



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA

CAMPUS D'ALCOI

Diseño y fabricación de una
maquina para la determinación
de el grado de calidad de los
engranajes fabricados de pequeño
modulo, mediante el método
Doble Flanco.

Realizado por:
Daniel Ruiz Vilches

Supervisado por:
Samuel Sanchez Caballero

Grado en Ingeniería Mecánica

Convocatoria de defensa: Septiembre de 2017

Resumen

Este proyecto trata sobre la verificación de la calidad de los engranajes, se estudian los principales errores de los engranajes y los principales métodos de verificación.

Se elige el método de verificación mas adecuado para nuestro caso, en este caso es el método Doble Flanco.

La metrología de los engranajes es larga y compleja, sin embargo en los capítulos del proyecto se encuentra toda la información resumida de las normas y los artículos técnicos que hablan de este método. Permitiendo establecer los criterios mas interesantes para el diseño de este tipo de maquina.

Se añaden criterios según las especificaciones de los engranajes a medir, este tipo de especificaciones suponen una dificultad adicional, ya que con una sola maquina hay que incorporar y medir gran variedad de tamaños, variedad de velocidades, variedad de cargas, etc.

Para cumplir todas estas especificaciones se desarrollan multitud de prototipos, estudiando los tipos de materiales mas adecuados, las cargas a soportar, el desgaste de elementos, búsqueda de elementos estandarizados, etc. Llegando a una solución final de conjuntos que efectúan una función en la maquina.

Índice

1	Introducción	7
1.1	Justificación académica del proyecto	10
1.2	Justificación técnica del proyecto	11
1.3	Objetivos del proyecto	12
2	Estudio de mercado	13
2.1	Estudio del estado del arte	13
2.1.1	Inspección de Engranajes	13
2.1.2	Calidad de los Engranajes	14
2.1.3	Grado de calidad adecuado	17
2.1.4	Mediciones singulares	18
2.1.5	Mediciones Funcionales	21
2.1.6	Normas útiles para la fabricación de maquinas de medición de engranajes	23
2.2	Determinación del método aplicado	25
2.3	Análisis de la competencia	27
2.4	Método Doble Flanco	31
2.4.1	Valores a interpretar	32
2.4.2	Adquisición de datos	37
2.4.3	Engranajes patrón	39
2.5	Calidades proceso de fabricación	42
3	Requerimientos y especificaciones	43
3.1	Distancia entre centros	43
3.2	Incertidumbre de la medida	45
3.3	Vel. de giro	46
3.4	Tolerancias geométricas	47
3.5	Presión del muelle	49

4	Prediseños y posibles soluciones	51
4.1	Ejes contrapuestos verticales	51
4.2	Prototipo ejes verticales y horizontales	52
4.3	Prototipo transmisión por fricción	53
4.4	Prototipo suplementario intercambiable	53
4.5	Prototipo final de prediseño	54
5	Características básicas de la máquina	55
5.1	Descripción general de la máquina	56
5.2	Descripción de los subconjuntos de la maquina	57
5.2.1	Bancada principal	57
5.2.2	Porta eje fijo	58
5.2.3	Sistema transmisión	59
5.2.4	Guía lineal	60
5.2.5	Soporte móvil	61
5.2.6	Conjunto presión medición	62
5.2.7	Husillo	63
5.3	Descripción del funcionamiento de la máquina	64
5.3.1	Movimiento Principal	64
5.3.2	Movimientos secundarios	67
6	Cálculos justificativos	71
6.1	Esfuerzos de transmisión	71
6.1.1	Conjunto engranaje patrón y engranaje de prueba	72
6.1.2	Conjunto rueda de fricción y engranaje patrón	74
6.1.3	Árbol de transmisión principal	75
6.1.4	Par y rpm necesarios en el motor	76
6.2	Desgaste por adhesión	77
6.2.1	Numero de ciclos útiles	77
6.3	Deformación del conjunto	79
6.3.1	Comportamiento Soporte fijo	79
6.3.2	Comportamiento Eje patrón	80
6.3.3	Comportamiento Pinza soporte	81
7	Elección de productos estandarizados	83
7.1	Cojinetes de fricción	83
7.2	Perfiles de bancada	84
7.3	Nonio presión muelle	84
7.4	Muelles	85

7.5 Manivela	85
7.6 Guías lineales	86
7.7 Anillos elásticos DIN 471	87
7.8 Tornillería	87
7.9 Acoplamiento motor.	88
7.10 Sensor de medición.	89
7.11 Moto reductor	91
7.12 Engranajes patrón	92
8 Selección de los materiales.	93
8.1 Ejes de los engranajes.	93
9 Presupuesto y planificación	95
9.1 Coste materias primas	95
9.2 Coste de elementos	96
9.3 Coste mano de obra.	98
9.4 Presupuesto total.	98
9.5 Planificación diagrama de grantt	99
10 Planos	101

Listado de Símbolos

SÍMBOLO	SIGNIFICADO	UNIDADES
a	Distancia entre centros	mm
ad	Distancia entre centros de prueba	mm
d_p	Diámetro primitivo	mm
d_{ext}	Diámetro de cabeza	mm
d_b	Diámetro de base	mm
F_{id}	Desviación radial compuesta total	μm
f_{id}	Desviación radial compuesta diente a diente	μm
F_r	Descentraje	μm
f_e	Excentricidad	mm
m	modulo	mm
z	Numero de dientes	–
α	Ángulo de presión	grados
Mr	Momento resistente	Nmm

Listado de Acrónimos

AGMA: American Gear Manufacturers Association (Asociación Estadounidense de Fabricantes de Engranajes)

DF: Double Flank (Ensayo de rodadura a dos flancos)

DIN: Deutsches Institut für Normung (Instituto Alemán de Normalización)

FEM: Finite Element Method. Metodo del elemento finito

GMI: Gear Measurement Instrument (Máquina automática de medir engranajes)

ISO: International Organization for Standardization (Organización Internacional para la Normalización)

JIS: Japanese Engineering Standards Committee (Comité Japonés de Normalización de Ingeniería)

MMCs: Máquina de Medir por Coordenadas

VDI :Verein Deutscher Ingenieure (Asociación Alemana de Ingenieros)

UNE: Norma española

Capítulo 1

Introducción

Los engranajes aparecen en la vida cotidiana y sin apenas darnos cuenta. Se pueden encontrar en sitios muy dispares, desde una caja de cambios de un automóvil hasta un saca corchos de cocina, incluso en la naturaleza de forma natural en la patas de un insecto llamado Issus . No obstante los engranajes son muy antiguos y vienen empleándose durante siglos, nadie sabe a ciencia cierta ni cuando ni donde se inventaron los engranajes,el filósofo griego Aristotles (34-322 a.C.) ya los mencionaba en sus escritos. Se cree que empezaron a utilizarse cuando el ser humano intento cambiar la fuerza humana por la tracción animal en el bombeo de aguas de los pozos y ríos [1].

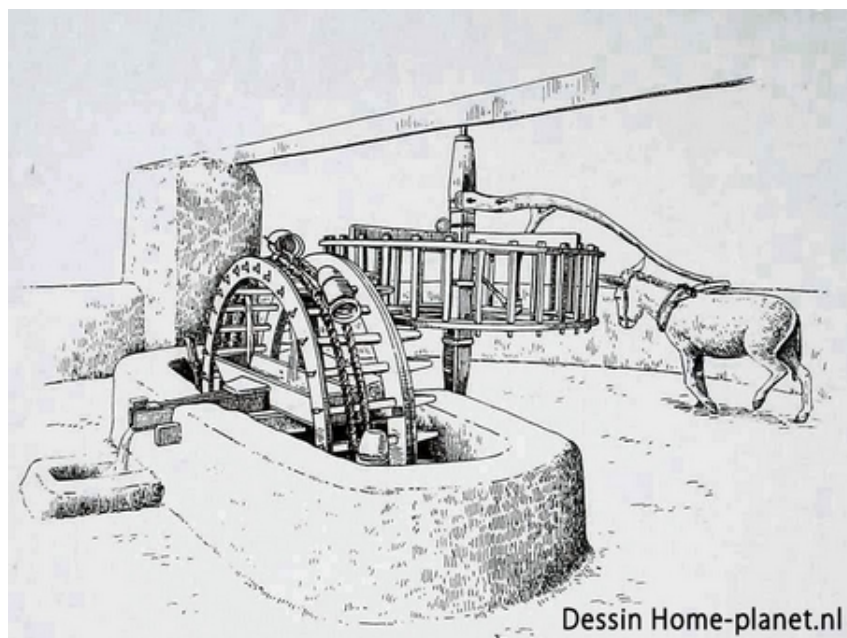


Imagen 1.1: Rueda de sangre

Uno de los mecanismos mas antiguos que se conservan en la actualidad, debido a que esta construido en bronce, es el Mecanismo de Anticiteria datado alrededor del año 100 a.C. Se trata de un predecesor a la brújula actual que utilizaban los marineros para orientarse.



Imagen 1.2: Mecanismo de Anticiteria

Sin embargo la inspección de engranajes es muy reciente, fue impulsada por los requerimientos en la industria, sobre todo en la revolución industrial, en la generación de electricidad y la invención de los rodamientos ya que se requería transmitir altas cargas a altas velocidades. La primera patente sobre inspección de engranajes fue en 1922 con el método Medición del Flanco de Involuta por Generación (ver imagen 1.3), realizada por una empresa Suiza, esto le permitió realizar controles de calidad en la producción.

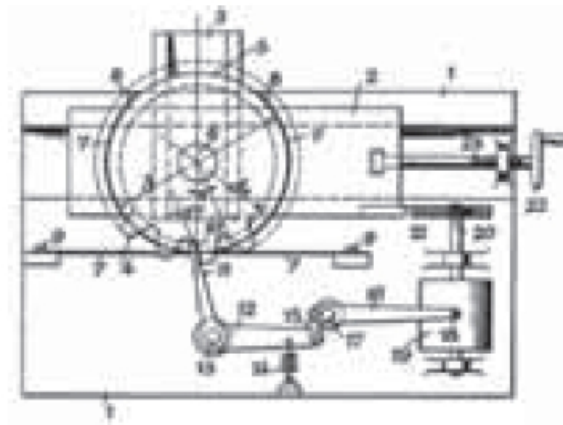


Imagen 1.3: Patente Método medición del flanco por involuta (fuente [1])

El hecho de tener la capacidad de examinar los engranajes, cuestionó los procesos de fabricación, permitiendo mejoras en los procesos.

Desde entonces continuo la innovación en maquinaria para la inspección de engranajes, alrededor de 1930 se empezó a conseguir una fabricación aceptable de los engranajes helicoidales, permitiendo la introducción de estos en el sector del automóvil. Alrededor de 1945 se invento una maquina para medir el paso de los engranajes helicoidales. Los procesos siguieron evolucionando junto al resto de otras tecnologías, permitiendo crear maquinaria que podía medir de forma.

A pesar de haber pasado tres cuartos de siglo desde la primera patente, hoy en día seguimos teniendo problemas con la obtención de los grados de calidad, ya que no existen normas estrictas que normalicen los métodos ni las maquinas. De este manera pueden haber grandes variaciones entre fabricantes. Lo recomendable hasta el momento es que fabricante y cliente establezcan las tolerancias y los métodos para la determinación de la calidades.

1.1 Justificación académica del proyecto

Los motivos académicos que justifican este proyecto es la profundización y aplicación de los diferentes conocimientos adquiridos en las asignaturas cursadas en el grado con el fin de asentar los conocimientos. Concretamente:

- Calculo de elementos de maquinas y desgaste.
- Elección de los materiales.
- Diseño 3D y simulación PLM.
- Elaboración de planos.
- Adquisición de datos.
- Mecanizado de los elementos.
- Transferencia de cotas.
- Elaboración de un proyecto real.
- Calculo de costes.

1.2 Justificación técnica del proyecto

Los motivos por lo que es necesario realizar el proyecto es debido al requerimiento por parte de una empresa, la cual tiene dificultades con en el dimensionamiento, precalculo y control de calidad de lo engranajes fabricados. Debido a la falta de datos como el grado de calidad del engranaje. La obtención de este dato permitiría conocer las limitaciones en cuanto capacidad de calidad en la producción y reducir costes de toda la cadena de producción, ayudando a diagnosticar engranajes defectuosos, que actualmente solo pueden ser detectados por una prueba final. La línea naranja de la imagen 3, representa la nueva línea de inspección.

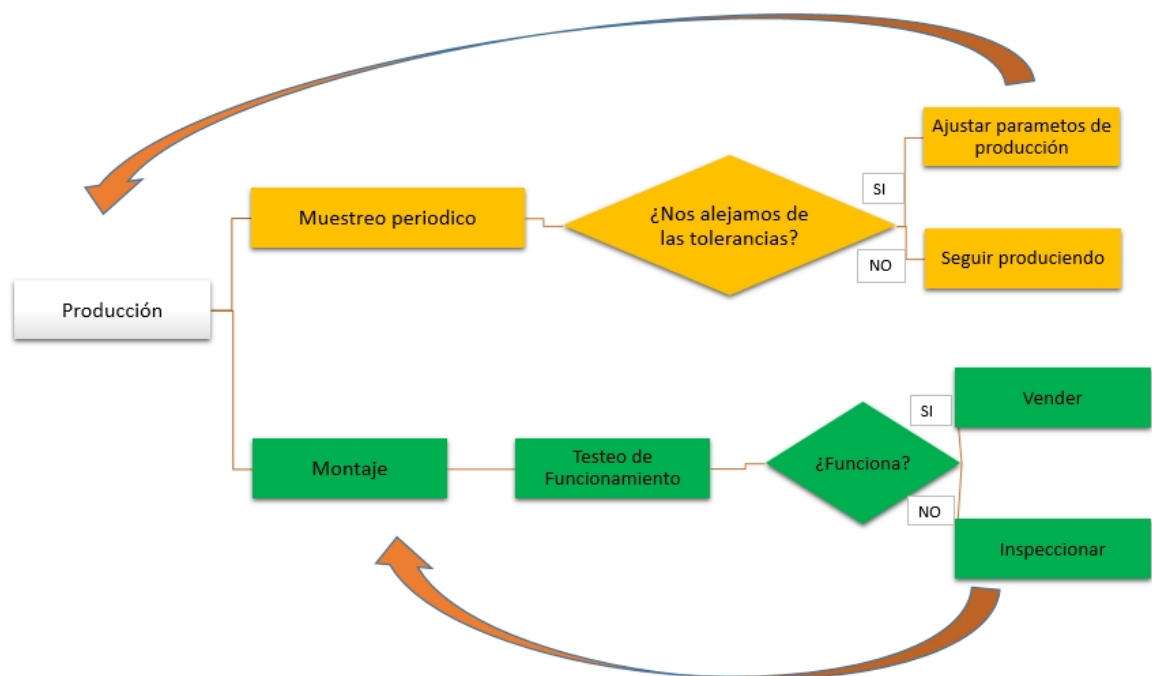


Imagen 1.4: Diagrama de funcionamiento (fuente propia)

1.3 Objetivos del proyecto

El objetivo principal del proyecto es solventar el problema planteado por la empresa fabricante de engranajes, encontrando la solución más idónea para la determinación del grado de calidad.

Los objetivos más concretos para lograr el objetivo principal son los siguientes:

- En primer lugar encontrar el método que más se adapte a las exigencias de la empresa, conociendo los tamaños de los engranajes, tipos de engranajes, leyendo y revisando todas las publicaciones relacionadas.
- Segundo conocer y entender la normativa actual que vigente aplicada a los grados de calidad (ISO, DIN, VDI, AGMA, UNE, JIS).
- Tercero elaborar, diseñar y fabricar una máquina con el método establecido cumpliendo las normas que incluyan apartados para la fabricación de instrumentos de medida para engranajes.
- Cuarto conocer los métodos de calibración del instrumento y sus posibles compensaciones.
- Quinto líneas de trabajo en el futuro y conclusiones obtenidas.

Capítulo 2

Estudio de mercado

2.1 Estudio del estado del arte

2.1.1 Inspección de Engranajes

La inspección de los engranajes comienza con las tareas cotidianas en el taller y se extiende al laboratorio de fabricación para la evaluación de equipos analíticos complejos. Algunos o todos estos procedimientos son necesarios para mantener el control del proceso y para producir piezas a la calidad requerida. En particular, la inspección puede ayudar a controlar lo siguiente:

- Tamaño del engranaje.
- Calidad de acabado.
- Montaje de fijación en la máquina.
- Conimagención de la máquina.
- Calidad de pieza en blanco
- Estado de la herramienta de corte.
- Montaje y calibración de la herramienta de corte.
- filado y tamaño correcto de la herramienta de corte.
- Proceso de tratamiento térmico.

2.1.2 Calidad de los Engranajes

Un buen engranaje sería aquel que con el mínimo peso, mínimo desgaste y ruido, fuera capaz de transmitir la máxima potencia durante su ciclo de vida establecido. Obviamente los procesos de producción tienen sus limitaciones, produciendo errores de fabricación, los errores de fabricación que se pueden encontrar en un engranaje son los siguientes:

- Error de paso del diente.



Imagen 2.1: Error de paso de diente (fuente:KHK)

- Error de la forma de envolvente.



Imagen 2.2: Error de la forma de envolvente (fuente:KHK)

- Error de la línea de flanco.



Imagen 2.3: Error de la línea de flanco (fuente:KHK)

- Error de excentricidad con el eje de giro.



Imagen 2.4: Error de excentricidad con el eje de giro (fuente:KHK)

- Contacto correcto del diente.



Imagen 2.5: Contacto correcto del diente (fuente:KHK)

Las tolerancias necesarias respecto a los errores anteriores, se encuentran en las normas (ISO,AGMA,DIN,ANSI,UNE...) que clasifican unas tolerancias específicas según un grado de calidad. Para determinar el grado de calidad del engranaje se han establecido dos tipos de medición, medición funcional y medición analítica (ver imagen 2.6).

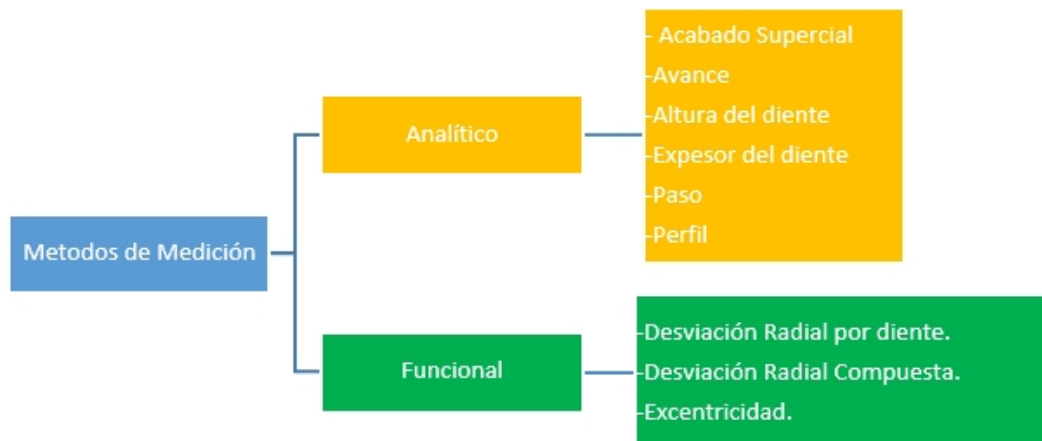


Imagen 2.6: Diagrama métodos de medición (Fuente propia)

La norma ISO 1328-1:2014 es la mas actualizada, hace referencia a las tolerancias de las mediciones analíticas, la segunda parte ISO 1328-2:1997 hace referencia a las mediciones funcionales , dándonos las tolerancias de los errores compuestos. Actualmente todas las normas están estandarizadas, siguiendo el patrón de ISO 1328 dándonos un grado de calidad del 4 al 12, siendo el 4 el de mayor calidad.

Las tolerancias las muestra en forma de tabla (ver imagen 2.7), son establecidas según el diámetro primitivo y modulo, como es obvio cuanto mas grande es el engranaje mayores son sus tolerancias.

Table A.1 - Total radial composite tolerance, F_i''

Reference diameter d mm	Normal module m_n mm	Accuracy grade									
		4	5	6	7	8	9	10	11	12	
		F_i'' μm									
$5 \leq d \leq 20$	$0,2 \leq m_n \leq 0,5$	7,5	11	15	21	30	42	60	85	120	
	$0,5 < m_n \leq 0,8$	8,0	12	16	23	33	46	66	93	131	
	$0,8 < m_n \leq 1,0$	9,0	12	18	25	35	50	70	100	141	
	$1,0 < m_n \leq 1,5$	10	14	19	27	38	54	76	108	153	
	$1,5 < m_n \leq 2,5$	11	16	22	32	45	63	89	126	179	
	$2,5 < m_n \leq 4,0$	14	20	28	39	56	79	112	158	223	
$20 < d \leq 50$	$0,2 \leq m_n \leq 0,5$	9,0	13	19	26	37	52	74	105	148	
	$0,5 < m_n \leq 0,8$	10	14	20	28	40	56	80	113	160	
	$0,8 < m_n \leq 1,0$	11	15	21	30	42	60	85	120	169	
	$1,0 < m_n \leq 1,5$	11	16	23	32	45	64	91	128	181	
	$1,5 < m_n \leq 2,5$	13	18	26	37	52	73	103	146	207	
	$2,5 < m_n \leq 4,0$	16	22	31	44	63	89	126	178	251	
	$4,0 < m_n \leq 6,0$	20	28	39	56	79	111	157	222	314	
	$6,0 < m_n \leq 10$	26	37	52	74	104	147	209	295	417	

Imagen 2.7: Ejemplo tabla de tolerancias error total compuesto (Fuente [3])

En el caso de que el rango de tamaño del engranaje no este en las tablas, se puede emplear la formulación que determina el grado de calidad 5 de cada parámetro(ver formula 2.1). Para bajar o subir de grado se puede hacer uso de la formula 2.2 sustituyendo el valor Q por el valor de calidad que se requiere hallar y multiplicar por el parámetro. Lo mismo seria multiplicar por $\sqrt{2}$ para subir un grado y dividir para bajar un grado.

$$Fi = (3, 2m_n + 1, 01\sqrt{d} + 6, 4) \tag{2.1}$$

$$2^{0,5(Q-5)} \tag{2.2}$$

Los valores de las ecuaciones deben ser redondeados de la siguiente manera [3]:

- Si es mayor de 10 micrómetros, se redondea al numero entero más cercano.
- Si es menor a 10 micrómetros pero mayor a 5 micrómetros, se redondea a 0,5 micrómetros mas cercanos.
- Si es menor de 5 micrómetros, se redondea a 0,1 micrómetros más cercanos.

2.1.3 Grado de calidad adecuado

No existe un criterio único para determinar el grado de calidad requerido, ya que el diseño y precalculo de engranajes depende de multitud de factores. Lo que si que existe son recomendaciones dependiendo de la aplicación(ver tabla 2.1) y la velocidad de la línea de paso (ver tabla 2.2) , naturalmente debemos evitar fabricar con un grado de precisión mayor al necesario, ya que esto aumentaría los costes de producción enormemente.

APLICACIÓN	NUMERO DE CALIDAD (ISO)
Accionamiento de tambor mezclador de cemento	[12]
Horno de cemento	[12-10]
Impulsores de laminadoras de acero	[12-10]
Cosechadoras de granos	[12-10]
Grúas	[12-10]
Prensas de punzonado	[12-10]
Transportador de mina	[12-10]
Máquina para fabricar cajas de papel	[9-11]
Mecanismo de medidores de gas	[10-8]
Taladro pequeño	[8-10]
Lavadora de ropa	[9-6]
Prensa de impresión	[8-6]
Mecanismo de calculo	[7-6]
Transmisión automotriz	[7-6]
Accionamiento de antena de radar	[7-5]
Accionamiento de propulsión marina	[10-5]
Accionamiento de motor de avión	[3-7]
Giroscopio	[4-2]

Tabla 2.1: Grados de calidad recomendados según velocidad (adaptación Fuente [5])

Velocidad de línea de paso	Numero de calidad (ISO)
[0-244]	[10-8]
[244-610]	[8-6]
[610-1219]	[6-4]
[mas de 1219]	[4-2]

Tabla 2.2: Grados de calidad recomendados según velocidad (Fuente [5])

2.1.4 Mediciones singulares

El tamaño y disposición de los engranajes es muy diverso, por ello que existen multitud de métodos para realizar la medición de errores singulares, desde los métodos mas tradicionales manuales, hasta modernas maquinas automáticas MMCs y GMIs.

Las inspecciones manuales se pueden realizar a pie de taller o laboratorio, se utilizan herramientas sencillas como micrómetros y relojes comparadores adaptados. Las mas usuales son las siguientes:

- Grosor de los dientes o espesor cordal: Tradicionalmente se utiliza un pie de rey adaptado. Tan solo puede ser utilizado en engranajes de gran tamaño debido a su funcionalidad, este tipo de medición añade el error del diámetro exterior del engranaje.

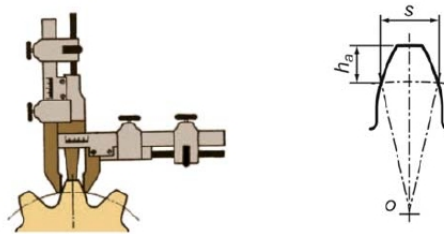


Imagen 2.8: Ejemplo medición espesor (Fuente [6])

- Inspección de la cuerda W_k :
Es una forma de medir la suma de los espesores de los dientes(k), es mas fiable que el método anterior ya que no depende de los posibles errores de torneado del diámetro exterior. Es el mas empleado ya que no requiere útiles especiales y se puede realizarse con un pie de rey de platillos.

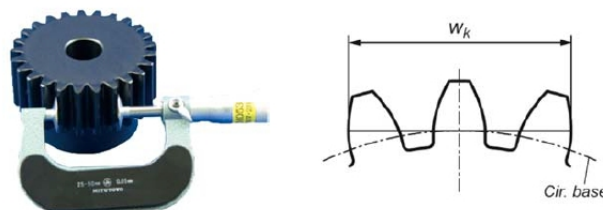


Imagen 2.9: Ejemplo medición Longitud cordal (Fuente [6])

■ Inspección de Excentricidad:

Mediante un reloj comparador a una distancia fija del centro de la rueda, se recorren los huecos de entre dientes. La punta puede ser una bola o un cono. La diferencia entre la medida máxima y mínima se le denomina ronout.

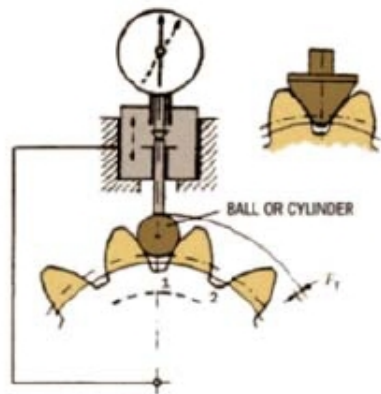


Imagen 2.10: Ejemplo medición excentricidad (Fuente [6])

■ Inspección de paso:

La desviación del paso es la diferencia entre la posición teórica y la posición real de cada diente. Existen dos métodos distintos para determinar la diferencia de paso de los dientes. Uno utiliza un dispositivo de medición de una sola sonda con un endocer angular eléctrico. El segundo sistema utiliza dos sondas para obtener datos sucesivos de los flancos de diente adyacentes a medida que se hace girar el engranaje. Los datos obtenidos del sistema de dos sondas deben ser corregidos matemáticamente para obtener valores de espaciado, por lo tanto es una medida indirecta. El sistema de sonda única es el más preciso y el sistema preferido.

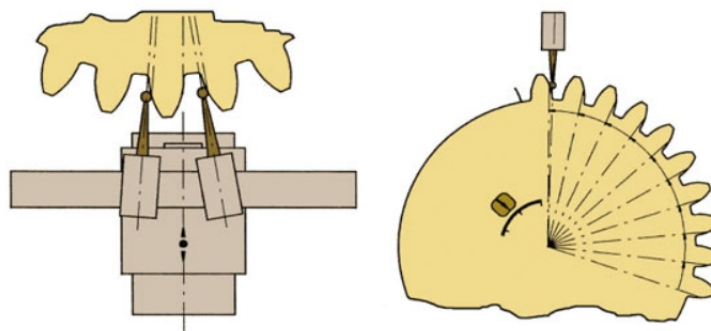


Imagen 2.11: Ejemplo medición del paso (Fuente [6])

- Medición mediante maquinas GMI_S : Las maquinas GMI_S son máquinas de control numérico, se pueden programar ciclos de palpado en función del tipo de engranaje y parámetro a analizar. Estas maquinas no solo son capaces de efectuar medidas sobre engranajes, también pueden efectuar medidas en las herramientas de cortes, realizando un diagnostico de la herramienta.



Imagen 2.12: Maquina inspección de engranajes CNC o GMI_S (fuente gleason)

- Medición mediante maquinas MMC_S : Es tipo de maquina multifunción, la cual se puede adaptar añadiendo accesorios como palpa dores de múltiples puntas o mesas giratorias. En cualquier caso como sistema automático tiene la capacidad de medir y verificar eliminando error del operador.

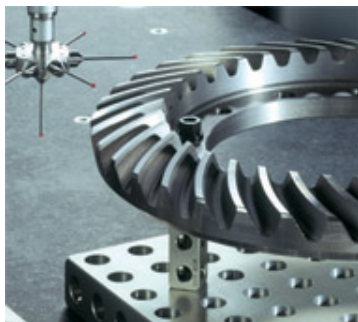


Imagen 2.13: Maquina inspección de engranajes medición por coordenadas (fuente frencio)

■ Ensayos a un flanco:

La distancia entre centros es fija según las condiciones de funcionamiento del engranaje a probar (ver imagen 2.14). Los datos a obtener son las diferencias de giro de ambos engranajes o el error de transmisión, esta diferencia de giro es información tangencial del engranaje.

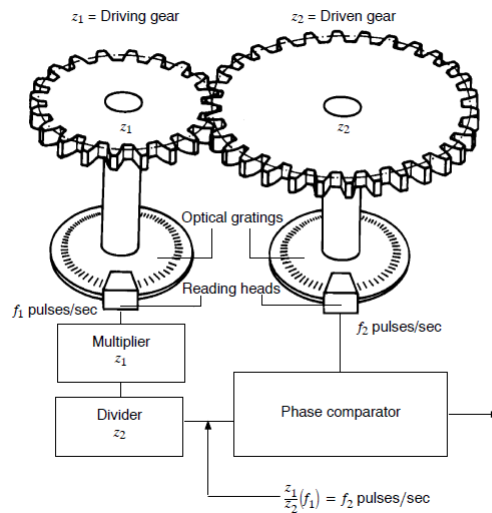


Imagen 2.15: Medición a un Flanco-Error de transmisión (fuente [7])

■ Ensayos a doble flanco:

Los dos engranajes tanto el de prueba como el patrón están a distancia mínima de entre centros obligados por un muelle (ver imagen 2.14), quedando uno de los engranajes libre radial mente, las desviaciones registradas son principalmente radiales.

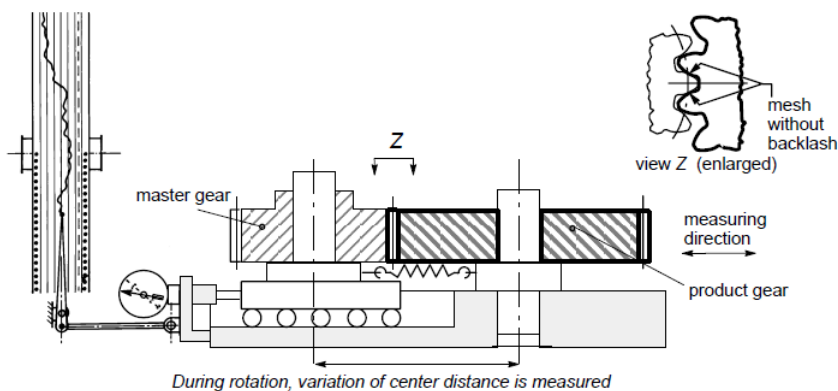


Imagen 2.16: Medición doble flanco Fuente [8])

El ultimo método desarrollado se denomina Analisis de flancos RWS, esta basado en la técnica de comparación por rodadura como los dos anteriores, con la diferencia que utiliza patrones especiales (ver imagen 2.17), estos patrones permiten evaluar las desviaciones de forma singular por diente, eliminando así la desviación compuesta debida a el factor de contacto.

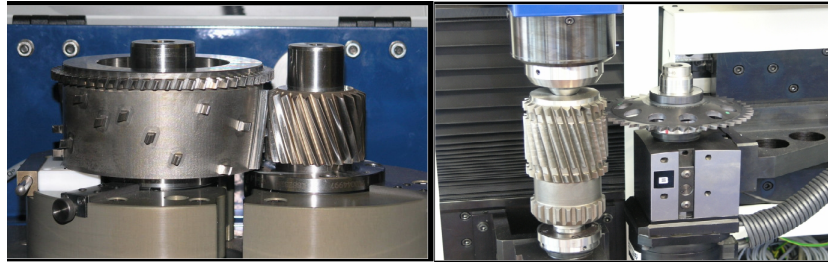


Imagen 2.17: Ejemplo método RWS (Fuente Frenco)

2.1.6 Normas útiles para la fabricación de maquinas de medición de engranajes.

No hay ninguna norma que nos defina exactamente que y como tiene que realizarse una maquina para la medición de engranajes, por ese motivo existen grandes variaciones de resultados cuando se utilizan maquinas de diferentes fabricantes[11].

La única información que podemos encontrar son recomendaciones y definiciones breves, en este apartado se intentan recoger las normas mas importantes según criterio propio.

- ISO 1328-1:2013 "Definiciones y valores permisibles de desviación relevantes a los flancos de los engranajes"

Esta parte de ISO 1328 establece un sistema de exactitud pertinente a los flancos correspondientes de los engranajes cilíndricos individuales de envolvente.

Especifica las definiciones apropiadas para los términos de tolerancia del diente del engranaje, la estructura del sistema de la precisión del engranaje y los valores permitidos de desviaciones del diente, las desviaciones totales del perfil y las desviaciones totales de la hélice[2].

- ISO 1328-2:1997 "Definiciones y valores admisibles de desviaciones relevantes para las desviaciones radiales compuestas y información de excentricidad".

Esta parte del ISO 1328 establece un sistema de precisión que es relevante para desviaciones compuestas radiales de engranajes cilíndricos individuales. Especifica las definiciones apropiadas de los términos de exactitud del diente de engranaje, la estructura del sistema de precisión del engranaje y el valor admisible de las desviaciones antes mencionadas.

El sistema de precisión compuesto radial tiene diferentes rangos de grado que los rangos elementales en ISO 1328-1. Los rangos de diámetro y módulo para las desviaciones y desviaciones radiales de los materiales compuestos también son diferentes [3].

- AGMA 915-1-A02 "Prácticas de inspección - Parte 1: Engranajes cilíndricos -Mediciones tangenciales"

Esta hoja informativa constituye un código de prácticas. Las mediciones tangenciales en los flancos de Engranajes cilíndricos de involución individuales, es decir, medición de paso, perfil, hélice y características tangenciales compuestas[7].

- AGMA 915-2-A05 "Prácticas de inspección - Parte 2: Engranajes cilíndricos-Mediciones Radiales"

Esta hoja informativa constituye un código de prácticas que se ocupa de la inspección pertinente a las desviaciones radiales compuestas. Es decir, mediciones referidas al método doble flanco[8].

