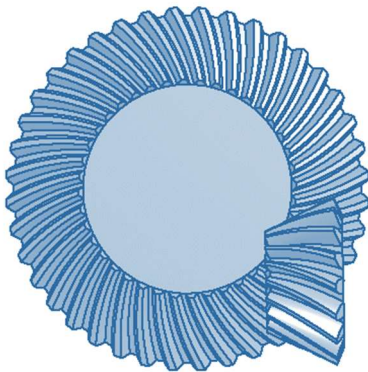


Ilustración 3-13: Engranaje tipo hipoide.

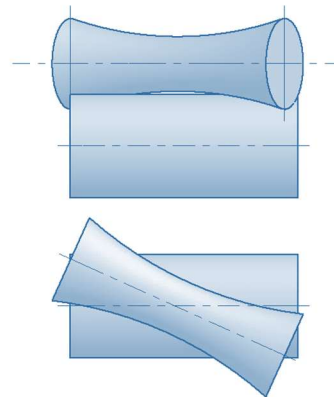


Ilustración 3-12: Hiperboloide de revolución.

3.3.3. Mecanismo sin fin- corona (tornillo sin fin)

Este tipo de ruedas dentadas se usan cuando nuestros ejes se cruzan, normalmente, a 90° . Con este mecanismo se consiguen unas relaciones de transmisión elevadas mientras que el rendimiento se empeora cuanto mayor sea esta relación. La forma que tienen es, por un lado, un tornillo sin fin y por otro una rueda dentada. La relación de transmisión viene dada por el número de dientes de la corona y el número de entradas del tornillo sobre la corona.

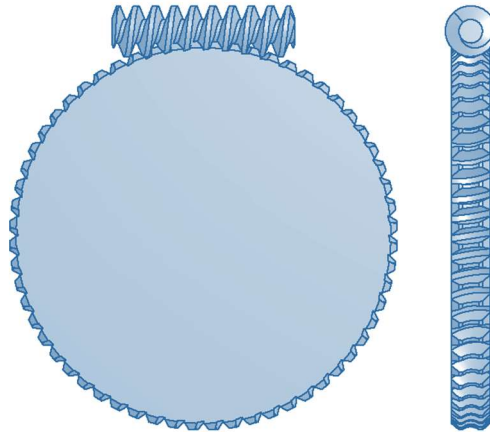


Ilustración 3-14: Sin fin- corona. Entradas: 1, Dientes de la corona: 60

3.3.4. Cadenas

Este tipo especial de correas se utilizan sobre todo para aplicaciones donde la precisión en el desfase deba de ser muy exacta, como en los MCIA, donde cigüeñal y árbol de levas han de moverse con un desfase crítico para evitar problemas mecánicos y de contaminación. También se usan en aplicaciones donde se tenga que mover un par motriz elevado, altas temperaturas o ambientes corrosivos y/o químicos.

3.3.5. Cremallera piñón

Este tipo de sistema dentado aparece cuando incrementamos el radio de una rueda dentada hasta infinito, se forma una línea recta con dientes que ya no son de involuta sino trapezoidales. Este mecanismo se usa en aplicaciones donde se desea convertir un movimiento giratorio en uno lineal o al revés, como puede ser la dirección de los automóviles.

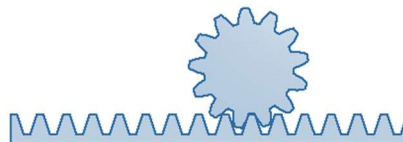


Ilustración 3-15: Mecanismo cremallera- piñón

4. SOLUCIÓN FINAL: REDUCTOR **DE DOS ETAPAS Y TORNILLO** **SIN FIN**

En este apartado se explicará la solución adoptada teniendo en cuenta las necesidades propias del proyecto, el coste y la facilidad de montaje y/o fabricación. Además, se comentarán con brevedad todos los elementos que forman el reductor, como son engranajes, rodamientos, tapas, etc.

4.1. Descripción general

La solución final adoptada para nuestro mecanismo ha sido una transmisión de contacto directo compuesta por tres etapas. La primera de ellas será un tornillo sin fin con el que se reducirá la velocidad con una relación de 30, es decir, una entrada y treinta dientes en la corona. La segunda y la tercera etapas serán de engranajes cilíndricos de dientes rectos, ambos con la misma relación de transmisión teórica de 2.55.

Así, de la relación final impuesta de 196, se reduciría en 30 en la primera etapa, y el resto, de forma equitativa entre la segunda y la tercera etapa.

Eje	Velocidad (rpm)	Par (Nm)	Relación (-)
Entrada	2940	19.48	30
Intermedio 1	98	523.90	2.548
Intermedio 2	38.46	1335.95	2.571
Salida	14.95	3406.69	-

Tabla 4-1: Relaciones entre etapas

Se observa que entre el eje de entrada y el eje intermedio 1, la multiplicación de par no es proporcional a la reducción de la velocidad en el eje, como se verá más adelante el uso de un tornillo sin fin nos perjudica en términos de rendimiento. De ahí que la multiplicación de par sea de $523.90/19.48 = 26.89$ en lugar de 30.

Los engranajes de la segunda y tercera etapa se han hecho de dientes rectos debido a, como se ha resumido en el apartado de soluciones alternativas:

- No aparecen esfuerzos de tipo axial en el apoyo
- Más fácil de fabricar que los helicoidales

La distancia entre centros de las etapas serán las siguientes:

- Etapa sin fin: 207 mm
- Etapa primera de engranajes cilíndricos de dientes rectos: 220 mm
- Etapa segunda de engranajes cilíndricos de dientes rectos: 250 mm

Estas distancias nos marcan las distancias a las que están colocados los centros de los árboles que transmiten el movimiento. Estos ejes se han diseñado para:

- Soportar esfuerzos a fatiga de alto ciclo en las secciones desfavorables
- $0.25^\circ/\text{m}$ de rigidez torsional

Para anclar los ejes en su posición axial en los extremos fijos se ha optado por el uso de "Circlips" o anillos de seguridad, los cuales se insertan en ranuras previamente mecanizadas en los ejes. Estos elementos vienen normalizados según el diámetro del eje por ello este tamaño fue elegido teniendo en cuenta, en primer lugar, la resistencia y luego se mayoró al siguiente tamaño normalizado. Los extremos móviles de los ejes solo disponen de un resalto donde va colocada la pista interna del rodamiento de rodillos, mientras que la pista externa va anclada por la caja en un lateral, y por la tapa de cierre en el otro lateral.

En los extremos de los ejes de entrada y salida, donde pueden aparecer fugas de lubricante, se ha optado por colocar cierres de goma estancos del tipo AS. Estos elementos también vienen normalizados según el diámetro de nuestro eje.

Para que los árboles giren sin problemas en los apoyos se ha optado por colocar rodamientos radiales frente a los casquillos hidrodinámicos debido principalmente a que:

- Par de arranque menor
- Simplicidad en el montaje y en el mantenimiento
- Menor necesidad de lubricación
- Menor espacio axial

Se optó por rodamientos radiales de bolas para los extremos fijos debido a su simplicidad y gran número de diámetros disponibles. En los extremos móviles se optó por rodamientos radiales de rodillos cilíndricos de tipo NU donde la pista interna es libre, este hecho es clave en caso de funcionamiento con golpes y para evitar la deformación y tensiones por calentamiento del eje.

La lubricación se realiza mediante barboteo, con un nivel de aceite máximo en el centro del elemento rodante más bajo. En nuestro caso este elemento correspondería a la bola con el nivel más bajo del rodamiento de la última etapa.

La unión entre engranajes y ejes se realiza mediante chavetas. Estos elementos van insertados en unas guías labradas tanto en el engranaje como en el eje, apareciendo en este un concentrador de tensiones que se debe tener muy en cuenta a la hora de calcular el diámetro del eje a fatiga.

4.2. Descripción de los componentes finales

En este apartado se hará una breve descripción de todos los elementos del producto, mostrando los resultados finales de los cálculos.

4.2.1. Sin-fin corona

La primera etapa que compone nuestro reductor es la etapa del sin-fin corona, este elemento compuesto a su vez por dos elementos, el tornillo y la rueda, nos otorga una gran reducción de velocidad y aumento de par en un espacio relativamente pequeño. El cálculo de esta etapa es más complejo que el de los reductores cilíndricos de dientes rectos, no obstante se optó por hacerlo así debido a la gran necesidad de reducción. Como se ha dicho, la distancia entre centros es de 207 mm y la relación de transmisión es de 30. Más adelante se explicarán todos los cálculos necesarios. A continuación se muestra un resumen de los parámetros de esta etapa.

Parámetro	Valor
Diámetro primitivo del tornillo:	84 mm
Diámetro primitivo de la rueda:	330 mm
Ángulo de hélice:	7.46°
Avance:	34.557 mm
Velocidad a la salida:	98 rpm
Distancia entre ejes:	207 mm
Rendimiento:	89.69 %
Diámetro del eje de entrada:	40mm
Eficiencia:	87.333%
Diámetro exterior del tornillo:	105mm
Diámetro exterior de la rueda:	352mm
Coefficiente de fricción en el punto de funcionamiento:	0.014
Módulo	11 mm
Ancho de la corona:	62 mm

Tabla 4-2: Resumen parámetros sin-fin corona

Como se puede ver, el módulo elegido es 11, no obstante no es un módulo de preferencia de uso, se ha optado por este debido a que, tanto el de 10 como el de 12, daban resultados no permisibles en nuestro diseño. Estos resultados eran ángulos de hélice o muy cerrados o muy abiertos y rendimientos menores que en el caso del módulo elegido.

4.2.1.1. Materiales primera etapa

Los materiales presentes en esta etapa deben de cumplir una premisa muy importante, la corona debe de ser de un material más blando que el tornillo. Esto es debido a que al hacer la corona en un material blando, se consigue mucha mayor suavidad de la marcha, evitando posibles "atascos" al construir la corona más dura que el tornillo. Este tornillo se suele fabricar en aceros endurecidos o hierros fundidos si la corona se fabrica con bronce fosforado.

En nuestro reductor, el material del tornillo será un acero endurecido superficial AISI 4140, mientras que la corona será de bronce fosforado, concretamente un bronce fosforado SAE 65 con una dureza Brinell 85.

En esta combinación, los parámetros más importantes del bronce son:

Parámetro	Valor
Resistencia a flexión límite	168 MPa
Tensión estática permisible	84 MPa
Dureza	85 (Brinell)
Factor de carga (entre acero y bronce)	0.55 MPa

Tabla 4-3: Parámetros resistentes bronce fosforado

4.2.2. Engranajes cilíndricos de dientes rectos: etapa primera

Como se ha comentado, las etapas segunda y final del reductor son de engranajes cilíndricos del tipo dientes rectos formados por un piñón y una rueda. Estos engranajes se caracterizan por, como se ha dicho, tener un rendimiento bastante alto y no cargar los apoyos con fuerzas axiales. En esta primera etapa los resultados obtenidos fueron los que acontecen:

Parámetro	PIÑÓN 2	RUEDA 2
Número de dientes	31	79
Diámetro primitivo	124	316
Diámetro base	114	306
Diámetro exterior	132	324
Relación de transmisión	2.548	
Diámetro eje entrada	63mm	
Diámetro eje salida	80mm	
Módulo	4mm	

Tabla 4-4: Parámetros primera etapa engranajes rectos

En nuestro caso, para las etapas de engranajes rectos los subíndices serán 2 y 3 respectivamente. El subíndice 1 se reserva para la rueda correspondiente al tornillo sin fin.

La dimensión que nos falta de estos engranajes es el ancho. Este cálculo se hizo siguiendo el método I.S.O 6336-2 el cual nos ofrece el ancho de la etapa para que no falle ni a desgaste superficial ni a flexión. Así, el ancho que se obtuvo de estos dos engranajes es de 40 mm. El cálculo se mostrará en el documento “cálculos” más adelante.

4.2.3. Engranajes cilíndricos de dientes rectos: segunda etapa

En esta segunda etapa formada por un piñón y una rueda, los parámetros son los siguientes:

Parámetro	PIÑÓN 3	RUEDA 3
Número de dientes	35	90
Diámetro primitivo	140	360
Diámetro base	130	350
Diámetro exterior	148	368
Relación de transmisión	2.571	
Diámetro eje entrada	80mm	
Diámetro eje salida	100mm	
Módulo	4mm	

Tabla 4-5: Parámetros segunda etapa engranajes rectos

El ancho de esta segunda etapa se calculó del mismo modo que el de la primera, siguiendo el método I.S.O 6336-2, este ancho equivale a 80mm. Este cálculo se mostrará en el documento “cálculos” más adelante.

4.2.4. Materiales de las etapas de engranajes cilíndricos de dientes rectos

Ambas etapas, tanto piñón y rueda de la primera como piñón y rueda de la segunda, están mecanizadas en el mismo material. Este material elegido es un acero templado y revenido, que por su dureza exterior lo hace ideal para altas cargas y aplicaciones de desgaste. Concretamente se trata de un acero 20MnCr5, con las siguientes propiedades.

Propiedad	Valor
Tensión de rotura	980 MPa
Tensión de fluencia	735 MPa
Dureza superficial	HB 200-360
Módulo de Young	210000 MPa
Módulo elasticidad transversal	81000 MPa
Coefficiente de Poisson	0.3

Tabla 4-6: Propiedades del material de las etapas de engranajes rectos

4.3. Ejes

En este apartado se va a mostrar todas las conclusiones y detalles a tener en cuenta a la hora de calcular los árboles de transmisión, materiales, apoyos, etc. Como se ha resumido en la "Tabla 4-1: Relaciones entre etapas" vemos que tenemos cuatro ejes diferentes para interconectar todo el sistema.

Eje	Longitud	ØMáx	ØMin
Entrada	536	105	25
Intermedio 1	300	80	25
Intermedio 2	495	110.6	60
Salida	650	130	60

Tabla 4-7: Dimensiones básicas de los ejes

4.3.1. Eje de entrada

Este eje de entrada, corresponde al tornillo sin fin, el cual está labrado directamente sobre el eje. Este árbol tiene una velocidad de giro de 2940 rpm que es la velocidad de giro del motor eléctrico unido a él. El diámetro mínimo necesario para que se mantenga una rigidez torsional de $0.25^{\circ}/m$ y cumpla a efectos de fatiga y deflexión es de 27 mm, no obstante para evitar tener que mecanizar tanto material y aumentar la rigidez se fijó como diámetro mínimo 40 mm.

4.3.2. Eje intermedio primario

A este eje le corresponde la tarea de unir la corona del sin-fin con el piñón de la primera etapa de engranajes cilíndricos. Su velocidad es de 98 rpm y el diámetro calculado para que cumpla a rigidez torsional, fatiga y deflexión es de 63 mm.

4.3.3. Eje intermedio secundario

Este tercer eje tiene la tarea de conectar la primera y la segunda etapa de engranajes cilíndricos de dientes rectos. Tiene una velocidad angular de 38.46 rpm y el diámetro mínimo para que cumpla rigidez torsional, fatiga y deflexión se calculó en 80mm.

4.3.4. Eje de salida

Este último eje el cual es el encargado de devolver la potencia al exterior de la máquina. Su velocidad angular es de 14.95 rpm y el diámetro calculado para que cumpla a todos los supuestos anteriores es de 100mm.

4.3.5. Material de los ejes

El material usado en los cuatro ejes será el mismo, que también será el mismo que el de los engranajes. Un acero 20MnCr5, apto para árboles, piñones, ruedas y cremalleras.

4.4. Chavetas

Para conectar engranajes y ejes se ha optado por el uso de chavetas, concretamente del tipo DIN 6885 A. Como se verá en el apartado "cálculos", las dimensiones de las chavetas vienen en función del diámetro del eje ya que están normalizadas. Se ha optado por el uso de chavetas frente a otros tipos de acoplamiento, como podría ser soldado o mediante tornillería debido a los siguientes puntos:

- Par transmisible alto
- Facilidad en el montaje y mantenimiento
- Permiten el rápido desmontaje
- Vienen normalizadas
- Evitan usar gran cantidad de componentes adicionales

En nuestro reductor, el cual consta de cuatro ejes, tenemos las siguientes dimensiones de las chavetas.

Eje	Base	Altura	Longitud	Denominación
Entrada	12	8	50	DIN 6885 A 12x8x50
Intermedio primario	18	11	80	DIN 6885 A 18x11x80
Intermedio secundario	22	14	100	DIN 6885 A 22x14x100
Salida	28	16	125	DIN 6885 A 28x16x125

Tabla 4-8: Chavetas usadas en el proyecto

4.4.1. Material de las chavetas

El material de las chavetas será un acero C45/F114, el cual dispone de excelente mecanizado y transformación. Este acero es un acero semi duro típico de elementos de maquinaria, con unas propiedades que se muestran a continuación.

Propiedad	Valor (min-max)
Tensión de rotura	600-800 MPa
Tensión de fluencia	340-400 MPa
Alargamiento	16%
Dureza	175-220 HB
Densidad	7850 kg/m ³

Tabla 4-9: Propiedades acero C45

4.5. Retenes de aceite

En los ejes de entrada y de salida, los cuales tienen una parte de ellos por fuera de la caja del reductor, es imperativo colocar anillos de retención de aceite. Tanto para evitar que parte del lubricante pueda escapar, como para disminuir al mínimo la entrada de partículas corrosivas o de polvo del exterior. En nuestro caso se han elegido los retenes de la norma DIN 3760 del tipo AS, los cuales disponen de un labio guardapolvo, ideal para nuestra aplicación. Los retenes usados en nuestro proyecto son suministrados por la marca Epidor y son los que siguen.

Eje	Ancho	Ø interior	Ø exterior	Denominación
Entrada	7	40	72	DIN 3760 AS 40x72x7- NBR
Salida	12	100	130	DIN 3760 AS 100x130x12- NBR

Tabla 4-10: Retenes de aceite usados

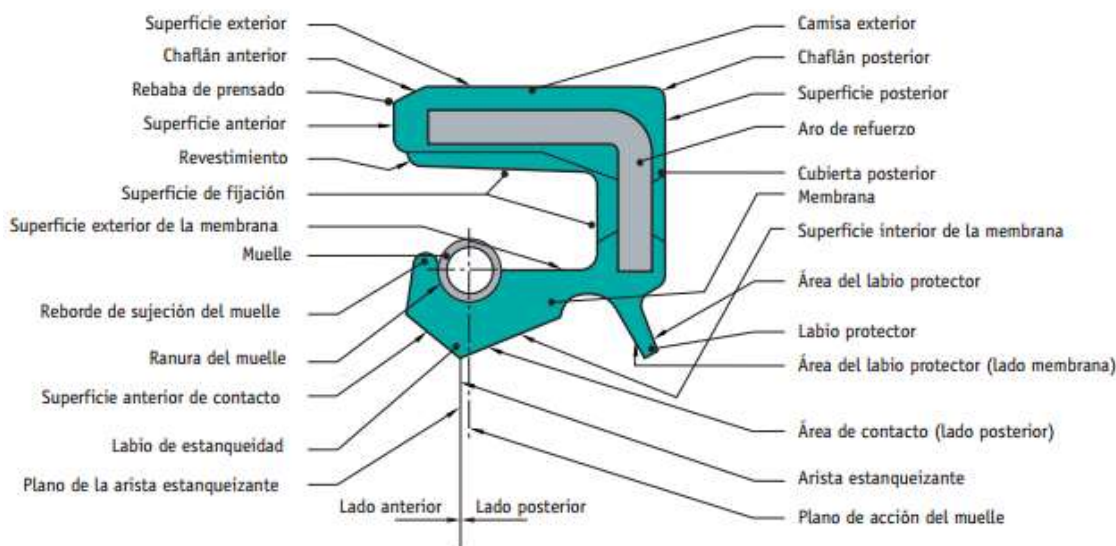


Ilustración 4-1: Características generales DIN 3760 AS

4.5.1. Material de los retenes de aceite

El material de los retenes de aceite viene marcado en la denominación, las siglas NBR que corresponden a un caucho de acrilnitrilo butadieno, ampliamente usado en la fabricación de retenes. El aro de refuerzo se fabrica en acero no aleado DIN 1624 y el muelle en acero para muelles DIN 17223. Tiene una buena capacidad contra el desgaste y buenas propiedades mecánicas. Apto para ambientes con aceites, grasas vegetales y minerales. La temperatura apta de trabajo se puede colocar en el rango -30°C hasta los 100°C , lo que es ideal para nuestro proyecto.

4.6. Anillos elásticos de retención

Como se comentó en el punto 4.1, para anclar axialmente los engranajes y ejes en su posición se usarán los denominados “Circlips” o anillos de retención elásticos. Estos anillos van insertados en unas ranuras previamente manufacturadas en los ejes y soportan parte de la carga axial que pueda aparecer con el fin de mantener un contacto rígido en el engrane. Estos anillos vienen normalizados según la norma DIN 471 para anillos exteriores y nuestro suministrador será la casa OTIA. Los tamaños usados en nuestro proyecto son.

Eje	Ø ranura	Ø eje	Ancho	Posición
Entrada	37.5	40	1.75	Rodamiento lado fijo
Intermedio 1	60	63	2	Piñón 2
	60	63	2	Rueda 1
	23.9	25	1.2	Rodamiento lado fijo
Intermedio 2	76.5	80	2.5	Piñón 3
	76.5	80	2.5	Rueda 2
	57	60	2	Rodamiento lado fijo
Salida	96.5	100	3	Rueda 3
	96.5	100	3	Rodamiento lado fijo

Tabla 4-11: Anillos elásticos usados

4.6.1. Material anillos elásticos de retención

El material de estos anillos será un acero AISI/SAE 1070, el cual dispone de un alto límite elástico, ideal para nuestro proyecto. Este acero es usado mundialmente para su uso en resortes, mallas y para maquinaria en general. Sus propiedades son.

Propiedad	Valor
Límite a tracción	892 MPa
Límite de fluencia	536 MPa
Alargamiento en 50 mm	15%
Dureza	267 HB

Tabla 4-12: Propiedades acero AISI/SAE 1070

4.7. Rodamientos

Como se ha dicho anteriormente, en los apoyos se optó por colocar rodamientos. Estos se componen de una pista interna, otra externa y los elementos rodantes, que en nuestro serán bolas para los apoyos fijos y rodillos para los móviles. Todos los rodamientos serán originales de la casa SKF. El cálculo se basó en la norma ISO 287: 2007 que nos calcula la vida a fatiga de un rodamiento, teniendo en cuenta el aceite o grasa que se use, las dimensiones y capacidades del propio rodamiento. A modo de resumen se muestra una tabla donde aparecen todos los rodamientos usados mostrando todos los parámetros importantes. Más adelante se mostrará el proceso de la obtención de los rodamientos válidos en el documento "cálculos".

4.7.1. Eje de entrada

	Lado A: 1	Lado B: 2
Tipo de apoyo	Fijo	Móvil
Tipo de rodamiento	Bolas	Rodillos
Denominación	SKF 6408	SKF NU1005
C (N)	63700	14200
d (mm)	40	25
D (mm)	110	47
Dm (mm)	75	36
Pu (N)	1530	1400
Ancho (mm)	27	12

Tabla 4-13: Rodamientos eje de entrada

4.7.2. Eje intermedio primario

	Lado A: 3	Lado B: 4
Tipo de apoyo	Fijo	Móvil
Tipo de rodamiento	Bolas	Rodillos
Denominación	SKF 625	SKF NU406
C (N)	35800	60500
d (mm)	25	30
D (mm)	80	90
Dm (mm)	52.5	60
Pu (N)	820	6800
Ancho (mm)	21	23

Tabla 4-14: Rodamientos eje intermedio primario

4.7.3. Eje intermedio secundario

	Lado A: 5	Lado B: 6
Tipo de apoyo	Fijo	Móvil
Tipo de rodamiento	Bolas	Rodillos
Denominación	SKF 6312	SKF NU412
C (N)	108000	168000
d (mm)	60	60
D (mm)	130	150
Dm (mm)	95	105
Pu (N)	2900	22000
Ancho (mm)	31	35

Tabla 4-15: Rodamientos eje intermedio secundario

4.7.4. Eje de salida

	Lado B: 7	Lado A: 8
Tipo de apoyo	Fijo	Móvil
Tipo de rodamiento	Bolas	Rodillos
Denominación	SKF 6220	SKF NU412
C (N)	127000	168000
d (mm)	100	60
D (mm)	180	150
Dm (mm)	140	105
Pu (N)	3350	22000
Ancho (mm)	34	35

Tabla 4-16: Rodamientos eje de salida

4.8. Necesidades de lubricación

Para evitar la deformación, calentamiento y posible gripado de las piezas de nuestro reductor es necesario imperiosamente el uso de un aceite capaz de conseguir que todo se mueva suavemente y sin fricción. Debido a la baja velocidad de nuestras ruedas, y las cargas a las que son aplicadas, el lubricante a usar debe tener una viscosidad muy alta, este hecho se analizará y explicará en el apartado correspondiente en el documento cálculos.

Se llegó a la conclusión que se necesitaba un aceite grado ISO 1000 VG que corresponde a su vez con un monogrado SAE 250. En nuestro caso el aceite a usar será de la marca Repsol, concretamente el producto Super Tauro 1000. Un lubricante sintético, monogrado y con unas propiedades que se resumen a continuación.

Parámetro	Valor
Densidad a 15°C	0.909 g/cm ³
Viscosidad a 100°	50 cSt
Viscosidad a 40°	1000 cSt
Índice de viscosidad	95
Punto de congelación	-6°

Tabla 4-17: Parámetros Repsol Super Tauro 1000

4.9. Tapón de llenado, visor de nivel y tapón de vaciado

A nuestra carcasa exterior se le han añadido tres tapones, uno para llenar el reductor de aceite, otro para visualizar el nivel del mismo y otro para poder vaciarlo del aceite que contiene.

El tapón de llenado se ha instalado en la carcasa de cierre superior del reductor, es un tapón de tecnopolímero de base poliamídica reforzado con fibra de vidrio, dispone de un orificio de ventilación para hacer que, por causas debidas a aumentos de la temperatura, la sobrepresión pueda escapar por aquí en lugar de forzar los retenes. Se ha instalada un tapón sin varilla de nivel, debido a la altura del reductor, no existen tapones comerciales con una varilla de tal longitud.

Debido a que el tapón de llenado no dispone de varilla de nivel, es necesario colocar otro dispositivo para poder visualizar el nivel de lubricante. El visor de nivel circular va situado en un lateral de la carcasa, a una altura tal que permite ver con claridad el nivel restante de lubricante. El anillo exterior viene fabricado en aluminio y el cristal en plexiglás transparente. Además dispone de una junta de goma para evitar la salida de lubricante.

El tapón de vaciado que pertenece a la norma ISO 49, va roscado en la zona más baja del reductor para poder así vaciarlo con facilidad. Dispone de una tuerca macho cuadrada para su extracción.

Los tapones usados, con su denominación comercial son:

Datos	Tapón de llenado	Tapón de vaciado	Visor de nivel
Código	58667	ISO 49	372050101
Tamaño	TCDF.35x1.5+a	T8- 34mm	50 mm de visor

Tabla 4-18: Accesorios hidráulicos

4.10. Carcasa inferior, superior y de cierre

Como toda máquina, nuestro reductor necesita de una carcasa exterior que lo proteja y aísle de polvo, material en suspensión y materiales corrosivos que puedan entrar del exterior. Por ello, se han diseñado tres carcasas que al juntarlas, cubren la totalidad del reductor, estas carcasas son:

- Carcasa inferior: hace de soporte inferior del reductor y contiene la parte inferior de los apoyos de los rodamientos de los ejes
- Carcasa superior: completa la parte superior de los apoyos de los rodamientos de los ejes, así como los orificios de los rodamientos del tornillo sin fin
- Carcasa de cierre: completa los orificios de los rodamientos del tornillo sin fin y cierra el reductor en su totalidad

Debido a que sus prestaciones no deben ser muy estrictas, se ha buscado un material económicamente atractivo y con unas propiedades mecánicas aceptables. Este material es la fundición gris, y dentro de estas, la elegida es la fundición FG-20.

Esta fundición dispone de una alta maquinabilidad, fácil colado y moldeo así como una gran capacidad de absorber las vibraciones que puedan aparecer. La resistencia a la tracción de este material se fijó en 151MPa y la de compresión en 227MPa.

Para unir las tres carcasas se ha optado por unir las mediante tornillería, se han utilizado 14 tornillos DIN 933 de longitud 40mm y métrica M10 y otras 28 tuercas DIN 934 de métrica M10. En el punto “accesorios” se explicará con más detalle esta elección. La fabricación de las tres carcasas se realiza mediante colada. Para acabar, se le dará una capa de pintura a las carcasas para darle mayor atractivo comercial y mejor protección anti corrosión.

4.11. Tapas de los ejes

Para sellar los orificios de los ejes, se han diseñado una serie de tapas que protegen los finales de los mismos y anclan los rodamientos a la carcasa, además de evitar la entrada del polvo al interior y la salida del lubricante al exterior.

El material será un acero F1510/C10, un acero para piezas sencillas, económico y con buena maquinabilidad.

En total el proyecto consta de ocho tapas, dos por cada eje, o lo que es lo mismo, una por cada rodamiento. El anclaje se hará mediante tornillería del tipo DIN 933 entre la tapa y orificios previamente mecanizados en las carcasas. Las tapas existentes en nuestro reductor son:

# de tapa	Denominación	Posición
1	Tapa eje tornillo fijo	Lado fijo eje tornillo sinfín
2	Tapa eje tornillo móvil	Lado móvil eje tornillo sinfín
3	Tapa eje intermedio 1 fijo	Lado fijo eje intermedio 1
4	Tapa eje intermedio 1 móvil	Lado móvil eje intermedio 1
5	Tapa eje intermedio 2 fijo	Lado fijo eje intermedio 2
6	Tapa eje intermedio 2 móvil	Lado móvil eje intermedio 2
7	Tapa eje salida fijo	Lado fijo eje de salida
8	Tapa eje salida móvil	Lado móvil eje de salida

Tabla 4-19: Tapas presentes en el reductor

4.12. Accesorios y tornillería

En el tema de accesorios, en nuestro caso se ha creído conveniente colocar un imán ferrítico en la carcasa inferior del reductor con el fin de que atraiga las partículas que puedan desprenderse de los piñones y las ruedas de acero. Esto se ha pensado para poder llevar un control de cómo está funcionando el reductor y detectar posibles problemas sin tener que desmontar parte o la totalidad del sistema. Para la corona de bronce, al no ser magnético, las inspecciones tendrían que ser meramente visuales. El imán se adquiere de la casa SUPERIMANES y es el que sigue:

Denominación	Largo	Ancho	Alto	Fuerza	Peso
FE-B-40-20-10	40	20	10	2.5 kg	39 g

Tabla 4-20: Imán usado

En el apartado de tornillería, las piezas comerciales escogidas han sido:

Tipo	Norma	Función
Tornillo totalmente roscado	DIN 933	Unir y anclar piezas
Tornillo ALLEN cilíndrico	DIN 912	Unir y anclar piezas
Tuerca	DIN 934	Unir y anclar piezas
Cáncamo	DIN 580	Servir de gancho para elevar el reductor

Tabla 4-21: Tipos de tornillería usados

Se han escogido los tornillos y tuercas de las series DIN 933 y DIN 934 ya que son ampliamente usadas en el mundo de la mecánica, disponen de gran variedad de tamaños y el acero con el que están contruidos, acero templado y revenido, dispone de buenas propiedades mecánicas. Para esta aplicación en concreto se usarán para los tornillos calidades superiores a 10.9 y para las tuercas calidades superiores a 8.

La tornillería usada en este proyecto es de métricas y longitudes muy variadas. En la siguiente tabla se muestran todos los tornillos y tuercas usadas y su tamaño.

Tipo	Cantidad	Tamaño
DIN 933	4	M10 x 30
	4	M10 x 35
	30	M10 x 40
	6	M10 x 45
	6	M10 x 55
	2	M4 x 16
	4	M5 x 18
DIN 934	28	M10
DIN 912	8	M16x65
DIN 580	3	M16

Tabla 4-22: Cantidades de la tornillería usada



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA



Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño

Documento nº 2: CÁLCULOS

Páginas 55 - 132



5. CÁLCULOS DEL REDUCTOR

En estos apartados que siguen en este documento, se explicarán todos los cálculos necesarios para el correcto dimensionado de todos los elementos de nuestro reductor de tres etapas. Se analizará el mecanismo sin fin corona, los engranajes cilíndricos de dientes rectos de las etapas segunda y tercera, así como un completo estudio de los ejes necesarios y los rodamientos donde se apoyan.

5.1. Etapa primera: sin fin corona

5.1.1. Cálculo de fuerzas actuantes

Para el cálculo de los parámetros geométricos del grupo sinfín corona se calcularon siguiendo este esquema:

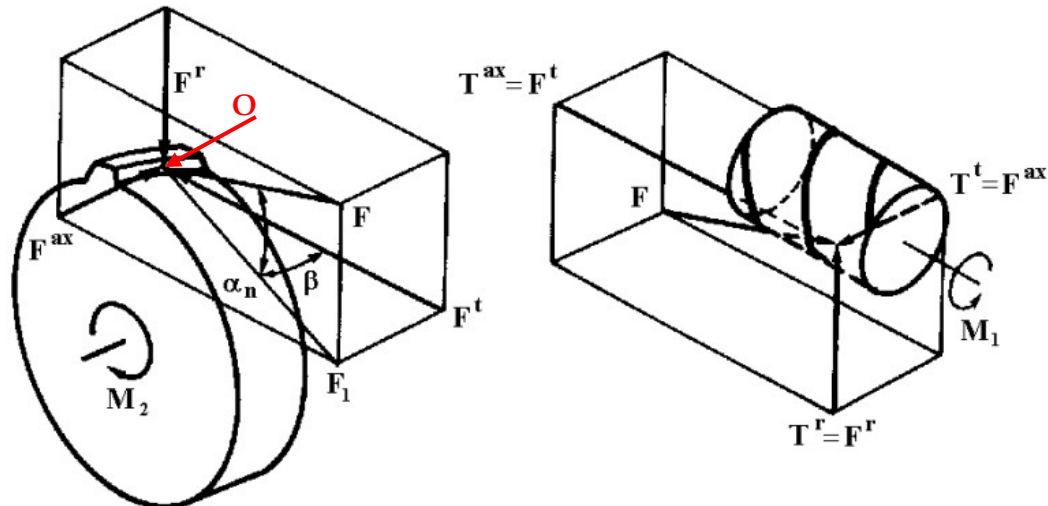


Ilustración 5-1: Esquema de las fuerzas entre tornillo y corona

Si observamos el conjunto podemos ver que la fuerza que provoca el movimiento en la rueda es la fuerza tangencial, denominada F_t , que coincide con la fuerza axial del tornillo sinfín. La fuerza tangencial que provoca el tornillo, es la fuerza axial que aparece en la rueda, y la fuerza radial que provoca la separación de los elementos es de igual modulo en ambos pero de distinto signo.

El cálculo de estas fuerzas se hizo siguiendo el método usado también para los tornillos de potencia.

En un primer momento se calculó la fuerza axial del tornillo, que es igual a la fuerza tangencial de la rueda y que provoca el giro. Esta fuerza axial viene dada por el equilibrio de fuerzas que aparece en el contacto entre elementos, el par aplicado de entrada, el diámetro del tornillo, los ángulos de presión y de hélice y el coeficiente de rozamiento entre mecanismos.

$$T_e = \frac{F_{ax1} \cdot d_1}{2} \cdot \left(\frac{f + \cos(\alpha_n) \cdot \tan(\lambda)}{\cos(\alpha_n) - f \cdot \tan(\lambda)} \right) \quad \text{Ec. 5-1:}$$

Como la fuerza axial del tornillo es igual a la tangencial en la rueda, se despeja la fuerza axial del tornillo y se obtiene:

$$F_{ax1} = F_{t2} = \frac{\frac{T_e \cdot 2}{d_m}}{\left(\frac{f + \cos(\alpha_n) \cdot \tan(\lambda)}{\cos(\alpha_n) - f \cdot \tan(\lambda)} \right)} \quad \text{Ec. 5-2:}$$

Para las fuerzas, los subíndices 2 representan a la rueda, y los 1 representan al tornillo sinfín.

Si cambiamos las incógnitas por los siguientes datos, obtenemos la fuerza buscada:

$$\begin{aligned} T_e &= 19.48 \text{ N} \cdot \text{m} \\ d_1 &= dm = 84\text{mm} = 0.084\text{m} \\ \alpha_n &= 20^\circ \end{aligned} \quad \text{Ec. 5-3:}$$

El diámetro medio es el diámetro primitivo del tornillo, este valor se ha calculado con una distancia entre centros impuesta y siguiendo un método recomendado por la AGMA que se explicará más adelante.

El ángulo de hélice se calcula mediante el avance y el diámetro del tornillo:

$$\lambda = \arctan\left(\frac{L}{\pi \cdot d_1}\right) = \arctan\left(\frac{34.55\text{mm}}{\pi \cdot 84\text{mm}}\right) = 7.46^\circ \quad \text{Ec. 5-4:}$$

El avance "L" se calcula con el modulo impuesto en la rueda, su número de dientes y la relación de transmisión:

$$L = \pi \cdot mn \cdot z_2 \cdot i = \pi \cdot 11 \cdot 30 \cdot \frac{1}{30} = 34.55\text{mm} \quad \text{Ec. 5-5:}$$

Se probaron diferentes módulos, no obstante el que mejores resultados daba en cuanto a geometrías y rendimientos era el módulo de 11. No obstante no es un módulo de uso normal, recomendamos usarlo debido a las mejoras que nos aporta.

El coeficiente de rozamiento "f" se ha calculado siguiendo el método de la AGMA para unidades del sistema internacional:

En primer lugar se calcula la velocidad tangencial del tornillo sin fin:

$$V_t = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n}{60} = \frac{\pi \cdot 0.084 \cdot 2940}{60} = 12.93 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad \text{Ec. 5-6:}$$

Para velocidades superiores a 0.06 m/s tenemos:

$$f(V_t) = 0.103 \cdot e^{-1.1855 \cdot V_t^{0.45}} + 0.012 = 0.014 \quad \text{Ec. 5-7:}$$

Con todo, la fuerza tangencial en la rueda es:

Ec. 5-8:

$$F_{t2} = \frac{\frac{19.48 \cdot 2}{0.084}}{\left(\frac{0.014 + \cos(20) \cdot \tan(7.46)}{\cos(20) - 0.014 \cdot \tan(7.46)}\right)} = 3175.18 \text{ N}$$

Ahora pasaremos a calcular la fuerza axial en la rueda (F_{ax2}) que es igual a la fuerza tangencial en el tornillo (F_{t1}), este cálculo al igual que la obtención de la fuerza F_{t2} se hizo a partir del equilibrio de fuerzas en el contacto. Así, la fuerza axial se puede obtener como:

$$F_{ax2} = F_{t1} = F_{t2} \cdot \frac{f \cdot \cos(\lambda) + \cos(\alpha) \cdot \text{sen}(\lambda)}{\cos(\alpha) \cdot \cos(\lambda) - f \cdot \text{sen}(\lambda)} \quad \text{Ec. 5-9:}$$

$$= 464.00 \text{ N}$$

Ahora a partir del mismo equilibrio de fuerzas podemos calcular la fuerza normal que existe en el contacto entre rueda y tornillo:

$$N = \frac{F_{t2}}{\cos(\alpha) \cdot \cos(\lambda) - f \cdot \text{sen}(\lambda)} = 3414.47 \text{ N} \quad \text{Ec. 5-10:}$$

Así pues, la fuerza de fricción que aparecerá será:

$$fN = f \cdot N = 0.014 \cdot 3414.47 = 41.70 \text{ N} \quad \text{Ec. 5-11:}$$

La fuerza radial que aparece y que separa los elementos será:

$$F_{r1} = F_{r2} = N \cdot \text{sen}(\alpha) = 3414.47 \cdot \text{sen}(20) = 1167.87 \text{ N} \quad \text{Ec. 5-12:}$$

La potencia perdida por la fricción será la fuerza de fricción por la velocidad tangencial (V_t) previamente calculada e Ec. 0-6 en metros/segundo:

$$V_t = 12.93 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad \text{Ec. 5-13:}$$

$$P_f = 12.93 \cdot 41.70 = 618.12 \text{ W}$$

5.1.2. Parámetros de salida del reductor del sin fin

Potencia a la salida del reductor del sin fin:

$$P_s = P_e - P_f = 6000 - 618.12 = 5381.87 \text{ W} \quad \text{Ec. 5-14:}$$

El par a la salida será la fuerza tangencial en la rueda (F_{t2}) multiplicado por el radio de la rueda calculado:

$$d_2 = m \cdot z_2 = 11 \cdot 30 = 330 \text{ mm con modulo 11} \quad \text{Ec. 5-15:}$$

$$T_s = F_{t2} \cdot \frac{d_2}{2} = 3175.18 \cdot \frac{0.33}{2} = 523.90 \text{ N} \cdot \text{m}$$

El rendimiento del conjunto se calcula a partir de la diferencia de potencias entre la entrada y la salida:

$$\eta(\%) = \frac{Pe - Pf}{Pe} = \frac{6000 - 618.12}{6000} = 89.69\% \quad \text{Ec. 5-16:}$$

Y la eficiencia del contacto:

$$\psi(\%) = \frac{\left(\cos(\alpha) - \frac{f}{\tan(\lambda)}\right)}{\cos(\alpha) + f \cdot \cos(\lambda)} = 87.33\% \quad \text{Ec. 5-17:}$$

5.1.3. Comprobación de dimensionado: hipótesis

Para verificar que los parámetros anteriores de geometría y fuerzas son correctos, debemos efectuar una serie de hipótesis para calcular las fuerzas y tensiones máximas que admite nuestro diseño. Se harán seis comprobaciones previas para verificar el modelo, estas son:

- | | |
|----------------------------|-----------------------|
| - Fuerza tangencial máxima | - Carga de desgaste |
| - Fuerza dinámica máxima | - Disipación de calor |
| - Carga estática | - Potencia máxima |

Fuerza tangencial máxima: En un primer momento se debe calcular la fuerza tangencial máxima que puede admitir el material, esta fuerza viene determinada por la fórmula extraída de [6] y se debe comparar con la fuerza tangencial actuante en la rueda, la cual produce el movimiento:

$$Wt = (\sigma_0 \cdot Cv) \cdot b \cdot \pi \cdot m \cdot y$$

Donde: $\sigma_0 =$ Tensión estática máxima
 $Cv =$ factor de velocidad
 $b =$ ancho de cara de la rueda
 $m =$ modulo normal
 $y =$ coeficiente de diente de Lewis

Ec. 5-18:

Así, podemos efectuar el análisis teniendo en cuenta todos estos factores. La tensión estática máxima del material de la rueda se ha extraído de la bibliografía [10] y se ha realizado el cálculo para un bronce fosforado con una tensión estática permisible de 84 Mpa [10].

El cálculo del factor de velocidad según [9] y [10] es:

$$Cv = \frac{6}{6 + v} \quad \text{Ec. 5-19:}$$

Siendo esta velocidad la velocidad de la periferia de la corona:

$$v = \frac{\pi \cdot d2 \cdot Ng}{60} = \frac{\pi \cdot 0.33 \cdot 98}{60} = 1.69 \text{ m/s} \quad \text{Ec. 5-20:}$$

Nos queda:

$$Cv = \frac{6}{6 + 1.69} = 0.7799 \quad \text{Ec. 5-21:}$$

El ancho de la corona "b" según [10] equivale a 0.73 veces el diámetro del tornillo:

$$b = 0.73 \cdot d_1 = 0.73 \cdot 84 = 61.32 \text{ mm} = 62 \text{ mm}$$

Ec. 5-22:

El coeficiente de Lewis “y” varía en función del ángulo de presión del diente, para $\alpha=20^\circ$ la bibliografía nos dice:

$$y = 0.154 - \frac{0.912}{z_1} = 0.154 - \frac{0.912}{30} = 0.1236$$

Ec. 5-23:

La fuerza tangencial máxima es de, con una tensión estática máxima del bronce fosforado de 84 Mpa y el modulo previamente probado de 11:

$$W_t = (84 \cdot 0.7799) \cdot 62 \cdot \pi \cdot 11 \cdot 0.1236 = 17348.85 \text{ N}$$

Ec. 5-24:

Este valor es mayor a la fuerza tangencial actuante en la rueda (3175.18 N) con lo cual nuestro diseño es correcto, además la potencia transmitida debido a la fuerza tangencial máxima es de:

$$P_t = W_t \cdot v = 17348.85 \cdot 1.69 = 29.31 \text{ kW}$$

Ec. 5-25:

Este valor es mayor a la potencia de entrada que aportamos (6 kW) por lo que nuestro diseño es seguro desde el punto de vista de la fuerza tangencial.

Carga dinámica: Para verificar el funcionamiento para la carga dinámica se procede a calcular dicha carga máxima admisible y la potencia que lleva asociada.

$$W_d = \frac{W_t}{C_v} = \frac{17348.85}{0.7799} = 22244 \text{ N}$$

$$P_d = W_d \cdot v = 22244 \cdot 1.69 = 37.5 \text{ kW}$$

Ec. 5-26:

Vemos que tanto la fuerza dinámica máxima y la potencia asociada son mayores que las actuantes, con lo cual nuestro diseño es seguro desde el punto de vista de la carga dinámica.

Carga estática: La verificación de la carga estática se calcula a partir del límite de resistencia a la flexión del bronce fosforado según [8] de 168 Mpa.

Así, la carga estática máxima admisible y la potencia transmitida asociada serán:

$$W_s = \sigma_e \cdot b \cdot \pi \cdot m \cdot y = 168 \cdot 62 \cdot \pi \cdot 11 \cdot 0.1236$$

$$= 44489 \text{ N}$$

$$P_s = W_s \cdot v = 44489 \cdot 1.69 = 75.18 \text{ kW}$$

Ec. 5-27:

Cumple sobradamente con todos los parámetros de entrada calculados anteriormente

Carga de desgaste: Para la carga de desgaste máxima necesitamos el factor de carga para un tornillo de acero endurecido y una rueda de bronce fosforado, según lo extraído en la bibliografía [10] su valor es de $K=0.55 \text{ N/mm}^2$.

El valor límite de carga a desgaste se calcula como:

$$W_w = d_2 \cdot b \cdot K = 330 \cdot 62 \cdot 0.55 = 11253 \text{ N} \quad \text{Ec. 5-28:}$$

Y su potencia asociada es de:

$$P_w = W_w \cdot v = 11253 \cdot 1.69 = 19.017 \text{ kW} \quad \text{Ec. 5-29:}$$

También cumple los requisitos.

Disipación de calor: Para verificar el diseño para que sea capaz de evacuar la energía en forma de calor que se produce en el contacto seguimos el proceso recomendado por la AGMA y descrito en [3].

El calor generado con un 33% de sobrecarga es:

$$Q_g = 1.33 \cdot P \cdot (1 - \psi) \quad \text{Ec. 5-30:}$$

Donde P es la potencia de entrada (6000 W) y ψ es la eficiencia previamente calculada (87.333%).

Sustituyendo:

$$Q_g = 1.33 \cdot 6000 \cdot (1 - 0.87333) = 1010.82 \text{ W} \quad \text{Ec. 5-31:}$$

Las áreas de contacto del tornillo y la rueda son, respectivamente:

$$\begin{aligned} A_1 &= \frac{\pi}{4} \cdot (d_m)^2 = \frac{\pi}{4} \cdot (84)^2 = 5541.77 \text{ mm}^2 \\ A_2 &= \frac{\pi}{4} \cdot (d_2)^2 = \frac{\pi}{4} \cdot (330)^2 = 85529.85 \text{ mm}^2 \\ A &= A_1 + A_2 = 5541.77 + 85529.85 = 91071.62 \text{ mm}^2 \\ &= 0.09071 \text{ m}^2 \end{aligned} \quad \text{Ec. 5-32:}$$

La disipación de energía viene determinada por la igualdad:

$$Q_d = A \cdot (t_2 - t_1) \cdot K \quad \text{Ec. 5-33:}$$

La diferencia de temperaturas corresponde con los límites de diferencia recomendados por la AGMA los cuales viene en un rango de entre 27 a 38°C. La conductividad del material "K" según [3] viene de media como un valor de 378 W/m² · °C.

Si igualamos el calor producido con el disipado nos queda:

$$\begin{aligned} 1010.82 &= 0.09071 \cdot (t_2 - t_1) \cdot 378 \rightarrow (t_2 - t_1) \\ &= 29.48 \text{ °C} \end{aligned} \quad \text{Ec. 5-34:}$$

Diferencia de temperaturas que cae dentro del rango normal de funcionamiento por lo que damos por válido nuestro diseño.

Potencia máxima: Cabe añadir que la AGMA nos verifica la potencia de entrada máxima que podemos aplicar en función de la distancia entre ejes y la relación de transmisión según [8]:

$$P_q = 3650 \cdot \frac{x^{1.7}}{i + 5} = 3650 \cdot \frac{0.207^{1.7}}{30 + 5} = 7.167 \text{ kW} \quad \text{Ec. 5-35:}$$

Vemos que esta potencia máxima admisible es superior a la aportada por el motor (6 kW), con lo que nuestro diseño es seguro desde el punto de vista de disipación del calor.

5.1.4. Geometría final del conjunto sin fin- corona

La geometría del dentado del tornillo, siguiendo lo expuesto en la norma BS 721-2: 1983, se sabe que será:

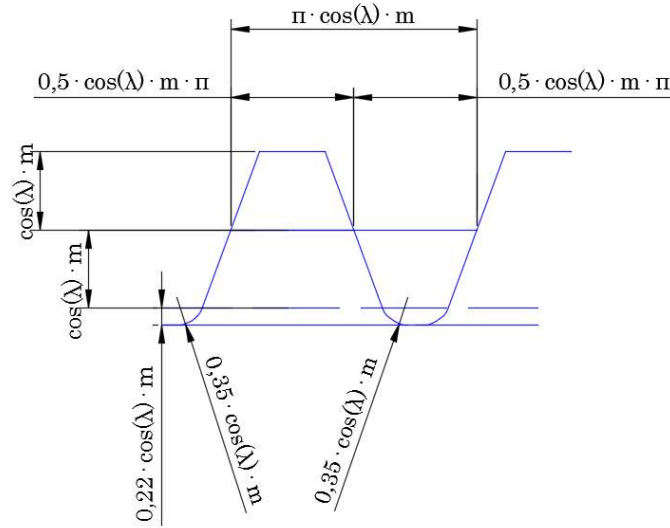


Ilustración 5-2: Perfil del diente del tornillo- sin medidas

Con las unidades propias del sistema nos queda:

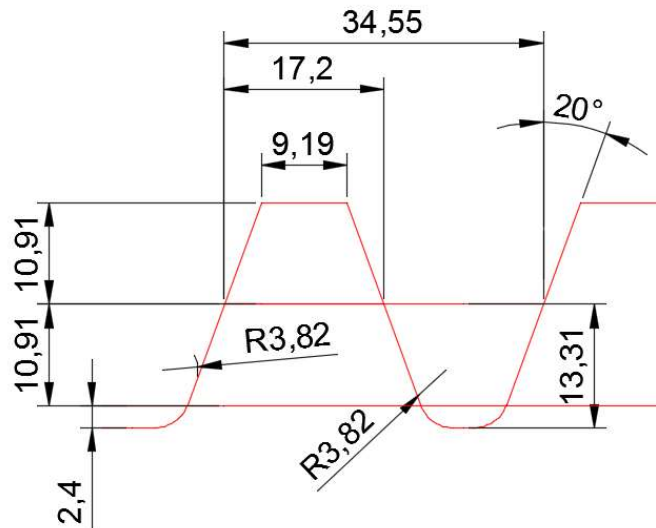


Ilustración 5-3: Perfil del diente del tornillo, con medidas

Estas medidas serán las medidas correspondientes al tornillo sin fin.

Parámetro	Valor
Par a salida, y entrada del reductor de dos etapas:	523.90 N · m
Potencia a la salida, y entrada al reductor de dos etapas:	5.381 kW
Diámetro primitivo del tornillo:	84 mm
Diámetro primitivo de la rueda:	330 mm
Ángulo de hélice:	7.46°
Avance:	34.557 mm
Velocidad a la salida:	98 rpm
Distancia entre ejes:	207 mm
Rendimiento:	89.69 %
Diámetro del eje de entrada:	40mm
Eficiencia:	87.333%
Diámetro exterior del tornillo:	105mm
Diámetro exterior de la rueda:	352mm
Coefficiente de fricción en el punto de funcionamiento:	0.014

Tabla 5-1: Resumen de los parámetros del sin fin- corona

5.1.5. Anejo al apartado 5.1: Obtención del diámetro primitivo del tornillo

Para obtener una posible geometría del tornillo sin fin se siguió el método que recomienda la AGMA en [6] y las medidas reales teniendo en cuenta el diámetro del eje de entrada y el tamaño del dentado del tornillo.

En primer lugar se impuso una distancia entre centros, "C" en la nomenclatura de la AGMA, y a partir de ahí, con el diámetro de la rueda se obtuvo el diámetro del tornillo.

La distancia entre centros impuesta en una primera aproximación fue:

$$dc' = 200 \text{ mm} \quad \text{Ec. 5-36:}$$

Con este valor se entra en la ecuación definida en [6], para unidades del sistema internacional:

$$\frac{dc'^{0.875}}{2} \leq d1 \leq \frac{dc'^{0.875}}{1.07} \quad \text{Ec. 5-37:}$$

Así, con la distancia entre centros obtenida en las iteraciones de 200 mm se obtiene el diámetro de la rueda, en este punto el valor obtenido debe ser igual al obtenido de multiplicar el modulo elegido por el número de dientes. En nuestro caso al ser un sin fin con una entrada y una corona con 30 dientes, el diámetro de esta serían 330mm:

$$d2 = 2 \cdot dc' - d1' \rightarrow 11 \cdot 30 = 2 \cdot dc' - d1' \quad \text{Ec. 5-38:}$$

Así, si el valor obtenido de diámetro de la rueda no nos vale debemos recalcularlo. Se calcularon diferentes diámetros variando el valor del denominador en el rango de 1.07 a 2 de la ecuación Ec. 5-37. Así, junto el prediseño se llegó a la conclusión que el diámetro primitivo óptimo era de 84 mm, con una distancia entre centros de 207 mm y un valor del denominador de 1.26. La distancia que resta entre el diámetro primitivo y el diámetro del eje de entrada es de 22 mm, es usada para crear un diámetro lo suficientemente

grande para que pueda ser labrado en los los dientes del tornillo y aumentar así la rigidez torsional del eje de entrada. El diámetro externo del tornillo es de 105 mm, después de añadirle el dentado, como se puede ver en la imagen inferior.

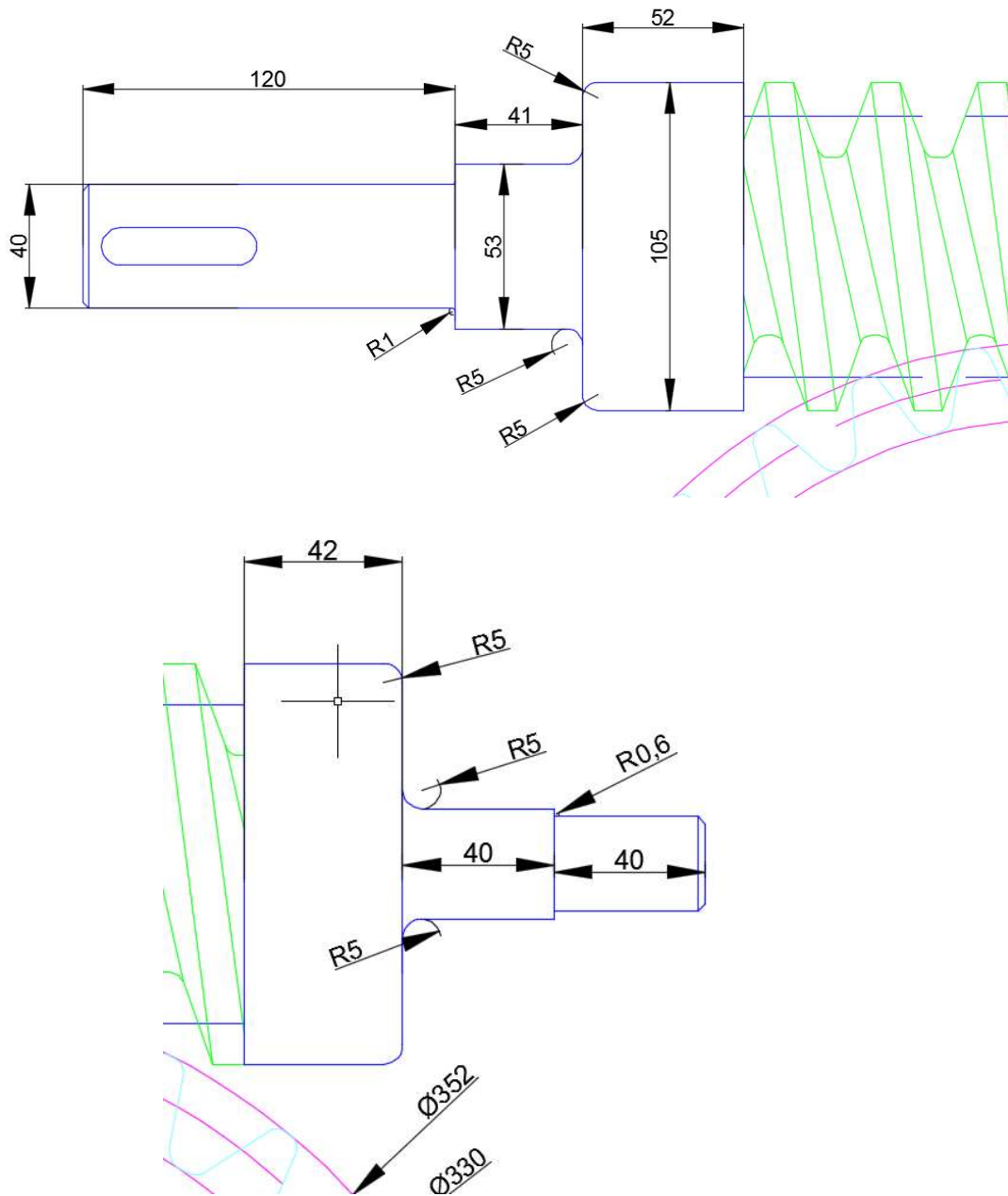


Ilustración 5-4: Medidas del prediseño del tornillo

Las medidas del prediseño del conjunto son las que se muestran a continuación. Vemos que ambas circunferencias primitivas se unen en un punto tangente y que los círculos base y de cabeza no alcanzan a tocarse. También vemos la reducción de peso que se le ha hecho a la rueda, más adelante se explicará el aligerado de todas las ruedas así como de la carcasa.

5.2. Engranajes de la primera etapa de engranajes cilíndricos

En este punto se calculará y se hará el dimensionado del piñón y rueda de la primera de engranajes cilíndricos de dientes rectos. En primer lugar, según las necesidades de partida, se verificará el módulo elegido, después se calculará el ancho del conjunto según la norma ISO 6336. También se hará el cálculo de las tensiones máximas a desgaste y flexión.

5.2.1. Necesidades de partida: primera etapa

Para la primera etapa de las dos que conforman el sistema se tendrá en cuenta las necesidades de partida, estas son:

- Diámetro del eje entrada mínimo: 63 mm
- Diámetro del eje de salida mínimo: 79 mm
- Relación de transmisión: $2.55 \pm 2\%$
- Mínimo número de dientes: 20
- Máximo número de dientes: 100
- Par a transmitir: 523.90 Nm
- Potencia a transmitir: 5381.87 W
- Velocidad de giro a la entrada: 98 rpm
- Velocidad de giro a la salida: 38.43 rpm
- Distancia entre centros: 220 mm

El material de ambos engranajes será un acero aleado y revenido, con un módulo de Young de 210000 Mpa y un coeficiente de Poisson de 0.3.

Así, con todos los datos de partida disponibles se calculó y verificó estos engranajes a partir del método ISO a desgaste:

$$\sigma_H = Z_H \cdot Z_E \cdot Z_\varepsilon \cdot Z_\beta \cdot \sqrt{\frac{Ft}{d \cdot b} \cdot \frac{i+1}{i}} \cdot \sqrt{K_A \cdot K_V \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha}} \quad \text{Ec. 5-39:}$$

Y flexión:

$$\sigma_F = \frac{Ft}{b \cdot m} \cdot Y_{Fa} \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_{sa} \cdot Y_\beta \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha} \quad \text{Ec. 5-40:}$$

Con estas tensiones se calculan los coeficientes de seguridad. Nuestro límite es de 1.25.

Desgaste superficial:

$$X_H = \left(\frac{S_{HP}}{\sigma_H} \right)^2 \quad \text{Ec. 5-41:}$$

Y flexión:

$$X_F = \frac{S_{FP}}{\sigma_F} \quad \text{Ec. 5-42:}$$

5.2.2. Elección del módulo de la primera etapa

Para operar en la anterior ecuación necesitamos partir de unos módulos primarios para poder ver si nos sirven, en nuestro caso se partió de la premisa de la distancia entre centros, de la relación de transmisión con una desviación del 2% y se fue operando.

i	Dcentros	mn	z1*	Z1	Z2	d1	d2	i	INTERFERENCIA				CUMPLE
									N2 max	¿inter?	¿z?	¿i?	
2.55	220	1	123.94	124	316	124	316	2.5484	-71	SI	NO	SI	NO
"+-"	2.00%	1.25	99.15	99	253	124	316	2.5556	-59	SI	NO	SI	NO
imax	2.601	1.5	82.63	83	211	125	317	2.5422	-52	SI	NO	SI	NO
imin	2.499	1.75	70.82	71	181	124	317	2.5493	-46	SI	NO	SI	NO
Zmax	100	2	61.97	62	158	124	316	2.5484	-42	SI	NO	SI	NO
Zmin	20	2.25	55.09	55	140	124	315	2.5455	-39	SI	NO	SI	NO
		2.5	49.58	50	126	125	315	2.5200	-37	SI	NO	SI	NO
		2.75	45.07	45	115	124	316	2.5556	-35	SI	NO	SI	NO
		3	41.31	41	105	123	315	2.5610	-34	SI	NO	SI	NO
		3.25	38.14	38	97	124	315	2.5526	-33	SI	SI	SI	SI
		3.5	35.41	35	90	123	315	2.5714	-33	SI	SI	SI	SI
		3.75	33.05	33	84	124	315	2.5455	-33	SI	SI	SI	SI
		4	30.99	31	79	124	316	2.5484	-33	SI	SI	SI	SI
		4.5	27.54	28	70	126	315	2.5000	-34	SI	SI	SI	SI
		5	24.79	25	63	125	315	2.5200	-37	SI	SI	SI	SI
		5.5	22.54	23	57	127	314	2.4783	-41	SI	SI	NO	NO
		6	20.66	21	53	126	318	2.5238	-52	SI	SI	SI	SI
		6.5	19.07	19	49	124	319	2.5789	-85	SI	NO	SI	NO
		7	17.71	18	45	126	315	2.5000	-160	SI	NO	SI	NO

Ilustración 5-6: Posibles módulos de la primera etapa

Como vemos, gracias a la herramienta Excel, se hizo de tal forma que nos arrojará "SI" si cumplía todas las premisas iniciales que habíamos supuesto y "NO", en el caso de que alguna de estas fuese negativa. Estas premisas fueron:

- Cumplir interferencia, primera columna
- Cumplir número de dientes máximos y mínimos, segunda columna
- Cumplir el 2% de rango de la relación de transmisión, tercera columna

Para realizar el cálculo se probó con el valor de módulo 4, donde el piñón tendría 31 dientes y la rueda 79, el cual estaba entre los módulos que cumplían todos los requisitos y los valores de los dientes no arrojaban divisores comunes. Se pasó a verificar el comportamiento a flexión y desgaste, así como a calcular el valor del ancho del engranaje.

5.2.3. Cálculo de coeficientes a desgaste superficial: primera etapa

En este apartado se muestra el cálculo de todos los coeficientes necesarios para poder calcular la tensión de contacto que existe según la ecuación 5-39.

1. Coeficiente geométrico

$$Z_H = \sqrt{2 \cdot \frac{\cos(\beta)}{\sin(\alpha) \cdot \cos(\alpha)}} = 2.4945$$

Ec. 5-43:

2. Coeficiente elástico

$$Z_E = \sqrt{\frac{1}{\pi \cdot \left(\frac{1-\nu^2}{E1} + \frac{1-\nu^2}{E2} \right)}} = 189.84 \sqrt{MPa} \quad \text{Ec. 5-44:}$$

3. Coeficiente de conducción

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_\alpha}{3}} \quad \text{Ec. 5-45:}$$

Donde ε_α :

$$\varepsilon_\alpha = \frac{1}{\pi \cdot \cos(\alpha)} \cdot \left[\sqrt{\frac{z1^2}{4} \sin^2(\alpha) + y1^1 + z1y1} + \sqrt{\frac{z2^2}{4} \sin^2(\alpha) + y2^1 + z2y2} - \left(\frac{z1 + z2}{2} \right) \sin(\alpha) \right] = 1.742 \quad \text{Ec. 5-46:}$$

Así:

$$Z_\varepsilon = 0.868 \quad \text{Ec. 5-47:}$$

4. Factor de ángulo de hélice

$$Z_\beta = \frac{1}{\sqrt{\cos(\beta)}} = 1 \quad \text{Ec. 5-48:}$$

5. Fuerza tangencial

$$F_t = \frac{Pot}{Vel} = \frac{5381.87}{\left(\omega \cdot \frac{2\pi}{60} \cdot \frac{d1}{2000} \right)} = \frac{5381.87}{\left(98 \cdot \frac{2\pi}{60} \cdot \frac{124}{2000} \right)} = 8458.37 N \quad \text{Ec. 5-49:}$$

6. Coeficiente de aplicación

En el anexo de tablas se muestra la tabla 1 de la que se extrae este valor, siendo la máquina motriz un motor eléctrico de funcionamiento estable y la máquina arrastrada la parte final de la criba se ha establecido el valor en 1.5.

- Máquina motriz: uniforme
- Máquina arrastrada: choques moderados

$$K_A = 1.5$$

7. Coeficiente dinámico

$$K_V = 1 + \left(\frac{K_1}{K_A \cdot \frac{F_t}{b}} + K_2 \right) \cdot V \cdot \frac{z_1}{100} \cdot K_3 \cdot \sqrt{\frac{i^2}{1+i^2}} \quad \text{Ec. 5-50:}$$

Para el cálculo de este coeficiente debemos tener en cuenta varios aspectos:

- Si $V \cdot \frac{z_1}{100} \sqrt{\frac{i^2}{1+i^2}} < 0.2 \frac{m}{s} \rightarrow K_3 = 2.0$
- Si $V \cdot \frac{z_1}{100} \sqrt{\frac{i^2}{1+i^2}} > 0.2 \frac{m}{s} \rightarrow K_3 = -0.357 \cdot V \cdot \frac{z_1}{100} \sqrt{\frac{i^2}{1+i^2}} + 2.071$
- Siendo el mínimo de K_3 igual a 1.
- Si $K_A \cdot \frac{F_t}{b} < 100 \text{ N/mm}$ se introducen 100
- K_2 dientes rectos, 0.0193
- K_2 dientes helicoidales, 0.0087
- K_1 se extrae de la tabla 2 del anexo de tablas.

Así, nuestro K_1 siendo Qiso 5 es igual a 7.5, K_2 es 0.0193 y nuestro K_3 :

$$V \cdot \frac{z_1}{100} \sqrt{\frac{i^2}{1+i^2}} = 0.1835 \rightarrow K_3 = 2 \quad \text{Ec. 5-51:}$$

Como vemos, nos falta el dato del ancho del engrane "b" para poder calcular el coeficiente, con lo cual lo dejamos para iterar en los siguientes pasos.

8. Coeficiente de distribución de carga longitudinal

$$K_{H\beta} = H_1 + H_2 \cdot b + H_3 \cdot \left(\frac{b}{d_1} \right)^2 \quad \text{Ec. 5-52:}$$

Los valores de H_1 , H_2 y H_3 se extraen de la tabla 3 del anexo "Tablas" y equivalen a 1.10, 0.000115 y 0.18 respectivamente. Como se ve, este coeficiente viene en función del ancho "b" por lo que lo dejamos para iterar en los siguientes pasos.

9. Coeficiente distribución carga transversal

Para Qiso menor a 6, en nuestro caso Qiso equivale a 5, con lo cual:

$$K_{H\alpha} = 1$$

Ec. 5-53:

Si el Qiso fuese peor (mayor), este valor se extraería de la tabla 4 del anexo.

Ahora con todos los coeficientes calculados tenemos que pasar a calcular el ancho del engranaje "b", este proceso se realiza mediante iteración. El resultado se muestra a continuación:

	b	KA*FT/b	KV	KHβ	Nuevo b
1	124.0000	102.3190	1.0340	1.2786	45.9114
2	45.9114	276.3487	1.0170	1.1248	39.7286
3	39.7286	319.3557	1.0157	1.1186	39.4585
4	39.4585	321.5416	1.0156	1.1184	39.4474
5	39.4474	321.6319	1.0156	1.1184	39.4470
6	39.4470	321.6356	1.0156	1.1184	39.4470
7	39.4470	321.6358	1.0156	1.1184	39.4470
8	39.4470	321.6358	1.0156	1.1184	39.4470
9	39.4470	321.6358	1.0156	1.1184	39.4470
10	39.4470	321.6358	1.0156	1.1184	39.4470
11	39.4470	321.6358	1.0156	1.1184	39.4470
12	39.4470	321.6358	1.0156	1.1184	39.4470
13	39.4470	321.6358	1.0156	1.1184	39.4470
14	39.4470	321.6358	1.0156	1.1184	39.4470
15	39.4470	321.6358	1.0156	1.1184	39.4470
	Ancho (mm)				40

Ilustración 5-7: Iteraciones para el cálculo del ancho de la etapa 1

Después de realizar las iteraciones vemos que el resultado final del ancho del engranaje equivale a 40 mm, ahora con este ancho se pasaría a calcular el coeficiente de seguridad a presión superficial y flexión y si el coeficiente de seguridad a flexión es mayor que a presión, daríamos por bueno el diseño.