- AGMA 915-3-A99 "Prácticas de inspección - Discos, distancia entre centros y paralelismo"

Esta hoja informativa proporciona los valores recomendados para las desviaciones dimensionales en los discos, distancia entre centros y paralelismo de los ejes de los engranajes [9].

- AGMA 935-A05 Recomendaciones relativas a la evaluación de las maquinas de doble flanco"

Esta hoja informativa proporciona procedimientos de calificación para las maquinas de doble flanco que se utilizan para la evaluación de las desviaciones radiales compuestas de los engranajes . Se incluyen recomendaciones para el establecimiento de un entorno adecuado. También se proporcionan los criterios del artefacto y el procedimiento de análisis sugeridos [4].

- AGMA 2116-A05 "Evaluación de los probadores de doble flanco para la medición radial compuesta de engranajes"

Esta norma proporciona métodos de evaluación para los probadores de doble flanco utilizados para la medición radial compuesta de engranajes. Se dan recomendaciones para el uso de la maquina [10].

- AGMA 10064-5-A06 "Código de prácticas de inspección-Parte 5: Recomendaciones relativas a las evaluaciones de instrumentos de medida de engranajes"

Esta hoja de información provee información adicional y ejemplos para apoyar la implementación de ANSI / AGMA ISO 18653. Provee procedimientos de evaluación y calibración de procesos de medición para el espesor del diente,hélice, paso, excentricidad y altura del diente [12].

Actualmente el grupo llamado ISO TC 60, esta trabajando para la estandarización mundial de los engranajes, hasta la fecha lo mas recomendable es llegar a un acuerdo entre proveedor y cliente de los métodos para la determinación de las calidades.

El grupo ISO TC 60 esta compuesto por los principales institutos de estandarización del mundo, ANSI,DIN,JISC, etc.

2.2 Determinación del método aplicado

Aun que los controles de calidad sean necesarios, es obvio que ralentizan el proceso de producción. En este caso se trata de realizar un control de calidad por muestreo, lo ideal seria un método rápido y directo de comprobar la calidad del engranaje. Si comparamos las ventajas(ver tablas 2.3, 4.1) de los métodos descritos en los apartados 2.1.4 y 2.1.5 es indudable que el mas indicado seria un método funcional.

MÉTODOS FUNCIONALES	
VENTAJAS	DESVENTAJAS
Método rápido y directo	No puede singularizar los errores
Forma directa de comprobar la calidad	Difícil diagnostico de las causas
Se asemeja a las condiciones de funcionamiento	

Tabla 2.3: Ventajas y desventajas métodos funcionales (fuente propia)

MÉTODOS SINGULARES	
VENTAJAS	DESVENTAJAS
Instrumental sencillo	Tan solo engranajes grandes y medianos
Permite un diagnostico del grado de calidad	Gran cantidad de medidas singularizadas

Tabla 2.4: Ventajas y desventajas métodos singulares (fuente propia)

Entre los métodos funcionales quedaría elegir entre los ensayos a un flanco y el doble flanco. En un principio el mas indicado seria el ensayo a un flanco, permite llegar a resultados mas singularizados que el doble flanco, muestra información del error de transmisión algo muy importante ya que se puede asociar directamente con el ruido y la precisión. Sin embargo el método a un flanco es notablemente mas caro que el doble flanco, debido a que hay que incorporar dos encoders angulares de alta precisión y resolución, como se aprecia en el ejemplo(ver imagen 2.18) para una calidad 7, se requeriria un encoder con $0,004^\circ$ de precision. Estos encoders existen para aplicaciones médicas pero superan los 12000eur.

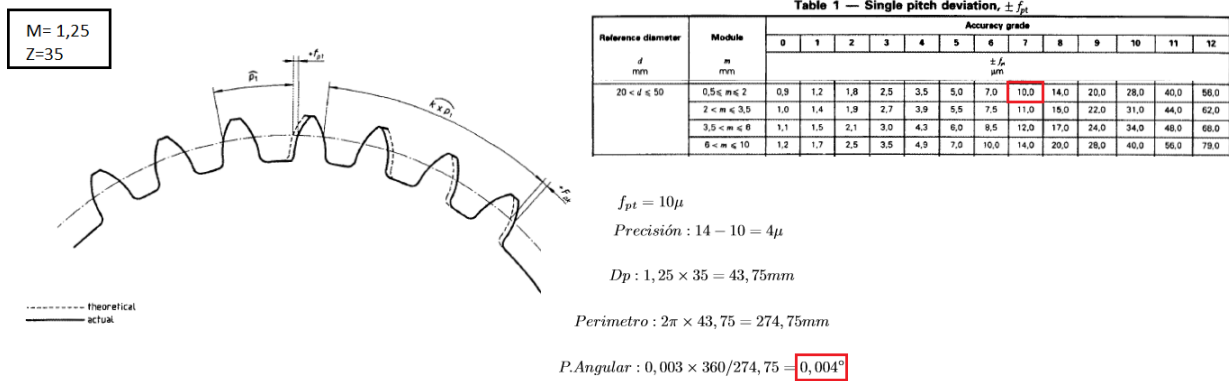


Imagen 2.18: Ejemplo precisión angular necesaria (fuente propia)

Por lo tanto el mas óptimo en este caso seria el método doble flanco, siendo menos complejo, mas barato y con la información necesaria que requerimos.

El ensayo rollscan queda descartado ya que es un producto reciente, patente de freno y ni siquiera las normas lo contemplan.

2.3 Análisis de la competencia

Como el método a desarrollar es el método doble flanco, vamos a centrar el análisis a este tipo de máquinas. Dentro de varios fabricantes podemos encontrar máquinas de diferente tamaño y prestaciones, desde máquinas para engranajes de pequeño tamaño (ver imagen 2.19, 2.22) hasta engranajes de gran tamaño (ver imagen 2.20). La disposición general de los ejes en estas máquinas es vertical con contrapunto (ver imagen 2.20) y sin contrapunto, aunque también podemos encontrar máquinas con ejes horizontales (ver imagen 2.23). A continuación se clasifican y describen las posibles máquinas que podemos encontrar en el mercado.

- Frenco ZWP 06 Máquina universal para engranajes de pequeño tamaño. Máquina de dimensiones reducidas, es de las más pequeñas que se pueden encontrar en el mercado, como se aprecia en las características (ver tabla 2.5), permite montar micro engranajes desde módulos 0,15mm.



Imagen 2.19: Máquina frenco ZWP 06 (fuente frenco)

Distancia entre centros	12-85mm
Diámetro máximo	aprox 80mm
Altura máxima	10mm
Fuerza ajustable	0-5N
Tracción	Motorizado
Módulos	0,15mm a 1mm

Tabla 2.5: Características ZWP 06 (fuente frenco)

- Frenco ZWP 18 máxima precisión. Máquina con contrapunto para el engranaje de prueba, permite inspeccionar el conjunto eje y engranaje montados.



Imagen 2.20: Máquina frenco ZWP 18 (fuente frenco)

Distancia entre centros	45-175mm
Diámetro máximo	aprox 200mm
Altura máxima	15mm
Fuerza ajustable	0-20N
Tracción	Motorizado
Precisión maxima	0,002mm

Tabla 2.6: Características ZWP18 (fuente frenco)

■ HY MT671DF .

Maquina de la marca japonesa HY, su característica principal es que los ejes están montados de forma horizontal con contrapunto, permitiendo montar conjuntos piñon corona.

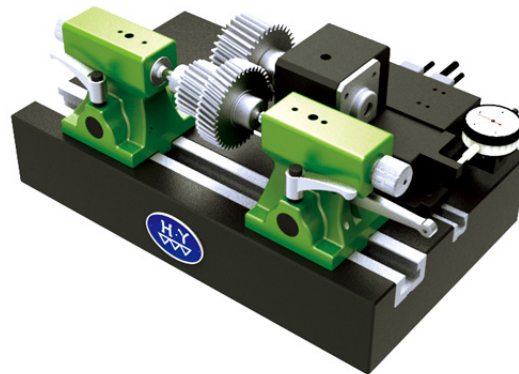


Imagen 2.21: Maquina HY MT671DF(fuente HY)

Distancia entre centros	200-1000mm
Diámetro máximo	aprox 600mm
Anchura maxima	300mmm
Fuerza ajustable	0-85N
Paralelismo horizontal	0,005mm
Paralelismo vertical	0,006mm
Tracción	Motorizado

Tabla 2.7: Características MT671DF (fuente HY)

■ NiTM DF-10 Series.

Maquina de la marca japonesa Nippon ITM, es de las mas versátiles del mercado, con su sistema doble corredera, una para la distancia entre centros y otra para la medición, la tracción al engranaje patrón es por fricción(ver imagen 2.23) facilitando el diseño.

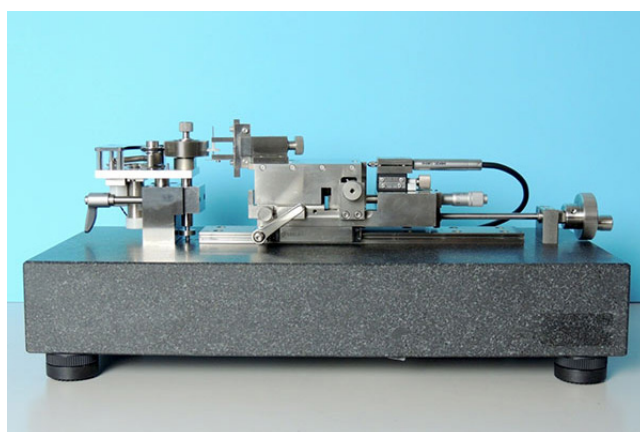


Imagen 2.22: Maquina NiTM DF-10 (fuente NiTM)



Imagen 2.23: Transmisión por fricción (fuente NiTM)

Diámetros de los engranajes	1,5-250mm
Modulo	0,1-1,6mm
Diámetro máximo	aprox 80mm
Altura máxima	10mmm
Fuerza ajustable	0-40N
Máximo peso del engranaje	50N
Peso de la maquina	240N
Tracción	Motorizado por fricción
Vel.motor	0-12rpm

Tabla 2.8: Características NiTM DF-10 (fuente propia)

2.4 Método Doble Flanco

El método doble flanco pertenece a la categoría de mediciones funcionales, nos proporciona información sobre el funcionamiento del engranaje, concretamente información radial. Este comportamiento supone una ventaja por su sencillez, pero puede confundir los errores de paso con excentricidades, ya que generan el mismo patrón radial. Una pareja de engranajes es acoplado con atraque cero, lo cual quiere decir que ambos flancos del engranaje están en contacto (ver imagen 2.24).

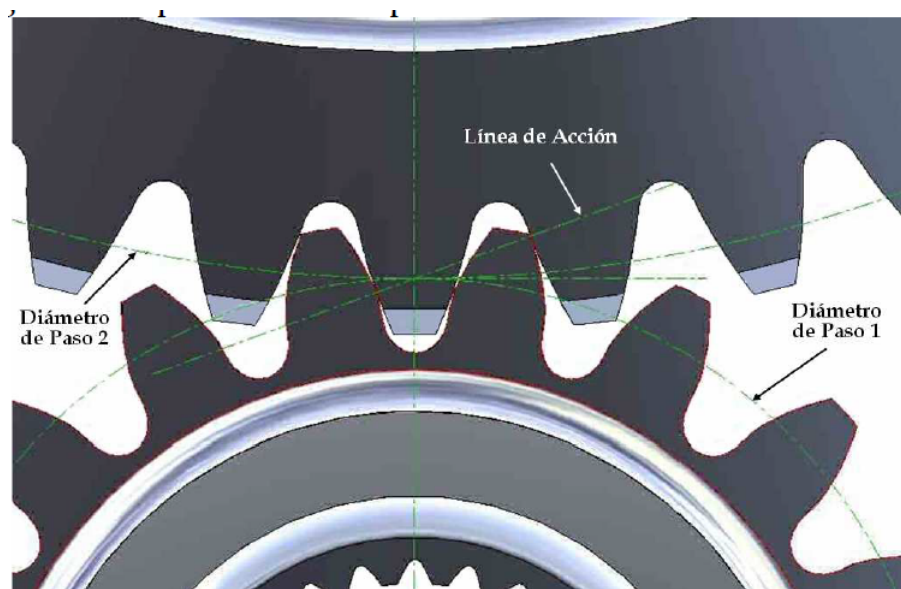


Imagen 2.24: Contacto doble flanco (fuente Gear Co)

La disposición de los engranajes es uno fijo y el otro libre axial mente, permitiendo el giro de ambos. Las normas no hacen inca pie en cual debe de ser el fijo y el libre, por lo tanto la disposición es indiferente ya que independientemente de la posición al girar uno respecto al otro en un firme acoplamiento se generaran desviaciones radiales.

Estas desviaciones son de vidas a los errores de fabricación que se exponen en el apartado "2.1.2", además de estos errores también pueden interferir rebabas, arañazos, deformaciones por golpes, etc.

Mientras los dos engranajes giran las desviaciones son registradas por un equipo de adquisición de datos, registrando los valores en función del tiempo(ver imagen 2.25) que puede ser equivalente a los grados de giro si suponemos que la velocidad de giro es constante. Las desviaciones registradas son la suma del engranaje patrón y el engranaje de prueba, en el apartado 2.4.1 se explica con mas detalle.

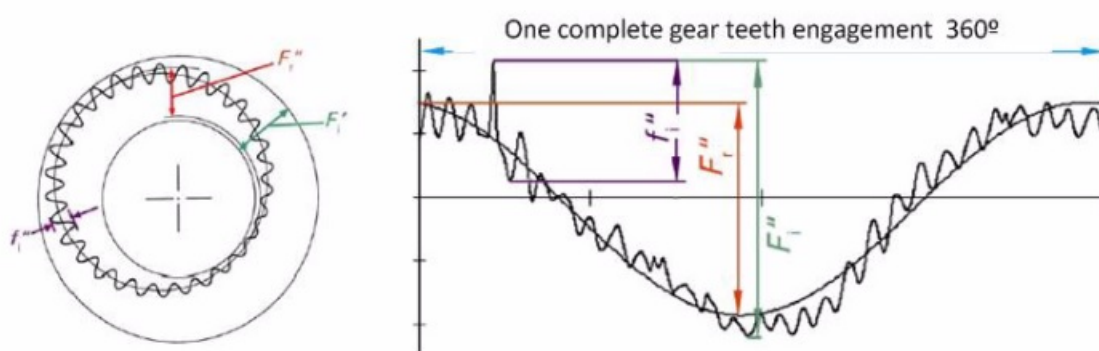


Imagen 2.25: Ejemplo adquisición de datos doble flanco (fuente [7])

2.4.1 Valores a interpretar

Para determinar el grado de calidad, se deben interpretar los siguientes valores, la calidad corresponderá a el valor mas desfavorable sin tener en cuenta lo bien que estén los otros valores.

- F_i'' Desviación radial compuesta total:

Es la diferencia entre los valores máximos y mínimos de las distancia entre centros(ver imagen 7.3), la cual ocurre durante una prueba compuesta radial (doble flanco), cuando el engranaje de prueba es rotado una revolución. Para eliminar las desviaciones del engranaje patrón, hay que proceder de la siguiente manera [4]:

- Primero obtención de la desviación radial compuesta de la prueba, F_{id} , es la medida obtenida por el indicador.
- Segundo obtener la desviación radial compuesta del engranaje patrón, F_{id3} dato dado por el fabricante o calibración propia.
- Tercero determinar la tolerancia radial compuesta F_{idT} .

- Cuarto comprobaciones:

Si $F_{id} \leq F_{IdT} - F_{id3}$, el engranaje de prueba es aceptable.

Si $F_{id} > F_{IdT} + F_{id3}$, el engranaje de prueba es rechazado.

Si los resultados no cumplen ninguna de las condiciones anteriores, es necesario repetir la prueba varias veces y tomar la lectura más alta de la desviación para comprobarla con la última condición [7].

Si $F_{id} \leq F_{IdT} + F_{id3}$, el engranaje de prueba es aceptable.

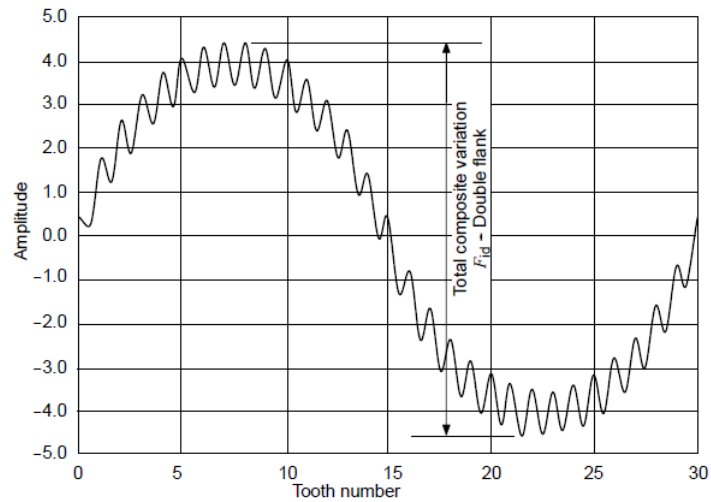


Imagen 2.26: Ejemplo F_i'' Desviación radial compuesta total (fuente [7])

- f_i'' Desviación compuesta radial diente a diente:

La desviación compuesta radial diente a diente es el valor de la desviación radial compuesta correspondiente a un paso(ver imagen 2.28), $360^\circ \div Z$, durante el ciclo completo de acoplamiento de todos los dientes del engranaje de prueba. El valor máximo de todos los dientes del engranaje de prueba no debe exceder el valor permitido especificado. Esta prueba indica los valores que incluyen los efectos de perfil, paso, espesor y desviaciones de alineación del diente, tanto en el engranaje de prueba como en el engranaje patrón.

No hay ningún modo práctico de restar las desviaciones causadas por el engranaje patrón a los valores registrados.

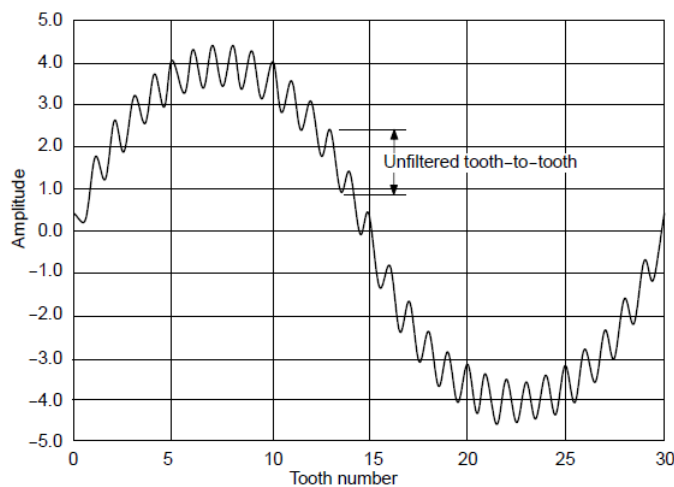


Imagen 2.27: Ejemplo f_i'' Desviación compuesta radial diente a diente (fuente [7])

■ F_r'' Excentricidad:

Es la diferencia entre la máxima y la mínima distancia radial del eje del engranaje (ver imagen 2.27, 2.29). Es decir sería la diferencia del punto máximo y mínimo de la envolvente superior [7].

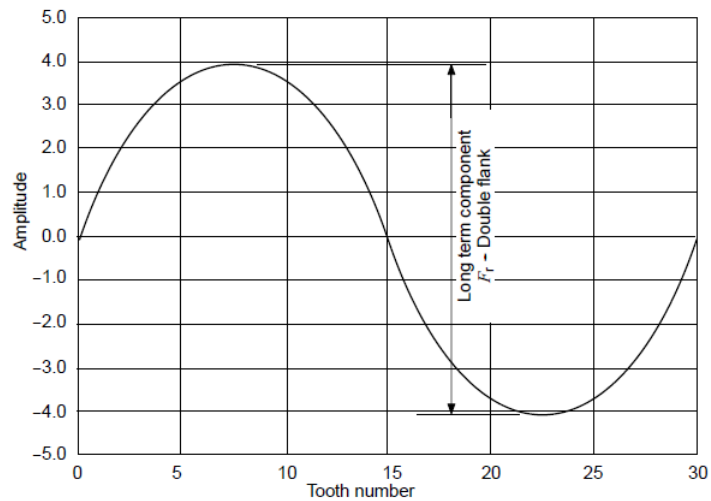


Imagen 2.28: Ejemplo F_r'' Excentricidad (fuente [7])

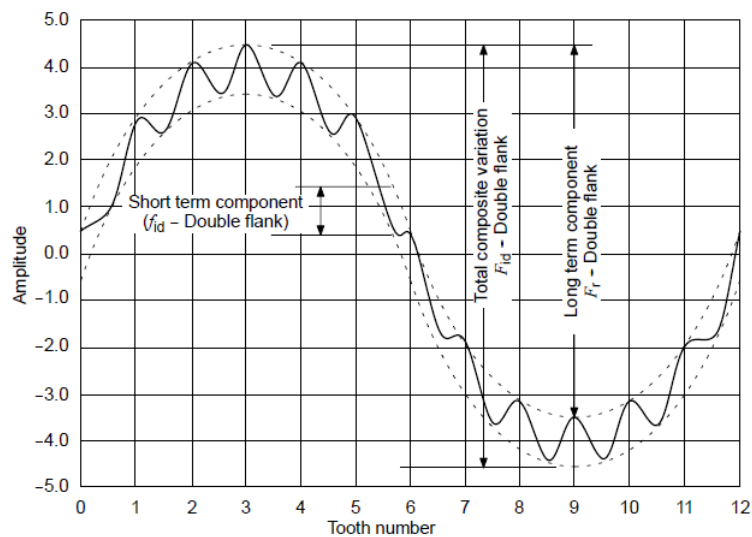


Imagen 2.29: Ejemplo F_r'' , J_i'' , F_i'' (fuente [7])

Pueden existir versiones simplificadas de la maquina donde en vez de registrar los datos y digitalizarlos, se incorpora un reloj comparador(ver imagen 2.30), con este tipo de simplificación tan solo podemos obtener el parámetro de la desviación radial total F_i'' , este parámetro es el mas importante de los tres, ya que normalmente el fallo de F_i'' conlleva el fallo de los otros parámetros.



Imagen 2.30: Ejemplo maquina doble flanco con reloj comparador (fuente Jhon Bull Gear)

2.4.2 Adquisición de datos

La función del equipo de adquisición de datos es la de tomar una medida analógica y digitalizarla (ver imagen 2.33), ofreciendo múltiples ventajas, principalmente las limitaciones del equipo se basan en las siguientes características:

- Exactitud o desviación de linealidad:

Es la diferencia máxima entre el valor medido y el valor real (ver imagen 2.31), es uno de los parámetros más importantes y el que más encarece el equipo.

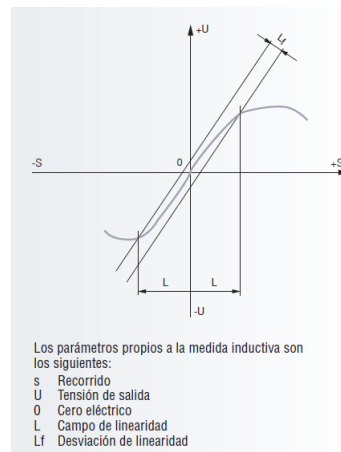


Imagen 2.31: Representación desviación lineal (fuente Tesa)

- Resolución:

Es la mínima diferencia entre indicaciones visualizadas, que puede percibirse de forma significativa.

- Histéresis o Precisión:

Es la desviación que se produce cuando volvemos a un mismo punto. Es un dato a tener en cuenta ya que para un mismo valor, la medida puede diferir (ver imagen 2.32).

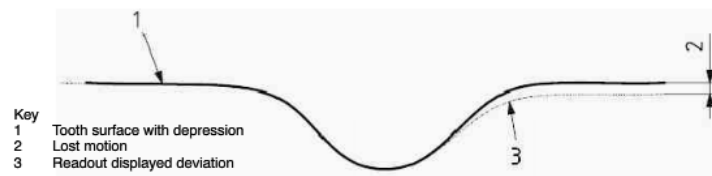


Imagen 2.32: Ejemplo precisión (fuente [12])

- Tiempo de muestreo:

Es el tiempo que transcurre entre dos mediciones consecutivas, es fundamental para la adquisición de datos y suele expresarse en frecuencia H_z .

Para la aplicación del doble flanco, se establecen las limitaciones mínimas del equipo de adquisición de datos (ver imagen 2.33).

Accuracy grade to be tested ISO 1328-1 ISO 1328-2	Probe gain error (% of measurement range)	Resolution, μm	Lost motion, μm
2	1	0.1	0.2
3	1	0.1	0.2
4	1	0.1	0.2
5	2	0.2	0.4
6	2	0.2	0.4
7	3	0.2	0.4
8	3	0.5	0.5
9	3	0.5	0.5
10	3	1.0	1.0
11	3	2.0	2.0
12	3	2.0	2.0

Imagen 2.33: Condiciones a cumplir adquisición de datos (fuente [12])

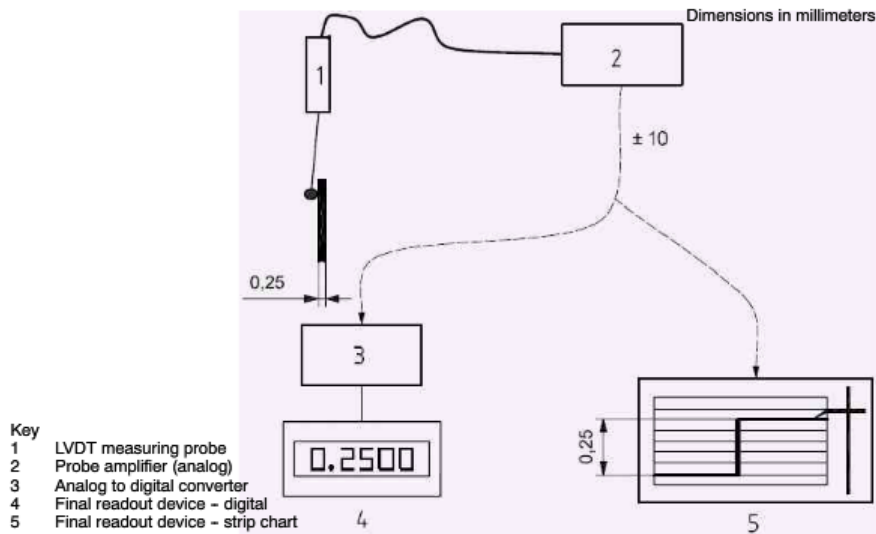


Imagen 2.34: Ejemplo sistema de medición (fuente [12])

2.4.3 Engranajes patrón

El engranaje patrón no es mas que un engranaje normal, con la diferencia de tener una calidad muy superior. Por norma general se recomienda tener tres grados de calidad de diferencia con la calidad requerida por el engranaje de prueba, siendo la del engranaje patrón mas favorable como es obvio. Existen varias normas que regulan las especificaciones de los engranajes patron, la mas extendida es la norma alemana DIN 3970, la cual tiene un rango desde modulo 0,5 hasta 20mm, para módulos inferiores se utiliza DIN 58420. La norma incluye información de tolerancias geométricas, formas y recomendaciones (ver imagenes 2.35,2.36)

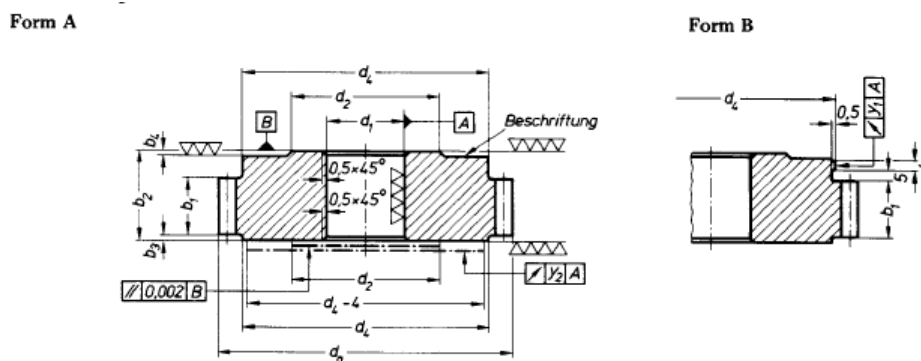


Imagen 2.35: Engranaje patrón desde m 0,5 hasta 3,55mm (fuente [13])

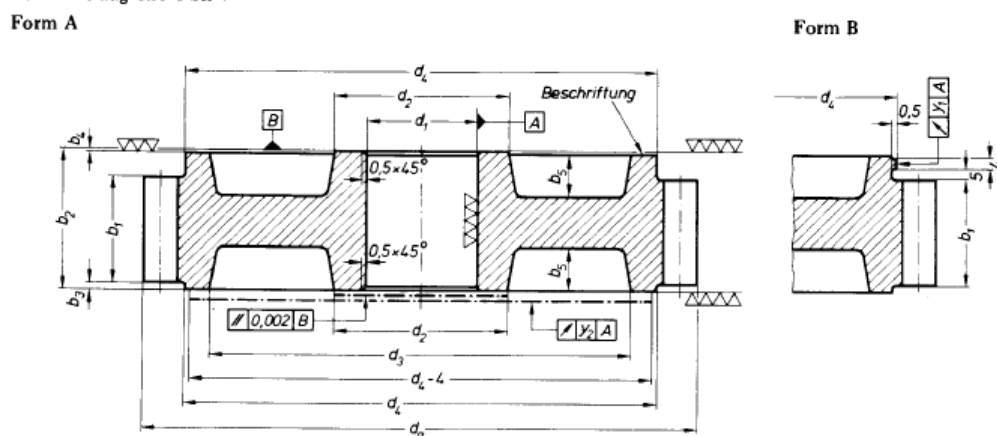


Imagen 2.36: Engranaje patrón desde m 3,55 hasta 20mm (fuente [13])

Estos engranajes son chequeados mediante maquinas de medición 3D o maquinas de medición de control numérico, dando los resultados de los diferentes errores individuales que podemos encontrar (ver imagen 2.37,2.38). Aclarar que los grados de calidad son segun DIN 3962.

FRENCO GmbH Jakob-Baier-Str.3 D-90518 Altdorf/Germany Phone +49 (0) 9187 95220 Fax +49 (0) 9187 952240

Designations

Symbol	Designation
F _a	total profile deviation
F _{Ha}	profile slope deviation
f _{Ha}	profile form deviation
F _β	total helix deviation
f _β	helix slope deviation
f _β	helix form deviation
Fr	total runout deviation
fr	single runout deviation
F _p	total cumulative pitch deviation
F _{pk1}	F _p right flanks
F _{pk2}	F _p left flanks
f _p	single pitch deviation
f _{p1}	f _p right flanks
f _{p2}	f _p left flanks

External

Internal

Certificate

new condition

name Werner <i>[Signature]</i>	date 28.08.2003	customer
order number 20030824	drawing number 43736	
customer part no.	serial part no. 01	
part name Helical MasterGear m3 x α20° x z32 x B25°L - Q3 - DIN 3970 sm 4.685		

	size and tolerance	actual size
major diameter	111.824 - 0.035 *	111.806
pin diameter		5.0000
size over 2 pins	112.5244 ± 0.0252	112.455 *
minor diameter	98.000	97.781
diameter of bore	32.000 + 0.007	32.001

	tolerances in μm datum axis : axis of gear / spline	error allowance	measured value	
			left flank	right flank
total profile deviation	F _a	4.0	2.9	2.2
total helix deviation	F _β	5.0	1.9	3.1
total runout deviation	Fr	7.0	-	2.5
total pitch deviation	F _p	10.0	1.9	1.8
single pitch deviation	f _p	2.5	0.6	0.5
runout clocking band		3.0	-	2.0

final result
All results of measurement are within the given tolerances.

* The funktion is ensured.

Traceability
All measuring equipment used is traceable to artefacts. The below artefacts are verified against national PTB or NAMAS calibrated masters periodically:

Value	Artefact	Traceable to
Length	Set gauge blocks 305489 DKD 98	Master set 4407 PTB 97
Diameter	Measuring pin Nr. 4260 PTB 01	direkty to national artefacts of PTB
Involute	Involute master 09-003 PTB 99	direkty to national artefacts of PTB
	Involute master 5.32-970 PTB 99	direkty to national artefacts of PTB
Helix	Helix master 09-004 PTB 99	direkty to national artefacts of PTB
	Helix master 100/120 PTB 98	direkty to national artefacts of PTB
Pitch	Index master Nr. 09-005	Index master 1188 NAMAS 0250B
Tooth thickness	Tooth thickness master 4846 PTB 98	direkty to national artefacts of PTB

Measuring uncertainty
All measurements are carried out at a temperature of 20°C ± 1°C and a humidity of 50% ± 10%. The measurement of true actual sizes and individual form deviations has an uncertainty of below values (QRL 07). The measuring uncertainty was determined by EA-R2 with double standard deviation.

Measuring uncertainty	0 to 50 mm	>50 to 150 mm	>150 to 250
Major diameter	± 0.002	± 0.003	± 0.004
Dimension over / between pins	± 0.002	± 0.003	± 0.004
Individual form deviation	± 0.002	± 0.003	± 0.003

Measured values are found to be correct and will not be rejected if they are outside the allowable tolerances but within the tolerances increased by the measuring uncertainty. (OFD 10, DIN EN ISO 14253)

DKD Calibration laboratory for gear standards DKD-K-27401

FRENCO

FRENCO

Imagen 2.37: Ejemplo certificado engranaje patrón(fuente frenco)

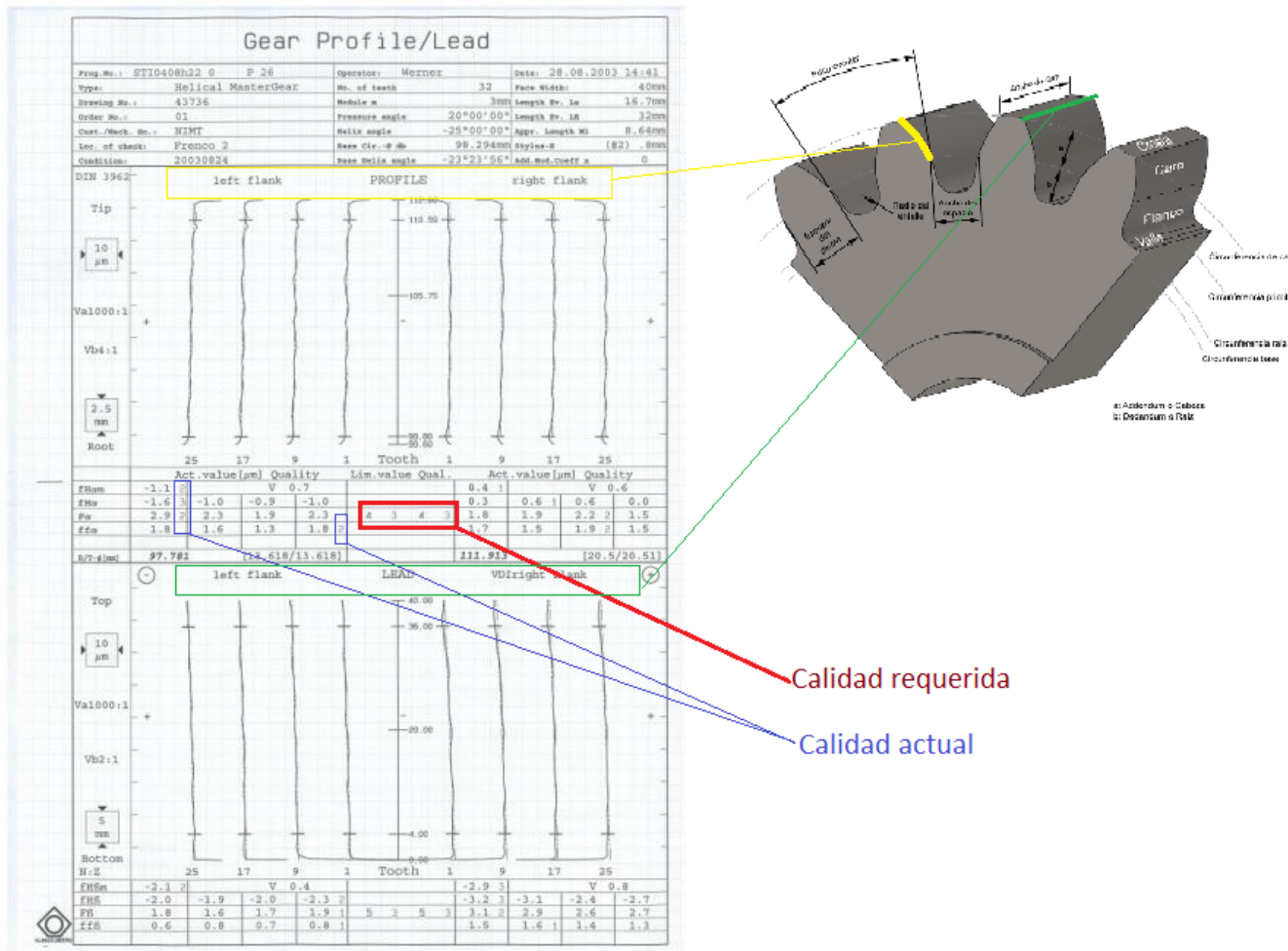


Imagen 2.38: Ejemplo prueba certificado engranaje patrón (fuente frenco)

2.5 Calidades proceso de fabricación

La fabricación de engranajes esta totalmente ligada a su grado de calidad ya que dependiendo del proceso de fabricación, tipo de herramienta y post procesado, tendremos un limite en nuestro grado de calidad (ver tabla 2.9).

Proceso de fabricación	Numero de calidad (ISO)
Rectificado	[2-7]
Cepillado	[5-7]
Fresa madre	[6-9]
fresado	[6-9]
Sintetizado	[8-12]
Conformado	[6-9]

Tabla 2.9: Calidades posibles según proceso de fabricación (fuente Yilmaz redüktör)

El método de fabricación mas extendido es el de tallado de engranajes por fresa madre, ya que tiene una alta capacidad de producción y facilidad en el reposición de las piezas. Dependiendo de la calidad de la herramienta que utilizemos, nuestra capacidad de generar un grado de calidad estará limitada. Las calidades de las herramientas de fresa madre son AA, A,B,C y D. Siendo la clase AA las de mayor calidad y las C,D peor calidad, estando estas dos ultimas en desuso. Se le puede atribuir por norma general un grado de calidad del engranaje fabricado (ver tabla 2.10), esta calidad siempre se puede mejorar si mejoramos las condiciones de fabricación.

Calidad herramienta	Calidad engranaje DIN
Clase AA	[8]
Clase A	[9]
Clase B	[10]

Tabla 2.10: Calidades herramientas de fabricación (fuente DIN 3968)

Aunque las normas no contemplan otros grados de calidad, los fabricantes también ofrecen la calidad AAA, que es entre un 67 % y un 75 % mejor respecto a la calidad AA.

Capítulo 3

Requerimientos y especificaciones

En este apartado se recogen tanto las especificaciones necesarias por las normas, como las expuestas por la empresa con tal de adaptarse a sus requerimientos.

3.1 Distancia entre centros

La distancia entre centros queda definida por la pareja de engranajes mas grande a montar y la mas pequeña. Los engranajes de prueba a montar definidos por la empresa son:

- El mas grande: $m1,25 z50 \alpha 20^\circ$
- El mas pequeño : $m0,2 z14 \alpha 20^\circ$

Los engranajes patrón pareja de estos engranajes son elegidos en el apartado 7.1, para estos engranajes seria:

- Engranaje patrón mas grande: $m1,25 z47 \alpha 20^\circ$
- Engranaje patrón mas pequeño : $m0,2 z71 \alpha 20^\circ$

Para los cálculos de las distancias entre centros se utilizan las formulas 3.1, 3.2,3.3 :

$$db1 = m \times Z_1 - 2,5 \times m \quad (3.1)$$

$$db2 = m \times Z_2 - 2,5 \times m \quad (3.2)$$

$$amin = \frac{db1 + db2}{2Cos[\alpha min]} \quad (3.3)$$

- Pareja de menor distancia, siendo $m = 0,2$, $Z_1 = 14$, $Z_2 = 71$ y $\alpha_{min} = 20^\circ$:
 $a_{min} = 8,51mm$
- Pareja de mayor distancia, siendo $m = 1,25$, $Z_1 = 50$, $Z_2 = 47$ y $\alpha_{min} = 20^\circ$:
 $a_{min} = 61,2mm$

3.2 Incertidumbre de la medida

La precisión máxima queda definida por la capacidad del equipo de adquisición de datos, deformaciones de la maquina y errores de posicionamiento. La suma de todas estas incertidumbres no debería sobrepasar la mitad de la diferencia del valor de desviación mas pequeño y su posterior.

Para hallar la desviación mas pequeña a medir se han seguido los siguientes pasos:

- Primero, calidad requerida en los engranajes de la empresa.

Siguiendo la recomendaciones en el apartado 2.1.3, en la tabla 2.2. Se hizo un estudio de los engranajes mas rápidos y de mayor diámetro, estableciendo así el engranaje con mayor velocidad en la linea de paso con las formulas 3.4, 3.5, 3.7. Las características de este engranaje son las siguientes:

- Vel.de giro: 16000rpm
- m: 0,5mm
- Z=15

$$Rp_{mm} = \frac{m \times Z}{2} \quad (3.4)$$

$$w_{\frac{rad}{min}} = rpm \times 2\pi \quad (3.5)$$

$$v_{\frac{m}{min}} = w \times Rp \quad (3.6)$$

$$v = 330 \frac{m}{min}; GradoISO : 7$$

- Segundo desviaciones mínimas asociadas a la calidad.

La desviación mínima con un diámetro primitivo de 7.5mm y un modulo de 0.5mm, es de $3,5\mu m$ (ver imagen 3.1).

Table A.2 - Tooth-to-tooth radial composite tolerance, f_r''

Reference diameter d mm	Normal module m_n mm	Accuracy grade									
		4	5	6	7	8	9	10	11	12	
		F_r'' μm									
	$0,2 \leq m_n \leq 0,5$	1,0	2,0	2,5	3,5	5,0	7,0	10	14	20	
	$0,5 < m_n \leq 0,8$	2,0	2,5	4,0	5,5	7,5	11	15	22	31	
$5 < d \leq 20$	$0,8 < m_n \leq 1,0$	2,5	3,5	5,0	7,0	10	14	20	28	39	

Imagen 3.1: Tolerancia radial entre dientes (fuente [3])

- Establecer la incertidumbre máxima de la medida.

La incertidumbre máxima de la medida debería de ser la mitad de la desviación mínima menos la posterior. En este caso sería la desviación del grado siete, menos la desviación del grado ocho.

$$\text{Incertidumbre} = \frac{f_i8 - f_i7}{2} \quad (3.7)$$

$$\text{Incertidumbre} : \frac{5-3,5}{2} = \pm 0,75 \mu m$$

3.3 Vel. de giro

La velocidad de giro queda definida por dos variables, la primera es la relación de velocidad de adquisición de datos del equipo y el máximo número de dientes a medir (frecuencia de muestreo), la segunda limitaciones de estabilidad de la máquina:

- Frecuencia de muestreo

Son necesarios dos pulsos por diente para la toma de datos, el punto más bajo y el más alto. El engranaje con mayor número de dientes es cien dientes. Por lo tanto se necesitarían doscientos pulsos por vuelta completa, pero debido a el teorema de Nyquist, necesitaríamos el doble para poder replicar con exactitud la forma de onda. Por lo tanto se necesitan cuatrocientos pulsos por revolución. Para un precalculo inicial se tomaran los límites de 6 y 15 segundos por vuelta, que equivalen a $6rpm$ y $4rpm$. Siempre hablando del engranaje de prueba. En las fórmulas (3.8) y (3.9), se relaciona el tiempo con el número de pulsos.

$$f_{min} = \frac{400_{pulsos}}{15_s} = 26,7_{Hz} \quad (3.8)$$

$$f_{max} = \frac{400_{pulsos}}{6_s} = 66,7_{Hz} \quad (3.9)$$

- Limitaciones de estabilidad de la máquina

Existen multitud de perturbaciones que determinada una velocidad pueden crecer exponencialmente y afectarnos a la medida. Estas perturbaciones pueden ser generadas por frecuencias de resonancia, se pueden proveer con un estudio de frecuencias naturales de los elementos que componen la máquina, pero el método más exacto es probar la estabilidad de la máquina una vez construida y comprobar cuáles son las velocidades límites en las que la medida se aleja de la realidad.

3.4 Tolerancias geométricas

La norma AGMA 935-A05, establece unas recomendaciones en cuanto a paralelismo y perpendicularidad. Los efectos de la desalineación, o falta de perpendicularidad, pueden expresarse en términos de variaciones del espesor de diente funcional y también de la distancia entre centros causando malos contactos en la transmisión [4].

- Paralelismo

La variación de la lectura de los puntos mas altos, cuando el dispositivo de alineación se mueve a través de los arboles, no debe exceder un valor igual a 0,036 veces la relación entre la tolerancia del radio de ensayo y la anchura de cara del engranaje de producción[4].

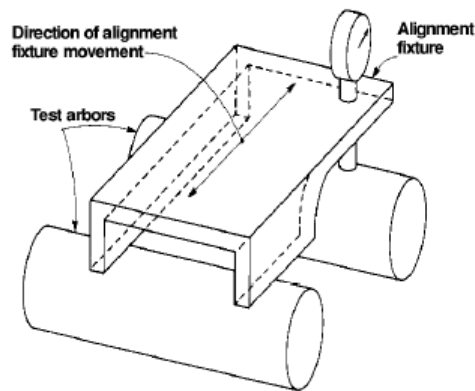


Imagen 3.2: Tolerancia radial entre dientes (fuente [4])

■ Perpendicularidad

Con unos bloques patron, debe ser desplazada axialmente a lo largo de los arboles(ver imagen 3.3). La variación no debe exceder de una veintiuna (1/20) de la tolerancia total compuesta. La tolerancia radial total compuesta máxima y mínima.

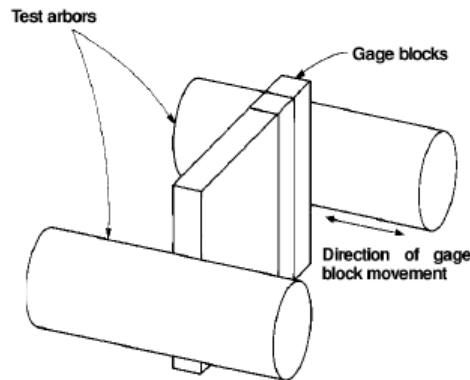


Imagen 3.3: Tolerancia radial entre dientes (fuente [4])

■ Redondez del eje.

Según norma , la tolerancia de redondez de los ejes donde se montan los correspondientes engranajes, depende del grado de calidad a medir. Para un grado 4 la redondez seria 1/4 del intervalo de tolerancia 4, aplicado a el diámetro del eje. (ver imagen 3.4).

Durchmesser d_1 der Bohrung		22	32	45	60	80
Zulässige Abweichung des Durchmessers d_1 (Toleranzfeld H 4)	μm	+ 6	+ 7	+ 7	+ 8	+ 8
Rundheitstoleranz ($1/4$ IT 4)	μm	1,5	2	2	2	2
Zulässige Abweichung der Zylindermantellinie von der Geraden im Achsenlängsschnitt zwischen zwei beliebigen Stirnschnitten ($\approx 1/4$ IT 4)	μm	1,5	2	2	2	2

Imagen 3.4: Tolerancias redondez (fuente [13])

- Planitud de la cara de apoyo.

La planitud la podemos encontrar en las tablas de la norma AGMA 3970 (ver imagen 3.5),son dependientes del grado de calidad a medir.

Lehrzahnradgröße	1	2	3	4	5	6	7
Planlauf toleranz y_2 in μm bei	Qualität 2	2	2	2	2	2	2
	Qualität 3	2	2	2	3	3	3
	Qualität 4	3	3	4	4	5	5

Imagen 3.5: Tolerancias de planitud (fuente [13])

3.5 Presión del muelle

Para la variación de los módulos y diámetros primitivos utilizamos la tabla que recoge los grados de cargar recomendados.

Module	Load ¹⁾ , kg	Equivalent diametral pitch	Load ¹⁾ , ounces
2.5 to less than 25.0	1.0 to 1.2	1 to 9	33 to 39
1.25 to less than 2.5	0.9 to 1.1	10 to 19	29 to 35
0.80 to less than 1.25	0.8 to 1.0	20 to 29	25 to 31
0.60 to less than 0.80	0.7 to 0.8	30 to 39	21 to 27
0.50 to less than 0.60	0.6 to 0.7	40 to 49	17 to 23
0.40 to less than 0.50	0.5 to 0.6	50 to 59	13 to 19
0.30 to less than 0.40	0.3 to 0.4	60 to 79	6 to 10
0.25 to less than 0.30	0.1 to 0.2	80 to 99	3 to 5
0.20 to less than 0.25	0.1 to 0.2	100 to 120	3 to 5

NOTES:
¹⁾ For non-metallic gears use 1/2 of the listed value.

Imagen 3.6: Fuerza de empuje recomendada (fuente [8])

Capítulo 4

Prediseños y posibles soluciones

Con tal de ofrecer una mejor solución se realizan varios prediseños, partidos de un brainstorming. Cuando tramamos de tomar una decisión lo ideal es tomar un numero impar para el numero de soluciones, en este caso lo ideal seria en 3 y 5 soluciones.

4.1 Ejes contrapuestos verticales

Esta fue la primera idea inicial, se trata de poner el engranaje patrón hacia abajo y el engranaje de prueba hacia arriba, de esta forma podíamos tener grandes variaciones de distancia entre centros.

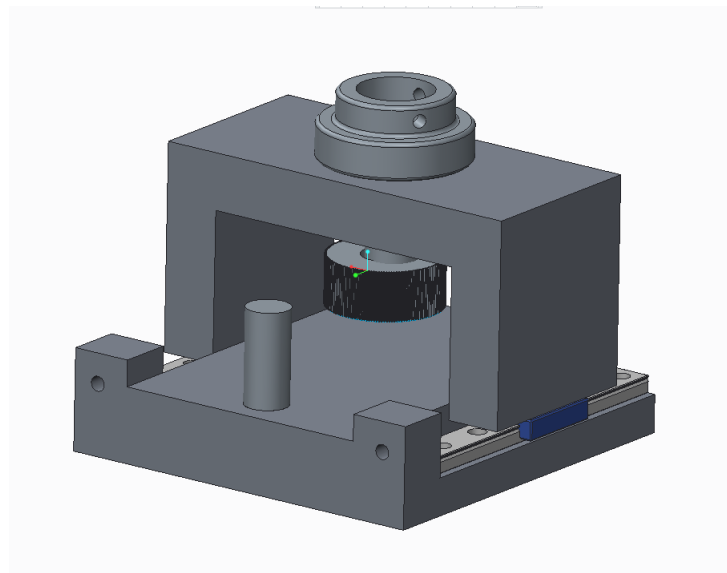


Imagen 4.1: Prototipo vertical doble corredera (fuente propia)

4.2 Prototipo ejes verticales y horizontales

Esta idea utiliza la combinación de ejes verticales y ejes horizontales. Los ejes verticales se utilizan para engranajes con agujero de [17-10] y los horizontales de [10-1,5]. Utiliza una doble guía, una para entre centros y otra para la medición.

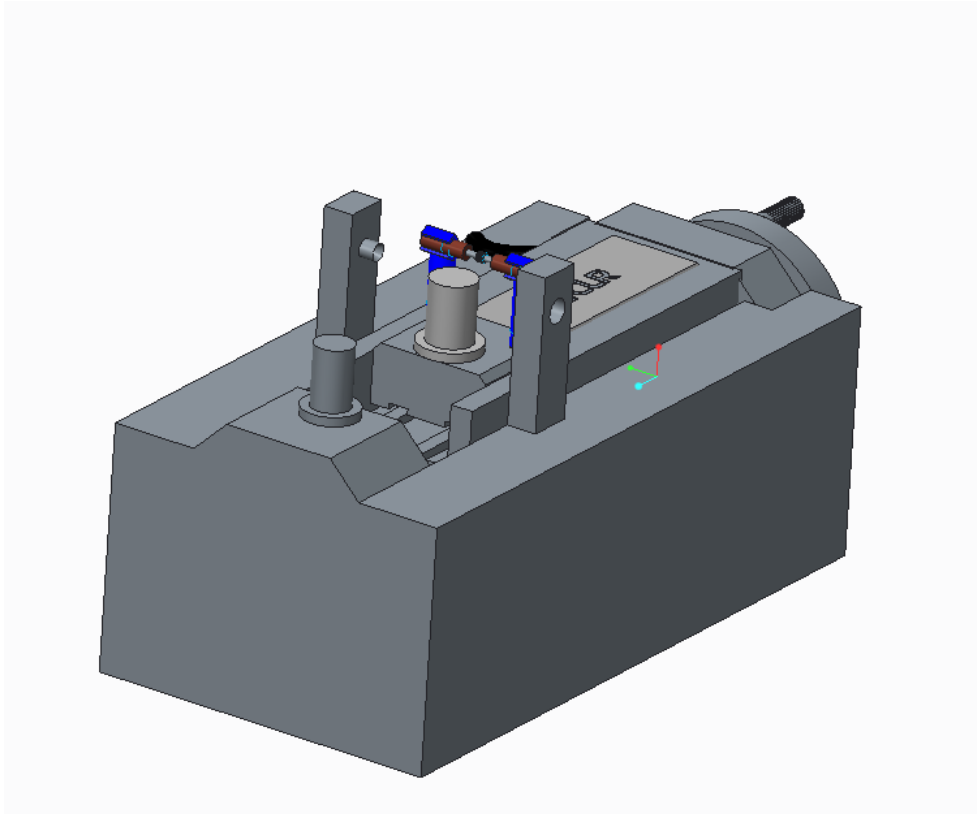


Imagen 4.2: Prototipo ejes verticales y horizontales (fuente propia)

EJES VERTICALES Y HORIZONTALES	
VENTAJAS	DESVENTAJAS
Gran versatilidad de ejes	Dificultad de alinear entre puntos
Gran esbeltez para ejes de pequeño diámetro	Dificultad de alinear entre ejes

Tabla 4.1: Ventajas y desventajas métodos singulares (fuente propia)

4.3 Prototipo transmisión por fricción

Con la transmisión por fricción, se consigue eliminar el error de posicionamiento del engranaje, por contra nos añade un sistema de transmisión mas complejo.

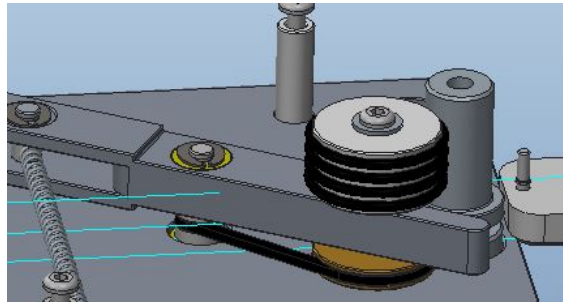


Imagen 4.3: Prototipo transmisión por fricción (fuente propia)

4.4 Prototipo suplementario intercambiable

La idea es realizar varios suplementos para cumplir con la distancia entre centros y los diámetros de los ejes. La principal desventaja de este sistema es le error de posicionamiento cuando montas un suplemento.

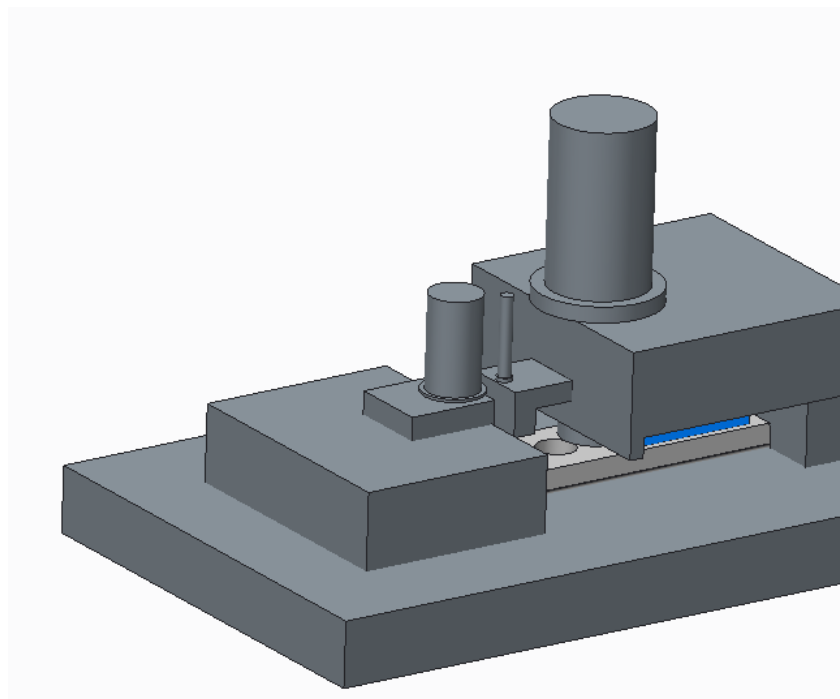


Imagen 4.4: Suplementos intercambiables (fuente propia)

4.5 Prototipo final de prediseño

Este prototipo une las ventajas de los anteriores, incorporando el suplemento para cambiar de ejes, transmisión por fricción, utilización de ejes intercambiables. La imagen 4.5 es el prototipo sin optimizar, en la imagen 4.6 se puede ver el prototipo final optimizado.

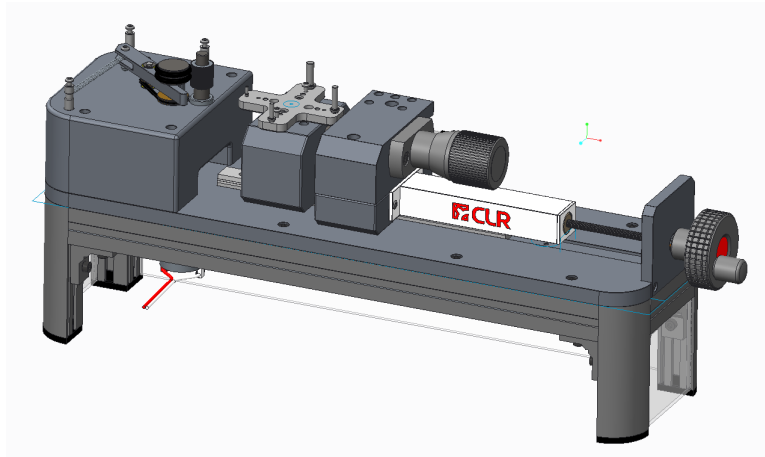


Imagen 4.5: Prototipo fanial sin optimizar (fuente propia)

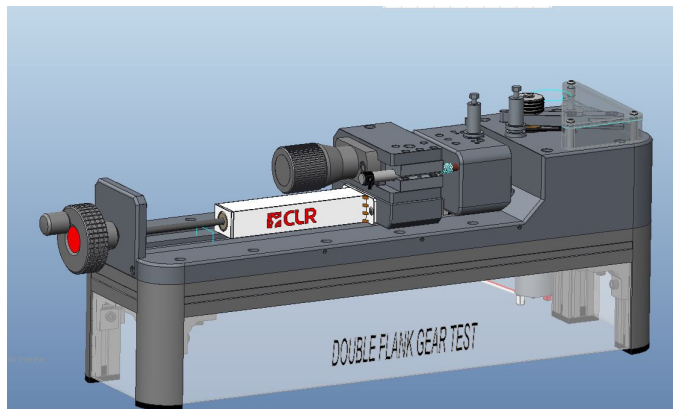


Imagen 4.6: Prototipo final optimizado (fuente propia)

Capítulo 5

Características básicas de la máquina

El aparato de medida double flanc está compuesto principalmente por una parte móvil y otra fija. La parte fija se encarga de la transmisión del movimiento giratorio a los engranajes, la parte móvil se encarga de mantener la presión entre engranajes y realizar la medición de las desviaciones producidas por la rodadura de ambos engranajes. Como medida preventiva se ha instalado una cápsula de polipropileno (ver imagen 5.1,(a)) para guardar el muelle .

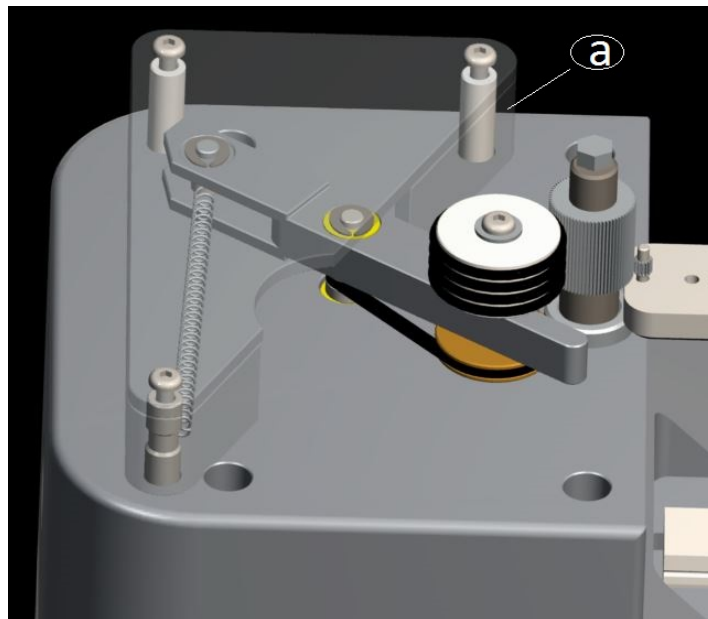


Imagen 5.1: Protección muelle (fuente propia)

5.1 Descripción general de la máquina

La máquina tiene una estructura común a los ensayos a doble flanco, todo el sistema se sustenta sobre la bancada principal de perfil de aluminio (b), sobre esta va fijado el porta ejes fijo (c) de aluminio mecanizado, la guía lineal (d) montada sobre el porta ejes fijo, soporta el porta ejes móvil (e) y el conjunto de presión medición (f), para la variación entre centros el husillo (g) desplaza los conjuntos e y f. El sistema de transmisión (h), transmite el giro a el engranaje.

Principalmente la máquina se compone por los conjuntos de la tabla 5.1, que se referencia en la imagen 5.2.

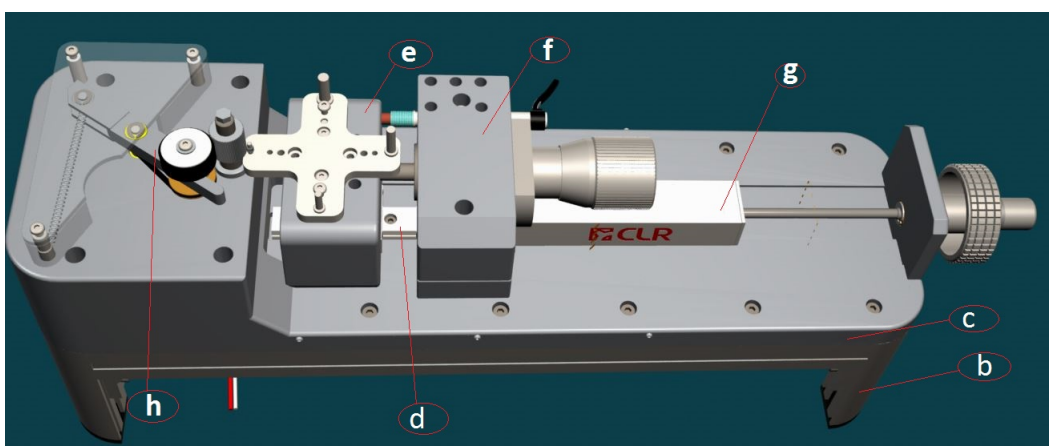


Imagen 5.2: Descripción general de la máquina (fuente propia)

Nombre conjunto	letra
1.-Bancada	(b)
2.-Porta eje fijo	(c)
3.-Sistema transmisión	(h)
4.-Guías lineales	(d)
5.-Soporte móvil	(e)
6.-Conjunto Presión medición	(f)
7.-Husillo	(g)

Tabla 5.1: Grados de calidad recomendados según velocidad (adaptación Fuente [5])

5.2 Descripción de los subconjuntos de la maquina

5.2.1 Bancada principal

La bancada es la encargada de soportar el peso y movimiento de todos los elementos, construida en perfil de aluminio extrudido, las uniones son efectuadas por escuadras metálicas atornilladas, las patas se apoyan sobre unos tacos de goma para aumentar el coeficiente de fricción con el suelo y reducir las vibraciones.

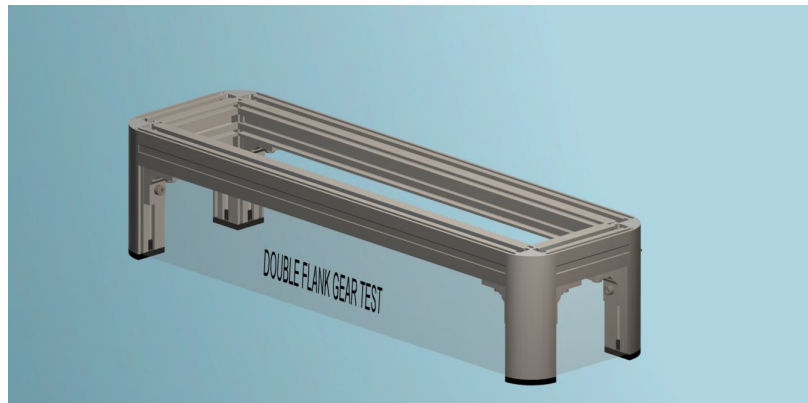


Imagen 5.3: Bancada principal (fuente propia)

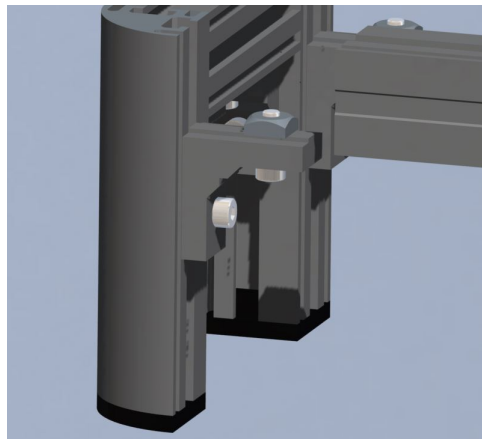


Imagen 5.4: Bancada principal detalle escuadras (fuente propia)

- Peso del conjunto 0,5kg

5.2.2 Porta eje fijo

El porta eje fijo es el encargado de sujetar todos los elementos fijos. El soporte fijo va sujeto a con uniones atornilladas a la bancada, el eje patrón asienta en la cavidad cónica del casquillo cónico.

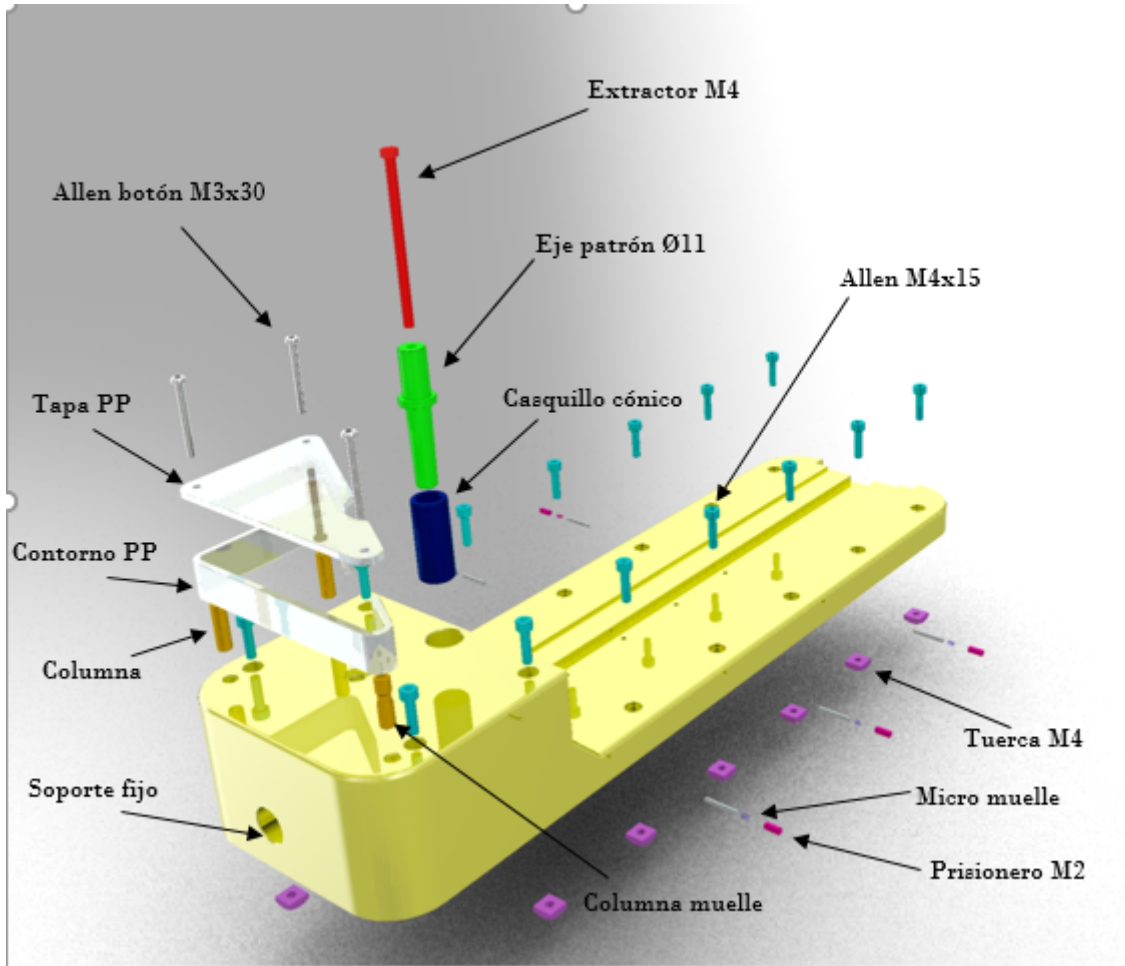


Imagen 5.5: Porta eje fijo (fuente propia)

- Peso del conjunto 3,46kg

5.2.3 Sistema transmisión

El sistema de transmisión es el encargado de generar el par de giro en los engranajes, el moto reductor es la fuente principal de par y se transmite hasta las juntas torciás, estas son las que están en contacto con el engranaje.