La ecuación para la presión superficial es:

$$\sigma_H = Z_H \cdot Z_E \cdot Z_\varepsilon \cdot Z_\beta \cdot \sqrt{\frac{Ft}{d \cdot b} \cdot \frac{i+1}{i}} \cdot \sqrt{K_A \cdot K_V \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha}}$$

Si sustituimos:

$$\sigma_H = 2.4945 \cdot 189.84 \cdot 0.868 \cdot 1 \cdot \sqrt{\frac{8434.21}{124 \cdot 40} \cdot \frac{2.54+1}{2.54}} \cdot \sqrt{1.5 \cdot 1.015 \cdot 1.1183 \cdot 1} = 825.68 \text{ MPa}$$

Ec. 5-54:

El coeficiente de seguridad a presión superficial:

$$X_H = \left(\frac{S_{HP}}{\sigma_H} \right)^2$$

Vemos que necesitamos S_{HP} , esta tensión máxima en el contacto viene en función de las condiciones de funcionamiento del sistema, en el siguiente punto se muestra el proceso para su obtención.

5.2.4. Cálculo de la tensión de contacto máxima: primera etapa

Esta tensión máxima, como se ha dicho, viene en función de las condiciones de funcionamiento, las cuales se estiman mediante coeficientes. La ecuación para la obtención de S_{HP} es:

$$S_{HP} = S_{HL} \cdot Z_N \cdot Z_L \cdot Z_R \cdot Z_V \cdot Z_W \quad \text{Ec. 5-55:}$$

La tensión límite del material se obtiene según la ecuación que sigue y unas constantes que dependen del material y su dureza:

$$S_{HL} = A \cdot x + B \quad \text{Ec. 5-56:}$$

Donde según la bibliografía A y B para un acero templado y revenido, con una calidad MQ que equivale a una calidad media, valen 1.313 y 373 respectivamente. En el apartado "tablas" se encuentra la tabla 4 donde se expone dichas constantes. El valor de x es la dureza superficial del material, fijada en HB 350, así:

$$S_{HL} = 832.55 \text{ MPA} \quad \text{Ec. 5-57:}$$

Los coeficientes que siguen adaptan este valor al caso concreto de aplicación.

1. Coeficiente de duración

Para un número calculado de ciclos de 300 millones, tenemos que equivale a:

$$Z_N = \left(\frac{10^9}{N_L} \right)^{0.057} = \left(\frac{10^9}{300^6} \right)^{0.057} = 1.071 \quad \text{Ec. 5-58:}$$

2. Coeficiente de viscosidad

Para S_{HL} entre 850 y 1200 tenemos:

$$Z_L = C_{ZL} + \frac{4 \cdot (1 - C_{ZL})}{\left(1.2 + \frac{134}{v_{40}} \right)^2} \quad \text{Ec. 5-59:}$$

Siendo $C_{ZL} = \frac{S_{HL}}{4375} + 0.6357 = 0.825$ y la viscosidad a 40 grados = 1000

Nos queda: $Z_L = 1.2183$

3. Coeficiente de rugosidad

Se calcula con la expresión que sigue:

$$Z_R = \left(\frac{3}{R_{Z10}} \right)^{C_{ZR}} \quad \text{Ec. 5-60:}$$

Siendo $C_{ZR} = 0.15$ ya que $S_{HL} < 850 \text{ MPa}$

Y:

$$R_{Z10} = R_Z \cdot \sqrt[3]{\frac{10}{\rho_r}} \rightarrow \rho_r = \frac{r1 \cdot r2 \cdot \text{sen}(at)}{r1 + r2} = 15.23 \quad \text{Ec. 5-61:}$$

R_z equivale a la rugosidad media de las superficies, que para una calidad Qiso 5 equivale a 1.4. Así, el coeficiente final adquiere el valor de:

$$Z_R = \left(\frac{3}{1.21} \right)^{0.15} = 1.145$$

4. Coeficiente de velocidad

$$Z_V = C_{ZV} + 2 \cdot \frac{(1 - C_{ZV})}{\sqrt{0.8 + \frac{32}{V}}} \quad \text{Ec. 5-62:}$$

Donde V es la velocidad tangencial en m/s y C_{ZV} :

$$C_{ZV} = C_{ZL} + 0.02 = 0.846 \quad \text{Ec. 5-63:}$$

$$V = 0.636 \frac{m}{s}$$

$$Z_V = 0.89$$

5. Coeficiente de relación de durezas

Al ser piñón y rueda del mismo material la relación de durezas es igual a 1, por lo tanto:

$$Z_w = 1 \quad \text{Ec. 5-64:}$$

Así se obtiene el valor de la tensión de contacto máxima:

$$S_{HP} = 832.55 \cdot 1.071 \cdot 1.2183 \cdot 1.145 \cdot 0.89 \cdot 1 = 1107.00 \text{ MPa} \quad \text{Ec. 5-65:}$$

5.2.5. Coeficiente de seguridad a desgaste superficial: primera etapa

Para calcular el coeficiente de seguridad a desgaste, tenemos que usar la ecuación 5-42 con los datos de 5-54 y 5-65, así nos queda:

$$X_H = \left(\frac{1107.00}{825.68} \right)^2 = 1.79 \quad \text{Ec. 5-66:}$$

Mayor a la unidad y al límite de 1.25.

5.2.6. Calculo de los coeficientes a flexión: primera etapa

Si echamos mano de la ecuación 5-40 veremos que necesitamos una serie de coeficientes para poder calcular la tensión a flexión en el diente. En los siguientes puntos se calcularán todos ellos.

1. Coeficiente de forma para z_1 :

$$Y_{Fa} = 38.18 \cdot z_1^{-1.29} + 2.11 = 38.18 \cdot 31^{-1.29} + 2.11 = 2.56 \quad \text{Ec. 5-67:}$$

2. Coeficiente de conducción:

$$Y_\epsilon = 0.25 + \frac{0.75}{\epsilon_\alpha} = 0.25 + \frac{0.75}{1.742} = 0.680 \quad \text{Ec. 5-68:}$$

3. Coeficiente de concentración de tensiones en la base del diente

$$Y_{sa} = 0.96 + 0.54 \cdot \log(z_1) = 0.96 + 0.54 \cdot \log(31) = 1.765 \quad \text{Ec. 5-69:}$$

4. Coeficiente de inclinación para dientes rectos:

$$Y_\beta = 1 \quad \text{Ec. 5-70:}$$

5. Coeficiente de distribución de carga longitudinal

$$K_{F\beta} = (K_{H\beta})^{NF} \quad \text{siendo } NF = \frac{1}{1 + \frac{h}{b} + \left(\frac{h}{b}\right)^2}$$

$$K_{H\beta} = 1.1184 \quad (\text{Tabla anterior})$$

$$\text{Así, } h = 2.25 \cdot m_2 = 9 \text{ mm}$$

$$NF = \frac{1}{1 + \frac{h}{b} + \left(\frac{h}{b}\right)^2} = \frac{1}{1 + \frac{9}{40} + \left(\frac{9}{40}\right)^2} = 0.783 \quad \text{Ec. 5-71:}$$

$$K_{F\beta} = (1.1184)^{0.783} = 1.0915 \quad \text{Ec. 5-72:}$$

6. Coeficiente de distribución de carga transversal

$$K_{F\alpha} = 1 \quad \text{Ec. 5-73:}$$

Así, sustituyendo en 5-40 nos queda:

$$\sigma_F = \frac{8453.37}{40 \cdot 4} \cdot 2.56 \cdot 0.680 \cdot 1.765 \cdot 1 \cdot 1.5 \cdot 1.015 \cdot 1.0915 \cdot 1 = 269.611$$

El coeficiente de seguridad a flexión:

$$X_F = \frac{S_{FP}}{\sigma_F} \quad \text{Ec. 5-74:}$$

Como vemos, nos falta la tensión normal máxima admisible, en el punto siguiente se hará el cálculo para su obtención.

5.2.7. Cálculo de la tensión normal máxima admisible: primera etapa

Igual que en el caso a presión superficial, la tensión normal máxima se obtiene a partir de una igualdad:

$$S_{FP} = S_{Fl} \cdot Y_{ST} \cdot Y_{NT} \cdot Y_{\delta rT} \cdot Y_{RrT} \cdot Y_X \quad \text{Ec. 5-75:}$$

En esta ecuación, la tensión de límite a flexión se obtiene a partir de unas constantes y una variable que es la dureza superficial del material. En el apartado "tablas" se encuentra la tabla 5 donde se recogen estos datos.

$$S_{Fl} = A \cdot x + B = 0.425 \cdot 350 + 187 = 335.75 \text{ MPa} \quad \text{Ec. 5-76:}$$

El resto de coeficientes adecúan esta tensión al caso concreto de estudio. Estos coeficientes se obtienen de la siguiente forma.

1. Coeficiente de concentración de tensiones del engranaje de referencia

$$Y_{ST} = 2.1 \quad \text{Ec. 5-77:}$$

2. Coeficiente de duración

$$Y_{NT} = 1 \quad \text{Ec. 5-78:}$$

3. Coeficiente de sensibilidad a la entalla relativo entre el engranaje real y el de referencia

$$Y_{\delta rT} = \frac{1 + 0.82 \cdot (Y_{sa} - 1) \cdot \sqrt[4]{\frac{300}{S_y}}}{1 + 0.82 \cdot \sqrt[4]{\frac{300}{S_y}}} \quad \text{Ec. 5-79:}$$

Siendo Y_{sa} calculado anteriormente igual a 1.765 y S_y igual a 735 Mpa para un acero templado y revenido 20MnCr5, con lo cual:

$$Y_{\delta rT} = 0.907$$

4. Coeficiente de rugosidad relativa

Para el acero seleccionado y siendo la rugosidad media mayor a 1 μm :

$$Y_{RrT} = 1.674 - 0.529 \cdot (Rz + 1)^{0.1} = 1.674 - 0.529 \cdot (1.4 + 1)^{0.1} = 1.097 \quad \text{Ec. 5-80:}$$

5. Coeficiente de tamaño

Para todos los materiales siendo el modulo menor a 5 tenemos:

$$Y_X = 1$$

Así la tensión límite a flexión en el diente personalizada para nuestro caso equivale a:

$$S_{FP} = 335.75 \cdot 2.1 \cdot 1 \cdot 0.907 \cdot 1.097 \cdot 1 = 701.35 \quad \text{Ec. 5-81:}$$

5.2.8. Coeficiente de seguridad a flexión: primera etapa

El coeficiente de seguridad para flexión se puede extraer de la ecuación 5-74, que con los resultados de 5-76 y 5-81 equivale a:

$$X_F = \frac{S_{FP}}{\sigma_F} = \frac{701.35}{269.611} = 2.61 \quad \text{Ec. 5-82:}$$

Mayor a 1, al límite de 1.25 y mayor al coeficiente de desgaste superficial.

5.2.9. Verificación del dimensionado: primera etapa

La verificación del diseño radica en haber obtenido los coeficientes de seguridad mayores a la unidad, al límite impuesto y que el coeficiente a flexión sea mayor que el de desgaste superficial. Así, tenemos:

$$X_F > X_H > X_{adm} \rightarrow 2.61 > 1.79 > 1.25$$

Con lo cual nuestro diseño es válido en esta primera etapa.

5.3. Engranajes de la segunda etapa de engranajes cilíndricos

En este punto se calculará y se hará el dimensionado del piñón y rueda de la primera de engranajes cilíndricos de dientes rectos. En primer lugar, según las necesidades de partida, se verificará el módulo elegido, después se calculará el ancho del conjunto según la norma ISO 6336. También se hará el cálculo de las tensiones máximas a desgaste y flexión.

5.3.1. Necesidades de partida: segunda etapa

Para la segunda etapa del sistema, tenemos los siguientes datos iniciales:

- Diámetro del eje entrada mínimo: 80 mm
- Diámetro del eje de salida mínimo: 100 mm
- Relación de transmisión: $2.55 \pm 2\%$
- Mínimo número de dientes: 20
- Máximo número de dientes: 100
- Par a transmitir: 1335.95 Nm
- Potencia a transmitir: 5381.87W
- Velocidad de giro a la entrada: 38.43 rpm
- Velocidad de giro a la salida: 15 rpm
- Distancia entre centros: 250 mm

El material de ambos engranajes será un acero aleado y revenido, con un módulo de Young de 210000 Mpa y un coeficiente de Poisson de 0.3.

Así, con todos los datos de partida disponibles se calculó y verificó estos engranajes a partir del método ISO:

A desgaste:

$$\sigma_H = Z_H \cdot Z_E \cdot Z_\varepsilon \cdot Z_\beta \cdot \sqrt{\frac{Ft}{d \cdot b} \cdot \frac{i+1}{i}} \cdot \sqrt{K_A \cdot K_V \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha}} \quad \text{Ec. 5-83:}$$

Y flexión:

$$\sigma_F = \frac{Ft}{b \cdot m^2} \cdot Y_{Fa} \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_{sa} \cdot Y_\beta \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha} \quad \text{Ec. 5-84:}$$

Con estas tensiones se calculan los coeficientes de seguridad. Nuestro límite es de 1.25.

Desgaste superficial:

$$X_H = \left(\frac{S_{HP}}{\sigma_H} \right)^2 \quad \text{Ec. 5-85:}$$

Y flexión:

$$X_F = \frac{S_{FP}}{\sigma_F} \quad \text{Ec. 5-86:}$$

5.3.2. Elección del módulo de la segunda etapa

Para operar en la anterior ecuación necesitamos partir de unos módulos primarios para poder ver si nos sirven, en nuestro caso se partió de la premisa de la distancia entre centros, de la relación de transmisión con una desviación del 2% y se fue operando.

											INTERFERENCIA			
i	Dcentros	mn	z1*	Z1	Z2	d1	d2	i	N2 max	¿inter?	¿z?	¿i?	CUMPLE	
2.55	250	1	140.85	141	359	141	359	2.5461	-80	SI	NO	SI	NO	
"+-"	2.00%	1.25	112.68	113	287	141	359	2.5398	-66	SI	NO	SI	NO	
imax	2.601	1.5	93.90	94	239	141	359	2.5426	-57	SI	NO	SI	NO	
imin	2.499	1.75	80.48	80	205	140	359	2.5625	-50	SI	NO	SI	NO	
Zmax	100	2	70.42	70	180	140	360	2.5714	-45	SI	NO	SI	NO	
Zmin	20	2.25	62.60	63	160	142	360	2.5397	-42	SI	NO	SI	NO	
		2.5	56.34	56	144	140	360	2.5714	-39	SI	NO	SI	NO	
		2.75	51.22	51	131	140	360	2.5686	-37	SI	NO	SI	NO	
		3	46.95	47	120	141	360	2.5532	-36	SI	NO	SI	NO	
		3.25	43.34	43	111	140	361	2.5814	-35	SI	NO	SI	NO	
		3.5	40.24	40	103	140	361	2.5750	-34	SI	NO	SI	NO	
		3.75	37.56	38	96	143	360	2.5263	-33	SI	SI	SI	SI	
		4	35.21	35	90	140	360	2.5714	-33	SI	SI	SI	SI	
		4.5	31.30	31	80	140	360	2.5806	-33	SI	SI	SI	SI	
		5	28.17	28	72	140	360	2.5714	-34	SI	SI	SI	SI	
		5.5	25.61	26	65	143	358	2.5000	-36	SI	SI	SI	SI	
		6	23.47	23	60	138	360	2.6087	-41	SI	SI	NO	NO	

Ilustración 5-8: Tabla de posibles módulos para la segunda etapa

Se eligió el módulo 4, igual que en el caso anterior, el cual, como vemos, nos cumple tanto a interferencia, dientes máximos y mínimos y la relación de transmisión. Este módulo nos arroja un piñón de 35 dientes y una rueda de 90, y una distancia entre centros exacta de 250mm.

5.3.3. Cálculo de coeficientes a desgaste superficial: primera etapa

Para poder operar en la ecuación 5-83 debemos calcular todos los coeficientes que en ella aparecen. Estos son:

1. Coeficiente geométrico

$$Z_H = \sqrt{2 \cdot \frac{\cos(\beta)}{\sin(\alpha) \cdot \cos(\alpha)}} = 2.4945 \quad \text{Ec. 5-87:}$$

2. Coeficiente elástico

$$Z_E = \sqrt{\frac{1}{\pi \cdot \left(\frac{1-\nu^2}{E1} + \frac{1-\nu^2}{E2}\right)}} = 189.84 \sqrt{\text{MPa}} \quad \text{Ec. 5-88:}$$

3. Coeficiente de conducción

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_\alpha}{3}} \quad \text{Ec. 5-89:}$$

Donde ε_α :

$$\varepsilon_\alpha = \frac{1}{\pi \cdot \cos(\alpha)} \cdot \left[\sqrt{\frac{z1^2}{4} \sin^2(\alpha) + y1^1 + z1y1} + \sqrt{\frac{z2^2}{4} \sin^2(\alpha) + y2^1 + z2y2} - \left(\frac{z1 + z2}{2}\right) \sin(\alpha) \right] = 1.763 \quad \text{Ec. 5-90:}$$

Así:

$$Z_\varepsilon = 0.863$$

4. Factor de ángulo de hélice

$$Z_\beta = \frac{1}{\sqrt{\cos(\beta)}} = 1 \quad \text{Ec. 5-91:}$$

5. Fuerza tangencial

$$Ft = \frac{Pot}{V} = \frac{5381.87}{\left(\omega \cdot \frac{2\pi}{60} \cdot \frac{d1}{2000}\right)} = \frac{5381.87}{\left(38.43 \cdot \frac{2\pi}{60} \cdot \frac{140}{2000}\right)} = 19104.52 \text{ N} \quad \text{Ec. 5-92:}$$

6. Coeficiente de aplicación

En el anexo de tablas se muestra la tabla 1 de la que se extrae este valor, siendo la máquina motriz un motor eléctrico de funcionamiento estable y la máquina arrastrada la parte final de la criba se ha establecido el valor en 1.5.

- Máquina motriz: uniforme
- Máquina arrastrada: choques moderados

$$K_A = 1.5$$

7. Coeficiente dinámico

$$K_V = 1 + \left(\frac{K_1}{K_A \cdot \frac{Ft}{b}} + K_2 \right) \cdot V \cdot \frac{z_1}{100} \cdot K_3 \cdot \sqrt{\frac{i^2}{1+i^2}} \quad \text{Ec. 5-93:}$$

Para el cálculo de este coeficiente debemos tener en cuenta varios aspectos:

- Si $V \cdot \frac{z_1}{100} \sqrt{\frac{i^2}{1+i^2}} < 0.2 \frac{m}{s} \rightarrow K_3 = 2.0$
- Si $V \cdot \frac{z_1}{100} \sqrt{\frac{i^2}{1+i^2}} > 0.2 \frac{m}{s} \rightarrow K_3 = -0.357 \cdot V \cdot \frac{z_1}{100} \sqrt{\frac{i^2}{1+i^2}} + 2.071$
- Siendo el mínimo de K_3 igual a 1.
- Si $K_A \cdot \frac{Ft}{b} < 100 \text{ N/mm}$ se introducen 100
- K_2 dientes rectos, 0.0193
- K_2 dientes helicoidales, 0.0087
- K_1 se extrae de la tabla 2 del anexo de tablas.

Así, nuestro K_1 siendo Qiso 5 es igual a 7.5, K_2 es 0.0193 y nuestro K_3 :

$$V \cdot \frac{z_1}{100} \sqrt{\frac{i^2}{1+i^2}} = 0.09189 \rightarrow K_3 = 2 \quad \text{Ec. 5-94:}$$

Como vemos, nos falta el dato del ancho del engrane "b" para poder calcular el coeficiente, con lo cual lo dejamos para iterar en los siguientes pasos.

8. Coeficiente de distribución de carga longitudinal

$$K_{H\beta} = H_1 + H_2 \cdot b + H_3 \cdot \left(\frac{b}{d_1} \right)^2 \quad \text{Ec. 5-95:}$$

Los valores de H_1 , H_2 y H_3 se extraen de la tabla 3 del anexo "Tablas" y equivalen a 1.10, 0.000115 y 0.18 respectivamente. Como se ve, este coeficiente viene en función del ancho "b" por lo que lo dejamos para iterar en los siguientes pasos.

9. Coeficiente distribución carga transversal

Para Qiso menor a 6, en nuestro caso Qiso equivale a 5, con lo cual:

$$K_{H\alpha} = 1 \quad \text{Ec. 5-96:}$$

Si el Qiso fuese peor (mayor), este valor se extraería de la tabla 4 del anexo.

Ahora con todos los coeficientes calculados tenemos que pasar a calcular el ancho del engranaje "b", este proceso se realiza mediante iteración, igual que en el caso anterior.

Después de realizar las iteraciones el resultado final del ancho del engranaje equivale a 80 mm, ahora con este ancho se pasaría a calcular el coeficiente de seguridad a presión superficial y flexión y si el coeficiente de seguridad a flexión es mayor que a presión, daríamos por bueno el diseño.

Si sustituimos en 5-83:

$$\begin{aligned} \sigma_H &= 2.4945 \cdot 189.84 \cdot 0.863 \cdot 1 \cdot \sqrt{\frac{19104.52}{140 \cdot 80} \cdot \frac{2.54 + 1}{2.54}} \\ &\quad \cdot \sqrt{1.5 \cdot 1.0148 \cdot 1.1577 \cdot 1} \\ &= 836.488 \text{ MPa} \end{aligned} \quad \text{Ec. 5-97:}$$

Para poder calcular el coeficiente de seguridad a desgaste debemos obtener la tensión de contacto máxima S_{HP} , este cálculo se hará en el punto siguiente.

5.3.4. Cálculo de la tensión de contacto máxima: segunda etapa

Esta tensión de contacto se obtiene mediante una igualdad, de la misma forma que en el caso anterior:

$$S_{HP} = S_{HL} \cdot Z_N \cdot Z_L \cdot Z_R \cdot Z_V \cdot Z_W \quad \text{Ec. 5-98:}$$

La tensión límite del material se obtiene según la ecuación que sigue y unas constantes que dependen del material y su dureza:

$$S_{HL} = A \cdot x + B \quad \text{Ec. 5-99:}$$

Donde según la bibliografía A y B para un acero templado y revenido, con una calidad MQ que equivale a una calidad media, valen 1.313 y 373 respectivamente. El valor de x es la dureza superficial del material, fijada en HB 350, así:

$$S_{HL} = 832.55 \text{ MPA}$$

Los coeficientes que siguen adaptan este valor al caso concreto de aplicación.

1. Coeficiente de duración

Para un número calculado de ciclos de 300 millones, tenemos que equivale a:

$$Z_N = \left(\frac{10^9}{N_L} \right)^{0.057} = \left(\frac{10^9}{300^6} \right)^{0.057} = 1.071 \quad \text{Ec. 5-100:}$$

2. Coeficiente de viscosidad

Para S_{HL} entre 850 y 1200 tenemos:

$$Z_L = C_{ZL} + \frac{4 \cdot (1 - C_{ZL})}{\left(1.2 + \frac{134}{v_{40}}\right)^2} \quad \text{Ec. 5-101:}$$

Siendo $C_{ZL} = \frac{S_{HL}}{4375} + 0.6357 = 0.825$ y la viscosidad a 40 grados = 1000

Nos queda:

$$Z_L = 1.212$$

3. Coeficiente de rugosidad

Se calcula con la expresión que sigue:

$$Z_R = \left(\frac{3}{R_{Z10}}\right)^{C_{ZR}} \quad \text{Ec. 5-102:}$$

Siendo $C_{ZR} = 0.15$ ya que $S_{HL} < 850 \text{ MPa}$

Y:

$$R_{Z10} = R_z \cdot \sqrt[3]{\frac{10}{\rho_r}} \rightarrow \rho_r = \frac{r1 \cdot r2 \cdot \text{sen}(\alpha t)}{r1 + r2} = 17.2 \quad \text{Ec. 5-103:}$$

R_z equivale a la rugosidad media de las superficies, que para una calidad Qiso 5 equivale a 1.4. Así, el coeficiente final adquiere el valor de:

$$Z_R = \left(\frac{3}{1.17}\right)^{0.15} = 1.152$$

4. Coeficiente de velocidad

$$Z_V = C_{ZV} + 2 \cdot \frac{(1 - C_{ZV})}{\sqrt{0.8 + \frac{32}{V}}} \quad \text{Ec. 5-104:}$$

Donde V es la velocidad tangencial en m/s y C_{ZV} :

$$C_{ZV} = C_{ZL} + 0.02 = 0.846 \quad \text{Ec. 5-105:}$$

$$V = 0.287 \frac{m}{s}$$

$$Z_V = 0.878$$

5. Coeficiente de relación de durezas

Al ser piñón y rueda del mismo material la relación de durezas es igual a 1, por lo tanto:

$$Z_w = 1 \quad \text{Ec. 5-106:}$$

Así se obtiene el valor de la tensión de contacto máxima:

$$S_{HP} = 832.55 \cdot 1.071 \cdot 1.212 \cdot 1.152 \cdot 0.878 \cdot 1 \\ = 1093.29 \text{ MPa} \quad \text{Ec. 5-107:}$$

5.3.5. Coeficiente de seguridad a desgaste superficial: segunda etapa

El coeficiente de seguridad a desgaste superficial viene según la ecuación 5-85, y con los valores de 5-97 y 5-107 equivale a:

$$X_H = \left(\frac{1093.29}{836.488} \right)^2 = 1.70 \quad \text{Ec. 5-108:}$$

Mayor a la unidad y al límite de 1.25.

5.3.6. Calculo de los coeficientes a flexión: segunda etapa

Si vemos la ecuación 5-84 veremos que necesitamos una serie de coeficientes para poder obtener la tensión normal a flexión. Estos coeficientes son, para el piñón, ya que es la rueda más crítica:

1. Coeficiente de forma para z_1 :

$$Y_{Fa} = 38.18 \cdot z_1^{-1.29} + 2.11 = 38.18 \cdot 35^{-1.29} + 2.11 \\ = 2.499 \quad \text{Ec. 5-109:}$$

2. Coeficiente de conducción:

$$Y_\varepsilon = 0.25 + \frac{0.75}{\varepsilon_\alpha} = 0.25 + \frac{0.75}{1.763} = 0.675 \quad \text{Ec. 5-110:}$$

3. Coeficiente de concentración de tensiones en la base del diente

$$Y_{sa} = 0.96 + 0.54 \cdot \log(z_1) = 0.96 + 0.54 \cdot \log(35) \\ = 1.793 \quad \text{Ec. 5-111:}$$

4. Coeficiente de inclinación para dientes rectos:

$$Y_\beta = 1 \quad \text{Ec. 5-112:}$$

5. Coeficiente de distribución de carga longitudinal

$$K_{F\beta} = (K_{H\beta})^{NF} \text{ siendo } NF = \frac{1}{1 + \frac{h}{b} + \left(\frac{h}{b}\right)^2}$$

$$K_{H\beta} = 1.1577 \text{ (Con el ancho "b" de 80mm)}$$

$$\text{Así, } h = 2.25 \cdot m2 = 9mm$$

$$NF = \frac{1}{1 + \frac{h}{b} + \left(\frac{h}{b}\right)^2} = \frac{1}{1 + \frac{9}{80} + \left(\frac{9}{80}\right)^2} = 0.888 \quad \text{Ec. 5-113:}$$

$$K_{F\beta} = (1.1577)^{0.888} = 1.1389 \quad \text{Ec. 5-114:}$$

6. Coeficiente de distribución de carga transversal

$$K_{F\alpha} = 1 \quad \text{Ec. 5-115:}$$

Así, nos queda:

$$\sigma_F = \frac{19104.52}{80 \cdot 4} \cdot 2.499 \cdot 0.675 \cdot 1.793 \cdot 1 \cdot 1.5 \cdot 1.0148 \cdot 1.1389 \cdot 1 = 313.035 \quad \text{Ec. 5-116:}$$

Ahora para poder calcular el coeficiente de seguridad a flexión, necesitamos la tensión normal máxima admisible, aspecto que se calculará a continuación.

5.3.7. Cálculo de la tensión normal máxima admisible: segunda etapa

Siendo S_{FP} la tensión normal máxima admisible del material en las condiciones de funcionamiento, que en nuestro caso se puede obtener siguiendo el siguiente método:

$$S_{FP} = S_{Fl} \cdot Y_{ST} \cdot Y_{NT} \cdot Y_{\delta rT} \cdot Y_{RrT} \cdot Y_X \quad \text{Ec. 5-117:}$$

Tensión límite a flexión:

Igual que en el caso a presión superficial, se calcula según unas constantes y la expresión:

$$S_{Fl} = A \cdot x + B = 0.425 \cdot 350 + 187 = 335.75 \text{ MPa} \quad \text{Ec. 5-118:}$$

1. Coeficiente de concentración de tensiones del engranaje de referencia

$$Y_{ST} = 2.1 \quad \text{Ec. 5-119:}$$

2. Coeficiente de duración

$$Y_{NT} = 1 \quad \text{Ec. 5-120:}$$

3. Coeficiente de sensibilidad a la entalla relativo entre el engranaje real y el de referencia:

$$Y_{\delta rT} = \frac{1 + 0.82 \cdot (Y_{sa} - 1) \cdot \sqrt[4]{\frac{300}{S_y}}}{1 + 0.82 \cdot \sqrt[4]{\frac{300}{S_y}}} \quad \text{Ec. 5-121:}$$

Siendo Y_{sa} calculado anteriormente igual a 1.793 y S_y igual a 735 Mpa para un acero templado y revenido 20MnCr5, con lo cual:

$$Y_{\delta rT} = 0.918$$

4. Coeficiente de rugosidad relativa

Para el acero seleccionado y siendo la rugosidad media mayor a 1 μm :

$$Y_{RrT} = 1.674 - 0.529 \cdot (R_z + 1)^{0.1} = 1.674 - 0.529 \cdot (1.4 + 1)^{0.1} = 1.097 \quad \text{Ec. 5-122:}$$

5. Coeficiente de tamaño

Para todos los materiales siendo el modulo menor a 5 tenemos:

$$Y_X = 1 \quad \text{Ec. 5-123:}$$

Así la tensión límite a flexión en el diente personalizada para nuestro caso equivale a:

$$S_{FP} = 335.75 \cdot 2.1 \cdot 1 \cdot 0.918 \cdot 1.097 \cdot 1 = 710.06 \quad \text{Ec. 5-124:}$$

5.3.8. Coeficiente de seguridad a flexión: segunda etapa

El coeficiente de seguridad a flexión se calcula mediante la ecuación 5-86, y en esta segunda etapa adquiere un valor de:

$$X_F = \frac{S_{FP}}{\sigma_F} = \frac{710.06}{313.03} = 2.27 \quad \text{Ec. 5-125:}$$

5.3.9. Verificación del dimensionado: segunda etapa

La verificación del diseño radica en haber obtenido los coeficientes de seguridad mayores a la unidad, al límite impuesto y que el coeficiente a flexión sea mayor que el de desgaste superficial. Así, tenemos:

$$X_F > X_H > X_{adm} \rightarrow 2.27 > 1.70 > 1.25$$

Con lo cual nuestro diseño es válido en esta segunda etapa.

5.4. Cálculo de ejes

En este apartado se analizará y dimensionará todo lo que tenga que ver con los árboles que unen los elementos que transmiten el movimiento. Se efectuarán los siguientes criterios para obtener un diámetro y unas dimensiones correctas:

- Cálculo a rigidez torsional
- Cálculo a fatiga de alto ciclo en las secciones desfavorables
- Cálculo a deflexión y giro

Con estos supuestos se obtendrá un diámetro del eje mínimo, después se deberá aproximarlos a al siguiente tamaño normalizado.

El material para los ejes, tal y como se dijo en “4.3.5 Material de los ejes”, será un acero 20MnCr5, con las propiedades siguientes:

Propiedad	Valor
Tensión de rotura	980 MPa
Tensión de fluencia	735 MPa
Dureza superficial	HB 200-360
Módulo de Young	210000 MPa
Módulo elasticidad transversal	81000 MPa
Coefficiente de Poisson	0.3

Tabla 5-2: Propiedades acero 20MnCr5

5.4.1. Criterios de cálculos

5.4.1.1. Rigidez torsional

El cálculo a rigidez torsional se efectúa con un límite de 0.25°/m en aquellas secciones donde aparezca un par torsor. A partir del par aplicado, el módulo de elasticidad transversal, la longitud y el ángulo girado podemos obtener un diámetro mínimo. Las ecuaciones usadas son:

Para obtener el valor del diámetro:

$$d = \left(\frac{32 \cdot T \cdot L}{\pi \cdot \theta \cdot G} \right)^{\frac{1}{4}} \quad \text{Ec. 5-126:}$$

El ángulo girado máximo impuesto:

$$\theta_{m\acute{a}x} = 0.25 \frac{\text{º}}{\text{m}} = 0.25 \cdot \frac{\pi}{180} \cdot L \quad \text{Ec. 5-127:}$$

Si sustituimos 5-127 en 5-126 nos queda la ecuación que nos define el diámetro mínimo para un giro máximo:

$$d = \left(\frac{32 \cdot T}{\pi \cdot 0.25 \cdot \frac{\pi}{180} \cdot G} \right)^{\frac{1}{4}} \quad \text{Ec. 5-128:}$$

5.4.1.2. Cálculo a deflexión

Cuando aplicamos fuerzas en cualquier elemento, este se deforma y retuerce según sean las cargas aplicadas. En nuestros árboles pasa exactamente lo mismo, al aplicar pares de torsión y flexión, así como fuerzas axiales y radiales, los ejes se doblarán y retorcerán.

En nuestro caso, debido a lo complicada de la sección, este cálculo se ha realizado mediante la herramienta Excel, el cual, por medio de ecuaciones y macros nos devuelve la geometría deformada así como todas las deflexiones y giros que en él se produzca. Se comprobará para cada plano de cargas que el eje no tenga deflexiones ni giro demasiado altos que puedan hacer que el sistema funcione de forma irregular o llegar incluso al fallo.

5.4.1.3. Cálculo a fatiga

En cualquier máquina, las cargas suelen ser, en general, repetitivas, fluctuantes o aplicadas con rapidez. En este caso, las tensiones fluctuantes pueden hacer que el elemento falle por fatiga. En nuestro reductor, los árboles, pese a estar cargados siempre en el mismo punto, al tener un movimiento giratorio hace que las tensiones que en el aparecen sean de tipo fluctuante.

En el material elegido, el acero, existe un límite en cuanto a tensión aplicada, que por debajo del cual se considera vida infinita. Este límite de tensiones viene denominado por el nombre "límite de fatiga" y equivale a una vida de 10^6 ciclos. En nuestro proyecto los árboles se han calculado con un diámetro que puede alcanzar ese número de ciclos y llegar así, a vida infinita.

Para calcular el diámetro a fatiga de alto ciclo (vida infinita) se ha optado por el criterio de MTT (máxima tensión tangencial), este proceso se realiza mediante la siguiente ecuación:

$$d^3 = \frac{32 \cdot X}{\pi \cdot S_Y} \sqrt{\left(Mm + \frac{S_Y}{S_N} \cdot Ma\right)^2 + \left(Tm + \frac{S_{SY}}{S_{SN}} Ta\right)^2} \quad \text{Ec. 5-129:}$$

En nuestro caso, debido a que el momento flector que aparece en la sección cambia de signo al girar el árbol, el valor medio es nulo. Lo mismo ocurre con el torsor alternante, al estar cargado en cualquier momento con un torsor de valor no negativo, el valor del torsor alternante es nulo. Por ello, la ecuación 5-129 se puede simplificar en:

$$d^3 = \frac{32 \cdot X}{\pi \cdot S_Y} \sqrt{\left(\frac{S_Y}{S_N} \cdot Ma\right)^2 + (Tm)^2} \quad \text{Ec. 5-130:}$$

d = diámetro mínimo

Tm = torsor medio

Ma = momento flector alternante

S_y = límite elástico

S_N = límite para vida infinita

X = coeficiente de seguridad 1.25 para todo el reductor

Como vemos, el cálculo parece sencillo, no obstante el límite a fatiga S_N hay que modificarlo debido a cambios de sección. Esto es debido a que es en estos cambios donde se producen las grietas que inducen las roturas en fatiga. Este límite de fatiga modificado equivale a:

$$S_N = K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot K_e \cdot \frac{1}{K_f} \cdot S_N' \quad \text{Ec. 5-131:}$$

Todos estos modificadores vienen en función del acabado superficial, tamaño, temperatura...

- Factor de acabado superficial K_a

$$K_a = a \cdot S_u^b \quad \text{Ec. 5-132:}$$

Para nuestro ejes mecanizados, a y b equivalen a 4.51 y -0.265 respectivamente

- Factor de tamaño K_b

$$K_b = \left(\frac{d}{7.62} \right)^{-0.107} \rightarrow 2.79 \leq d \leq 51 \text{mm} \quad \text{Ec. 5-133:}$$

$$K_b = 0.859 - 0.000837 \cdot d \rightarrow 51 < d < 254 \text{mm}$$

- Factor de tipo de carga K_c

$$K_c = 1 \text{ en flexión}$$

$$K_c = 0.577 \text{ en torsión}$$

Ec. 5-134:

- Factor de temperatura K_d

Para una temperatura ambiente de 28 grados, este factor adquiere un valor de 1.003. Debido a que prácticamente no aumenta el límite, se ha pensado que la mejor opción del lado de la seguridad es dejarlo en la unidad.

$$K_d = 1$$

- Factor de confiabilidad al 95%

$$K_e = 0.868$$

- Factor de concentración de tensiones K_f

Los ejes que se van a diseñar van a tener inevitablemente cambios de sección, ranuras y chaveteros. Todas estas operaciones producen que las tensiones presentes en ellos crezcan. Por ello requieren un trato especial ya que pueden favorecer el inicio de una grieta y su posterior extensión.

El proceso de calcular K_f tiene en cuenta el tipo de cargas aplicadas, el tamaño de las operaciones realizadas, así como el material y el radio de acuerdo entre secciones.

El proceso se realiza de la siguiente manera:

Siendo:

$$K_f = 1 + q \cdot (K_t - 1) \quad \text{Ec. 5-135:}$$

$$q = \frac{1}{1 + \frac{\alpha}{\rho}} \quad \text{Ec. 5-136:}$$

El valor de α viene en función de la resistencia del material:

$$\alpha = 0.025 \cdot \left(\frac{2070}{Su}\right) \rightarrow Su \text{ en Mpa, } Su \geq 550 \text{ MPa} \quad \text{Ec. 5-137:}$$

ρ : radio de acuerdo entre secciones

K_t : Factores de concentración de tensiones

Estos factores se encuentran en el documento “tablas”, concretamente en la tabla #9. Para el caso de las chavetas, el K_f será igual a 1.6.

5.4.2. Árbol de entrada

Este primer árbol es el perteneciente al tornillo sin fin. Su geometría se muestra a continuación con las secciones más desfavorables.

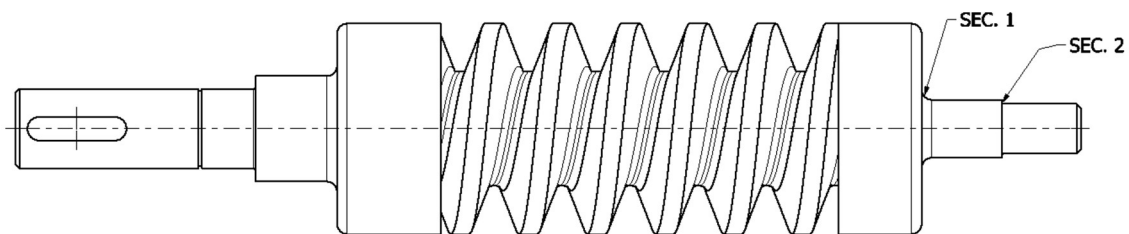


Ilustración 5-9: Eje de entrada

5.4.2.1. Fuerzas en el árbol

Este apartado se calculó en “5.1.1 Cálculo de fuerzas actuantes” y sus resultados se pueden resumir en:

Fuerza	Magnitud
Axial tornillo = tangencial rueda	3175.18 N
Tangencial tornillo = axial rueda	464 N
Radial tornillo = radial rueda	1167.87 N

Tabla 5-3: Fuerzas en el tornillo sin fin

5.4.2.2. Reacciones en los apoyos y momento flectores

PLANO (X-Y)

En este plano, el diagrama de fuerzas, cortantes y momentos es el siguiente:

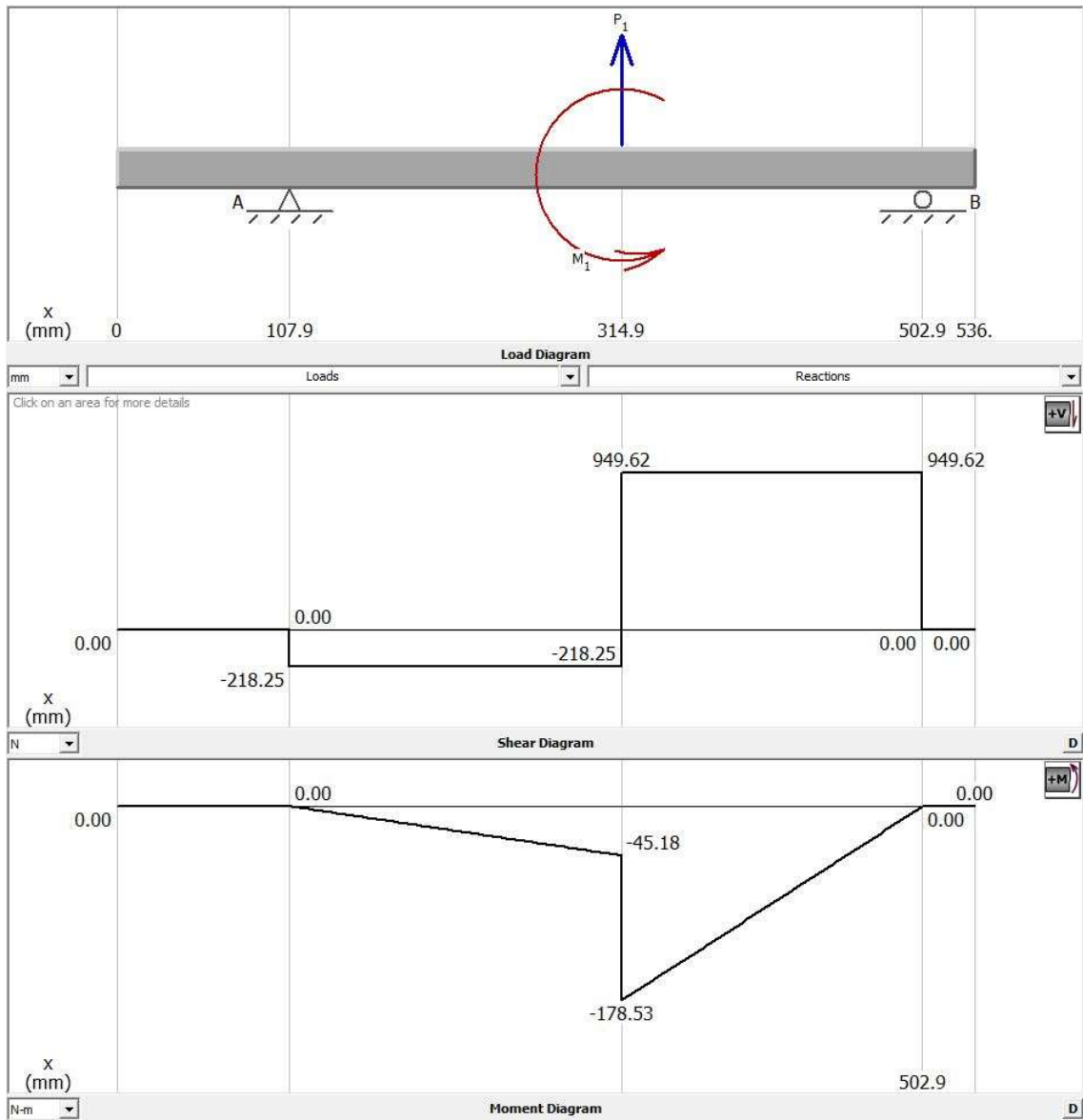


Ilustración 5-10: Diagramas de fuerzas en el eje de entrada. Plano XY

El momento denominado M1 aplicado no es más que la fuerza axial del tornillo multiplicada por el radio primitivo, debido a que esta fuerza está en dirección axial y aplicada sobre el diámetro primitivo del tornillo. El signo es negativo debido a que tiene sentido anti horario:

$$M_1 = 3175.18 \cdot \frac{0.084}{2} = 133.35 \text{ Nm}$$

Ec. 5-138:

Así, las reacciones en el plano XY nos quedan:

Apoyo	Reacción XY
Fijo (Izquierdo)	-218.25
Móvil (Derecho)	-949.62

Tabla 5-4: Reacciones en los apoyos. Eje de entrada. Plano XY

Y los momentos flectores en las secciones más desfavorables:

Sección	Momento flector Nm	Torsor Nm
1	-44.54	0
2	-6.2	0

Tabla 5-5: Momentos en las secciones. Plano XY

PLANO (X-Z)

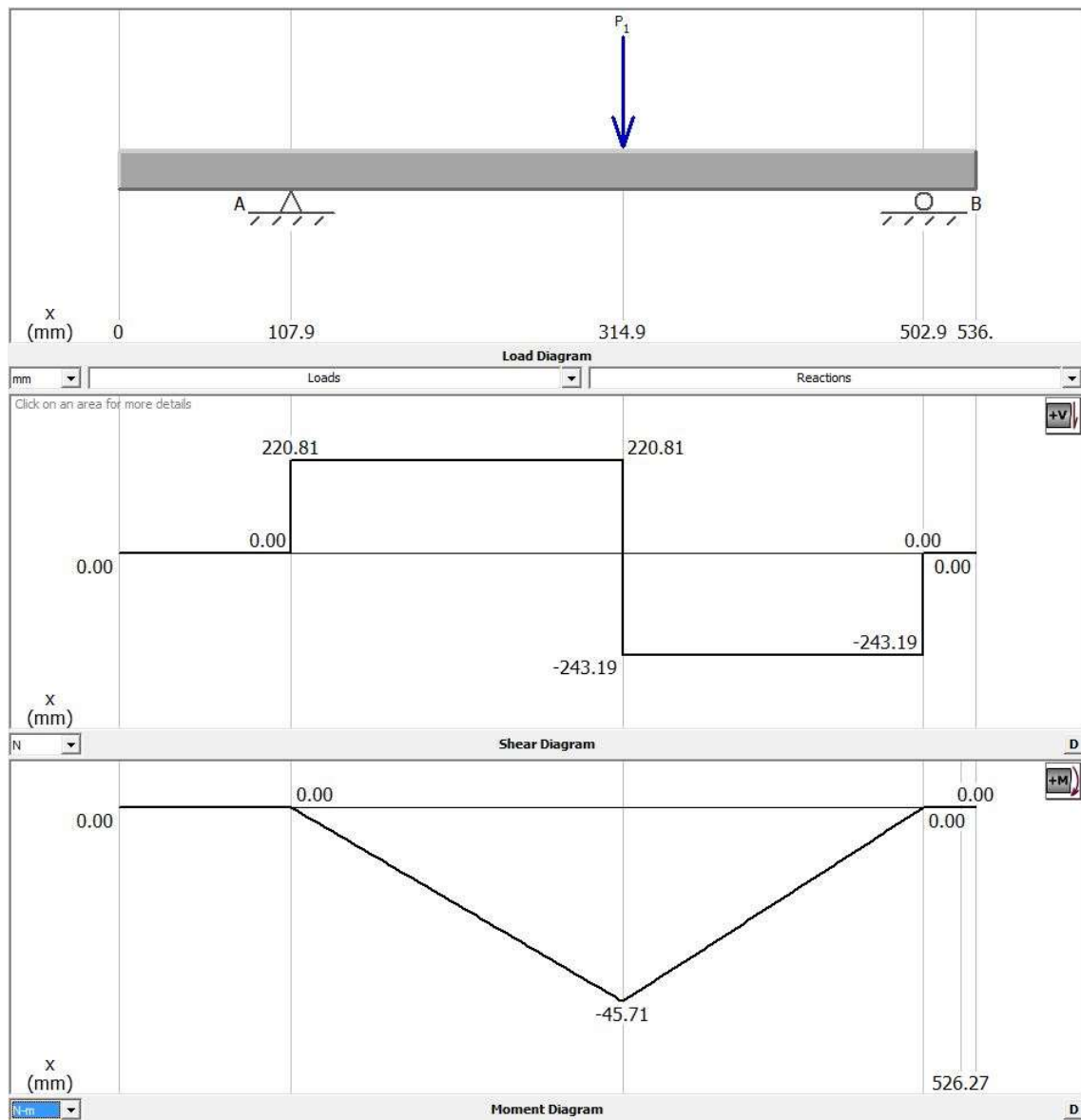


Ilustración 5-11: Diagrama de fuerzas en el eje de entrada. Plano XZ

Las reacciones en este plano XZ son:

Apoyo	Reacción XY
Fijo (Izquierdo)	220.24
Móvil (Derecho)	243.76

Tabla 5-6: Reacciones en los apoyos. Eje de entrada. Plano XZ

Y los momentos en las secciones de estudio:

Sección	Momento flector Nm	Torsor Nm
1	-11.4	0
2	-1.58	0

Tabla 5-7: Momentos en las secciones. Plano XZ

Con las reacciones y momentos en cada plano podemos calcular las reacciones y momentos totales como:

$$R = \sqrt{R_{xy}^2 + R_{xz}^2} \quad \text{Ec. 5-139:}$$

$$M = \sqrt{M_{xy}^2 + M_{xz}^2}$$

Así nos queda:

Apoyo	Reacción total
Fijo (Izquierdo)	918.26
Móvil (Derecho)	980.40

Tabla 5-8: Reacciones totales. Eje de entrada

En el apoyo fijo habrá que sumar la reacción axial de 3175.18 N que corresponde a la fuerza que aparece en el contacto de corona y tonillo.

Sección	Momento flector total Nm	Torsor total Nm
1	45.97	0
2	6.39	0

Tabla 5-9: Momentos totales. Eje de entrada

5.4.2.3. Diámetro a rigidez torsional

En este punto, aplicando la ecuación 5-128, calculamos el diámetro mínimo que debe tener el eje para cumplir con la necesidad de 0.25°/m:

$$d = \left(\frac{32 \cdot T}{\pi \cdot 0.25 \cdot \frac{\pi}{180} \cdot G} \right)^{\frac{1}{4}} = \left(\frac{32 \cdot 19.48}{\pi \cdot 0.25 \cdot \frac{\pi}{180} \cdot 8.1 \cdot 10^{10}} \right)^{\frac{1}{4}} \quad \text{Ec. 5-140:}$$

$$= 0.0273m = 27.37mm$$

Así, se escogió como diámetro de referencia un diámetro de 40 mm para no tener que mecanizar tanto material y así normalizar el tamaño.

5.4.2.5. Cálculo a deflexión

Esta parte del cálculo, como ya hemos dicho, se realiza mediante la herramienta Excel. Viendo para cada plano que no se produzcan deflexiones importantes ni giro muy altos.

PLANO (X-Y)

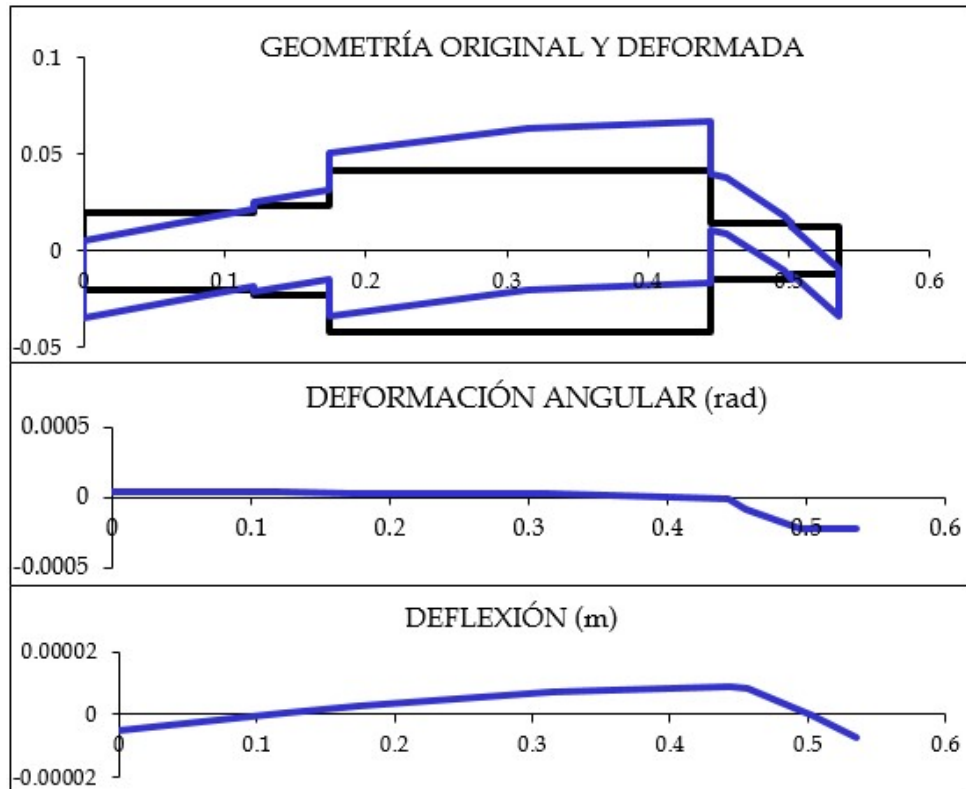


Ilustración 5-12: Geometrías, deflexión y giros. Eje de entrada. Plano XY

PLANO (X-Z)

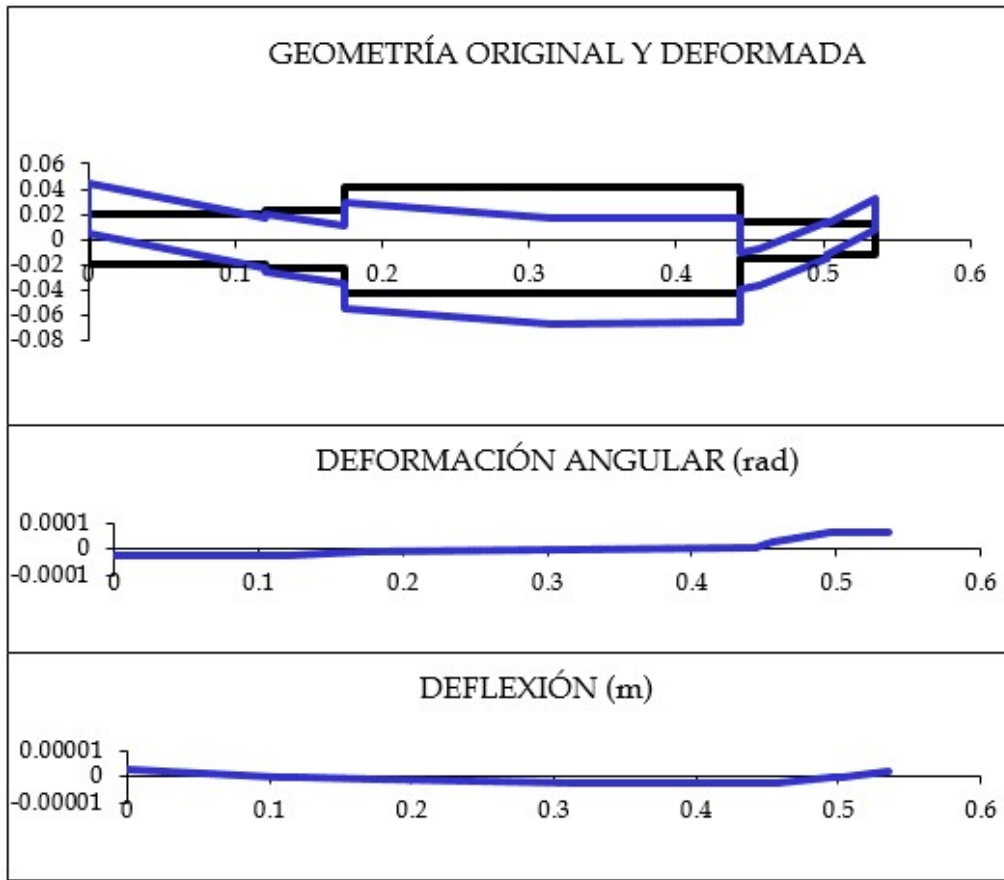


Ilustración 5-13: Geometrías, deflexión y giros. Eje de entrada. Plano XZ

Si calculamos la deformación angular y la deflexión total como:

$$\Delta\theta = \sqrt{\theta_{xy}^2 + \theta_{xz}^2}$$

Ec. 5-141:

$$\Delta\delta = \sqrt{\delta_{xy}^2 + \delta_{xz}^2}$$

Podremos obtener la deflexión y el giro del eje, los cuales se muestran a continuación.

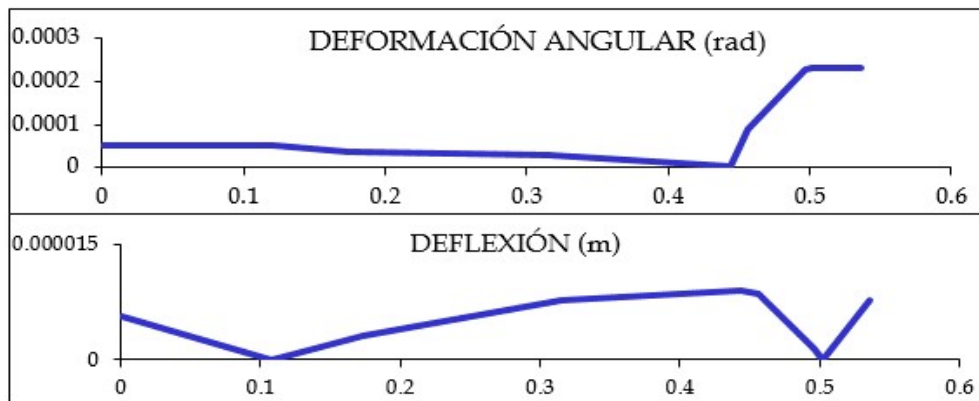


Ilustración 5-14: Deformación angular y deflexión totales. Eje de entrada

Vemos que en ningún caso tenemos deformaciones excesivas que nos hagan replantear el diámetro de alguna sección. Por lo que damos por correcto el dimensionado del árbol de entrada.

5.4.3. Eje intermedio primario

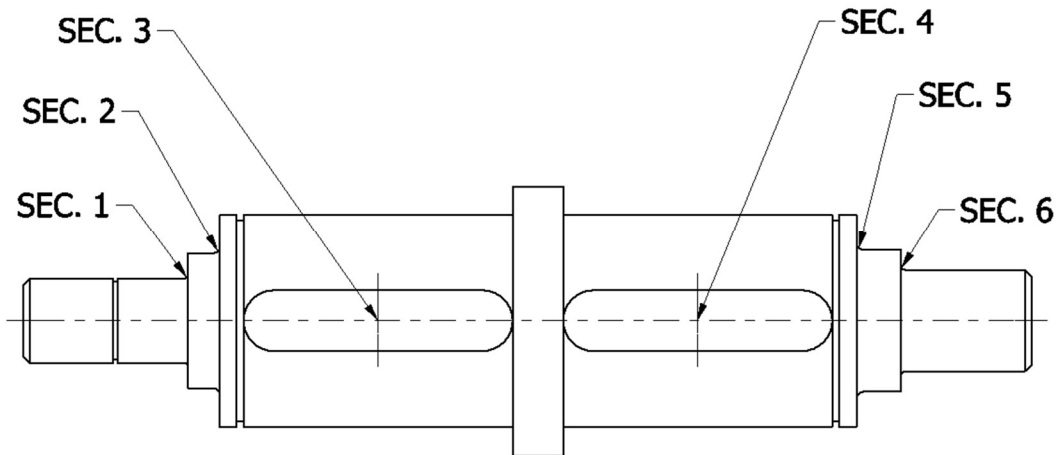


Ilustración 5-15: Eje intermedio 1

5.4.3.1. Fuerzas en el árbol

En este segundo árbol nos llegan las siguientes fuerzas:

- Fuerza radial de la rueda del sin fin en la sección 3 (FR2) en el plano YZ
- Fuerza axial de la rueda del sin fin en la sección 3 (FA2) en el plano YZ, esta fuerza al estar en dirección horizontal nos provoca un momento de: $Fa2 \cdot \frac{d2}{2} = 464 \cdot \frac{0.33}{2} = 76.56 \text{ Nm}$
- Fuerza tangencial de la rueda del sin fin en la sección 3 (FT2) en el plano XZ
- Fuerza tangencial del engranaje en la sección 4 (FT3) en el plano YZ
- Fuerza radial del engranaje en la sección 4 (FR3) en el plano XZ

El valor de estas es:

Fuerza	Magnitud
FR2- P1	-1167.87
FA2- M1	464.00
FT2- P2	3175.18
FT3- P1	-8458.37
FR3- P2	-3078.59

Tabla 5-10: Fuerzas en el eje intermedio 1

A continuación se muestran los dos planos de estudio con sus respectivas fuerzas, diagramas de cortante y de momentos.

5.4.3.2. Reacciones en los apoyos y momentos flectores

PLANO (Y-Z)

En este plano, el diagrama de fuerzas, cortantes y momentos es el siguiente:

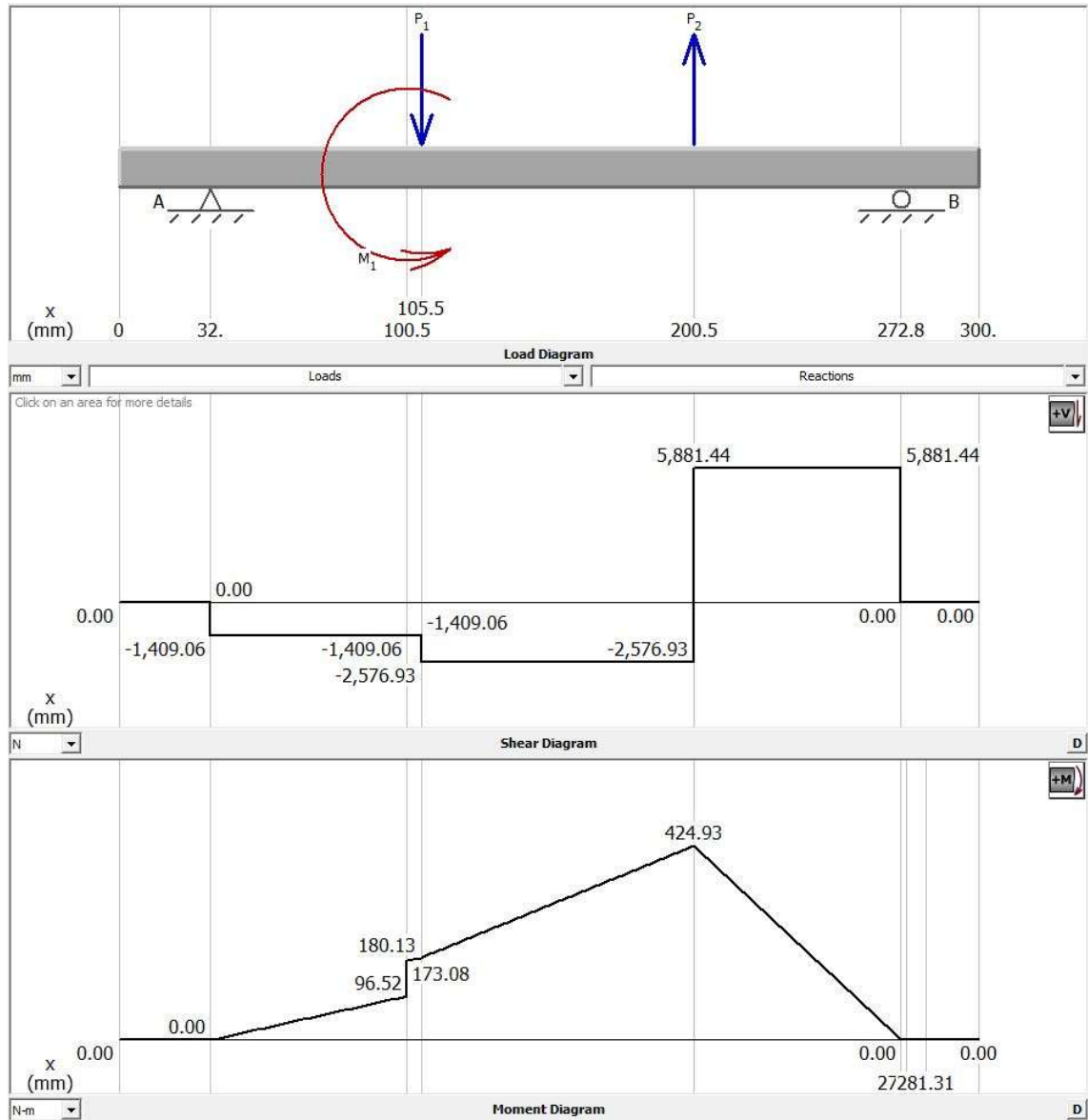


Ilustración 5-16: Diagramas de fuerzas en el eje intermedio primario. Plano YZ

Así, las reacciones en el plano YZ nos quedan:

Apoyo	Reacción YZ
Fijo (izquierdo)	-1409.06
Móvil (derecho)	-5881.44

Tabla 5-11: Reacciones en los apoyos. Eje intermedio primario. Plano YZ

Y los momentos flectores en las secciones de estudio:

Sección	Momento flector Nm	Torsor Nm
1	11.98	0
2	37.34	02
3	180.13	523.9
4	424.43	523.9
5	145.85	0
6	38.23	0

Tabla 5-12: Momento en las secciones. Plano YZ

PLANO (X-Z)

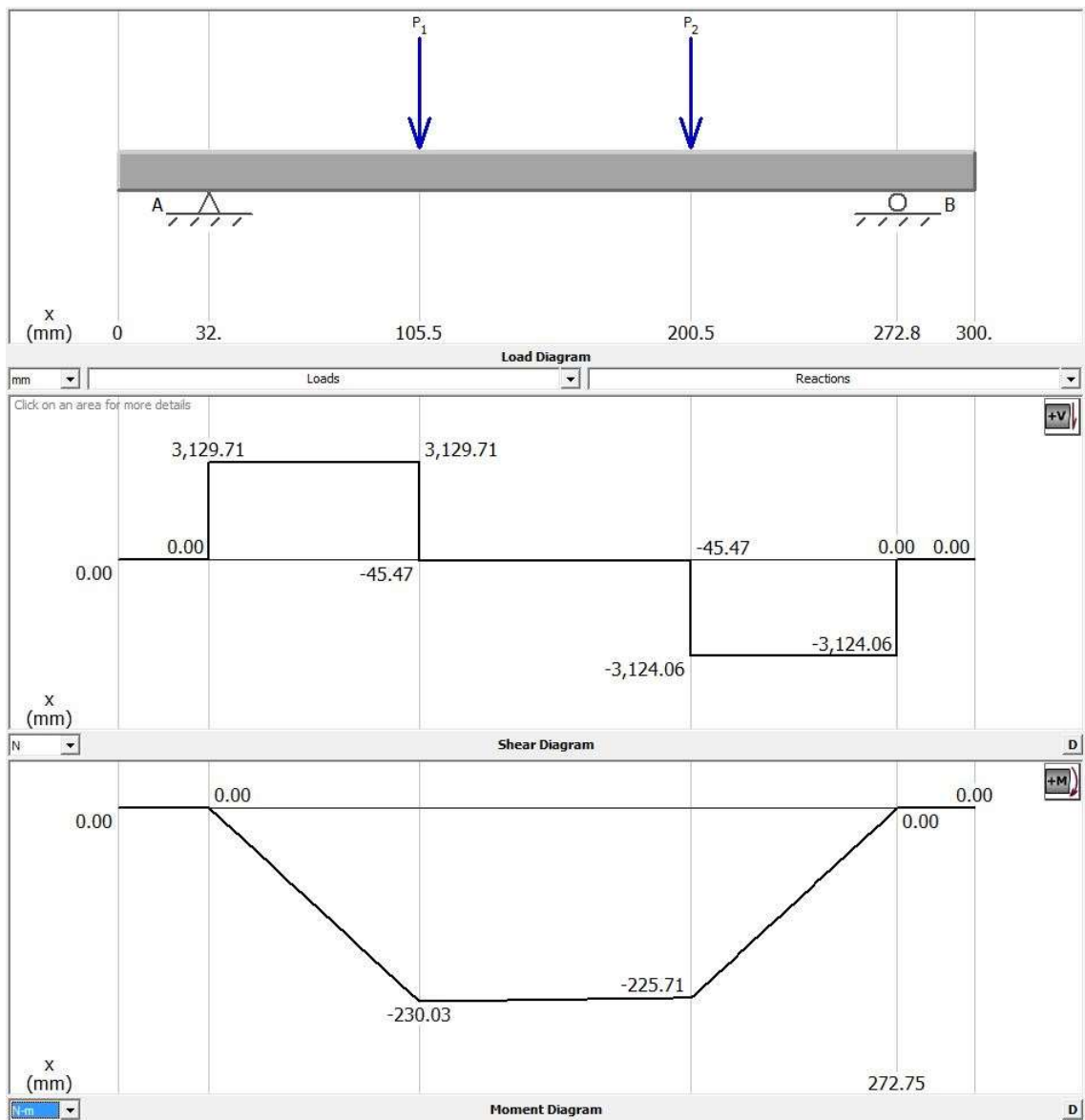


Ilustración 5-17: Diagrama de fuerzas en el eje intermedio primario. Plano XZ

Las reacciones en este plano XZ son:

Apoyo	Reacción XZ
Fijo (izquierdo)	3129.71
Móvil (derecho)	3124.06

Tabla 5-13: Reacciones en los apoyos. Eje intermedio primario. Plano XZ

Y los momentos en las secciones:

Sección	Momento flector Nm	Torsor Nm
1	-26.6	0
2	-82.94	0
3	-230.03	523.9
4	-225.71	523.9
5	-77.48	0
6	-20.31	0

Tabla 5-14: Momento en las secciones. Plano XZ

Con las reacciones y momentos en cada plano podemos calcular las reacciones y momentos totales:

$$R = \sqrt{Rxy^2 + Rxz^2} \quad \text{Ec. 5-142:}$$

$$M = \sqrt{Mxy^2 + Mxz^2}$$

Apoyo	Reacción total
Fijo (izquierdo)	3432.28
Móvil (derecho)	6659.66

Tabla 5-15: Reacciones totales. Eje intermedio primario

En el apoyo fijo habrá que sumar a estas reacciones la fuerza axial de la rueda de 464 N de magnitud.