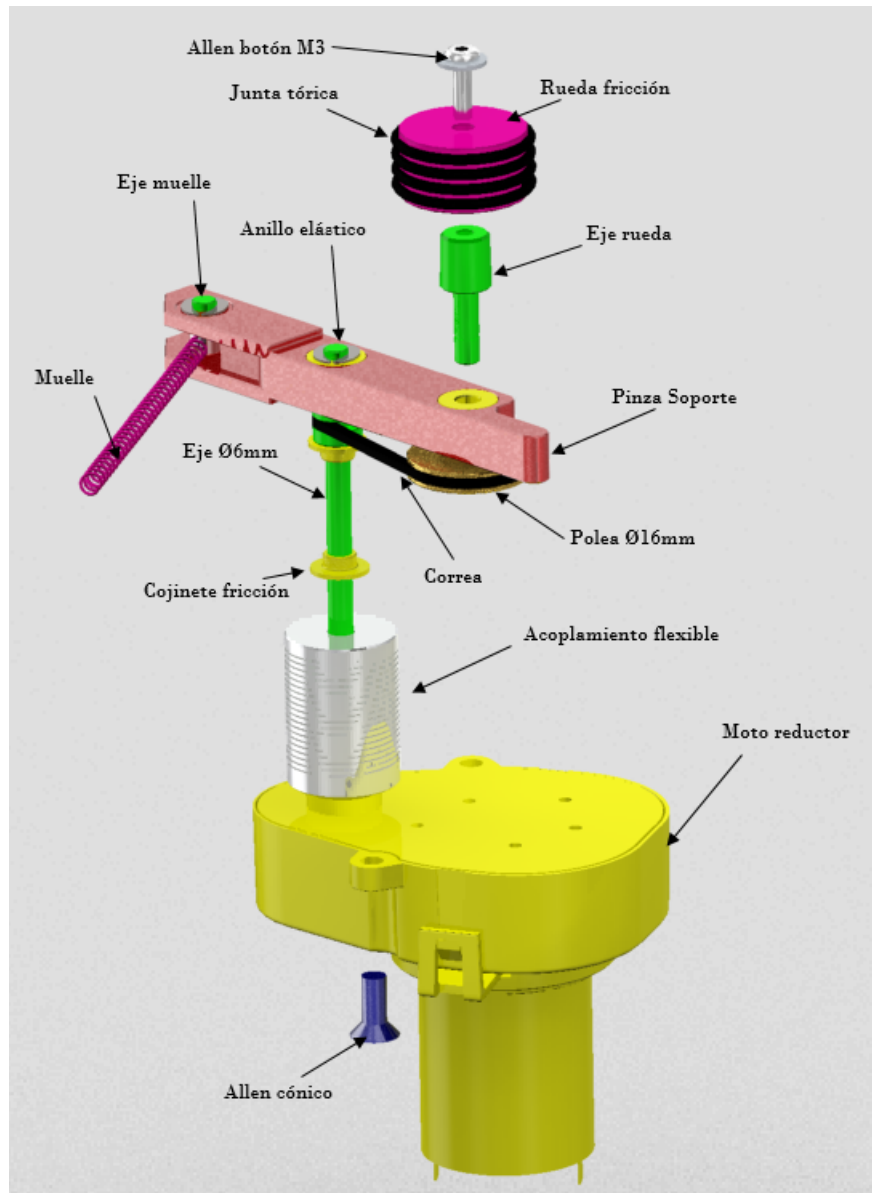


Imagen 5.6: Sistema transmisión (fuente propia)

- Peso del conjunto 0,25kg

5.2.4 Guía lineal

Las guías lineales son las encargadas principales de permitir el movimiento radial de los ejes. Es muy importante que este movimiento se realice con la menor resistencia posible.

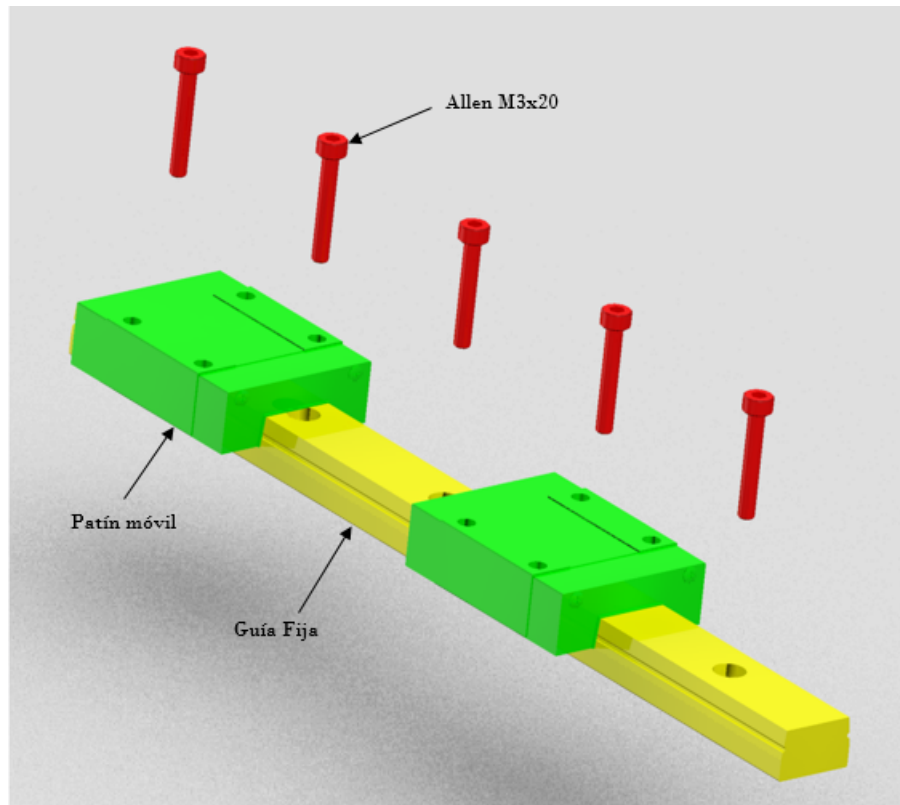


Imagen 5.7: Guía lineal (fuente propia)

- Peso del conjunto 0,18kg

5.2.5 Soporte móvil

Es el encargado de soportar los ejes móviles, el soporte de ejes va fijado sobre un patín de la guía lineal. Para los ejes grandes utilizamos la cavidad del casquillo cónico, para los ejes pequeños se monta el porta mini ejes que va centrado por los centros.

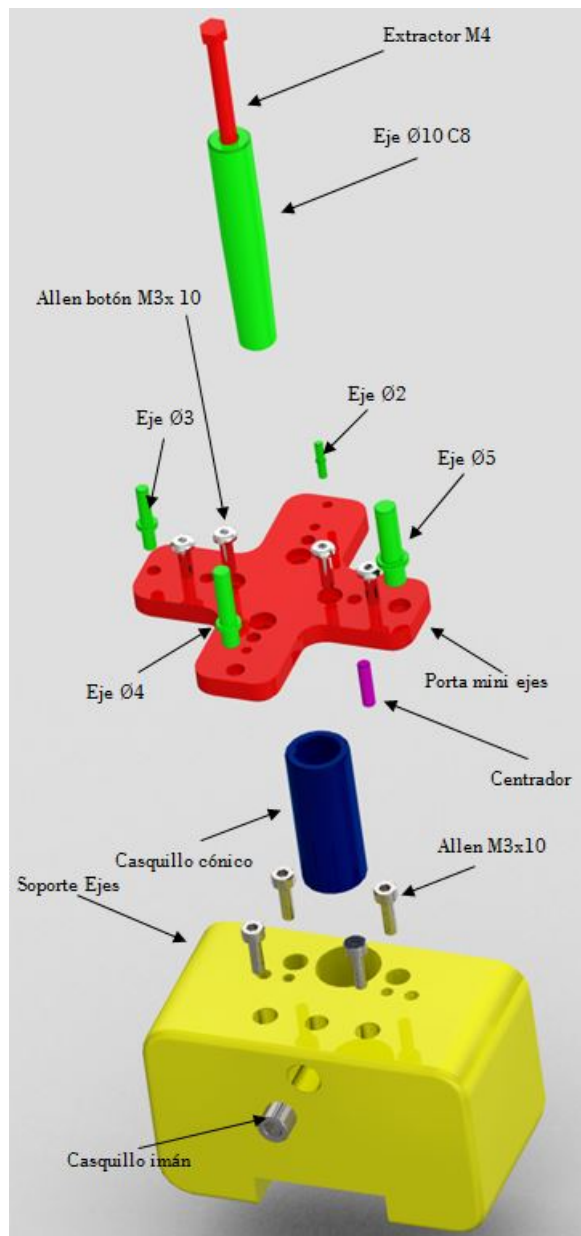


Imagen 5.8: Soporte móvil (fuente propia)

- Peso del conjunto 4,5N

5.2.6 Conjunto presión medición

Es el encargado de ejercer la fuerza necesaria entre los engranajes, con el nonio de 15mm se puede regular esta fuerza desde 0N a 15N. El conjunto está unido al soporte móvil gracias al imán de neodimio. El sensor Tesa DC es el encargado de registrar los movimientos del soporte móvil.

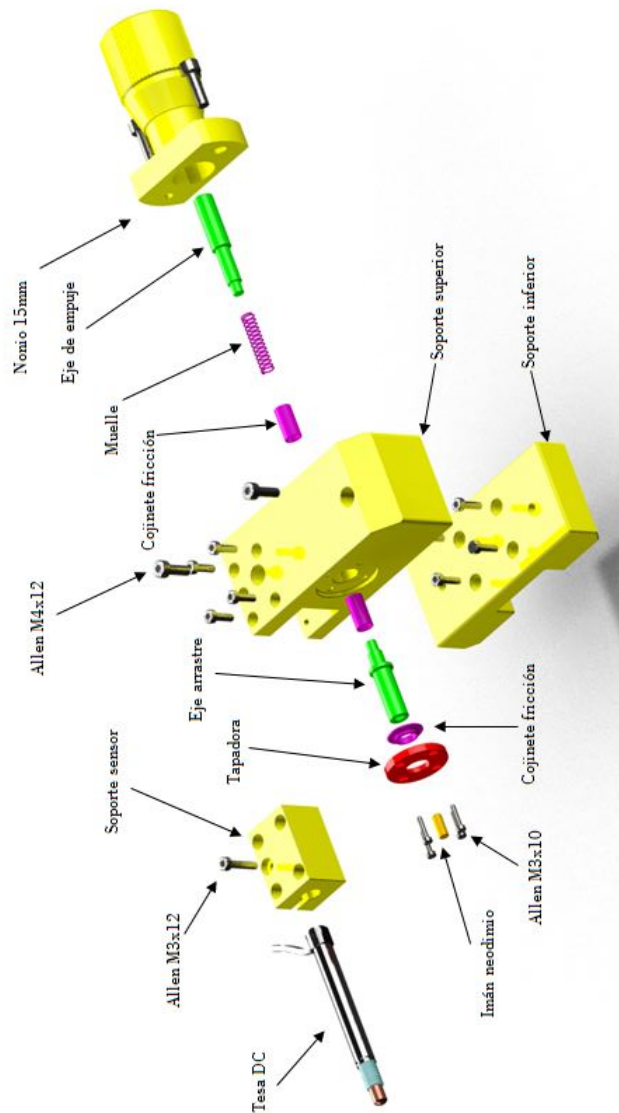


Imagen 5.9: Conjunto presión medición (fuente propia)

- Peso del conjunto 8,4N

5.2.7 Husillo

Es el encargado de cubrir la distancia entre centros y fijar el conjunto presión medición.

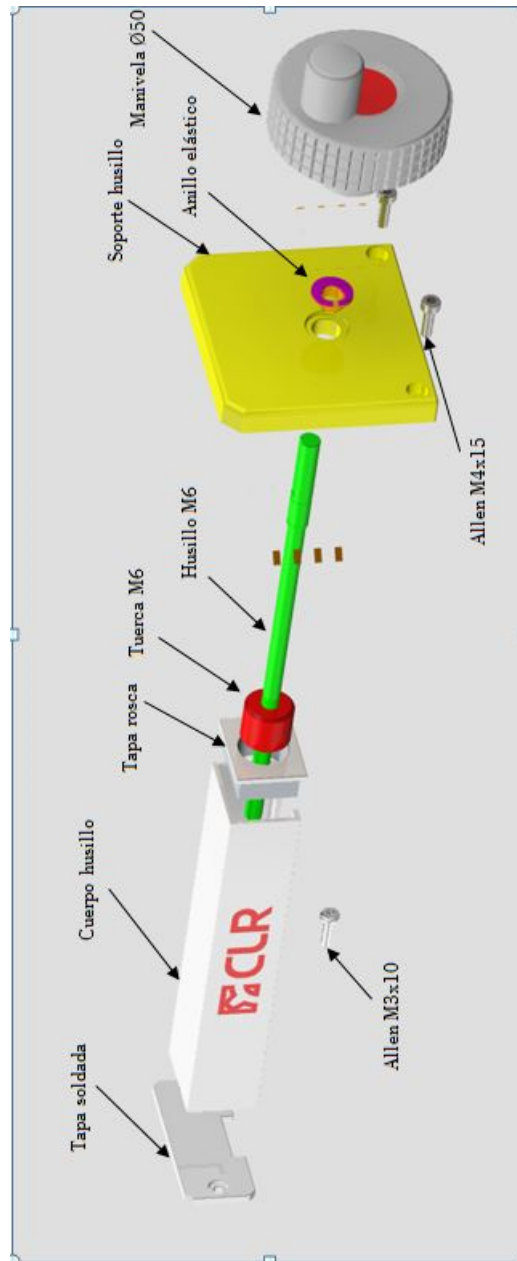


Imagen 5.10: Husillo (fuente propia)

- Peso del conjunto 7,1N

5.3 Descripción del funcionamiento de la máquina

Con tal de realizar una buena explicación se clasificara la el funciona miento de la maquina en los siguientes apartados:

- Movimientos Principales Son todos los movimientos asociados a las desviaciones radiales de los engranajes. Ya que esta es la función principal de la maquina.
- Movimientos Secundarios Son todos los movimientos de los elementos que intervienen en el proceso de medición y preparación.

5.3.1 Movimiento Principal

El movimiento principal es el desplazamiento radial del engranaje de prueba. Para este movimiento intervienen tres conjuntos, el porta ejes fijo, el porta eje móvil y el conjunto presión medición.

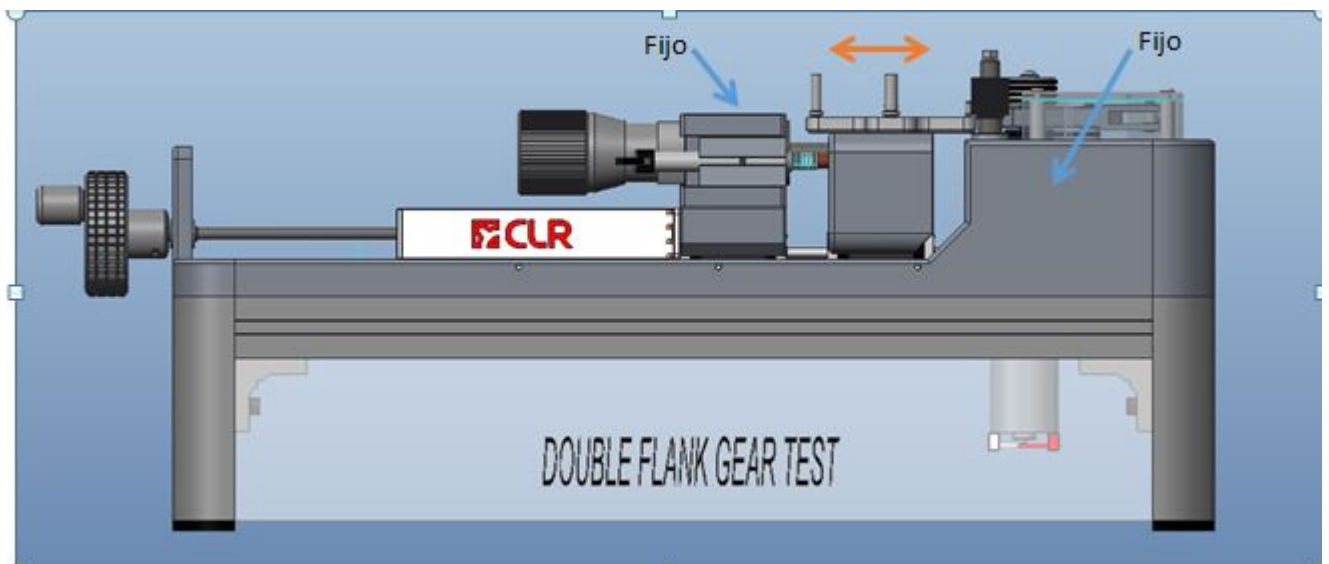


Imagen 5.11: Movimiento principal (fuente propia)

■ Porta eje fijo :

El eje porta engranajes patrón (a.1) es intercambiable, de forma que podemos variar el diámetro de este desde 8mm a 17mm, para facilitar el desmontaje se ha instalado tornillo (a.3) el cual va roscado en el eje (a.1), cuando el tornillo se rosca empuja el eje de forma vertical. La cavidad del casquillo cónico (a.4) va insertado a presión sobre el soporte fijo. El engranaje patrón (a.2) gira de forma libre sobre el eje (a.1).

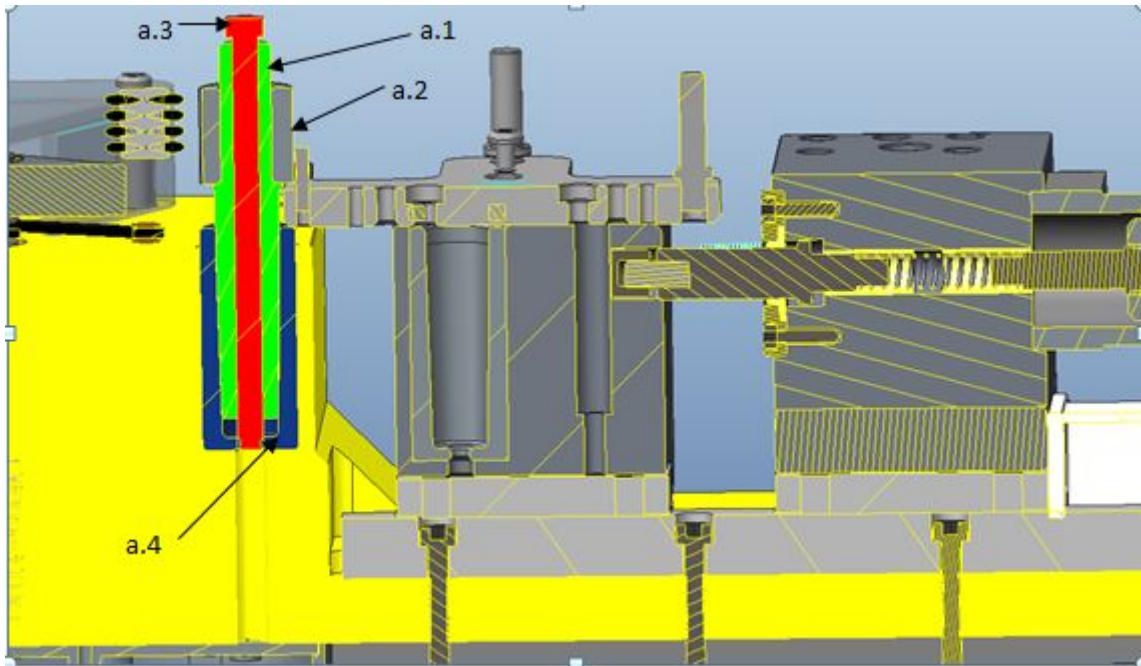


Imagen 5.12: (fuente propia)

- Peso del conjunto 500N

- Soporte móvil

Es el soporte de los ejes de los engranajes de prueba (b.6), el engranaje de prueba gira libremente sobre el eje (b.1). Para los ejes de mayor diámetro, se desmonta la pletina porta ejes (b.7) y se montan en el casquillo de cavidad cónica(b.3). El conjunto va fijado sobre el patín móvil (b.4) y este se desliza libremente sobre la guía (b.5). El casquillo de acero (b.8) es el encargado de unir el conjunto con el conjunto de presión.

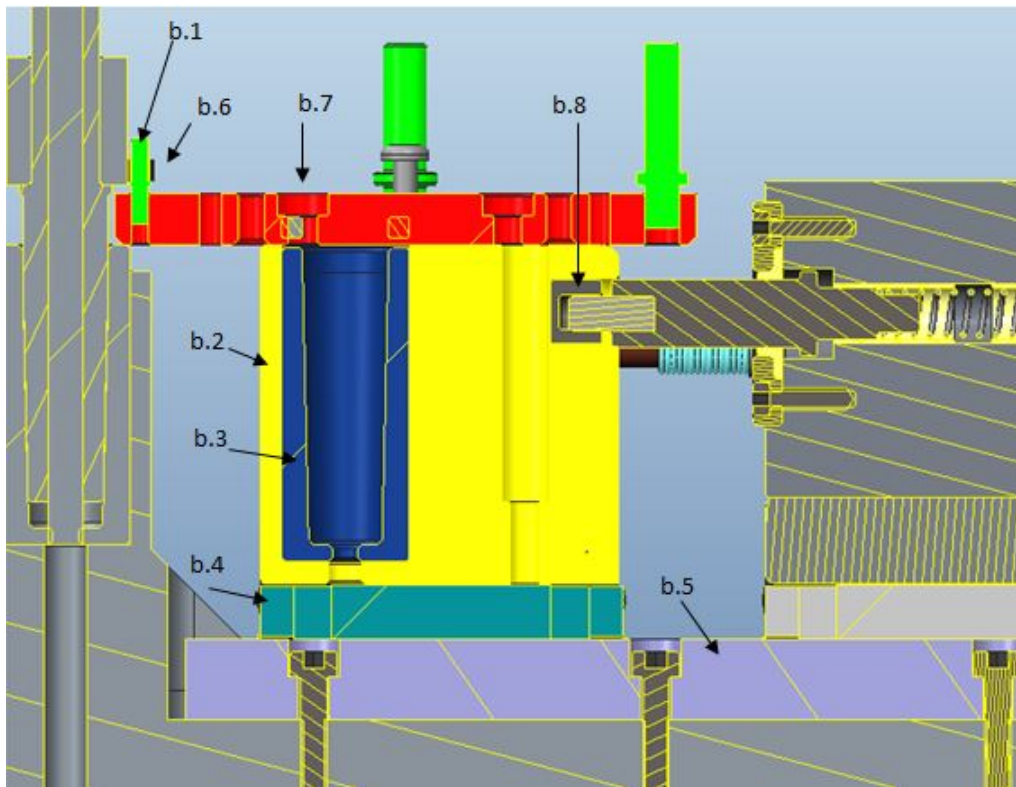


Imagen 5.13: Soporte (fuente propia)

- Medición

La medición se registra gracias al sensor (d.1), este se mantiene fijo por el soporte del sensor (d.2).

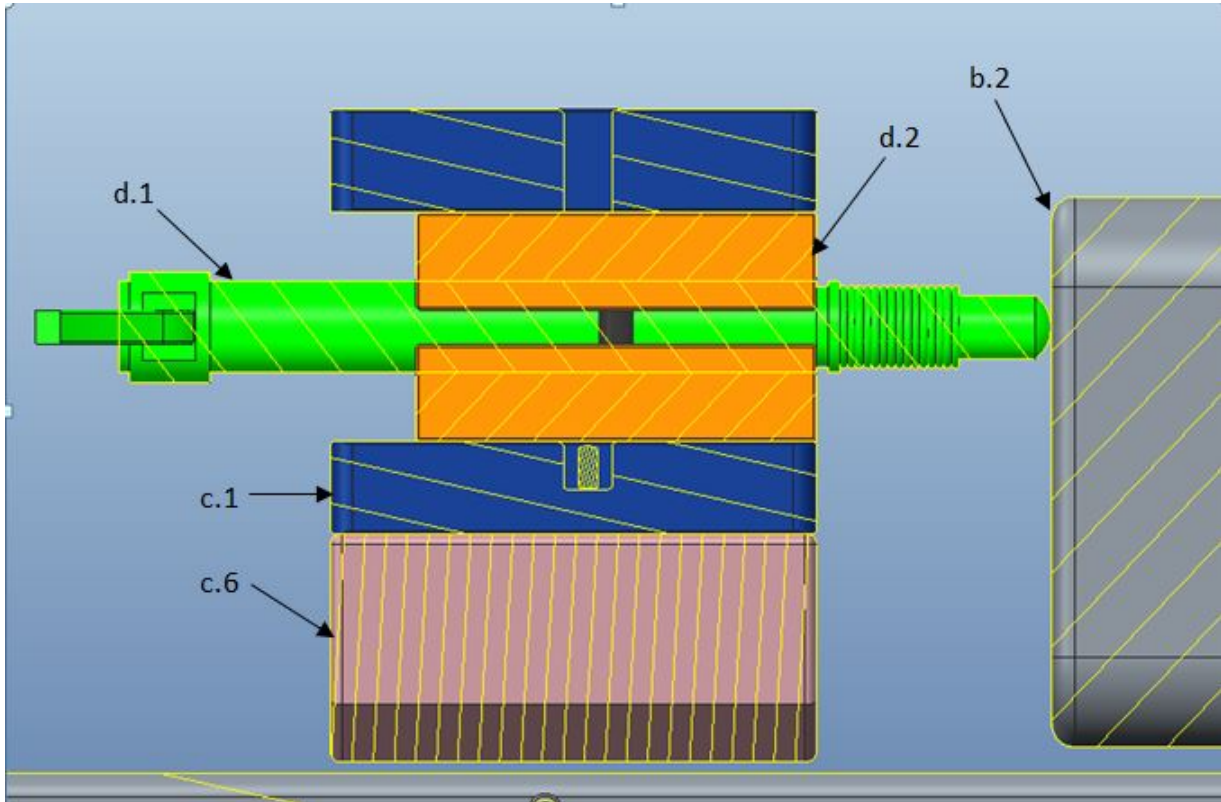


Imagen 5.15: Soporte (fuente propia)

■ Sistema de transmisión:

Es el encargado de generar el giro de los engranajes, la polea de fricción (d.8) fricciona sobre el engranaje patrón. La presión necesaria para la transmisión es ejercida por un muelle acoplado en el eje para muelles (d.1). El motor (d.10) es el encargado de la generación de par que se transmite por el eje (d.3), este eje hace a la vez de transmisión y soporte de la pinza (d.2).

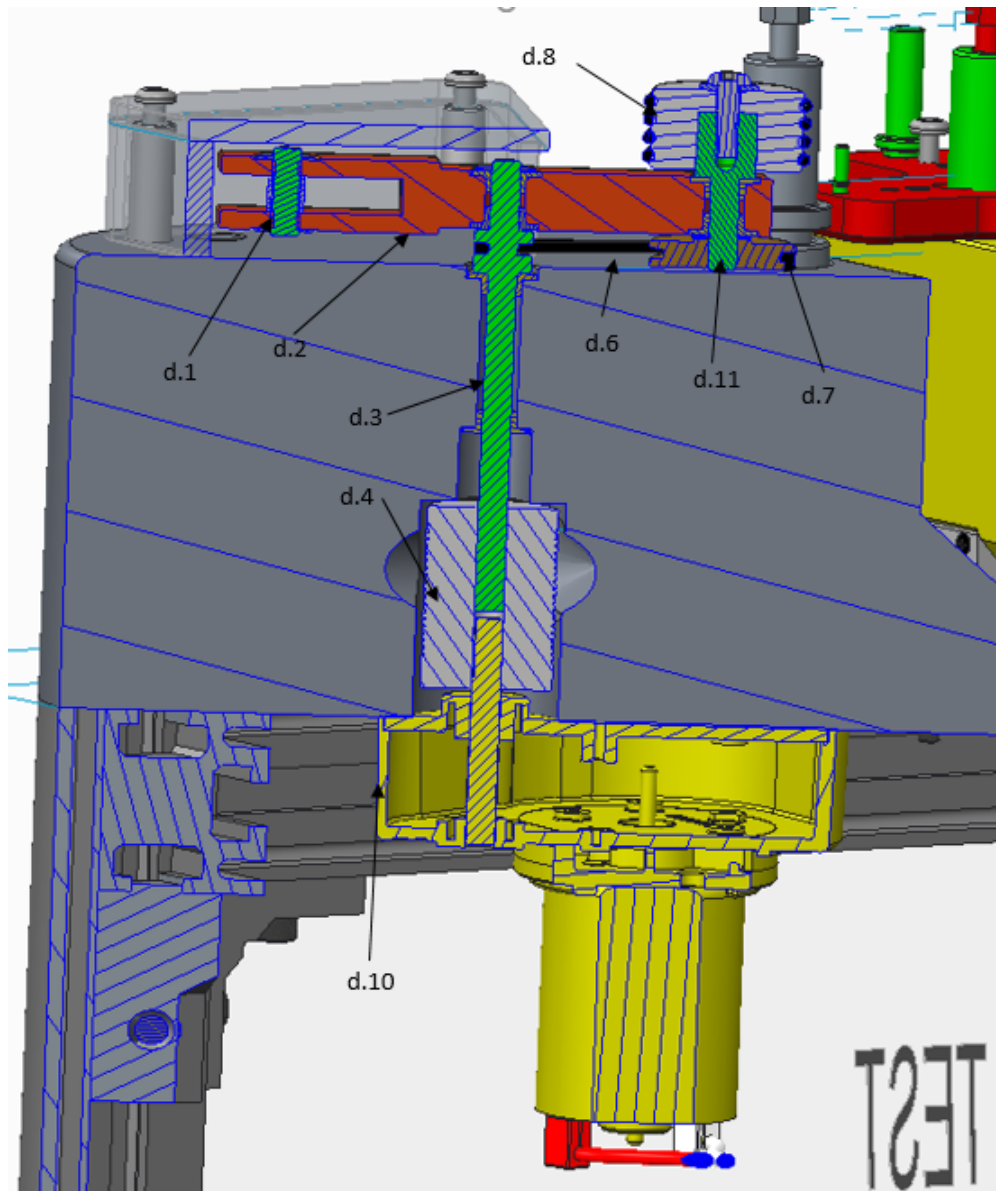


Imagen 5.16: Sistema de transmisión (fuente propia)

- Husillo: Gracias al husillo podemos variar la distancia entre centros y fijarla. El funcionamiento es muy simple el porta husillo (e.1) esta sujeto a el conjunto de medición y presión. El husillo de M6 (e.3) esta sujeto a la manivela (e.5), de esta forma al girar el husillo hace que la tuerca (e.2) se desplace a través de el.

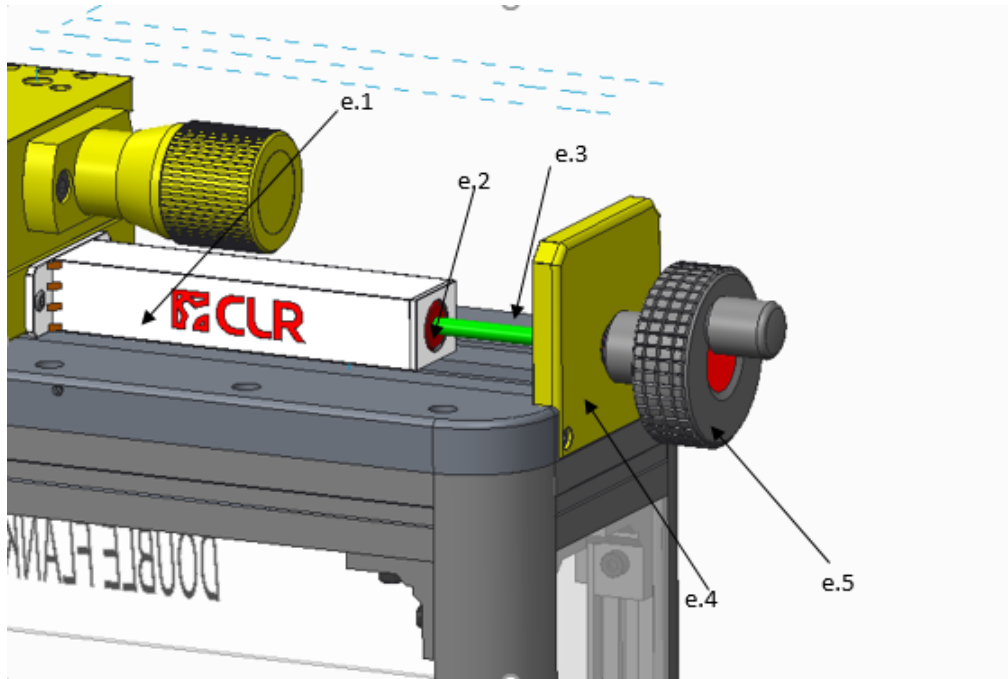


Imagen 5.17: Sistema de transmisión (fuente propia)

Capítulo 6

Cálculos justificativos

6.1 Esfuerzos de transmisión

Con tal de poder dimensionar todo el conjunto de transmisión (ver imagen 6.1) y realizar una correcta elección del moto reductor, es necesario conocer el par resistente como la potencia requerida.

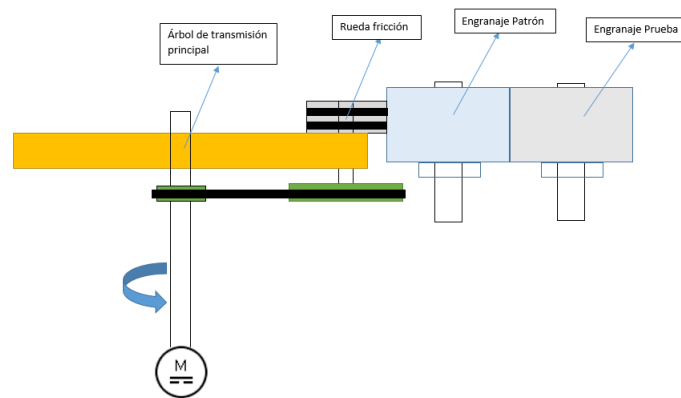


Imagen 6.1: Esquema simplificado sistema de transmisión (fuente propia)

6.1.1 Conjunto engranaje patrón y engranaje de prueba

Ambos engranajes giran libremente sobre sus correspondientes ejes. El par resistente y la potencia de rodadura quedan definidos en las ecuaciones 6.1 y 6.3, la resistencia se produce por la fricción entre el engranaje y el eje.

$$M = (R_p - R_{eje}) \times F_r \tag{6.1}$$

$$F_r = \mu \times N \tag{6.2}$$

$$P = M \times \frac{RPM \times 2\pi}{60} \tag{6.3}$$

Siendo:

-M, el momento resistente a la rodadura en Nmm.

-Fr, fuera de fricción en N.

-μ, el coeficiente de fricción de los dos materiales (ver imagen 6.2).

-N, la fuera normal a las superficies de contacto(ver imagen 3.6).

-R_p, el radio primitivo del engranaje.

Tabla 8.8 Coeficientes de fricción y desgaste adhesivo constante para nueve materiales en fricción.

Materiales en fricción	Coeficiente de fricción, μ	Constante de desgaste por adhesión, k ₁
Oro sobre oro	2.5	0.1-1
Cobre sobre cobre	1.2	0.01-0.1
Acero dulce sobre acero dulce	.6	10 ⁻²
Bronce sobre acero duro	.3	10 ⁻³
Plomo sobre acero	.2	2 × 10 ⁻⁵
Politetrafluoretileno sobre acero	.2	2 × 10 ⁻⁵
Acero inoxidable sobre acero duro	.5	2 × 10 ⁻⁵
Carburo de tungsteno sobre carburo de tungsteno	.35	10 ⁻⁶
Polietileno sobre acero	.5	10 ⁻⁸ -10 ⁻⁷

Imagen 6.2: Coeficientes de fricción y desgaste ([14])

A) Pareja de menor tamaño

	m	z	Dp	Deje	R.P.M	I_1	N	Mat.Eng	Mat.eje	μ
Eng.patron	0.2	71	14.2	8	1,4	0.2	1	Temple	Acero inox	0.5
Eng.prueba		14	5.6	2	7			Carbonitrurado	Acero cromado	

Tabla 6.1: Características pareja de menor tamaño

Momento resistente Eng.prueba M_{A1} : $(\frac{5,6}{2} - \frac{2}{2}) \times 0,5 \times 1 = 0,9Nmm$

Potencia necesaria Eng.prueba P_{A1} : $0,9 \times \frac{1,4 \times 2\pi}{60} = 0,13mW$

Momento resistente Eng.patron M_{A2} : $(\frac{14,2}{2} - \frac{8}{2}) \times 0,5 \times 1 = 3,1Nmm$

Potencia necesaria Eng.patron P_{A2} : $3,1 \times \frac{7 \times 2\pi}{60} = 2,3mW$

Potencia necesaria resistente total P_{1A} : $0,13 + 2,3 = 2,43mW$

B) Pareja de mayor tamaño

	m	z	Dp	Deje	RPM	I_1	N	Mat.Eng	Mat.eje	μ
Eng.patron	1.25	47	58.75	12.7	4,26	1.06	12	Temple	Acer.inox	0.5
Eng.prueba		50	62.5	15	4			Car.nitrurado	Acer.cromado	

Tabla 6.2: Características pareja de mayor tamaño

Momento resistente Eng.prueba M_{B1} : $(\frac{58,75}{2} - \frac{15}{2}) \times 0,5 \times 10 = 131,25Nmm$

Potencia necesaria Eng.patron P_{B1} : $131,15 \times \frac{4,26 \times 2\pi}{60} = 58,55mW$

Momento resistente Eng.patron M_{B2} : $(\frac{58,75}{2} - \frac{12,7}{2}) \times 0,5 \times 10 = 138,15Nmm$

Potencia necesaria Eng.patron P_{B2} : $138,15 \times \frac{4 \times 2\pi}{60} = 57,87mW$

Potencia necesaria resistente total P_{1B} : $57,87 + 58,55 = 116,42mW$

6.1.2 Conjunto rueda de fricción y engranaje patrón

La rueda de fricción transmite por fricción el par de giro necesario. La fuerza normal necesaria entre las dos superficies queda definida por la fórmula 6.4.

$$N = \frac{Fr}{\mu} \quad (6.4)$$

$$Fr \times [R_{ext} - R_{eje}] = M_2 + \frac{M_1}{I_1} \quad (6.5)$$

Siendo:

-N, la fuerza normal a las dos superficies necesaria para que se efectuó el giro sin deslizamiento en N.

- μ , coeficiente de fricción entre las dos superficies, para este caso 0,8.

- M_t , momento resistente a vencer.

- R_{ext} , el radio exterior del engranaje patrón.

-I, la relación de transmisión entre los dos engranajes.

A) Engranaje patrón de menor tamaño

	Dext	Deje	Material	μ	R.P.M	I_1
Engranaje patrón	14.6	2	Acero.Templado	0,8	1,4	0,67
Rueda fricción	22	4	caucho		0,94	

Tabla 6.3: Características engranaje patrón de menor tamaño

Fuerza de fricción necesaria, $F_{rA} : \frac{(3,1 + \frac{0,9}{0,67}) \times 2}{14,6 - 2} = 0,7N$

Fuerza normal entre las dos superficies, $N_A : \frac{0,7}{0,8} = 0,875N$

B) Engranaje patrón de mayor tamaño

	Dext	Deje	Material	μ	R.P.M	I_2
Engranaje patron	61.25	12.7	Acero.Templado	0,8	4.26	2,8
Rueda fricción	22	4	caucho		11.928	

Tabla 6.4: Características de mayor tamaño

Fuerza de fricción necesaria, $F_{rB} : \frac{(138,15 + \frac{131,25}{1,06}) \times 2}{61,25 - 12,7} = 10,8N$

Fuerza normal entre las dos superficies, $N_b : \frac{10,8}{0,8} = 13,5N$

Árbol rueda de fricción

El par resistente ejercido en el árbol de la rueda fricción queda defino como en la formula anterior 6.1

	Diámetro	Material	μ	N_a	N_b
Arbol	4	Acero cromado	0,19	0,2N	11N
Cojinete igus		Iguldur J			

Tabla 6.5: Características árbol rueda de fricción.

Momento resistente para caso A), $M_{3rA} : 0,2 \times 0,19 \times \frac{4}{2} = 0,076Nmm$

Momento resistente para caso B), $M_{3rB} : 11 \times 0,19 \times \frac{4}{2} = 4,18Nmm$

6.1.3 Árbol de transmisión principal

La fuerza normal entre la superficie del cojinete y árbol es el doble que el punto anterior debido a la fuerza ejercida por el muelle y la reacción en la rueda de fricción.

Cojinetes del árbol

	Diámetro	Material	μ	N_A	N_B	I_3
Arbol	6	Acero cromado	0,19	0,4N	22N	3
Cojinete igus		Iguldur J				

Tabla 6.6: Características árbol principal de transmisión.

Momento resistente para caso A), $M_{4ra} : 0,4 \times 0,19 \times \frac{6}{2} = 0,3Nmm$

Momento resistente para caso B), $M_{4rb} : 22 \times 0,19 \times \frac{6}{2} = 12,54Nmm$

6.1.4 Par y rpm necesarios en el motor

El par total de transmisión es la suma de todos los pares resistentes (ver ecuación 6.6).

$$MT = M_4 + \frac{M_3}{I_3} + \frac{M_2}{I_2 \times I_3} + \frac{M_1}{I_1 \times I_2 \times I_3} \quad (6.6)$$

Par total de transmisión caso A), $MT_A : 0,3 + \frac{0,076}{3} + \frac{3,1}{3 \times 0,67} + \frac{0,9}{3 \times 0,67 \times 0,2} = 4,1 Nmm$

Par total de transmisión caso B), $MT_B : 12,54 + \frac{4,18}{3} + \frac{138,15}{3 \times 2,8} + \frac{131,25}{3 \times 2,8 \times 1,06} = 50,05 Nmm$

La velocidad de giro necesaria queda definida en la formula 6.7.

$$Rpm_T = Rpm_1 \times I_T \quad (6.7)$$

$$I_T = I_1 \times I_2 \times I_3 \quad (6.8)$$

Siendo:

- Rpm_1 , la velocidad de giro del engranaje de prueba.

- I_T , la relación de transmisión total.

Caso A)

Relación de transmisión total, $I_T : 0,2 \times 0,67 \times 3 = 0,4$

Velocidad de giro necesaria, $Rpm_T : 7 \times 0,4 = 2,8 rpm$

Caso B)

Relación de transmisión total, $I_T : 1,06 \times 2,8 \times 3 = 8,9$

Velocidad de giro necesaria, $Rpm_T : 4 \times 8,9 = 35,6 rpm$

6.2 Desgaste por adhesión

Para el calculo de desgaste por adhesión utilizamos el modelo de archard (ver ecuación 8.2), archard define que tan solo se desgasta el material de menor dureza.

$$V = \frac{KPL}{3H} \quad (6.9)$$

Siendo:

- V, el volumen desgastado en mm^3 .
- K, constante de desgaste por adhesión (ver imagen 6.2).
- P, Fuerza normal a estas superficies en N .
- L, Longitud recorrida en mm.
- H, Dureza en el material en N/mm^2 .

6.2.1 Numero de ciclos útiles

Tan solo se calculara la vida del eje del engranaje patrón, ya que el eje del engranaje de prueba es de acero con un recubrimiento de cromo y la dureza del cromo supera a la de cualquier engranaje carbonitrurado. El numero de ciclos queda definido en la formula 6.10.

$$N^{\circ}Ciclos = \frac{L}{2\pi D} \quad (6.10)$$

$$L = \frac{2\pi D \times e \times 3H}{K \times P} \quad (6.11)$$

Siendo:

- e, Espesor de desgaste permitido.
- D, diámetro del eje.

Caso A) Engranaje de menor tamaño

	Material	HB	Deje	e	P	K
Eje Patron	AISI 301	255	8mm	1μ	0.2N	2×10^{-5}
Eng.Patron	Carbonitrurado	650				

Tabla 6.7: Características eje patrón de menor tamaño

$$\text{Longitud recorrida, } L : \frac{2\pi 8 \times 0,001 \times 3 \times 255 \times 9,81}{2 \times 10^{-5} \times 0,2} = 943 \times 10^5 \text{mm}$$

$$N^{\circ} \text{ciclos} : \frac{943 \times 10^5}{2\pi 8} = 188 \times 10^4$$

Caso B) Engranaje de mayor tamaño

	Material	HB	Deje	e	P	K
Eje Patron	AISI 301	255	12.7mm	1μ	12N	2×10^{-5}
Eng.Patron	Carbonitrurado	650				

Tabla 6.8: Características eje patrón de mayor tamaño

$$\text{Longitud recorrida, } L : \frac{2\pi 12,7 \times 0,001 \times 3 \times 255 \times 9,81}{2 \times 10^{-5} \times 12} = 250 \times 10^4 \text{mm}$$

$$N^{\circ} \text{ciclos} : \frac{250 \times 10^4}{2\pi 12,7} = 312 \times 10^2$$

6.3 Deformación del conjunto

6.3.1 Comportamiento Soporte fijo

Para ver el comportamiento de la bancada, se simula con nx. Aplicando las cargas de los pesos sobre los patines.

Carga patin1: 4,5N (peso del soporte móvil) + 5N (peso del engranaje)

Carga patin2: 8,4N (peso conjunto presión medición)

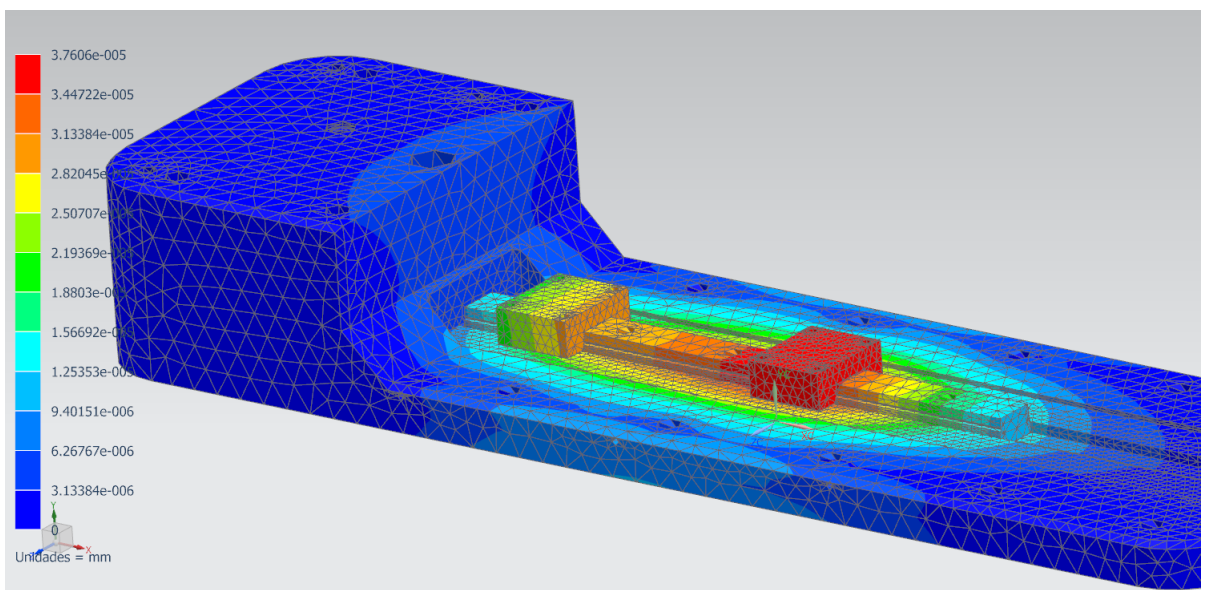


Imagen 6.3: Comportamiento bancada (fuente propia)

La deformación es totalmente despreciable.

6.3.2 Comportamiento Eje patrón

Se comprueba el comportamiento del eje patrón, en el peor de los casos, con una carga de 12N.

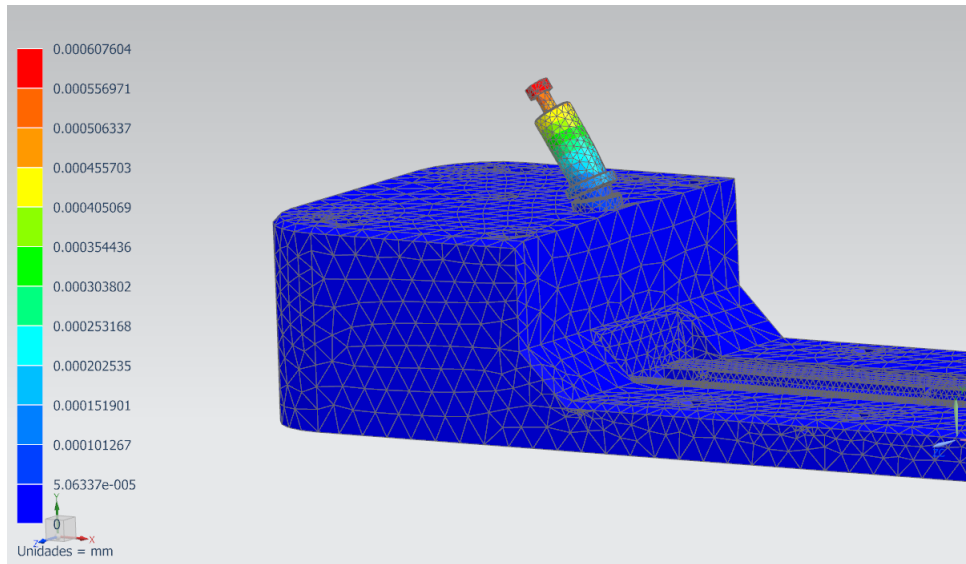


Imagen 6.4: Deformación del eje (fuente propia)

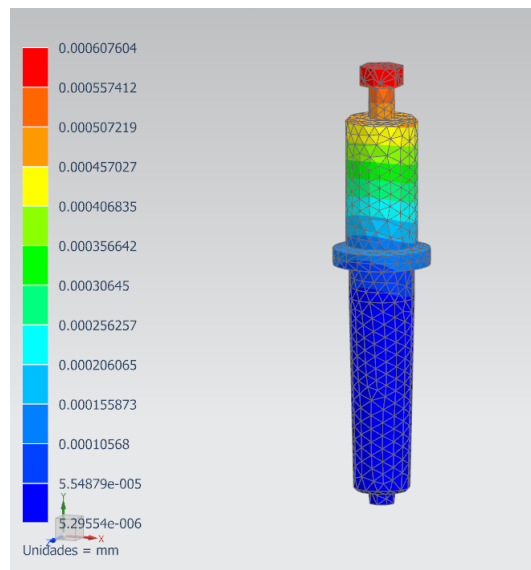


Imagen 6.5: Deformación del eje singularizada (fuente propia)

La deformación donde apoya el engranaje corresponde a la zona verde, con una deformación de $0,4\mu m$.

6.3.3 Comportamiento Pinza soporte

Se comprueba el comportamiento de la pinza soporte, con una carga en el muelle de 11N.

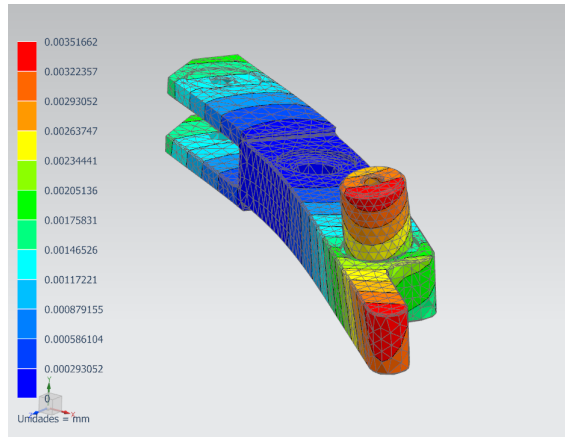


Imagen 6.6: Deformación pinza soporte(fuente propia)

Con una deformación máxima de $3\mu m$, es prácticamente despreciable para la funcionalidad de la pieza.

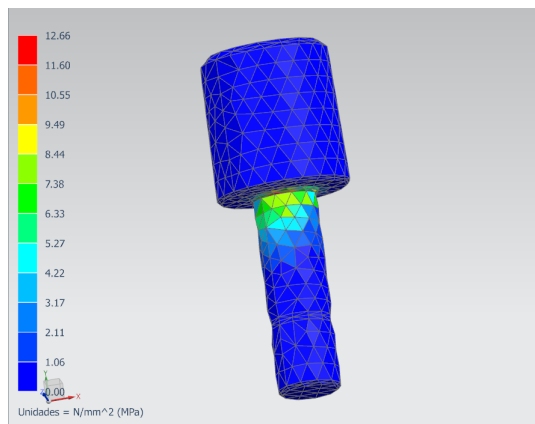


Imagen 6.7: Tensión máxima(fuente propia)

La tensión equivalente máxima de $12,66 \text{ N/mm}^2$ se encuentra en el eje, siendo el coeficiente de seguridad de 59 (ver formula 6.12).

$$N = \frac{750}{12,66} = 59,24 \quad (6.12)$$

Capítulo 7

Elección de productos estandarizados

Con tal de facilitar y abaratar el proyecto se procede a buscar todos los posibles productos estandarizados.

7.1 Cojinetes de fricción

Los cojinetes de fricción son adecuados para bajas revoluciones y mas simples que un rodamiento. En este caso se han elegido los cojinetes de plástico de la marca IGUS, en concreto el modelo iglidur J. Ofrecen calculo de durabilidad e información técnica de los plásticos como los coeficiente de fricción (ver imagen 7.1).

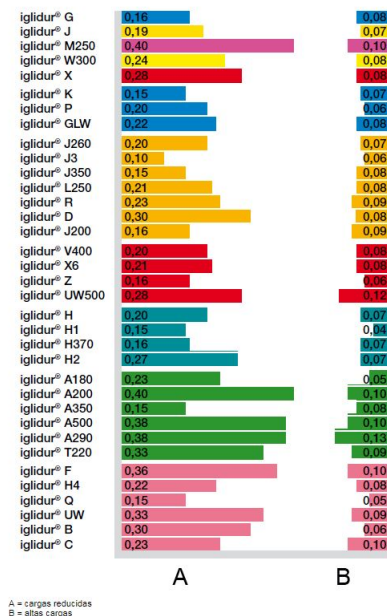


Imagen 7.1: Coeficiente de fricción contra el acero (fuente Igus)

7.2 Perfiles de bancada

Se utilizaran perfiles de aluminio extrudido (ver imagen 7.2). El tamaño mas pequeño distribuido es de 25x25mm.

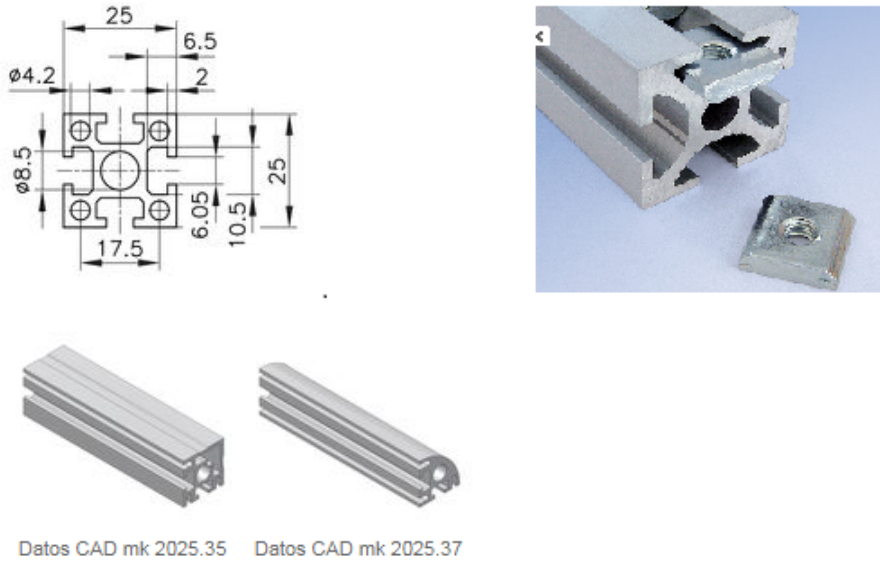


Imagen 7.2: Perfil aluminio extrudido 25x25mm (fuente Mk group)

7.3 Nonio presión muelle

Para regular la presión del muelle, se utiliza un nonio con un recorrido de 15mm.

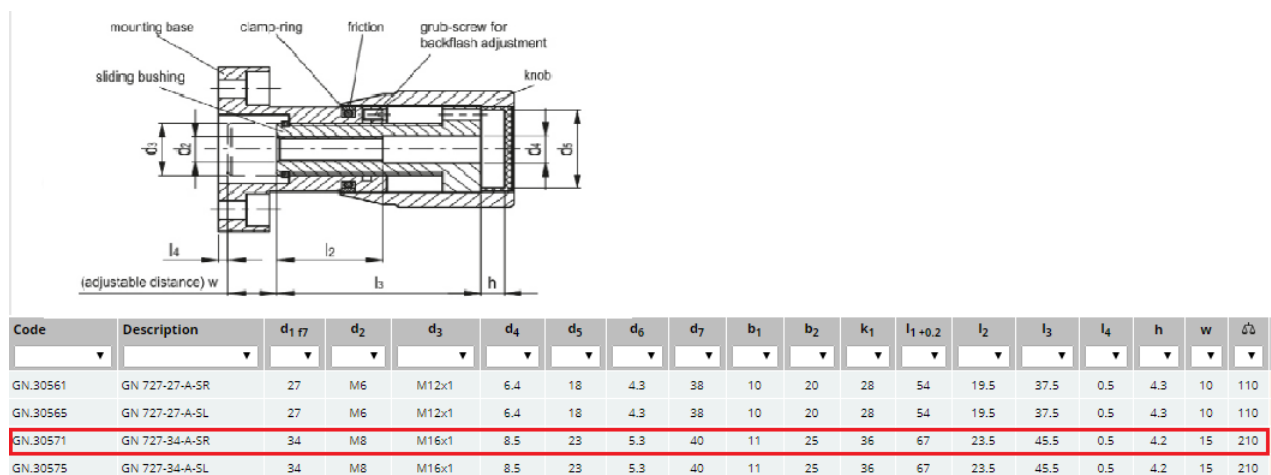


Imagen 7.3: Nonio recorrido 15mm (fuente elesa)

7.4 Muelles

Se requiere un muelle para la presión del engranaje y otro para la presión del sistema de transmisión. Para el muelle de presión se requiere una constante de 1N/mm y un recorrido de mas de 12mm. Para la presión en el sistema de transmisión se requieren (ver cal).

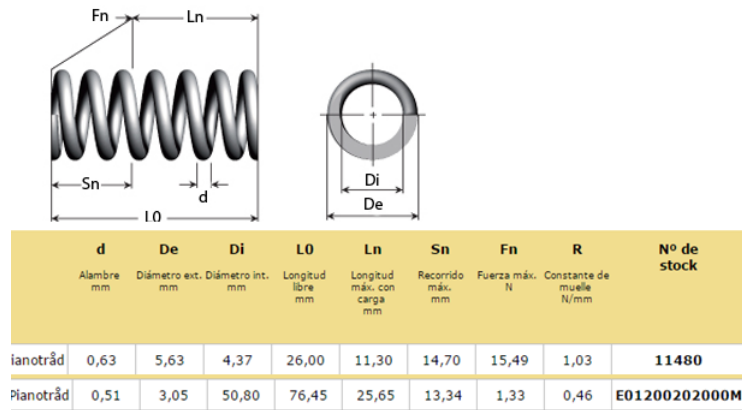


Imagen 7.4: Características muelles (fuente Sodemann)

7.5 Manivela

Manivela de 50mm de diámetro, para la variación entre centros.

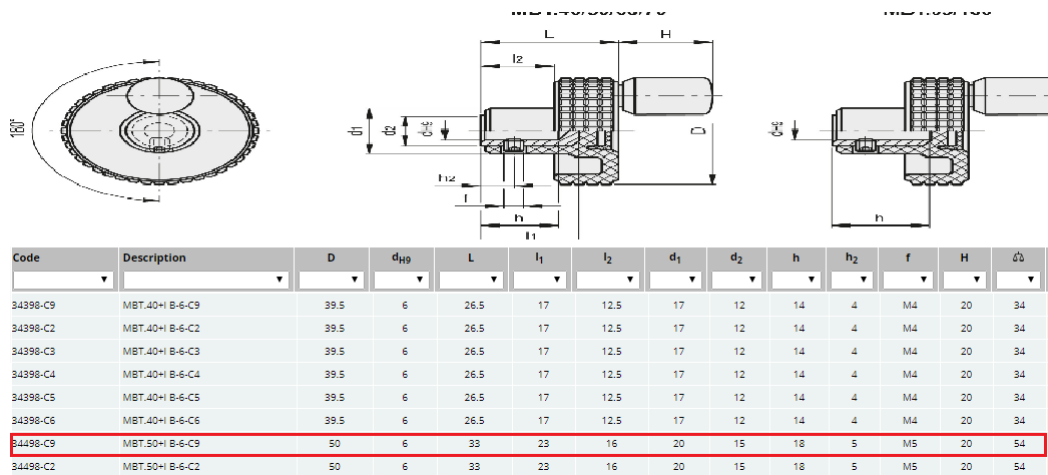


Imagen 7.5: Manivela 50mm (fuente elesa)

7.6 Guías lineales

Se requiere una guía lineal con dos patines, de máxima precisión, rigidez y mínimo rozamiento. Las guías en miniatura Thomson se ha cerca a estas especificaciones, hay dos grados de calidad y precarga.

Para este caso se ha elegido una guía lineal TSR15Z (ver imagen 7.6) con calidad P y precarga C1. A continuación se explican las características.



Imagen 7.6: Guía lineal Thomson TSR15Z (fuente Thomson)

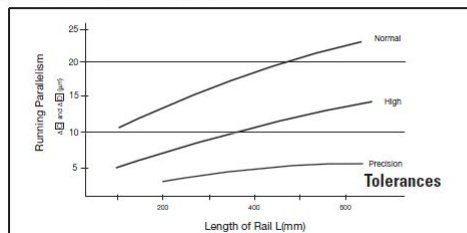
- Grados de calidad P-Precisión y H-Hig.

Los grados de calidad definen la desviación máxima de paralelismo entre el patín y la guía (ver imagen 7.7).

- Grados de precarga C1 y C0.

La precarga elimina el juego existente entre el patín y la guía, además de aumentar la rigidez, siendo C1 la mayor precarga y C0 (ver imagen 7.7) .

TSR-Z (Standard) Running Parallelism



TSR-Z (Standard) Fit Up

Series Type, Size and Style	Radial Clearances (µm)	
	clearance fit (blank)	light preload C1
TSR5 Z	0~+1.5	-1.5~0
TSR7 Z	±2	-3~0
TSR9 Z	±2	-4~0
TSR12 Z	±3	-6~0
TSR15 Z	±5	-10~0

Imagen 7.7: Precarga y paralelismo (fuente Thomson)

7.7 Anillos elásticos DIN 471

Para ejes de 4 y 6 mm.

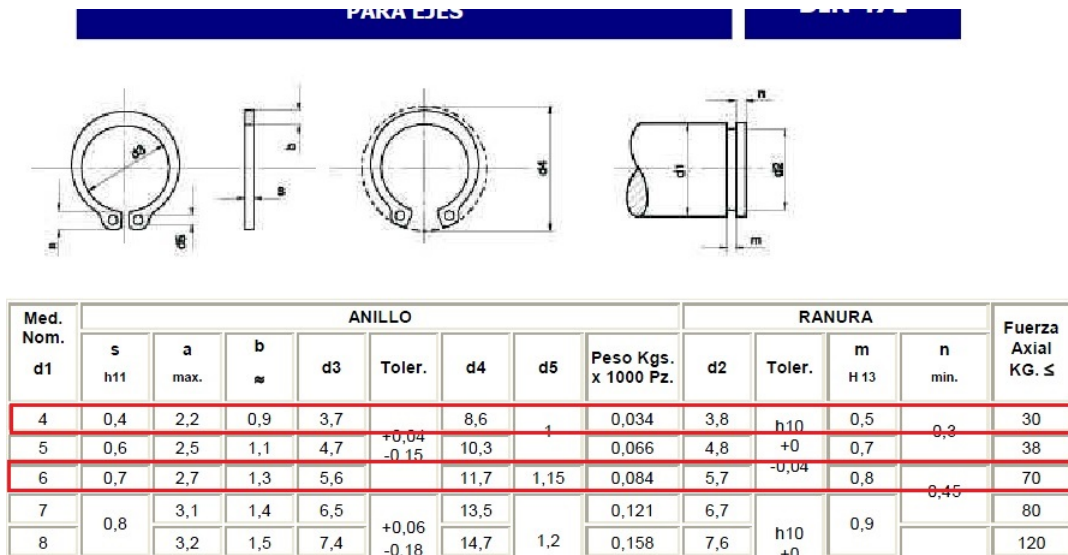


Imagen 7.8: Dimensiones anillos elásticos DIN471 (fuente Otia)

7.8 Tornillería

- Tornillos Allen DIN 912

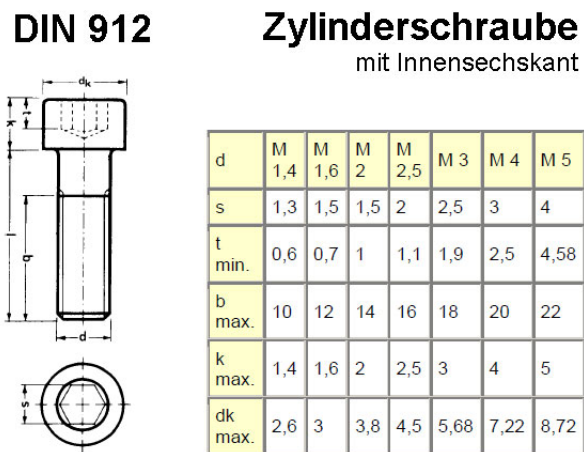


Imagen 7.9: Tornillos Allen din 912

- Tornillos Allen ISO 7380

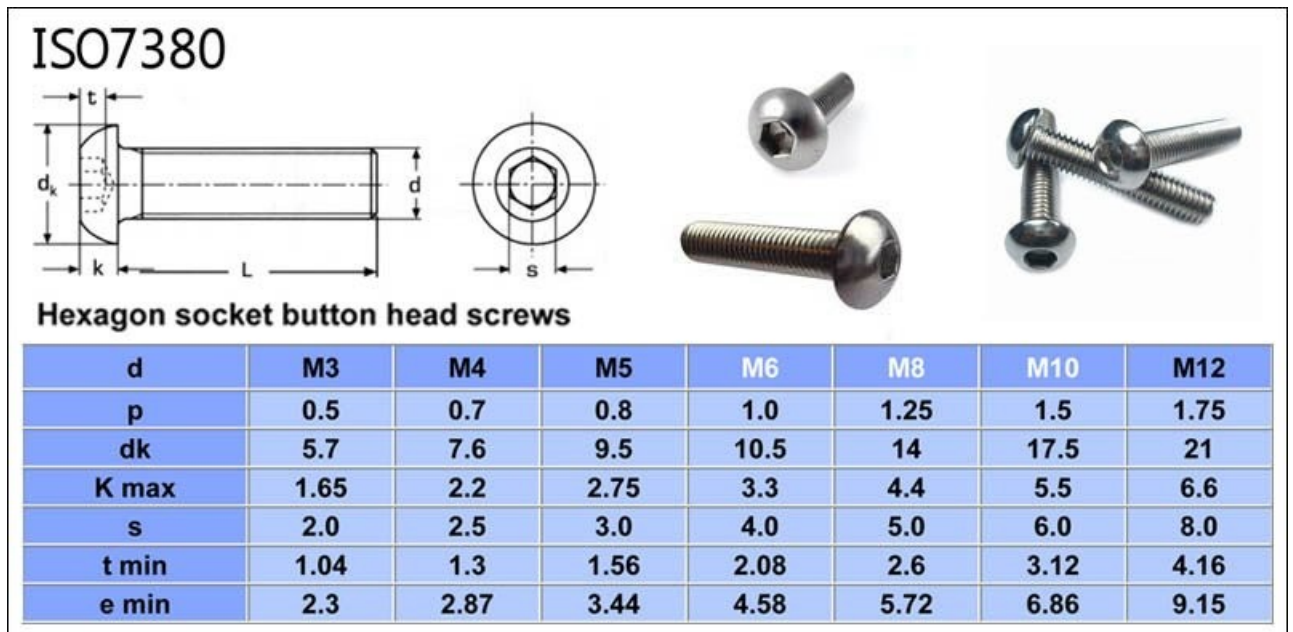


Imagen 7.10: Dimensiones tornillos Allen ISO 7380

7.9 Acoplamiento motor

Acoplamiento flexible 4x6mm.



Imagen 7.11: Acoplamiento flexible 4x6 (fuente amazon)

7.10 Sensor de medición

Como hemos tratado anteriormente (ver apartado 3.2) en la incertidumbre de la medida es importante elegir un sensor que este por debajo de este parámetro. En este caso hemos elegido un sensor del tipo inductivo, con salida en DC (ver imagen 7.12).

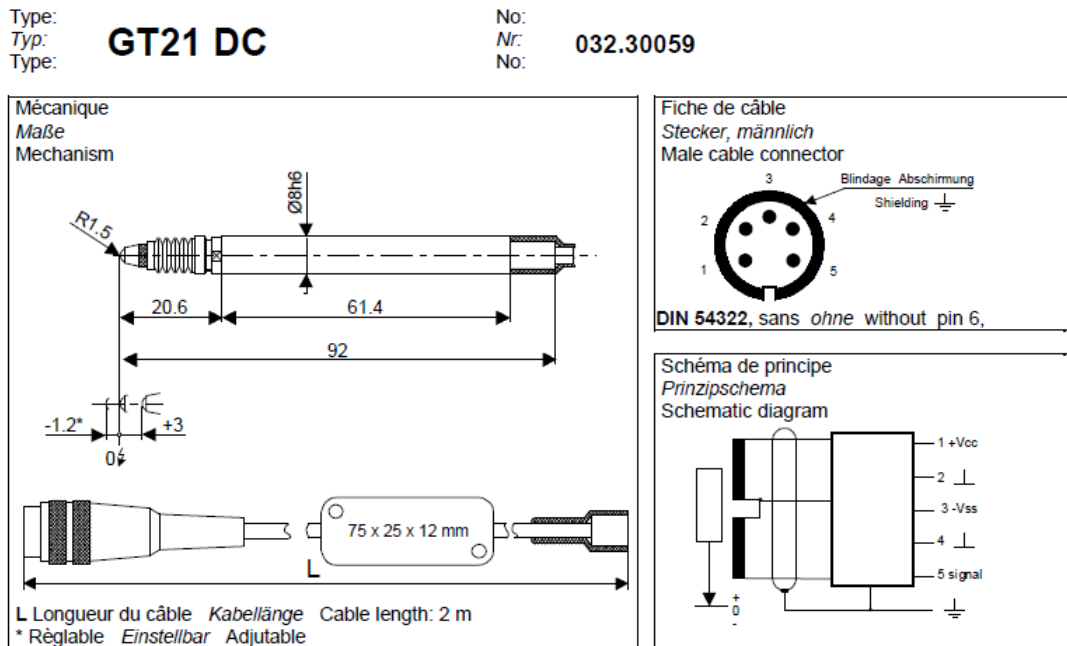


Imagen 7.12: Sensor de medición GT21 DC (fuente Tesa)

La peculiaridad de este tipo de sensor es que para pequeños desplazamientos la precisión es muy grande. Se puede observar la ficha técnica en la imagen 7.13. El desplazamiento mas grande a medir en nuestro caso es de 0,1mm.