Sección	Momento flector Nm	Torsor Nm
1	29.17	0
2	90.95	0
3	292.16	523.9
4	480.71	523.9
5	165.15	0
6	43.29	0

Tabla 5-16: Momentos totales. Eje intermedio 1

El diámetro inicial era de 40 mm, vemos que el final es de 24mm, con lo que verificamos el diámetro final de 40mm.

5.4.3.4.3. Sección 3

SECCION 3 DEL EJE INTERMEDIO 1												
Flector	Torsor	d*	r (mm)	D (mm)	r/d*	D/d*	kt	kf chaveta	Sn	dreal	kb	
292.16	523.9	63	1.5	63	0.02381	1	0	1.6	89.89866	34.85994	0.806269	
292.16	523.9	34.85994	1.5	63	0.043029	1.807232	0	1.6	94.75748	34.28265	0.849846	
292.16	523.9	34.28265	1.5	63	0.043754	1.837664	0	1.6	94.92694	34.26328	0.851366	
292.16	523.9	34.26328	1.5	63	0.043779	1.838703	0	1.6	94.93268	34.26262	0.851417	
292.16	523.9	34.26262	1.5	63	0.043779	1.838738	0	1.6	94.93288	34.2626	0.851419	
292.16	523.9	34.2626	1.5	63	0.04378	1.83874	0	1.6	94.93288	34.2626	0.851419	
292.16	523.9	34.2626	1.5	63	0.04378	1.83874	0	1.6	94.93288	34.2626	0.851419	
292.16	523.9	34.2626	1.5	63	0.04378	1.83874	0	1.6	94.93288	34.2626	0.851419	
292.16	523.9	34.2626	1.5	63	0.04378	1.83874	0	1.6	94.93288	34.2626	0.851419	
292.16	523.9	34.2626	1.5	63	0.04378	1.83874	0	1.6	94.93288	34.2626	0.851419	
292.16	523.9	34.2626	1.5	63	0.04378	1.83874	0	1.6	94.93288	34.2626	0.851419	
292.16	523.9	34.2626	1.5	63	0.04378	1.83874	0	1.6	94.93288	34.2626	0.851419	
CUMPLE												

El diámetro escogido en este caso corresponde al diámetro por rigidez torsional debido a que, por fatiga, nos arroja un resultado de 35.

5.4.3.4.4. Sección 4

SECCION 4 DEL EJE INTERMEDIO 1												
Flector	Torsor	d*	r (mm)	D (mm)	r/d*	D/d*	kt	kf chaveta	Sn	dreal	kb	
480.71	523.9	63	1.5	63	0.02381	1	0	1.6	89.89866	40.95324	0.806269	
480.71	523.9	40.95324	1.5	63	0.036627	1.53834	0	1.6	93.13815	40.48145	0.835323	
480.71	523.9	40.48145	1.5	63	0.037054	1.556268	0	1.6	93.2537	40.46504	0.836359	
480.71	523.9	40.46504	1.5	63	0.037069	1.5569	0	1.6	93.25774	40.46446	0.836395	
480.71	523.9	40.46446	1.5	63	0.03707	1.556922	0	1.6	93.25788	40.46444	0.836397	
480.71	523.9	40.46444	1.5	63	0.03707	1.556922	0	1.6	93.25789	40.46444	0.836397	
480.71	523.9	40.46444	1.5	63	0.03707	1.556922	0	1.6	93.25789	40.46444	0.836397	
480.71	523.9	40.46444	1.5	63	0.03707	1.556922	0	1.6	93.25789	40.46444	0.836397	
480.71	523.9	40.46444	1.5	63	0.03707	1.556922	0	1.6	93.25789	40.46444	0.836397	
480.71	523.9	40.46444	1.5	63	0.03707	1.556922	0	1.6	93.25789	40.46444	0.836397	
480.71	523.9	40.46444	1.5	63	0.03707	1.556922	0	1.6	93.25789	40.46444	0.836397	
480.71	523.9	40.46444	1.5	63	0.03707	1.556922	0	1.6	93.25789	40.46444	0.836397	
CUMPLE												

El diámetro escogido en esta sección, corresponde al diámetro por rigidez torsional debido a que por fatiga da como resultado un valor menor.

5.4.3.4.5. Sección 5

SECCION 5 DEL EJE INTERMEDIO 1												
Flector	Torsor	d*	r (mm)	D (mm)	r/d*	D/d*	kt	kf	Sn	dreal	kb	
168.153	0	42	2	63	0.047619	1.5	2.1	2.071704	71.73764	31.01863	0.83307	
168.153	0	31.01863	2	63	0.064477	2.031038	2	1.974276	77.75905	30.19636	0.860529	
168.153	0	30.19636	2	63	0.066233	2.086344	2	1.974276	77.9829	30.16744	0.863006	
168.153	0	30.16744	2	63	0.066297	2.088344	2	1.974276	77.9909	30.16641	0.863095	
168.153	0	30.16641	2	63	0.066299	2.088416	2	1.974276	77.99118	30.16637	0.863098	
168.153	0	30.16637	2	63	0.066299	2.088418	2	1.974276	77.99119	30.16637	0.863098	
168.153	0	30.16637	2	63	0.066299	2.088418	2	1.974276	77.99119	30.16637	0.863098	
168.153	0	30.16637	2	63	0.066299	2.088418	2	1.974276	77.99119	30.16637	0.863098	
168.153	0	30.16637	2	63	0.066299	2.088418	2	1.974276	77.99119	30.16637	0.863098	
168.153	0	30.16637	2	63	0.066299	2.088418	2	1.974276	77.99119	30.16637	0.863098	
168.153	0	30.16637	2	63	0.066299	2.088418	2	1.974276	77.99119	30.16637	0.863098	
168.153	0	30.16637	2	63	0.066299	2.088418	2	1.974276	77.99119	30.16637	0.863098	
											CUMPLE	

En este caso, el diámetro escogido es de 42 mm, superior al calculado por fatiga de 31. Creemos que aumentar el diámetro en estas secciones está del lado de la seguridad y nos facilita rigidizar el conjunto.

5.4.3.4.6. Sección 6

SECCION 6 DEL EJE INTERMEDIO 1												
Flector	Torsor	d*	r (mm)	D (mm)	r/d*	D/d*	kt	kf	Sn	dreal	kb	
43.29	0	30	1.5	42	0.05	1.4	2.1	2.062592	74.05382	19.52466	0.856185	
43.29	0	19.52466	1.5	42	0.076826	2.151126	1.9	1.876849	85.44102	18.6156	0.898881	
43.29	0	18.6156	1.5	42	0.080578	2.256172	1.9	1.876849	85.90382	18.58211	0.90375	
43.29	0	18.58211	1.5	42	0.080723	2.260238	1.9	1.876849	85.92134	18.58085	0.903935	
43.29	0	18.58085	1.5	42	0.080728	2.260392	1.9	1.876849	85.922	18.5808	0.903942	
43.29	0	18.5808	1.5	42	0.080728	2.260398	1.9	1.876849	85.92203	18.5808	0.903942	
43.29	0	18.5808	1.5	42	0.080728	2.260398	1.9	1.876849	85.92203	18.5808	0.903942	
43.29	0	18.5808	1.5	42	0.080728	2.260398	1.9	1.876849	85.92203	18.5808	0.903942	
43.29	0	18.5808	1.5	42	0.080728	2.260398	1.9	1.876849	85.92203	18.5808	0.903942	
43.29	0	18.5808	1.5	42	0.080728	2.260398	1.9	1.876849	85.92203	18.5808	0.903942	
43.29	0	18.5808	1.5	42	0.080728	2.260398	1.9	1.876849	85.92203	18.5808	0.903942	
43.29	0	18.5808	1.5	42	0.080728	2.260398	1.9	1.876849	85.92203	18.5808	0.903942	
											CUMPLE	

En esta última sección el diámetro escogido de 30mm es superior al calculado de 19. Como en la sección anterior, creemos que es positivo mecanizar un diámetro más alto para aumentar el coeficiente de seguridad, así como hacer menor el salto entre diámetros.

5.4.3.5. Cálculo a deflexión

PLANO (Y-Z)

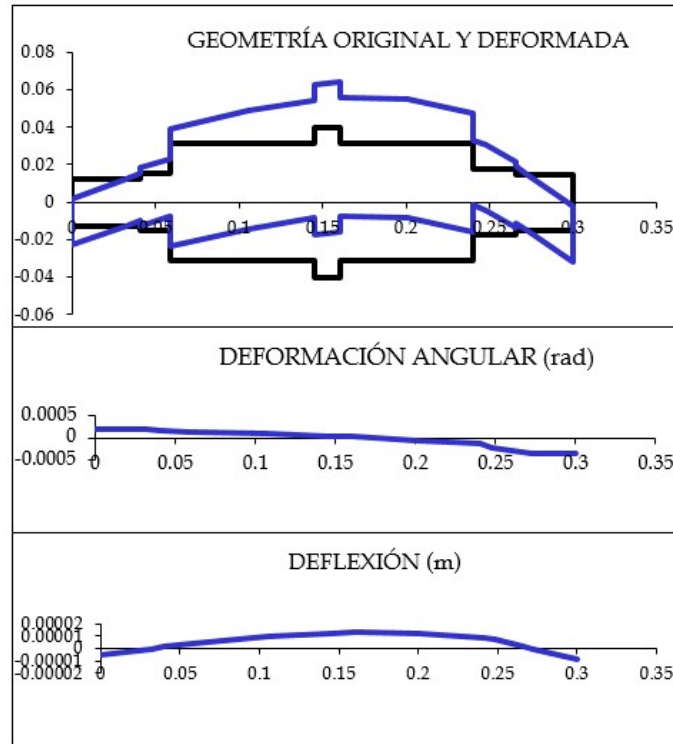


Ilustración 5-18: Geometrías, deflexión y giros. Eje intermedio 1. Plano YZ

PLANO (X-Z)

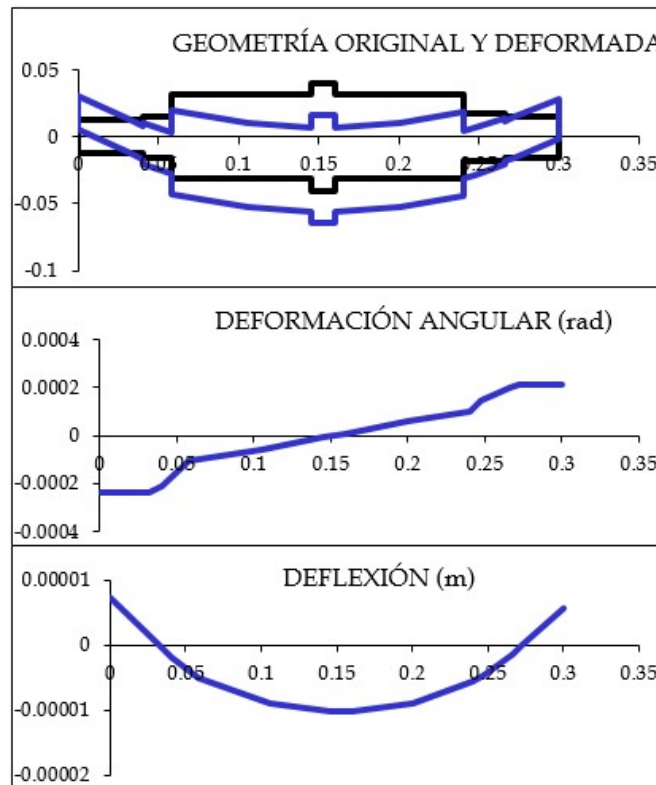


Ilustración 5-19: Geometrías, deflexión y giros. Eje intermedio 1. Plano XZ

Si calculamos la deformación angular y la deflexión total como:

$$\Delta\theta = \sqrt{\theta_{xy}^2 + \theta_{xz}^2} \quad \text{Ec. 5-144:}$$

$$\Delta\delta = \sqrt{\delta_{xy}^2 + \delta_{xz}^2}$$

Podremos obtener la deflexión y el giro del eje:

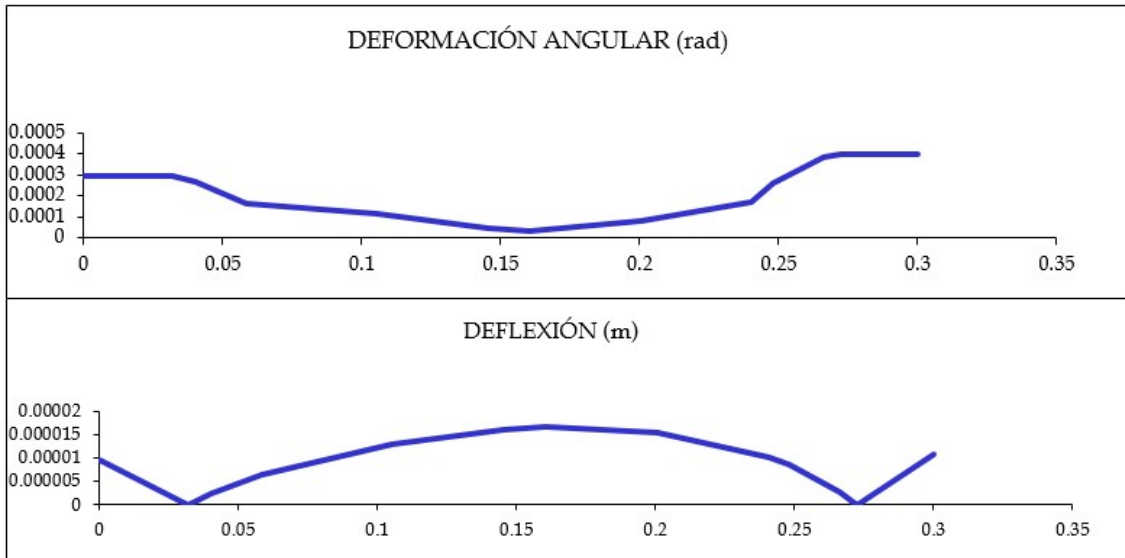


Ilustración 5-20: Deformación angular y deflexión totales. Eje intermedio primario

Como vemos, no se producen grandes deformación ni deflexiones. Por lo que damos por válido el dimensionado del árbol intermedio primario.

5.4.4. Eje intermedio secundario

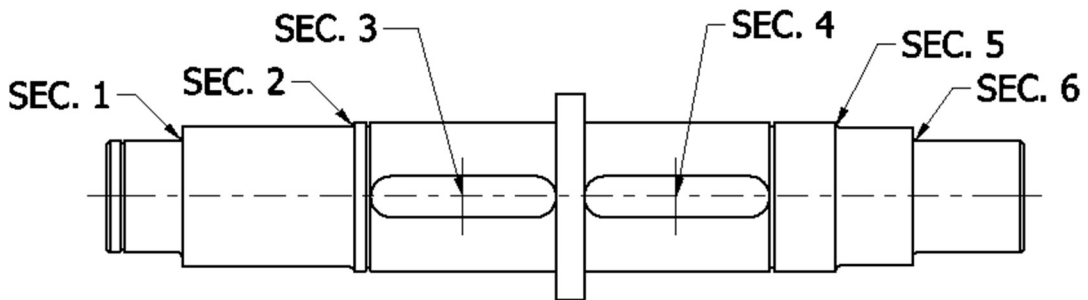


Ilustración 5-21: Eje intermedio secundario

5.4.4.1. Fuerzas en el árbol

Las fuerzas que aparecen en este árbol intermedio secundario son:

- Fuerza tangencial de la rueda 2 (FT4) en el plano YZ
- Fuerza tangencial del piñón 2 (FT5) en el plano YZ
- Fuerza radial rueda 2 (FR4) en el plano XZ
- Fuerza radial del piñón 2 (FR5) en el plano XZ

Fuerza	Magnitud
Fuerza tangencial rueda 2 (FT4)	-8458.37
Fuerza radial rueda 2 (FR4)	3078.59
Fuerza tangencial piñón 2 (FT5)	-19104.52
Fuerza radial piñón 2 (FR5)	-6953.47

Tabla 5-17: Fuerzas en el eje intermedio secundario

5.4.4.2. Reacciones en los apoyos y momentos flectores

PLANO (Y-Z)

En este plano, el diagrama de fuerzas, cortantes y momentos es el siguiente:

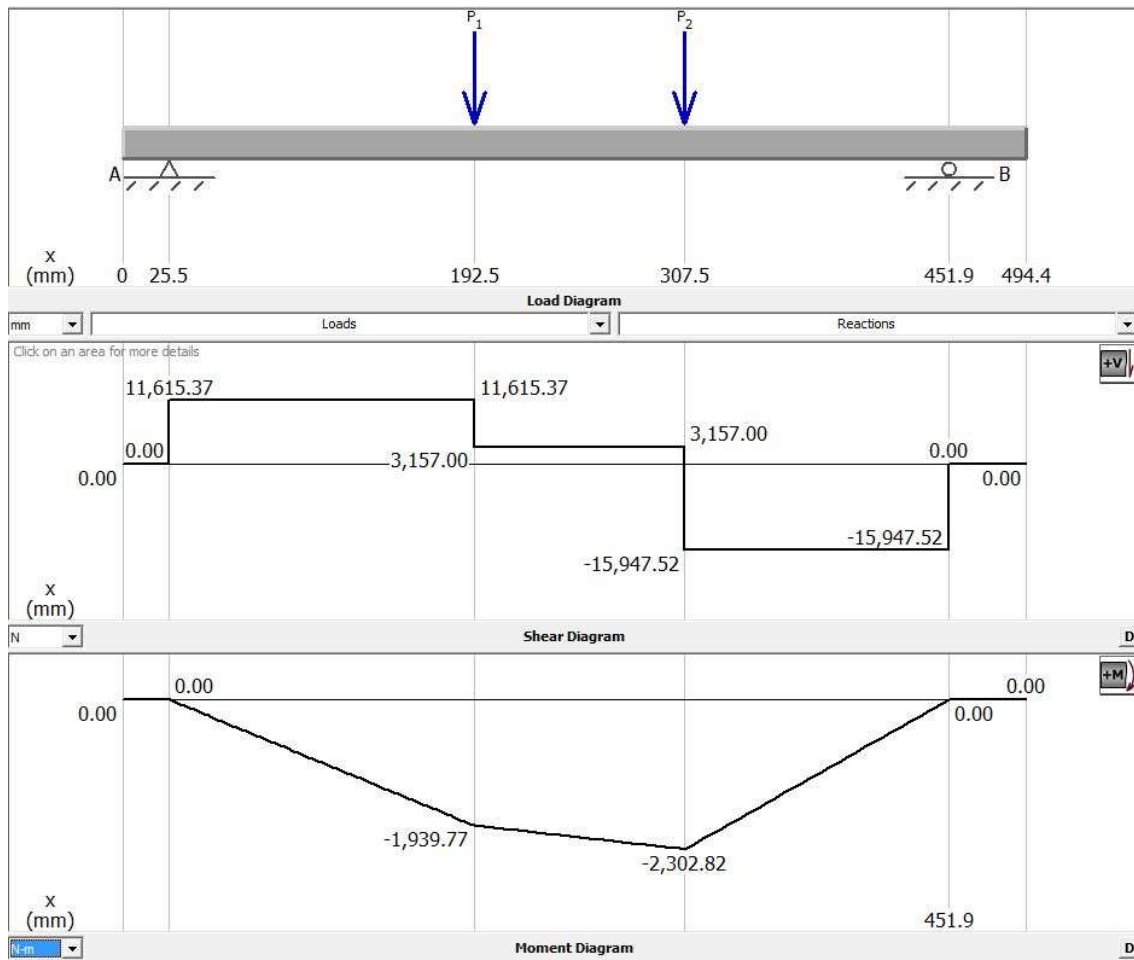


Ilustración 5-22: Diagramas de fuerzas en el eje intermedio secundario. Plano YZ

Así, las reacciones en el plano YZ nos quedan:

Apoyo	Reacción YZ
Fijo (izquierda)	11618.60
Móvil (derecha)	15944.29

Tabla 5-18: Reacciones en los apoyos. Eje intermedio secundario. Plano YZ

Y los momentos flectores en las secciones más desfavorables:

Sección	Momento flector Nm	Torsor Nm
1	-180.04	0
2	-1258.5	0
3	-1939.2	1335.95
4	-2302.7	1335.95
5	-942.39	0
6	-279.08	0

Tabla 5-19: Momentos en las secciones. Plano YZ

PLANO (X-Z)

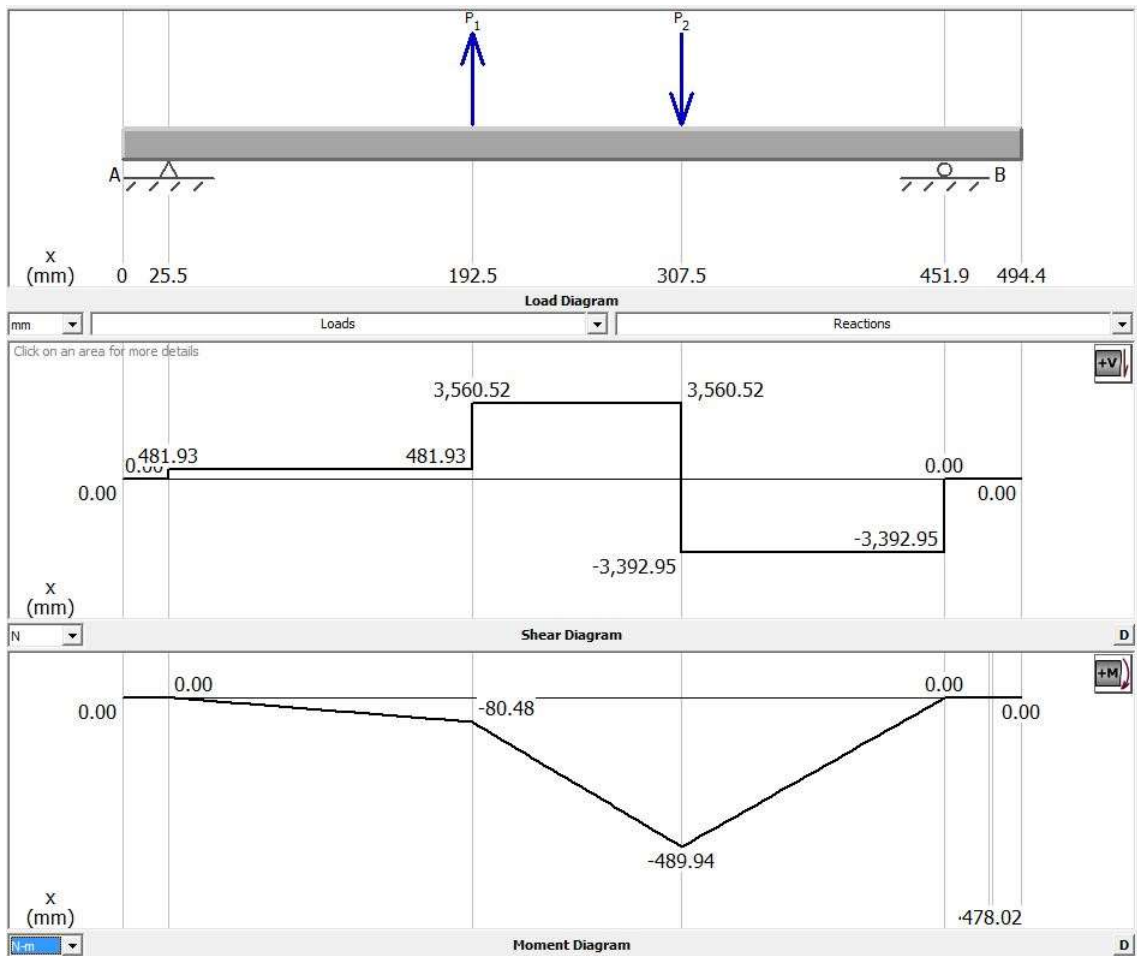


Ilustración 5-23: Diagramas de fuerza en el eje intermedio secundario. Plano XZ

Las reacciones en este plano son:

Apoyo	Reacción XZ
Fijo (izquierda)	482.38
Móvil (derecha)	3392.50

Tabla 5-20: Reacciones en los apoyos. Eje intermedio secundario. Plano XZ

Y los momentos en las secciones de estudio:

Sección	Momento flector Nm	Torsor Nm
1	-7.47	0
2	-52.22	0
3	-80.46	1335.95
4	-489.76	1335.95
5	-200.5	0
6	-59.38	0

Tabla 5-21: Momentos en las secciones. Plano XZ

Con las reacciones y momentos en cada plano podemos calcular las reacciones y momento totales como:

$$R = \sqrt{Rxy^2 + Rxz^2} \quad \text{Ec. 5-145:}$$

$$M = \sqrt{Mxy^2 + Mxz^2}$$

Nos queda:

Apoyo	Reacción total
Fijo (izquierda)	11628.6
Móvil (derecha)	16301.2

Tabla 5-22: Reacciones totales. Eje intermedio secundario

Los momentos totales serán:

Sección	Momento flector Nm	Torsor Nm
1	180.19	0
2	1259.61	0
3	1940.86	1335.95
4	2354.17	1335.95
5	963.48	0
6	285.32	0

Tabla 5-23: Momentos totales. Eje intermedio secundario

5.4.4.3. Diámetro a rigidez torsional

En este punto, aplicando la ecuación 5-128 calculamos el diámetro mínimo que debe tener el eje para cumplir con la necesidad de 0.25°/m:

$$d = \left(\frac{32 \cdot T}{\pi \cdot 0.25 \cdot \frac{\pi}{180} \cdot G} \right)^{\frac{1}{4}} = \left(\frac{32 \cdot 1335.95}{\pi \cdot 0.25 \cdot \frac{\pi}{180} \cdot 8.1 \cdot 10^{10}} \right)^{\frac{1}{4}} \quad \text{Ec. 5-146:}$$

$$= 0.078m = 78.77 \text{ mm}$$

Así, se escogió un diámetro normalizado de 80 para las secciones donde actuara el par torsor.

5.4.4.4.5. Sección 5

SECCION 5 DEL EJE INTERMEDIO 2											
Flector	Torsor	d*	r (mm)	D (mm)	r/d*	D/d*	kt	kf	Sn	dreal	kb
963.483	0	74	3	80	0.040541	1.081081	1.85	1.835297	77.4781	54.09931	0.797062
963.483	0	54.09931	3	80	0.055454	1.478762	1.9	1.884432	77.03483	54.20288	0.813719
963.483	0	54.20288	3	80	0.055348	1.475936	1.9	1.884432	77.02662	54.2048	0.813632
963.483	0	54.2048	3	80	0.055346	1.475884	1.9	1.884432	77.02647	54.20484	0.813631
963.483	0	54.20484	3	80	0.055346	1.475883	1.9	1.884432	77.02647	54.20484	0.813631
963.483	0	54.20484	3	80	0.055346	1.475883	1.9	1.884432	77.02647	54.20484	0.813631
963.483	0	54.20484	3	80	0.055346	1.475883	1.9	1.884432	77.02647	54.20484	0.813631
963.483	0	54.20484	3	80	0.055346	1.475883	1.9	1.884432	77.02647	54.20484	0.813631
963.483	0	54.20484	3	80	0.055346	1.475883	1.9	1.884432	77.02647	54.20484	0.813631
963.483	0	54.20484	3	80	0.055346	1.475883	1.9	1.884432	77.02647	54.20484	0.813631
963.483	0	54.20484	3	80	0.055346	1.475883	1.9	1.884432	77.02647	54.20484	0.813631
963.483	0	54.20484	3	80	0.055346	1.475883	1.9	1.884432	77.02647	54.20484	0.813631
963.483	0	54.20484	3	80	0.055346	1.475883	1.9	1.884432	77.02647	54.20484	0.813631
											CUMPLE

El diámetro escogido en esta sección, estando del lado de la seguridad, es de 74mm dejando un margen amplio hasta los 55mm de diámetro mínimo.

5.4.4.4.6. Sección 6

SECCION 6 DEL EJE INTERMEDIO 2											
Flector	Torsor	d*	r (mm)	D (mm)	r/d*	D/d*	kt	kf	Sn	dreal	kb
285.327	0	60	2	74	0.033333	1.233333	2.2	2.169131	66.51779	37.94068	0.80878
285.327	0	37.94068	2	74	0.052714	1.950413	2.1	2.080973	72.1991	36.91819	0.84218
285.327	0	36.91819	2	74	0.054174	2.004432	2.1	2.080973	72.41046	36.88223	0.844645
285.327	0	36.88223	2	74	0.054227	2.006386	2.1	2.080973	72.41801	36.88095	0.844734
285.327	0	36.88095	2	74	0.054229	2.006456	2.1	2.080973	72.41828	36.88091	0.844737
285.327	0	36.88091	2	74	0.054229	2.006458	2.1	2.080973	72.41829	36.8809	0.844737
285.327	0	36.8809	2	74	0.054229	2.006458	2.1	2.080973	72.41829	36.8809	0.844737
285.327	0	36.8809	2	74	0.054229	2.006458	2.1	2.080973	72.41829	36.8809	0.844737
285.327	0	36.8809	2	74	0.054229	2.006458	2.1	2.080973	72.41829	36.8809	0.844737
285.327	0	36.8809	2	74	0.054229	2.006458	2.1	2.080973	72.41829	36.8809	0.844737
285.327	0	36.8809	2	74	0.054229	2.006458	2.1	2.080973	72.41829	36.8809	0.844737
285.327	0	36.8809	2	74	0.054229	2.006458	2.1	2.080973	72.41829	36.8809	0.844737
285.327	0	36.8809	2	74	0.054229	2.006458	2.1	2.080973	72.41829	36.8809	0.844737
285.327	0	36.8809	2	74	0.054229	2.006458	2.1	2.080973	72.41829	36.8809	0.844737
											CUMPLE

En esta última sección, se dimensionó con un diámetro de 60, mientras que el mínimo es de 37. Como en todos los casos anteriores se diseña para admitir sobrecargas con un diámetro superior.

5.4.4.5. Cálculo a deflexión

PLANO (Y-Z)

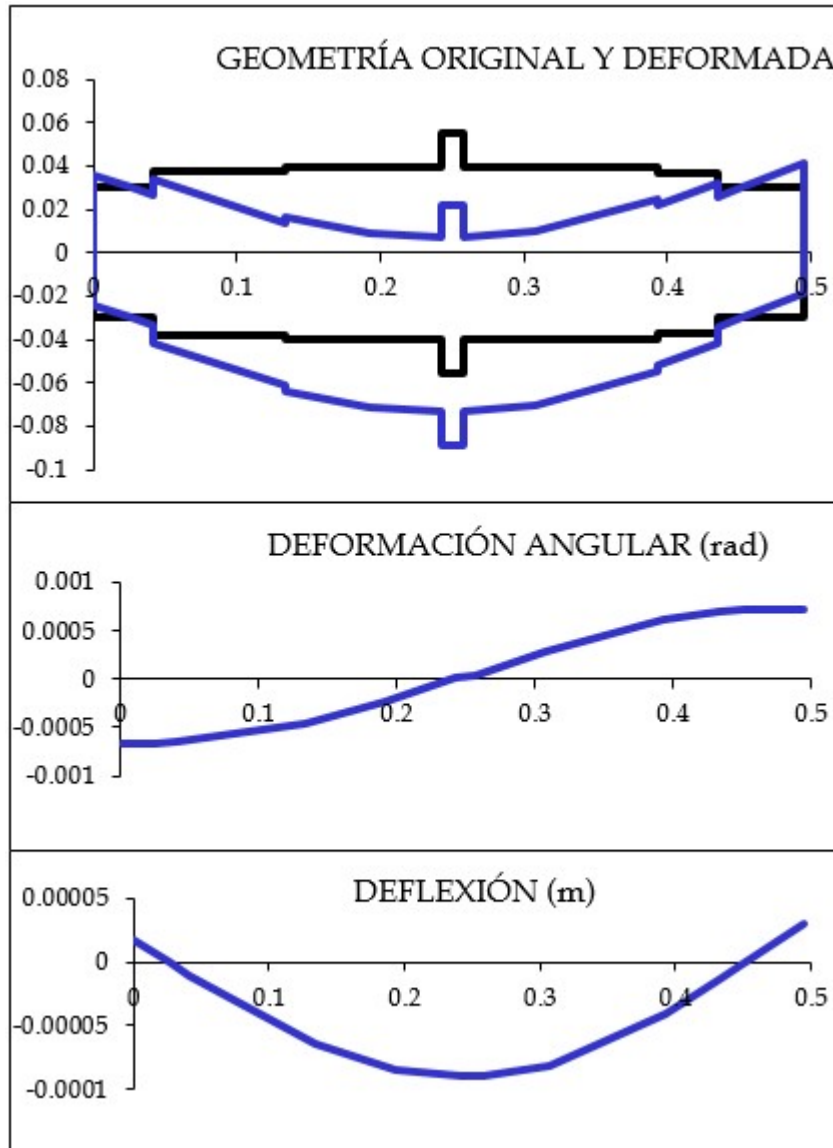


Ilustración 5-24: Geometrías, deflexión y giros. Eje intermedio 2. Plano YZ

PLANO (X-Z)

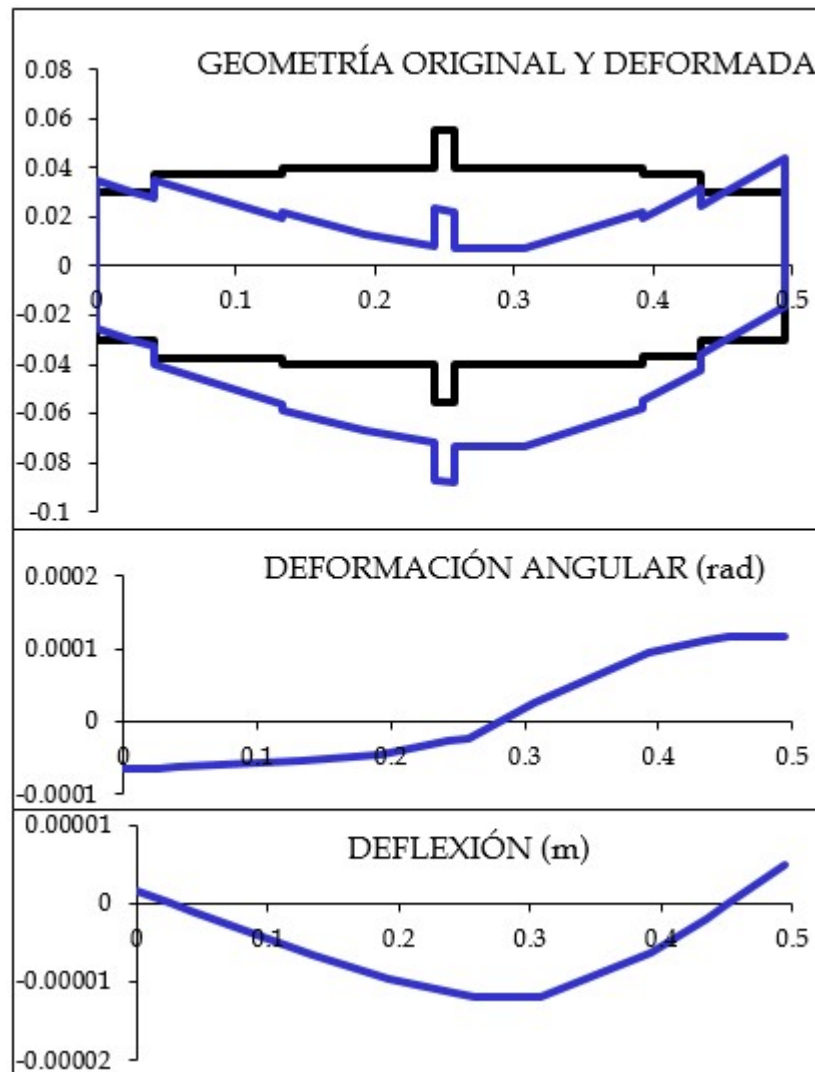


Ilustración 5-25: Geometrías, deflexión y giros. Plano XZ

Si calculamos la deformación angular y el giro total como:

$$\Delta\theta = \sqrt{\theta_{xy}^2 + \theta_{xz}^2}$$

Ec. 5-147:

$$\Delta\delta = \sqrt{\delta_{xy}^2 + \delta_{xz}^2}$$

Obtendremos el giro y la deflexión en términos absolutos:

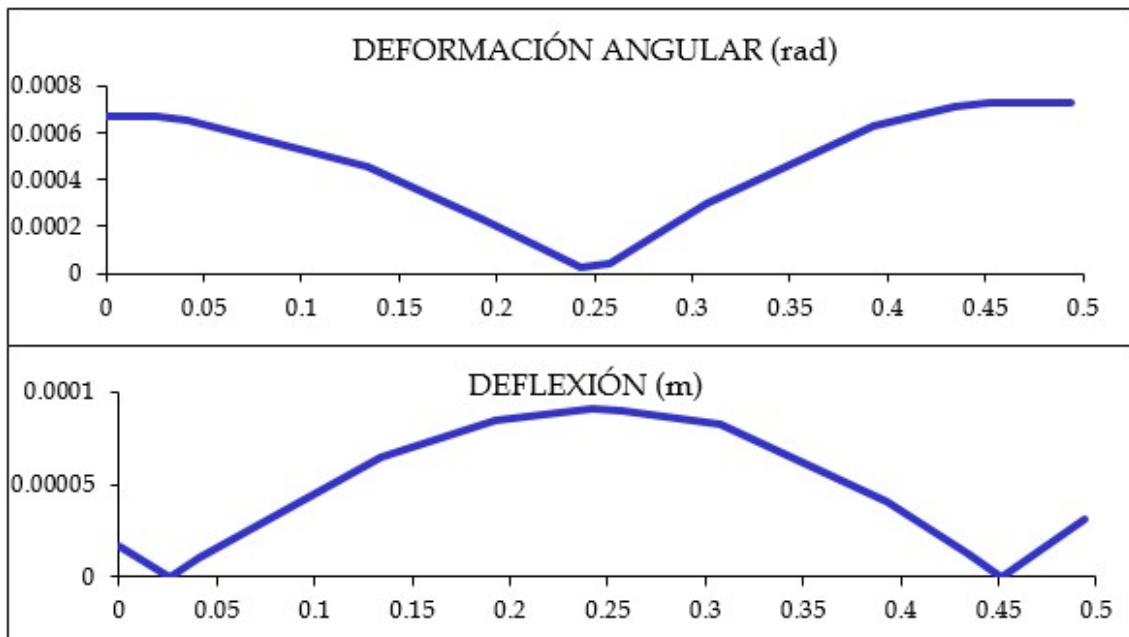
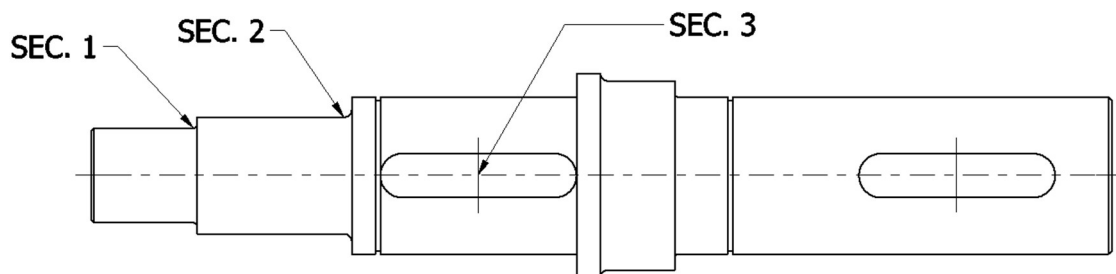


Ilustración 5-26: Deformación angular y deflexión totales. Eje intermedio secundario

Como podemos ver, no se producen grandes giro ni deflexiones. En este último caso además se puede ver como concuerdan con las cargas aplicadas. Por todo lo anterior, podemos dar por correcto el dimensionado del eje intermedio secundario.

5.4.5. Eje de salida



5.4.5.1. Fuerzas en el árbol

Las fuerzas que aparecen en este árbol intermedio secundario son:

- Fuerza radial del piñón 3 (FR6) en el plano XZ
- Fuerza tangencial del piñón3 (FT6) en el plano YZ

Fuerza	Magnitud
Fuerza radial del piñón 3 (FR6)	6953.47
Fuerza tangencial del piñón 3 (FT6)	19104.52

Tabla 5-24: Fuerzas en el eje intermedio secundario

5.4.5.2. Reacciones en los apoyos y momentos flectores

PLANO (Y-Z)

En este plano, el diagrama de fuerzas, cortantes y momentos es el siguiente:

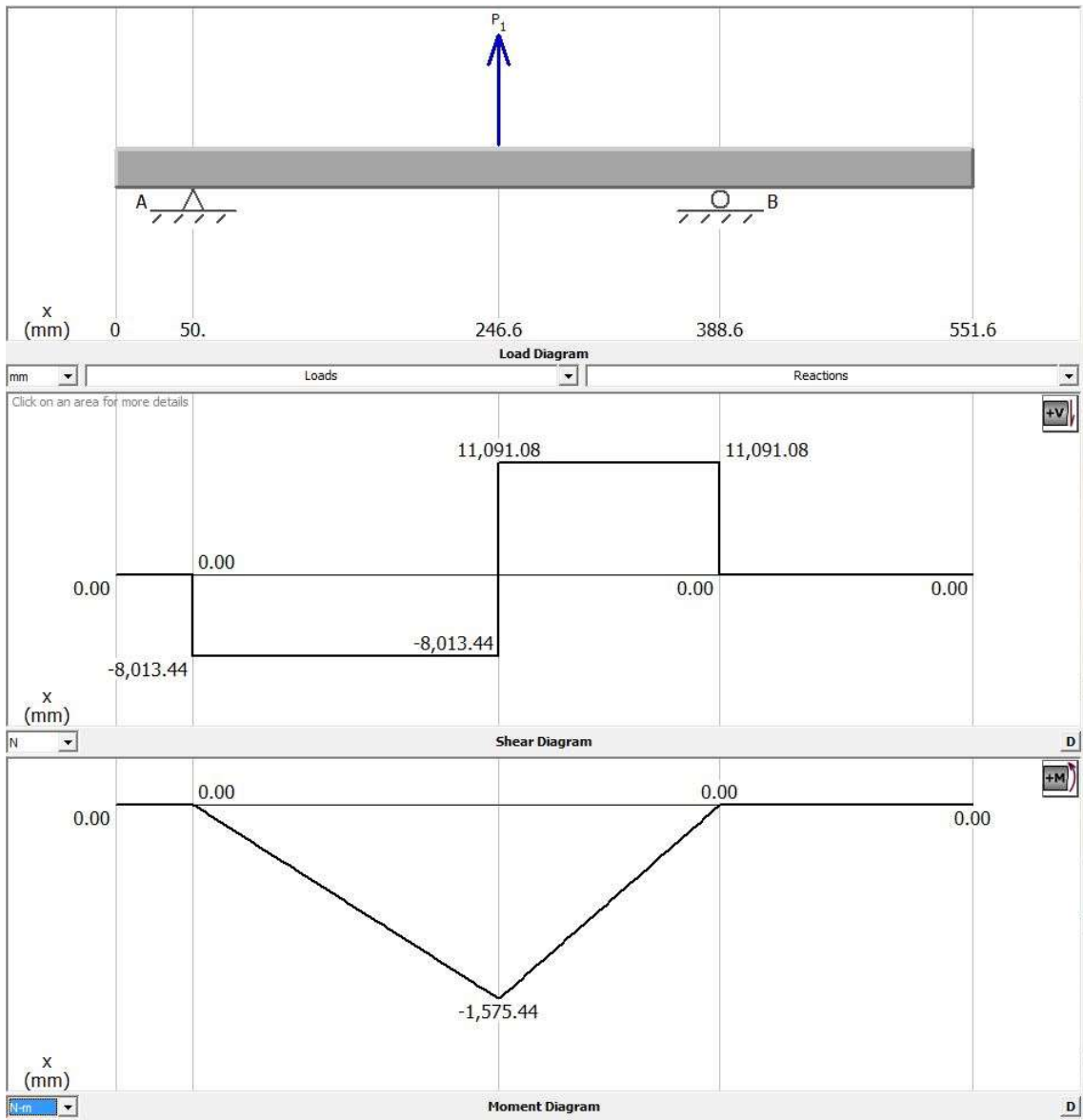


Ilustración 5-27: Diagramas de fuerzas en el eje de salida. Plano YZ

Así, las reacciones en el plano YZ nos quedan:

Apoyo	Reacción YZ
Fijo (derecha)	-11093.77
Móvil (izquierda)	-8010.75

Tabla 5-25: Reacciones en los apoyos. Eje de salida. Plano YZ

Y los momentos flectores en las secciones más desfavorables:

Sección	Momento flector Nm	Torsor Nm
1	-140.24	0
2	-931.13	0
3	-1575.4	3383

Tabla 5-26: Momentos en las secciones. Plano YZ

PLANO (X-Z)

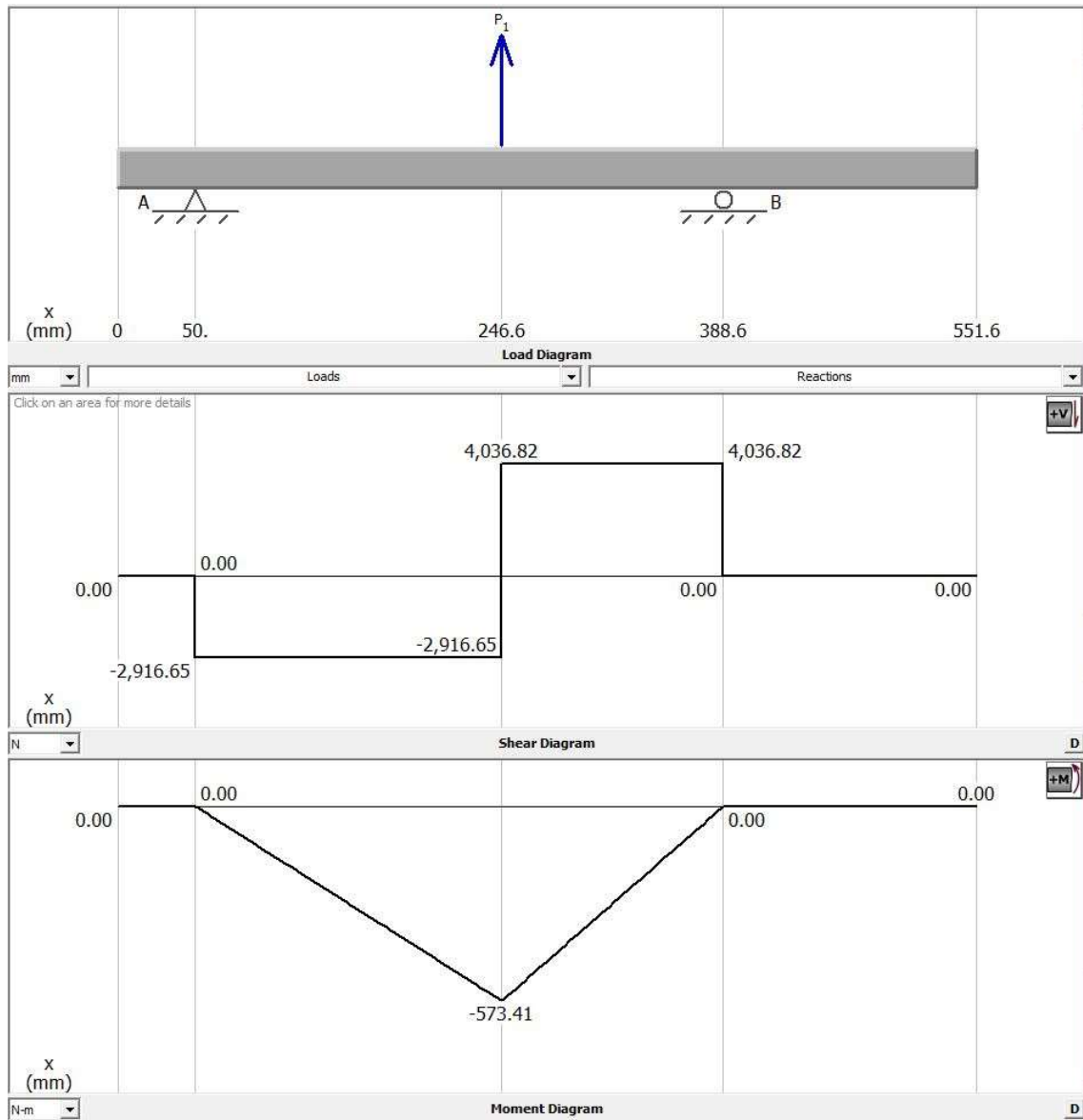


Ilustración 5-28: Diagramas de fuerzas en el eje de salida. Plano XZ

Las reacciones en este plano son:

Apoyo	Reacción XZ
Fijo (derecha)	-4037.71
Móvil (izquierda)	-2915.76

Tabla 5-27: Reacciones en los apoyos. Eje de salida. Plano XZ

Y los momentos en las secciones de estudio:

Sección	Momento flector Nm	Torsor Nm
1	-51.04	0
2	-338.9	0
3	-573.41	3383

Tabla 5-28: Momentos en las secciones. Plano XZ

Con las reacciones y momentos en cada plano podemos calcular las reacciones y momento totales como:

$$R = \sqrt{R_{xy}^2 + R_{xz}^2} \quad \text{Ec. 5-148:}$$

$$M = \sqrt{M_{xy}^2 + M_{xz}^2}$$

Nos queda:

Apoyo	Reacción total
Fijo (derecha)	11803.2
Móvil (izquierda)	8527.42

Tabla 5-29: Reacciones totales. Eje de salida

Los momentos totales serán:

Sección	Momento flector Nm	Torsor Nm
1	149.23	0
2	990.88	0
3	1676.55	3383

Tabla 5-30: Momentos totales. Eje de salida

5.4.5.3. Diámetro a rigidez torsional

En este punto, aplicando la ecuación 5-128 calculamos el diámetro mínimo que debe tener el eje para cumplir con la necesidad de 0.25°/m:

$$d = \left(\frac{32 \cdot T}{\pi \cdot 0.25 \cdot \frac{\pi}{180} \cdot G} \right)^{\frac{1}{4}} = \left(\frac{32 \cdot 3383}{\pi \cdot 0.25 \cdot \frac{\pi}{180} \cdot 8.1 \cdot 10^{10}} \right)^{\frac{1}{4}} \quad \text{Ec. 5-149:}$$

$$= 0.098m = 98.36 \text{ mm}$$

Así, se escogió un diámetro normalizado de 100 para las secciones donde actuara el par torsor.

5.4.5.5. Cálculo a deflexión

PLANO (Y-Z)

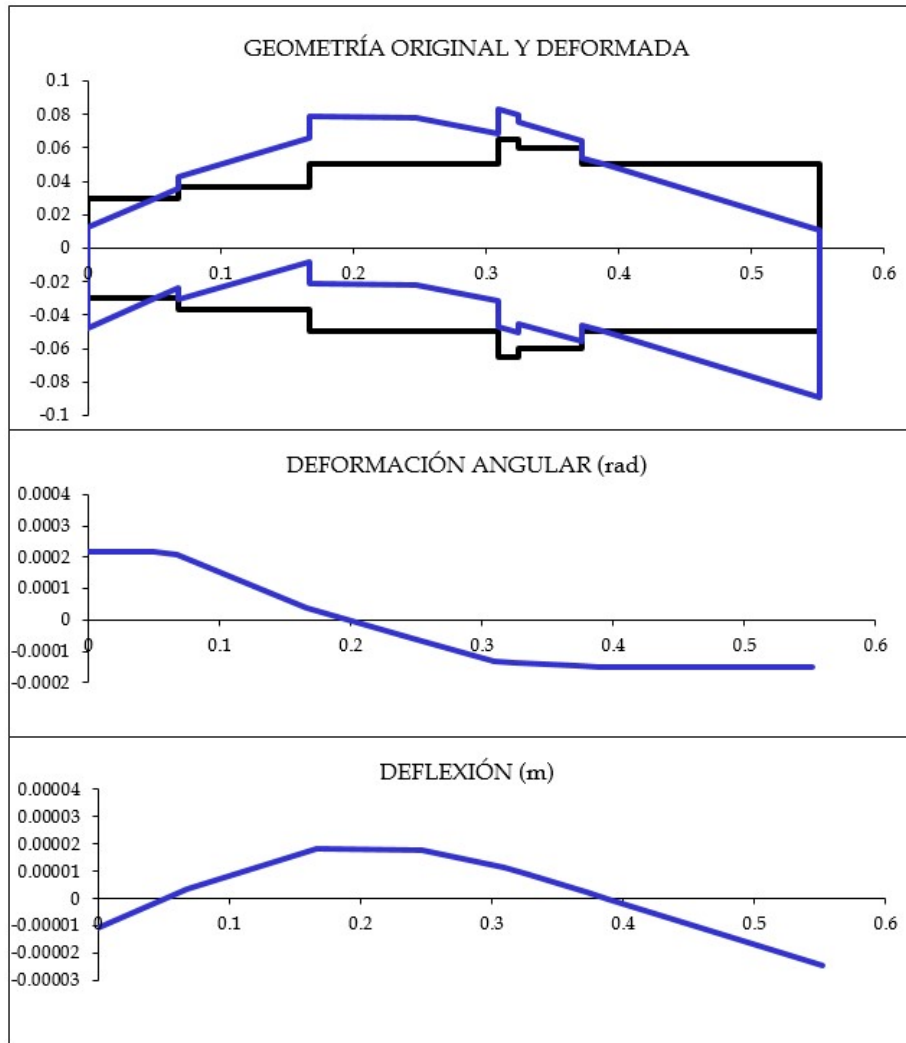


Ilustración 5-29: Geometrías, deflexión y giros. Eje de salida. Plano YZ

PLANO (X-Z)

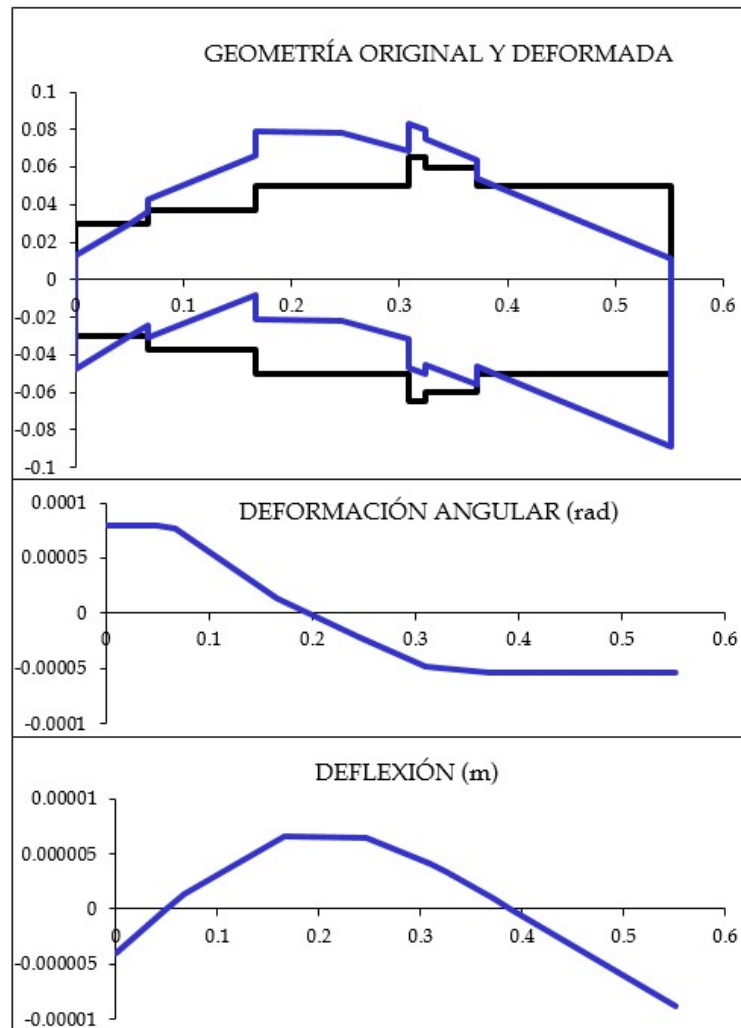


Ilustración 5-30: Geometrías, deflexión y giros. Eje de salida. Plano XZ

Si calculamos la deformación angular y el giro total como:

$$\Delta\theta = \sqrt{\theta_{xy}^2 + \theta_{xz}^2}$$

Ec. 5-150:

$$\Delta\delta = \sqrt{\delta_{xy}^2 + \delta_{xz}^2}$$

Obtendremos el giro y la deflexión en términos absolutos:

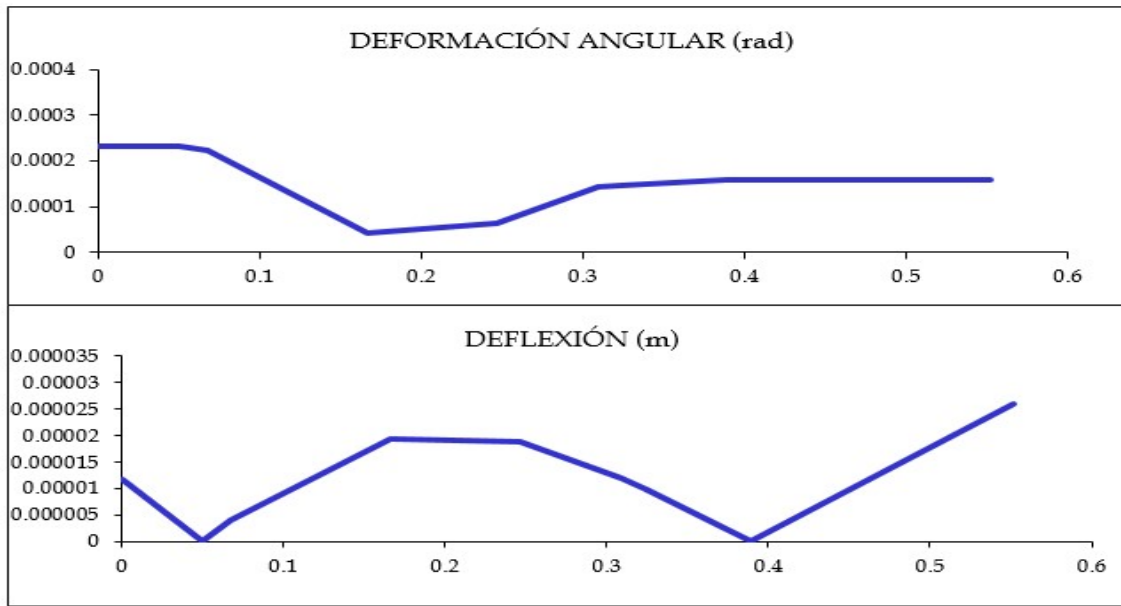


Ilustración 5-31: Deformación angular y deflexión totales. Eje de salida.

Como podemos ver, no se producen grandes giro ni deflexiones. Por todo lo anterior, podemos dar por correcto el dimensionado del eje de salida y por consecuencia, el resto de los ejes del estudio.

5.5. Aligerado de ruedas

Debido a las dimensiones de las ruedas, éstas se puede aligerar mediante orificios y rebajes en el ancho. Este aligerado viene en función de este esquema y las ecuaciones siguientes:

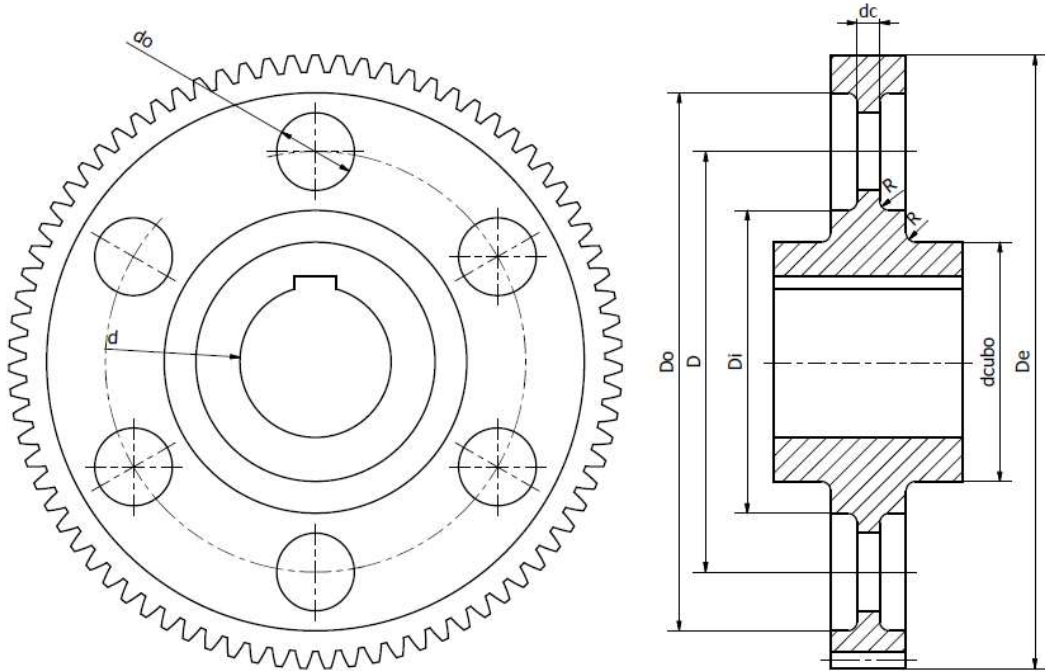


Ilustración 5-32: Aligerado de ruedas. Esquema

$$\begin{aligned}
 dcubo &= 1.6d \\
 Do &= De - 10 \cdot m \\
 Di &= D - (Do - D) \\
 do &= 0.25 \cdot (Do - dcn) \\
 D &= 0.5 \cdot (De + dcn) \\
 dc &= 0.3 \cdot b \\
 R &= 5mm
 \end{aligned}$$

Ec. 5-151:

Siguiendo este proceso se obtienen todas las ruedas aligeradas. En el documento "planos" se muestran todas estas operaciones.

A la carcasa exterior se le hizo también una reducción de peso en las zonas donde no van insertados los rodamientos. Consiguiendo así una carcasa más ligera y más manejable.

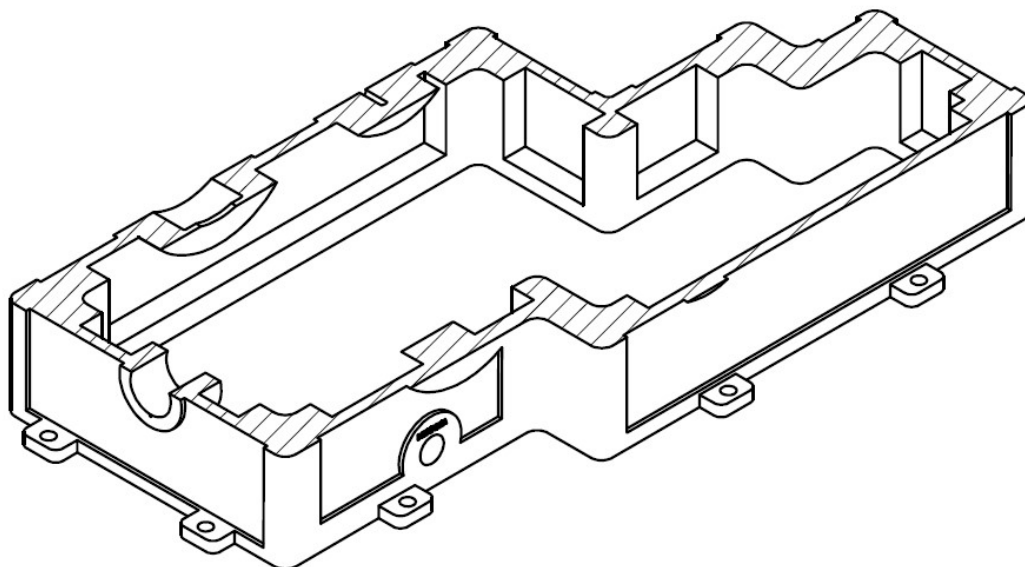


Ilustración 5-33: Rebaje de peso a los laterales de la carcasa inferior.

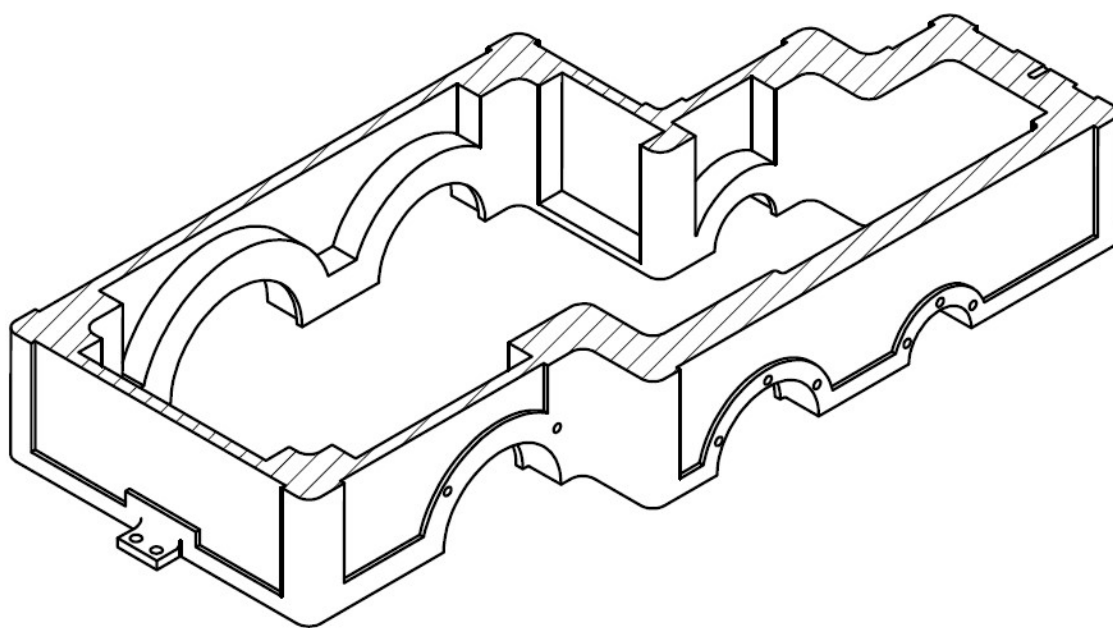


Ilustración 5-34: Rebaje de peso a los laterales de la caja superior.

A la caja de cierre se le rebajó el espesor en la zona superior para conseguir menos peso.

5.6. Lubricación del reductor: método UNITED.

Como se ha comentado en “4.8 Necesidades de lubricación” nuestro reductor necesita de un aceite lubricante para enfriar las piezas en contacto, evitar el contacto entre ellas, evitar el posible gripado y el desgaste superficial. Para seleccionar un lubricante apropiado se ha utilizado el método UNITED el cual, por medio de unas ecuaciones, te arroja un valor de viscosidad recomendado a 38°. El método es el que sigue:

5.6.1. Criterios de cálculo. Método UNITED.

En primer lugar hay que obtener el valor de la variable K que más tarde se usará:

$$K = \frac{Ft}{b \cdot d1} \cdot \frac{i + 1}{i} \cdot K_A \quad \text{Ec. 5-152:}$$

Donde la fuerza tangencial va introducida en Newtons y el ancho y el diámetro en milímetros.

El siguiente paso es calcular la relación K/vt de cada etapa, siendo vt la velocidad tangencial de esta.

Así, con esta relación calculada y viendo que nos cumple los límites:

$$2.5 \cdot 10^{-3} \leq \frac{K}{vt} \leq 20 \quad \text{Ec. 5-153:}$$

Podremos obtener la viscosidad mediante esta ecuación:

$$\log(v38) = -0.028 \cdot \left(\log\left(\frac{K}{vt}\right)\right)^3 - 0.025 \cdot \left(\log\left(\frac{K}{vt}\right)\right)^2 + 0.460 \cdot \left(\log\left(\frac{K}{vt}\right)\right) + 2.593 \quad \text{Ec. 5-154:}$$

En los siguientes apartados se muestran los cálculos para las dos etapas de engranajes cilíndricos.

5.6.2. Etapa primera de engranajes cilíndricos. Método UNITED.

En esta etapa los datos de partida son:

Parámetro	Valor
Fuerza tangencial	8458.37 N
Ancho b	40mm
Diámetro d1	124mm
Relación de transmisión	2.548
Coefficiente de aplicación KA	1.5
Velocidad tangencial vt	0.636 m/s

Tabla 5-31: Parámetros para el método UNITED. Etapa primera

Así, el valor de K se obtuvo como:

$$K = \frac{5458.37}{40 \cdot 124} \cdot \frac{2.548 + 1}{2.548} \cdot 1.5 = 3.561 \quad \text{Ec. 5-155:}$$

Y la relación K/vt :

$$\frac{K}{vt} = 5.6 \quad \text{Ec. 5-156:}$$

El valor de la viscosidad a 38° se calculó y se obtuvo:

$$\log(v38) = 2.9114 \quad \text{Ec. 5-157:}$$

Que aplicando el antilogaritmo:

$$v38 = 10^{2.9114} = 815.56 \text{ cSt} \quad \text{Ec. 5-158:}$$

5.6.3. Etapa segunda de engranajes cilíndricos. Método UNITED.

En esta etapa los datos de partida son:

Parámetro	Valor
Fuerza tangencial	19104.52 N
Ancho b	80mm
Diámetro d1	140mm
Relación de transmisión	2.5714
Coefficiente de aplicación KA	1.5
Velocidad tangencial vt	0.2817 m/s

Tabla 5-32: Parámetros para el método UNITED. Etapa segunda.