Destacar de la imagen 7.13, que para un rango de medición de 1mm tendríamos una desviación máxima de 0.0004mm y una desviación respecto al cero de 0.0002mm.

Un: ± 15 V RL: 10 kΩ Temp.: 20 °C (± 0,5 °C)			
Temps de stabilisation après mise sous tension: Stabilisationszeit nach dem Einschalten: Stabilisation time after power up:			10 mn
Droite des moindres carrés Gerade der kleinsten Fehlerquadrate Least squares line (y = ax+b)	Ecart de linéarité max. Max. Linearitätsabweichung Max. Linearity deviation (y _m - y)	Sensibilité Empfindlichkeit Sensitivity (a)	Ecart linéarité au 0 Linearitätsabw. bei 0 Linearity dev.at 0 (b)
EM nominale: Meßspanne MS: 4 mm Nominal MR: (± 2 mm)	± 15 µm	1.000 ± 0.002 V/mm	0 ± 7.5 µm
EM partielle: Teilmeßspanne MS: 2 mm Part MR: (± 1 mm)	± 5 µm	1.001 ± 0.004 V/mm	0 ± 2.5 µm
EM partielle: Teilmeßspanne MS: 1 mm Part MR: (± 0.5 mm)	± 0.4 µm	1.003 ± 0.004 V/mm	0 ± 0.2 µm
Variation de la sensibilité Empfindlichkeitsabweichung Sensitivity Drift	Dérive du zéro Temperaturkoeffizient Zero Drift		
Typ. ± 100 ppm/°C	Typ. ± 0.2 µm/°C		

Imagen 7.13: Parámetros de medición sensor tesa GT21 DC (fuente Tesa)

7.11 Moto reductor

En el apartado cálculos justificativos (ver apartado 6.1.4), se puede encontrar el par de utilización y las rpm. La características del moto reductor (ver imagen 7.14) se adaptan perfectamente a estas especificaciones.

9446	9468	V	R.P.M.	A	R.P.M.	A	Kg·cm	N·m	A	Kg·cm	N·m
ANCLAJE TIPO A	ANCLAJE TIPO B	1,5	4	0,06	3	0,02	0,4	0,03	0,08	1,5	0,1
		3	9	0,06	7	0,03	0,5	0,05	0,16	2,5	0,2
		6	17	0,06	15	0,06	0,8	0,1	0,35	4,7	0,5
		9	26	0,07	22	0,10	1,4	0,1	0,53	7,2	0,7
		12	35	0,08	29	0,15	2,1	0,2	0,73	10,2	1

Imagen 7.14: Características moto reductor (fuente CLR)

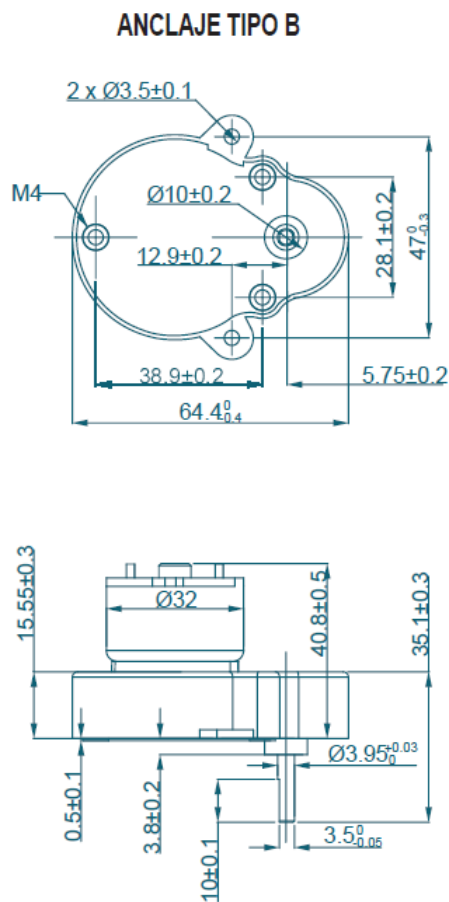


Imagen 7.15: Dimensiones moto reductor (fuente CLR)

7.12 Engranajes patrón

Es interesante que el número de dientes del engranaje patrón y el engranaje de prueba sean coprimos, de esta forma los dientes coinciden menos veces, disminuyendo a si la posible suma de errores.

Para la elección del número de dientes se comprobaron por modulo, buscando cual seria el número de dientes ideal del engranaje, con la ayuda de la tabla de número coprimos (ver imagen 7.16).

→0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
0	–	2	3	2 ²	5	2·3	7	2 ³	3 ²
10	2·5	11	2 ² ·3	13	2·7	3·5	2 ⁴	17	2·3 ²
20	2 ² ·5	3·7	2·11	23	2 ³ ·3	5 ²	2·13	3 ³	2 ² ·7
30	2·3·5	31	2 ⁵	3·11	2·17	5·7	2 ² ·3 ²	37	2·19
40	2 ³ ·5	41	2·3·7	43	2 ² ·11	3 ² ·5	2·23	47	2 ⁴ ·3
50	2·5 ²	3·17	2 ² ·13	53	2·3 ³	5·11	2 ³ ·7	3·19	2·29
60	2 ² ·3·5	61	2·31	3 ² ·7	2 ⁶	5·13	2·3·11	67	2 ² ·17
70	2·5·7	71	2 ³ ·3 ²	73	2·37	3·5 ²	2 ² ·19	7·11	2·3·13
80	2 ⁴ ·5	3 ⁴	2·41	83	2 ² ·3·7	5·17	2·43	3·29	2 ³ ·11
90	2·3 ² ·5	7·13	2 ² ·23	3·31	2·47	5·19	2 ⁵ ·3	97	2·7 ²
100	2 ² ·5 ²	101	2·3·17	103	2 ³ ·13	3·5·7	2·53	107	2 ² ·3 ³
110	2·5·11	3·37	2 ⁴ ·7	113	2·3·19	5·23	2 ² ·29	3 ² ·13	2·59
120	2 ³ ·3·5	11 ²	2·61	3·41	2 ² ·31	5 ³	2·3 ² ·7	127	2 ⁷
130	2·5·13	131	2 ² ·3·11	7·19	2·67	3 ³ ·5	2 ³ ·17	137	2·3·23
140	2 ² ·5·7	3·47	2·71	11·13	2 ⁴ ·3 ²	5·29	2·73	3·7 ²	2 ² ·37
150	2·3·5 ²	151	2 ³ ·19	3 ² ·17	2·7·11	5·31	2 ² ·3·13	157	2·79
160	2 ⁵ ·5	7·23	2·3 ⁴	163	2 ² ·41	3·5·11	2·83	167	2 ³ ·3·7
170	2·5·17	3 ² ·19	2 ² ·43	173	2·3·29	5 ² ·7	2 ⁴ ·11	3·59	2·89

Imagen 7.16: Tabla números coprimos

El resultado de los engranajes patrón se encuentra en la imagen 7.17.

m	z	α	B(mm)	Taladro(mm)
0,2	71	20	18	8
0,3	61	20	18	10
0,4	61	20	18	11
0,4	61	25	16	12,7
0,45	61	20	16	12,7
0,5	61	22	16	12,7
0,5	61	20	15	12,7
0,5	61	22	15	12,7
0,6	43	20	15	12,7
0,7	41	25	15	12,7
0,7	41	20	15	12,7
0,75	43	25	14	12,7
0,75	43	15	14	12,7
0,8	41	15	14	12,7
0,8	41	20	14	12,7
0,8	41	25	14	12,7
1	31	20	14	12,7
1	31	25	14	12,7
1,25	47	20	14	12,7

Imagen 7.17: Engranajes patrón elegidos

Capítulo 8

Selección de los materiales.

8.1 Ejes de los engranajes

Los ejes de los engranajes están sometidos principalmente a deformación por flexión y desgaste. Siendo estos los criterios fundamentales para la elección del material. La fórmula 8.1, define la deformación por flexión en voladizo, de aquí se puede extraer el índice de material para deformación a flexión.

$$f = \frac{F \times L^3}{3} \times \left[\frac{1}{E} \right] \quad (8.1)$$

El índice de material para la condición de deformación por flexión queda definido como $\frac{1}{E}$. El material más indicado según este criterio sería un acero (ver tabla ??).

	E(MPA)
Acero	210000
Bronce	120000
Aluminio	70000

Tabla 8.1: Comparativa módulo de young.

El desgaste del eje se define con la ecuación de archard 8.2.

$$V = \frac{PL}{3} \times \left[\frac{K}{H}\right] \quad (8.2)$$

Siendo el índice del material $\frac{K}{H}$. Sin duda alguna el material que mejor se adapta a estas especificaciones es el acero inoxidable (ver tabla 8.2).

	HB	K (sobre acero duro)
Acero c45	207	10^{-2}
Acero inox	200	2×10^{-5}
Bronce	60	10^{-2}

Tabla 8.2: Comparativa materiales a desgaste

Capítulo 9

Presupuesto y planificación

9.1 Coste materias primas

CANTIDAD	DIMENSIONES	REFERENCIA	P.UNIT	P.TOTAL
1	420x120x65	7075 t651	77€	77€
1	80x50x42	7075 t651	5€	5€
1	90x43x20	7075 t651	2€	2€
1	65x60x8	7075 t651	2€	2€
1	90x12x12	7075 t651	1€	1€
1	∅16 h6 x 1m	C45	10,98€	10,98€
1	∅10 h6 x 1m	CK45	9,14€	9,14€
1	∅10 h6 x 1m	AISI 301	13,83€	13,83€
1	∅16 h6 x 1m	C45	10,98€	10,98€
1	∅6 h8 x 1m	CK45	8,2€	8,2€
			Total:	140,13€

Tabla 9.1: Presupuesto materias primas (fuente propia)

9.2 Coste de elementos

CANTIDAD	NOMBRE	REFERENCIA	P.UNIT	P.TOTAL
1	Guía lineal 180mm	2TSR15ZMUUC1+180	150 €	150€
1	Manivela \varnothing 50	34498-C9	6,29€	6,29€
1	Nonio 15mm	GN 727-34-A-SR	64,60€	64,60€
10	Cojinete \varnothing 4x3	JFM-0405-03	1,8€	18€
1	Cojinete \varnothing 8x8	JFM-0810-08	3,09€	3,09€
2	Cojinete \varnothing 6x4	JFM-0608-04	3,13€	6,26€
2	Cojinete \varnothing 8x12	JSM-0810-12	3,13€	6,26€
1	Cojinete \varnothing 8x3	JSM-0810-03	3,19€	3,19€
1	Muelle compresión \varnothing 5, 63	11480	4,69€	4,69€
1	Muelle tracción \varnothing 3, 05	E01200202000m	4€	4€
1	Acoplamiento flexibe 4x6	cnbtr d19mm L25mm	3,44€	3,44€
10	Anillos elásticos \varnothing 4	DIN471 \varnothing 4	0,1€	1€
10	Anillos elásticos \varnothing 6	DIN471 \varnothing 6	0,1€	1€
10	Juntas toricas \varnothing 20	XNBR \varnothing 20	0,5€	5€
5	Tornillos Allen botón M3x20	ISO 7380	0,15€	0,75€
5	Tornillos Allen botón M2,5x10	ISO 7380	0,15€	0,75€
14	Tornillos Allen M3x10	DIN 9122	0,15€	2,1€
5	Tornillos Allen M3x12	DIN 9122	0,15€	0,75€
5	Tornillos Allen M3x15	DIN 9122	0,15€	0,75€
5	Tornillos Allen M3x20	DIN 9122	0,15€	0,75€
5	Tornillos Allen M2x10	DIN 9122	0,15€	0,75€
5	Tornillos Allen M5x15	DIN 9122	0,15€	0,75€
5	Tornillos Allen M4x12	DIN 9122	0,15€	0,75€
1	Correa de transmisión	001580	1,10€	1,10€
1	Palpador medición	GT21 DC	710€	710€
			Total:	993,02€

Tabla 9.2: Coste elementos generales C.g (fuente propia)

CANTIDAD	NOMBRE	REFERENCIA	P.UNIT	P.TOTAL
2	Perfil 348mm	mk2025.31	7€	14€
2	Perfil 70mm	mk2025.31	6,5€	12€
4	Perfil 90mm	mk2025.37	5€	20€
8	Escuadra 15mm	25.50.1000	1,13€	8€
17	Tuerca cuadrada M4	25.50.0540	0,3€	5,1€
4	Tapa 25x25	25.50.8004	1,2€	4,8€
			Total:	63,9€

Tabla 9.3: Coste bancada aluminio C.b(consulta Mk group)

CANTIDAD	NOMBRE	REFERENCIA	P.UNIT	P.TOTAL
1	Patron m0,2	m0,2 z71 α 20 b18	2627€	2627€
1	Patron m0,3	m0,3 z61 α 20 b18	1741€	1741€
1	Patron m0,4	m0,4 z61 α 20 b18	1491€	1491€
1	Patron m0,4	m0,4 z61 α 25 b18	1491€	1491€
1	Patron m0,45	m0,45 z61 α 20 b18	1351€	1351€
1	Patron m0,5	m0,5 z61 α 20 b18	1308€	1308€
1	Patron m0,5	m0,5 z61 α 25 b18	1308€	1308€
1	Patron m0,6	m0,6 z43 α 20 b15	1308€	1308€
1	Patron m0,7	m0,7 z41 α 20 b15	1168€	1168€
1	Patron m0,8	m0,8 z41 α 20 b12	1141€	1141€
1	Patron m1	m1 z41 α 20 b12	1273€	1273€
1	Patron m1,25	m1,25 z47 α 20 b12	1273€	1273€
			Total:	17480€

Tabla 9.4: Coste engranajes patrón C.p (consulta Schynder)

Coste total de elementos: $C.g + C.b + C.p = 18610,15€$

9.3 Coste mano de obra

- Diseño y calculo: $700h \times 4,8\text{€}/h = 3360\text{€}$
- Fabricación y montaje: $200h \times 4,8\text{€}/h = 960\text{€}$

Coste total mano de obra: $3360 + 960 = 4320\text{€}$

9.4 Presupuesto total

$Pre.Total : (C.Materias + C.elementos + C.manodeobra) \times 1,04$ *Inconvenientes*
(9.1)

$Pre.Total:(140,13 + 18610,15 + 4320) \times 1,04 = 23993,1\text{€}$

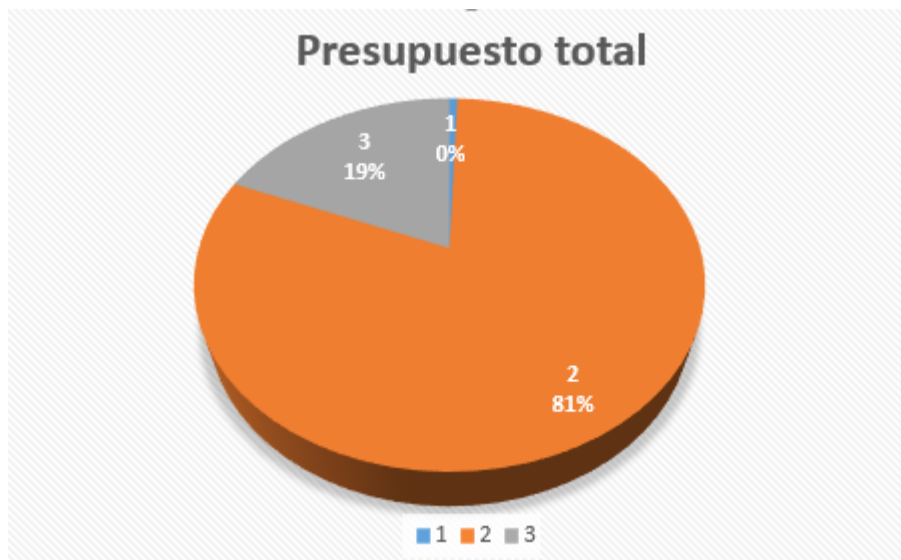


Imagen 9.1: Gráfico circular Presupuesto Total

9.5 Planificación diagrama de grantt

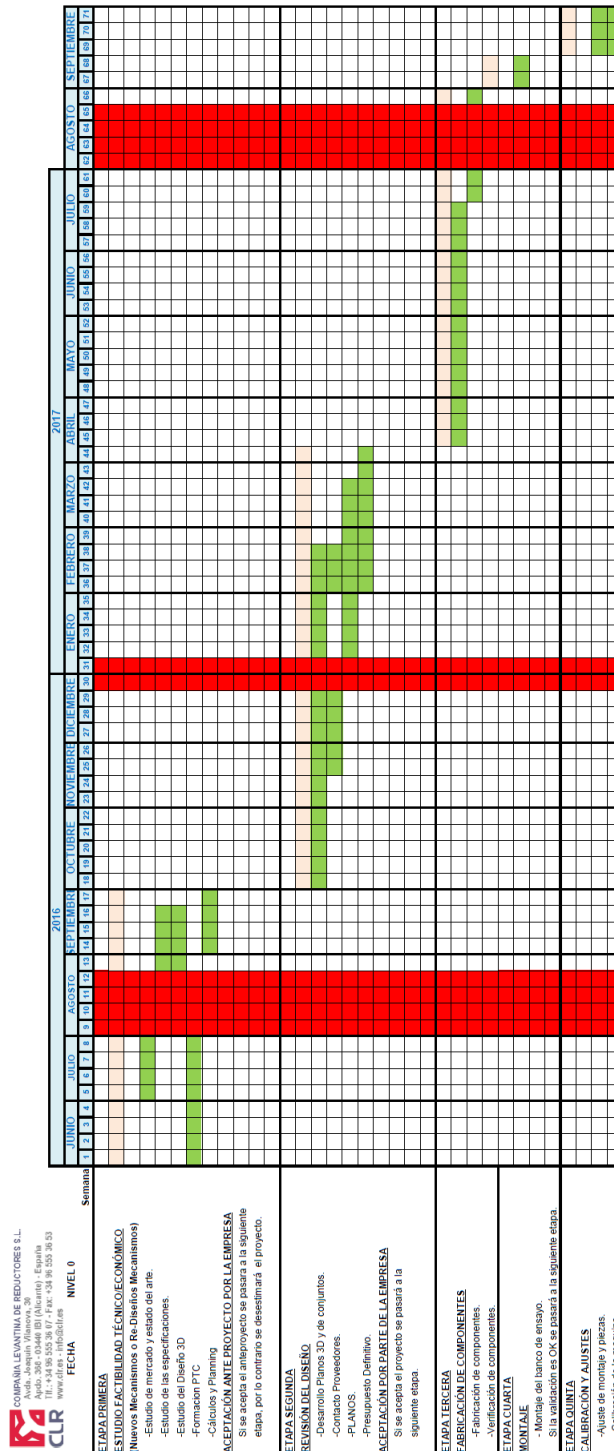


Imagen 9.2: Diagrama de grantt

Capítulo 10

Planos

Tabla 10.1: Lista de materiales LDM₁

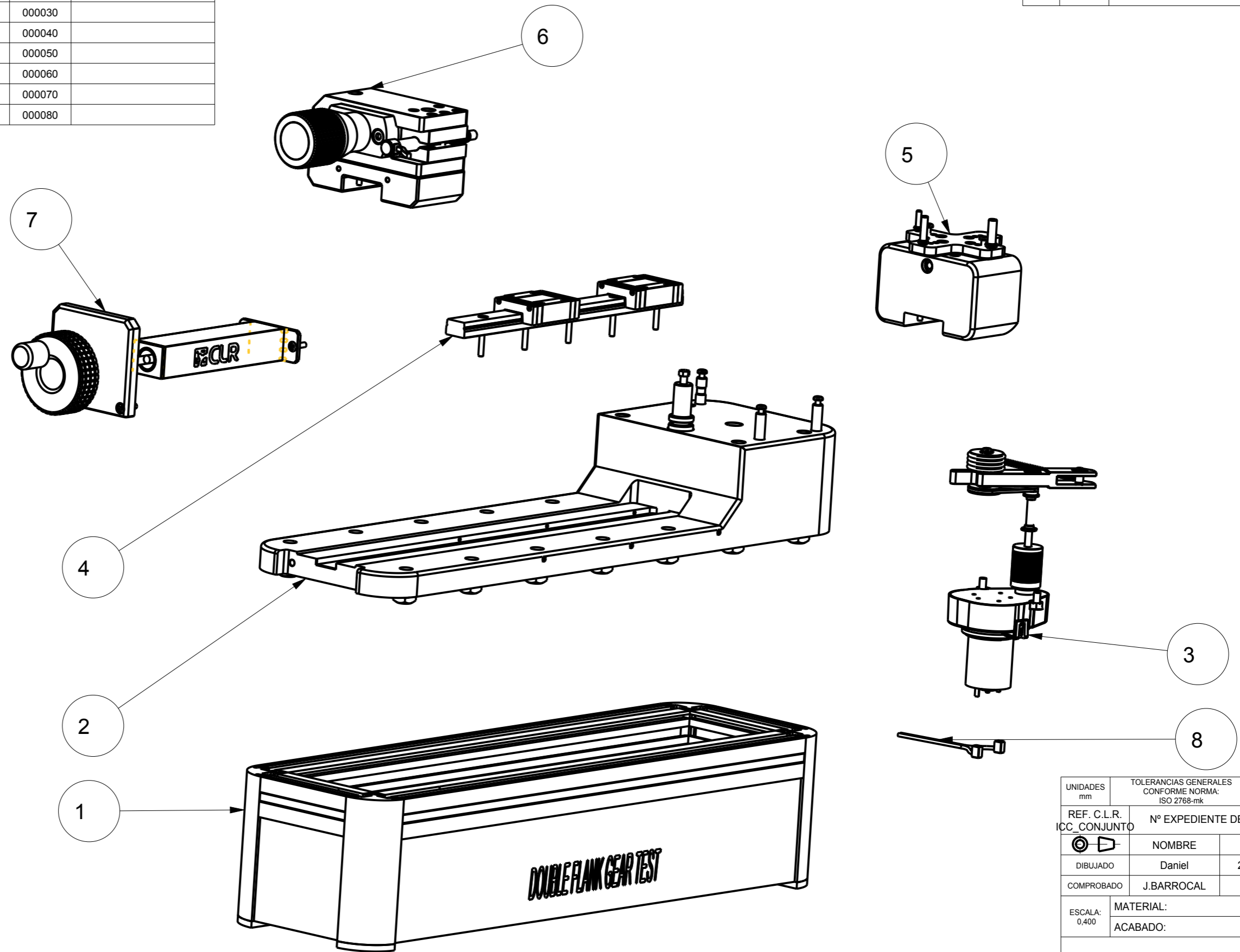
N ^a	CONJUNTO	PIEZAS	CANT.	REF
1	Bancada principal			000010
		Allen M4x12mm	16	000015
		L perfil 25mm	8	000014
		Lamina Trans 380x71	1	000015
		LaminaTrans 82x71	2	000016
		Perfil 25mm L70mm	2	000012
		Perfil 25mm L 368mm	2	000013
		Perfil 25mm Pata 90mm	4	000011
		Tapa apoyos 25mm	4	000014
		Tueca m4	16	000017
	Portaejes - Fijo			000020
		Allen M4 x12mm	14	000015
		Casquillo Morse 10mm 1,3°	1	000202
		Columna6Ø x20mm	2	000027
		Columna Muelle Ø6 x20mm	1	000029
		Eje de ajuste	6	000028
		Eje Patron Ø11mm Calidad 5	1	000201
		Extractor M4	1	000307
		Muelle 2mm	6	000207
		Perimetro-Polipropileno	1	000021
		Prisionero m3	6	000300
		Soporte - Fijo	1	000021
		Tapa - polipropileno	1	000028
		Tornillo M3 x 10mm	3	000005
		Tueca m4	14	000017
3	Sistema Transmsión		1	000030
		Acoplamiento Motor Ø9mm	1	000039
		Arandela M3	1	000055
		Casquillo Naylon Ø20.35mm	1	000310
		Circlips Ø4mm	4	000036
		COJINETE IGUS Ø4MM	6	000032
		Cojinete Muelle Ø5mm	1	000310
		Eje Muelle 3mm	1	000315
		Eje polea Ø4mm	1	000033
		Goma transmision 62mm	1	000302
		Motor	1	000301
		Muelle50-70 mm	1	000102
		Pinza Soporte	1	000032
		Polea Ø16mm	1	000038
		Rueda Friccion Ø18,8	1	000032
		Torica de friccion Ø24	4	000035
		Tornillo M3 x 10mm	1	000005
		Tornillon Conico Esterella	2	000037

Tabla 10.2: Lista de materiales LDM₂

4	Guia Thomson		1	000040
		Allen M4 x12mm	5	000015
5	Porta ejes móvil		1	000050
		Allen M4 x12mm	4	000015
		Balona Eje 10mm Calidad 8	1	000080
		CasquilloMorse Ø10mm-1,3°	1	000060
		Casquillo Ø57mm	1	000058
		Eje Conico Ø10mm calidad 8	1	000057
		EJE Ø2 mm	1	000053
		Eje Ø3mm	1	000054
		Eje Ø4 mm	1	000055
		EjeØ5mm	1	000056
		Extractor_M4	1	000307
		Pasador 9809	2	000054
		Porta mini Ejes 56,5x56,5x 5	1	000059
		Soporte Eje 80x50x42	1	000051
		TornilloM3 x 10mm	4	000005
6	ConjuntoMedición y Presión			000060
		Allen M4 x12mm	17	000015
		Conjunto Muelle 15N	1	000062
		Ple Inferior 90x42.5x 23mm	1	000061
		Sensor Axial	1	006200
7	Husillo		1	000070
		Allen M4 x12mm	2	000015
		Anillo Elastico 6mm	2	000090
		Cojinete JFM-0608-04	2	000080
		Husillo m6x110 + 35mm	1	000073
		Manivela Diamond CU 50mm	1	000079
		Perfil 25x20x 1,5mm	1	000077
		Pletina 48x20x2.5mm	1	000078
		SoporteHusillo 65x60x8 mm	1	000071
		Tapa Tuerca 25x20mm	1	000075
		Tornillo M3 x 10mm	2	000005
		Tuerca Igus M6x1mm JSRM 1413	1	000074

Nº	CONJUNTO	CANT.	REF.	MATERIAL
1	Bancada Principal	1	000010	
2	Portaejes - Fijo	1	000020	
3	Sistema Transmisión	1	000030	
4	Guía Thomson	1	000040	
5	Porta ejes movil	1	000050	
6	Conjunto Medición y Presión	1	000060	
7	Husillo	1	000070	
8	Conjunto Electronico-Elctrico	1	000080	

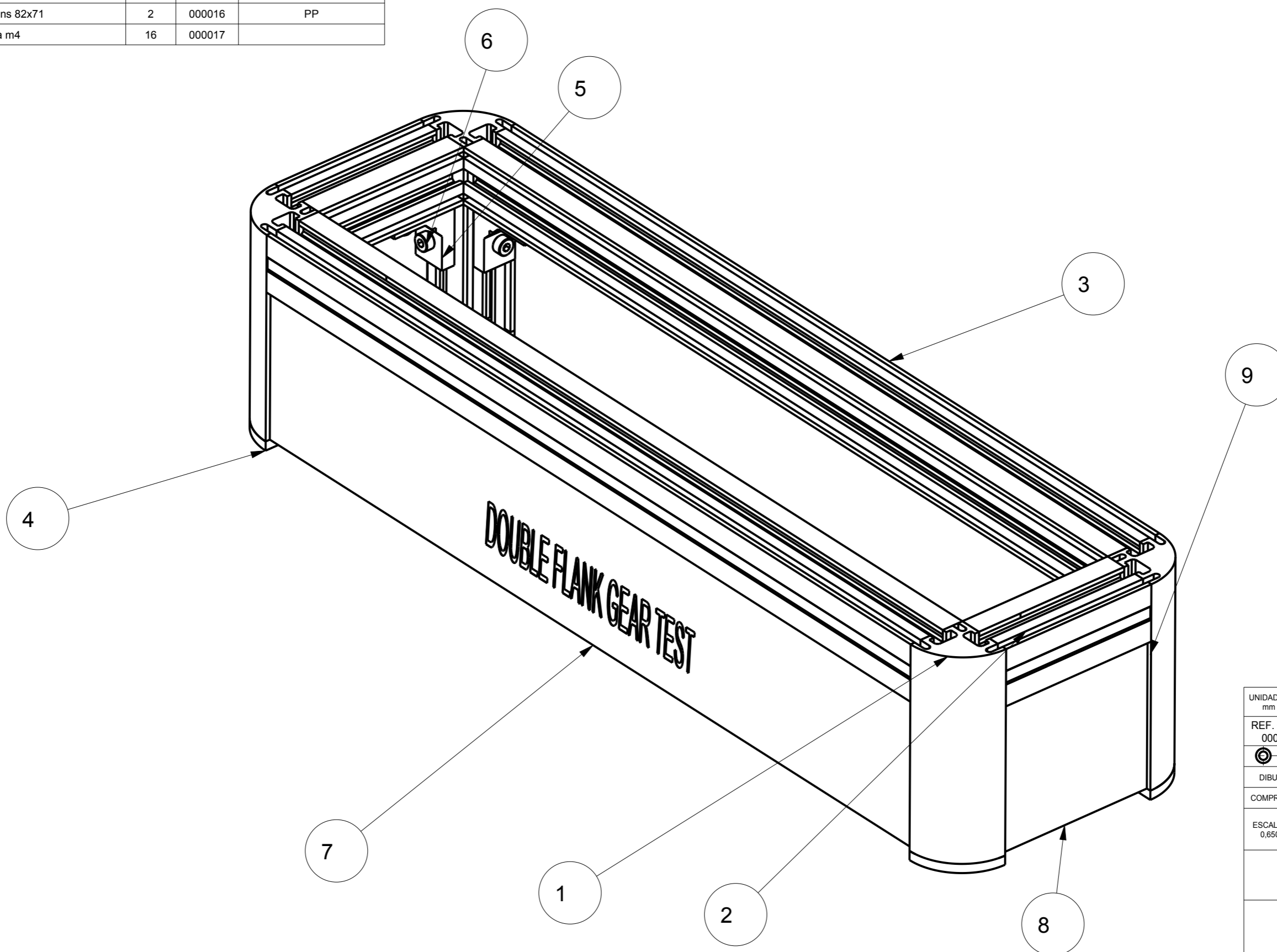
REVISIONES			
NIVEL PLANO	FECHA	MODIFICACIONES	INICIALES
A1		LANZAMIENTO	J.B



UNIDADES mm	TOLERANCIAS GENERALES CONFORME NORMA: ISO 2768-mk	PESO: 0,000 g
REF. C.L.R. ICC_CONJUNTO	Nº EXPEDIENTE DE DISEÑO	
	NOMBRE	FECHA
DIBUJADO	Daniel	28/02/2017
COMPROBADO	J.BARROCAL	
ESCALA: 0,400	MATERIAL:	
	ACABADO:	A3

Nº	CONJUNTO	CANT.	REF.	MATERIAL
1	Perfil 25mm Pata 90mm	4	000011	
2	Perfil 25mm L70mm	2	000012	
3	Perfil 25mm L 368mm	2	000013	
4	Tapa apoyos 25mm	4	000014	
5	L perfil 25mm	8	000014	
6	Allen M4 x12mm	16	000015	ACERO CROMADO
7	Lamina Trans 380x71	1	000015	PP
8	LaminaTrans 82x71	2	000016	PP
9	Tueca m4	16	000017	

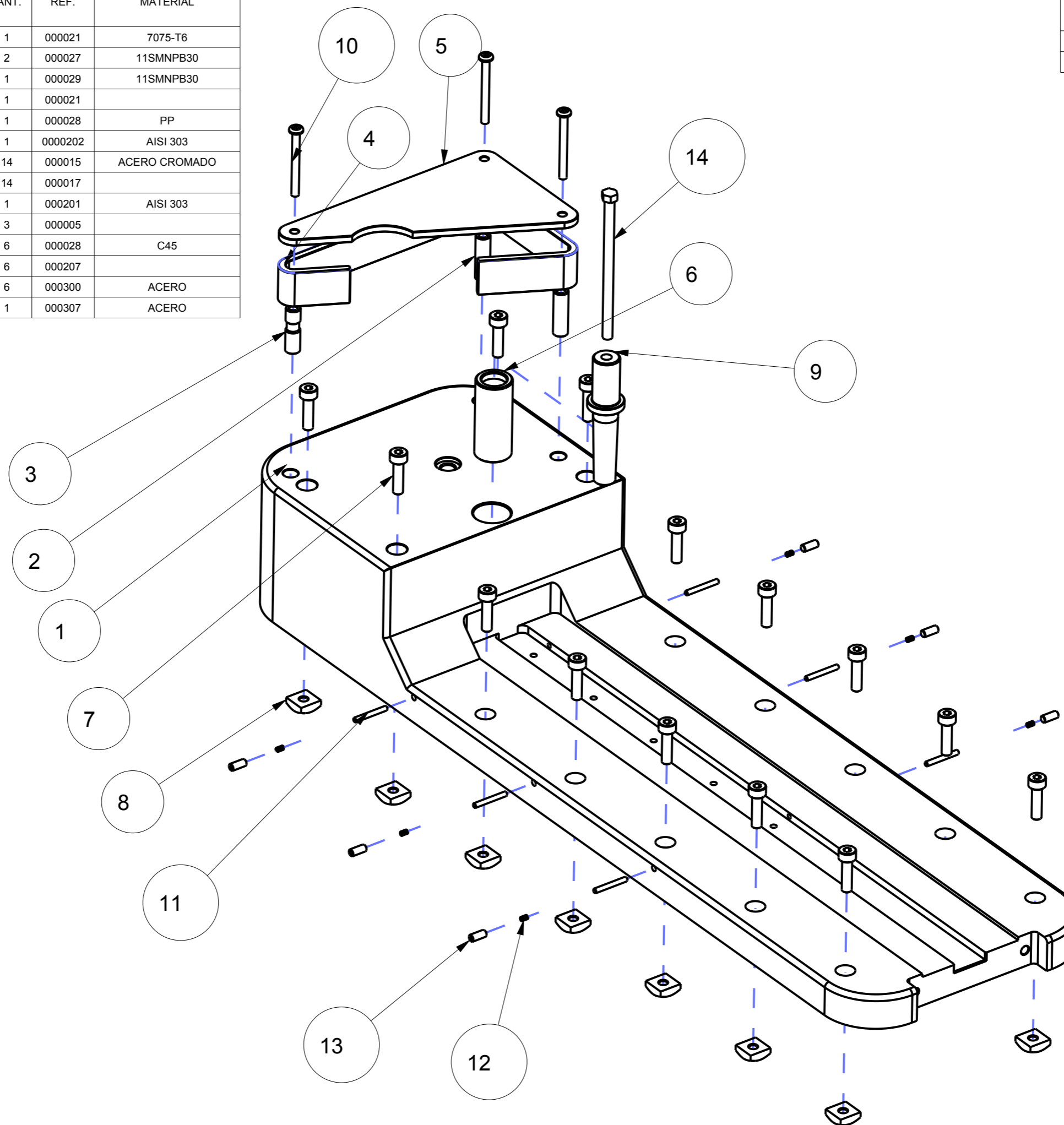
REVISIONES			
NIVEL PLANO	FECHA	MODIFICACIONES	INICIALES
A1		LANZAMIENTO	J.B



UNIDADES mm	TOLERANCIAS GENERALES CONFORME NORMA: ISO 2768-mk	PESO: 0,000 g
REF. C.L.R. 000010	Nº EXPEDIENTE DE DISEÑO	
	NOMBRE	FECHA
DIBUJADO	Daniel	12/07/2017
COMPROBADO	J.BARROCAL	
ESCALA: 0,650	MATERIAL:	
	ACABADO:	A3
Bancada Principal		
COMPAÑIA LEVANTINA DE REDUCTORES S.L. Avda. Joaquín Vilanova, 30 Apdo. 368 - 03440 IBI (Alicante) - España Tlf.: +34 96 555 36 07 - Fax: +34 96 555 36 53 www.clr.es - info@clr.es		

Nº	CONJUNTO	CANT.	REF.	MATERIAL
1	Soporte - Fijo	1	000021	7075-T6
2	Columna 6Ø x20mm	2	000027	11SMNPB30
3	Columna Muelle Ø6 x20mm	1	000029	11SMNPB30
4	Perimetro-Polipropileno	1	000021	
5	Tapa - polipropileno	1	000028	PP
6	Casquillo Morse 10mm 1,3°	1	0000202	AISI 303
7	Allen M4 x12mm	14	000015	ACERO CROMADO
8	Tueca m4	14	000017	
9	Eje Patron Ø11mm Calidad 5	1	000201	AISI 303
10	Tornillo M3 x 10mm	3	000005	
11	Eje de ajuste	6	000028	C45
12	Muelle 2mm	6	000207	
13	Prisionero m3	6	000300	ACERO
14	Extractor_M4	1	000307	ACERO

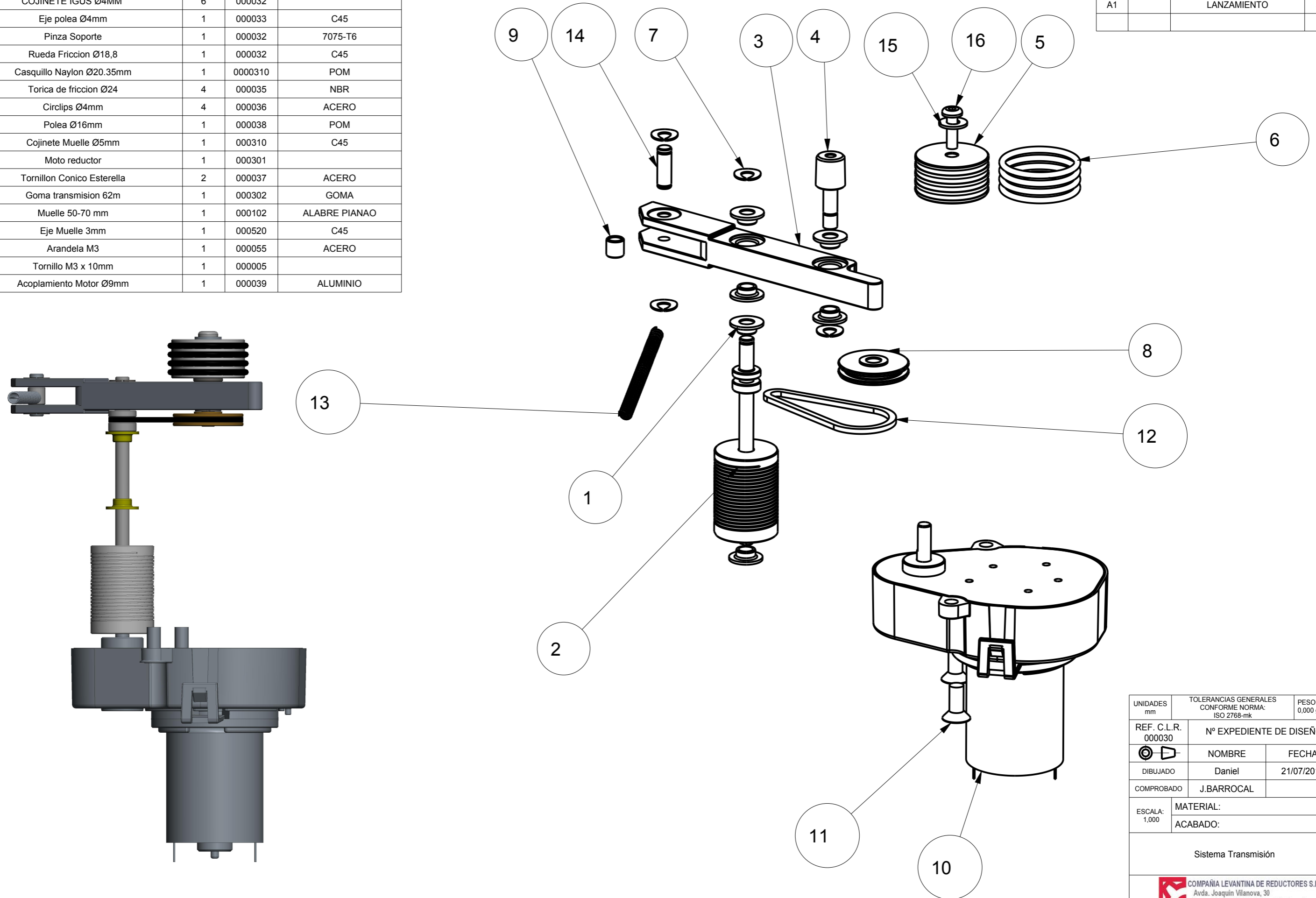
REVISIONES			
NIVEL PLANO	FECHA	MODIFICACIONES	INICIALES
A1	27/02/17	LANZAMIENTO	J.B



UNIDADES mm	TOLERANCIAS GENERALES CONFORME NORMA: ISO 2768-mk	PESO: 0,000 g
REF. C.L.R. 000020	Nº EXPEDIENTE DE DISEÑO	
	NOMBRE	FECHA
DIBUJADO	Dani	27/02/17
COMPROBADO	J.BARROCAL	27/02/17
ESCALA: 0,600	MATERIAL:	
	ACABADO:	A3
Portaejes - Fijo		
COMPAÑIA LEVANTINA DE REDUCTORES S.L. Avda. Joaquín Vilanova, 30 Apdo. 368 - 03440 IBI (Alicante) - España Tlf.: +34 96 555 36 07 - Fax: +34 96 555 36 53 www.clr.es - info@clr.es		

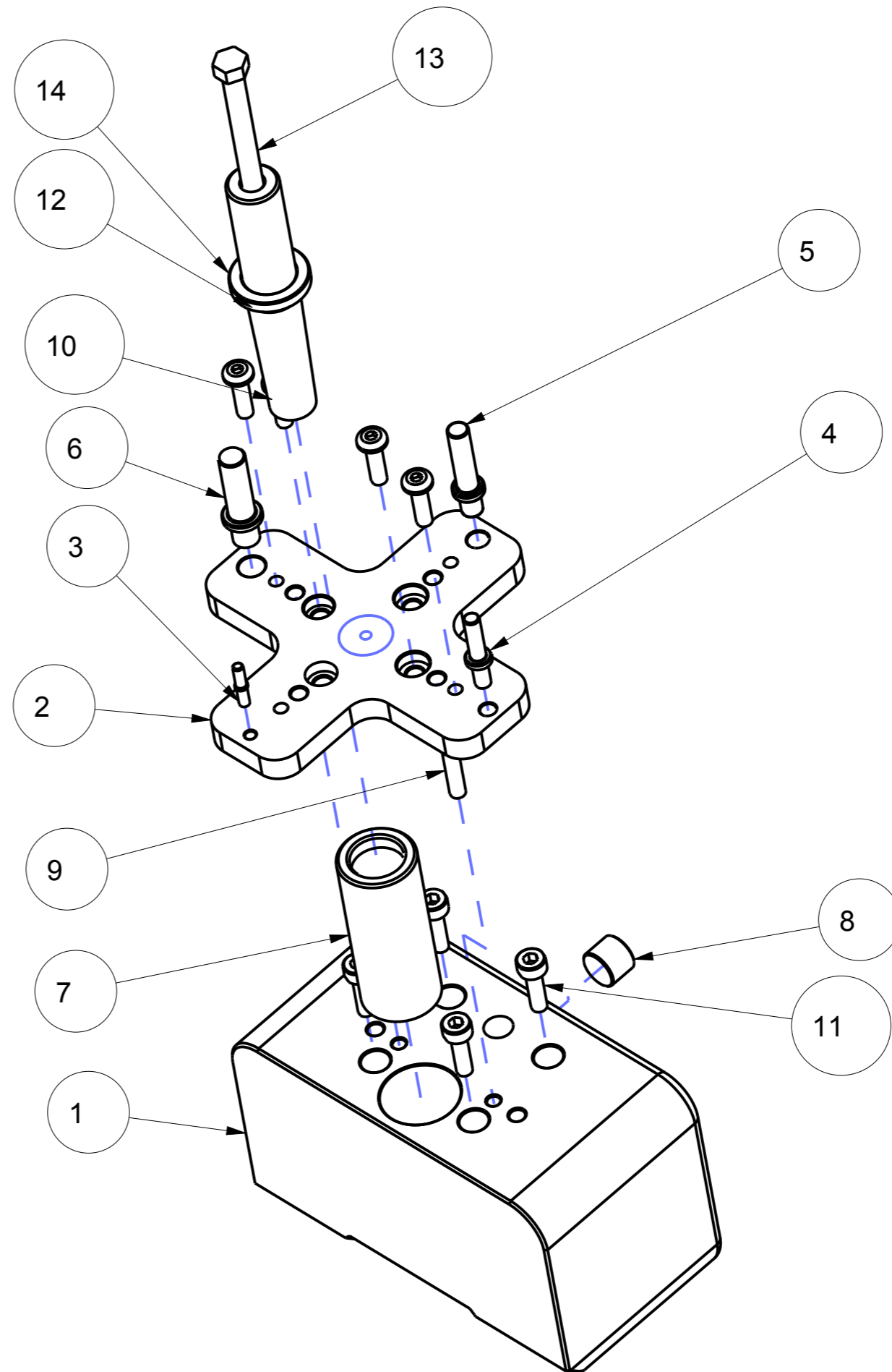
Nº	CONJUNTO	CANT.	REF.	MATERIAL
1	COJINETE IGUS Ø4MM	6	000032	
2	Eje polea Ø4mm	1	000033	C45
3	Pinza Soporte	1	000032	7075-T6
4	Rueda Friccion Ø18,8	1	000032	C45
5	Casquillo Nylon Ø20.35mm	1	0000310	POM
6	Torica de friccion Ø24	4	000035	NBR
7	Circlips Ø4mm	4	000036	ACERO
8	Polea Ø16mm	1	000038	POM
9	Cojinete Muelle Ø5mm	1	000310	C45
10	Moto reductor	1	000301	
11	Tornillon Conico Esterella	2	000037	ACERO
12	Goma transmision 62m	1	000302	GOMA
13	Muelle 50-70 mm	1	000102	ALABRE PIANAO
14	Eje Muelle 3mm	1	000520	C45
15	Arandela M3	1	000055	ACERO
16	Tornillo M3 x 10mm	1	000005	
17	Acoplamiento Motor Ø9mm	1	000039	ALUMINIO

REVISIONES			
NIVEL PLANO	FECHA	MODIFICACIONES	INICIALES
A1		LANZAMIENTO	J.B



UNIDADES mm	TOLERANCIAS GENERALES CONFORME NORMA: ISO 2768-mk	PESO: 0,000 g
REF. C.L.R. 000030	Nº EXPEDIENTE DE DISEÑO	
	NOMBRE	FECHA
DIBUJADO	Daniel	21/07/2017
COMPROBADO	J.BARROCAL	
ESCALA: 1,000	MATERIAL:	
	ACABADO:	A3
Sistema Transmisión		
COMPAÑIA LEVANTINA DE REDUCTORES S.L. Avda. Joaquín Vilanova, 30 Apdo. 368 - 03440 IBI (Alicante) - España Tlf.: +34 96 555 36 07 - Fax: +34 96 555 36 53 www.clr.es - info@clr.es		

Nº	CONJUNTO	CANT.	REF.	MATERIAL
1	Soporte Eje 80x50x42	1	000051	7075-T6
2	Porta mini Ejes 56,5x56,5x 5	1	000059	7075-T6
3	EJE Ø2 mm	1	000053	C45 CROM
4	Eje Ø3mm	1	000054	C45 CROM
5	Eje Ø4 mm	1	000055	C45 CROM
6	Eje Ø5mm	1	000056	C45 CROM
7	Casquillo Morse Ø10mm-1,3°	1	000060	C45 CROMADO
8	Casquillo Ø57mm	1	000058	11SMNPB30
9	Pasador 9809	2	00054	ACERO
10	Tornillo M3 x 10mm	4	000005	
11	Allen M3 x12mm-din912	4	000015	ACERO CROMADO
12	Eje Conico Ø10mm calidad 8	1	000057	C45-CROM
13	Extractor_M4	1	000307	ACERO
14	Balona Eje 10mm Calidad 8	1	000080	C45-CROM



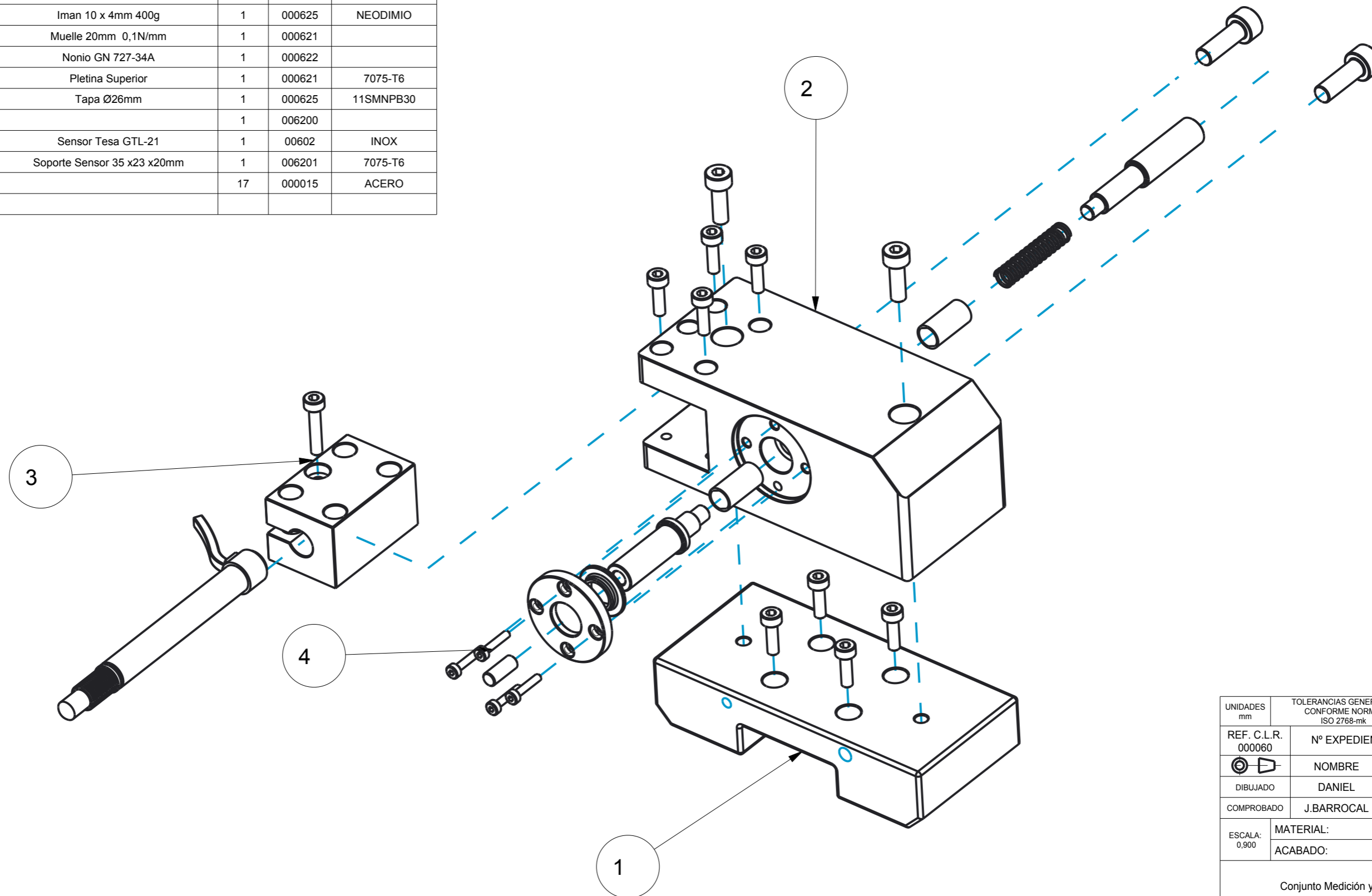
REVISIONES			
NIVEL PLANO	FECHA	MODIFICACIONES	INICIALES
A1		LANZAMIENTO	J.B

UNIDADES mm	TOLERANCIAS GENERALES CONFORME NORMA: ISO 2768-mk	PESO: 0,000 g
REF. C.L.R. 000050	Nº EXPEDIENTE DE DISEÑO	
	NOMBRE	FECHA
DIBUJADO	Daniel	13/07/2017
COMPROBADO	J.BARROCAL	
ESCALA: 1,000	MATERIAL:	
	ACABADO:	A3

Porta ejes movil

Nº	CONJUNTO	SUBCONJUNTO	CANT.	REF.	MATERIAL
1	Ple Inferior 90x42.5x 23mm		1	000061	7075-T6
2	Conjunto Muelle 15N		1	000062	
		Cojinete IGUS JSM-0810	1	000628	IGULDUR J
		Eje de Empuje 29mm	1	000624	11SMNPB30
		Eje Muelle	1	000623	11SMNPB30
		IGUS JSM 0607	2	000629	IGULDUR J
		Iman 10 x 4mm 400g	1	000625	NEODIMIO
		Muelle 20mm 0,1N/mm	1	000621	
		Nonio GN 727-34A	1	000622	
		Pletina Superior	1	000621	7075-T6
		Tapa Ø26mm	1	000625	11SMNPB30
3	Sensor Axial		1	006200	
		Sensor Tesa GTL-21	1	00602	INOX
		Soporte Sensor 35 x23 x20mm	1	006201	7075-T6
4	Allen M3 x12mm		17	000015	ACERO

REVISIONES			
NIVEL PLANO	FECHA	MODIFICACIONES	INICIALES
A1		LANZAMIENTO	J.B

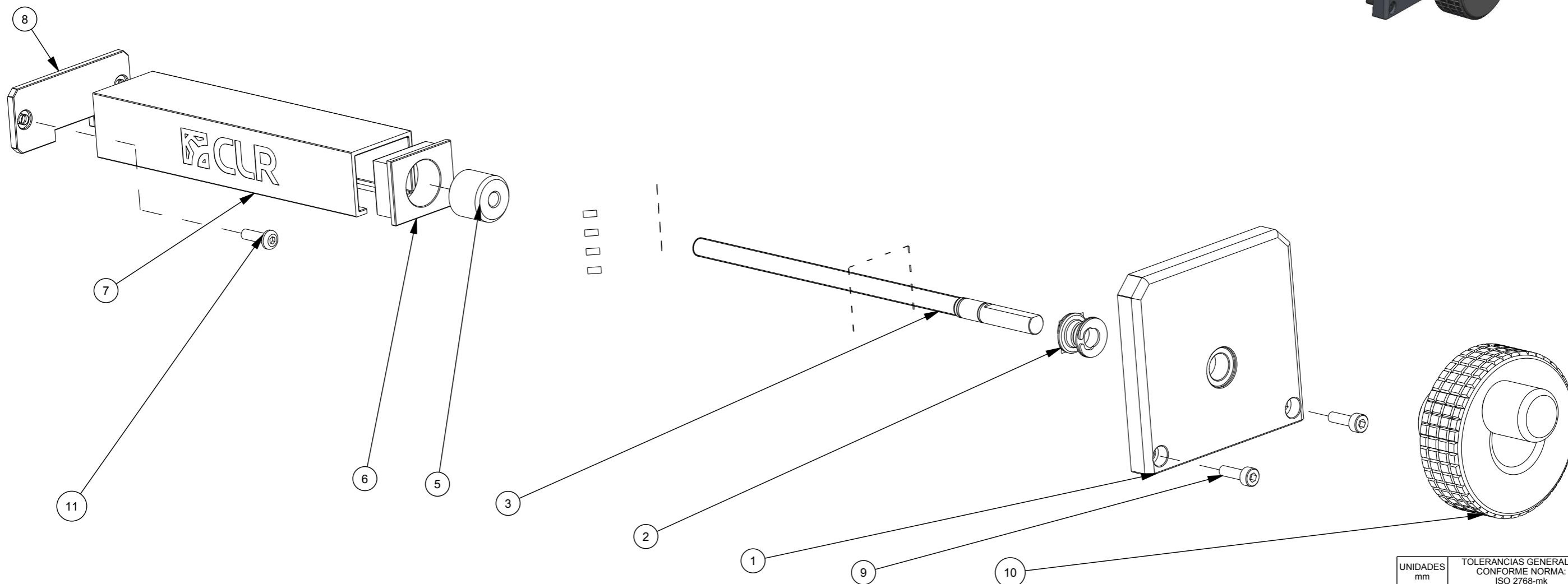
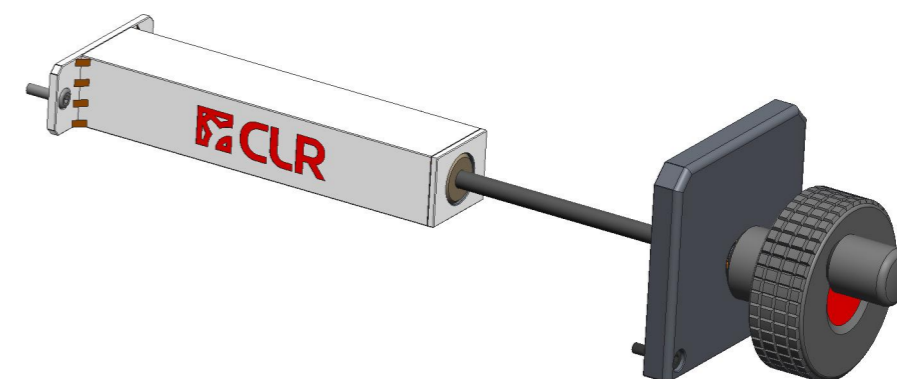


UNIDADES mm	TOLERANCIAS GENERALES CONFORME NORMA: ISO 2768-mk	PESO: 0,000 g
REF. C.L.R. 000060	Nº EXPEDIENTE DE DISEÑO	
	NOMBRE	FECHA
DIBUJADO	DANIEL	12/07/2017
COMPROBADO	J.BARROCAL	
ESCALA: 0,900	MATERIAL:	
	ACABADO:	A3

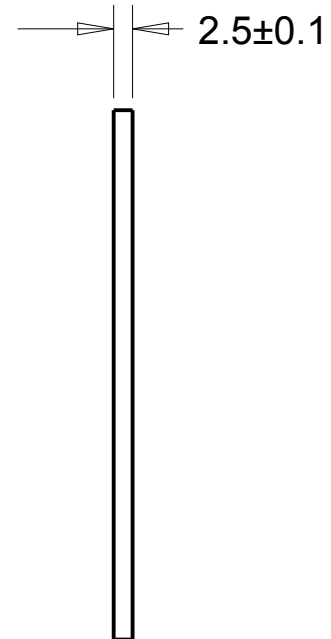
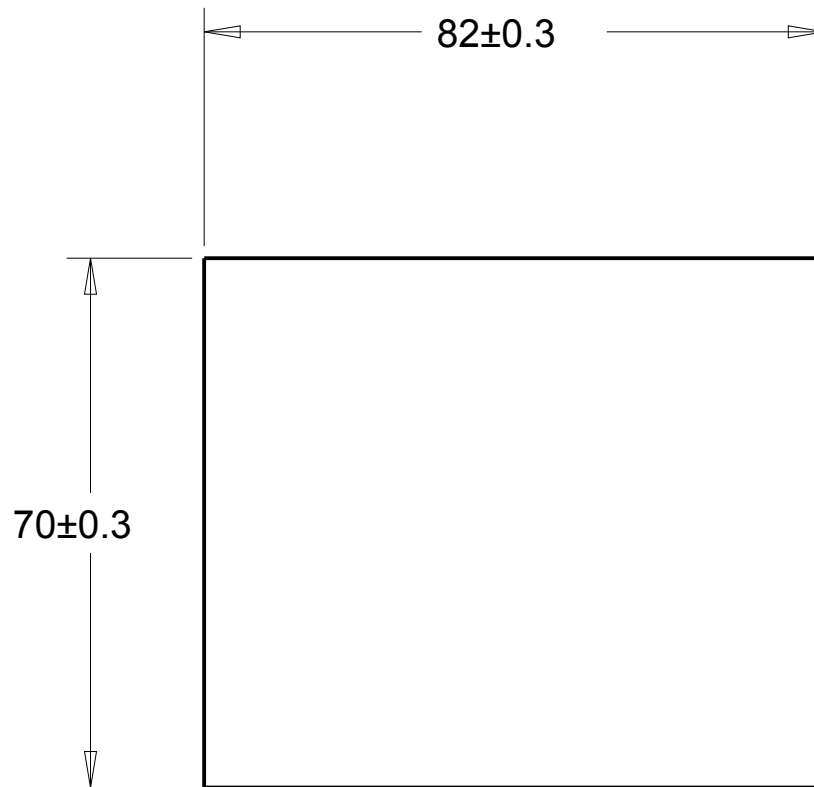
Conjunto Medición y Presión

Nº	CONJUNTO	CANT.	REF.	MATERIAL
1	SoporteHusillo 65x60x8 mm	1	000071	7075-T6
2	Cojinete JFM-0608-04	2	000080	UNASSIGNED
3	Husillo m6x110 + 35mm	1	000073	C45
4	Anillo Elastico 6mm	2	000090	UNASSIGNED
5	Tuerca Igus M6x1mm JSRM 1413	1	000074	
6	Tapa Tuerca 25x20mm	1	000075	11SMNPB30
7	Perfil 25x20x 1,5mm	1	000077	S236
8	Pletina 48x20x2.5mm	1	000078	S236
9	Allen M5 x12mm	2	000015	UNASSIGNED
10	Manivela Diamond CU 50mm	1	000079	
11	Tornillo M3 x 10mm	2	000005	

REVISIONES			
NIVEL PLANO	FECHA	MODIFICACIONES	INICIALES
A1		LANZAMIENTO	J.B



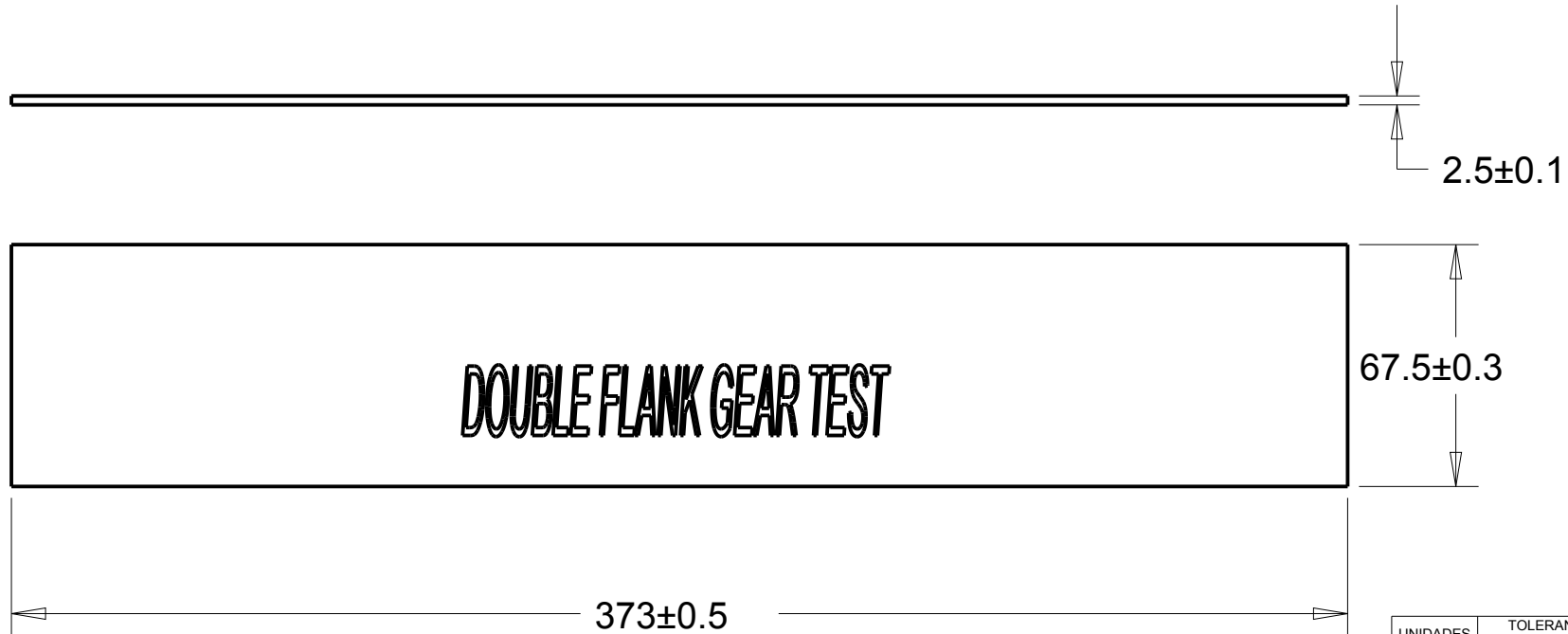
UNIDADES mm	TOLERANCIAS GENERALES CONFORME NORMA: ISO 2768-mk	PESO: 0,000 g
REF. C.L.R. 000070	Nº EXPEDIENTE DE DISEÑO	
	NOMBRE	FECHA
DIBUJADO	DANIEL	28/07/2017
COMPROBADO	J.BARROCAL	
ESCALA: 0,800	MATERIAL:	
	ACABADO:	A3
Husillo		
COMPAÑIA LEVANTINA DE REDUCTORES S.L. Avda. Joaquín Vilanova, 30 Apdo. 368 - 03440 IBI (Alicante) - España Tlf.: +34 96 555 36 07 - Fax: +34 96 555 36 53 www.clr.es - info@clr.es		



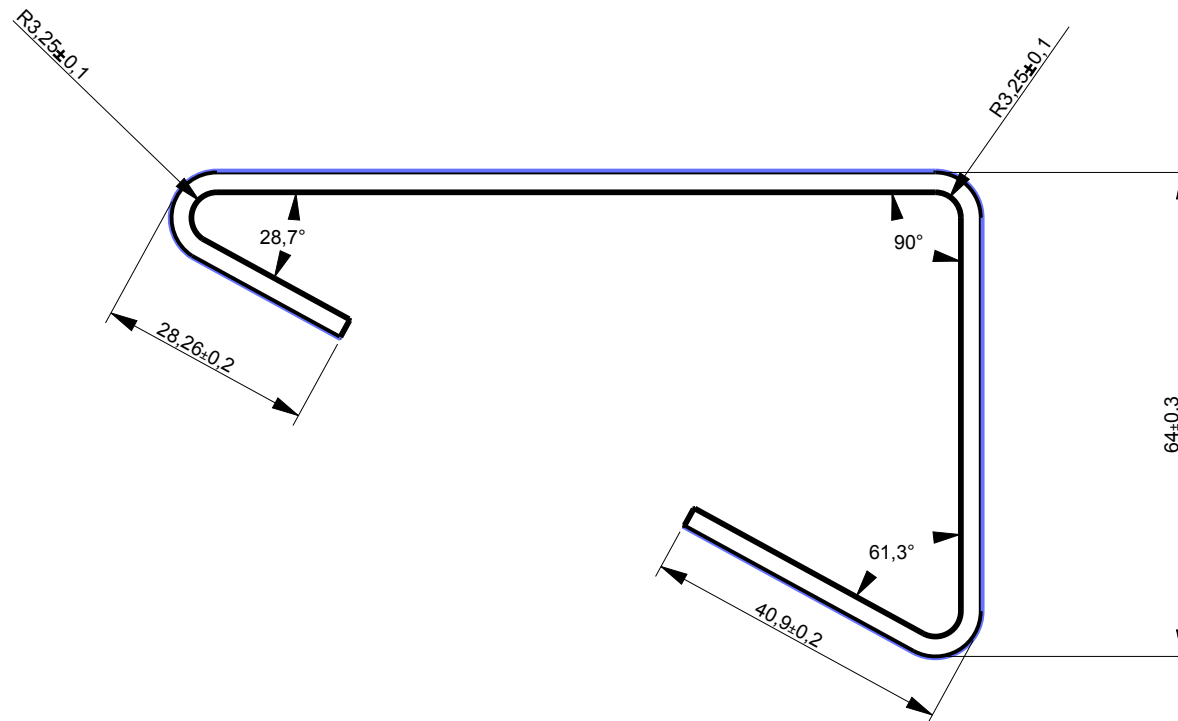
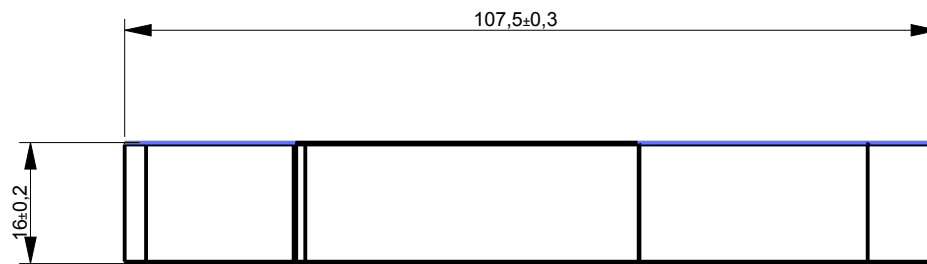
REVISIONES			
NIVEL PLANO	FECHA	MODIFICACIONES	INICIALES
A1		LANZAMIENTO	J.B

UNIDADES mm	TOLERANCIAS GENERALES CONFORME NORMA: ISO 2768-mk	PESO: 0.000 g
REF. C.L.R. 000016	Nº EXPEDIENTE DE DISEÑO	
	NOMBRE	FECHA
DIBUJADO	DANIEL	22/07/2017
COMPROBADO	J.BARROCAL	
ESCALA: 1.000	MATERIAL: PP	
	ACABADO:	A4
LaminaTrans 82x71		
 COMPAÑIA LEVANTINA DE REDUCTORES S.L. Avda. Joaquin Vilanova, 30 Apdo. 368 - 03440 IBI (Alicante) - España Tif.: +34 96 555 36 07 - Fax: +34 96 555 36 53 www.clr.es - info@clr.es		