Así, el valor de K se obtuvo como:

$$K = \frac{19104.52}{80 \cdot 140} \cdot \frac{2.5714 + 1}{2.5714} \cdot 1.5 = 3.5536 \quad \text{Ec. 5-159:}$$

Y la relación K/vt :

$$\frac{K}{vt} = 12.61 \quad \text{Ec. 5-160:}$$

El valor de la viscosidad a 38° se calculó y se obtuvo:

$$\log(v38) = 3.0317 \quad \text{Ec. 5-161:}$$

Que aplicando el antilogaritmo:

$$\text{Ec. 5-162:}$$

$$\nu_{38} = 10^{3.0317} = 1066.37 \text{ cSt}$$

5.6.4. Elección del lubricante

Como vemos, para una temperatura de 38°C necesitamos como mínimo una viscosidad en la segunda etapa de 1066 cSt. Por ello se eligió un lubricante ISO 1000 VG debido a que, pese a que la media de viscosidad es 1000, esta viscosidad es a 40°C.

A 38°C, dos por debajo de lo calculado para 1000, la viscosidad asciende a 1079, lo que nos cubre ambas etapas con seguridad.

5.7. Cálculo de rodamientos

El cálculo de los rodamientos de nuestro sistema se hizo mediante la norma ISO 281: 2007 la cual nos calcula la capacidad dinámica mínima para un rodamiento y aplicación concretos. Con esta capacidad "C" se eligen los rodamientos y en el caso de que no sirvan, se debe probar con otro rodamiento hasta que cumpliera.

5.7.1. Criterios de cálculo. Rodamientos.

El cálculo de los rodamientos se aborda desde esta ecuación:

$$L_{10} = 10^6 \cdot \left(\frac{C}{F}\right)^q \quad \text{Ec. 5-163:}$$

Siendo L_{10} la probabilidad de fallo del 10%, la C la capacidad dinámica del rodamiento, q un exponente que nos indica el tipo de contacto (lineal o puntual) y la F es la fuerza actuante.

Así pues, a esta L_{10} se le añaden una serie de coeficientes correctores de vida para ajustarlos mejor y poder aumentar la fiabilidad más allá del 90%, así, la vida L, del rodamiento viene dada por:

$$L = a_1 \cdot a_{iso} \cdot L_{10} \quad \text{Ec. 5-164:}$$

Donde la vida L en revoluciones se calcula como:

$$L(\text{revs}) = \omega(\text{rpm}) \cdot 60 \cdot L(\text{horas}) \quad \text{Ec. 5-165:}$$

El coeficiente de fiabilidad a_1 nos indica la fiabilidad intrínseca que debe tener nuestra aplicación, en nuestro reductor esta fiabilidad es el 95% así:

$$95\% \rightarrow a_1 = 0.64 \quad \text{Ec. 5-166:}$$

El coeficiente a_{iso} hace referencia a las condiciones de trabajo del rodamiento. Su obtención se basa en obtener ciertos parámetros y con ellos, entrar en un gráfico y obtener su valor. Los pasos para su obtención son:

- Se obtiene la viscosidad relativa del rodamiento

Esta viscosidad relativa viene en función de la geometría del propio rodamiento y la velocidad de giro.

Si la velocidad angular es inferior a 1000 rpm:

$$v1 = \frac{45000}{\sqrt{d_m \cdot n^{1.667}}} \quad \text{Ec. 5-167:}$$

Si es igual o superior a 1000 rpm:

$$v1 = \frac{4500}{\sqrt{d_m \cdot n}} \quad \text{Ec. 5-168:}$$

- Se obtiene la viscosidad del aceite a la temperatura de funcionamiento

En nuestro caso la temperatura de funcionamiento del rodamiento se ha impuesto en 70°C, con las dos viscosidades a 40°C y 100°C podemos obtener cualquier viscosidad en ese rango de la siguiente forma:

$$v(T) = 10^{10(A-B \cdot \log(T+273.15))} - 0.7 \quad \text{Ec. 5-169:}$$

Siendo A y B dos constantes para cada lubricante:

$$A = \log(\log(v100 + 0.7)) + B \cdot \log(T100 + 273.15) \quad \text{Ec. 5-170:}$$

$$B = \frac{\log(\log(v100 + 0.7)) - \log(\log(v40 + 0.7))}{\log(T40 + 273.15) - \log(T100 + 273.15)} \quad \text{Ec. 5-171:}$$

Siendo v100 y v40 las viscosidades a 40 y 100 grados expresadas en mm²/s, y T40 y T100 las temperaturas, 40 y 100 grados. La operación debe realizar en Kelvin, por ello el sumando 273.15.

Operando se obtiene que la viscosidad a 70 grados del lubricante Repsol Super Tauro ISO 1000 es de 170.6 cSt.

- Se realiza el cociente entre la viscosidad del lubricante y la relativa del rodamiento y se obtiene el valor de κ que se usará más adelante:

$$\kappa = \frac{v}{v1} = \frac{170.6}{v1} \quad \text{Ec. 5-172:}$$

- Se obtiene el nivel de contaminación η_c que viene en función de la condición de limpieza externa, este nivel se ha establecido en un valor de 0.4. En el documento “tablas” existe la tabla 11 donde aparecen estos valores.
- Se calcula la relación contaminación-carga y con ella y kappa se entra en la gráfica para obtener aiso.

$$\eta_c \cdot \frac{Pu}{F} \quad \text{Ec. 5-173:}$$

En el documento “tablas” están las gráficas para obtener el valor de aiso.

Con este proceso claro, se pasó a calcular los rodamientos para cada eje, los resultados para cada uno se muestran a continuación.

5.7.2. Rodamientos del eje de entrada

Característica	Lado fijo A	Lado móvil B
Tipo	6408	NU1005
Diámetro del eje	40	25
Diámetro exterior	110	47
Ancho	27	12
Diámetro medio	75	36
Viscosidad relativa	9.58	13.83
Feq	5413	980.407
C	63700	14200
Pu	1530	1400
κ	17.73	12.29
aiso	40	5
C necesaria	37950.98	10556.06

Tabla 5-33: Rodamientos del eje de entrada

5.7.3. Rodamientos del eje intermedio primario

Característica	Lado fijo A	Lado móvil B
Tipo	6405	NU406
Diámetro del eje	25	30
Diámetro exterior	80	90
Ancho	21	23
Diámetro medio	52.5	60
Viscosidad relativa	135.97	127.18
Feq	3432.27	6659.66
C	35800	60500
Pu	820	6800
κ	1.25	1.33
aiso	1.5	1
C necesaria	23135.21	41889.21

Tabla 5-34: Rodamientos del eje intermedio primario

5.7.4. Rodamientos del eje intermedio secundario

Característica	Lado fijo A	Lado móvil B
Tipo	6312	NU412
Diámetro del eje	60	60
Diámetro exterior	130	150
Ancho	31	35
Diámetro medio	95	105
Viscosidad relativa	220.56	209.79
Feq	11628.6	16301.2
C	108000	168000
Pu	2900	22000
κ	0.770	0.81
aiso	1.5	1
C necesaria	57372.12	77428.89

Tabla 5-35: Rodamientos del eje intermedio secundario

5.7.5. Rodamientos del eje de salida

Característica	Lado fijo B	Lado móvil A
Tipo	6220	NU412
Diámetro del eje	100	60
Diámetro exterior	180	150
Ancho	34	35
Diámetro medio	140	105
Viscosidad relativa	396.45	457.78
Feq	11803.2	9819.54
C	127000	168000
Pu	3350	22000
κ	0.42	0.37
aiso	0.4	0.15
C necesaria	66221.33	54038.917

Tabla 5-36: Rodamientos eje de salida

5.8. Selección de chavetas

Como se comentó en “4.4 Chavetas”, los anclajes entre eje y engranaje son mediante, valga la redundancia, chavetas. Estos pequeños elementos se insertan en una acanaladura en el eje y encajan a la perfección en el engranaje, permitiendo que giren a la vez.

5.8.1. Criterio de cálculo. Chavetas

El criterio de cálculo es muy simple y se resume a continuación:

Según el diámetro del eje se elige las dimensiones de ancho y alto de la chaveta, las cuales vienen en una tabla, y a partir del diámetro se calcula la longitud de la misma. Este ancho se calculan como:

$$L = 1.25 \cdot d$$

Ec. 5-174:

Así, las chavetas elegidas para cada eje se calcularon así:

5.8.2. Chavetas eje de entrada

Este eje de diámetro 40 requería, según la tabla de la norma UNE 17.102 h1, una chaveta de 12x8, la longitud se calculó como:

$$L_e = 1.25 \cdot 40 = 50\text{mm} \quad \text{Ec. 5-175:}$$

5.8.3. Chavetas eje intermedio primario

Este eje de diámetro 63 requería de unas chavetas de 18x11 y de longitud:

$$L_{i1} = 1.25 \cdot 63 = 78.75\text{mm} \rightarrow 80\text{mm} \quad \text{Ec. 5-176:}$$

5.8.4. Chavetas eje intermedio secundario

Este eje de diámetro 80mm en el lugar donde va colocada la chaveta, requería de una de unas medidas 22x14 y longitud:

$$L_{i2} = 1.25 \cdot 80 = 100\text{mm} \quad \text{Ec. 5-177:}$$

5.8.5. Chavetas eje de salida

Este eje de diámetro 100mm en el lugar donde va colocada la chaveta, requería de unas de unas medidas 28x16 y de longitud:

$$L_s = 1.25 \cdot 100 = 125\text{mm} \quad \text{Ec. 5-178:}$$

En el documento "tablas" se muestra la tabla 14 donde se muestran estas medidas.

5.9. Selección de anillos elásticos de retención

Los anillos elásticos de retención se seleccionan a partir del diámetro del eje donde se quiera colocar dicho anillo. En nuestro reductor se ha optado por los anillos exteriores de la serie DIN 471. La tabla de selección se muestra en el documento "tablas".





UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA



Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño

Documento nº 3: MODELIZACIÓN DEL
REDUCTOR: DISEÑO EN 3D

Páginas 133 - 150



6.MODELIZACIÓN EN INVENTOR

En este apartado se mostrará la modelización que se realizó con el Software Autodesk Inventor Profesional, se analizarán las piezas más relevantes y se explicarán las operaciones más importantes que se realizaron. Se mostrarán las vistas de despiece y ensamblaje, y alguna imagen renderizada donde se verá con mayor detalle todo el reductor.

Las piezas que a nuestro parecer son las más importantes y merecen ser analizadas son:

- Tornillo sin fin
- Corona
- Ejes
- Ruedas y piñones

6.1. Tornillo sin fin

Esta pieza del reductor corresponde con la entrada de potencia de la máquina, está conectada mediante una chaveta al motor eléctrico y gira solidario con este. El modelizado en Inventor empezó desde AutoCad y los bocetos previamente explicados, se dibujó el diente con las medidas correspondientes y posteriormente se pasó a Inventor donde se le daría el volumen y la forma deseados.

El diseño se hizo mediante la operación “Barrido” la cual nos crea un modelo sólido a partir de dos bocetos cruzados, uno de estos fue el diente previamente diseñado y el otro una espiral con los parámetros definidos.

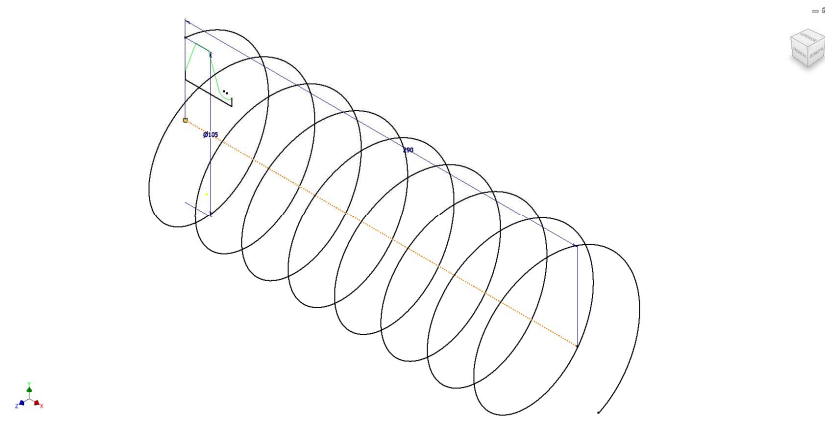


Ilustración 6-1: Barrido del tornillo sin fin

Obteniéndose:

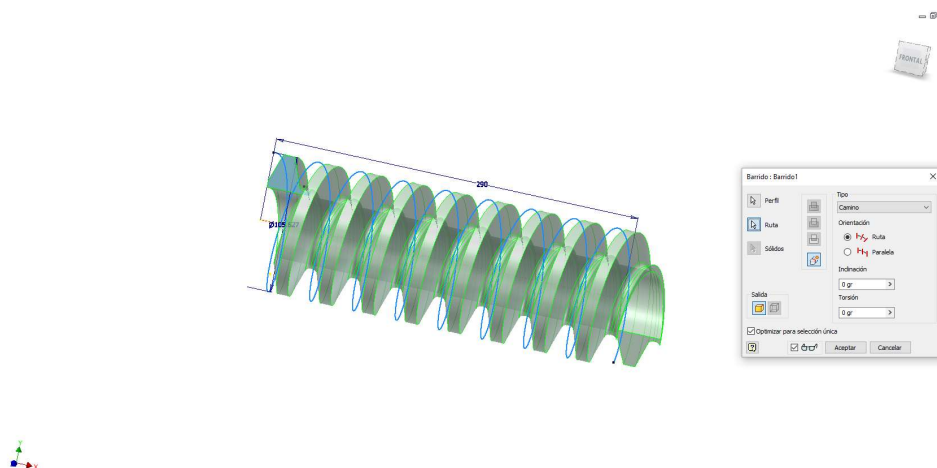


Ilustración 6-2: Barrido completo del tornillo sin fin

A continuación se cortaron los finales de la espiral definiendo así la longitud de la misma y se fueron extruyendo los finales con el fin de crear la longitud y diámetro deseados.

Para acabar se añadieron los chaflanes a los finales de los ejes y se añadió el chavetero.

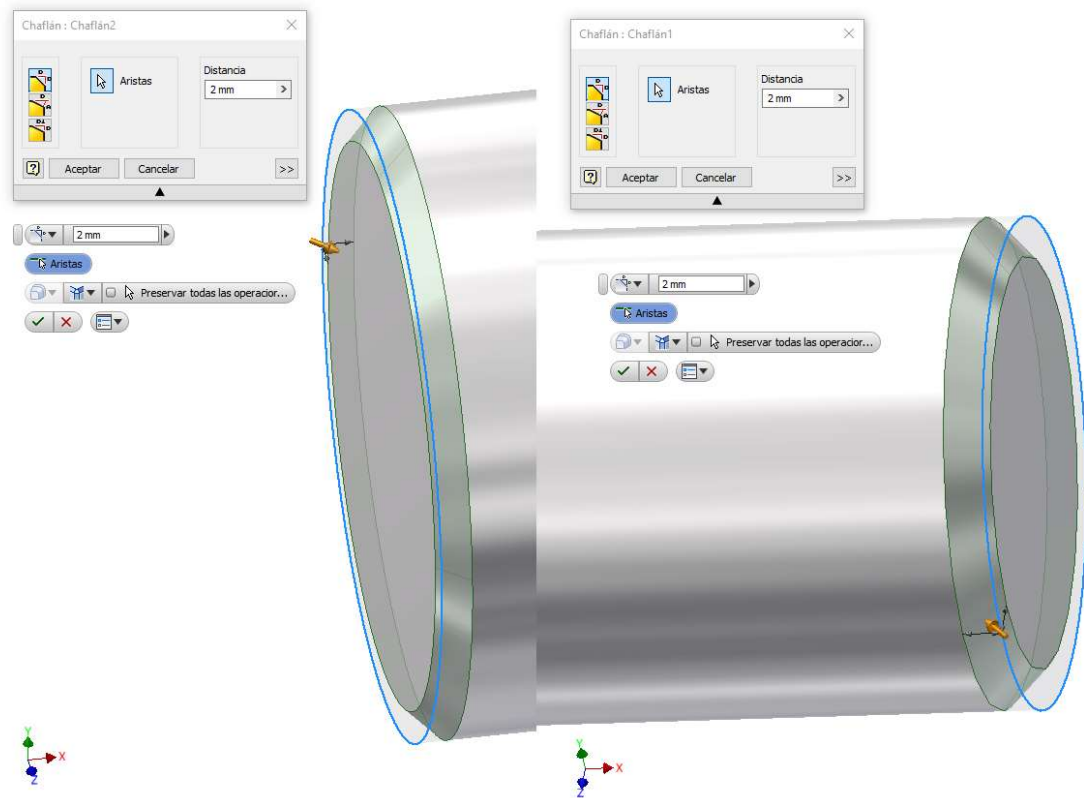


Ilustración 6-3: Creación de los chaflanes en los ejes

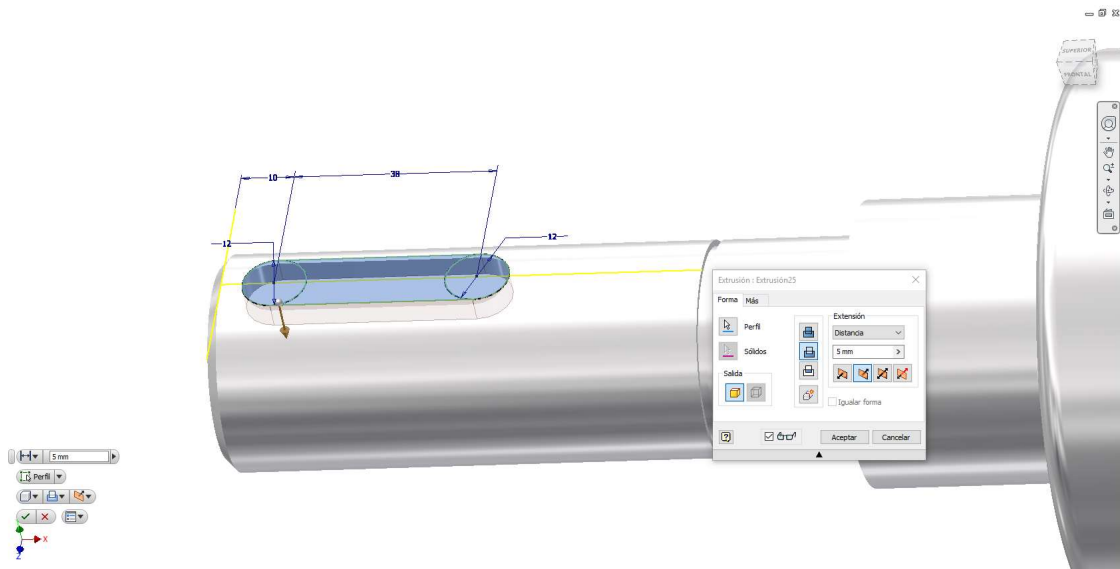


Ilustración 6-4: Creación del hueco para la chaveta

Para acabar se le fueron dando los empalmes necesarios para los rodamientos y para darle mayor atractivo estético.

Con todo ello nos quedó la pieza que sigue. Este modo de visualización corresponde con el denominado “Trazado de rayos” que trae Inventor el cual nos mejora la iluminación para dar con vistas más realistas.



Ilustración 6-5: Tornillo sin fin completo

6.2. Corona

En este caso se partió del mismo punto que en el tornillo, con la geometría realizada en AutoCad. Se hizo una extrusión y se torsionó para darle el ángulo de hélice apropiado.

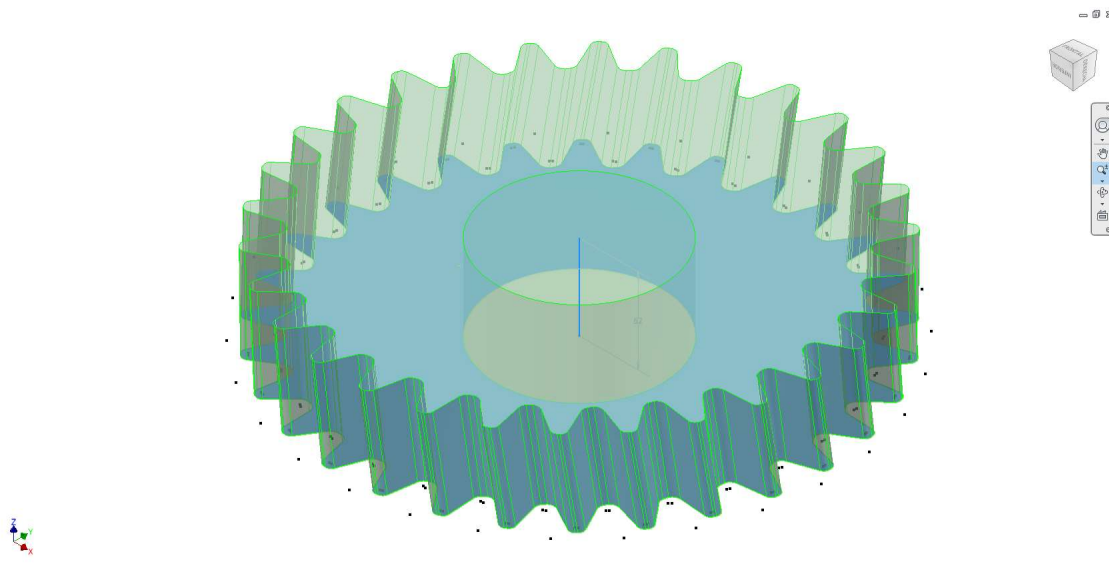


Ilustración 6-6: Extrusión torsionada de la corona

Se fueron dando las extrusiones pertinentes para poder darle la forma tridimensional a la corona. Se le hizo el orificio para el eje pasante y las operaciones de aligerado expuestas en el punto “Aligerado de ruedas”.

A continuación se hizo la operación para crear el hueco de la chaveta.

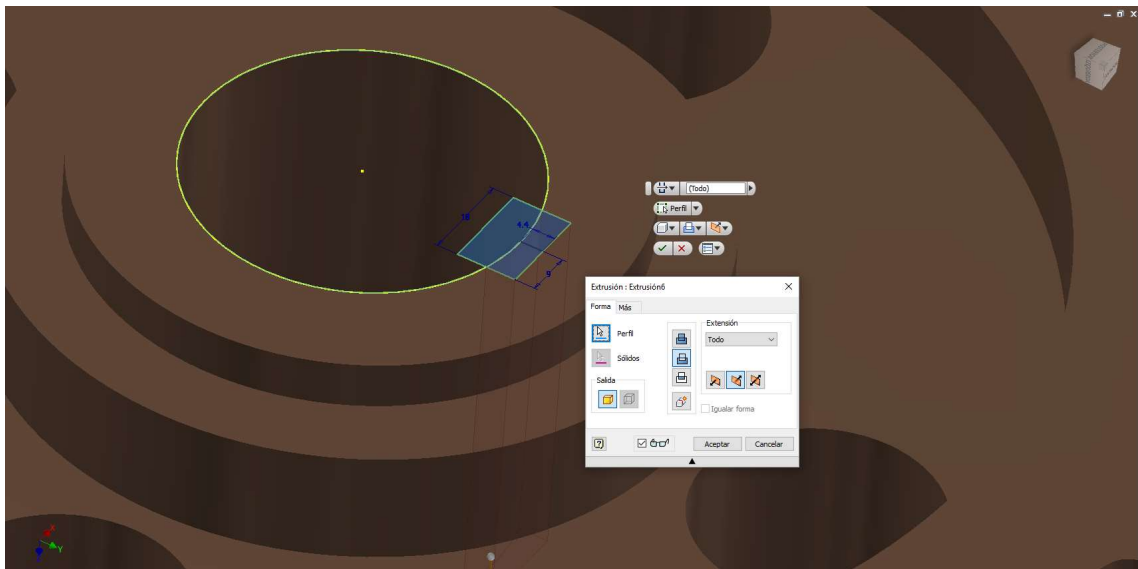


Ilustración 6-7: Chavetero en la corona

Así, con todas las operaciones realizadas, el resultado final obtenido es:



Ilustración 6-8: Corona completa

6.3. Ejes

En este apartado se resumirán las operaciones para la creación de los ejes del reductor de dos formas distintas, una basada en la operación "Revolución" y otra forma basada en la "Extrusión". Además, teniendo los dos procedimientos hechos, se valorará que forma es más efectiva.

Para el caso de modelizarlos mediante una revolución, primero se deben definir las dimensiones del eje, lo único que debemos hacer es dibujar el boceto a revolucionar con la mayor acotación posible. En nuestro caso, para el eje intermedio secundario nos quedó:

Con esta pieza base hecha, se realizan los chaflanes y empalmes para los rodamientos y obtenemos la geometría final:

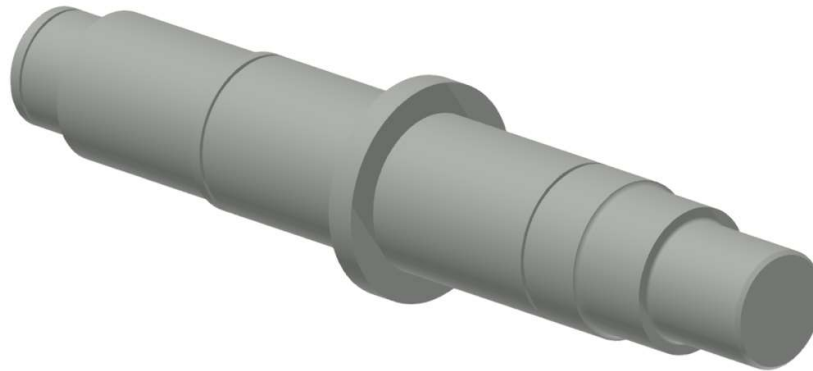


Ilustración 6-12: Eje intermedio secundario final

Para el caso de realizar el modelado mediante extrusiones lo que debemos hacer es ir creándolas una a una definiendo muy bien el diámetro y la longitud a extruir. Si comparamos las operaciones necesarias para crear el eje vemos que para el eje realizado con la revolución han hecho falta muchas menos operaciones de modelado, dando el mismo resultado en ambas piezas.



Ilustración 6-13: Operaciones para crear los ejes

6.4. Ruedas y piñones

Las ruedas y los piñones se hicieron del mismo modo que la corona anteriormente dicha, el perfil de los dientes se realizó en AutoCad siguiendo un proceso para crear un diente y luego multiplicarlo las veces que hiciese falta. Luego solo nos restó extruirlo con el ancho calculado y realizarles los aligerados pertinentes y operaciones adicionales.

El proceso se explicará para la rueda de la última etapa, no obstante todos los piñones y ruedas se modelizaron igual.

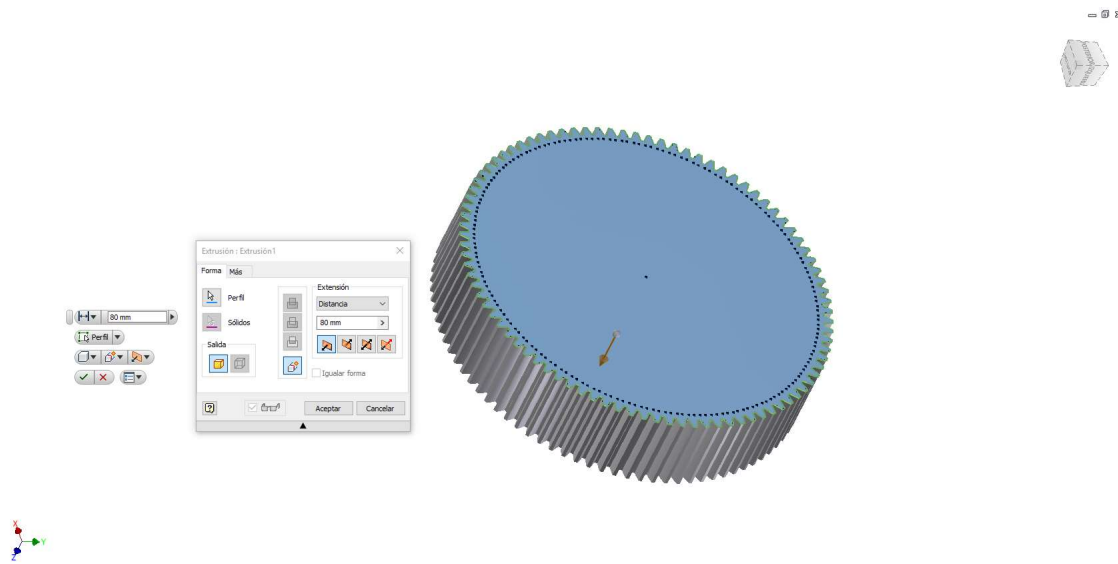


Ilustración 6-14: Perfil y extrusión inicial

Poco a poco se fueron vaciando y dando la forma necesaria:

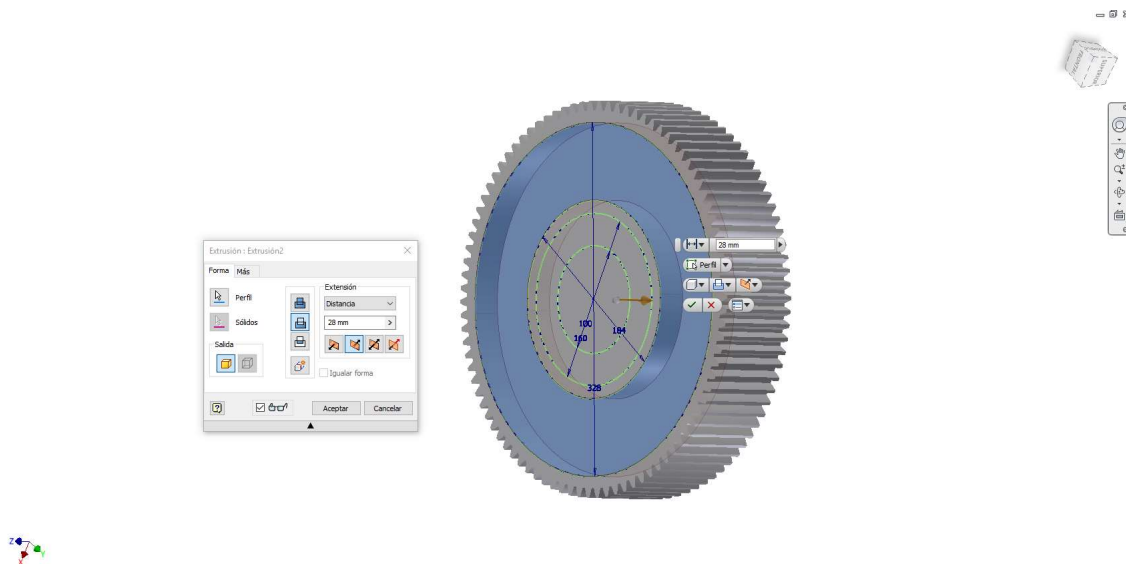


Ilustración 6-15: Vaciado de la rueda 3

Estos vaciados se hicieron por una cara y mediante el comando “Simetría” se labraron en la otra cara con facilidad.

Se realizaron los empalmes correspondientes al aligerado y se taladró el orificio central:

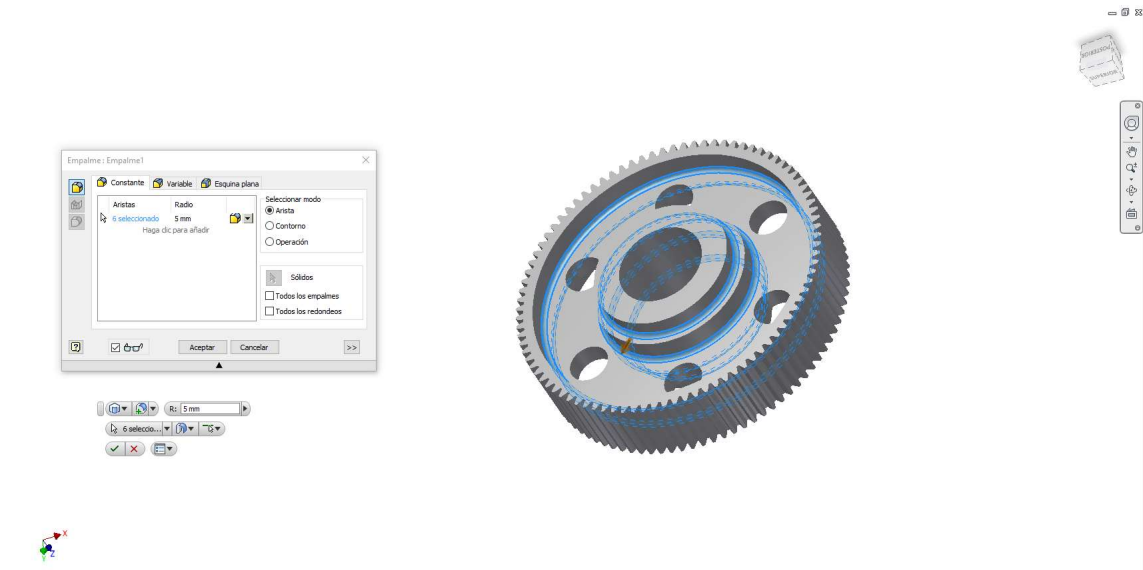


Ilustración 6-16: Empalmes en la rueda 3

Se añadió el hueco para la chaveta:

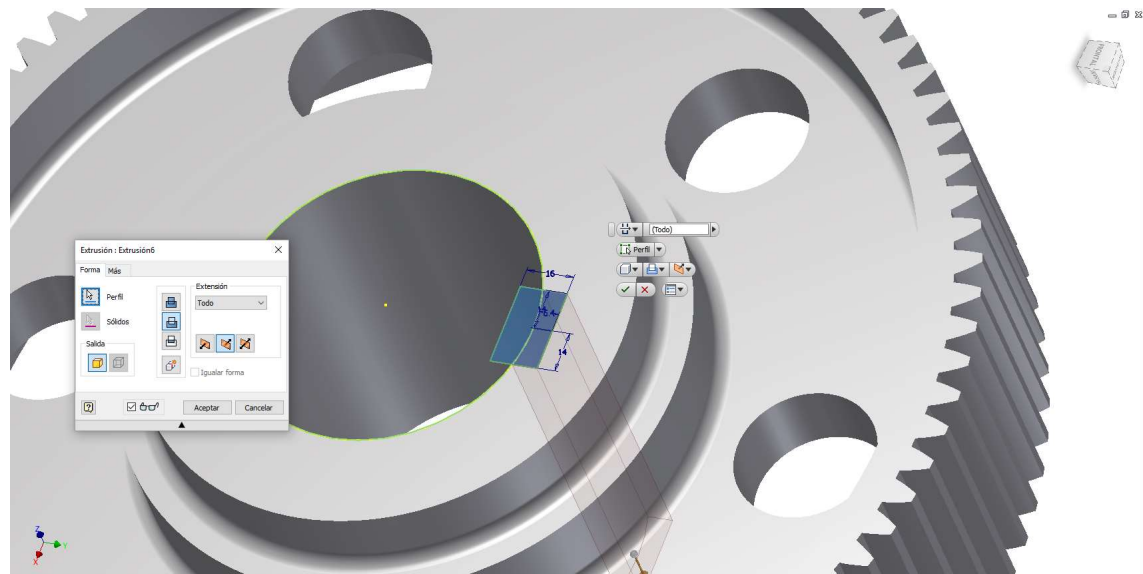


Ilustración 6-17: Hueco para la chaveta en la rueda 3

Y finalmente nos queda:



Ilustración 6-18: Rueda 3 completa

6.5. Vistas e imágenes

A modo de resumen y para que se pueda ver todos los elementos que forman nuestro sistema se van a incluir una serie de imágenes de despiece y ensamblaje.

Todas las piezas a excepción de las comerciales (chavetas, Circlips, rodamientos, anillos elásticos...) han sido modelizadas por el autor de este proyecto.

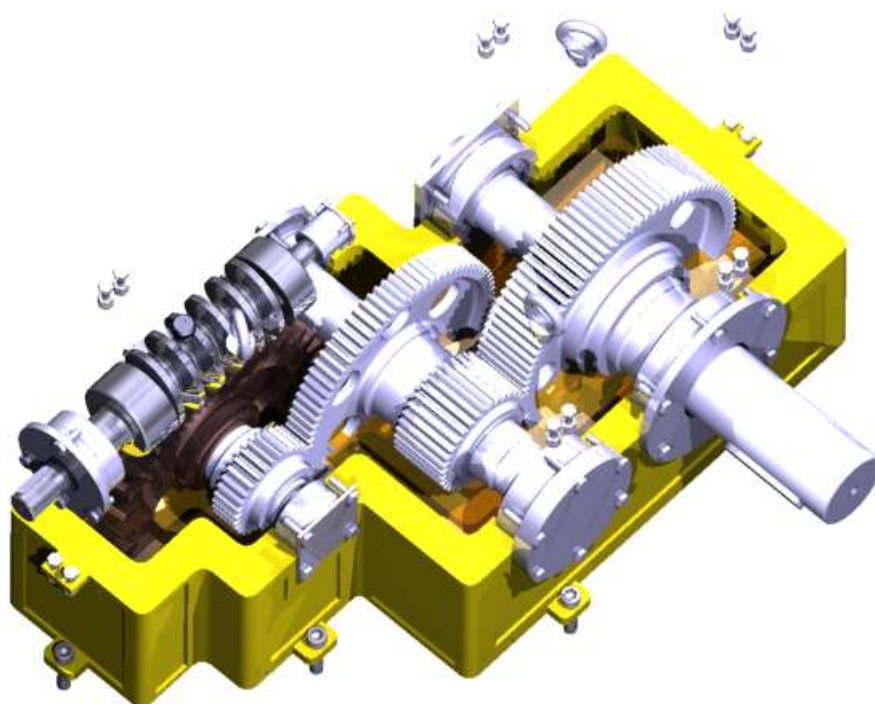


Ilustración 6-19: Imagen de ensamblaje

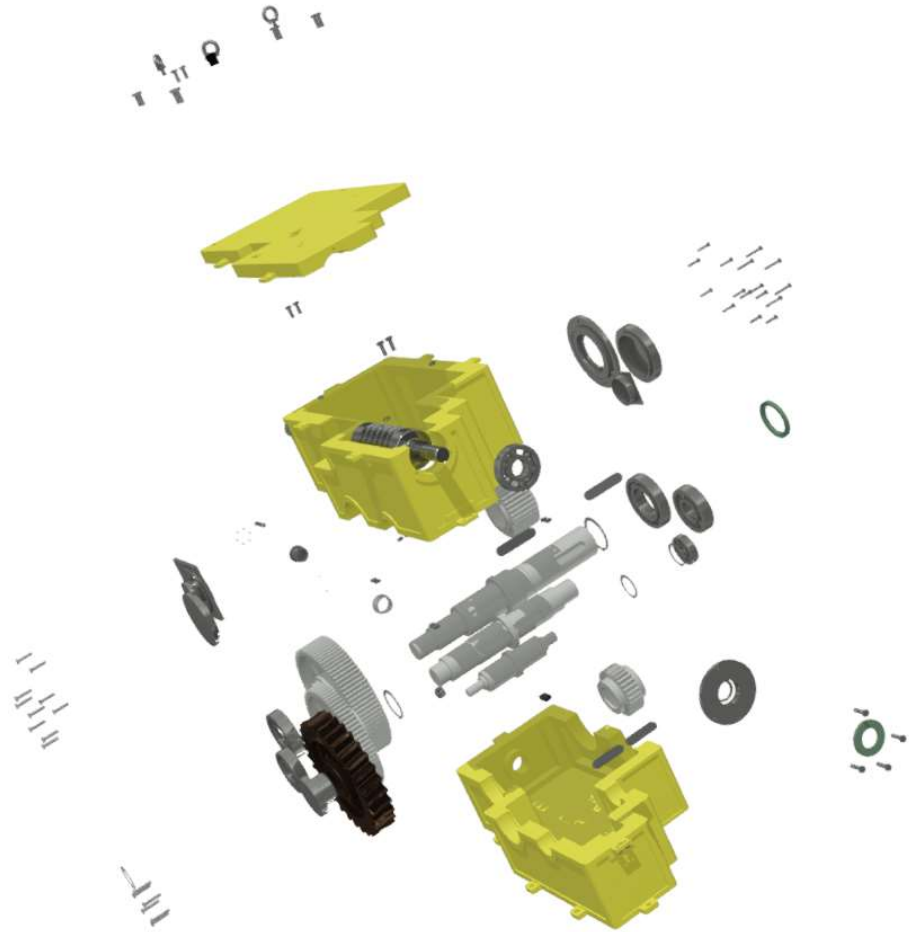


Ilustración 6-20: Imagen de despiece

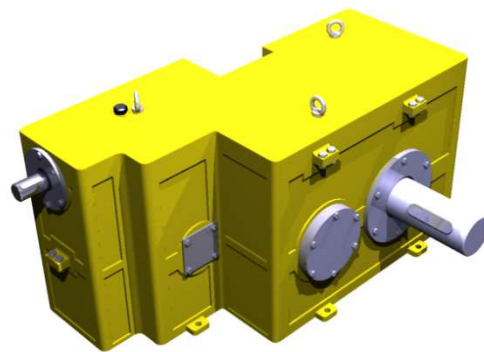


Ilustración 6-21: Imagen exterior

Como se ve, se han dotado de los cáncamos en la parte superior para poder mover y alzar el reductor. El análisis de tensión hecho para verificar el cumplimiento de la caja de cierre dio como resultado:

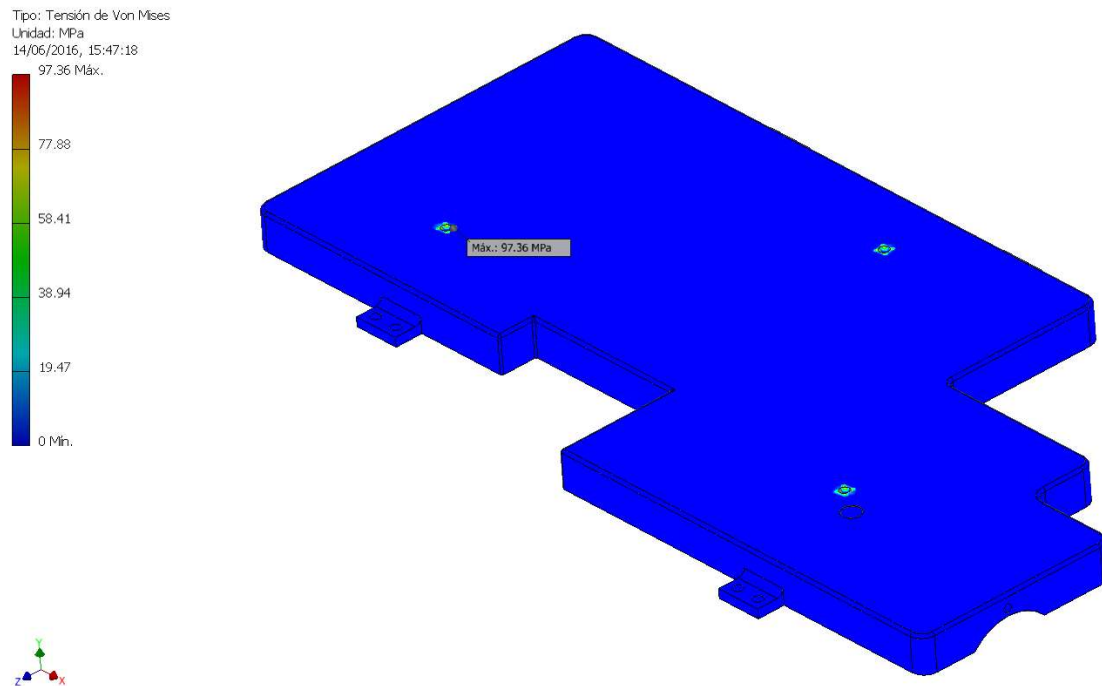


Ilustración 6-22: Análisis de tensión. Caja de cierre

La máxima tensión que aparece es de 97.36 MPa en la junta del cáncamo con la carcasa, inferior a la máxima de tracción de 152 Mpa y a la de compresión de 227 MPa. Por lo que damos por bueno el diseño de tres cáncamos para el levantamiento.

La pintura exterior, como se mencionó anteriormente, le da al reductor mayor capacidad contra la corrosión y mayor atractivo comercial.

6.6. Ensamblaje y movimiento

Para poder ver y verificar todos los componentes se realizó el ensamblaje y posterior animación del conjunto. En este apartado se mostrará los pasos a seguir para poder animar un conjunto de engranajes.

En primer lugar debemos tener todos los piñones y ruedas posicionados en sus ejes, esto se hace fácilmente mediante las restricciones que el software nos permite insertar. Si todo sale bien, entre piñón y rueda deberemos tener algo parecido a lo que sigue.

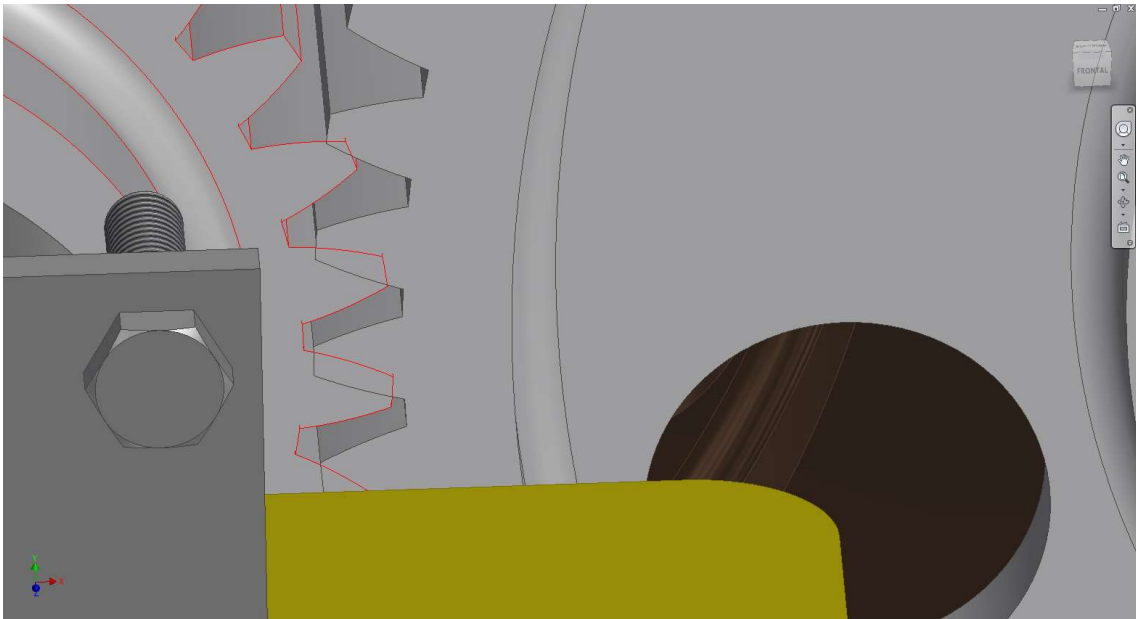


Ilustración 6-23: Piñón y rueda sin posicionar

Como vemos, ambos elementos están a la distancia que deben estar no obstante los dientes no son tangentes y están unos dentro de otros. Esto se soluciona aplicando la restricción “tangencia” entre dos dientes que estén cercanos:

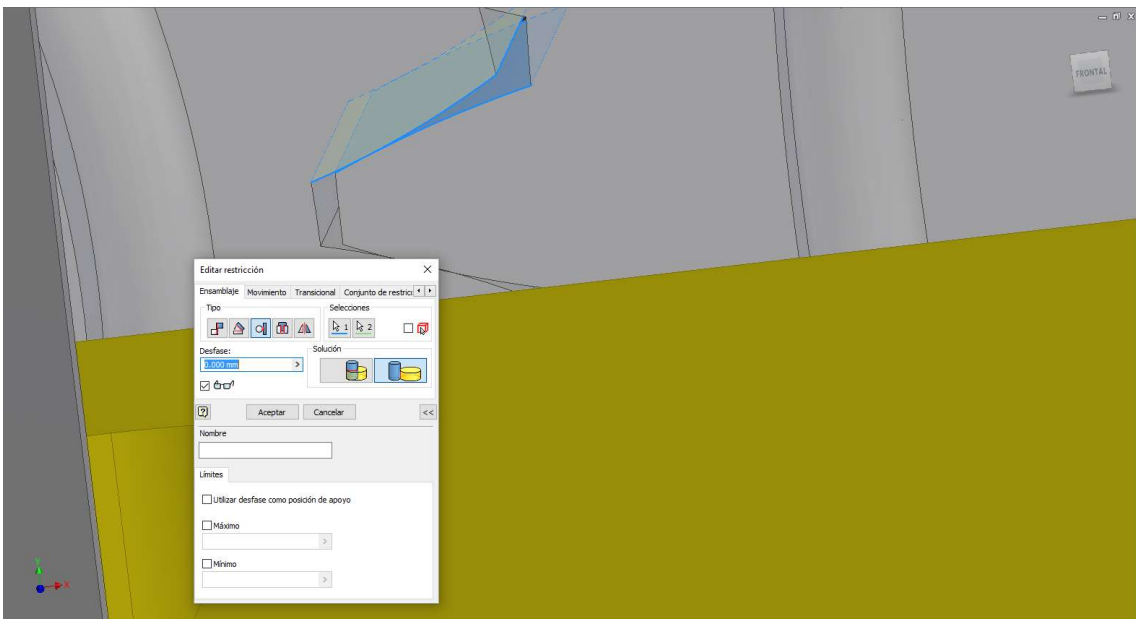


Ilustración 6-24: Dientes con contacto tangente

Podemos observar que ambos dientes (zonas azules de los mismos) son tangentes entre sí y tienen un contacto gradual.

La transmisión de movimiento, al estar chavetas, engranajes y ejes conectados nos basta con indicar la relación de velocidad que existe entre un eje y el siguiente. Existe además la posibilidad de realizar la transmisión automática teniendo en cuenta el número de dientes de los engranajes, no obstante se ha realizado de forma manual ya que se obtienen los mismos resultados y para poder visualizar el conjunto nos sirve.

Así, la restricción de movimiento se realiza eligiendo una pareja de ejes y la relación de velocidades entre ellos:

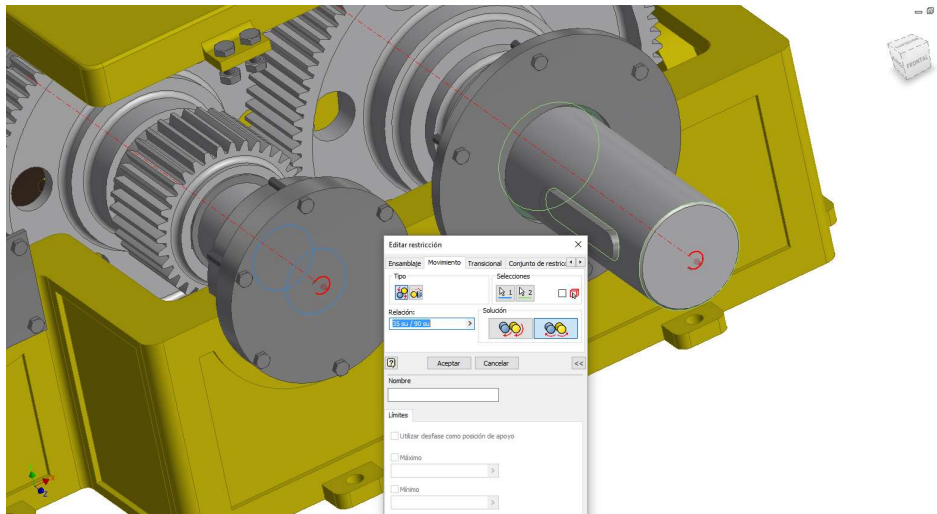


Ilustración 6-25: Relación de velocidades entre eje intermedio secundario y de salida

Hecho esto, se completan las relaciones entre los ejes de la misma forma obteniendo así todo el sistema conectado. Para poder realizar un posterior vídeo y observar el sistema en movimiento se ha hecho mediante la ayuda de otra restricción llamada “ángulo” que mantiene un ángulo constante entre dos planos.

En primer lugar se elige el plano paralelo al eje de giro del eje de entrada, posteriormente se escoge otro plano que vaya a estar fijo y para finalizar se elige el ángulo que formarán.

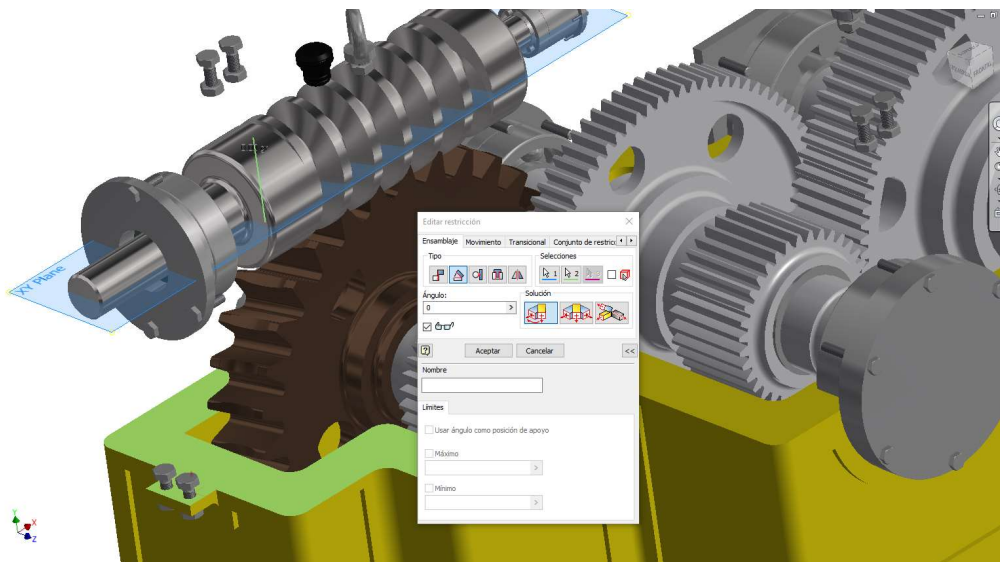


Ilustración 6-26: Restricción de ángulo

En nuestro caso se escogió el plano XY del tornillo (plano azul) y un plano horizontal de la carcasa inferior (plano verde), se impuso el ángulo entre ellos de 0 y se dio por concluida la restricción.

Para crear el movimiento debemos irnos al submenú “unidad” dentro de esta restricción e imponer el ángulo final y la velocidad de rotación. El sistema se moverá a esta velocidad hasta que alcance el ángulo final impuesto:

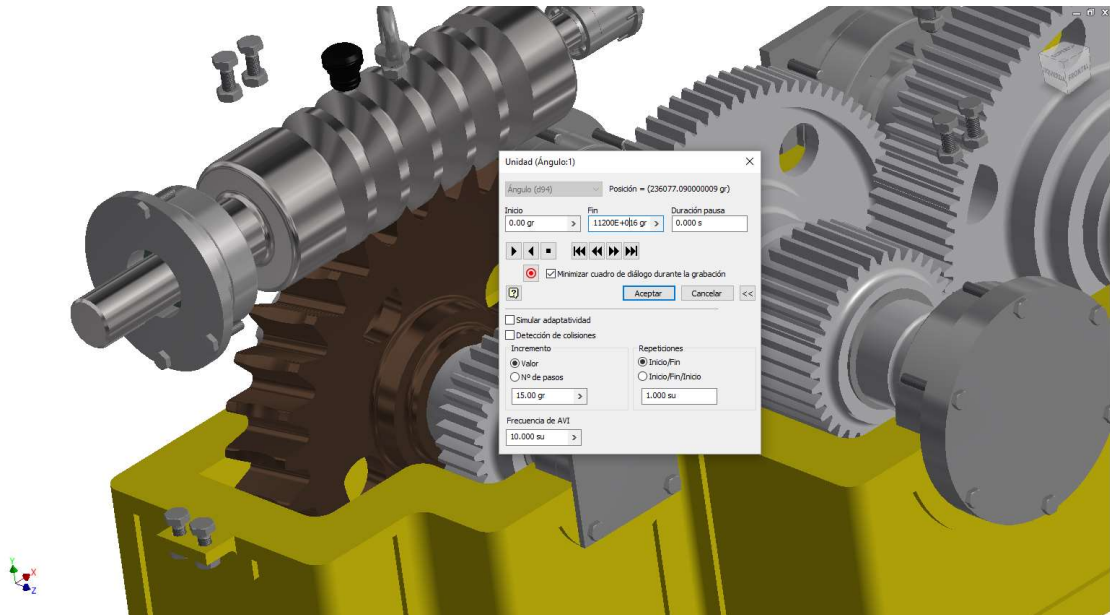


Ilustración 6-27: Restricción de ángulo. Movimiento

De esta forma, para hacer el render de la animación solo debemos elegir iluminación, cámara y escoger esta restricción de ángulo para que este activa y se mueva como nosotros queremos.





UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA



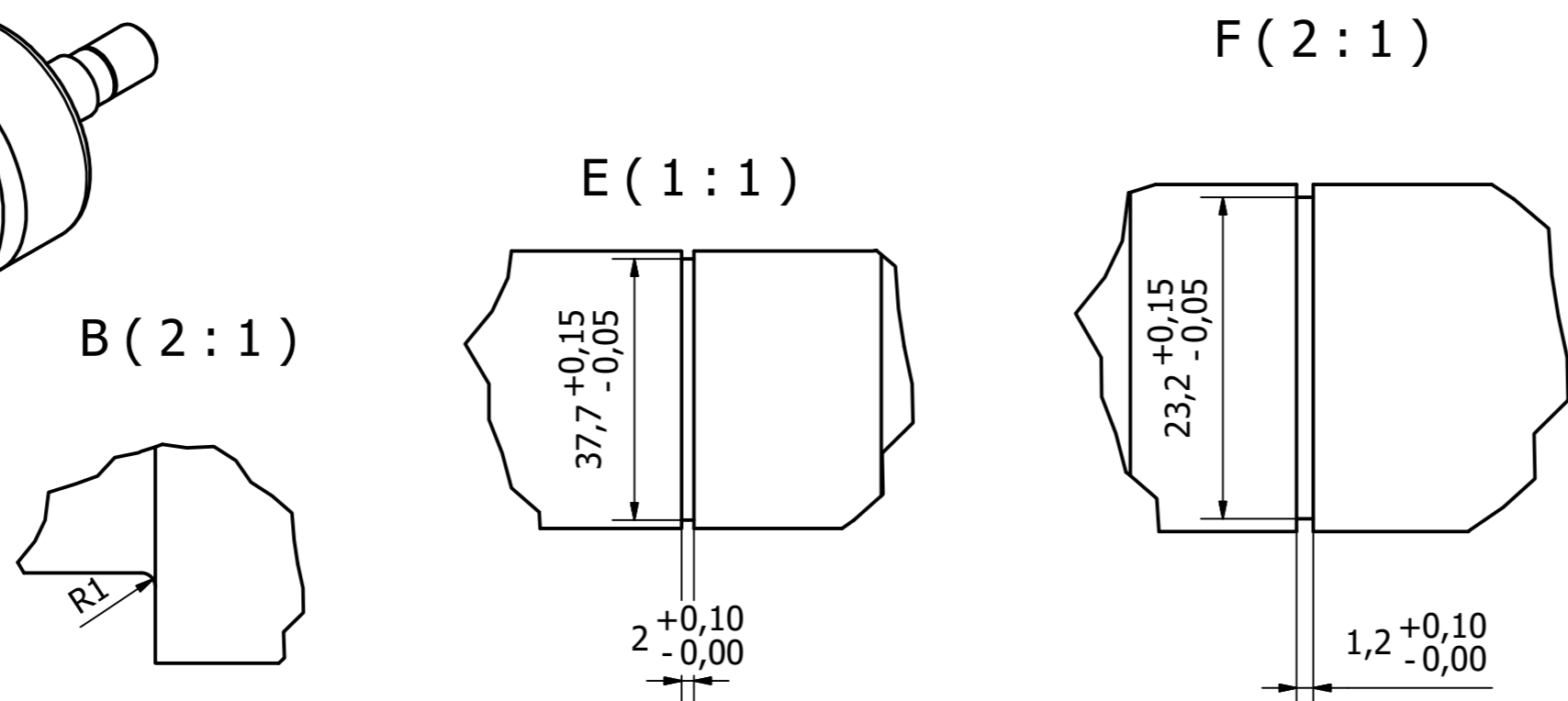
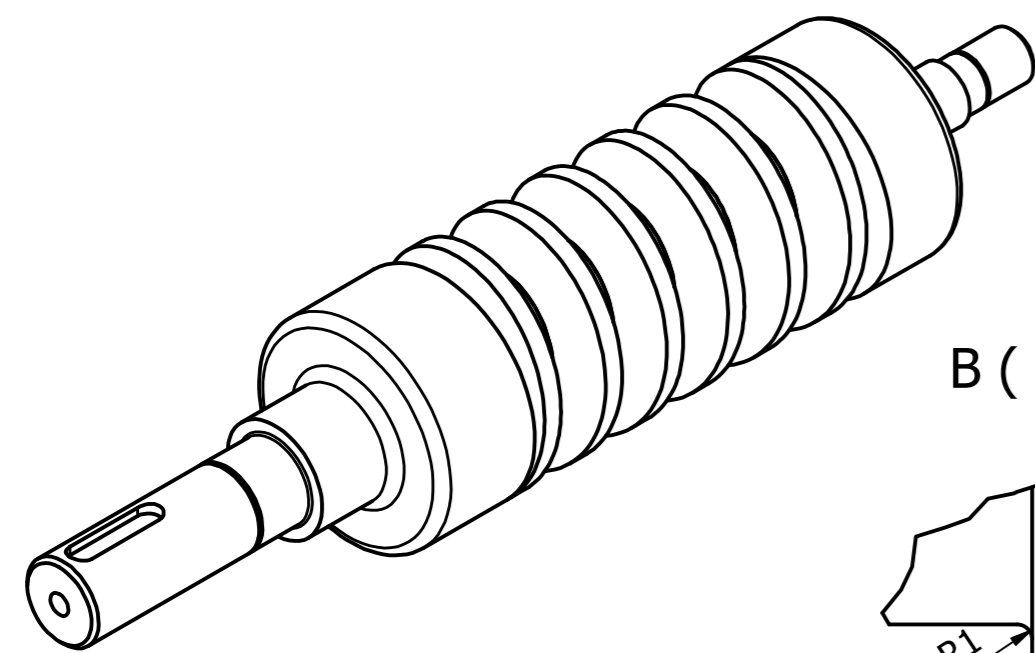
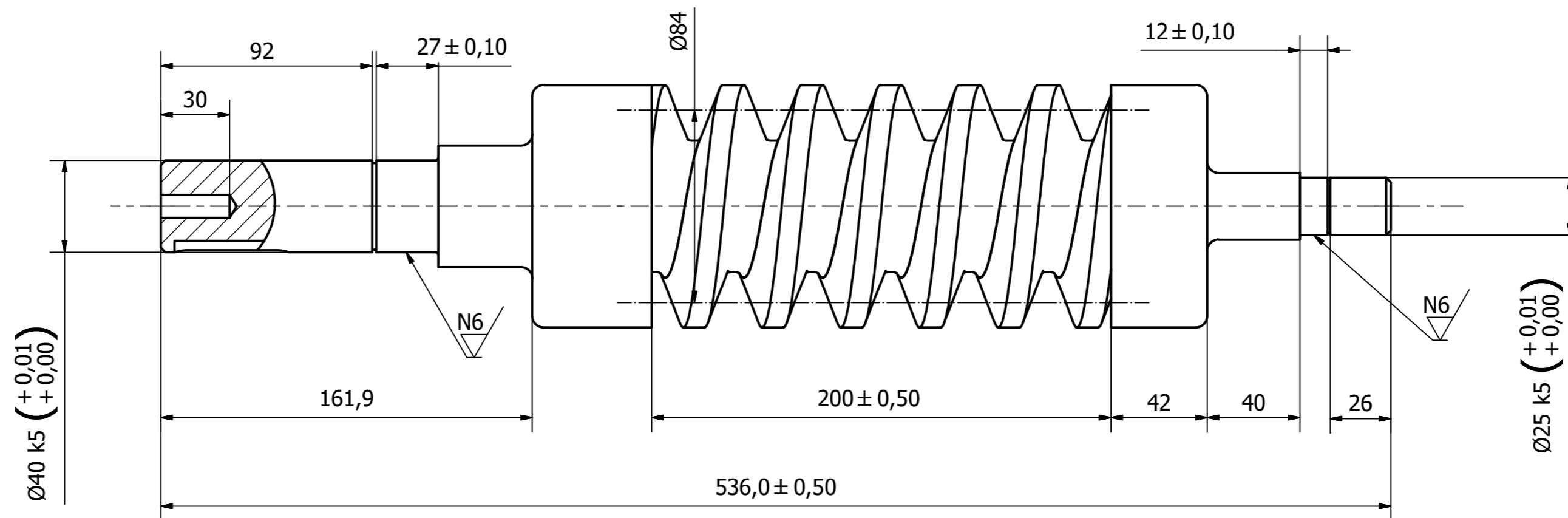
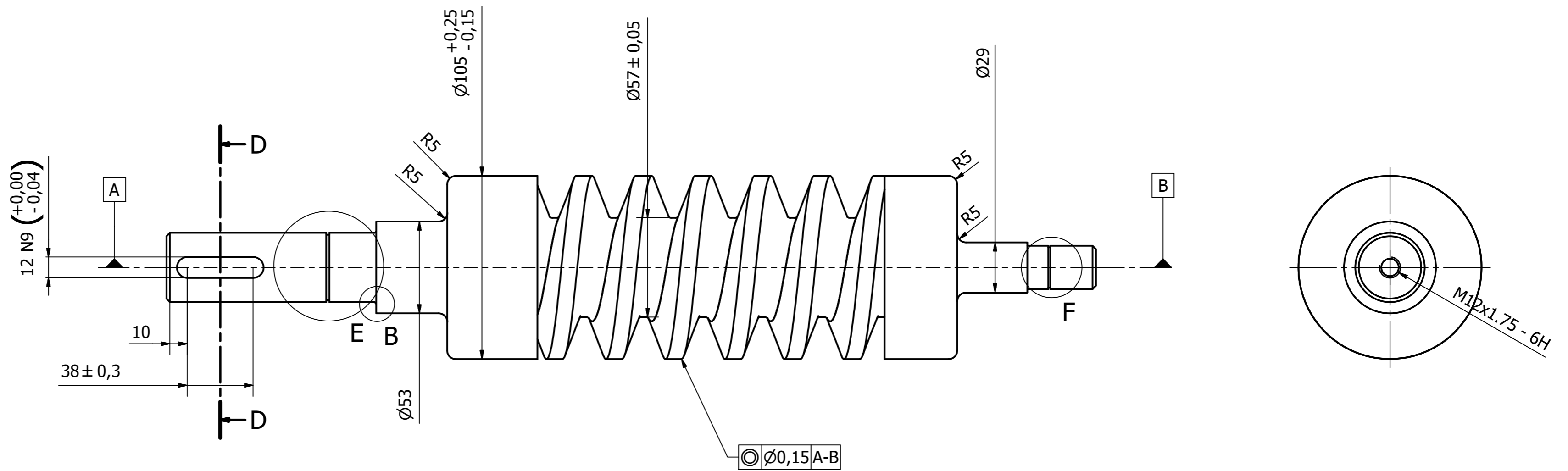
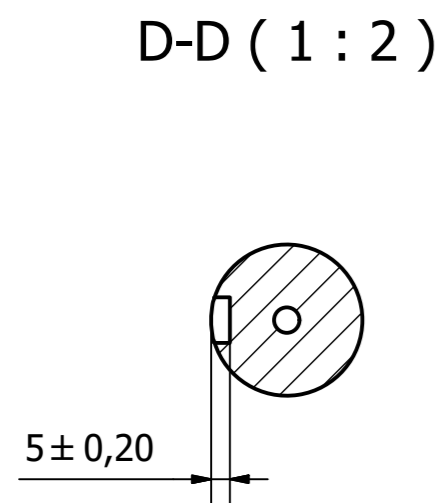
Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño

Documento nº 4: PLANOS

Páginas 151- 178

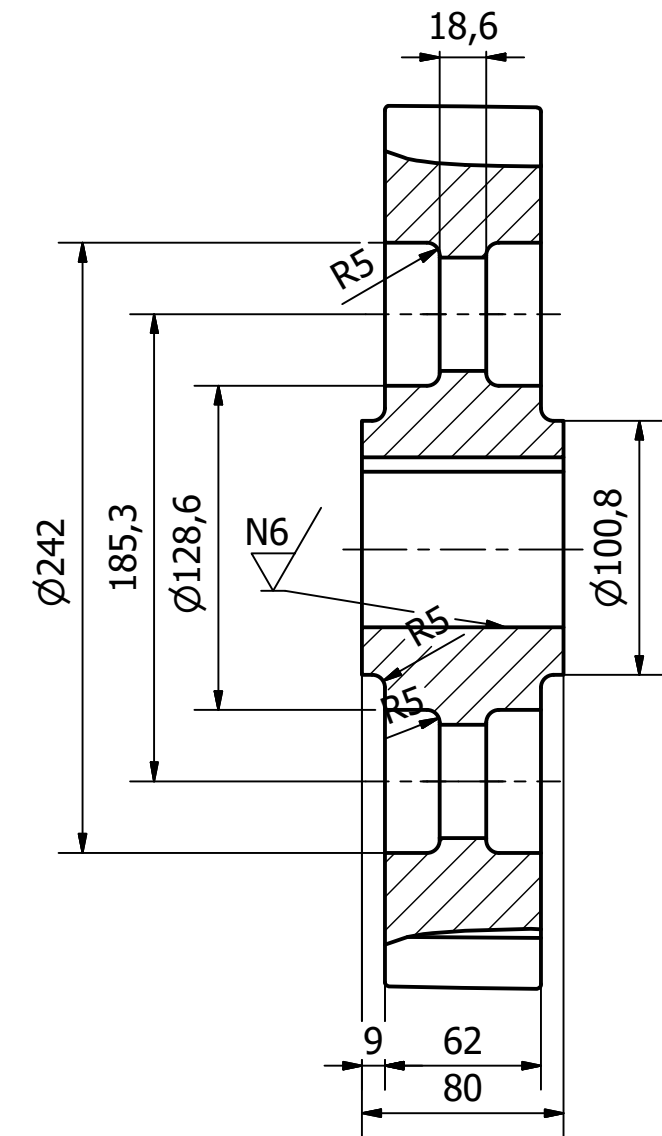
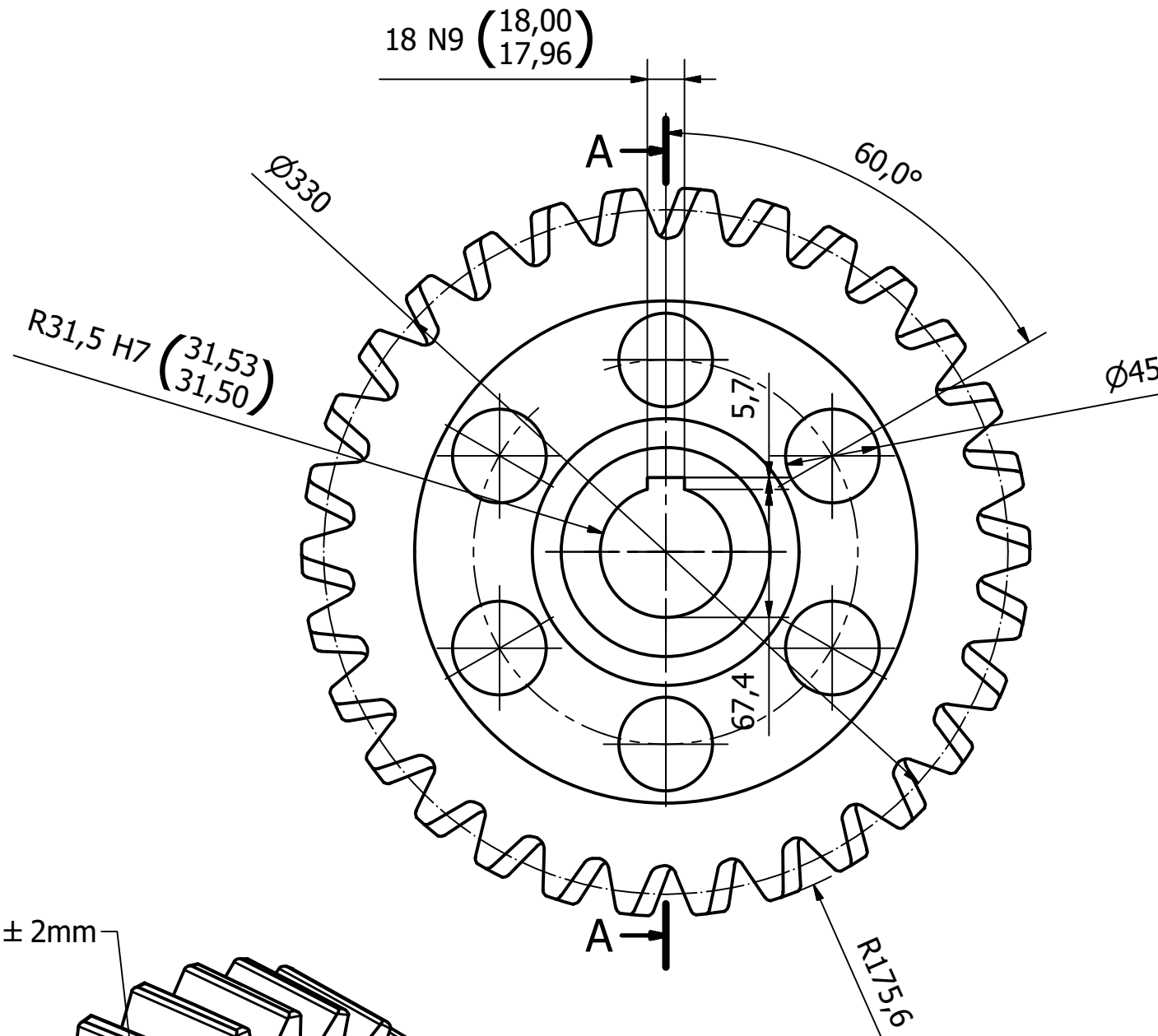
7.PLANOS

1. Tornillo sinfín	página 153
2. Corona del sinfín.....	página 154
3. Piñón 1.....	página 155
4. Rueda 2.....	página 156
5. Eje primario	página 157
6. Piñón 2.....	página 158
7. Rueda 3.....	página 159
8. Eje secundario	página 160
9. Eje de salida	página 161
10. Caja de cierre	página 162
11. Caja superior A	página 163
12. Caja superior B.....	página 164
13. Caja inferior A	página 165
14. Caja inferior B.....	página 166
15. Tapa eje tornillo lado fijo	página 167
16. Tapa eje tornillo lado móvil.....	página 168
17. Tapa eje intermedio lado fijo.....	página 169
18. Tapa eje intermedio lado móvil	página 170
19. Tapa eje secundario lado fijo.....	página 171
20. Tapa eje secundario lado móvil	página 172
21. Tapa eje salida lado fijo.....	página 173
22. Tapa eje salida lado móvil	página 174
23. Despiece 3D	página 175
24. Vistas exteriores, información adicional.....	página 176

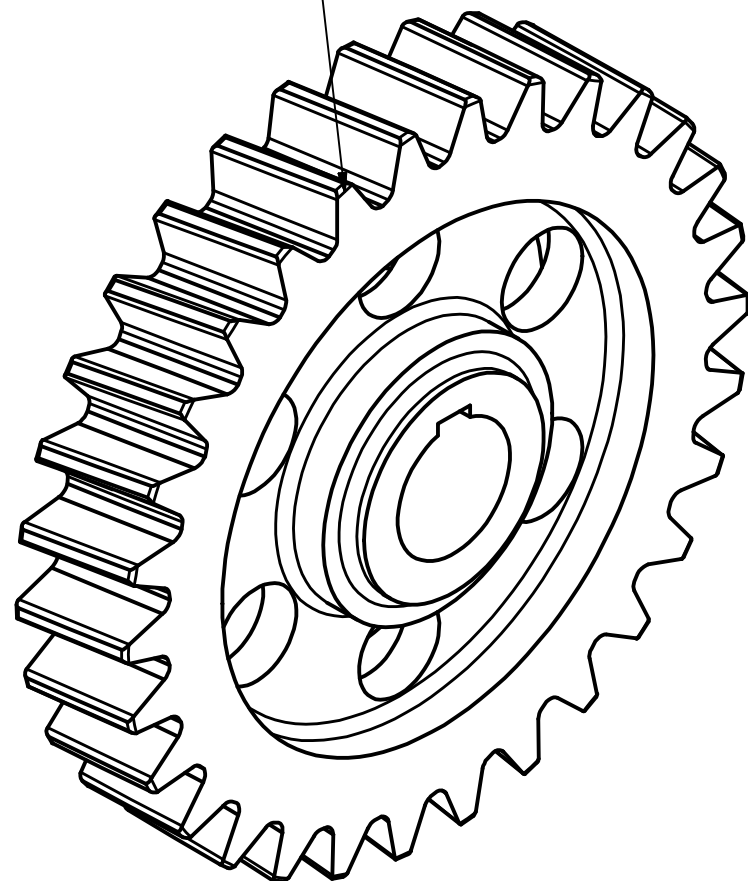


Comentarios y observaciones	
Diámetro primitivo: 84mm	
Ángulo de hélice: 7.46°	
Modulo: 11	
Ángulo de presión: 20°	
Calidad: Qiso 5	
Material: Acero endurecido AISI 4140	
Chafilanes no acotados de 2x45°	
Tolerancia general según UNE EN 22768-1 +/- 0.2mm	

FECHA		NOMBRES		ETSID	
DIBUJADO	JUNIO 2016	P. J. García Villanueva		UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA	
COMPROBADO		F. J. Rubio Montoya		REDUCTOR PARA UNA CRIBA ROTATIVA DE LAVADO DE ROCA	
ESCALA	PIEZA	EJE DE ENTRADA:		PLANO #	1
1/2		TORNILLO SIN FIN		HOJA #	1 de 24

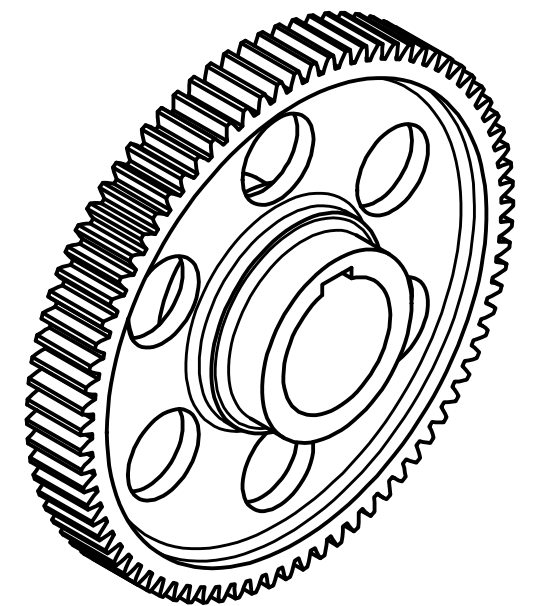
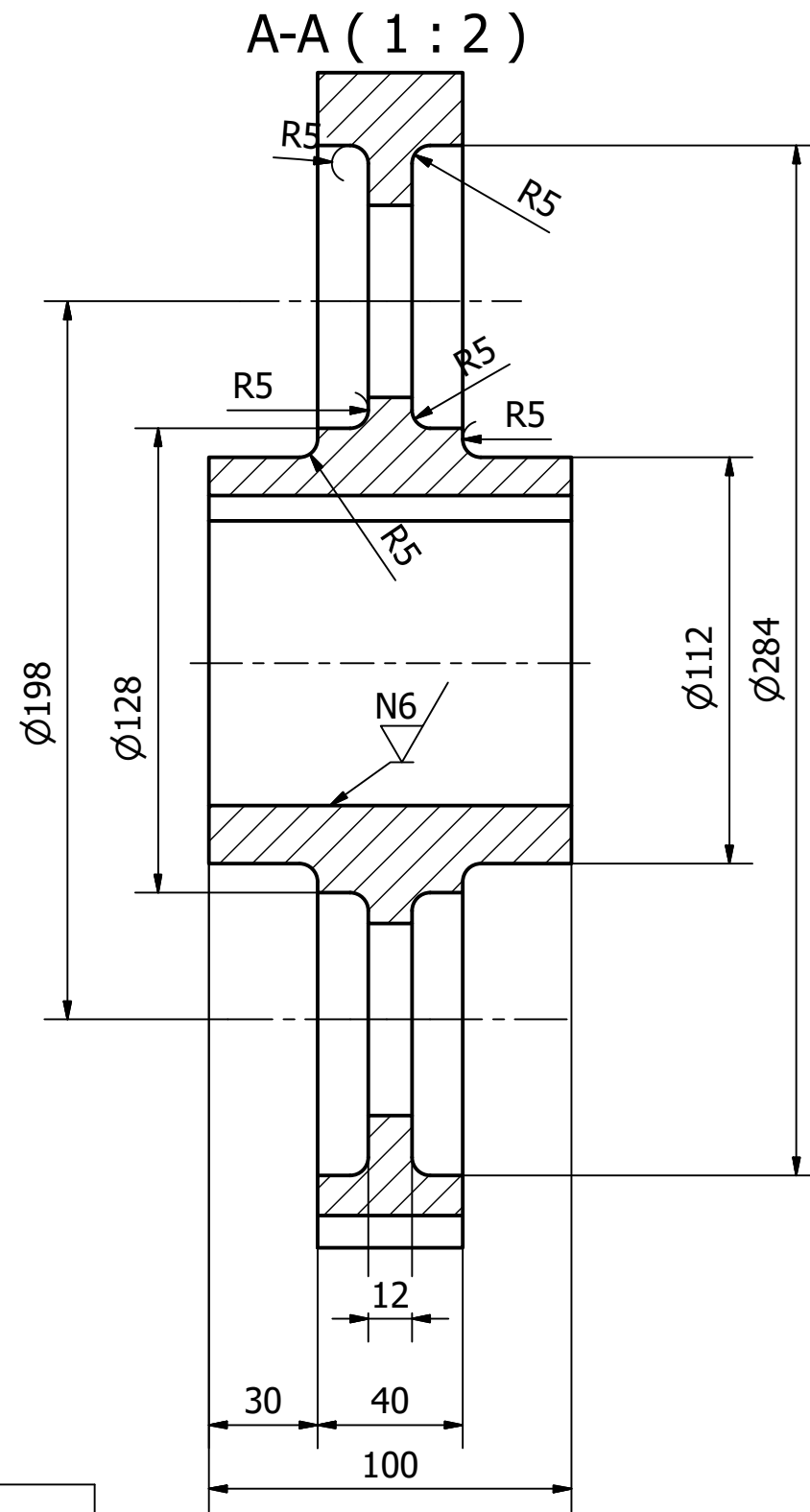
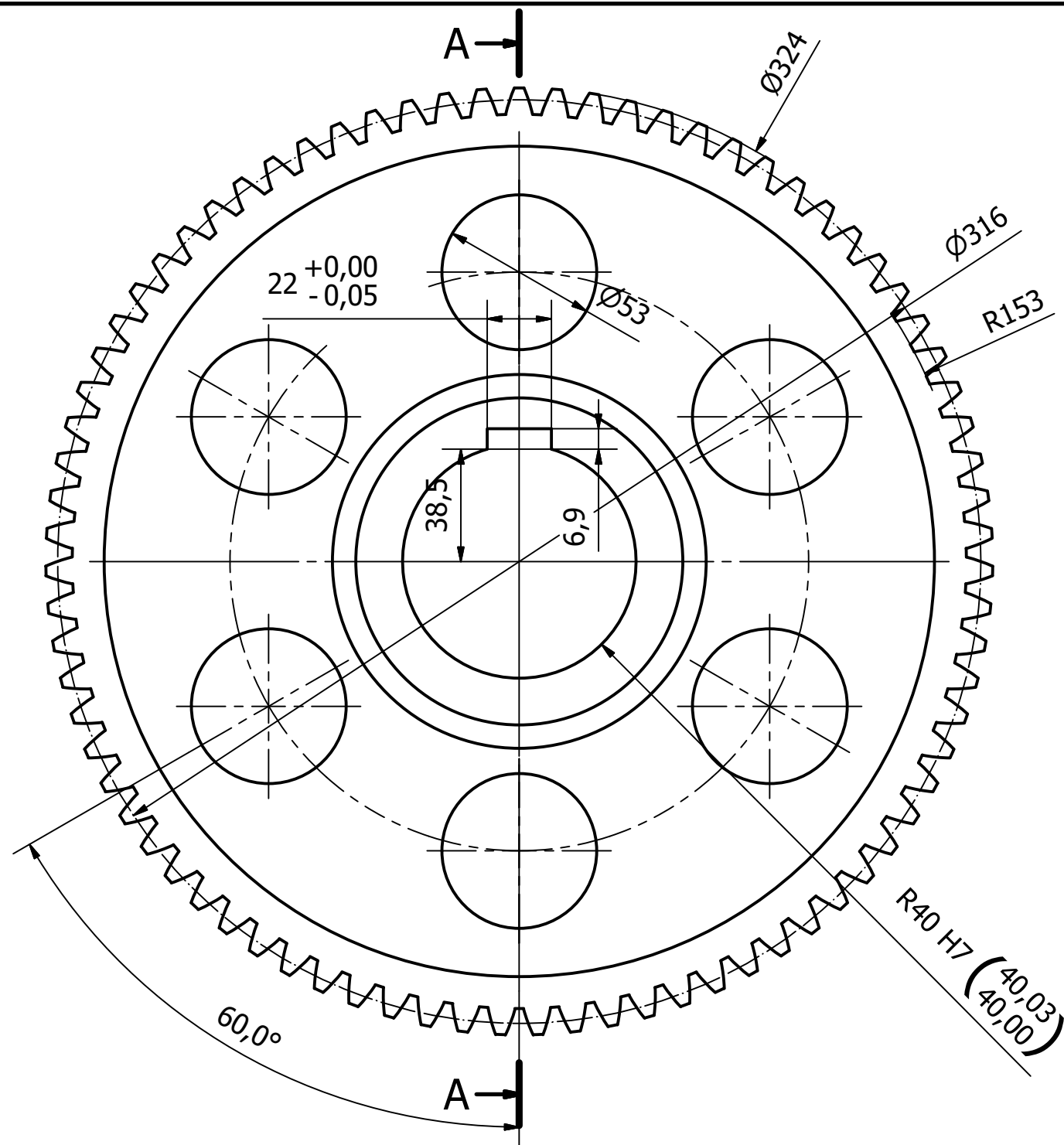


RADIOS EXTERIORES ± 2mm



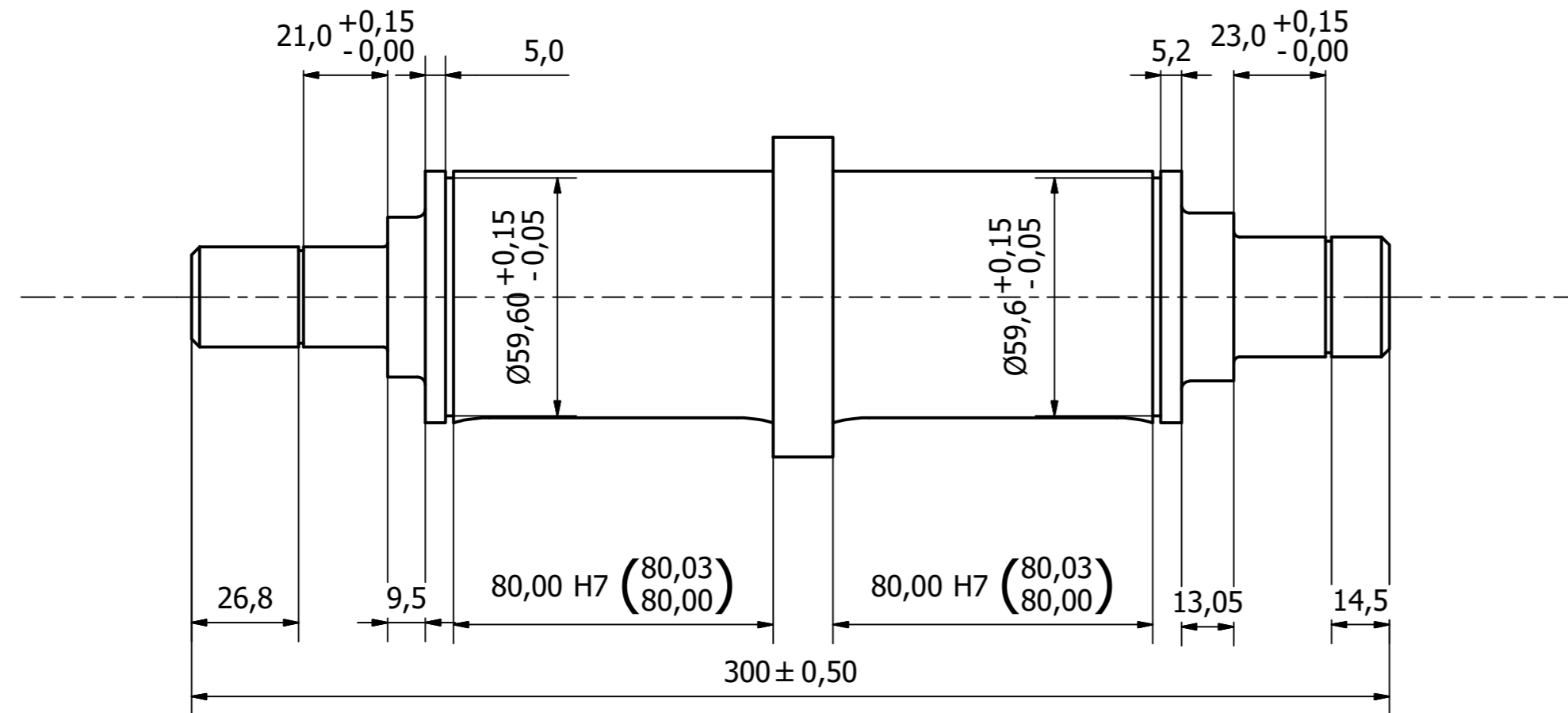
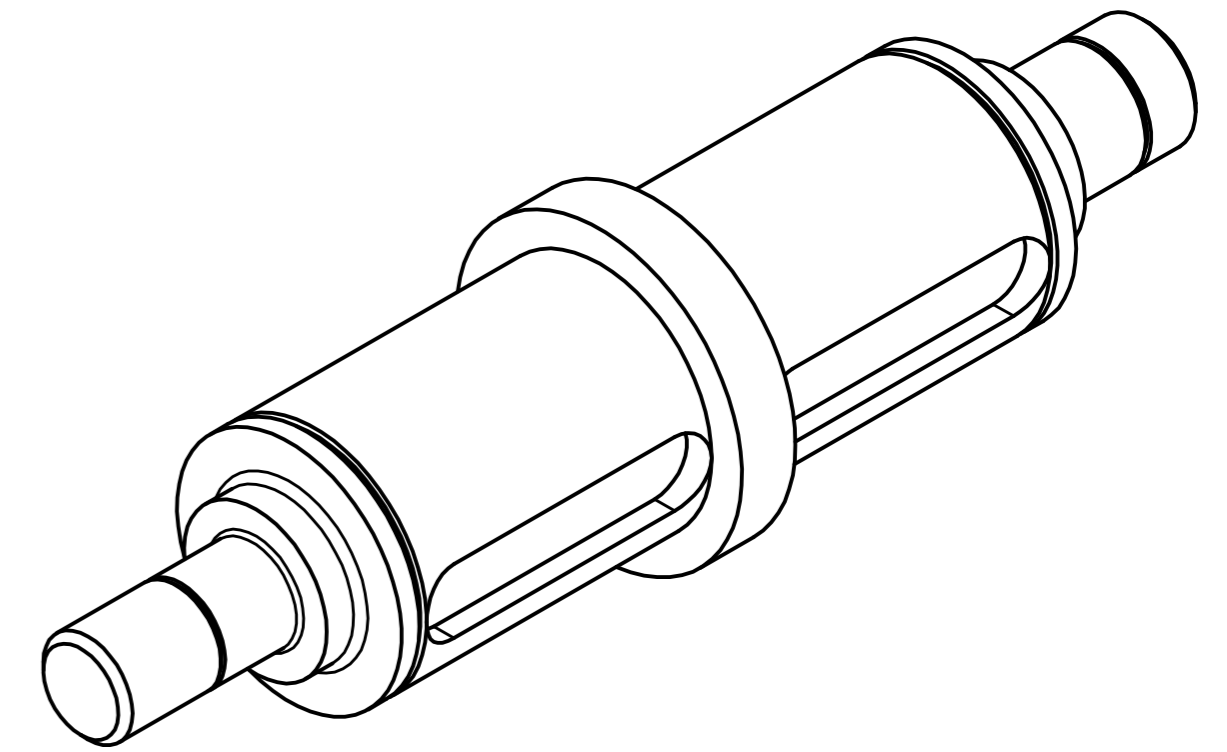
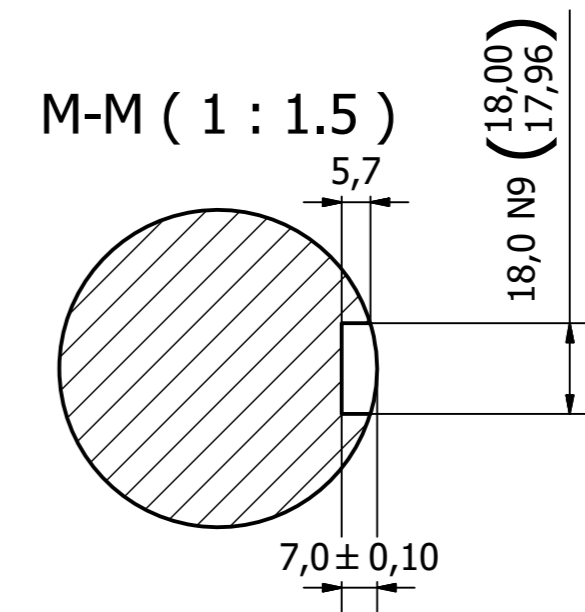
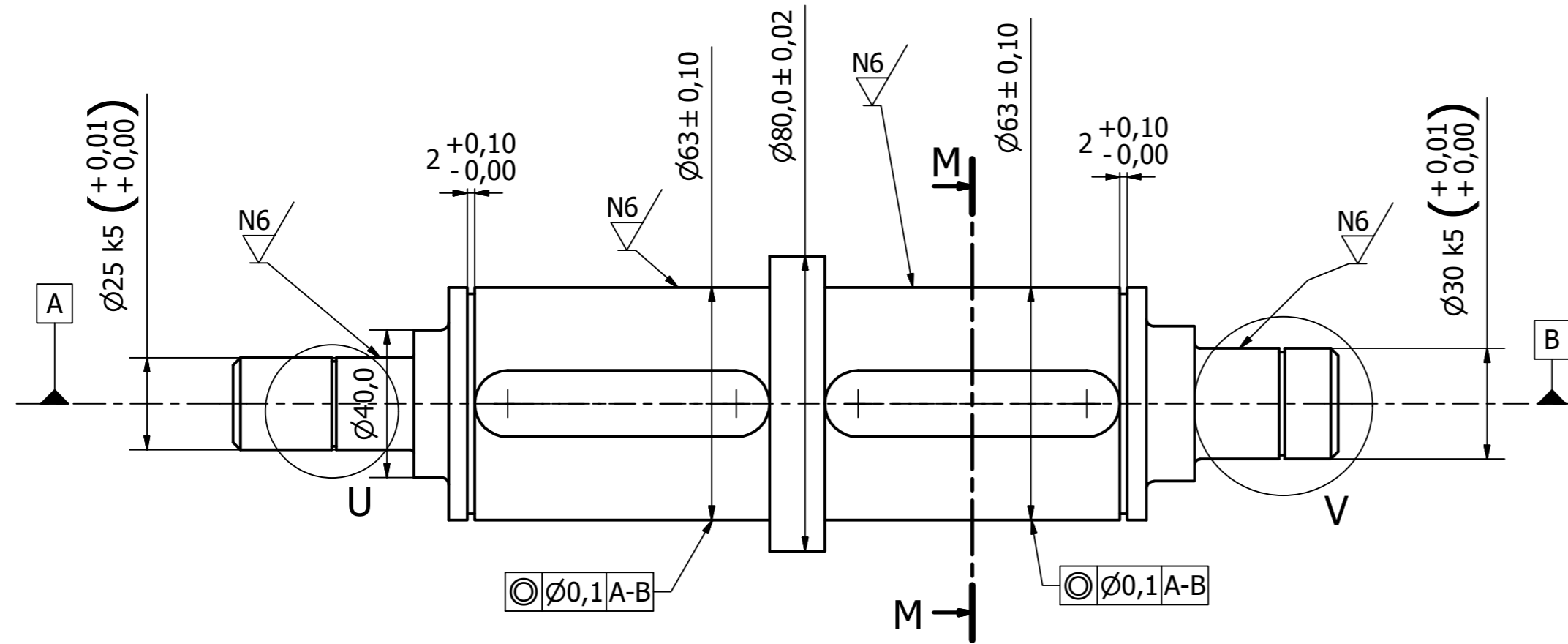
Comentarios y observaciones	
Diámetro primitivo: 330mm	
Agujeros de aligerado espaciados cada 60°	
Altura del diente: 24.75	
Ángulo de hélice: 7.46°	
Modulo: 11	
Ángulo de presión: 20°	
Calidad: Qiso 5	
Material: Bronce fosforado SAE 65	
Distancia entre ejes: 207mm	
Tolerancia general según UNE EN 22768-1 +/- 0.2mm	

	FECHA	NOMBRES	ETSID
DIBUJADO	JUNIO 2016	P. J. García Villanueva	UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA REDUCTOR PARA UNA CRIBA ROTATIVA DE LAVADO DE ROCA
COMPROBADO		F. J. Rubio Montoya	
ESCALA	PIEZA		PLANO # 2
1/3	CORONA DEL SIN FIN		HOJA # 2 de 24

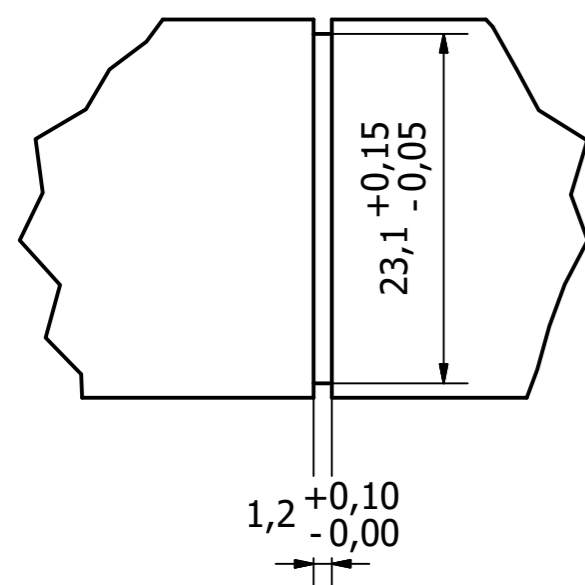


Comentarios y observaciones	
Diámetro primitivo: 316mm	
Agujeros de aligerado espaciados cada 60°	
Número de dientes: 79	
Altura del diente: 9mm	
Ángulo de hélice: 0.0°	
Modulo: 4	
Ángulo de presión: 20°	
Calidad: Qiso 5	
Material: Acero 20MnCr5- F125D	
Distancia entre ejes: 220mm	
Tolerancia general según UNE EN 22768-1 +/- 0.2mm	

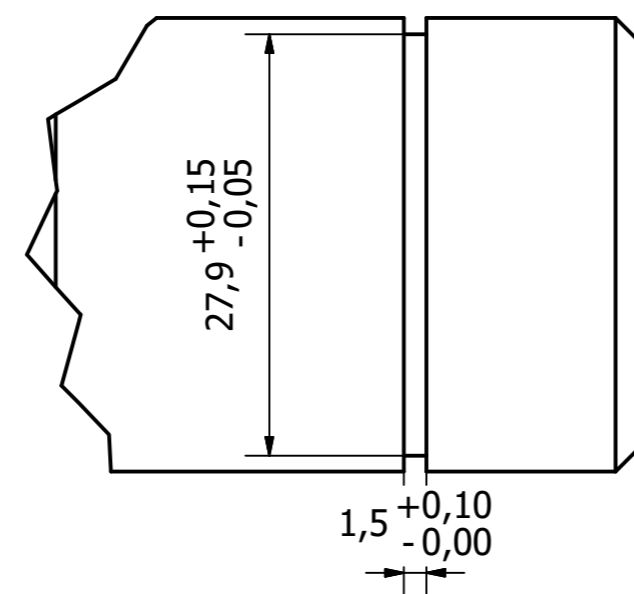
	FECHA	NOMBRES	ETSID	
DIBUJADO	JUNIO 2016	P. J. García Villanueva	UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA	
COMPROBADO		F. J. Rubio Montoya	REDUCTOR PARA UNA CRIBA ROTATIVA DE LAVADO DE ROCA	
ESCALA	PIEZA		PLANO #	4
1/2	RUEDA EJE PRIMARIO		HOJA #	4 de 24



U (2:1)



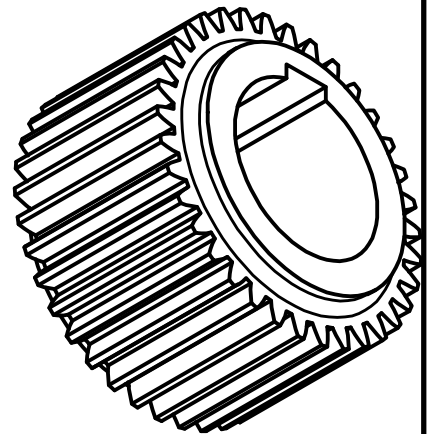
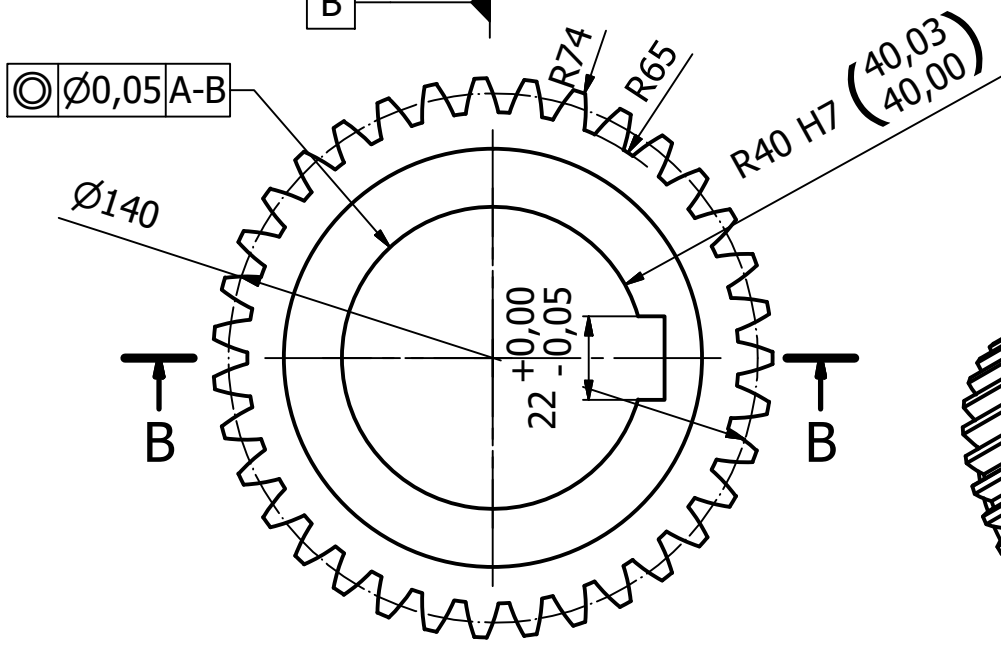
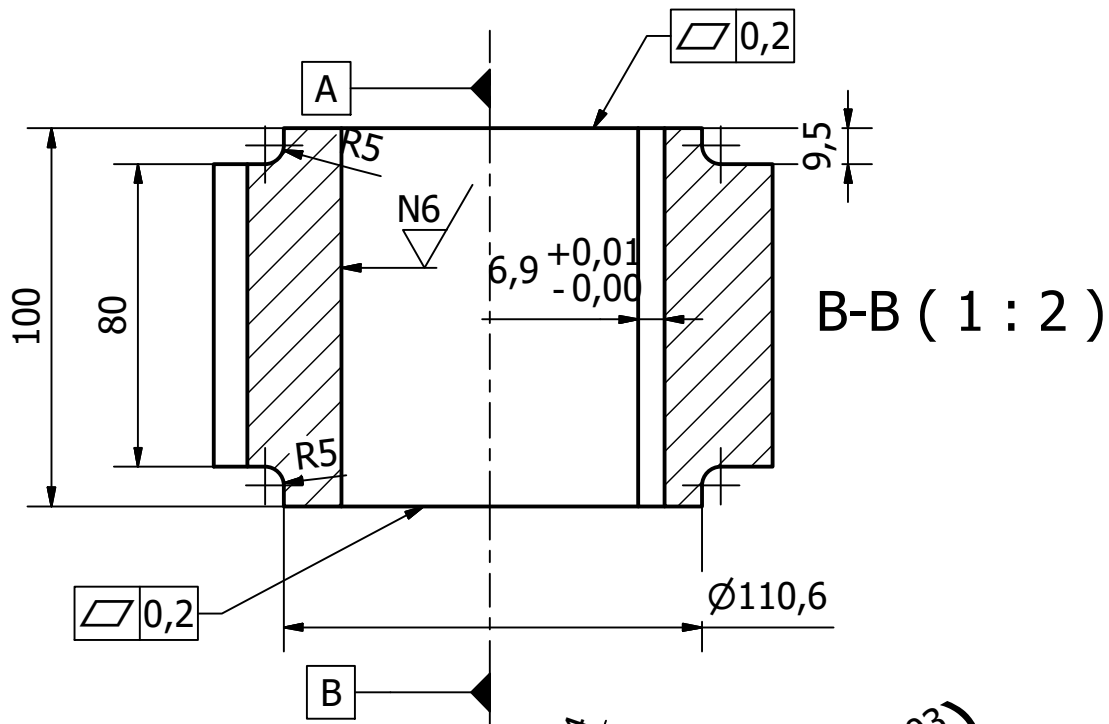
V (2:1)



Comentarios y observaciones

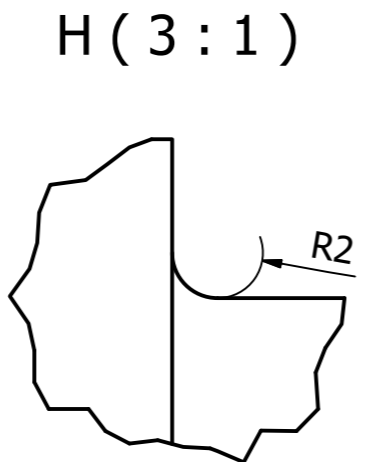
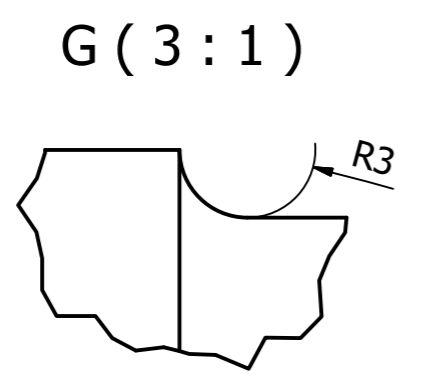
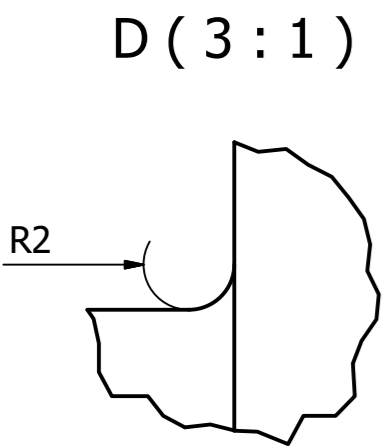
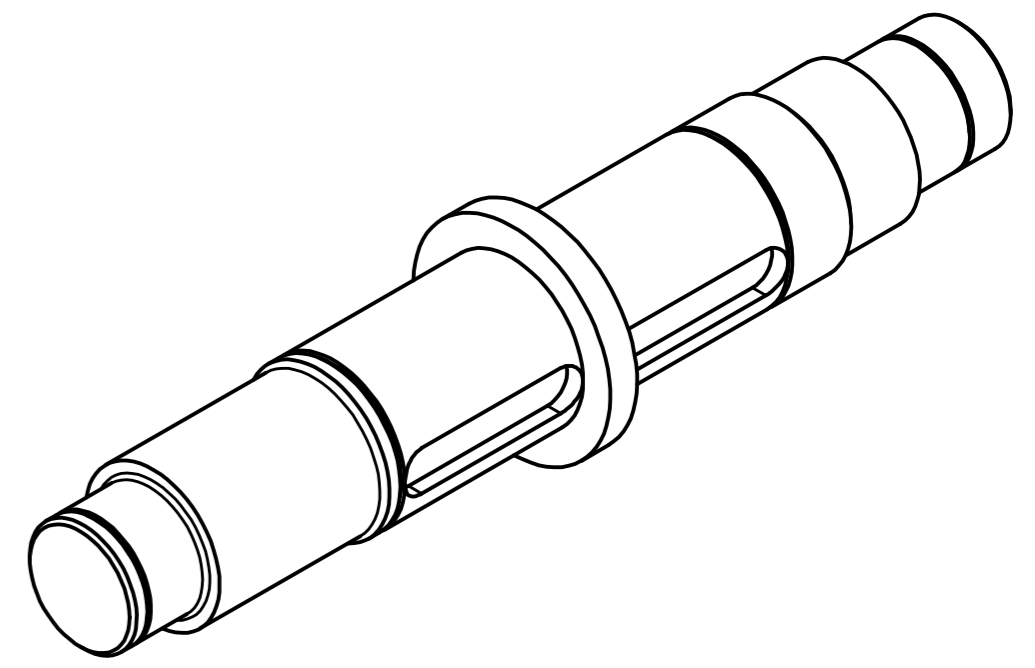
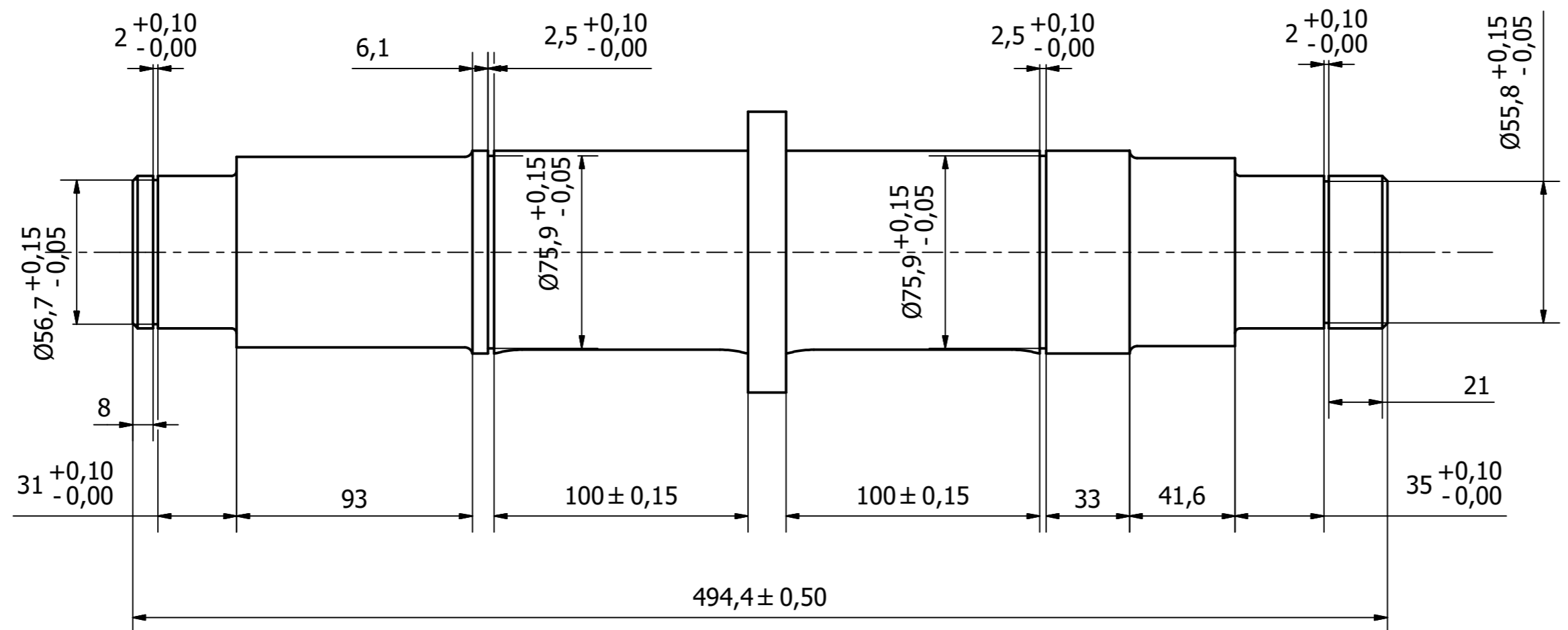
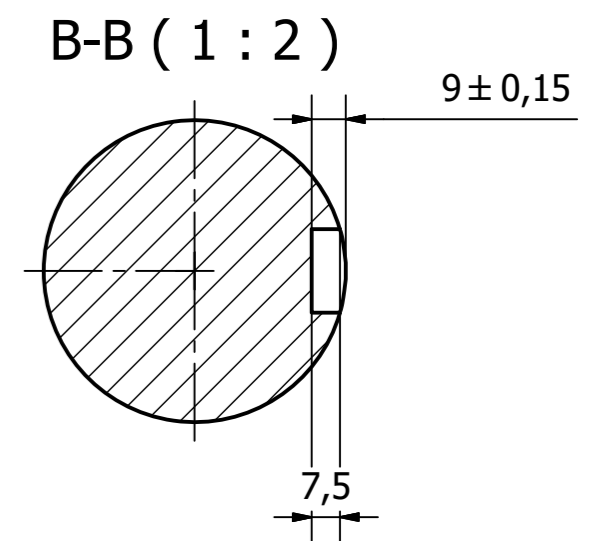
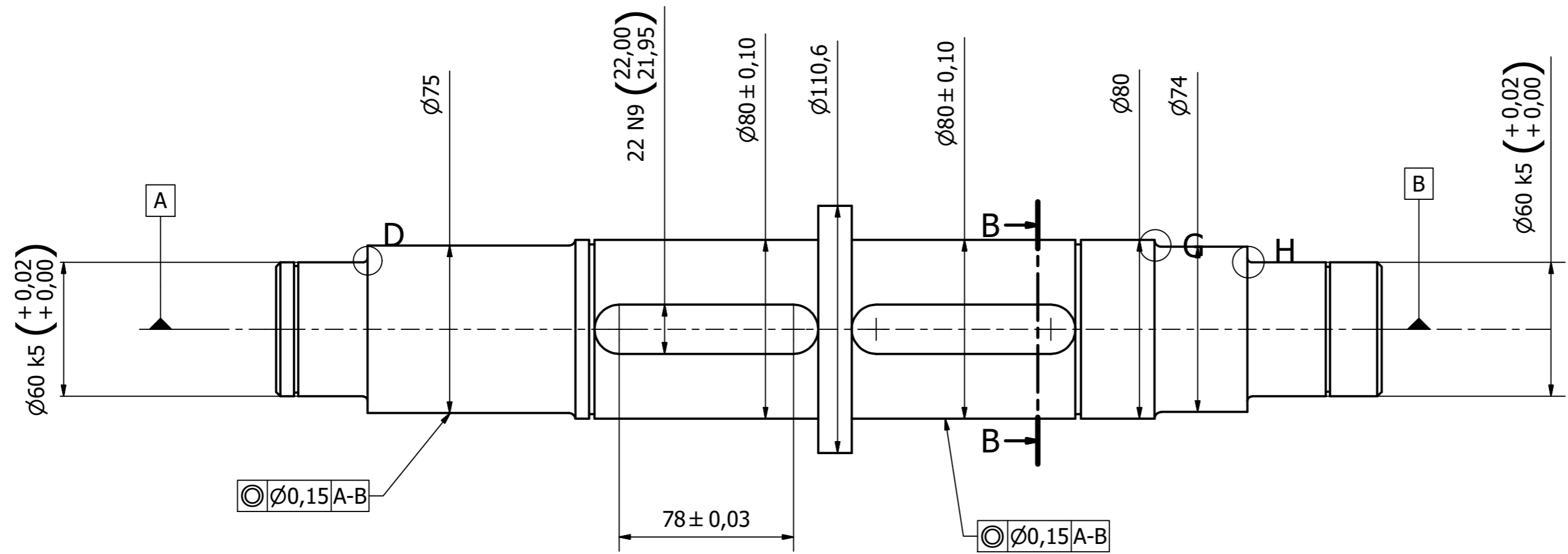
Diámetro máximo: 80mm
 Longitud: 300mm
 Material: Acero 20MnCr5- F125D
 Chaflanes no acotados de 2x45°
 Tolerancia general según UNE EN 22768-1 +- 0.2mm
 Ambos chaveteros tendrán las mismas dimensiones

			Comentarios y observaciones	
			Diámetro máximo: 80mm	
			Longitud: 300mm	
			Material: Acero 20MnCr5- F125D	
			Chaflanes no acotados de 2x45°	
			Tolerancia general según UNE EN 22768-1 +- 0.2mm	
			Ambos chaveteros tendrán las mismas dimensiones	
			Comentarios y observaciones	
		FECHA	NOMBRES	
DIBUJADO	JUNIO 2016	P. J. García Villanueva		ETSID
COMPROBADO		F. J. Rubio Montoya		UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA
ESCALA	PIEZA	EJE INTERMEDIO PRIMARIO		REDUCTOR PARA UNA CRIBA ROTATIVA DE LAVADO DE ROCA
1/1.5		PLANO #	5	
		HOJA #	5 de 24	



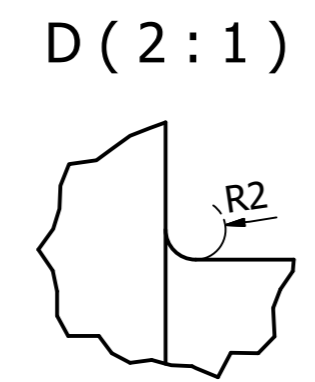
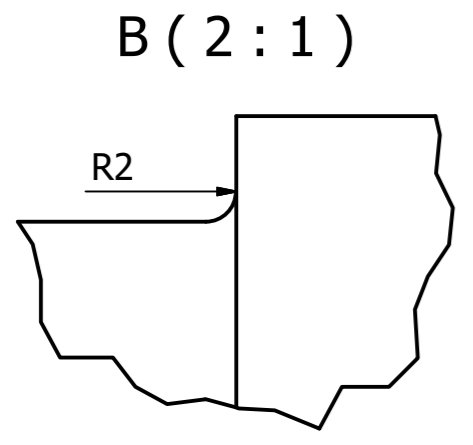
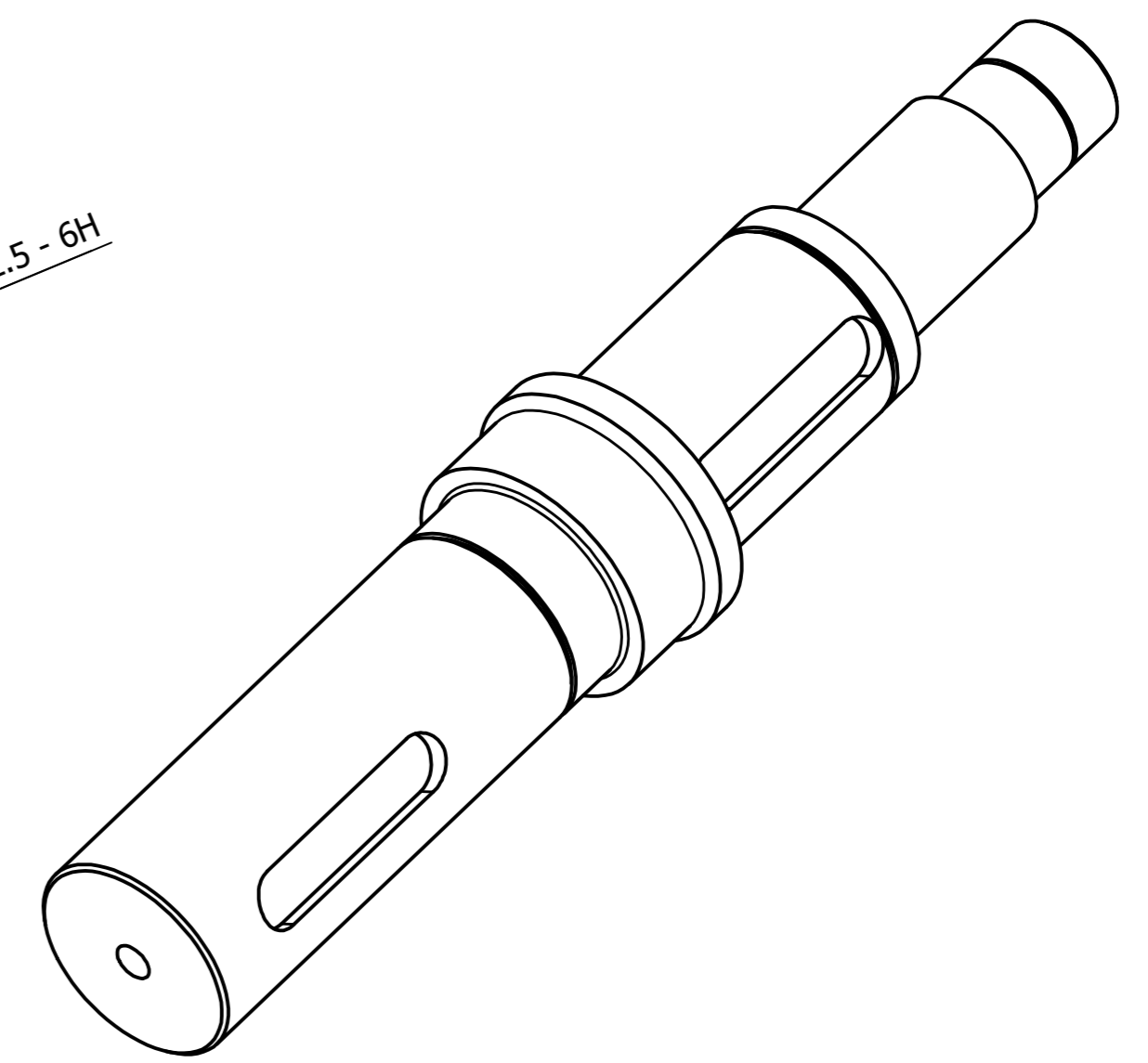
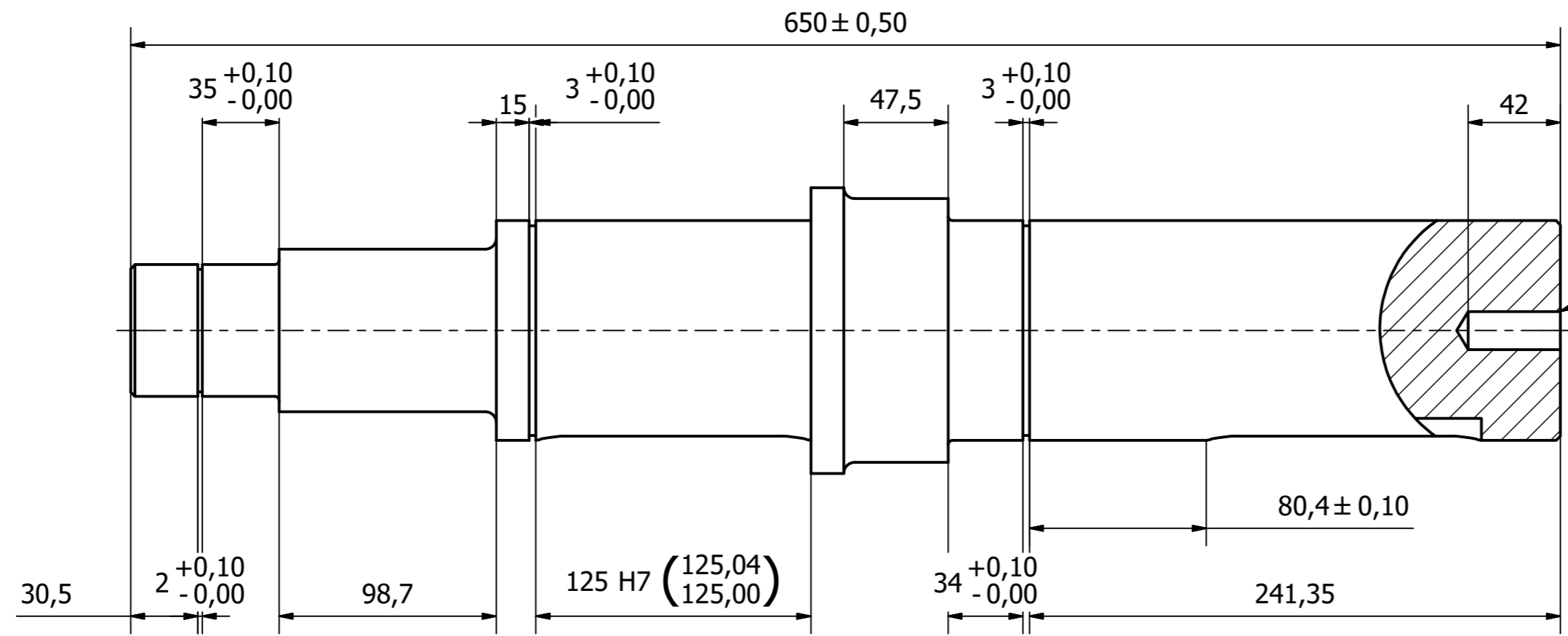
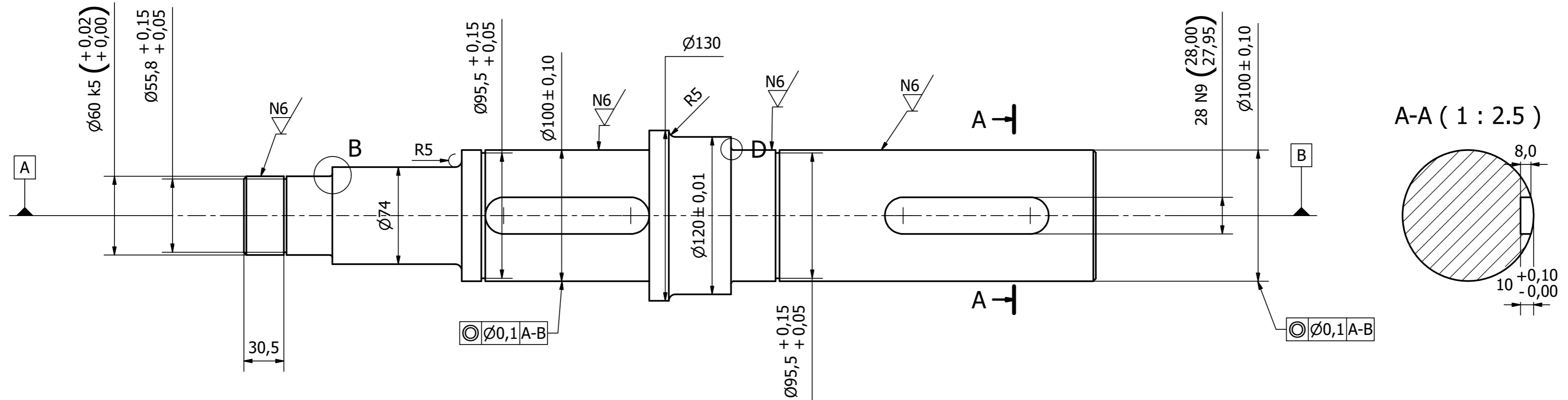
Comentarios y observaciones	
Diámetro primitivo: 140mm	
Diámetro exterior: 148mm	
Número de dientes: 35	
Altura del diente: 9mm	
Ángulo de hélice: 0.0°	
Modulo: 4	
Ángulo de presión: 20°	
Calidad: Qiso 5	
Material: Acero 20MnCr5	
Distancia entre ejes: 250mm	
Tolerancia general según UNE EN 22768-1 +- 0.2mm	

	FECHA	NOMBRES	ETSID
DIBUJADO	JUNIO 2016	P. J. García Villanueva	UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA REDUCTOR PARA UNA CRIBA ROTATIVA DE LAVADO DE ROCA
COMPROBADO		F. J. Rubio Montoya	
ESCALA	PIEZA	PIÑÓN EJE SECUNDARIO	PLANO #
1/2			6
			HOJA #
			6 de 24



Comentarios y observaciones	
Diámetro máximo: 110.6mm	
Longitud: 494mm	
Material: Acero 20MnCr5- F125D	
Chafilanes no acotados de 2x45°	
Tolerancia general según UNE EN 22768-1 +/- 0.2mm	
Ambos chaveteros tendrán las mismas dimensiones	

FECHA		NOMBRES		ETSID	
DIBUJADO	JUNIO 2016	P. J. García Villanueva		UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA	
COMPROBADO		F. J. Rubio Montoya		REDUCTOR PARA UNA CRIBA ROTATIVA DE LAVADO DE ROCA	
ESCALA	PIEZA	EJE INTERMEDIO SECUNDARIO		PLANO #	8
1/2				HOJA #	8 de 24



Comentarios y observaciones	
Diámetro máximo: 130mm	
Longitud: 650mm	
Material: Acero 20MnCr5- F125D	
Chafilanes no acotados de 2x45°	
Tolerancia general según UNE EN 22768-1 +/- 0.2mm	
Ambos chaveteros tendrán las mismas dimensiones	

DIBUJADO	FECHA	NOMBRES	ETSID UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA REDUCTOR PARA UNA CRIBA ROTATIVA DE LAVADO DE ROCA
COMPROBADO	JUNIO 2016	P. J. García Villanueva	
ESCALA	PIEZA	F. J. Rubio Montoya	PLANO # 9
1/2.5	EJE DE SALIDA		HOJA # 9 de 24

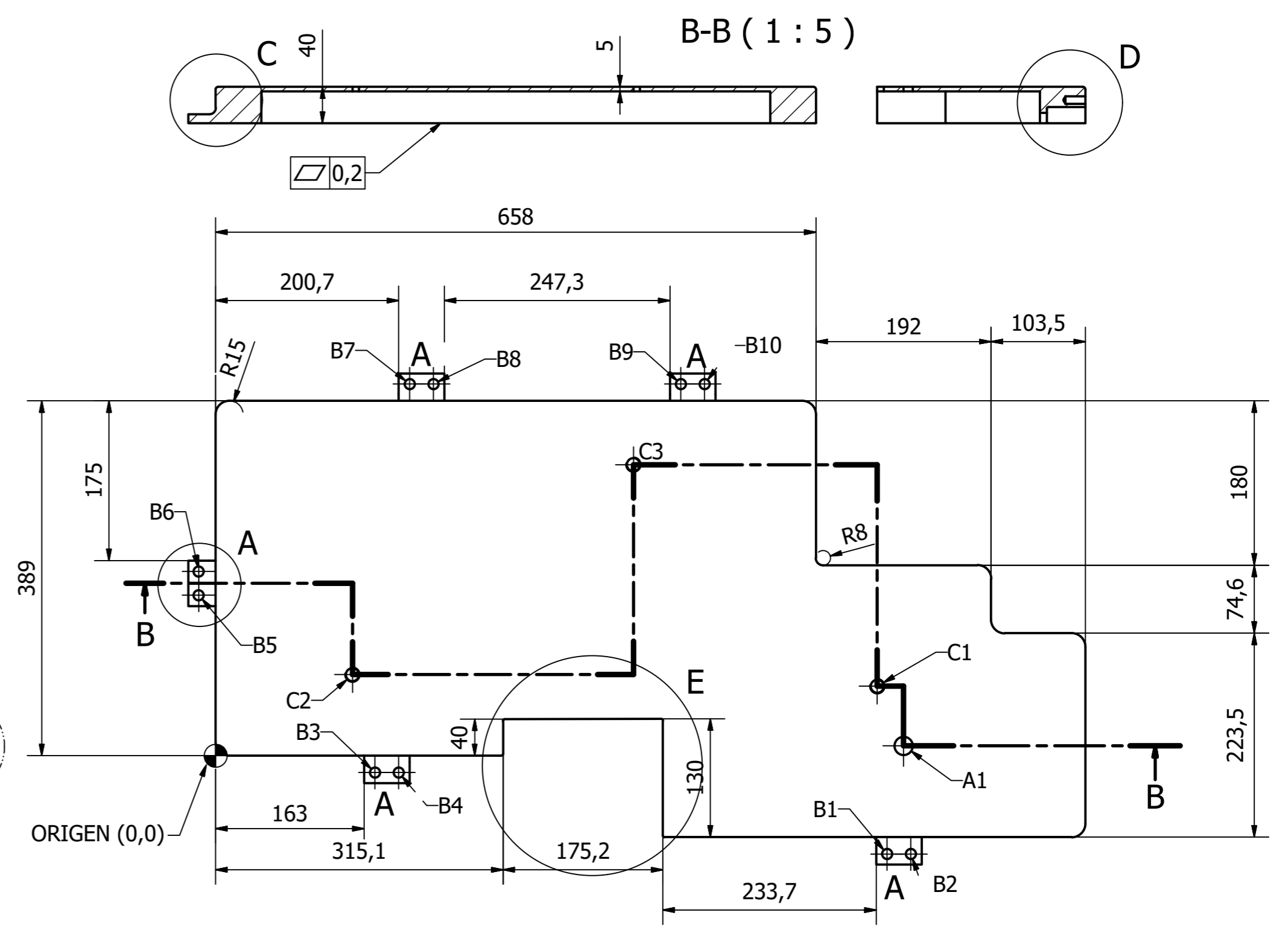
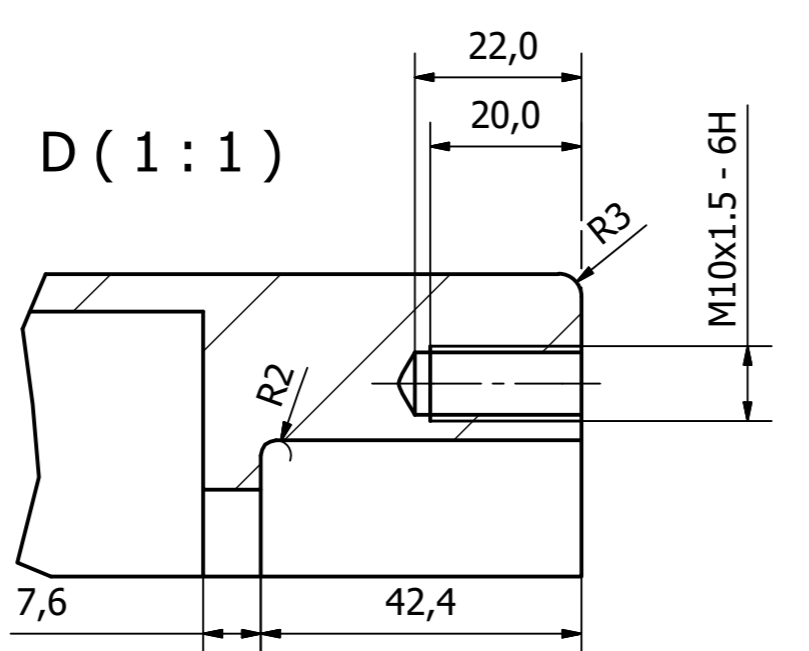
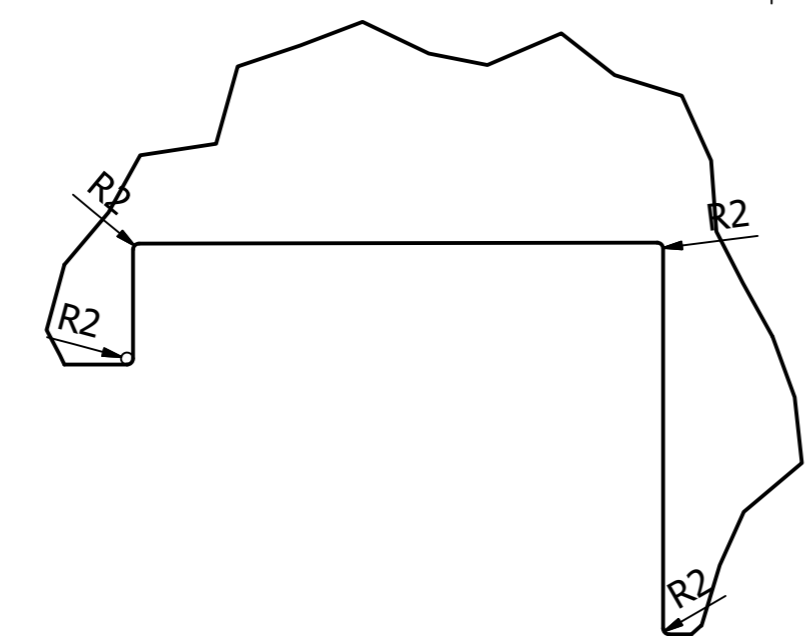
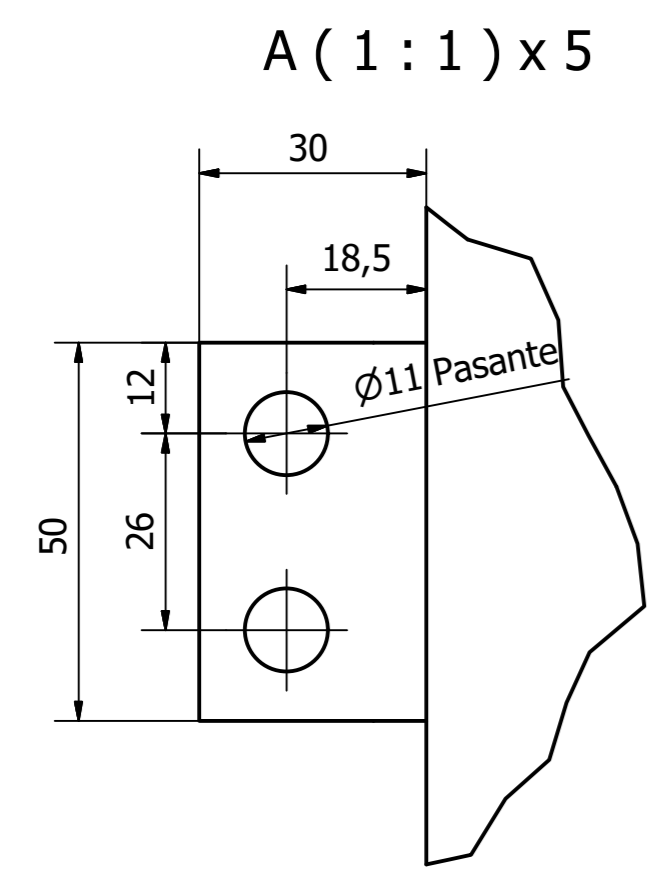
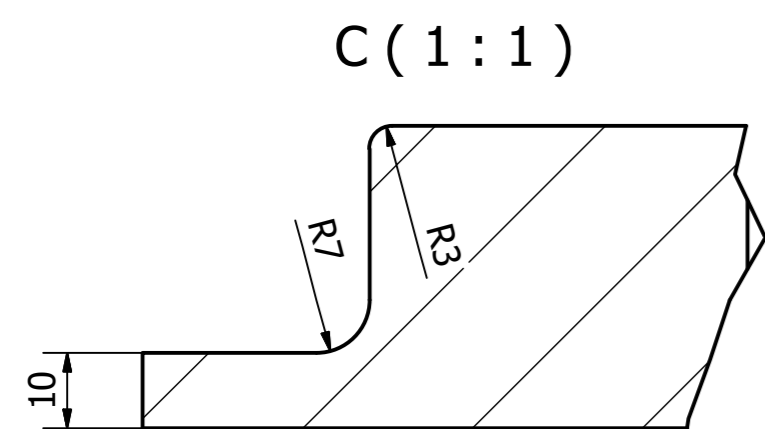
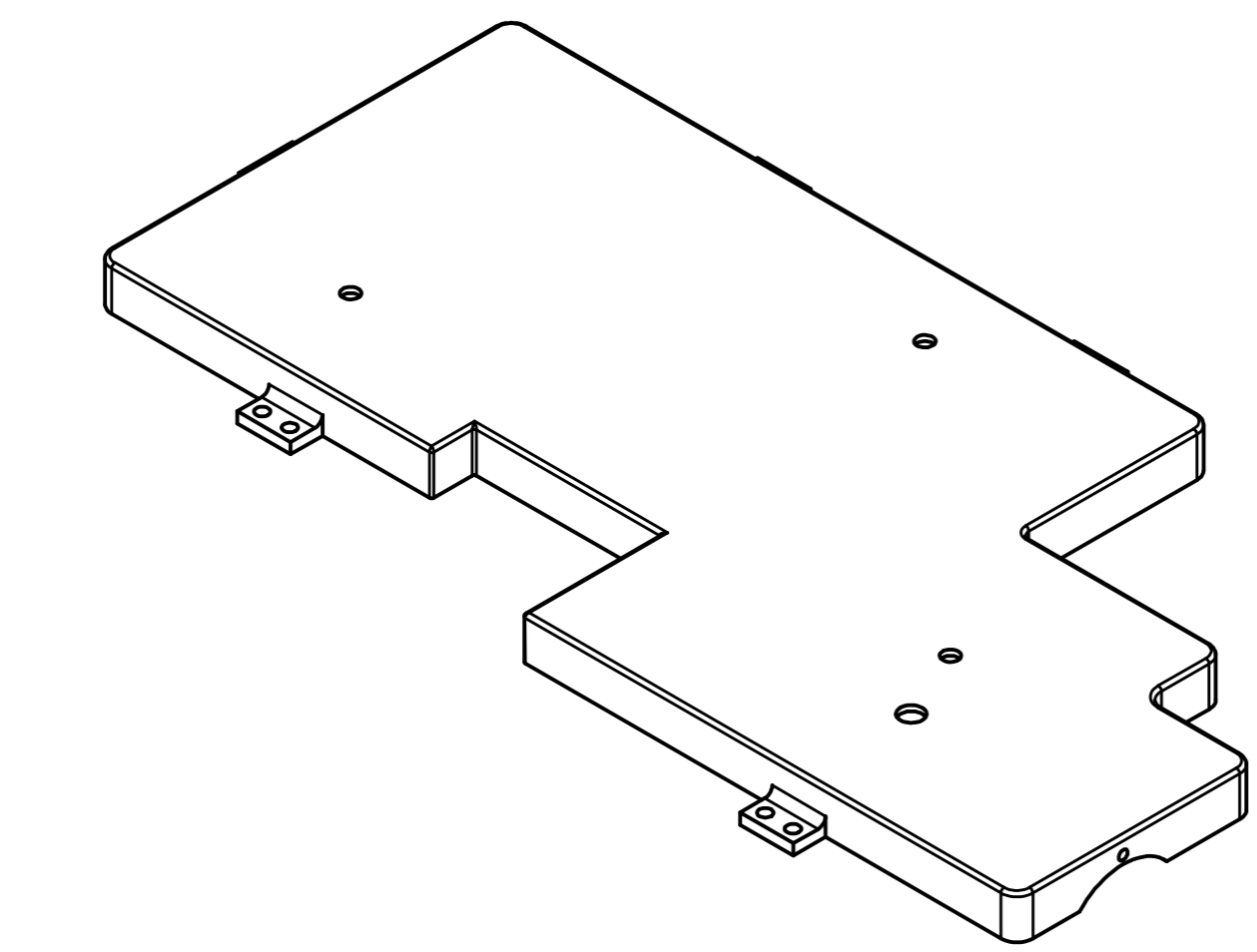


TABLA DE AGUJEROS			
AGUJERO	COTA EN X	COTA EN Y	DESCRIPCIÓN
A1	754,09	10,85	Ø20,00 - pasante
B1	736,04	-107,79	Ø11,00 - pasante
B2	762,04	-107,79	Ø11,00 - pasante
B3	174,70	-18,50	Ø11,00 - pasante
B4	200,70	-18,50	Ø11,00 - pasante
B5	-18,50	175,88	Ø11,00 - pasante
B6	-18,50	201,88	Ø11,00 - pasante
B7	212,70	407,38	Ø11,00 - pasante
B8	238,70	407,38	Ø11,00 - pasante
B9	510,00	407,38	Ø11,00 - pasante
B10	536,00	407,38	Ø11,00 - pasante
C1	725,24	76,18	M16x1.5 - 6H
C2	150,00	88,88	M16x1.5 - 6H
C3	458,00	318,88	M16x1.5 - 6H

Comentarios y observaciones	
Material: Fundición FG-20	
Empalmes no acotados serán de 15mm	
Detalle A marca la geometría de todas las demás zonas marcadas con letra A	
Tolerancia general según UNE EN 22768-1 +/- 0.2mm	

DIBUJADO	FECHA	NOMBRES	UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA REDUCTOR PARA UNA CRIBA ROTATIVA DE LAVADO DE ROCA
COMPROBADO	JUNIO 2016	P. J. García Villanueva F. J. Rubio Montoya	
ESCALA	PIEZA	CAJA SUPERIOR DE CIERRE	
1/5		PLANO #	10
		HOJA #	10 de 24

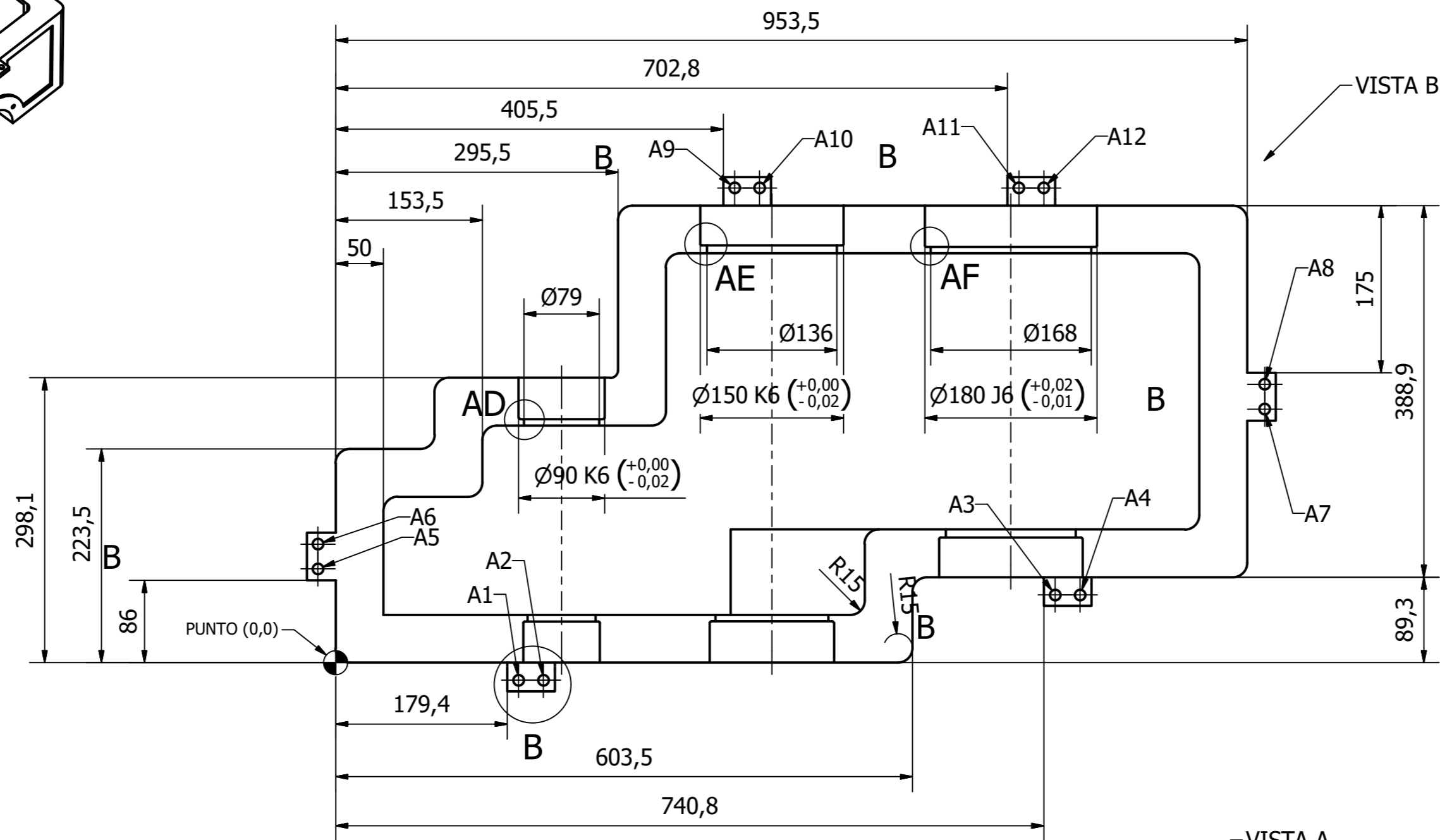
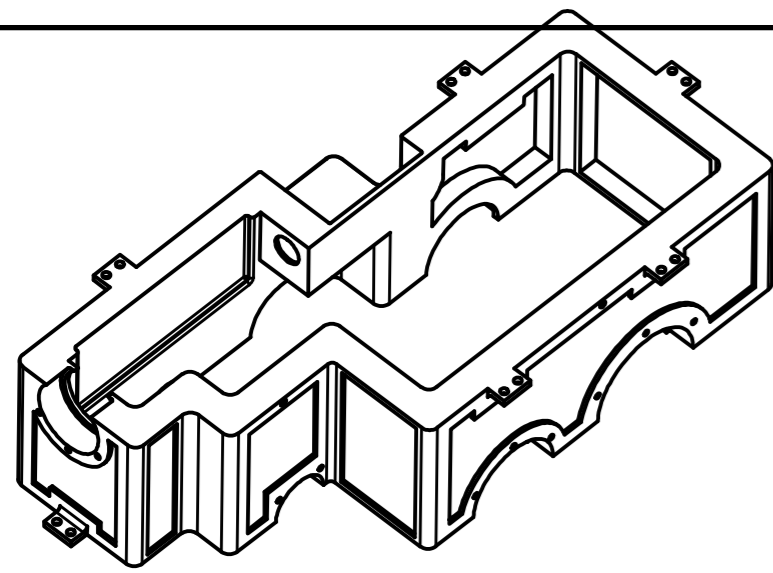
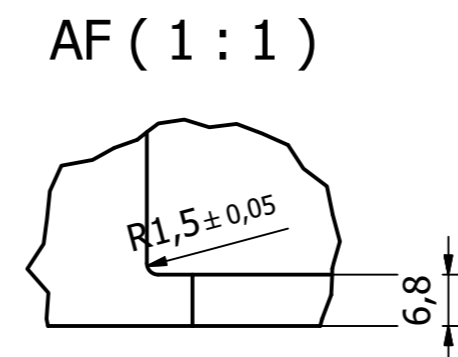
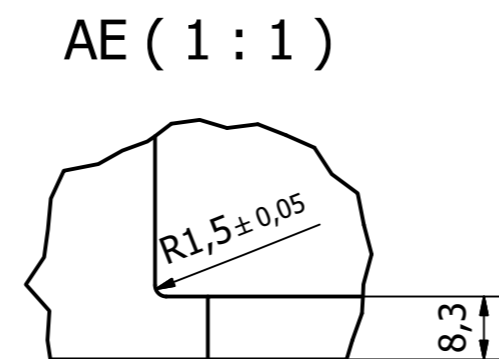
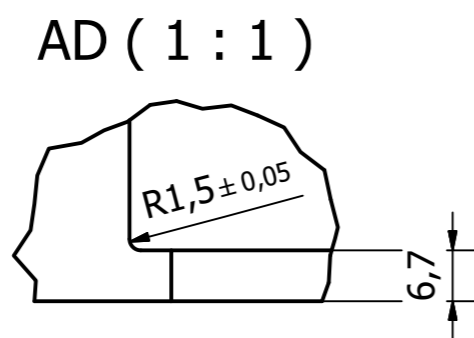
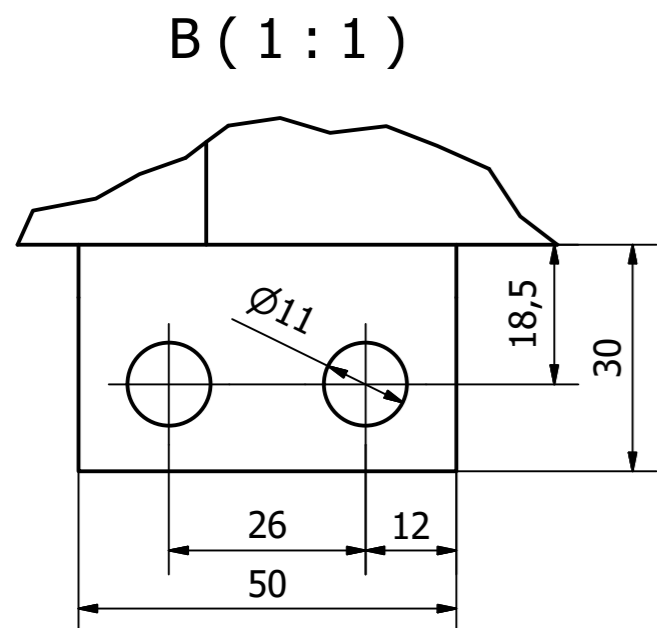
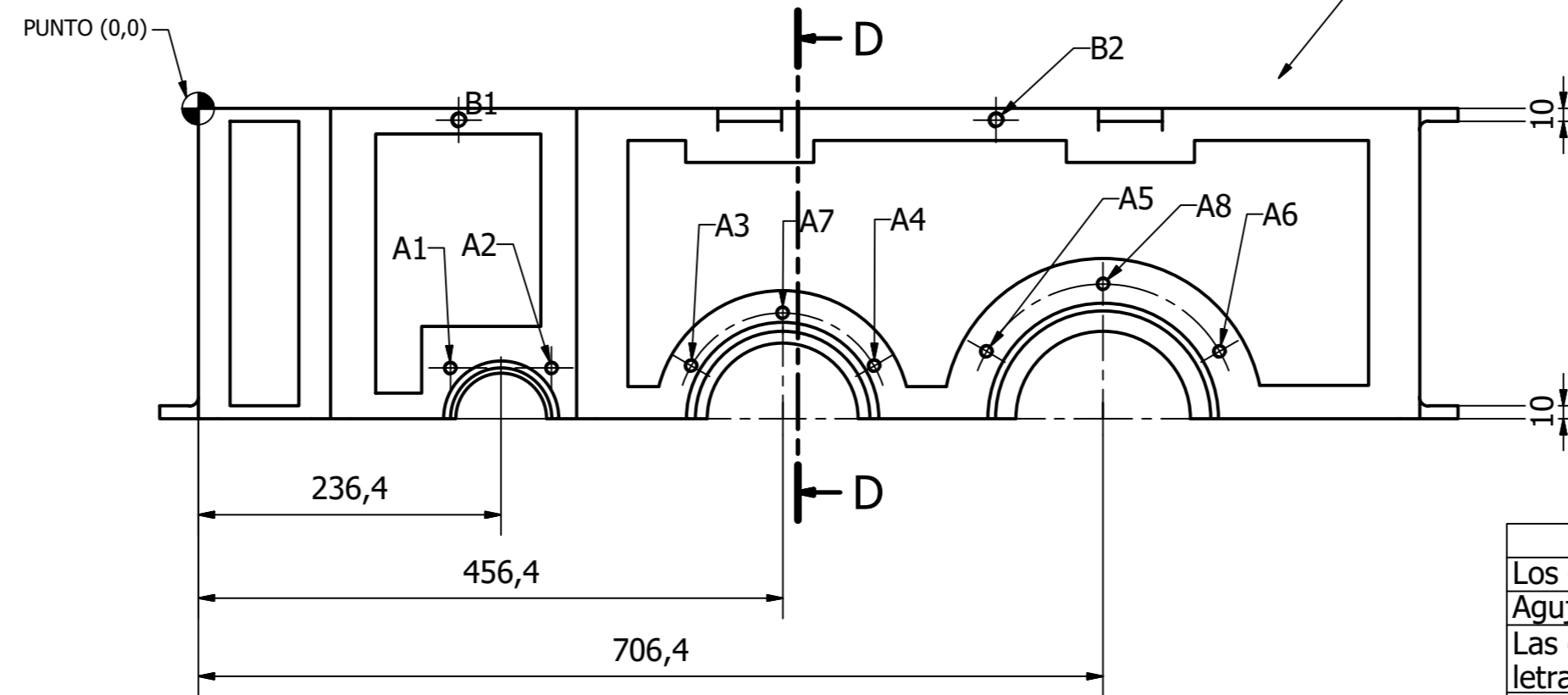
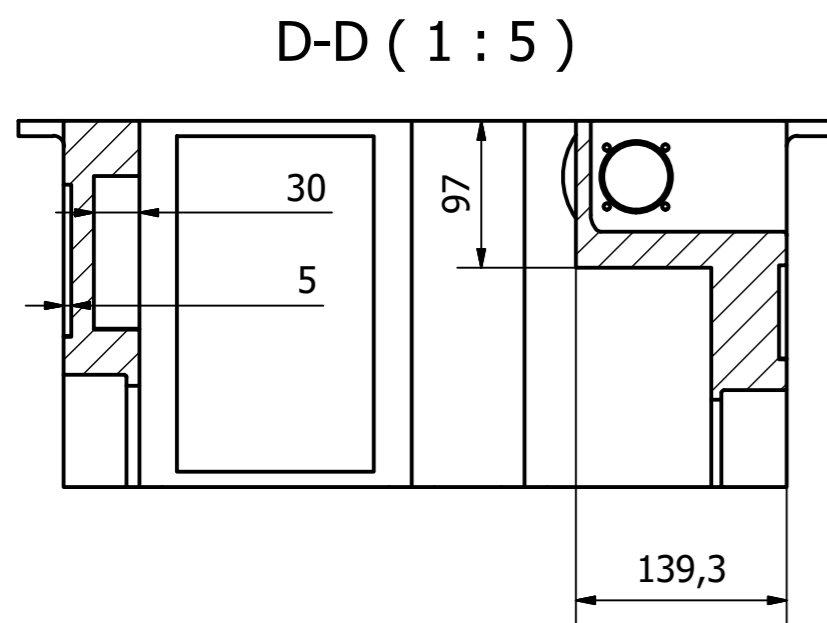


TABLA DE AGUJEROS VISTA A			
AGUJERO	COTA EN X	COTA EN Y	DESCRIPCIÓN
A1	196,91	-202,55	M10x1.5 - 6H
A2	275,84	-202,55	M10x1.5 - 6H
A3	384,93	-200,76	M10x1.5 - 6H
A4	527,82	-200,76	M10x1.5 - 6H
A5	615,44	-189,51	M10x1.5 - 6H
A6	797,31	-189,51	M10x1.5 - 6H
A7	456,37	-159,51	M10x1.5 - 6H
A8	706,37	-137,01	M10x1.5 - 6H
B1	203,47	-9,00	M12x1.75 - 6H
B2	622,77	-9,00	M12x1.75 - 6H

TABLA DE AGUJEROS VISTA B			
AGUJERO	COTA EN X	COTA EN Y	DESCRIPCIÓN
A1	191,43	-18,50	Ø11,00 Pasante
A2	217,43	-18,50	Ø11,00 Pasante
A3	752,77	70,79	Ø11,00 Pasante
A4	778,77	70,79	Ø11,00 Pasante
A5	-18,50	98,00	Ø11,00 Pasante
A6	-18,50	124,00	Ø11,00 Pasante
A7	971,97	265,17	Ø11,00 Pasante
A8	971,97	291,17	Ø11,00 Pasante
A9	417,47	496,67	Ø11,00 Pasante
A10	443,47	496,67	Ø11,00 Pasante
A11	714,77	496,67	Ø11,00 Pasante
A12	740,77	496,67	Ø11,00 Pasante



Comentarios y observaciones

Los empalmes no acotados serán de radio 15mm.

Agujeros de métrica 10 x 1.5, profundidad 33mm con 30mm roscados.

Las cotas del detalle B serán las cotas de las demás operaciones marcados con la letra B.

Los alojamientos de los rodamientos tendrán rugosidad de acabado N6, siendo la tolerancia K6 para rodillos y J6 para bolas.

Los vaciados exteriores serán de 5mm mientras que los interiores serán de 30mm. Tal y como se acota en las sección D-D.

Para cada vista se marca el punto (0,0) y las coordenadas de todos los agujeros a mecanizar.

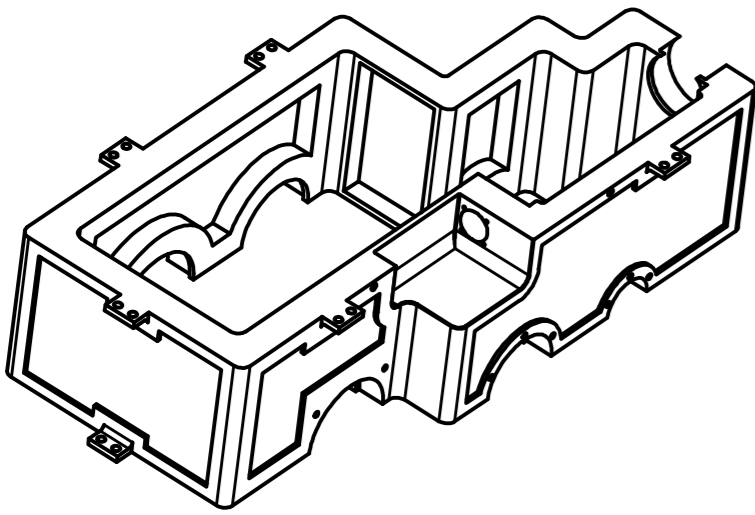
El material de toda la pieza será fundición gris FG-20.

Para más información, ver el fichero CAD.

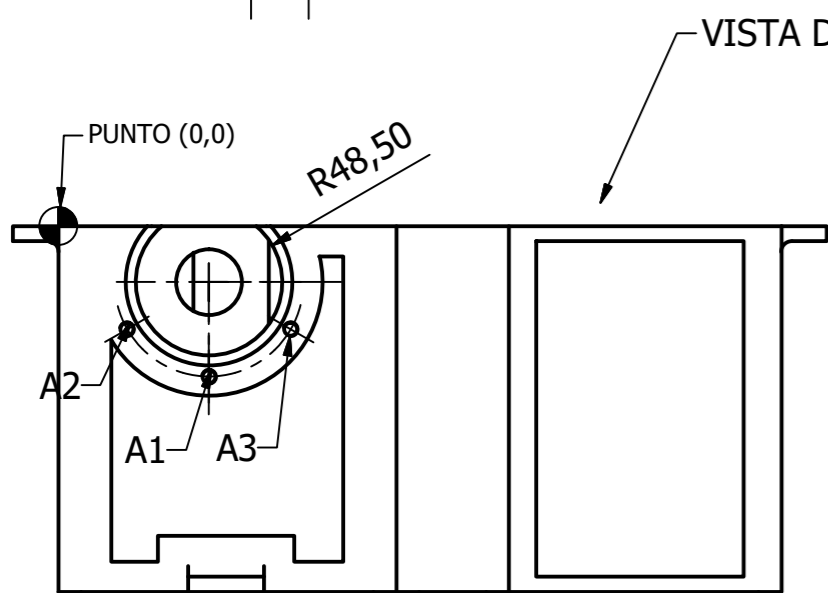
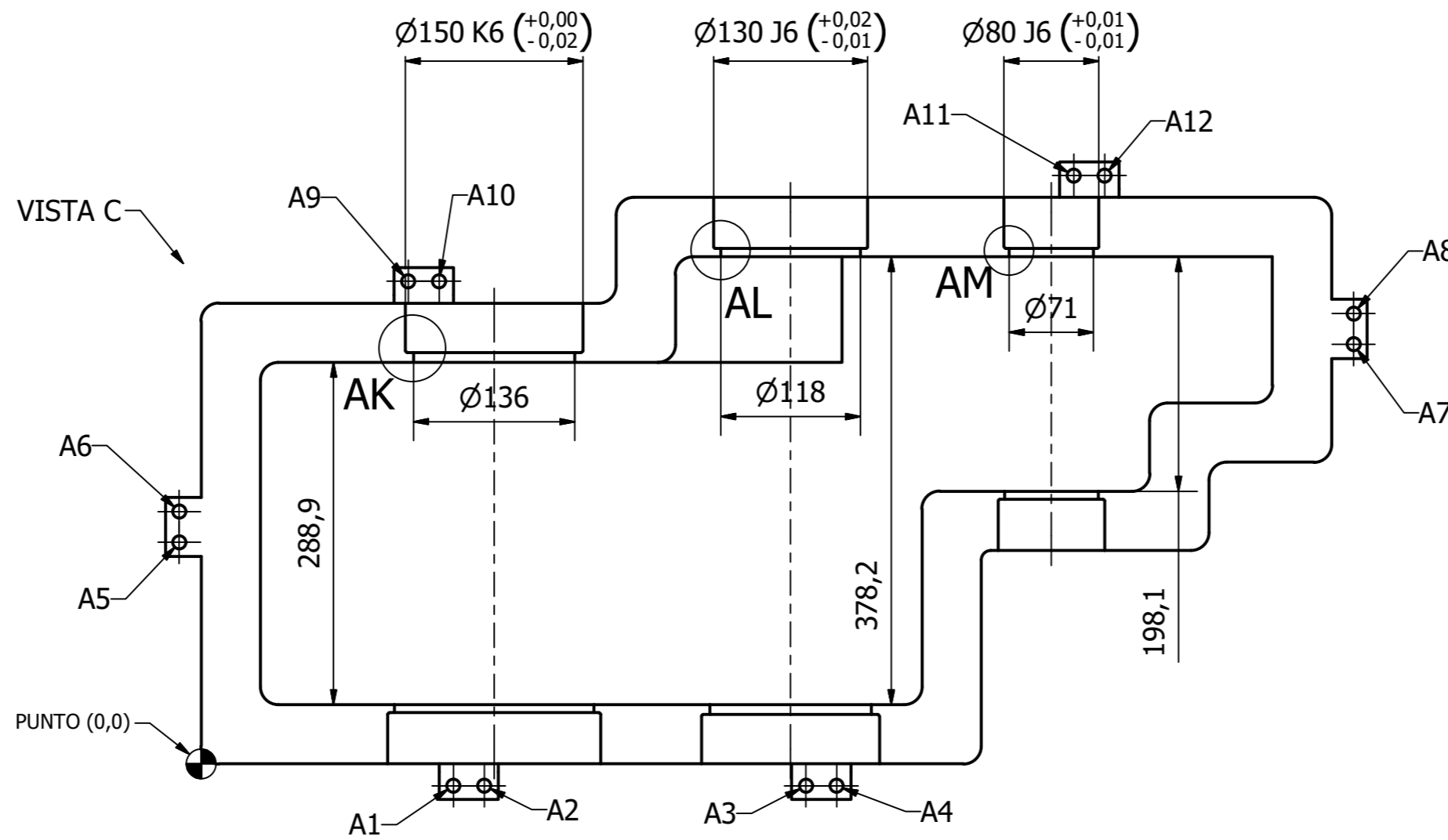
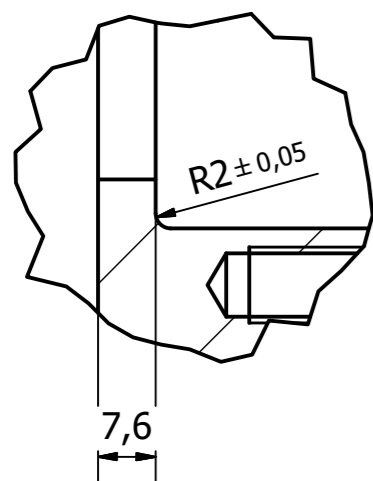
Tolerancia general según UNE EN 22768-1 +- 0.2mm.

Resto de cotas en plano 11B

FECHA		NOMBRES		ETSID	
DIBUJADO	JUNIO 2016	P. J. García Villanueva		UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA	
COMPROBADO		F. J. Rubio Montoya		REDUCTOR PARA UNA CRIBA ROTATIVA DE LAVADO DE ROCA	
ESCALA	PIEZA			PLANO #	11A
1/8	CAJA SUPERIOR			HOJA #	11 de 24



AP (1:1)



AR (1:5)

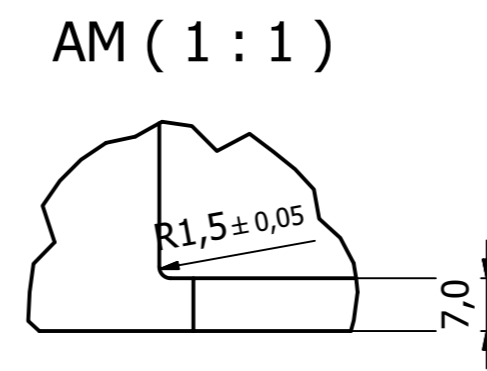
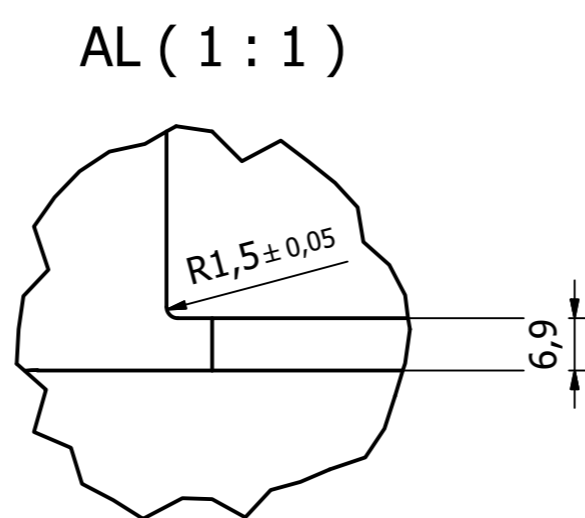
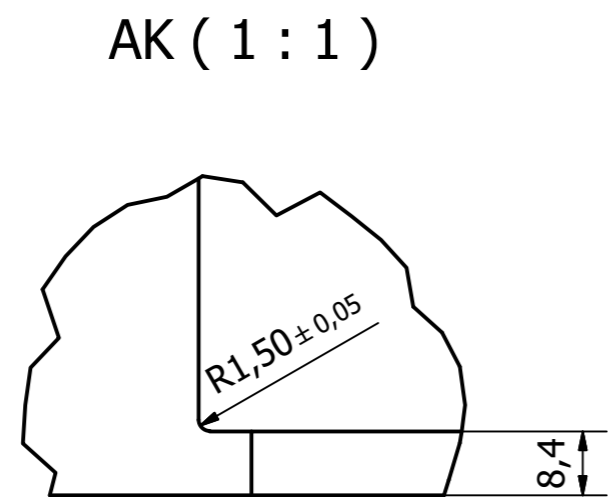
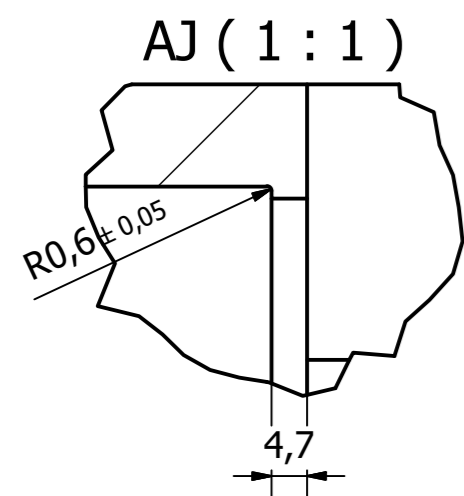
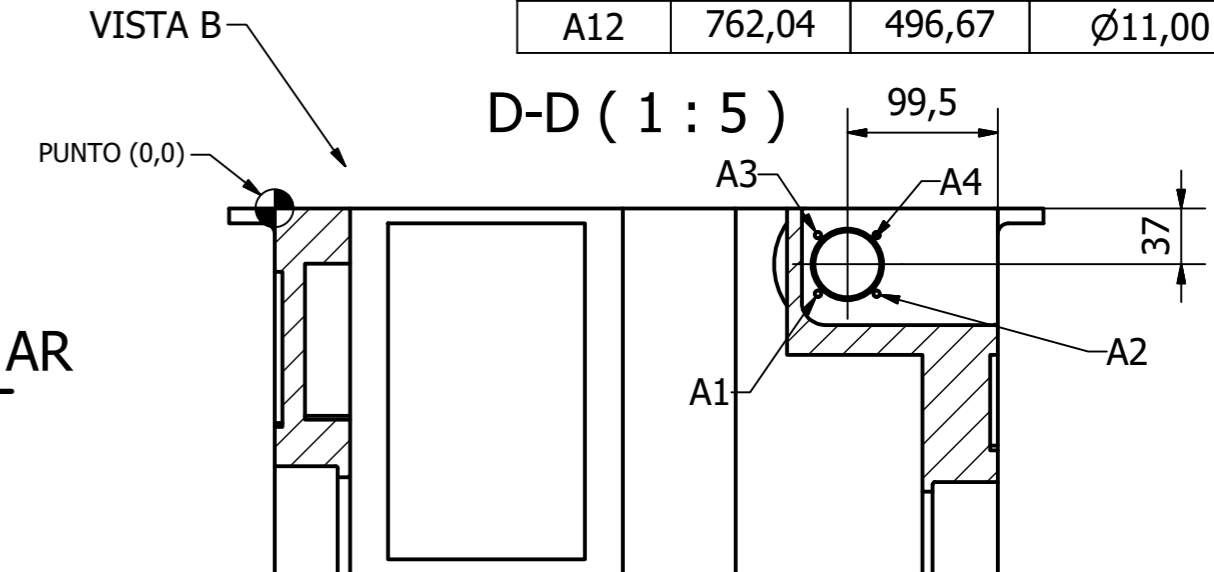
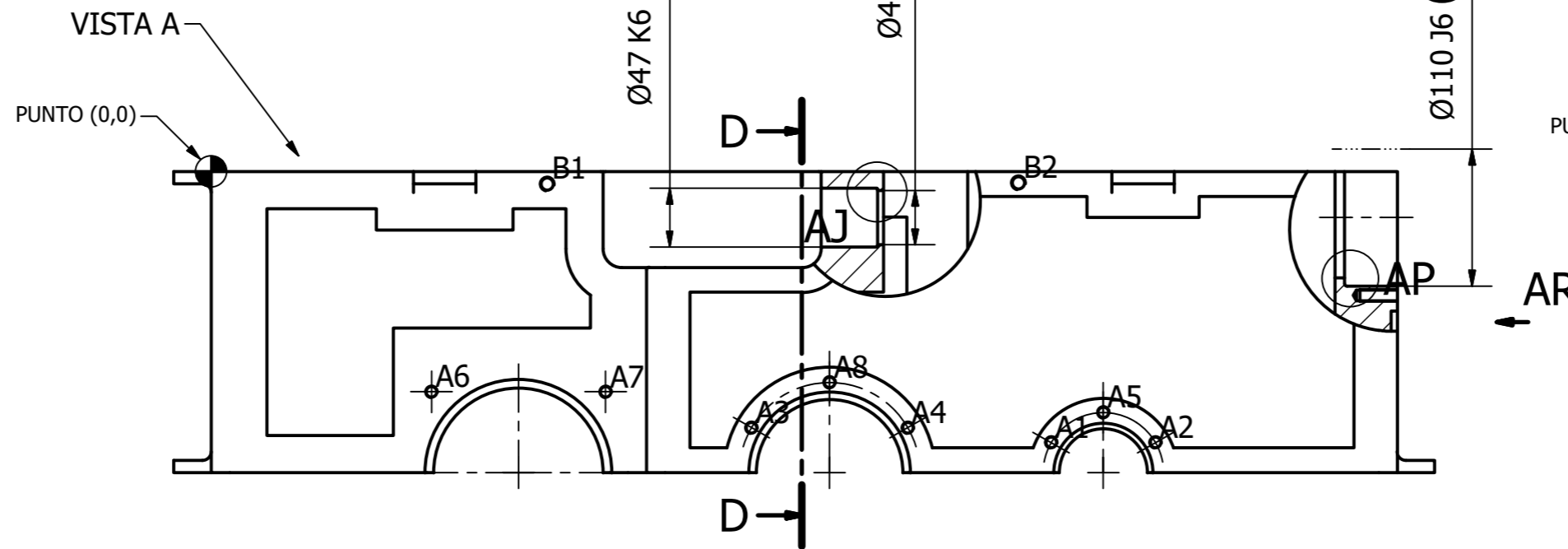


TABLA DE AGUJEROS VISTA D			
AGUJERO	COTA EN X	COTA EN Y	DESCRIPCIÓN
A1	99,54	-99,50	M10x1.5 - 6H
A2	45,42	-68,25	M10x1.5 - 6H
A3	153,67	-68,25	M10x1.5 - 6H

TABLA DE AGUJEROS VISTA A			
AGUJERO	COTA EN X	COTA EN Y	DESCRIPCIÓN
A1	675,09	-217,76	M10x1.5 - 6H
A2	759,10	-217,76	M10x1.5 - 6H
A3	434,31	-205,76	M10x1.5 - 6H
A4	559,88	-205,76	M10x1.5 - 6H
A5	717,10	-193,51	M10x1.5 - 6H
A6	177,10	-177,01	M10x1.5 - 6H
A7	317,10	-177,01	M10x1.5 - 6H
A8	497,10	-169,51	M10x1.5 - 6H
B1	270,00	-10,00	M12x1.75 - 6H
B2	649,04	-9,00	M12x1.75 - 6H

TABLA DE AGUJEROS VISTA B			
AGUJERO	COTA EN X	COTA EN Y	DESCRIPCIÓN
A1	359,18	-56,45	M5x0.8 - 6H
A2	398,08	-56,45	M5x0.8 - 6H
A3	359,18	-17,55	M5x0.8 - 6H
A4	398,08	-17,55	M5x0.8 - 6H

TABLA DE AGUJEROS VISTA C			
AGUJERO	COTA EN X	COTA EN Y	DESCRIPCIÓN
A1	212,70	-18,50	$\varnothing 11,00$ Pasante
A2	238,70	-18,50	$\varnothing 11,00$ Pasante
A3	510,00	-18,50	$\varnothing 11,00$ Pasante
A4	536,00	-18,50	$\varnothing 11,00$ Pasante
A5	-18,50	187,00	$\varnothing 11,00$ Pasante
A6	-18,50	213,00	$\varnothing 11,00$ Pasante
A7	971,97	354,17	$\varnothing 11,00$ Pasante
A8	971,97	380,17	$\varnothing 11,00$ Pasante
A9	174,70	407,38	$\varnothing 11,00$ Pasante
A10	200,70	407,38	$\varnothing 11,00$ Pasante
A11	736,04	496,67	$\varnothing 11,00$ Pasante
A12	762,04	496,67	$\varnothing 11,00$ Pasante

Comentarios y observaciones

Los empalmes no acotados serán de radio 15mm.

Agujeros de métrica 10 x 1.5, profundidad 33mm con 30mm roscados.

Agujeros de métrica 5 x 0.8, profundidad 20mm con 15mm roscados.

Los alojamientos de los rodamientos tendrán rugosidad de acabado N6, siendo la tolerancia K6 para rodillos y J6 para bolas.

Los vaciados exteriores serán de 5mm mientras que los interiores serán de 30mm. Tal y como se acota en las sección D-D.

Para cada vista se marca el punto (0,0) y las coordenadas de todos los agujeros a mecanizar.

El material de toda la pieza será fundición gris FG-20.

Para más información, ver el fichero CAD.

Tolerancia general según UNE EN 22768-1 +/- 0.2mm.

Resto de cotas en plano 11A

FECHA		NOMBRES		ETSID	
DIBUJADO	JUNIO 2016	P. J. García Villanueva		UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA	
COMPROBADO		F. J. Rubio Montoya		REDUCTOR PARA UNA CRIBA ROTATIVA DE LAVADO DE ROCA	
ESCALA	PIEZA			PLANO #	11B
1/8	CAJA SUPERIOR			HOJA #	12 de 24

AJ-AJ (1 : 5)

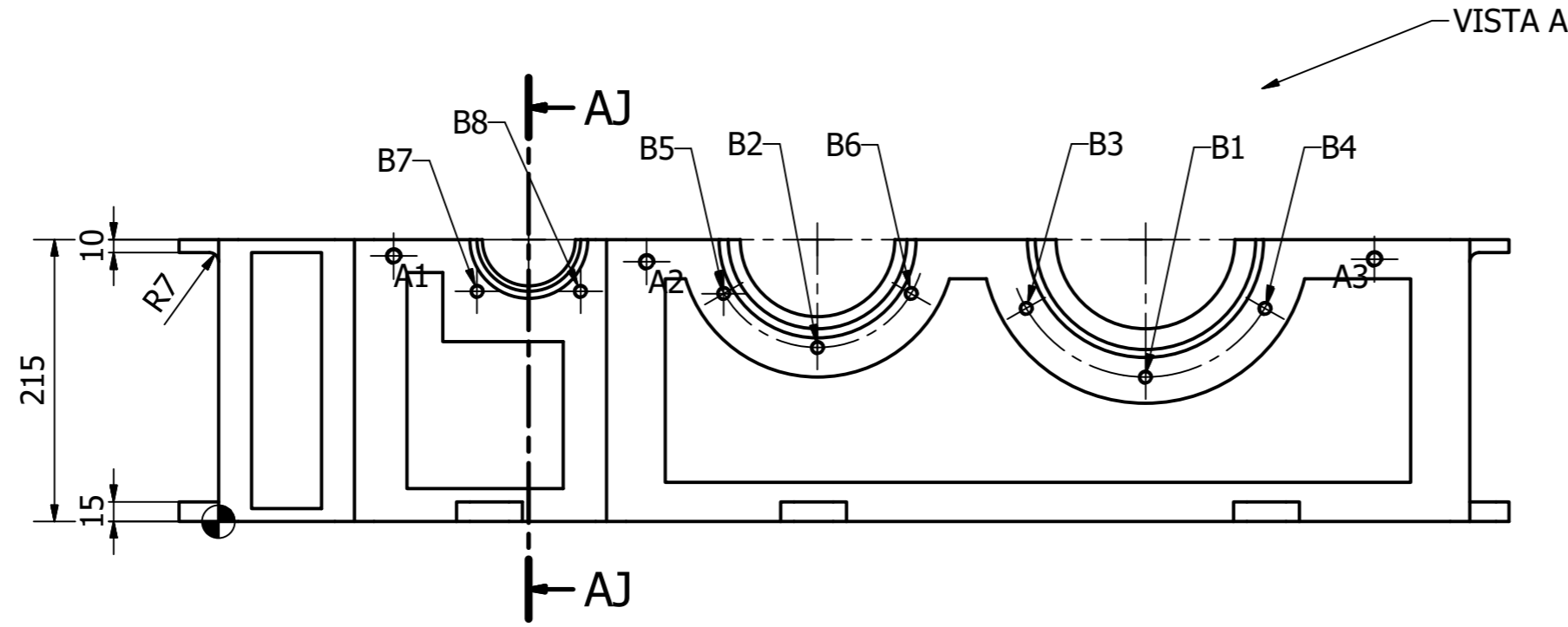
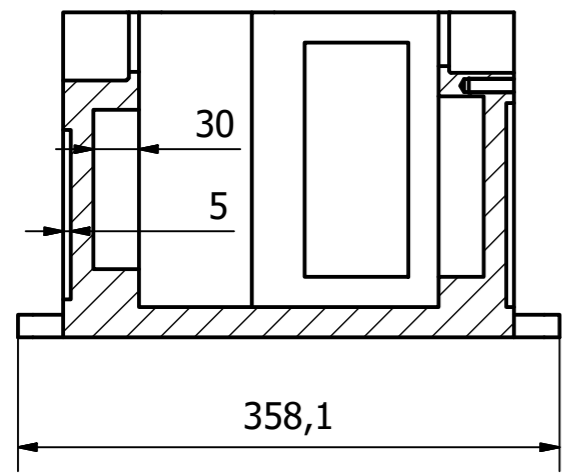
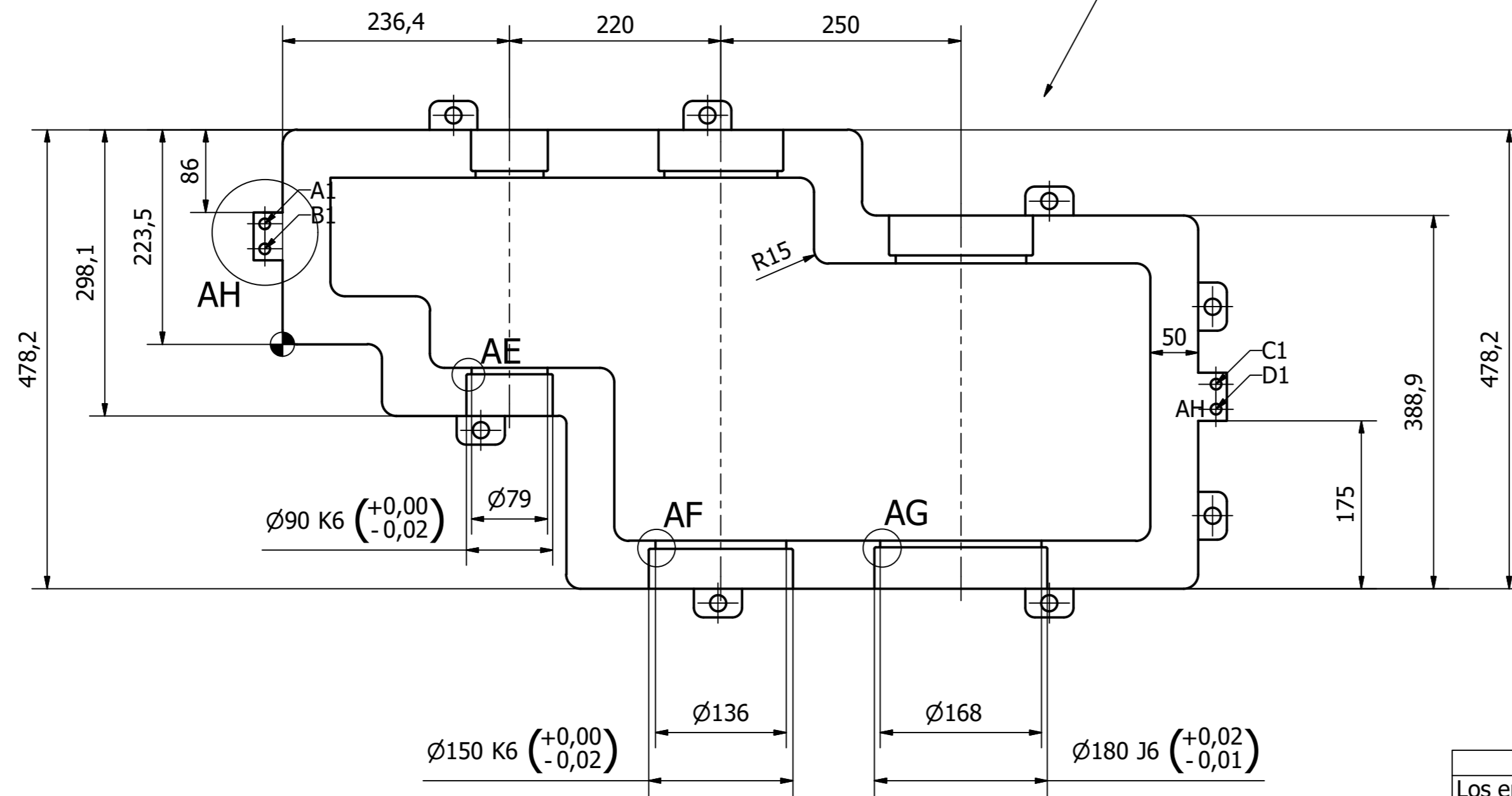


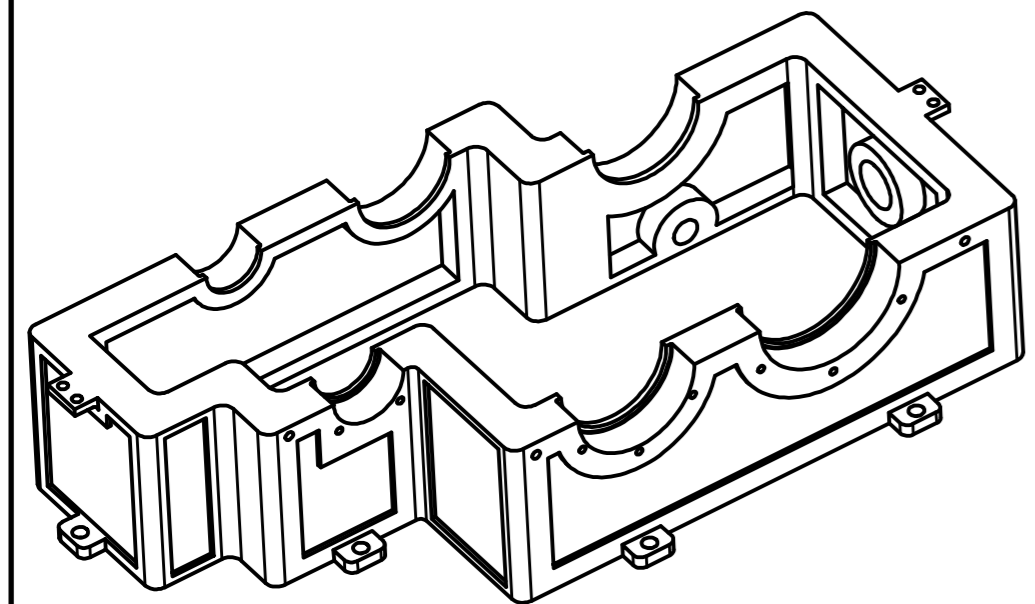
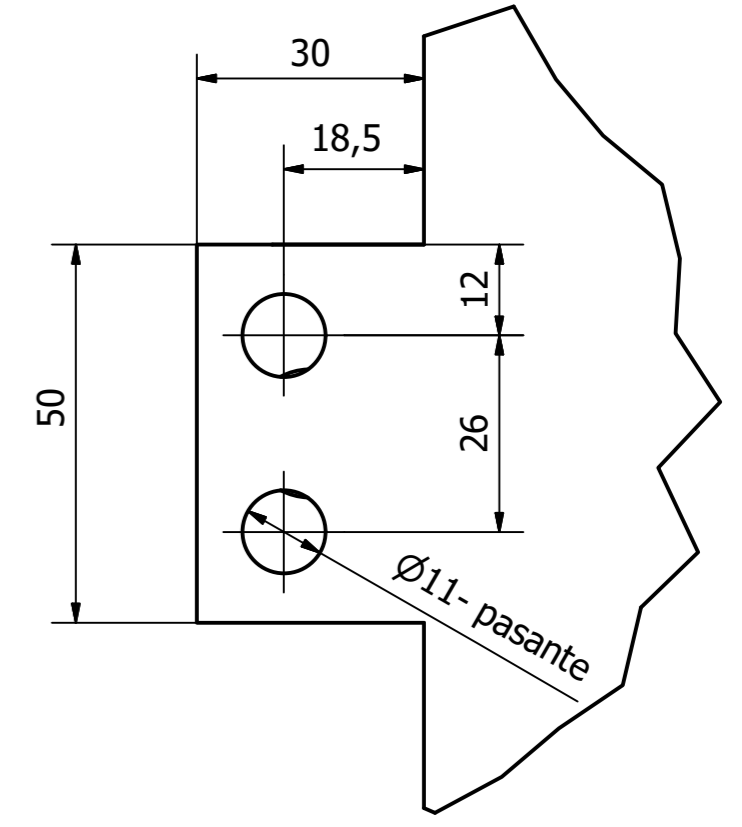
TABLA DE AGUJEROS VISTA A			
AGUJERO	COTA EN X	COTA EN Y	DESCRIPCIÓN
B1	706,37	110,00	M10x1.5 - 6H
B2	456,37	132,50	M10x1.5 - 6H
B3	615,44	162,50	M10x1.5 - 6H
B4	797,31	162,50	M10x1.5 - 6H
B5	384,93	173,75	M10x1.5 - 6H
B6	527,82	173,75	M10x1.5 - 6H
B7	196,91	175,54	M10x1.5 - 6H
B8	275,84	175,54	M10x1.5 - 6H
A2	326,24	198,11	M12x1.75 - 6H
A3	880,86	200,08	M12x1.75 - 6H
A1	133,47	202,42	M12x1.75 - 6H

TABLA DE AGUJEROS VISTA B			
AGUJERO	COTA EN X	COTA EN Y	DESCRIPCIÓN
A1	-18,50	125,49	-
B1	-18,50	99,49	-
C1	971,97	-41,68	-
D1	971,97	-67,68	-

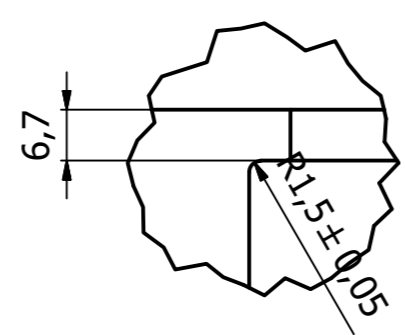
VISTA B



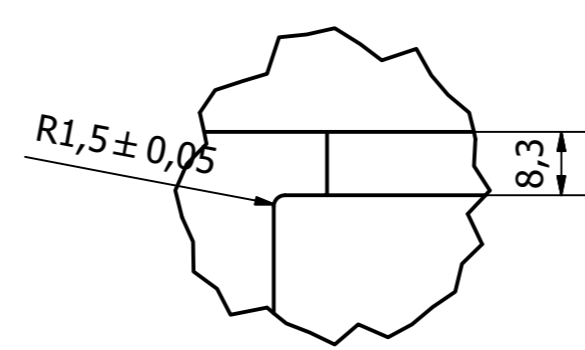
AH (1 : 1)



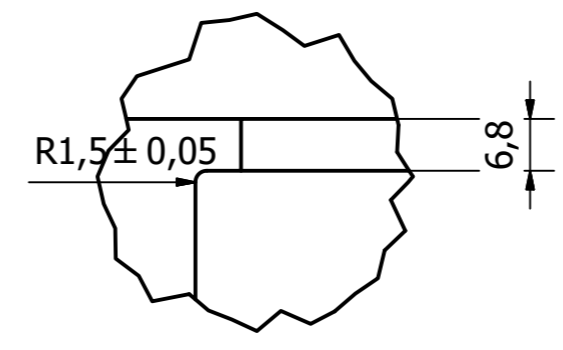
AE (1 : 1)



AF (1 : 1)



AG (1 : 1)



Comentarios y observaciones

Los empalmes no acotados en la vista principal y que no estén en cualquiera de los detalles serán de radio 15mm.

Las cotas del detalle AH serán las cotas de las demás operaciones marcados con las letras AH.

Los alojamientos de los rodamientos tendrán rugosidad de acabado N6, siendo la tolerancia K6 para rodillos y J6 para bolas.

Los vaciados exteriores serán de 5mm mientras que los interiores serán de 30mm. Tal y como se acota en las secciones AJ-AJ.

El material de toda la pieza será fundición gris FG-20.

Para cotas adicionales consultar fichero CAD "12_Caja inferior"

Para cada vista se marca el punto (0,0) y las coordenadas de todos los agujeros a mecanizar.

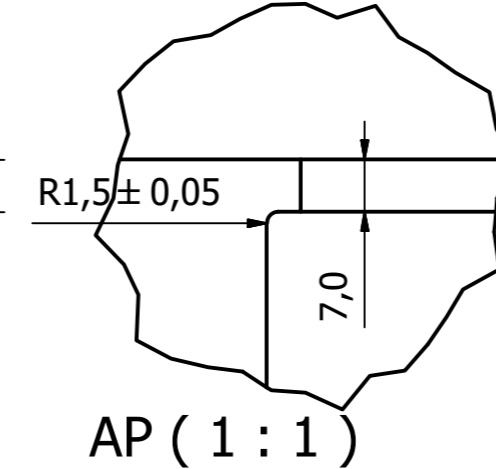
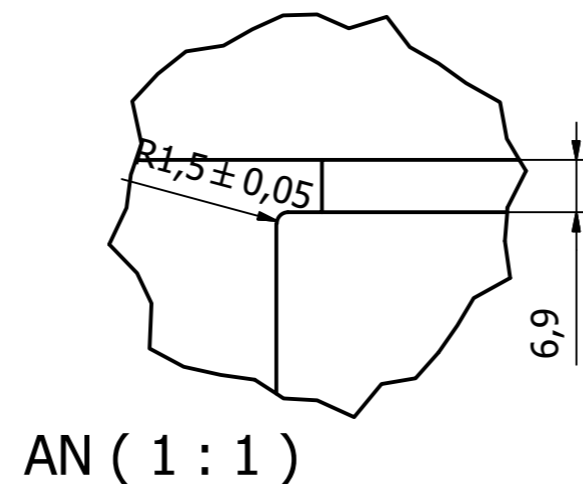
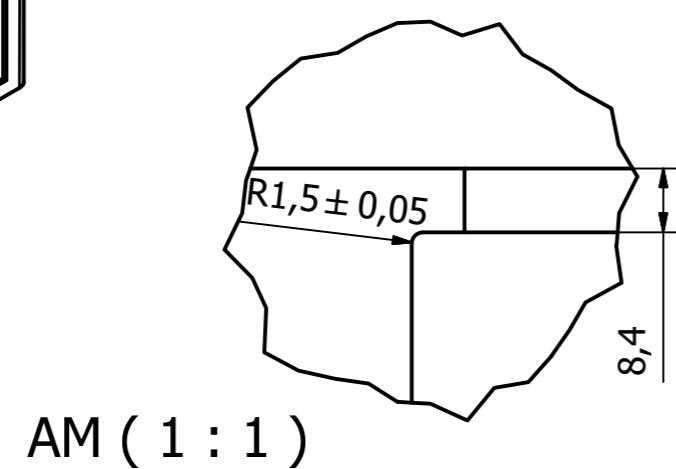
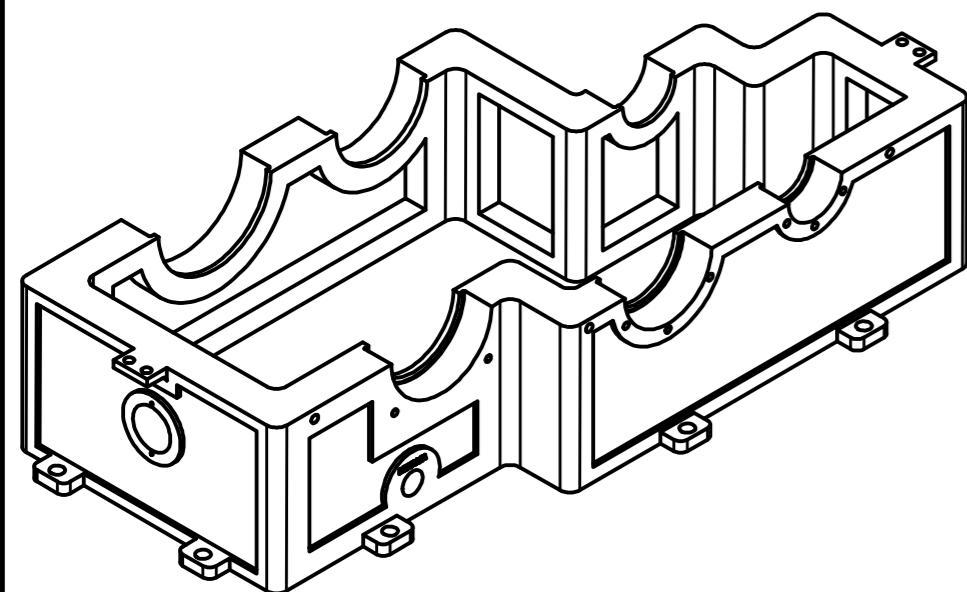
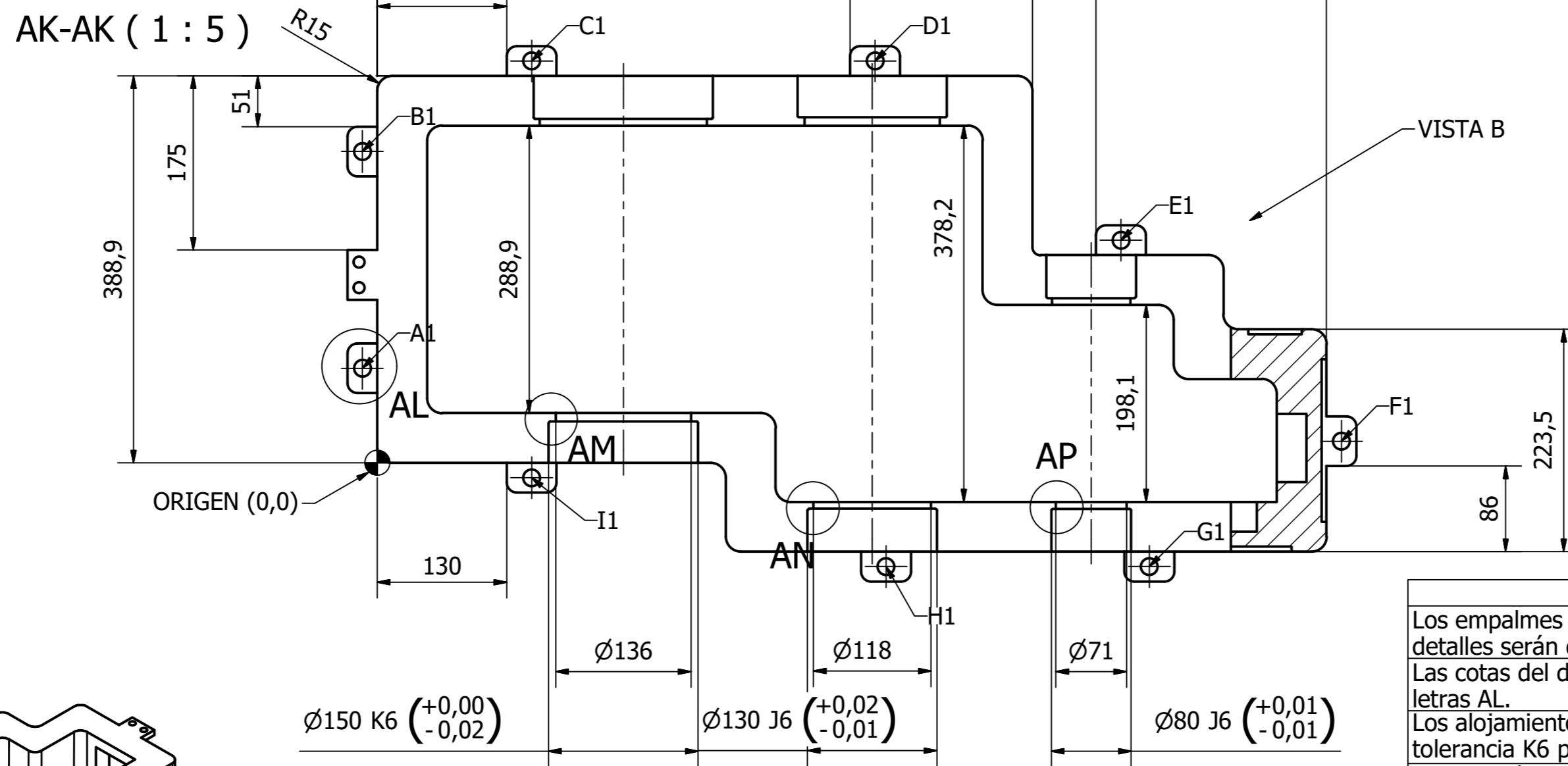
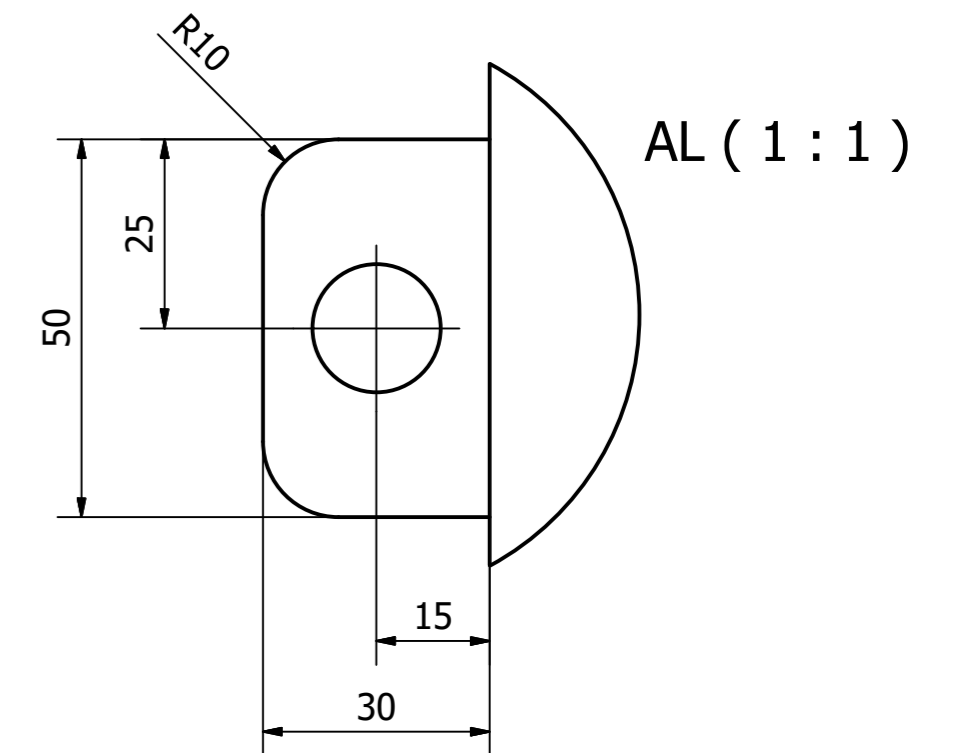
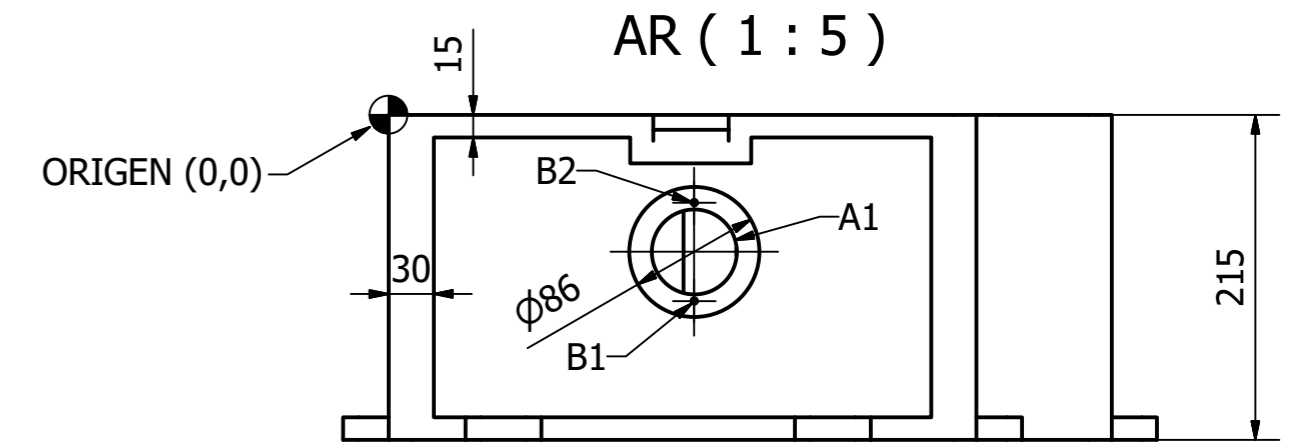
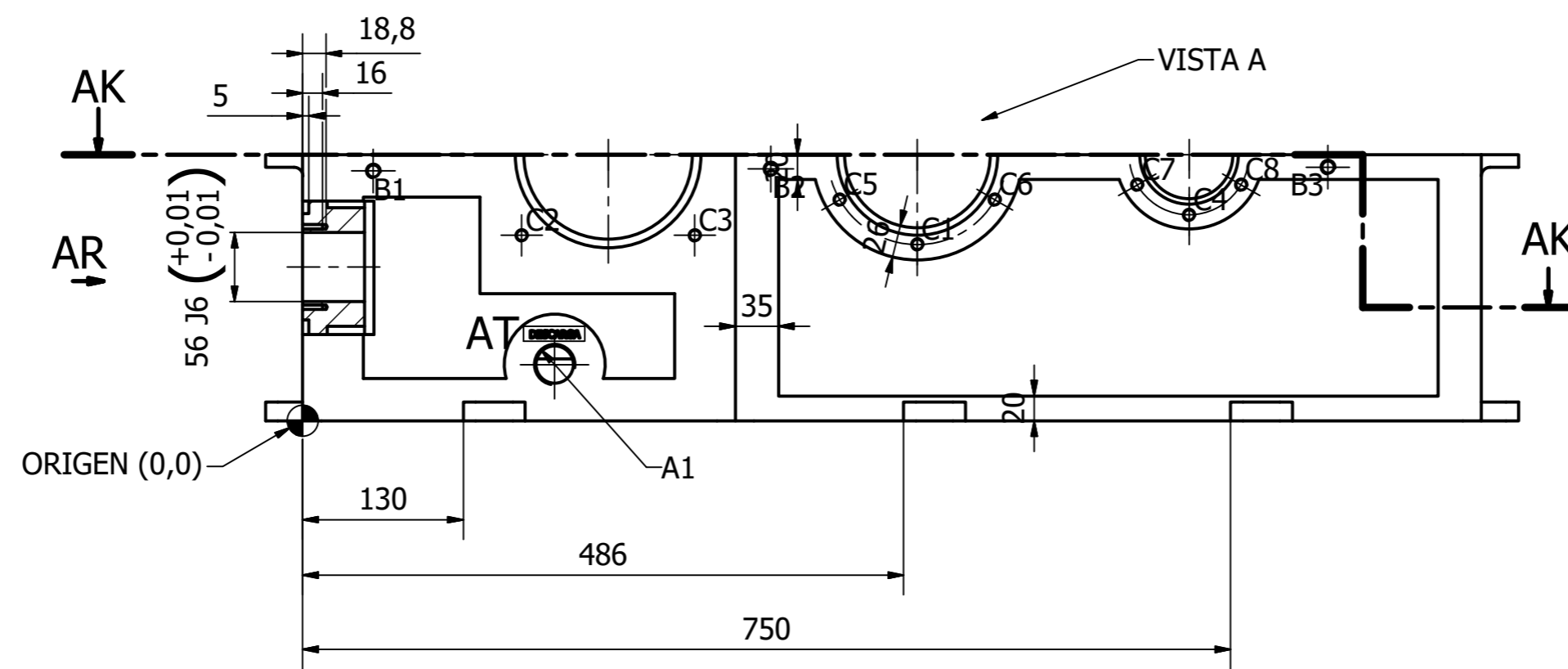
Tolerancia general según UNE EN 22768-1 +/- 0.2mm.

DIBUJADO		FECHA	NOMBRES	ETSID	
COMPROBADO		JUNIO 2016	P. J. García Villanueva	UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA	
ESCALA		PIEZA		REDUCTOR PARA UNA CRIBA ROTATIVA DE LAVADO DE ROCA	
1/8		CAJA INFERIOR		PLANO #	12A
				HOJA #	13 de 24

TABLA DE AGUJEROS VISTA A			
AGUJERO	COTA EN X	COTA EN Y	DESCRIPCIÓN
A1	203,74	45,40	G 1 -
C1	497,10	142,50	M10x1.5 - 6H
C2	177,10	150,00	M10x1.5 - 6H
C3	317,10	150,00	M10x1.5 - 6H
C4	717,10	166,50	M10x1.5 - 6H
C5	434,31	178,75	M10x1.5 - 6H
C6	559,88	178,75	M10x1.5 - 6H
C7	675,09	190,75	M10x1.5 - 6H
C8	759,10	190,75	M10x1.5 - 6H
B1	57,16	202,00	M12x1.75 - 6H
B2	378,69	203,59	M12x1.75 - 6H
B3	829,23	205,15	M12x1.75 - 6H

TABLA DE AGUJEROS VISTA B			
AGUJERO	COTA EN X	COTA EN Y	DESCRIPCIÓN
A1	-15,00	95,00	-
B1	-15,00	312,88	-
C1	155,00	403,88	-
D1	500,00	403,88	-
E1	747,00	223,77	-
F1	968,47	21,71	-
G1	775,47	-104,29	-
H1	511,00	-104,29	-
I1	155,00	-15,00	-

TABLA DE AGUJEROS			
AGUJERO	COTA EN X	COTA EN Y	DESCRIPCIÓN
A1	202,22	-90,58	∅56,00 -50,00 Profundidad
B1	202,22	-123,08	M4x0.5 - 6H
B2	202,22	-58,08	M4x0.5 - 6H



Comentarios y observaciones

Los empalmes no acotados en la vista principal y que no estén en cualquiera de los detalles serán de radio 15mm.

Las cotas del detalle AL serán las cotas de las demás operaciones marcados con las letras AL.

Los alojamientos de los rodamientos tendrán rugosidad de acabado N6, siendo la tolerancia K6 para rodillos y J6 para bolas.

Los vaciados exteriores serán de 5mm mientras que los interiores serán de 30mm. Tal y como se acota en las secciones AJ-AJ.

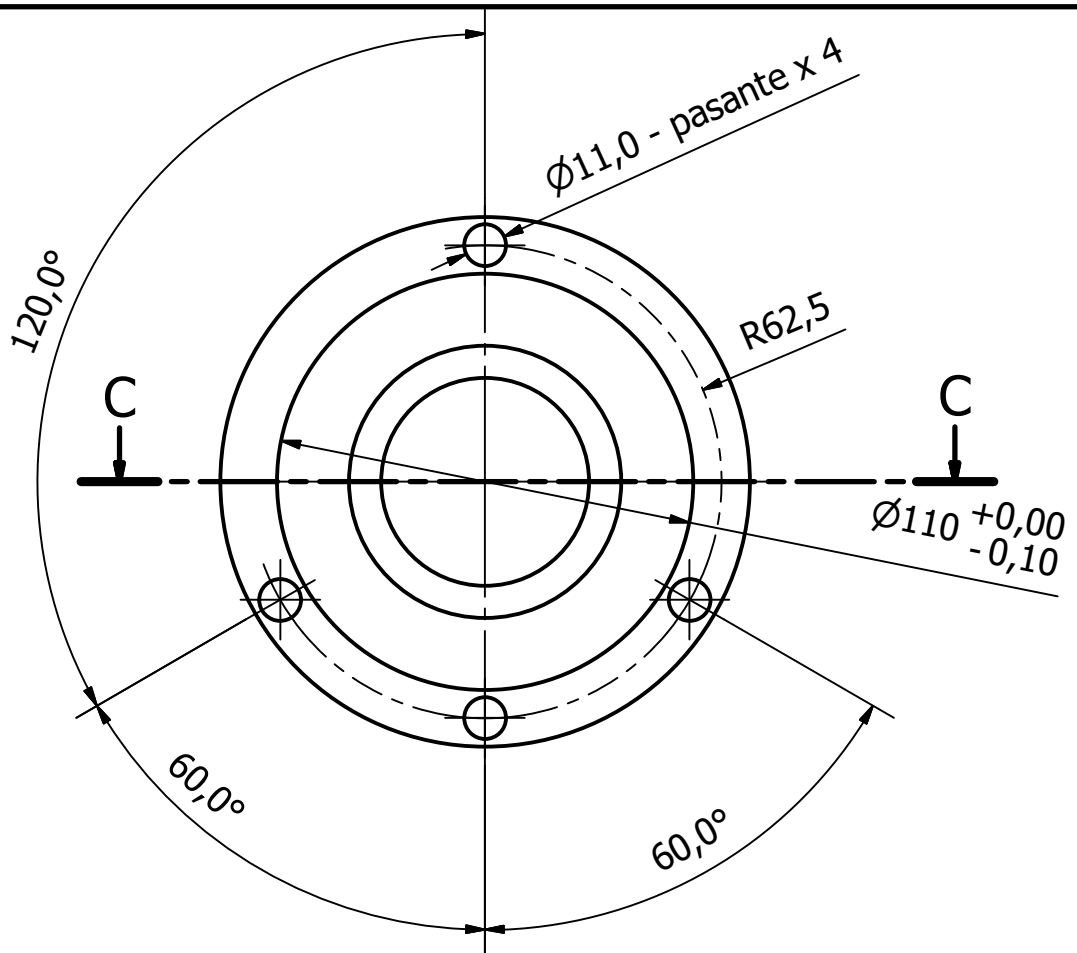
El material de toda la pieza será fundición gris FG-20.

Para cotas adicionales consultar fichero CAD "12_Caja inferior"

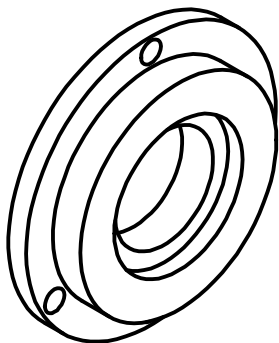
Para cada vista se marca el punto (0,0) y las coordenadas de todos los agujeros a mecanizar.

Tolerancia general según UNE EN 22768-1 +/- 0.2mm.

DIBUJADO		FECHA	NOMBRES	ETSID	
COMPROBADO		JUNIO 2016	P. J. García Villanueva	UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA	
ESCALA		PIEZA		REDUCTOR PARA UNA CRIBA ROTATIVA DE LAVADO DE ROCA	
1/8		CAJA INFERIOR		PLANO #	12B
				HOJA #	14 de 24

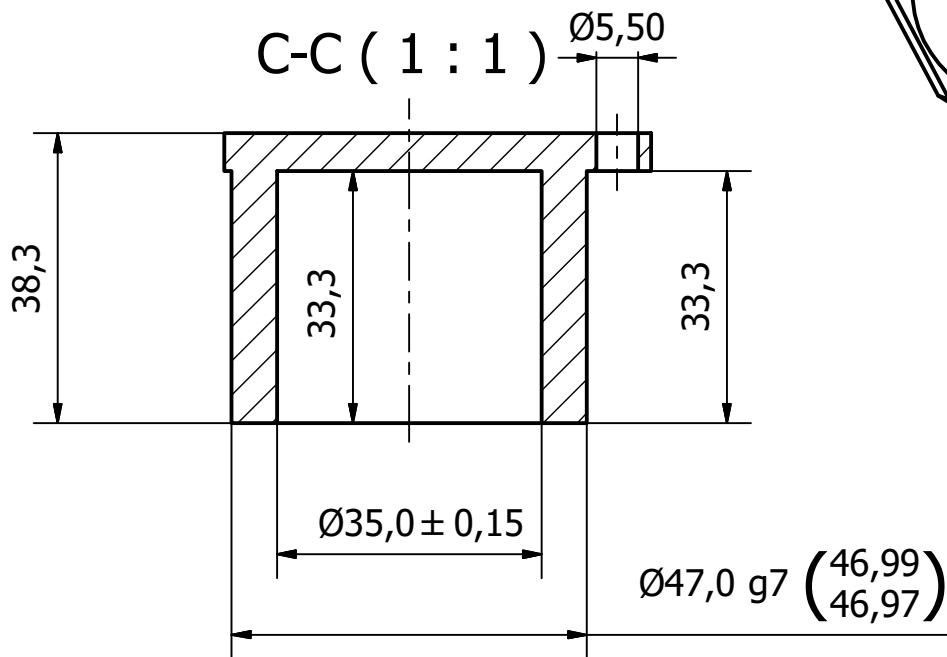
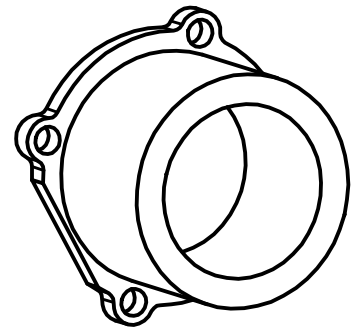
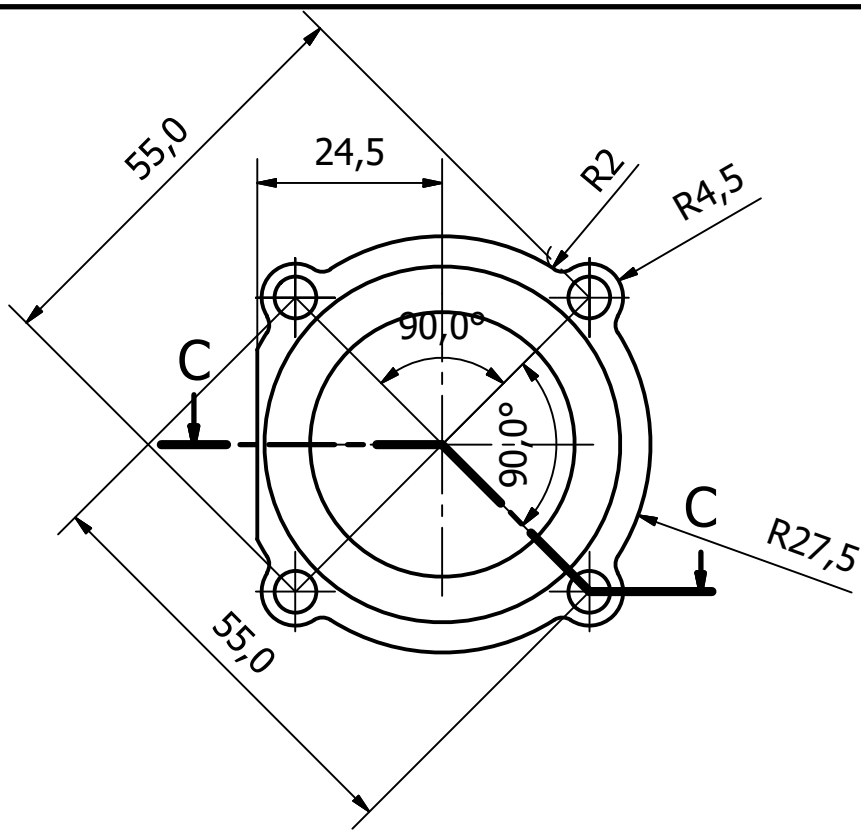


C-C (1 : 2)



Comentarios y observaciones	
Longitud: 25.4mm	
Diámetro máximo: 140mm	
Material: Acero F1510- C10	
Tolerancia general según UNE EN 22768-1 +- 0.2mm	

	FECHA	NOMBRES	ETSID
DIBUJADO	JUNIO 2016	P. J. García Villanueva	UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA REDUCTOR PARA UNA CRIBA ROTATIVA DE LAVADO DE ROCA
COMPROBADO		F. J. Rubio Montoya	
ESCALA	PIEZA TAPA EJE TORNILLO LADO FIJO		PLANO # 13
1/2			HOJA # 15 de 24



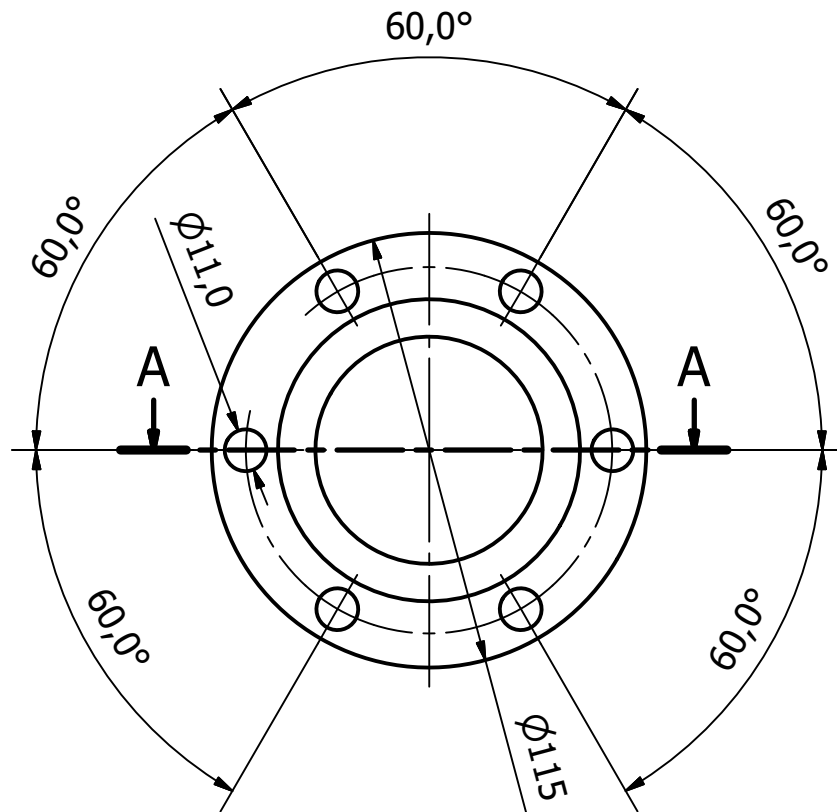
Comentarios y observaciones

Longitud: 38.3mm

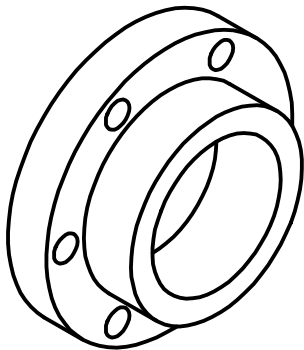
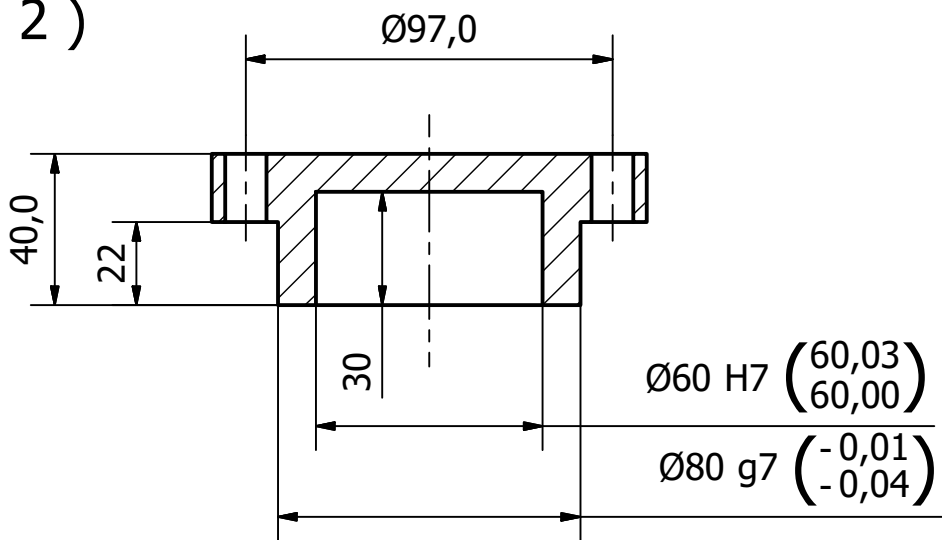
Material: Acero F1510- C10

Tolerancia general según UNE EN 22768-1 +- 0.2mm

	FECHA	NOMBRES	ETSID UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA REDUCTOR PARA UNA CRIBA ROTATIVA DE LAVADO DE ROCA
DIBUJADO	JUNIO 2016	P. J. García Villanueva	
COMPROBADO		F. J. Rubio Montoya	
ESCALA	PIEZA		PLANO # 14
1/1	TAPA EJE TORNILLO		HOJA # 16 de 24
	LADO MÓVIL		

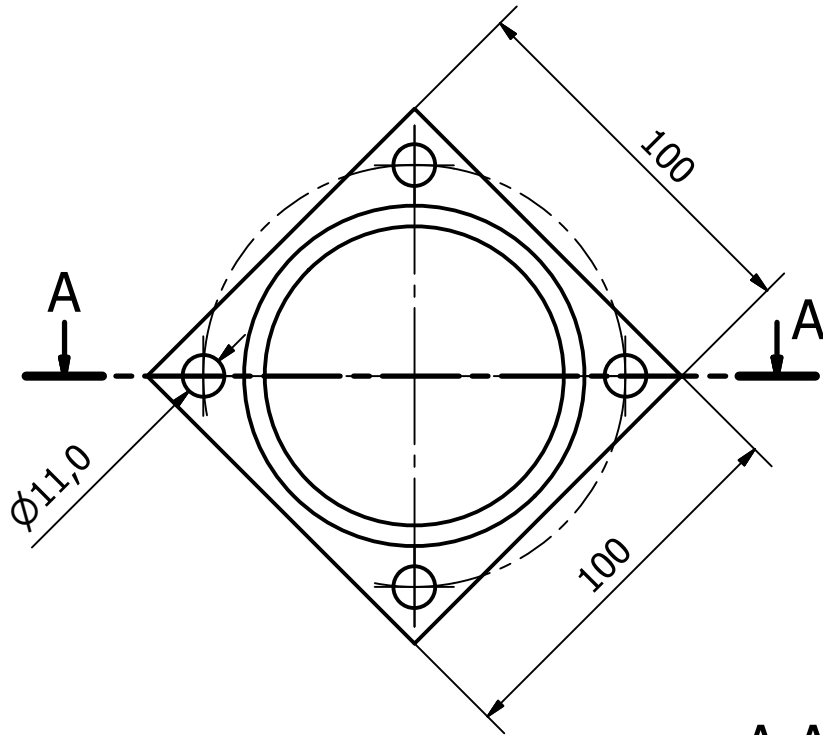


A-A (1 : 2)

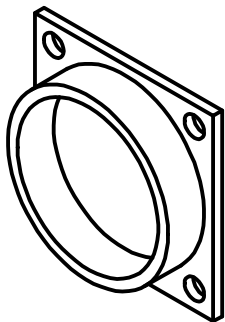
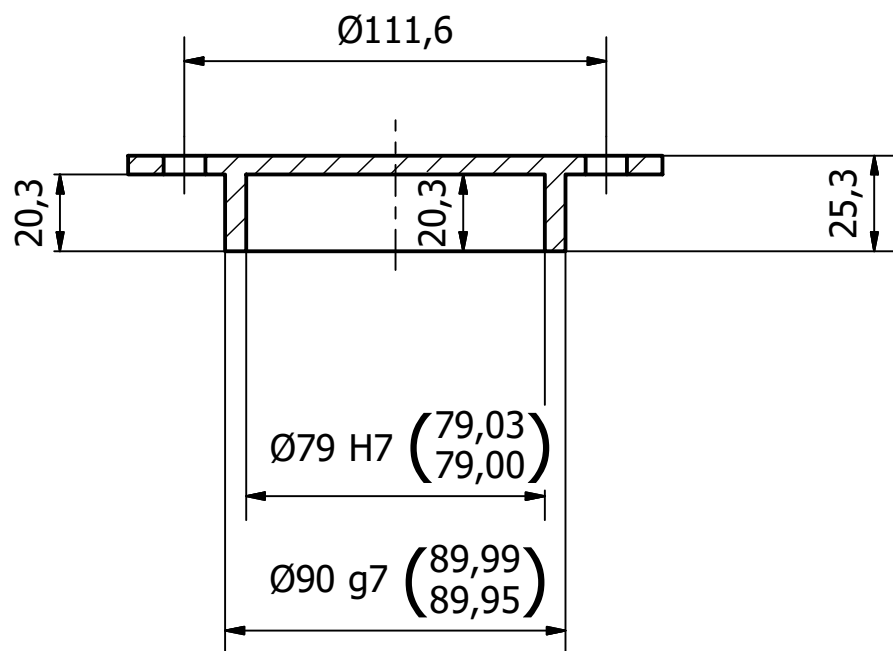


Comentarios y observaciones	
Longitud: 40mm	
Diámetro máximo: 115mm	
Material: Acero F1510- C10	
Tolerancia general según UNE EN 22768-1 +/- 0.2mm	

	FECHA	NOMBRES	ETSID UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA REDUCTOR PARA UNA CRIBA ROTATIVA DE LAVADO DE ROCA
DIBUJADO	JUNIO 2016	P. J. García Villanueva	
COMPROBADO		F. J. Rubio Montoya	
ESCALA	PIEZA	TAPA EJE INTERMEDIO PRIMARIO LADO FIJO	PLANO # 15
1/2			HOJA # 17 de 24

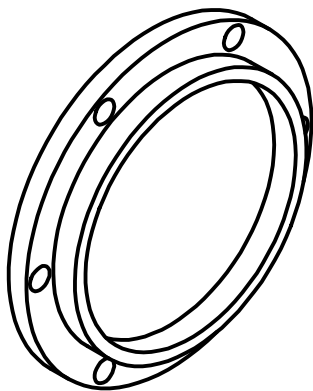
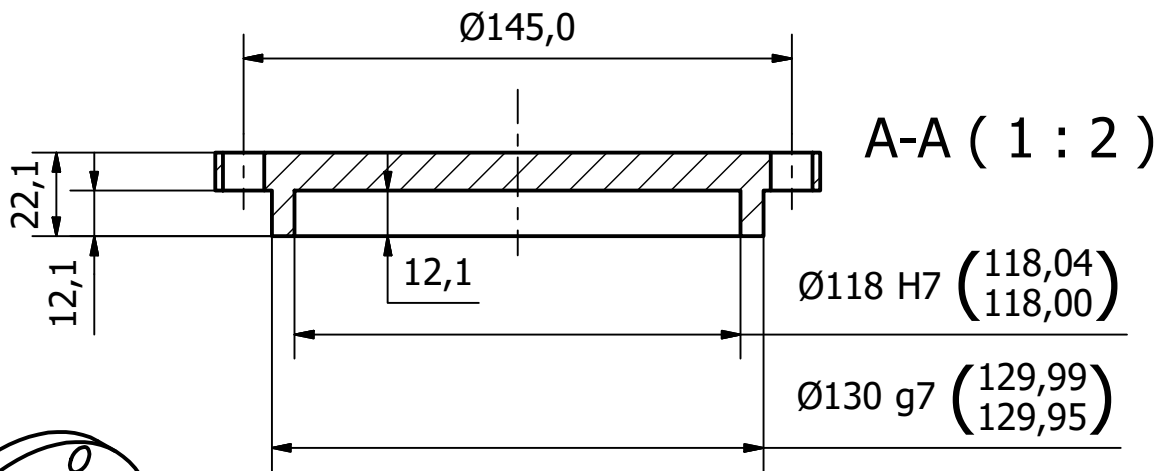
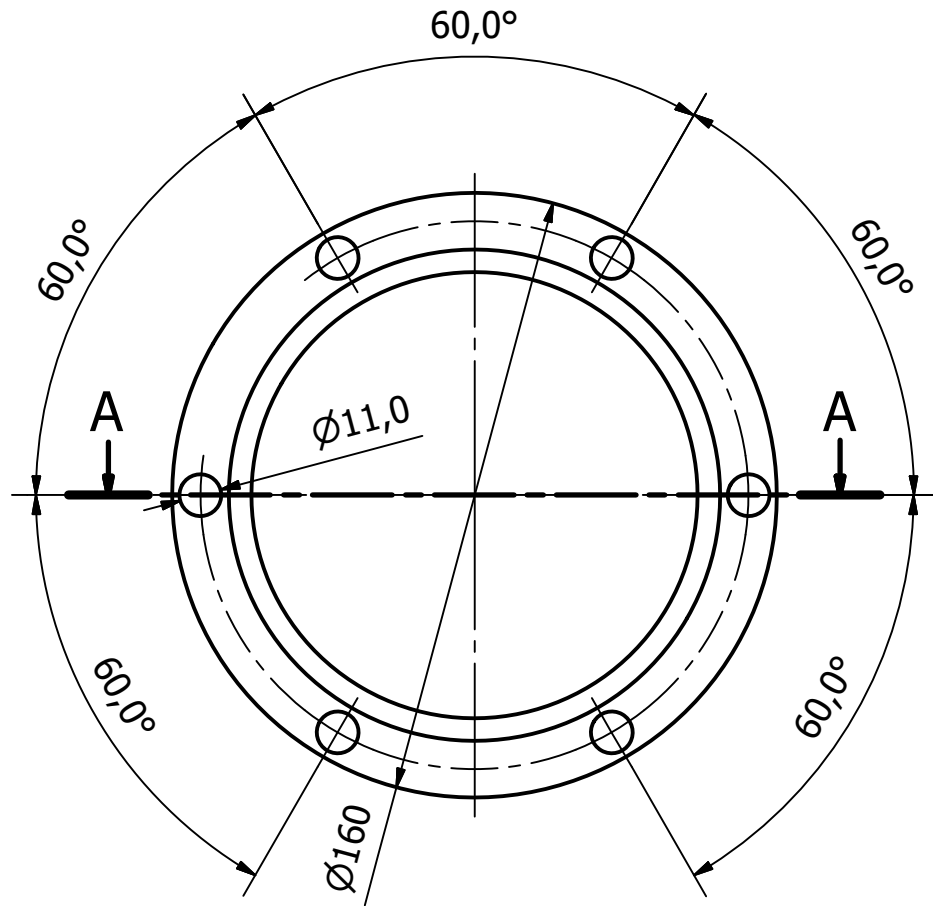


A-A (1 : 2)



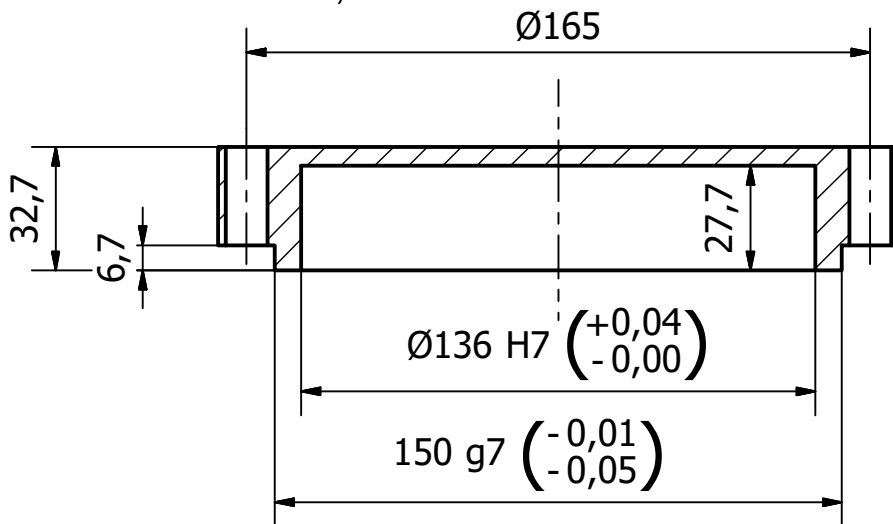
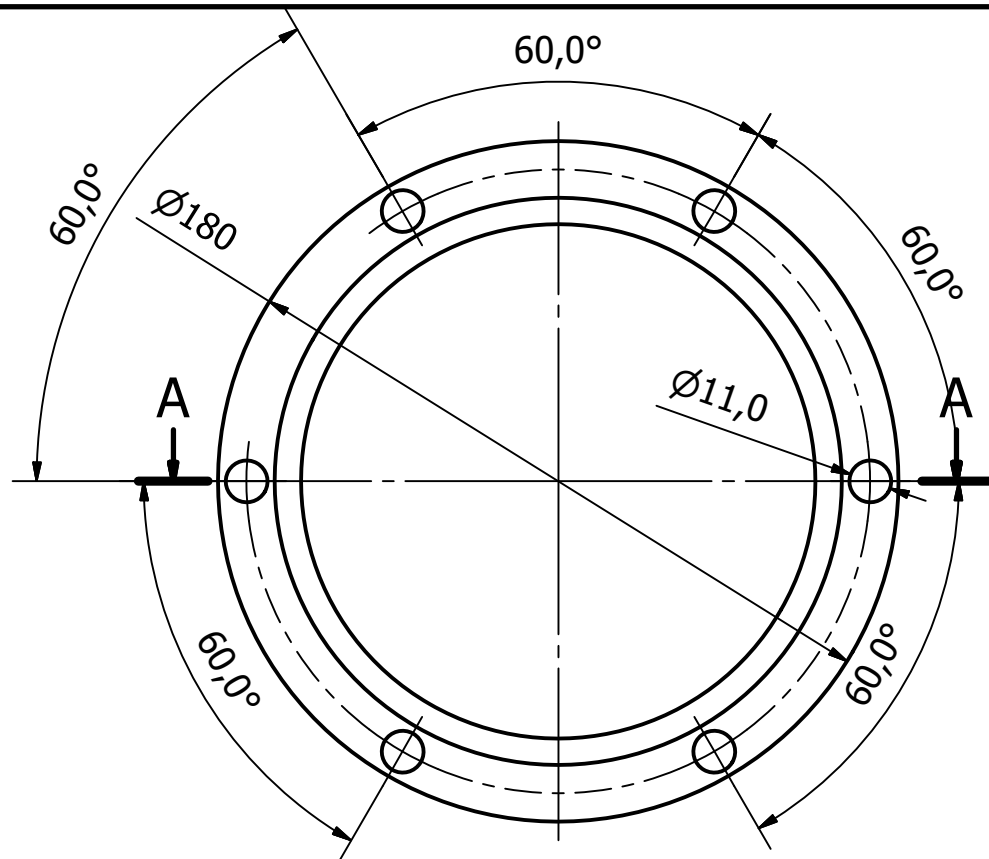
Comentarios y observaciones	
Longitud: 25.3mm	
Material: Acero F1510- C10	
Tolerancia general según UNE EN 22768-1 +- 0.2mm	

	FECHA	NOMBRES	ETSID UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA REDUCTOR PARA UNA CRIBA ROTATIVA DE LAVADO DE ROCA
DIBUJADO	JUNIO 2016	P. J. García Villanueva	
COMPROBADO		F. J. Rubio Montoya	
ESCALA	PIEZA	TAPA EJE INTERMEDIO PRIMARIO LADO MÓVIL	PLANO # 16
1/2			HOJA # 18 de 24

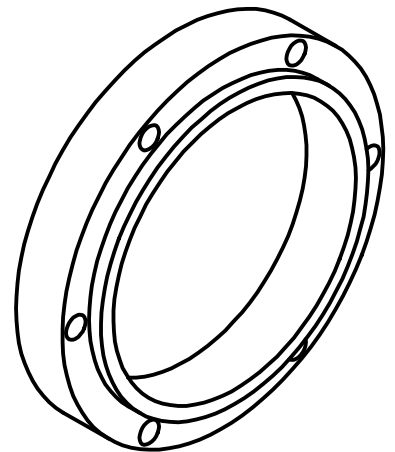


Comentarios y observaciones	
Longitud: 22.1mm	
Diámetro máximo: 160mm	
Material: Acero F1510- C10	
Tolerancia general según UNE EN 22768-1 +/- 0.2mm	

	FECHA	NOMBRES	ETSID UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA REDUCTOR PARA UNA CRIBA ROTATIVA DE LAVADO DE ROCA
DIBUJADO	JUNIO 2016	P. J. García Villanueva	
COMPROBADO		F. J. Rubio Montoya	
ESCALA	PIEZA		PLANO #
1/2	TAPA EJE INTERMEDIO SECUNDARIO LADO FIJO		17
			HOJA #
			19 de 24

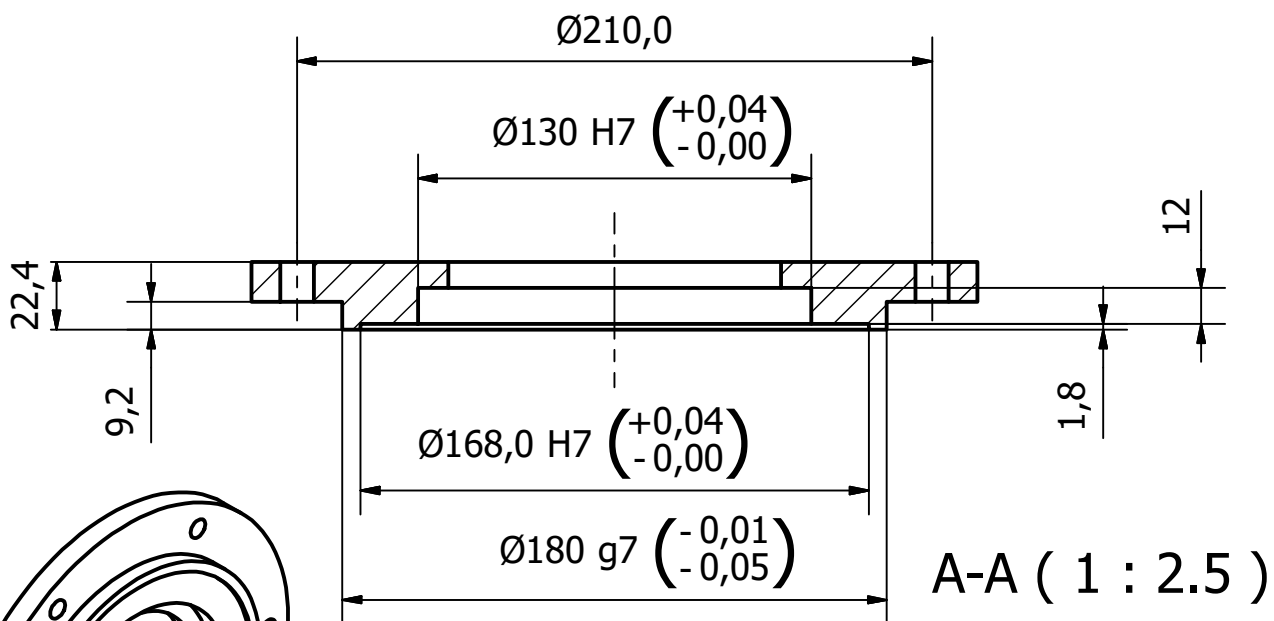
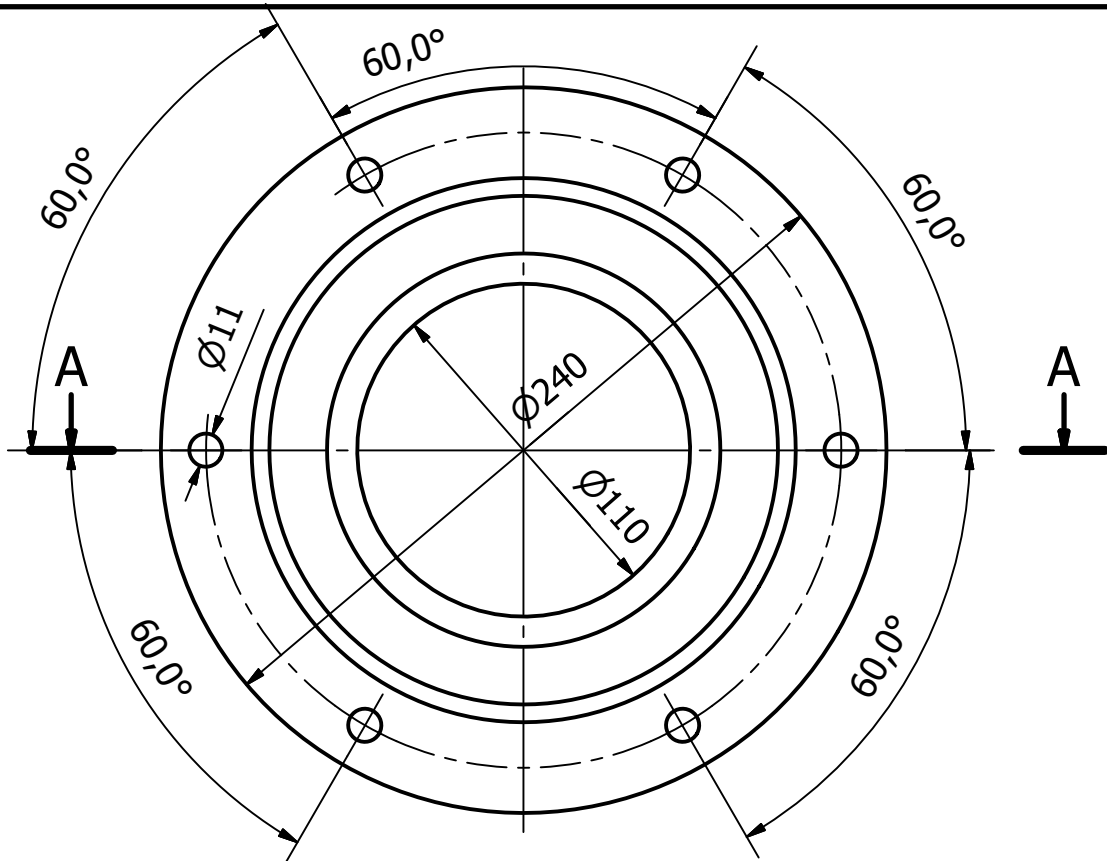


A-A (1 : 2)



Comentarios y observaciones	
Longitud: 32.7mm	
Diámetro máximo: 180mm	
Material: Acero F1510- C10	
Tolerancia general según UNE EN 22768-1 +- 0.2mm	

	FECHA	NOMBRES	ETSID UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA REDUCTOR PARA UNA CRIBA ROTATIVA DE LAVADO DE ROCA
DIBUJADO	JUNIO 2016	P. J. García Villanueva	
COMPROBADO		F. J. Rubio Montoya	
ESCALA	PIEZA		PLANO #
1/2	TAPA EJE INTERMEDIO SECUNDARIO LADO MÓVIL		18
			HOJA #
			20 de 24



Comentarios y observaciones

Longitud: 22.4mm

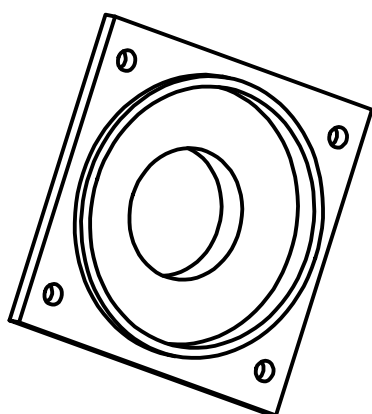
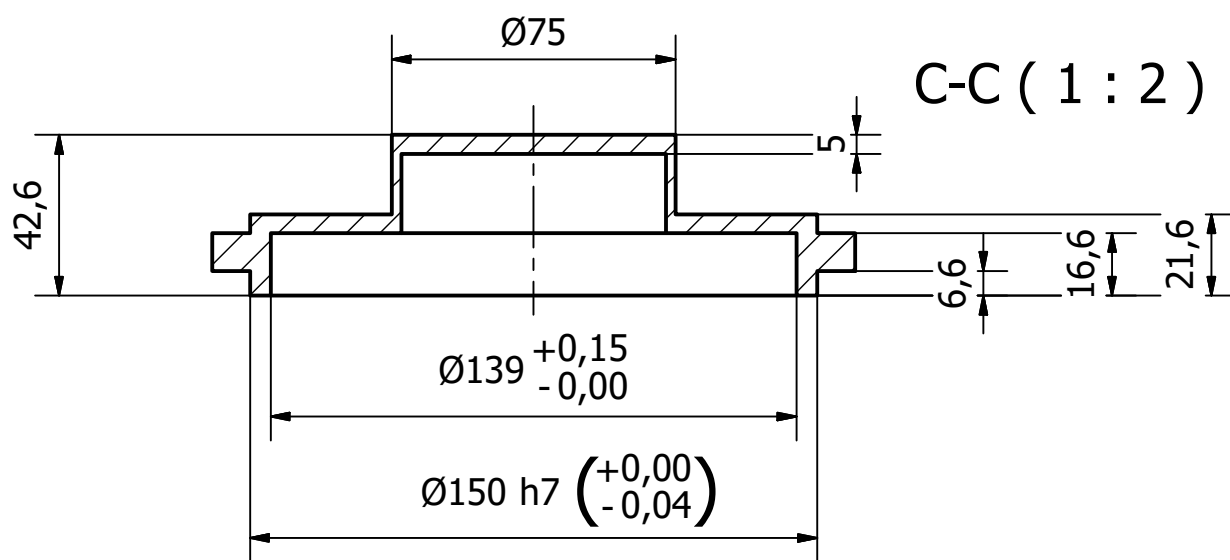
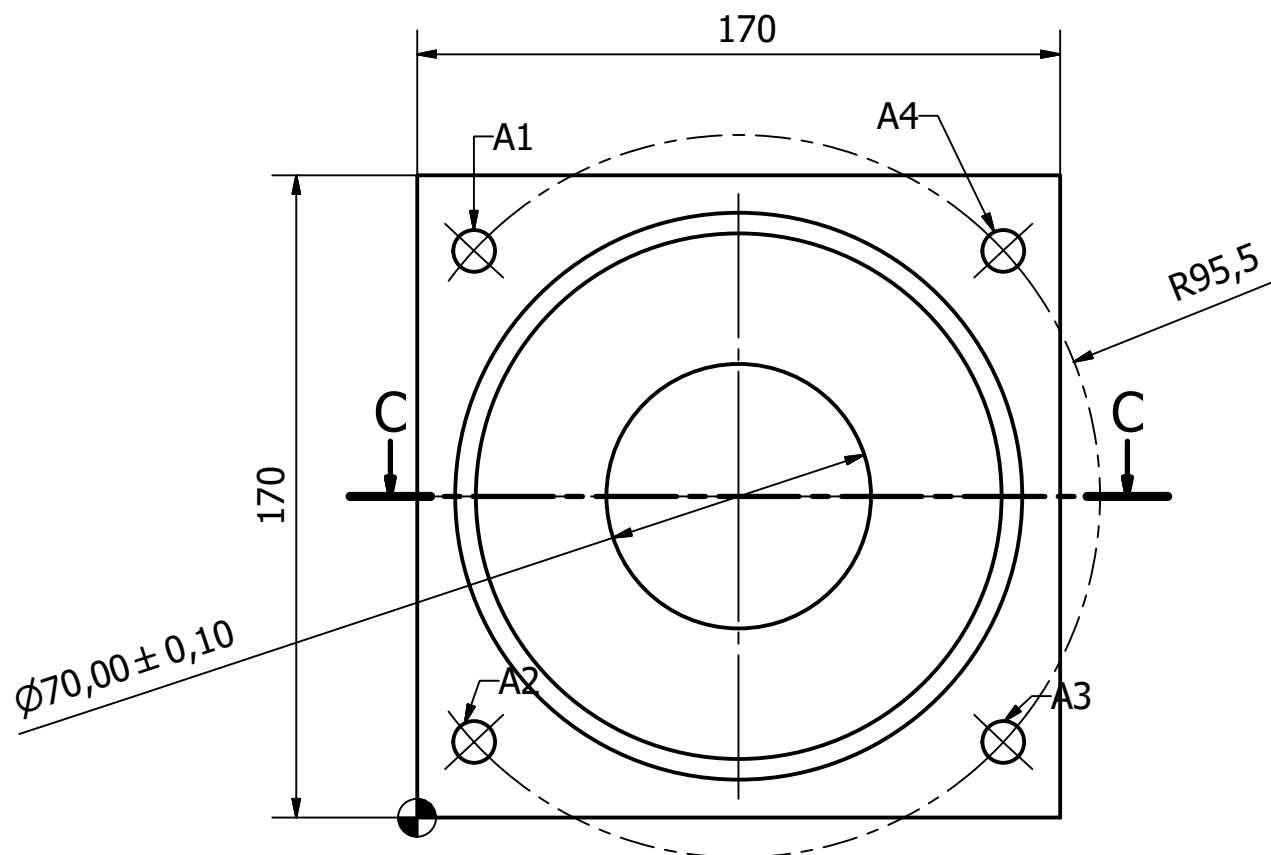
Diámetro máximo: 240mm

Material: Acero F1510- C10

Tolerancia general según UNE EN 22768-1 +/- 0.2mm

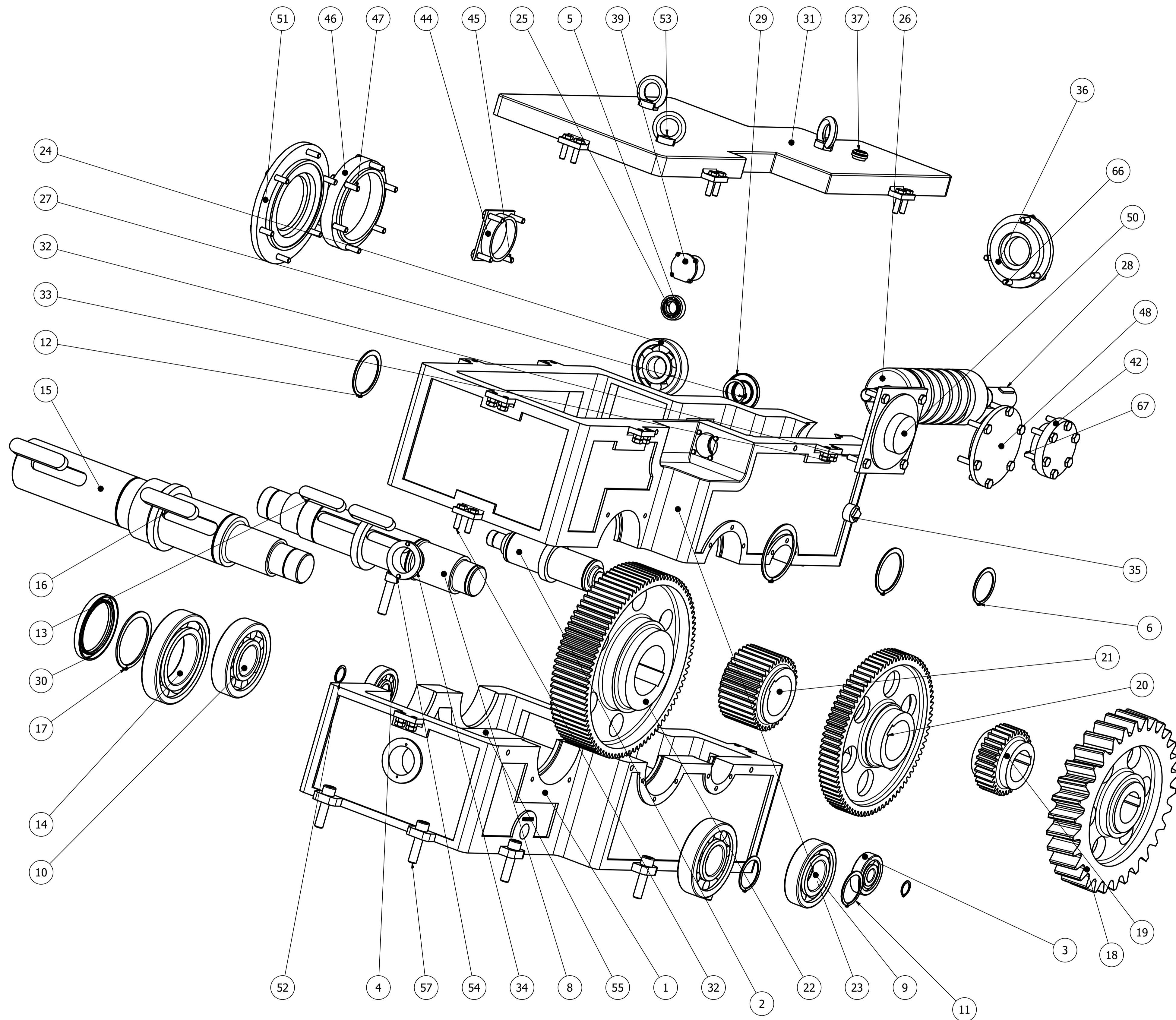
	FECHA	NOMBRES	ETSID UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA REDUCTOR PARA UNA CRIBA ROTATIVA DE LAVADO DE ROCA
DIBUJADO	JUNIO 2016	P. J. García Villanueva	
COMPROBADO		F. J. Rubio Montoya	
ESCALA	PIEZA		PLANO # 19
1/2.5	TAPA EJE SALIDA LADO FIJO		HOJA # 21 de 24

TABLA DE AGUJEROS			
AGUJERO	COTA EN X	COTA EN Y	DESCRIPCIÓN
A1	15,00	150,00	Ø11,00 Pasante
A2	15,00	20,00	Ø11,00 Pasante
A3	155,00	20,00	Ø11,00 Pasante
A4	155,00	150,00	Ø11,00 Pasante



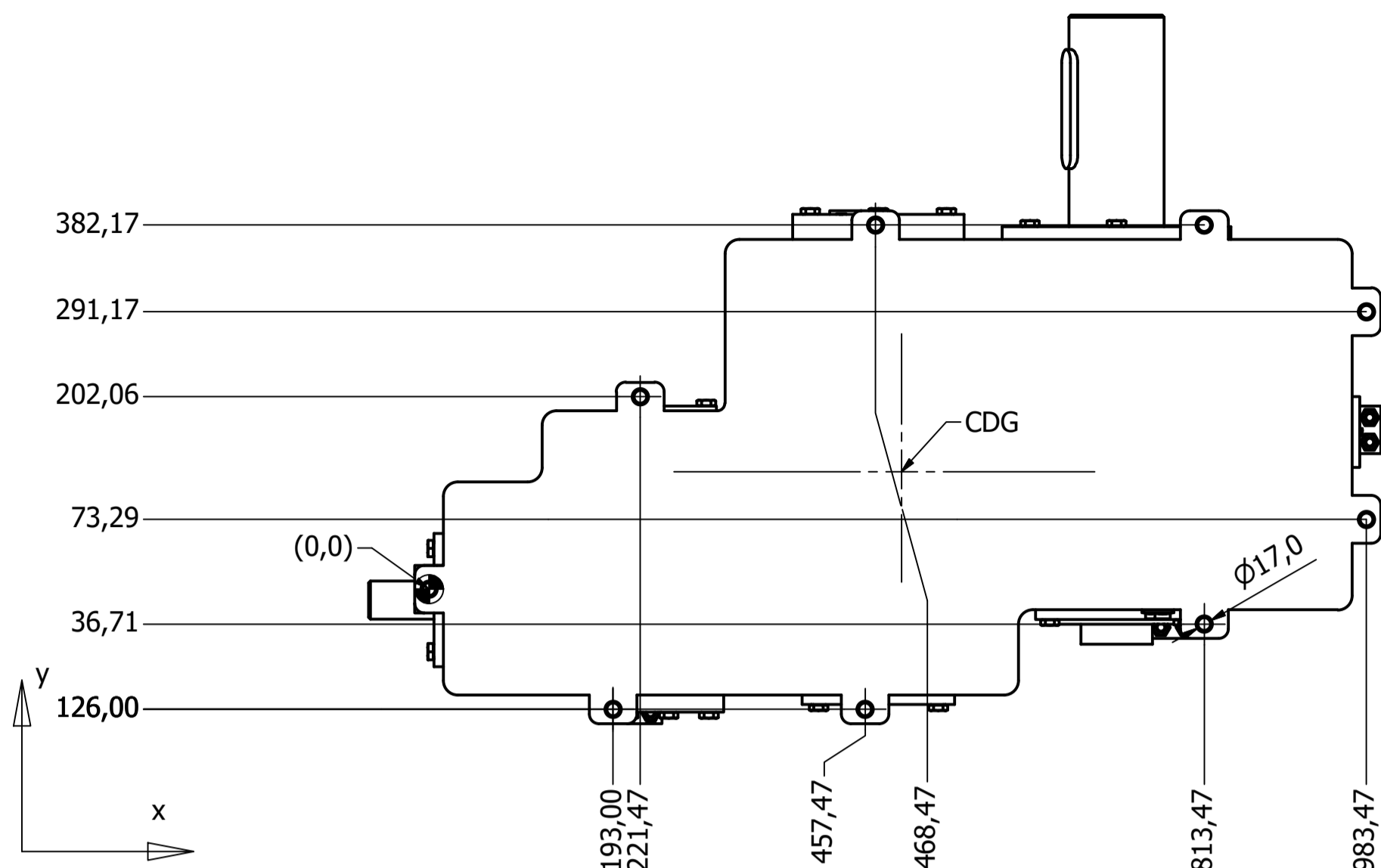
Comentarios y observaciones	
Longitud: 42.6mm	
Diámetro máximo: -	
Material: Acero F1510- C10	
Tolerancia general según UNE EN 22768-1 +/- 0.2mm	

	FECHA	NOMBRES	ETSID
DIBUJADO	JUNIO 2016	P. J. García Villanueva	UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA REDUCTOR PARA UNA CRIBA ROTATIVA DE LAVADO DE ROCA
COMPROBADO		F. J. Rubio Montoya	
ESCALA	PIEZA		PLANO # 20
1/2	TAPA EJE SALIDA LADO MÓVIL		HOJA # 22 de 24

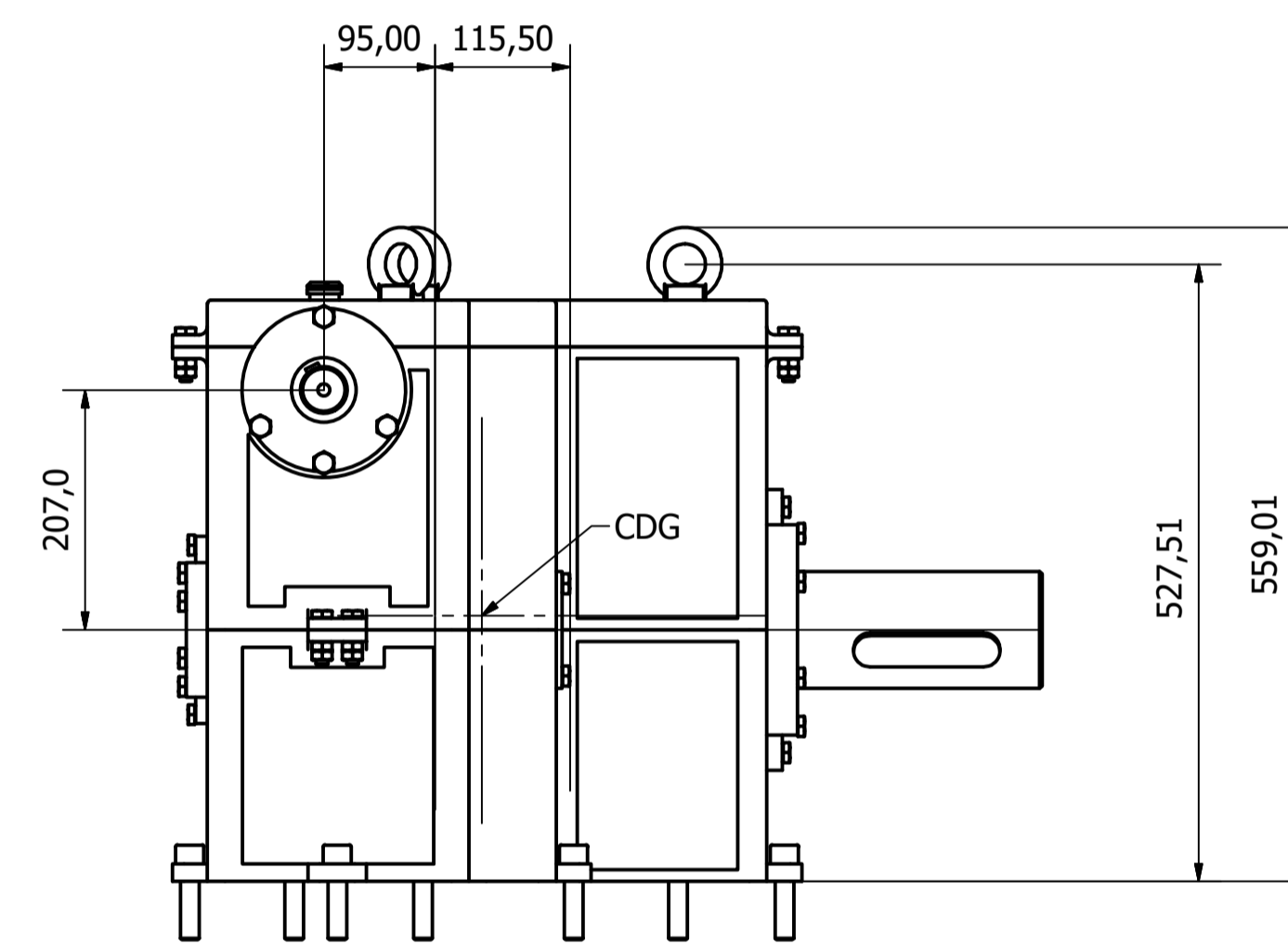
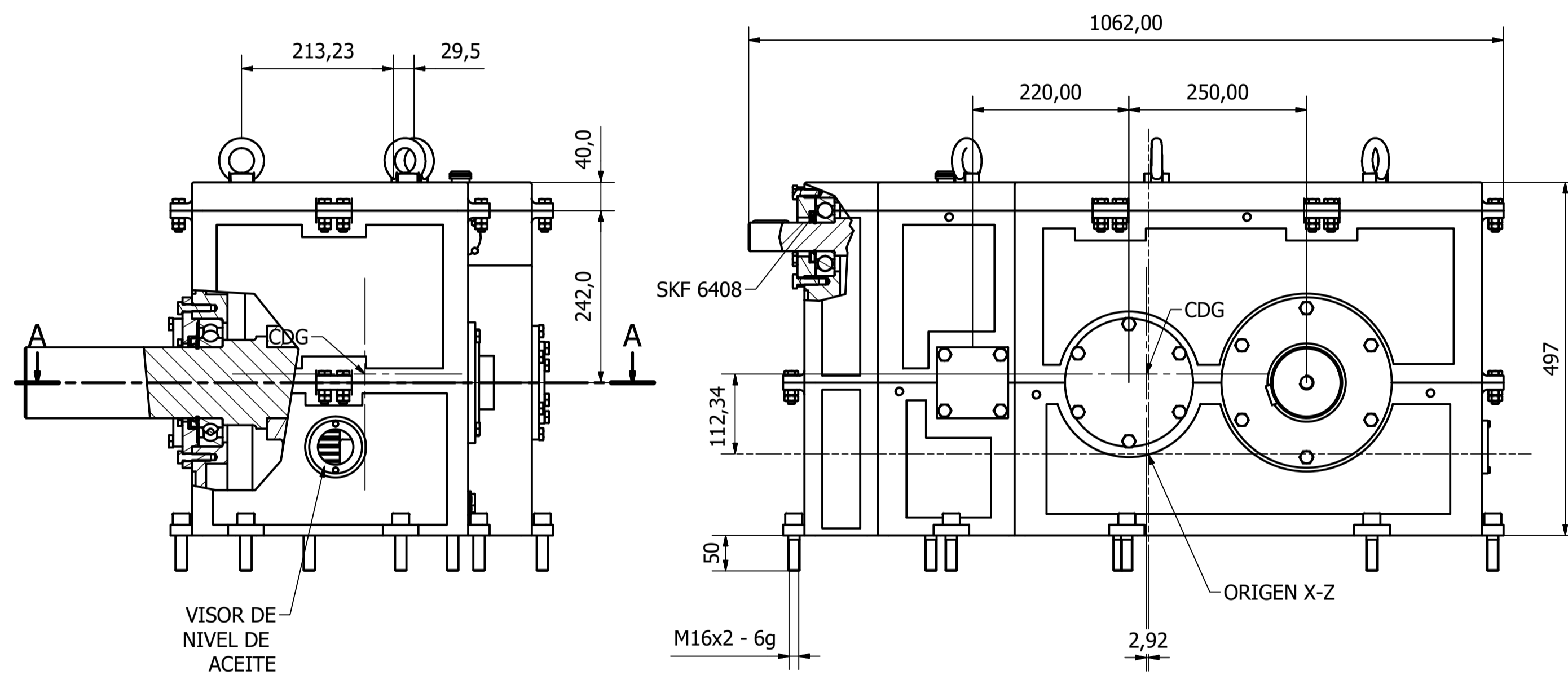
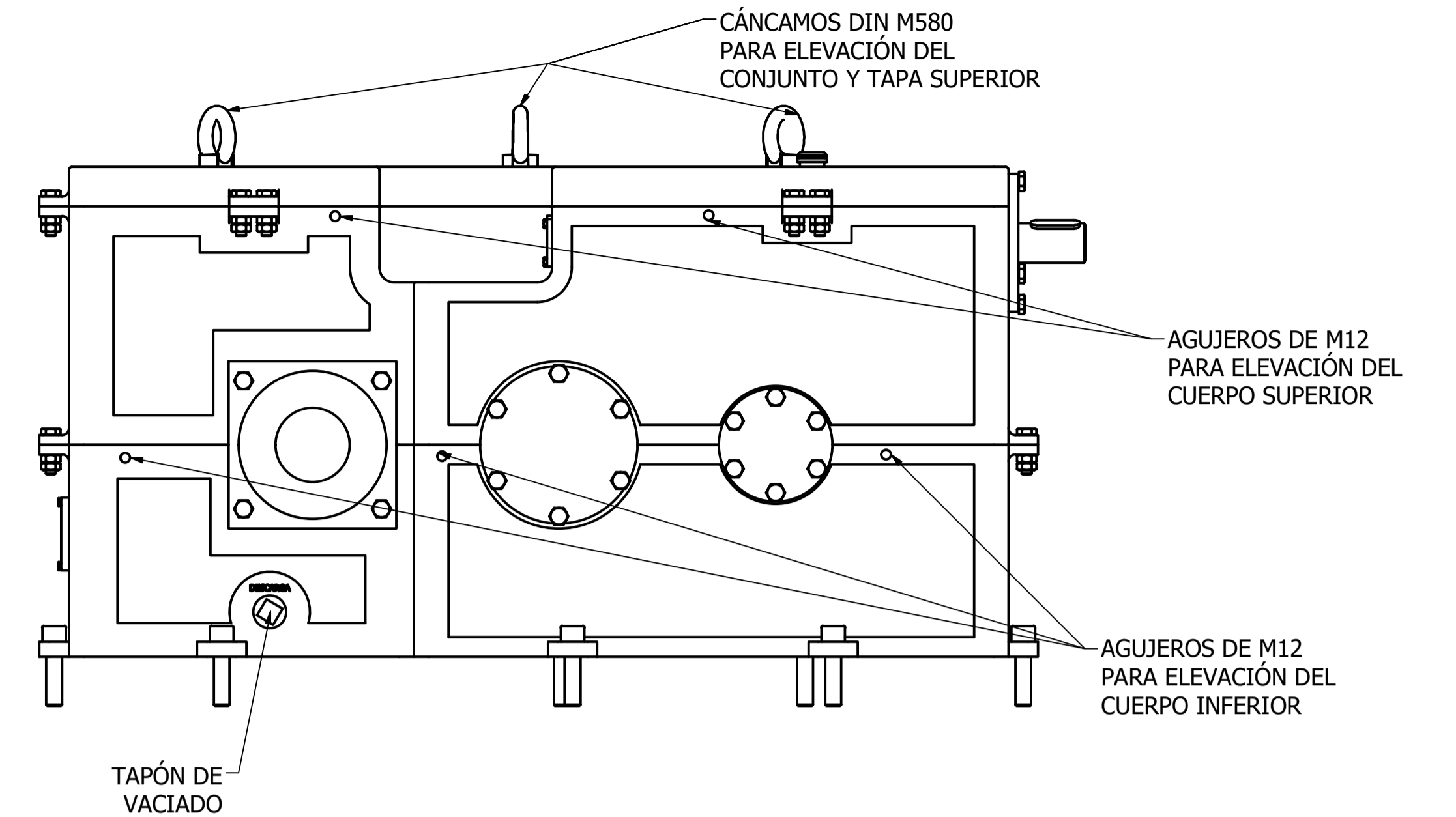


LISTA DE PIEZAS			
ELEMENTO	CTDAD	Nº DE PIEZA	DESCRIPCIÓN
1	1	Caja inferior	Caja de cierre inferior, con orificios para anclaje al suelo
2	1	Eje intermedio primario	Eje de unión entre la etapa del tornillo y la segunda etapa
3	1	SKF 625 - 25 x 80 x 21	Rodamientos de bolas de una hilera
4	1	NU406 - 30 x 90 x 23	Rodamiento de rodillos cilíndricos
5	2	DIN 471 - 25 x 1.2	Anilla de retención de muelle
6	2	DIN 471 - 63 x 2	Anilla de retención de muelle
7	2	DIN 6885 - A 18 x 11 x 80	Chaveta paralela
8	1	Eje intermedio secundario	Eje de unión entre la etapa primera y la etapa final
9	1	SKF 6312 - 60 x 130 x 31	Rodamientos de bolas de una hilera
10	2	NU412 - 60 x 150 x 35	Rodamiento de rodillos cilíndricos
11	3	DIN 471 - 60 x 2	Anilla de retención de muelle
12	2	DIN 471 - 80 x 2.5	Anilla de retención de muelle
13	2	DIN 6885 - A 22 x 14 x 100	Chaveta paralela
14	1	SKF 6220 - 100 x 180 x 34	Rodamientos de bolas de una hilera
15	1	Eje de salida	Eje de salida para unión con máquina a mover
16	2	DIN 6885 - A 28 x 16 x 125	Chaveta paralela
17	2	DIN 471 - 100 x 3	Anilla de retención de muelle
18	1	Rueda etapa tornillo sin fin	Rueda de bronce
19	1	Piñón de la primera etapa	Unión de la primera etapa con la corona de la segunda etapa
20	1	Rueda de la segunda etapa	
21	1	Piñón de la segunda etapa	
22	1	Rueda de la etapa final	
23	1	Caja superior	Caja de cierre intermedio
24	1	SKF 6408 - 40 x 110 x 27	Rodamientos de bolas de una hilera
25	1	NU1005 - 25 x 47 x 12	Rodamiento de rodillos cilíndricos
26	1	Sin fin	Tornillo sin fin de acero endurecido, para unión con el motor eléctrico y la corona de bronce
27	1	DIN 471 - 42 x 1.75	Anilla de retención de muelle
28	1	DIN 6885 - A 12 x 8 x 50	Chaveta paralela
29	1	DIN 3760 - AS - 40 x 72 x 7 - NBR	Junta de estanquidad para eje
30	1	DIN 3760 - AS - 100 x 130 x 12 - NBR	Junta de estanquidad para eje
31	1	Caja de cierre superior	Caja de cierre superior, con anclaje para cáncamos de elevación
32	30	DIN 933 - M10 x 40	Perno de cabeza-hex
33	28	DIN 934 - M10	Tuerca hexagonal
34	1	Mirilla	Mirilla comercial para control de aceite
35	1	ISO 49 Tapón plano T8 1	Accesorios de hierro fundido maleable - Tapón plano T8- Para extracción de aceite
36	1	Tapa eje sin fin fijo	Tapa del lado fijo del eje del tornillo
37	1	Tapón de llenado	Tapón comercial, para llenado de aceite
38	1	Imán FE-B-40-20-10	Imán comercial, para control de funcionamiento del reductor
39	1	Tapa eje tornillo movil	Tapa del lado móvil del eje del tornillo
42	1	Tapa eje intermedio 1 fijo	Tapa del eje intermedio primario, lado fijo
44	1	Tapa eje intermedio 1 movil	Tapa del eje intermedio primario, lado móvil
45	4	DIN 933 - M10 x 35	Perno de cabeza-hex
46	1	Tapa eje intermedio 2 movil	Tapa del eje intermedio secundario, lado móvil
47	6	DIN 933 - M10 x 55	Perno de cabeza-hex
48	1	Tapa eje intermedio 2 fijo	Tapa del eje intermedio secundario, lado fijo
50	1	Tapa eje salida movil	Tapa del eje de salida, lado móvil
51	1	Tapa eje salida fijo	Tapa del eje de salida, lado fijo
52	1	DIN 471 - 30 x 1.5	Anilla de retención de muelle
53	3	DIN 580 - M16 x 1.5	Cáncamos de tornillo para aplicaciones de elevación
54	2	DIN 933 - M4 x 16	Perno de cabeza-hex
55	1	Aceite	Repsol Super Taura ISO 1000- SAE 250- 30.4 litros
57	9	DIN 912 - M16 x 65	Tornillo de cabeza cilíndrica
65	4	DIN 933 - M5 x 18	Perno de cabeza-hex
66	4	DIN 933 - M10 x 30	Perno de cabeza-hex
67	6	DIN 933 - M10 x 45	Perno de cabeza-hex

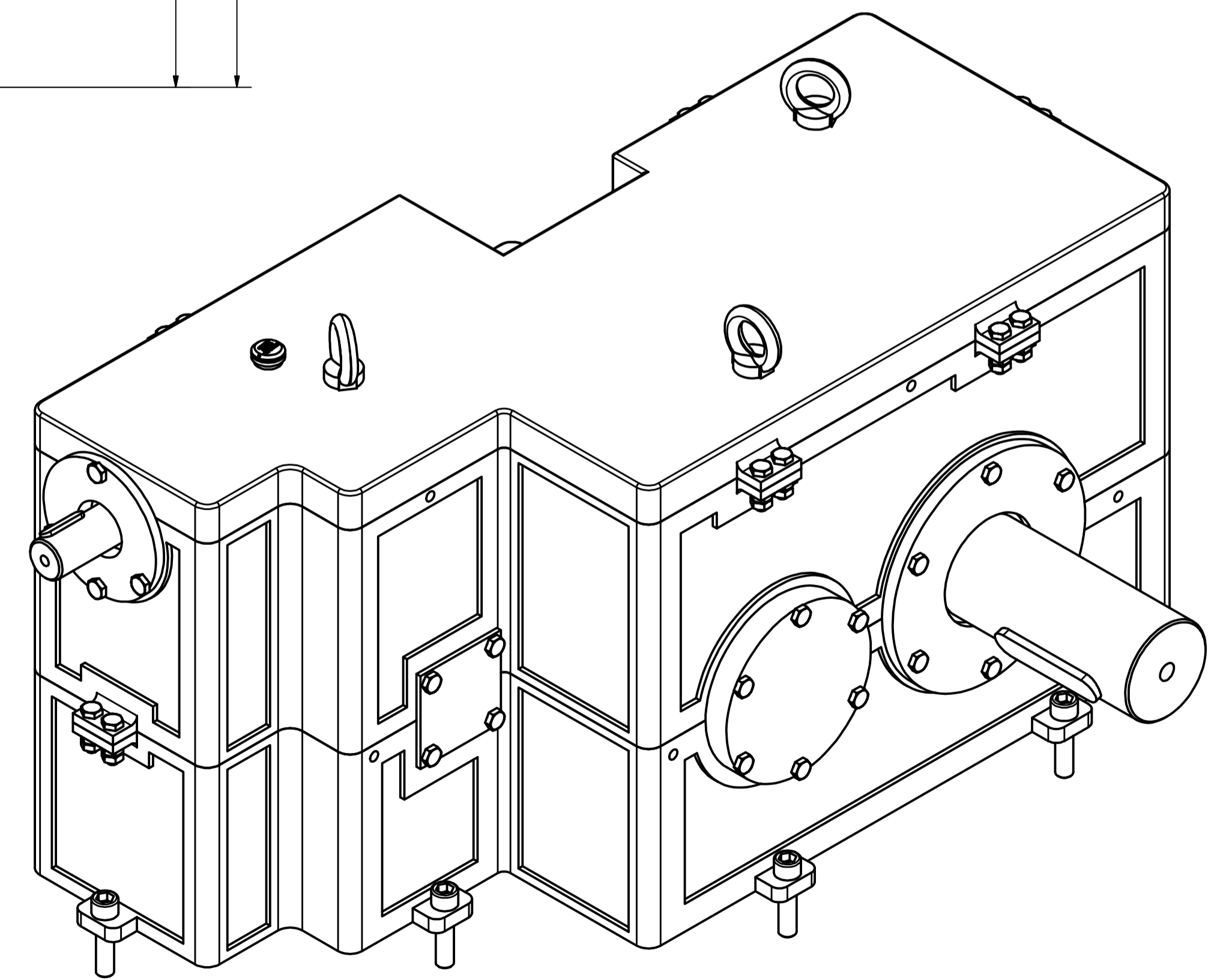
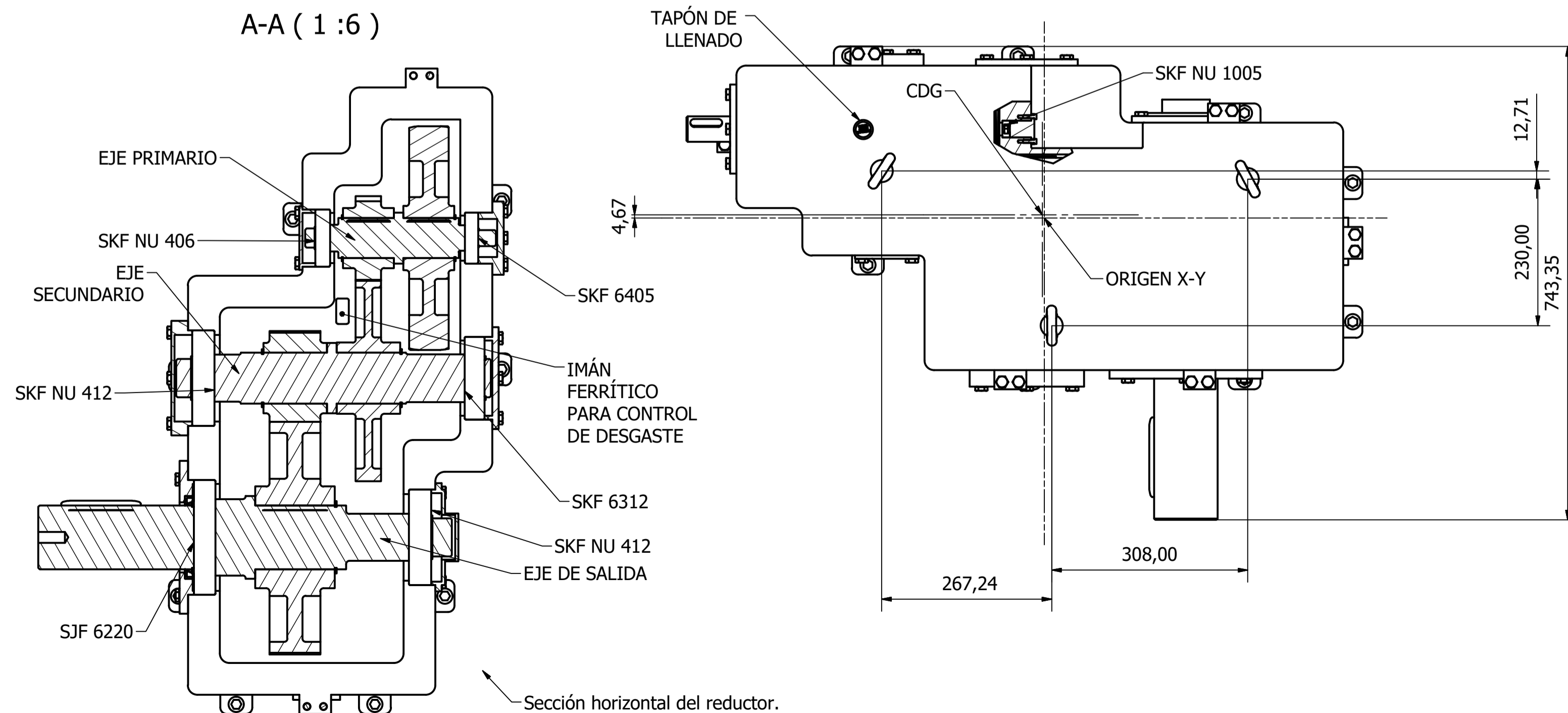
DIBUJADO	FECHA	NOMBRES	ETSID UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA REDUCTOR PARA UNA CRIBA ROTATIVA DE LAVADO DE ROCA
COMPROBADO	JUNIO 2016	P. J. García Villanueva	
ESCALA	PIEZA		PLANO # 21
1/5	VISTA DE DESPIECE		HOJA # 23 de 24



Posición orificios pasantes de anclaje para M16.



Comentarios y observaciones	
Posición del CDG teórica, únicamente mostrada con fines informativos.	
X =	+2.92
Y =	+4.67
Z =	+112.34
Dimensiones totales del conjunto mostradas en este dibujo.	
Masa total:	580 +- 1 kg (excluido aceite)
Potencia de entrada:	6 kW
Par de entrada:	19.48 Nm
Velocidad de entrada:	2940 rpm
Potencia de salida:	5.38 kW
Par de salida:	3406.69 Nm
Velocidad de salida:	14.95 rpm
Rendimiento global:	89.69%
i =	196
Para información adicional de geometrías consultar ficheros CAD de partes o fichero CAD del ensamblaje.	
Los tornillos tendrán calidad 10.9 o superior.	
Las tuercas tendrán calidad 8 o superior.	
Ambas calidades deben coincidir y en caso de que no coincidan, la calidad de la tuerca siempre será inferior a la del tornillo.	



DIBUJADO	FECHA	NOMBRES	ETSID
COMPROBADO	JUNIO 2016	P. J. García Villanueva	UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA
ESCALA		F. J. Rubio Montoya	REDUCTOR PARA UNA CRIBA ROTATIVA DE LAVADO DE ROCA
1/5	PIEZA VISTAS EXTERIORES DEL REDUCTOR		PLANO # 22
			HOJA # 24 de 24





UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA



Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño

Documento nº 5: PRESUPUESTO

Páginas 179 - 203

8.PRESUPUESTO

En el siguiente apartado se expondrá el coste de todas las piezas que componen el proyecto. Para las piezas que necesiten ser creadas, se calculará el coste del material base para mecanizar sobre el la pieza, el propio mecanizado, y se le añadirá el coste si tiene o no algún tratamiento térmico posterior. Para los elementos normalizados se calcularán en base al precio unitario multiplicado por el total necesario.

8.1. Elementos presupuestados

Los elementos presupuestados que se deben crear para este proyecto han sido:

- Engranajes
 - Tornillo sin fin
 - Corona del tornillo
 - Piñón del eje intermedio primario
 - Rueda del eje intermedio secundario
 - Piñón del eje intermedio secundario
 - Rueda del eje de salida
- Ejes
 - Eje intermedio primario
 - Eje intermedio secundario
 - Eje de salida
- Tapas laterales
 - Tapa lado móvil eje de entrada
 - Tapa lado fijo eje de entrada
 - Tapa lado móvil eje intermedio primario
 - Tapa lado fijo eje intermedio primario
 - Tapa lado móvil eje intermedio secundario
 - Tapa lado fijo eje intermedio secundario
 - Tapa lado móvil eje de salida
 - Tapa lado fijo eje de salida
- Carcasas exteriores
 - Carcasa de cierre
 - Carcasa superior
 - Carcasa inferior

Por otro lado, los elementos normalizados:

- Rodamientos
 - SKF 6408
 - SKF NU1005
 - SKF 6405
 - SKF NU406
 - SKF 6312
 - SKF NU412
 - SKF 6220
- Anillos de seguridad DIN 471
 - 42x1.75
 - 25x1.2
 - 63x2
 - 60x2
 - 80x2.5
 - 100x3
 - 30x1.5
- Pernos de cabeza hexagonal
- Tuercas de cabeza hexagonal

- Retenes radiales de aceite
- Chavetas DIN 6885
- Cáncamos de elevación
- Imán
- Mirilla de aceite
- Tapón de vaciado
- Tapón de carga
- Aceite Repsol Super Tauro ISO 1000
- Pintura RAL 1028
- Pasta sellante tapajuntas

El coste de la materia prima en bruto viene indicada en €/kg para los aceros como para el bronce de la corona.

Los tratamientos térmicos indicados se expresan en €/kg, pero en este caso de la pieza mecanizada, que siempre será menor que la pieza en bruto.

Las operaciones de mecanizado se expresan en euros por hora, en las que se incluyen coste de mano de obra directa, coste de máquina, etc.

Los componentes normalizados, como ya se dijo, se expresan en euros por pieza, menos en el caso del aceite que viene en función de los litros que se necesiten.

8.2. Tornillo sin fin

- Materia prima en bruto

Parámetro	Valor
Material	AISI 4140
Kilos en bruto	41.777
Coste euro/kg	0.936
Total	39.10

Tabla 8-1: Coste material tornillo sin fin

- Operaciones de mecanizado

Operaciones	Coste	Horas	Total
Cilindrado	22.54	0.5	11.27
Refrentado	22.54	0.1	2.254
Tallado de dientes	22.54	3	67.62
Ranurado	22.54	0.05	1.127
Fresado	22.54	0.1	2.254
Rectificado	18.71	0.15	2.8065
Total	-	3.9	87.33

Tabla 8-2: Operaciones de mecanizado tornillo sin fin

- Coste tratamientos térmicos

Tipo de tratamiento	Coste €/kg	kg	Total
Templado y revenido	4.11	14.269	58.64

Tabla 8-3: Tratamientos térmicos tornillo sin fin

El coste total del tornillo sin fin asciende a: 185.08 euros

8.3. Corona del sin fin

- Materia prima en bruto

Parámetro	Valor
Material	Bronce SAE 65
Kilos en bruto	66.76
Coste euro/kg	9.44
Total	630.21

Tabla 8-4: Coste material corona tornillo sin fin

- Operaciones de mecanizado

Operaciones	Coste	Horas	Total
Cilindrado	22.54	1	22.54
Refrentado	22.54	0.1	2.254
Tallado de dientes	22.54	6	135.24
Mortajado	22.54	0.05	1.127
Taladrado	15.22	0.5	7.61
Rectificado	18.71	0.15	2.8065
Total	-	7.8	171.57

Tabla 8-5: Operaciones de mecanizado corona tornillo sin fin

El coste total de la corona del sin fin asciende a: 801.79 euros

8.4. Piñón del eje intermedio primario

- Materia prima en bruto

Parámetro	Valor
Material	20MnCr5
Kilos en bruto	10.876
Coste euro/kg	0.756
Total	8.22

Tabla 8-6: Coste material primer piñón

- Operaciones de mecanizado

Operaciones	Coste	Horas	Total
Cilindrado	22.54	0.2	4.508
Refrentado	22.54	0.1	2.254
Tallado de dientes	22.54	0.5	11.27
Taladrado	22.54	0.05	1.127
Mortajado	15.22	0.2	3.044
Rectificado	18.71	0.1	1.871
Total	-	0.95	24.07

Tabla 8-7: Operaciones de mecanizado primer piñón

- Coste tratamientos térmicos

Tipo de tratamiento	Coste €/kg	kg	Total
Templado y revenido	3.82	3.98	15.2036

Tabla 8-8: Tratamientos térmicos primer piñón

El coste total del primer piñón asciende a: 47.50 euros

8.5. Piñón del eje intermedio secundario

- Materia prima en bruto

Parámetro	Valor
Material	20MnCr5
Kilos en bruto	17.36
Coste euro/kg	0.756
Total	13.12

Tabla 8-9: Coste material segundo piñón

- Operaciones de mecanizado

Operaciones	Coste	Horas	Total
Cilindrado	22.54	0.25	5.635
Refrentado	22.54	0.2	4.508
Tallado de dientes	22.54	0.5	11.27
Taladrado	22.54	0.05	1.127
Mortajado	15.22	0.2	3.044
Rectificado	18.71	0.1	1.871
Total	-	1.3	27.09

Tabla 8-10: Operaciones de mecanizado segundo piñón

- Coste tratamientos térmicos

Tipo de tratamiento	Coste €/kg	kg	Total
Templado y revenido	3.82	7.09	27.09

Tabla 8-11: Tratamientos térmicos segundo piñón

El coste total del segundo piñón asciende a: 67.67 euros

8.6. Rueda eje intermedio primario

- Materia prima en bruto

Parámetro	Valor
Material	20MnCr5
Kilos en bruto	83.078
Coste euro/kg	0.756
Total	62.80

Tabla 8-12: Coste material primera rueda

- Operaciones de mecanizado

Operaciones	Coste	Horas	Total
Cilindrado	22.54	0.5	11.27
Refrentado	22.54	0.5	11.27
Tallado de dientes	22.54	2	45.08
Taladrado	22.54	0.05	1.127
Mortajado	15.22	0.2	3.044
Rectificado	18.71	0.2	3.742
Total	-	3.45	75.33

Tabla 8-13: Operaciones de mecanizado primera rueda

- Coste tratamientos térmicos

Tipo de tratamiento	Coste €/kg	kg	Total
Templado y revenido	3.82	16.3	62.266

Tabla 8-14: Tratamientos térmicos primera rueda

El coste total de la primera rueda asciende a: 200.60 euros

8.7. Rueda eje intermedio secundario

Materia prima en bruto

Parámetro	Valor
Material	20MnCr5
Kilos en bruto	115.73
Coste euro/kg	0.756
Total	87.49

Tabla 8-15: Coste material rueda eje de salida

- Operaciones de mecanizado

Operaciones	Coste	Horas	Total
Cilindrado	22.54	0.5	11.27
Refrentado	22.54	0.5	11.27
Tallado de dientes	22.54	2.5	56.35
Taladrado	22.54	0.05	1.127
Mortajado	15.22	0.3	4.566
Rectificado	18.71	0.2	3.742
Total	-	4.05	88.32

Tabla 8-16: Operaciones de mecanizado rueda eje de salida

- Coste tratamientos térmicos

Tipo de tratamiento	Coste €/kg	kg	Total
Templado y revenido	3.82	35.76	136.603

Tabla 8-17: Tratamientos térmicos rueda eje de salida

El coste total de la pieza asciende a: 312.42 euros

8.8. Eje intermedio primario

- Materia prima en bruto

Parámetro	Valor
Material	20MnCr5
Kilos en bruto	19.11
Coste euro/kg	0.756
Total	14.44

Tabla 8-18: Coste material eje intermedio primario

- Operaciones de mecanizado

Operaciones	Coste	Horas	Total
Cilindrado	22.54	0.2	4.508
Refrentado	22.54	0.1	2.254
Tronzado	22.54	0.1	2.254
Ranurado	22.54	0.05	1.127
Fresado	22.54	0.05	1.127
Rectificado	18.71	0.15	2.8065
Total	-	0.65	14.07

Tabla 8-19: Operaciones de mecanizado eje intermedio primario

- Coste tratamientos térmicos

Tipo de tratamiento	Coste €/kg	kg	Total
Templado y revenido	3.82	5.34	20.39

Tabla 8-20: Tratamientos térmicos eje intermedio primario

El coste total del eje intermedio primario asciende a: 48.92 euros

8.9. Eje intermedio secundario

- Materia prima en bruto

Parámetro	Valor
Material	20MnCr5
Kilos en bruto	45.27
Coste euro/kg	0.756
Total	34.23

Tabla 8-21: Coste material eje intermedio secundario

- Operaciones de mecanizado

Operaciones	Coste	Horas	Total
Cilindrado	22.54	0.3	6.762
Refrentado	22.54	0.2	4.508
Tronzado	22.54	0.1	2.254
Ranurado	22.54	0.05	1.127
Fresado	22.54	0.1	2.254
Rectificado	18.71	0.15	2.8065
Total	-	0.9	19.71

Tabla 8-22: Operaciones de mecanizado eje intermedio secundario

- Coste tratamientos térmicos

Tipo de tratamiento	Coste €/kg	kg	Total
Templado y revenido	3.82	17.32	66.16

Tabla 8-23: Tratamientos térmicos eje intermedio secundario

El coste total del eje intermedio secundario asciende a: 120.10 euros

8.10. Eje de salida

- Materia prima en bruto

Parámetro	Valor
Material	20MnCr5
Kilos en bruto	61.629
Coste euro/kg	0.756
Total	46.59

Tabla 8-24: Coste material eje de salida

- Operaciones de mecanizado

Operaciones	Coste	Horas	Total
Cilindrado	22.54	0.4	9.016
Refrentado	22.54	0.25	5.635
Tronzado	22.54	0.1	2.254
Ranurado	22.54	0.05	1.127
Fresado	22.54	0.1	2.254
Rectificado	18.71	0.15	2.8065
Total	-	1.04	23.09

Tabla 8-25: Operaciones de mecanizado eje de salida

- Coste tratamientos térmicos

Tipo de tratamiento	Coste €/kg	kg	Total
Templado y revenido	3.82	36.08	137.83

Tabla 8-26: Tratamientos térmicos eje de salida

El coste total del eje de salida asciende a: 207.52 euros

8.11. Tapa eje entrada lado fijo

- Materia prima en bruto

Parámetro	Valor
Material	F1510
Kilos en bruto	4.172
Coste euro/kg	0.247
Total	1.031

Tabla 8-27: Coste material tapa 1

- Operaciones de mecanizado

Operaciones	Coste	Horas	Total
Cilindrado	22.54	0.2	4.50
Refrentado	22.54	0.1	2.25
Tronzado	22.54	0.1	2.25
Taladrado	15.22	0.15	2.28
Rectificado	18.71	0.15	2.80
Total	-	0.7	14.10

Tabla 8-28: Operaciones de mecanizado tapa 1

El coste total de la tapa del lado fijo del eje de entrada asciende a 15.13 euros

8.12. Tapa eje entrada lado móvil

- Materia prima en bruto

Parámetro	Valor
Material	F1510
Kilos en bruto	0.89
Coste euro/kg	0.247
Total	0.22

Tabla 8-29: Coste material tapa 2

- Operaciones de mecanizado

Operaciones	Coste	Horas	Total
Cilindrado	22.54	0.15	3.38
Refrentado	22.54	0.1	2.25
Tronzado	22.54	0.1	2.25
Taladrado	15.22	0.2	3.04
Rectificado	18.71	0.15	2.81
Total	-	0.7	13.74

Tabla 8-30: Operaciones de mecanizado tapa 2

El coste total de la tapa del lado móvil del eje de entrada asciende a 13.95 euros

8.13. Tapa eje intermedio primario lado fijo

- Materia prima en bruto

Parámetro	Valor
Material	F1510
Kilos en bruto	4.005
Coste euro/kg	0.247
Total	0.98

Tabla 8-31: Coste material tapa 3

- Operaciones de mecanizado

Operaciones	Coste	Horas	Total
Cilindrado	22.54	0.3	6.76
Refrentado	22.54	0.2	4.50
Tronzado	22.54	0.2	4.50
Taladrado	15.22	0.2	3.04
Rectificado	18.82	0.15	2.82
Total	-	1.05	21.62

Tabla 8-32: Operaciones de mecanizado tapa 3

El coste total de la tapa del lado fijo del eje primario asciende a 22.61 euros

8.14. Tapa eje intermedio primario lado móvil

- Materia prima en bruto

Parámetro	Valor
Material	F1510
Kilos en bruto	2.85
Coste euro/kg	0.247
Total	0.706

Tabla 8-33: Coste material tapa 4

- Operaciones de mecanizado

Operaciones	Coste	Horas	Total
Fresado	22.54	1.5	33.81
Taladrado	15.22	0.2	3.044
Rectificado	18.71	0.15	2.80
Total	-	1.85	39.66

Tabla 8-34: Operaciones de mecanizado tapa 4

El coste total de la tapa del lado móvil del eje primario asciende a 40.36 euros.

8.15. Tapa eje intermedio secundario lado fijo

- Materia prima en bruto

Parámetro	Valor
Material	F1510
Kilos en bruto	4.46
Coste euro/kg	0.247
Total	1.10

Tabla 8-35: Coste material tapa 5

- Operaciones de mecanizado

Operaciones	Coste	Horas	Total
Cilindrado	22.54	0.25	5.64
Refrentado	22.54	0.10	2.25
Tronzado	22.54	0.30	6.76
Taladrado	15.22	0.20	3.04
Rectificado	18.71	0.15	2.80
Total	-	1	20.50

Tabla 8-36: Operaciones de mecanizado tapa 5

El coste total de la tapa del lado fijo del eje secundario asciende a 21.60 euros.

8.16. Tapa eje intermedio secundario lado móvil

- Materia prima en bruto

Parámetro	Valor
Material	F1510
Kilos en bruto	7.81
Coste euro/kg	0.247
Total	1.92

Tabla 8-37: Coste material tapa 6

- Operaciones de mecanizado

Operaciones	Coste	Horas	Total
Cilindrado	22.54	0.30	6.76
Refrentado	22.54	0.10	2.25
Tronzado	22.54	0.30	6.76
Taladrado	15.22	0.20	3.04
Rectificado	18.71	0.15	2.81
Total	-	1.05	21.62

Tabla 8-38: Operaciones de mecanizado tapa 6

El coste total de la tapa del lado móvil del eje secundario asciende a 23.55 euros.

8.17. Tapa eje de salida lado fijo

- Materia prima en bruto

Parámetro	Valor
Material	F1510
Kilos en bruto	9.65
Coste euro/kg	0.247
Total	2.38

Tabla 8-39: Coste material tapa 7

- Operaciones de mecanizado

Operaciones	Coste	Horas	Total
Cilindrado	22.54	0.50	11.27
Refrentado	22.54	0.10	2.25
Tronzado	22.54	0.20	4.51
Taladrado	15.22	0.20	3.04
Rectificado	18.71	0.15	2.81
Total	-	1.15	23.88

Tabla 8-40: Operaciones de mecanizado tapa 7

El coste total de la tapa del lado fijo del eje de salida asciende a 26.26 euros.

8.18. Tapa eje de salida lado móvil

- Materia prima en bruto

Parámetro	Valor
Material	F1510
Kilos en bruto	11.4
Coste euro/kg	0.247
Total	2.816

Tabla 8-41: Coste material tapa 8

- Operaciones de mecanizado

Operaciones	Coste	Horas	Total
Fresado	22.54	2	45.08
Taladrado	15.22	0.20	3.04
Rectificado	18.71	0.15	2.81
Total	-	2.35	50.93

Tabla 8-42: Operaciones de mecanizado tapa 8

El coste total de la tapa del lado móvil del eje de salida asciende a 53.93 euros.

8.19. Carcasas superior, inferior y de cierre

- Materia prima en bruto

Parámetro	Valor
Material	FG-20
Kilos en bruto	343.20
Coste euro/kg	0.585
Total	200.79

Tabla 8-43: Coste material carcasas exteriores

- Operaciones de mecanizado

Operaciones	Coste	Horas	Total
Fabricación del molde	2772.38	1	2772.38
Desmoldeo y desbarbado	76.57	1	76.57
Fresado	22.54	3	67.62
Taladrado	15.22	2.3	35.00
Roscado	8.31	1	8.31
Total	-	6.3	2959.88

Tabla 8-44: Operaciones de mecanizado carcasas exteriores

El coste total de las carcasas exteriores asciende a 3160.67 euros.

8.20. Resumen de presupuesto

8.20.1. Elementos normalizados

En cuanto a elementos normalizados de compra tenemos:

Artículo	Ud.	Precio Ud.	Total
Rodamiento SKF 6408	1	75.33	75.33
Rodamiento NU 1005	1	75.90	75.90
Rodamiento SKF 6405	1	40.02	40.02
Rodamiento NU 406	1	65.83	65.83
Rodamiento SKF 6312	1	38.84	38.84
Rodamiento NU 412	2	156.06	312.12
Rodamiento SKF 6220	1	91.70	91.70
Anillo de seguridad DIN 471 42x1.75	1	0.48	0.48
Anillo de seguridad DIN 471 25x1.2	2	0.15	0.30
Anillo de seguridad DIN 471 63x2	2	1.2	2.40
Anillo de seguridad DIN 471 60x2	3	0.77	2.31
Anillo de seguridad DIN 471 80x2.5	2	1.58	3.16
Anillo de seguridad DIN 471 100x3	2	2.87	5.74
Anillo de seguridad DIN 471 30x1.5	1	1.01	1.01
Tornillo cabeza hexagonal totalmente roscado DIN 933 M10x30	4	0.17	0.40
Tornillo cabeza hexagonal totalmente roscado DIN 933 M10x35	4	0.29	1.16
Tornillo cabeza hexagonal totalmente roscado DIN 933 M10x40	30	0.24	7.20
Tornillo cabeza hexagonal totalmente roscado DIN 933 M10x45	6	0.22	1.32
Tornillo cabeza hexagonal totalmente roscado DIN 933 M10x55	6	0.19	1.14
Tornillo cabeza hexagonal totalmente roscado DIN 933 M4x16	2	0.25	0.50
Tornillo cabeza hexagonal totalmente roscado DIN 933 M5x18	4	0.203	0.80
Tornillo de cabeza cilíndrica DIN 912 M16x65	9	0.83	7.47
Tuerca hexagonal DIN 934 M10	28	0.11	3.08
Retén radial tipo AS DIN 3760 40x72x7	1	11.73	11.73
Retén radial tipo AS DIN 3760 100x130x12	1	11.64	11.64
Chaveta paralela forma A DIN 6885 12x8x50	1	1.06	1.06
Chaveta paralela forma A DIN 6885 18x11x80	2	2.76	5.52
Chaveta paralela forma A DIN 6885 22x14x100	2	3.75	7.50
Chaveta paralela forma A DIN 6885 28x16x125	2	7.31	14.62
Cáncamo de elevación DIN 580 M16	3	3.03	9.09
Imán ferrítico 40x20x10	1	1.05	1.05
Mirilla de aceite con junta 372050101	1	7.96	7.96

Tapón de vaciado ISO 49	1	4.56	4.56
Tapón de carga con orificio de ventilación TCDF.35x1.5+a	1	1.88	1.88
Aceite Repsol Super Tauro ISO 1000	30.4	4.23	128.59
Pintura RAL 1028	1	5.66	5.66
Pasta sellante tapajuntas	1	12.90	12.90
		TOTAL	961.97€

Tabla 8-45: Coste elementos normalizados

8.20.2. Elementos mecanizados:

Elemento	Coste
Tornillo sin fin	185.08
Piñón eje primario	47.50
Piñón eje secundario	67.68
Corona sin fin	801.79
Rueda eje secundario	200.61
Rueda eje salida	312.42
Eje primario	48.92
Eje secundario	120.10
Eje salida	207.52
Tapa eje entrada lado fijo	15.14
Tapa eje entrada lado móvil	13.96
Tapa eje primario lado fijo	22.62
Tapa eje primario lado móvil	40.37
Tapa eje secundario lado fijo	21.60
Tapa eje secundario lado móvil	23.56
Tapa eje salida lado fijo	26.27
Tapa eje salida lado móvil	53.75
Carcasas	3160.68
Total piezas mecanizadas	5369.56

Tabla 8-46: Coste piezas mecanizadas

8.21. Presupuesto completo: material

Artículo	Coste
Materiales	5369.56
Normalizados	961.97
Montaje y puesta a punto	96.16
Ejecución material	6427.69€

Tabla 8-47: Presupuesto ejecución material

8.22. Presupuesto final de contrata

Artículo	Coste
Presupuesto de ejecución material	6427.69€
Gastos generales (8%)	514.22€
Beneficio industrial (10%)	642.77€
Presupuesto de contrata	7584.67€
Honorarios proyectista (6%)	455.08€
IVA (21%)	1592.78€
TOTAL (euros)	9632.54€
TOTAL (pesetas)	1,602,468.70 Pts

Tabla 8-48: Presupuesto de contrata

El coste final del proyecto asciende a **nueve mil seiscientos treinta y dos euros con cincuenta y cuatro céntimos**.

Un millón seiscientos dos mil cuatrocientos sesenta y ocho pesetas con setenta céntimos.

Presupuesto de ejecución material: coste directo de materiales y mano de obra necesarios para la ejecución del producto.

Gastos generales: gastos indirectos de la empresa tales como, gastos de personal, mantenimiento de locales e instalaciones y/o transporte del personal.

Beneficio industrial: objetivo económico marcado por la empresa para este proyecto.

Presupuesto de contrata: importe final del contratista.

Honorarios del proyectista: importe económico que corresponde al proyectista por el trabajo realizado

IVA: gravamen fiscal sobre el valor agregado a un producto.

Total: desembolso económico final del producto.

9. TABLAS

1. Tabla del coeficiente de aplicación K_A

Características de la máquina motriz	Características de la máquina arrastrada			
	Uniforme	Choques ligeros	Choques moderados	Choques fuertes
Uniforme	1,00	1,25	1,50	1,75
Choques ligeros	1,10	1,35	1,60	1,85
Choques moderados	1,25	1,50	1,75	2,00
Choques fuertes	1,50	1,75	2,00	2,25 o mayor

Características de la máquina motriz	Máquina
Uniforme	Motor eléctrico, Turbina de vapor, Turbina de gas con trabajo continuo
Choques ligeros	Motor eléctrico, Turbina de vapor y Turbina de gas con frecuentes paradas y arranques
Choques moderados	Motor de combustión interna de varios cilindros
Choques fuertes	Motor de combustión interna monocilíndrico

Tabla 2

Características de la máquina arrastrada	Máquina
Uniforme	Alternador, cintas transportadoras, elevadores ligeros, mecanismos de avance de máquinas herramienta, ventiladores, turbo compresores
Choques ligeros	Cintas transportadoras no uniformes, accionamientos de máquina herramienta, elevadores pesados, ventiladores de minas, agitadores de líquidos viscosos, compresores policilíndricos, rodillos de laminación de aluminio
Choques moderados	Extrusoras de goma, mezcladoras de materias no homogéneas, maquinaria de trabajar la madera, compresores monocilíndricos, molinos de barras
Choques importantes	Trasmisiones de excavadoras, prensas, molinos de bolas pesados, cizallas, perforadoras giratorias.

Tabla 3

2. Tabla valores de K1

Q _{ISO}	10	9	8	7	6	5	4	3
K _J rectos	76,6	52,8	39,1	26,8	14,9	7,5	3,9	2,1
K _J helic.	68,2	47,0	34,8	23,9	13,3	6,7	3,5	1,9

----- Mecanizado basto -----
Mecanizado medio
Mecanizado preciso
----- Rectificado -----
--- Velocidad alta ---
----- (V < 7 m/s) ----- (V < 10 m/s) ----- (V < 20 m/s) ----- (V > 30 m/s) -----
----- Automóviles -----
----- Camiones -----
----- Mecánica general -----
--- Mecánica de baja precisión ---

3. Tabla valores de H1, H2 y H3

Q _{ISO}	Ajuste	Dentados no endurecidos superficialmente			Aceros endurecidos superficialmente / rectific.		
		H ₁	H ₂	H ₃	H ₁	H ₂	H ₃
5	a	1.135	2.3 · 10 ⁻⁴	0.18	1.09	1.99 · 10 ⁻⁴	0.26
5	b, c	1.10	1.15 · 10 ⁻⁴	0.18	1.05	1.0 · 10 ⁻⁴	0.26
6	a	1.15	3.0 · 10 ⁻⁴	0.18	1.09	3.3 · 10 ⁻⁴	0.26
6	b, c	1.11	1.5 · 10 ⁻⁴	0.18	1.05	1.6 · 10 ⁻⁴	0.26
7	a	1.17	4.7 · 10 ⁻⁴	0.18	-	-	-
7	b, c	1.12	2.3 · 10 ⁻⁴	0.18	-	-	-
8	a	1.23	6.1 · 10 ⁻⁴	0.18	-	-	-
8	b, c	1.15	3.1 · 10 ⁻⁴	0.18	-	-	-

4. Tabla de las constantes A y B para el cálculo de S_{HL} :Fallo superficial S_{HL} :

Material	Calidad	A	B	Dureza min	Dureza max
Aceros al carbono forjados no aleados (normalizados)	ML/MQ	1,000	190	HB 110	HB210
	ME	1,520	250	HB 110	HB210
Acero al carbono moldeado no aleado (fundido)	ML/MQ	0,986	131	HB 140	HB210
	ME	1,143	237	HB 140	HB210
Fundición maleable de corazón negro	ML/MQ	1,371	143	HB 135	HB250
	ME	1,333	267	HB 175	HB250
Fundición con grafito esferoidal	ML/MQ	1,434	211	HB 175	HB300
	ME	1,500	250	HB 200	HB300
Fundición gris	ML/MQ	1,033	132	HB 150	HB240
	ME	1,465	122	HB 175	HB275
Acero al carbono (no alaeado) forjado, templado y revenido	ML	0,963	283	HV 135	HV210
	MQ	0,925	360	HV 135	HV210
	ME	0,838	432	HV 135	HV210
Aceros aleados forjado, templado y revenido	ML	1,313	188	HV 200	HV360
	MQ	1,313	373	HV 200	HV360
	ME	2,213	260	HV 200	HV390
Acero al carbono moldeado, templado.	ML/MQ	0,831	300	HB 130	HB215
	ME	0,951	345	HB 130	HB215
Acero aleado moldeado templado	ML/MQ	1,276	298	HB 200	HB360
	ME	1,350	356	HB 200	HB360
Acero forjado de cementación	ML	0	1300	HV 600	HV800
	MQ	0	1500	HV 660	HV800
	ME	0	1650	HV 660	HV800
Acero forjado o moldeado, endurecido superficialmente a la llama o por inducción	ML	0,740	602	HV 485	HV615
	MQ	0,541	882	HV 500	HV615
	ME	0,505	1013	HV 500	HV615
Aceros de nitruración forjados	ML	0	1125	HV 650	HV900
	MQ	0	1250	HV 650	HV900
	ME	0	1450	HV 650	HV900
Aceros de nitruración templados	ML	0	788	HV 450	HV 650
	MQ	0	998	HV 450	HV 650
	ME	0	1217	HV 450	HV 650
Aceros forjado de nitrocarburiación	ML	0	650	HV 300	HV 650
	MQ	1,167	425	HV 300	HV 450
	ME	0	950	HV 450	HV 650

5. Tabla de las constantes A y B para el S_{FL} :

Fallo a flexión S_{FL} :

Material	Calidad	A	B	Dureza min	Dureza max
Aceros al carbono forjados no aleados (normalizados)	ML/MQ	0,455	69	HB 110	HB210
	ME	0,386	147	HB 110	HB210
Acero al carbono moldeado no aleado (fundido)	ML/MQ	0,313	62	HB 140	HB210
	ME	0,254	137	HB 140	HB210
Fundición maleable de corazón negro	ML/MQ	0,345	77	HB 135	HB250
	ME	0,403	128	HB 175	HB250
Fundición con grafito esferoidal	ML/MQ	0,350	119	HB 175	HB300
	ME	0,380	134	HB 200	HB300
Fundición gris	ML/MQ	0,256	8	HB 150	HB240
	ME	0,200	53	HB 175	HB275
Acero al carbono (no aleado) forjado, templado y revenido	ML	0,250	108	HV 115	HV215
	MQ	0,240	163	HV 115	HV215
	ME	0,283	202	HV 115	HV215
Aceros aleados forjado, templado y revenido	ML	0,423	104	HV 200	HV360
	MQ	0,425	187	HV 200	HV360
	ME	0,358	231	HV 200	HV390
Acero al carbono moldeado, templado.	ML/MQ	0,224	117	HB 130	HB215
	ME	0,286	167	HB 130	HB215
Acero aleado moldeado templado	ML/MQ	0,364	161	HB 200	HB360
	ME	0,356	186	HB 200	HB360
Acero forjado de cementación	ML	0	312	HV 600	HV800
	MQ	0	461	HV 660	HV800
	ME	0	525	HV 660	HV800
Acero forjado o moldeado, endurecido superficialmente a la llama o por inducción	ML	0,305	76	HV 485	HV615
	MQ	0,138	290	HV 500	HV570
		0	369	HV 570	HV615
	ME	0,271	237	HV 500	HV615
Aceros de nitruración forjados	ML	0	270	HV 650	HV900
	MQ	0	420	HV 650	HV900
	ME	0	468	HV 650	HV900
Aceros de nitruración templados	ML	0	258	HV 450	HV 650
	MQ	0	363	HV 450	HV 650
	ME	0	432	HV 450	HV 650
Aceros forjado de nitrocarburoización	ML	0	224	HV 300	HV 650
	MQ	0,653	94	HV 300	HV 450
	ME	0	388	HV 450	HV 650

6. Tabla de valores de $K_{H\alpha}$

Q_{TSO}	7	8	9	10
Diente recto endurecido superficialmente	1,0	1,1	1,2	$\frac{1}{Z_e^2} \geq 1,20$
Diente helicoidal endurecido superficialmente	1,1	1,2	1,4	$\frac{\epsilon_\alpha}{\cos^2 \beta} \geq 1,40$
Diente recto no endurecido superficialmente	1,0	1,0	1,1	1,2
Diente helicoidal no endurecido superficialmente	1,0	1,1	1,2	1,4

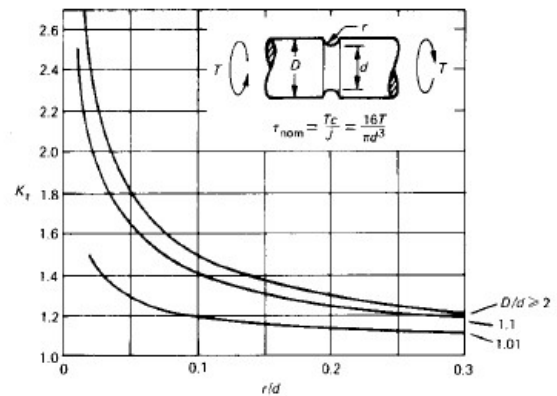
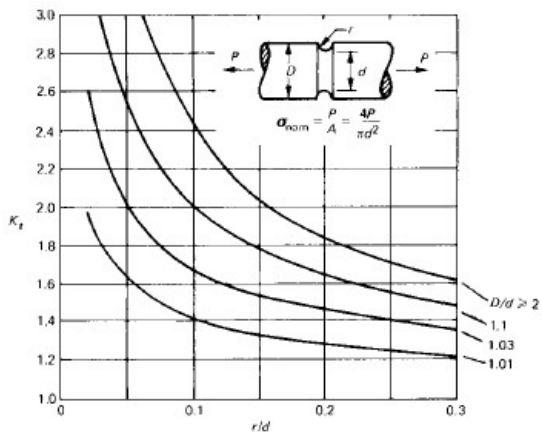
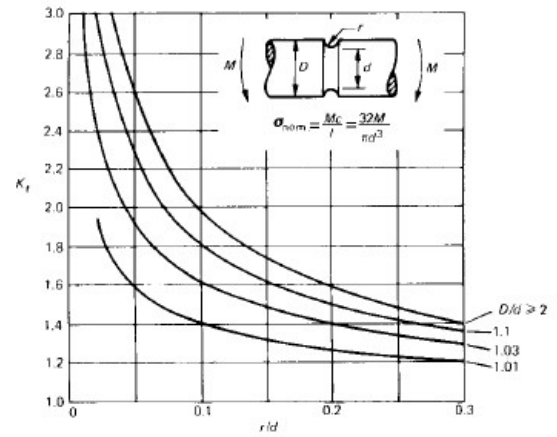
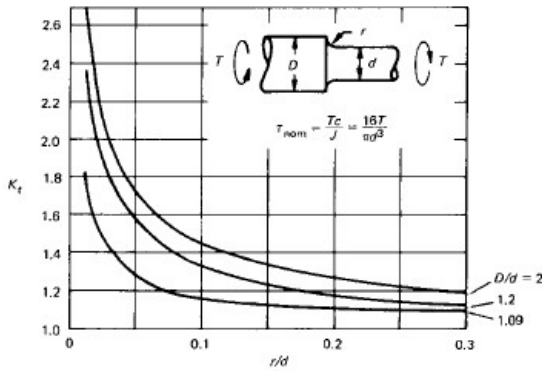
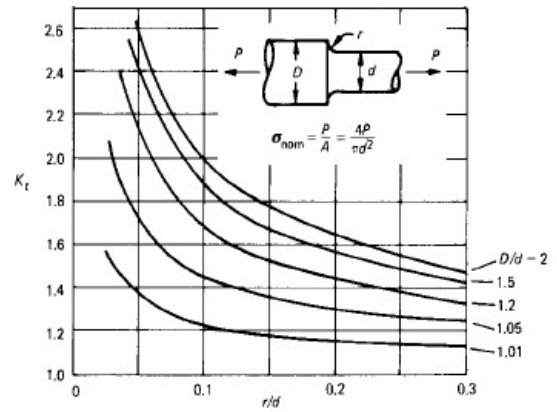
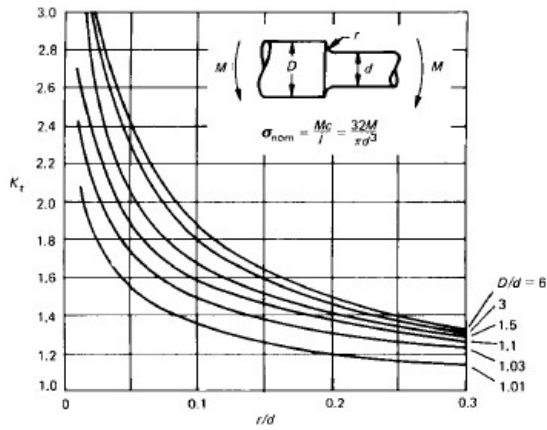
7. Tabla de rugosidad superficial según el Qiso

QISO	10	9	8	7	6	5	4	3
R_{tm}	20	11	6.5	4	2.4	1.4	0.8	0.5

8. Tabla de propiedades mecánicas de varios materiales

MATERIAL (tabla iso 6336-5)	Denominación	S_u (N/mm ²)		S_y (N/mm ²)		Dureza superficial
		min - max	min - max	min - max	min - max	
Fundiciones grises (GG) UNE EN 1561:2012	GJL-200 GJL-250 GJL-350	200 - 300 250 - 350 350 - 450	- - -	- - -	- - -	HB (150-230) HB (170-250) HB (210-275) HB 150-275
Fundiciones maleables de corazón negro (GTS) UNE EN 1562:2012	GJMB-500-5 GJMB-550-4 GJMB-600-3 GJMB-650-2	500 - 550 - 600 - 650 -	300 - 340 - 390 - 430 -	- - - -	- - - -	HB (165-215) HB (180-230) HB (195-245) HB (210-260) HB 135-250
Fundiciones con grafito esferoidal (nodular o dúctil) (GGG) UNE-EN1563:2012	GJS-400-15 GJS-600-3 GJS-800-2	400 - 600 - 800 -	250 - 380 - 480 -	- - -	- - -	HB (150-180) HB (210-250) HB (260-300) HB 175-300
Acero moldeado no aleado (St cast) UNE-EN10293:2006	GE240 GE300	450 - 600 520 - 670	240 - 300 -	- -	- -	HB 140 - HV 152 HB 175 - HV 200 HB 140-210
Acero no aleado forjado (St)	C25 C35 C45	400 580 680	280 380 430	- - -	- - -	HB 140 - HV 141 HB 180 - HV 182 HB 207 - HV 210 HB 110-210
Acero no aleado forjado, templado y revenido (V) UNE- EN10083-2:2008	C25 C35	570 600 - 750	430 430 - 520	- -	- -	HB 168 - HV 170 HB 212 - HV 216 HV 135-210 HV 115-215
Aceros aleados templados y revenidos (V) UNE-EN10083-3:2008	20NiCrMoS2-2 20MnCr5 34CrMo4 42CrMo4 34NiCrMo16	850 980 1000 - 1200 1100 - 1300 1230 - 1420	580 735 800 950 1030	- - - - -	- - - - -	HB 255 - HV 267 HB 302 - HV 317 HB 310 - HV 326 HB 321 - HV 337 HB 352 - HV 368 HV 200 - 390
Acero moldeado no aleado templado (V cast)						HV 130-215
Acero moldeado aleado templado (V cast)	G35CrMo4 G42CrMo4	750-980 800-1025	650 700	- -	- -	HB 290 - HV 305 HB 305 - HV 320 HV 200-360
Acero forjado de cementación. (Eh) UNE- EN10084:2010	20MnCr5 20NiCrMoS2-2 F1522 15 NiCr13 (F-1540) 14NiCrMo13 F 1560	980 850 950 1300	735 600 750 1100	- - - -	- - - -	HV 720 HV 600 HV 700 HV 740 HV 600-800
Acero forjado o moldeado, endurecido superficialmente a la llama o por inducción (IF)	C45 37Cr4 F-1201 42CrMo4	1034 1150 1300	786 1200	- -	- -	HB 525 - HV 560 HV 550 - 610 HB 515 - HV 615 HV 485-615
Acero forjado de nitruación(NT), acero templado de nitruación(NV), acero de nitruación (NT)UNE- EN10085:2001	42CrMo4 24CrMo13-6 F 1711 31CrMoV9 F 1721 41 CrAlMo7-10 F 1741 34CrAlNi7-10	1450 1100 1000 950 - 1150 900-1100	900 800 750 680	- - - -	- - - -	HV 700 HV 700 HV 850 - 950 HV 850 - 950 NT HV 650-900 NV HV 450-650
Acero forjado de nitrocarburoización (NV)						HV 300-650

9. Factores de concentración de tensiones en ejes



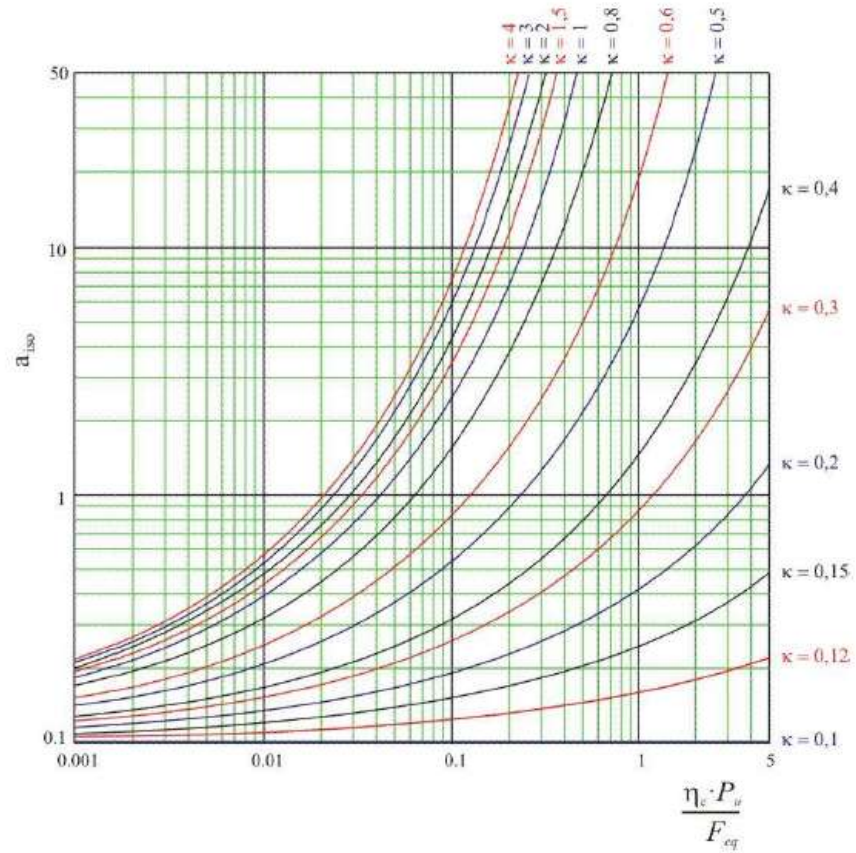
10. Fiabilidad

Fiabilidad %	a_1
90	1
95	0.64
96	0.55
97	0.47
98	0.37
99	0.25
99.2	0.22
99.4	0.19
99.6	0.16
99.8	0.12
99.9	0.093
99.92	0.087
99.94	0.080
99.95	0.077

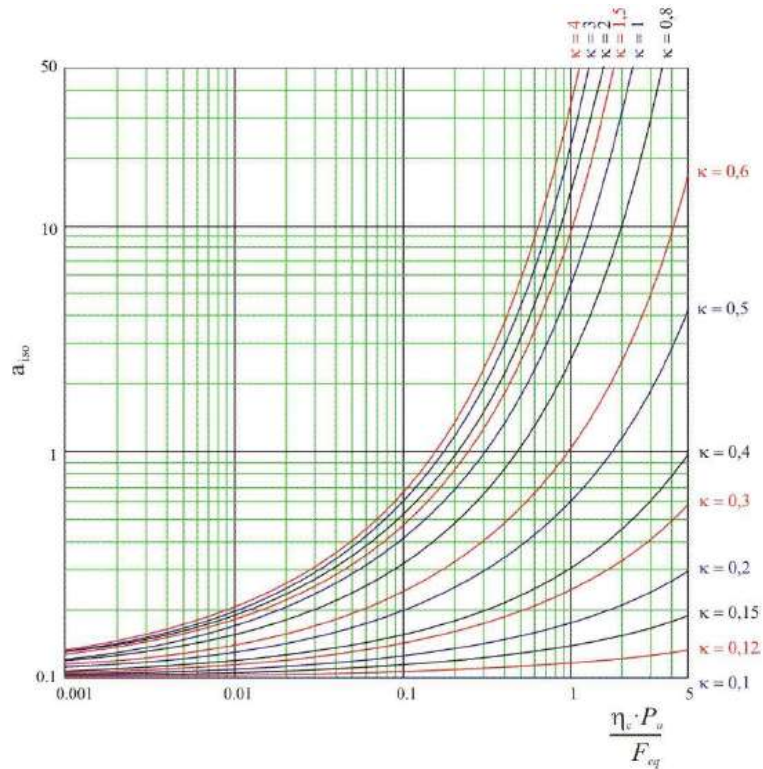
11. Factor de contaminación

Condición	$d_m < 100 \text{ mm}$	$d_m \geq 100 \text{ mm}$
Limpieza extrema Tamaño de las partículas del orden del espesor de la película de lubricante Condiciones de laboratorio	1	1
Gran limpieza Aceite filtrado a través de un filtro extremadamente fino Condiciones típicas de los rodamientos engrasados de por vida y obturados	0,8 ... 0,6	0,9 ... 0,8
Limpieza normal Aceite filtrado a través de un filtro fino Condiciones típicas de los rodamientos engrasados de por vida y con placas de protección	0,6 ... 0,5	0,8 ... 0,6
Contaminación ligera	0,5 ... 0,3	0,6 ... 0,4
Contaminación típica Condiciones típicas de los rodamientos sin obturaciones integrales, filtrado grueso, partículas de desgaste y entrada de partículas del exterior	0,3 ... 0,1	0,4 ... 0,2
Contaminación alta Entorno del rodamiento muy contaminado y disposición de rodamientos con obturación inadecuada	0,1 ... 0	0,1 ... 0
Contaminación muy alta η_c puede estar fuera de la escala produciendo una reducción mayor de la vida útil de lo establecido por la ecuación Ec. 7	0	0

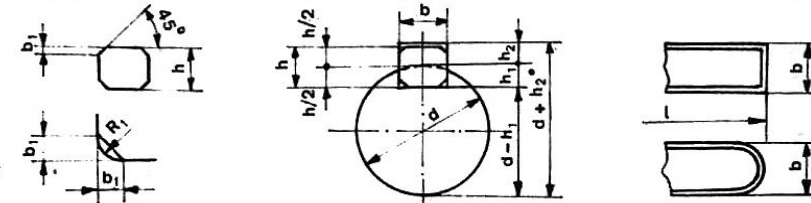
12. Aiso para rodamiento radiales de bolas



13. Aiso para rodamientos radiales de rodillos



14. Chavetas UNE 17.102



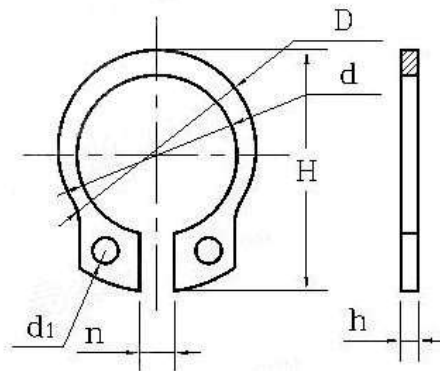
(De UNE 17.102 h1)

Dimensiones en mm.

CHAVETA								
Sección <i>b × h</i>	Ancho <i>b</i>		Altura <i>h</i>		Chaflán <i>b₁</i>		Longitud <i>l</i>	
	Nominal	Toler. h9	Nominal	Toler. h9 y h11	Mínima	Máximo	De...	...a
4 × 4	4	0	4	0	0,16	0,25	8	45
5 × 5	5	0	5	0	0,25	0,40	10	56
6 × 6	6	-0,030	6	-0,030	0,25	0,40	14	70
8 × 7	8	0	7	0	0,25	0,40	18	90
10 × 8	10	-0,036	8	0	0,40	0,60	22	110
12 × 8	12	0	8	0	0,40	0,60	28	140
14 × 9	14	0	9	-0,090	0,40	0,60	36	160
16 × 10	16	-0,043	10	0	0,40	0,60	45	180
18 × 11	18	0	11	0	0,40	0,60	50	200
20 × 12	20	0	12	0	0,40	0,80	56	220
22 × 14	22	0	14	0	0,60	0,80	63	250
25 × 14	25	-0,052	14	-0,110	0,60	0,80	70	280
28 × 16	28	0	16	0	0,60	0,80	80	320
32 × 18	32	0	18	0	0,60	0,80	90	360
36 × 20	36	0	20	0	0,60	1,20	100	400
40 × 22	40	-0,062	22	0	1,00	1,20	-	-
45 × 25	45	0	25	0,130	1,00	1,20	-	-
50 × 28	50	0	28	0	1,00	1,20	-	-
56 × 32	56	0	32	0	1,00	2,00	-	-
63 × 32	63	0	32	0	1,60	2,00	-	-
70 × 36	70	-0,074	36	0	1,60	2,00	-	-
80 × 40	80	0	40	-0,160	2,50	3,00	-	-
90 × 45	90	0	45	0	2,50	3,00	-	-
100 × 50	100	-0,087	50	0	2,50	3,00	-	-

CHAVETERO														
Diámetro del eje <i>d</i>		Sección de la chaveta <i>b × h</i>	Ancho <i>b</i> , tolerancia					Profundidad				Chaflán <i>R₁</i>		
			Clase de ajuste del enchavetado					Eje <i>h₁</i>		Cubo <i>h₂</i>				
			Nominal	Libre		Normal		Ajustado	Nominal	Toler.	Nominal	Toler.	Min.	Máx.
Más de	hasta	<i>b × h</i>	Eje h9	Cubo D10	Eje N9	Cubo Js 9	Eje y cubo pg	Nominal	Toler.	Nominal	Toler.	Min.	Máx.	
10	12	4 × 4	4	+0,030	+0,078	0	±0,015	-0,012	2,5	+0,1	1,8	+0,1	0,08	0,16
12	17	5 × 5	5	0	+0,030	-0,030	±0,015	-0,042	3	0	2,3	0	0,16	0,25
17	22	6 × 6	6	0	0	0	±0,015	0	3,5	0	2,8	0	0,16	0,25
22	30	8 × 7	8	+0,036	+0,098	0	±0,018	-0,015	4	0	3,3	0	0,16	0,25
30	38	10 × 8	10	0	+0,040	-0,036	±0,018	-0,051	5	0	3,3	0	0,25	0,40
38	44	12 × 8	12	0	0	0	±0,018	0	5	0	3,3	0	0,25	0,40
44	50	14 × 9	14	+0,043	+0,120	0	±0,0215	-0,018	5,5	0	3,8	0	0,25	0,40
50	58	16 × 10	16	0	+0,050	-0,043	±0,0215	-0,061	6	0	4,3	0	0,25	0,40
58	65	18 × 11	18	0	0	0	±0,0215	0	7	+0,2	4,4	+0,2	0,25	0,40
65	75	20 × 12	20	0	0	0	±0,0215	0	7,5	0	4,9	0	0,40	0,60
75	85	22 × 14	22	+0,052	+0,149	0	±0,026	-0,022	9	0	5,4	0	0,40	0,60
85	95	25 × 14	25	0	+0,065	-0,052	±0,026	-0,074	9	0	5,4	0	0,40	0,60
95	110	28 × 16	28	0	0	0	±0,026	0	10	0	6,4	0	0,40	0,60
110	130	32 × 18	32	0	0	0	±0,026	0	11	0	7,4	0	0,40	0,60
130	150	36 × 20	36	+0,062	+0,180	0	±0,031	-0,026	12	0	8,4	0	0,70	1,00
150	170	40 × 22	40	0	+0,080	-0,062	±0,031	-0,088	13	0	9,4	0	0,70	1,00
170	200	45 × 25	45	0	0	0	±0,031	0	15	0	10,4	0	0,70	1,00
200	230	50 × 28	50	0	0	0	±0,031	0	17	0	11,4	0	0,70	1,00
230	260	56 × 32	56	0	0	0	±0,031	0	20	+0,3	12,4	+0,3	0,70	1,00
260	290	63 × 32	63	+0,074	+0,220	0	±0,037	-0,032	20	0	12,4	0	1,20	1,60
290	330	70 × 36	70	0	+0,100	-0,074	±0,037	-0,106	22	0	14,4	0	1,20	1,60
330	380	80 × 40	80	0	0	0	±0,037	0	25	0	15,4	0	2,00	2,50
380	440	90 × 45	90	+0,087	+0,260	0	±0,0435	-0,037	28	0	17,4	0	2,00	2,50
400	500	100 × 50	100	0	+0,120	-0,087	±0,0435	-0,124	31	0	19,5	0	2,00	2,50

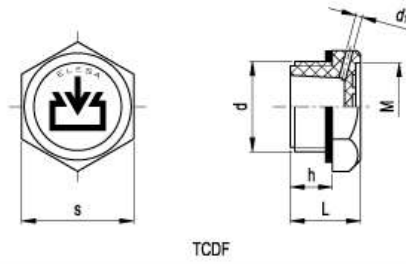
15. Anillos elásticos de retención DIN 471



Unit : mm

	d		h		d1 min	The weight of 1000 products ≈kg		d		h		d1 min	The weight of 1000 products ≈kg
	max	min	max	min				max	min	max	min		
3	2.74	2.55	0.4	0.35	1	0.017	65	61.26	59.7	2.5	2.43	3	18.2
4	3.74	3.55	0.4	0.35	1	0.022	68	63.96	62.4	2.5	2.43	3	21.8
5	4.74	4.55	0.6	0.55	1	0.066	70	65.96	64.4	2.5	2.43	3	22.0
6	5.64	5.45	0.7	0.65	1.2	0.084	72	67.96	66.4	2.5	2.43	3	22.5
7	6.56	6.32	0.8	0.75	1.2	0.121	75	70.96	69.4				24.6
8	7.46	7.22	0.8	0.75	1.2	0.158	78	73.96	72.4				26.2
9	8.46	8.22	1	0.94	1.2	0.300	80	74.96	73.4				27.3
10	9.4	8.94	1	0.94	1.5	0.340	82	76.96	75.4	3	2.43	3	31.2
11	10.3	9.84	1	0.94	1.5	0.410	85	79.96	78.4				36.4
12	11.1	10.64	1	0.94	1.7	0.500	88	83.04	81.2	3	2.92	3.5	41.2
13	12	11.54	1	0.94	1.7	0.530	90	85.04	83.2				44.5
14	13	12.54	1	0.94	1.7	0.640	95	90.04	88.2				49
15	13.9	13.44	1	0.94	1.7	0.670	100	95.04	93.2				53.7
16	14.8	14.34	1	0.94	1.7	0.700	105	98.54	96.7	4	3.9	4	80
17	15.8	15.34	1	0.94	1.7	0.820	110	103.54	101.7				82
18	16.6	16.14	1.2	1.14	2	1.11	115	108.54	106.7				84
19	17.6	17.14	1.2	1.14	2	1.22	120	113.54	111.7				86
20	18.63	18.08	1.2	1.14	2	1.30	125	118.51	116.7				90
21	19.63	19.08	1.2	1.14	2	1.42	130	123.63	121.5				100
22	20.63	20.08	1.2	1.14	2	1.60	135	128.63	126.5				104
24	22.41	21.78	1.2	1.14	2	1.77	140	133.63	131.5				110
25	23.41	22.78	1.2	1.14	2	1.90	145	138.63	136.5				115
26	24.41	23.78	1.2	1.14	2	1.96	150	142.63	140.5				120
28	26.11	25.48	1.5	1.44	2	2.92	155	146.63	144.5				135
29	27.11	26.48	1.5	1.44	2	3.2	160	151.63	149.5				150
30	28.11	27.48	1.5	1.44	2	3.31	165	156.13	154	160			
32	29.81	29.18	1.5	1.44	2.5	3.54	170	161.13	159	170			
34	31.75	31	1.5	1.44	2.5	3.8	175	166.13	164	180			
35	32.45	31.7	1.5	1.44	2.5	4.00	180	171.13	168	190			
36	33.45	32.7	1.75	1.69	2.5	5.00	185	176.13	173	200			
38	35.45	34.7	1.75	1.69	2.5	5.62	190	181.22	178.8	210			
40	36.89	35.6	1.75	1.69	2.5	6.03	195	186.22	183.8	220			
42	38.89	37.6	1.75	1.69	2.5	6.50	200	191.22	188.8	230			
45	41.89	40.6	1.75	1.69	2.5	7.50	210	198.72	196.3	248			
48	44.89	43.6	1.75	1.69	2.5	7.90	220	208.72	206.3	265			
50	46.19	44.9	2	1.93	2.5	10.2	230	218.72	216.3	290			
52	48.19	46.9	2	1.93	2.5	11.1	240	228.72	226.3	310			
55	51.26	49.7	2	1.93	2.5	11.4	250	238.72	236.3	335			
56	52.26	50.7	2	1.93	2.5	11.8	260	245.72	243.3	355			
58	54.26	52.7	2	1.93	2.5	12.6	270	255.81	253	375			
60	56.26	54.7	2	1.93	2.5	12.9	280	265.81	263	398			
62	58.26	56.7	2	1.93	2.5	14.3	290	275.81	273	418			
63	59.26	57.7	2	1.93	2.5	15.9	300	285.81	283	440			

16. Tapón de carga con ventilación

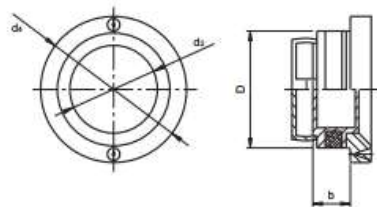


TCDF

Elesa Standard		Dimensiones principales						Par de torsión	Peso
Código	Descripción	d	h	s	L	M	d ₁	[Nm]	g
58667	TCDF,35x1.5	M35x1.5	13	38	22	31	2	15±18	15

17. Mirilla de control de aceite

3720 MIRILLA PARA NIVEL DE ACEITE



Código	D	d2	d4	bmin.
372050101	58	50	64	14

Cristal: Plexiglás transparente (PMMA)
 Anilla lisa: Aluminio
 Junta de estanqueidad: Goma resistente al aceite y a la gasolina.
 Reflector: Plástico blanco.
 Para depósitos sin sobrepresión. Agujero no roscado H 11.
 Hermeticidad asegurada girando la anilla.
 Temperatura máxima de utilización: 70°C.
 Para cada mirilla tenemos la llave de montaje adecuada.

10. BIBLIOGRAFÍA

- [1] Diseño de maquinaria. Robert L. Norton, Mc Graw Hill, capítulo 9.
"Trenes de engranajes"
- [2] <http://ore-beneficiation.es/2-16-trommel-screen.html>
- [3] <https://prezi.com/jisamhzswpf8/ley-fundamental-del-engranaje/>
- [4] UCLM- Engranajes - Tipos y nomenclatura-.
- [5] <http://pfc.danielmnez.es/definiendo-el-engranaje/>
- [6] AGMA, Design Manual for Cylindrical Wormgearing, ANSI/ AGMA Standard 6022-C93. Asociación Estadounidense de Fabricantes de Engranajes.
- [7] D.W. Dudley, Handbook of Practical Gear Design.
- [8] R.S. Khurmi & J.K. Gupta. A textbook of Machine Design. (S.I. Units)
Chapter 31. Worm gears.
- [9] R.S. Khurmi & J.K. Gupta. A textbook of Machine Design. (S.I. Units)
Chapter 28. Spur gears.
- [10] R.S. Khurmi & J.K. Gupta. A textbook of Machine Design. (S.I. Units)
Chapter 28. Page 1042 Table 28.8 "Values of flexural endurance limit"
- [11] "Design of an automotive differential with reduction ratio greater than 6"
Sumair Sunny , Siddhesh Ozarkar & Sunny Pawar³
- [12] http://www.roymech.co.uk/Useful_Tables/Drive/Worm_Gears.html
- [13] ANSI AGMA 6034- B92- Practice for Enclosed Cylindrical Wormgear Speed Reducers and Gearmotors. AGMA STANDARD
- [14] Teoría de máquinas. TEMA 8: MECANISMO DE CONTACTO DIRECTO: ENGRANAJES. Universidad Pública de Navarra
- [15] ASTM D445: Standard Test Method for Kinematic Viscosity of Transparent and Opaque Liquids
- [16] R.S. Khurmi & J.K. Gupta. A textbook of Machine Design. (S.I. Units)
Chapter 14. Shafts
- [17] Fundamentals of Machine Elements, 3rd ed. Schmid, Hamrock and Jacobson. Chapter 15: Helical, Bevel and Worm Gears
- [18] ISO 6336-1 Second edition 2006-09-01. Calculation of load capacity of spur and helical gears –
- [19] A. L. Casillas- MÁQUINAS: Cálculos de taller