REVISIONES			
NIVEL PLANO	FECHA	MODIFICACIONES	INICIALES
A1		LANZAMIENTO	J.B



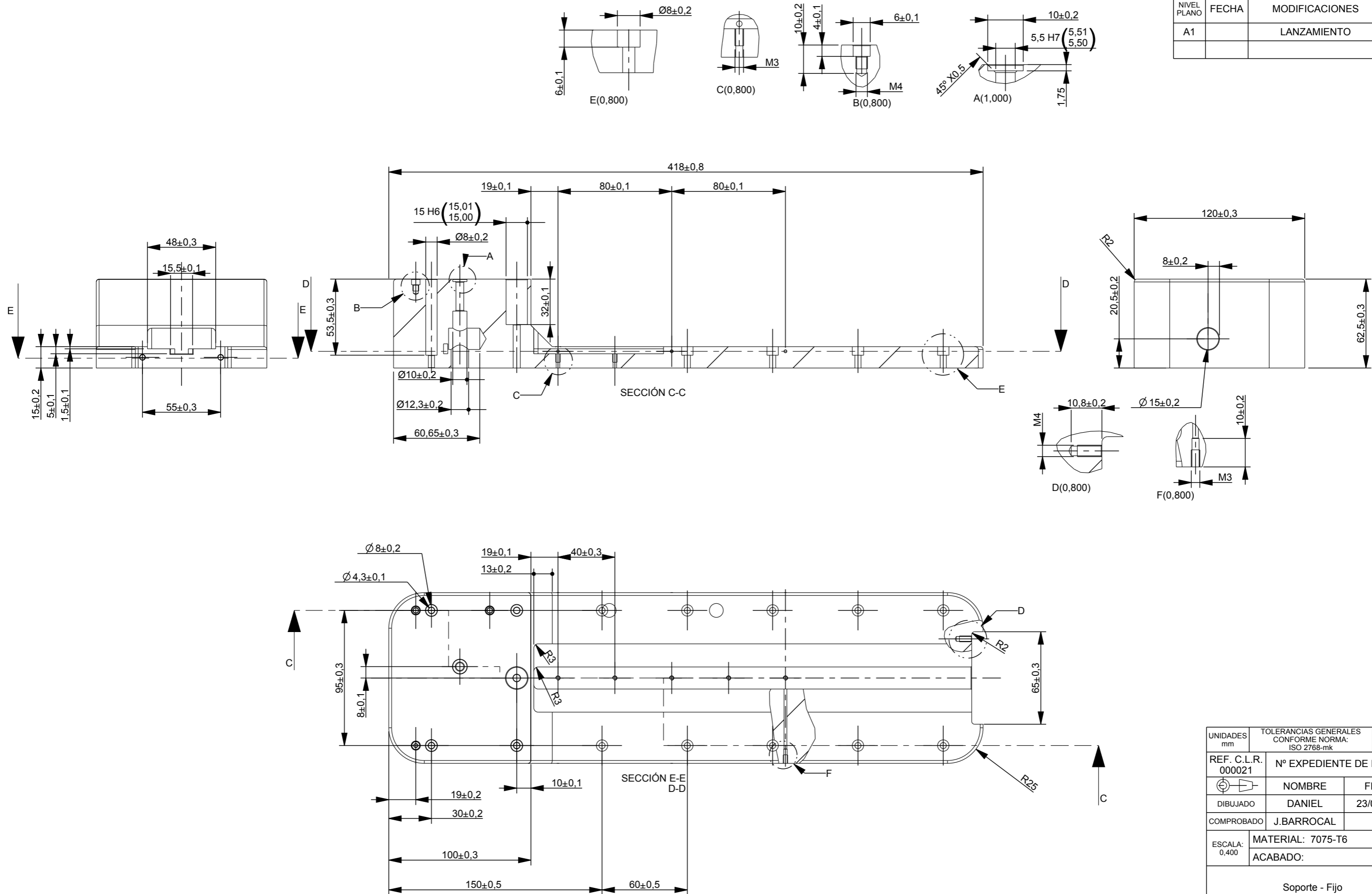
UNIDADES mm	TOLERANCIAS GENERALES CONFORME NORMA: ISO 2768-mk	PESO: 0.000 g
REF. C.L.R. 000015	Nº EXPEDIENTE DE DISEÑO	
	NOMBRE	FECHA
DIBUJADO	DANIEL	22/07/2017
COMPROBADO	J.BARROCAL	
ESCALA: 0.500	MATERIAL: PP	
	ACABADO:	A4
Lamina Trans 380x71		
 COMPAÑIA LEVANTINA DE REDUCTORES S.L. Avda. Joaquin Vilanova, 30 Apdo. 368 - 03440 IBI (Alicante) - España Tif.: +34 96 555 36 07 - Fax: +34 96 555 36 53 www.clr.es - info@clr.es		



REVISIONES			
NIVEL PLANO	FECHA	MODIFICACIONES	INICIALES
A1		LANZAMIENTO	J.B

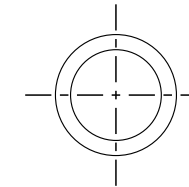
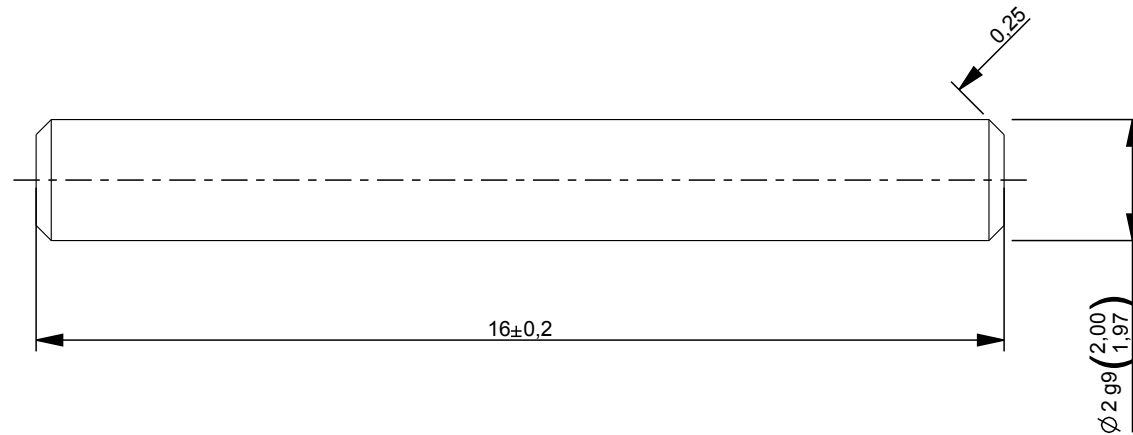
UNIDADES mm	TOLERANCIAS GENERALES CONFORME NORMA: ISO 2768-mk	PESO: 0,000 g	
REF. C.L.R. 000021	Nº EXPEDIENTE DE DISEÑO		
	NOMBRE	FECHA	
DIBUJADO	DANIEL	22/07/2017	
COMPROBADO			
ESCALA: 0,500	MATERIAL: PP		
	ACABADO:	A4	
Perimetro-Polipropileno			
 COMPAÑIA LEVANTINA DE REDUCTORES S.L. Avda. Joaquin Vilanova, 30 Apdo. 368 - 03440 IBI (Alicante) - España Tlf.: +34 96 555 36 07 - Fax: +34 96 555 36 53 www.clr.es - info@clr.es			

REVISIONES			
NIVEL PLANO	FECHA	MODIFICACIONES	INICIALES
A1		LANZAMIENTO	J.B

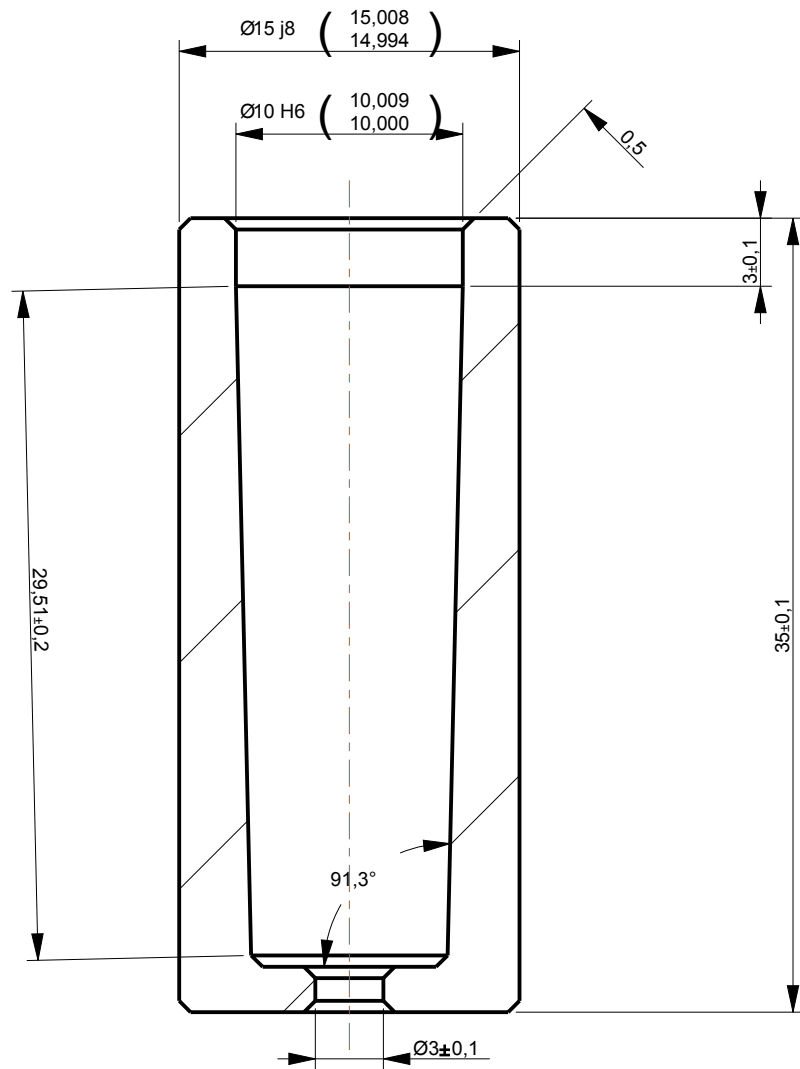


UNIDADES mm	TOLERANCIAS GENERALES CONFORME NORMA: ISO 2768-mk	PESO: 0,000 g
REF. C.L.R. 000021	Nº EXPEDIENTE DE DISEÑO	
	NOMBRE	FECHA
DIBUJADO	DANIEL	23/03/2017
COMPROBADO	J.BARROCAL	
ESCALA: 0,400	MATERIAL: 7075-T6	
	ACABADO:	A3
Soporte - Fijo		
COMPAÑIA LEVANTINA DE REDUCTORES S.L. Avda. Joaquín Vilanova, 30 Apdo. 368 - 03440 IBI (Alicante) - España Tlf.: +34 96 555 36 07 - Fax: +34 96 555 36 53 www.clr.es - info@clr.es		

REVISIONES			
NIVEL PLANO	FECHA	MODIFICACIONES	INICIALES
A1		LANZAMIENTO	J.B



UNIDADES mm	TOLERANCIAS GENERALES CONFORME NORMA: ISO 2768-mk		PESO: 0,000 g
REF. C.L.R. 000028	Nº EXPEDIENTE DE DISEÑO		
	NOMBRE	FECHA	
DIBUJADO	DANIEL	13/07/2017	
COMPROBADO	J.BARROCAL		
ESCALA: 8,000	MATERIAL: C45		
	ACABADO:	A4	
Eje de ajuste			
COMPAÑIA LEVANTINA DE REDUCTORES S.L. Avda. Joaquin Vilanova, 30 Apdo. 368 - 03440 IBI (Alicante) - España Tif.: +34 96 555 36 07 - Fax: +34 96 555 36 53 www.clr.es - info@clr.es			



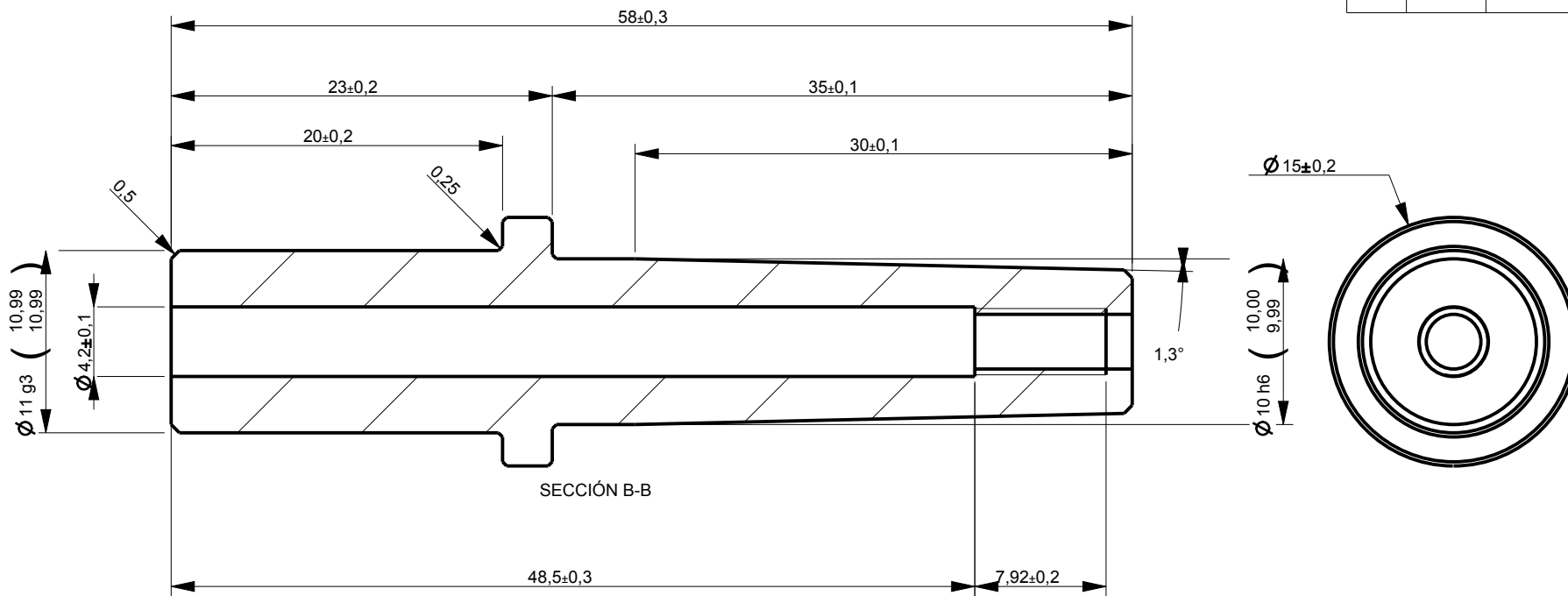
REVISIONES			
NIVEL PLANO	FECHA	MODIFICACIONES	INICIALES
A1		LANZAMIENTO	J.B

UNIDADES mm	TOLERANCIAS GENERALES CONFORME NORMA: ISO 2768-mk	PESO: 0,000 g
REF. C.L.R. 0000202	Nº EXPEDIENTE DE DISEÑO	
	NOMBRE	FECHA
DIBUJADO	DANIEL	22/07/2017
COMPROBADO	J.BARROCAL	
ESCALA: 2,000	MATERIAL: AISI 303	
	ACABADO:	A4

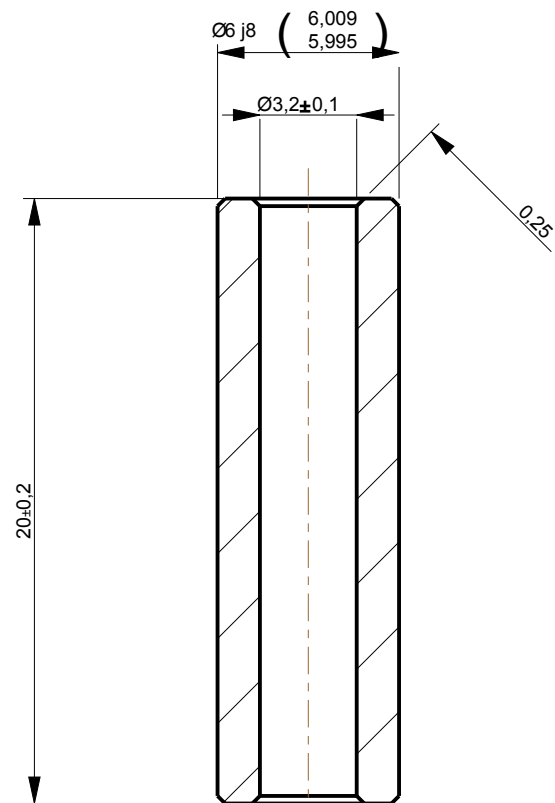
Casquillo Morse 10mm 1,3°


COMPANÍA LEVANTINA DE REDUCTORES S.L.
 Avda. Joaquin Vilanova, 30
 Apdo. 368 - 03440 IBI (Alicante) - España
 Tlf.: +34 96 555 36 07 - Fax: +34 96 555 36 53
 www.clr.es - info@clr.es

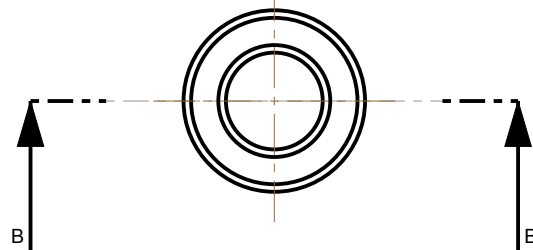
REVISIONES			
NIVEL PLANO	FECHA	MODIFICACIONES	INICIALES
A1		LANZAMIENTO	J.B



UNIDADES mm	TOLERANCIAS GENERALES CONFORME NORMA: ISO 2768-mk	PESO: 0,000 g
REF. C.L.R. 000201	Nº EXPEDIENTE DE DISEÑO	
	NOMBRE	FECHA
DIBUJADO	DANIEL	22/07/2017
COMPROBADO	J.BARROCAL	
ESCALA: 2,500	MATERIAL: AISI 303	
	ACABADO:	A4
Eje Patron Ø11mm		
COMPAÑIA LEVANTINA DE REDUCTORES S.L. Avda. Joaquin Vilanova, 30 Apdo. 368 - 03440 IBI (Alicante) - España Tlf.: +34 96 555 36 07 - Fax: +34 96 555 36 53 www.clr.es - info@clr.es		



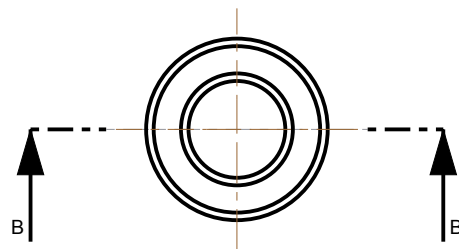
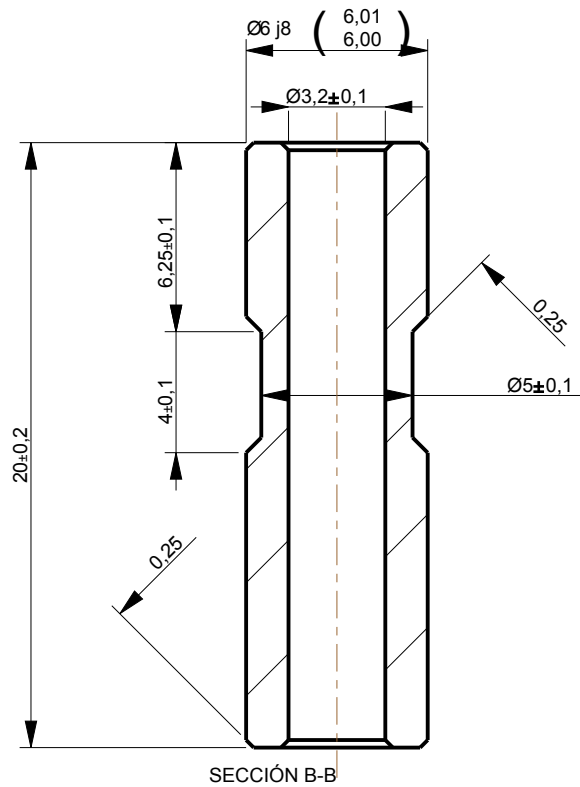
SECCIÓN B-B



REVISIONES

NIVEL PLANO	FECHA	MODIFICACIONES	INICIALES
A1		LANZAMIENTO	J.B

UNIDADES mm	TOLERANCIAS GENERALES CONFORME NORMA: ISO 2768-mk	PESO: 0,000 g
REF. C.L.R. 000027	Nº EXPEDIENTE DE DISEÑO	
	NOMBRE	FECHA
DIBUJADO	DANIEL	11/07/2017
COMPROBADO	J.BARROCAL	
ESCALA: 4,000	MATERIAL: 11SMNPB30	
	ACABADO:	A4
Columna 6Ø x18mm		
COMPAÑIA LEVANTINA DE REDUCTORES S.L. Avda. Joaquin Vilanova, 30 Apdo. 368 - 03440 IBI (Alicante) - España Tlf.: +34 96 555 36 07 - Fax: +34 96 555 36 53 www.clr.es - info@clr.es		



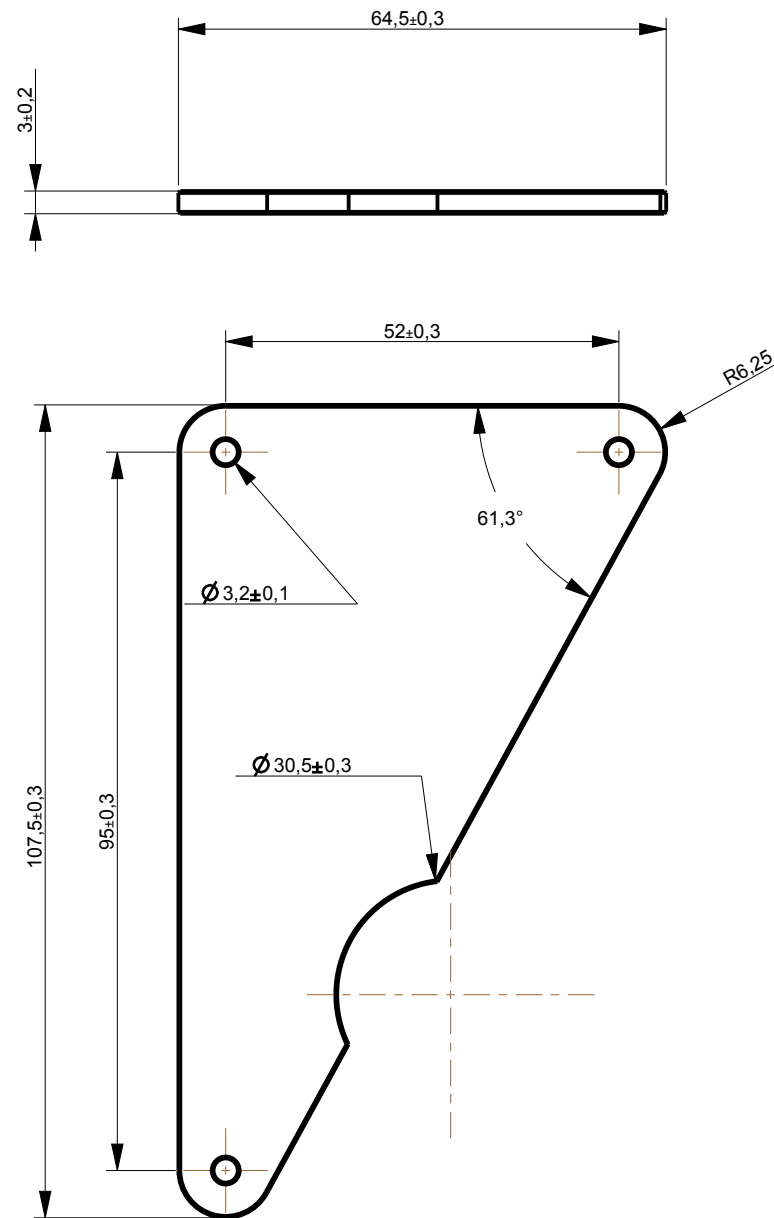
REVISIONES

NIVEL PLANO	FECHA	MODIFICACIONES	INICIALES
A1		LANZAMIENTO	J.B

UNIDADES mm	TOLERANCIAS GENERALES CONFORME NORMA: ISO 2768-mk	PESO: 0,000 g
REF. C.L.R. 000029	Nº EXPEDIENTE DE DISEÑO	
	NOMBRE	FECHA
DIBUJADO	DANIEL	22/07/2017
COMPROBADO	J.BARROCAL	
ESCALA: 4,000	MATERIAL: 11SMNPB30	
	ACABADO:	A4

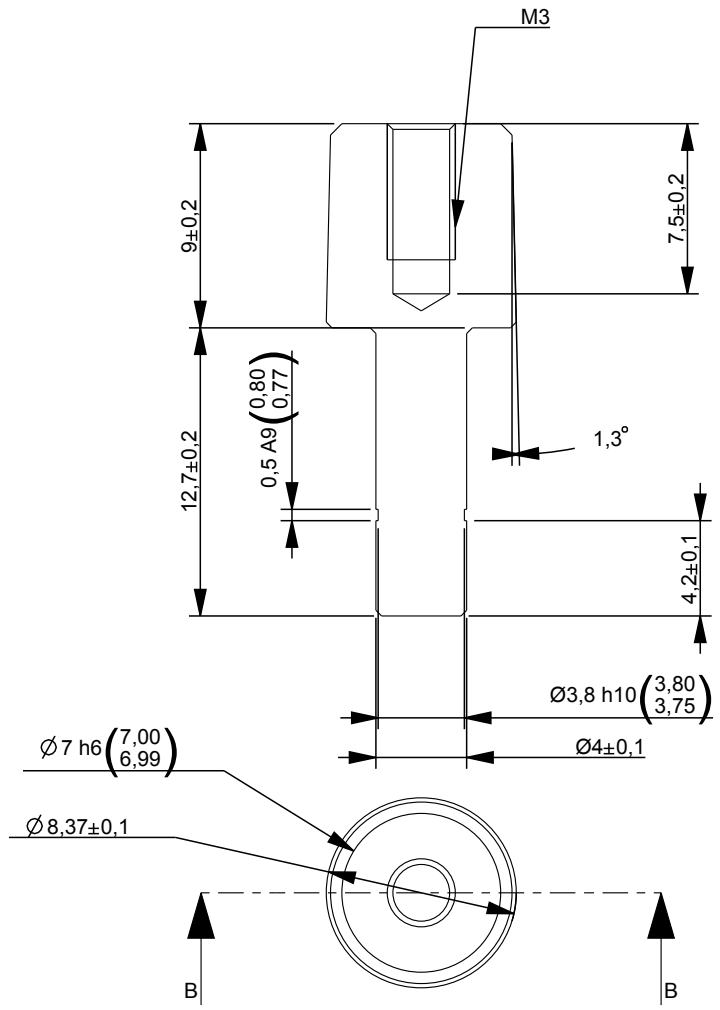
Columna Muelle Ø8 x18mm

COMPANÍA LEVANTINA DE REDUCTORES S.L.
 Avda. Joaquín Vilanova, 30
 Apdo. 368 - 03440 IBI (Alicante) - España
 Tlf.: +34 96 555 36 07 - Fax: +34 96 555 36 53
 www.clr.es - info@clr.es

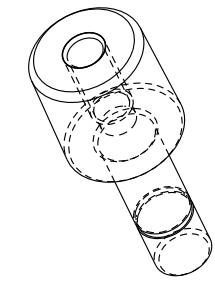


REVISIONES			
NIVEL PLANO	FECHA	MODIFICACIONES	INICIALES
A1		LANZAMIENTO	J.B

UNIDADES mm	TOLERANCIAS GENERALES CONFORME NORMA: ISO 2768-mk		PESO: 0,000 g
REF. C.L.R. 000028	Nº EXPEDIENTE DE DISEÑO		
	NOMBRE	FECHA	
DIBUJADO	DANIEL	11/07/2017	
COMPROBADO	J.BARROCAL		
ESCALA: 1,000	MATERIAL: PP		
	ACABADO:	A4	
Tapa - polipropileno			
COMPANIA LEVANTINA DE REDUCTORES S.L. Avda. Joaquin Vilanova, 30 Apdo. 368 - 03440 IBI (Alicante) - España Tlf.: +34 96 555 36 07 - Fax: +34 96 555 36 53 www.clr.es - info@clr.es			

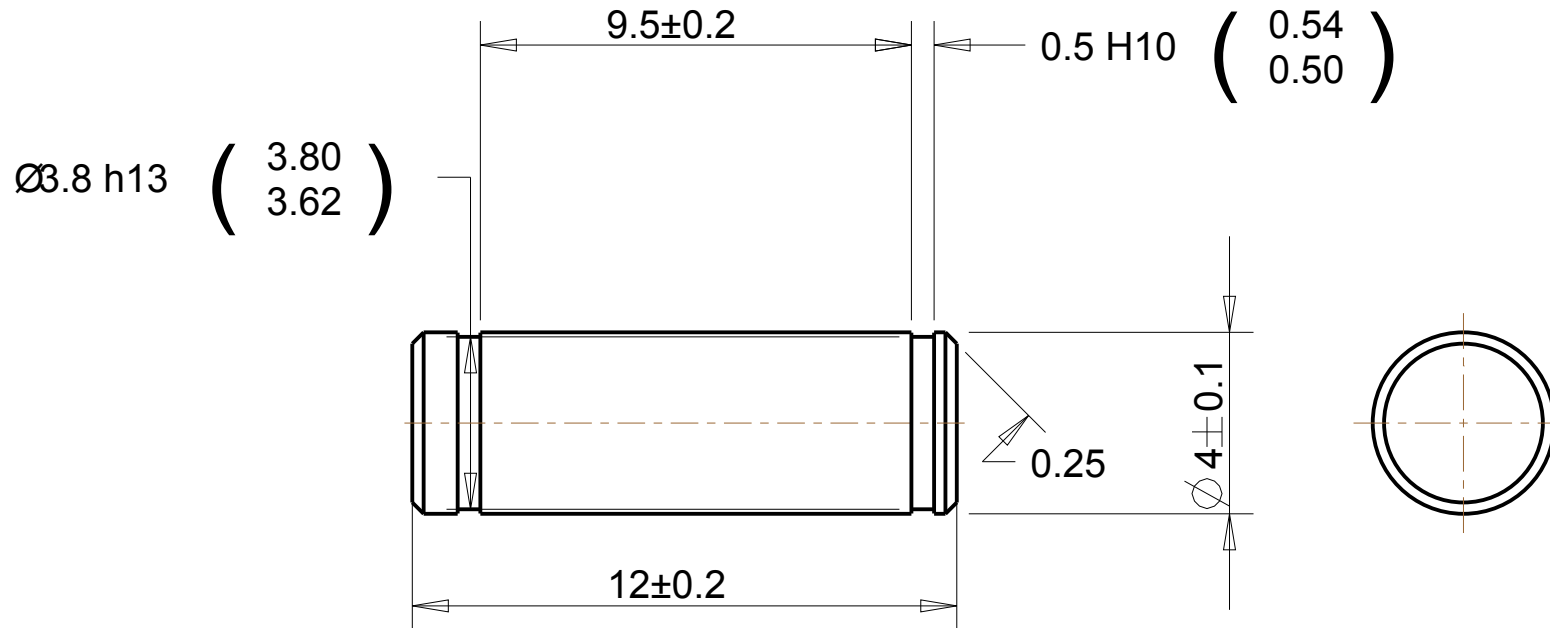


REVISIONES			
NIVEL PLANO	FECHA	MODIFICACIONES	INICIALES
A1		LANZAMIENTO	J.B

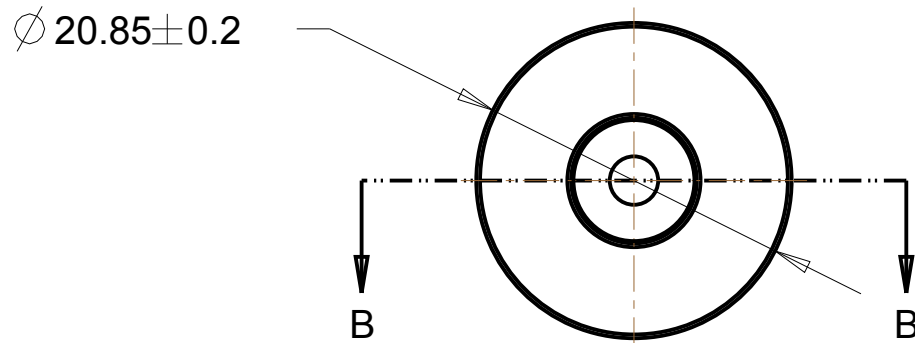
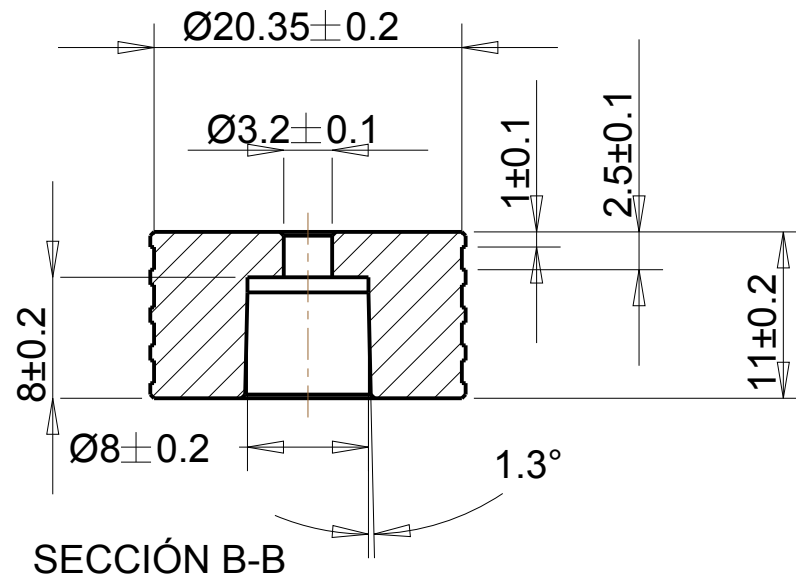


UNIDADES mm	TOLERANCIAS GENERALES CONFORME NORMA: ISO 2768-mk	PESO: 0,000 g
REF. C.L.R. 000032	Nº EXPEDIENTE DE DISEÑO	
	NOMBRE	FECHA
DIBUJADO	DANIEL	12/07/2017
COMPROBADO	J.BARROCAL	
ESCALA: 3,000	MATERIAL: C45	
	ACABADO: IT 11	A4
Eje polea fricción		
COMPANÍA LEVANTINA DE REDUCTORES S.L. Avda. Joaquín Vilanova, 30 Apdo. 368 - 03440 IBI (Alicante) - España Tlf.: +34 96 555 36 07 - Fax: +34 96 555 36 53 www.clr.es - info@clr.es		

REVISIONES			
NIVEL PLANO	FECHA	MODIFICACIONES	INICIALES
A1		LANZAMIENTO	J.B



UNIDADES mm	TOLERANCIAS GENERALES CONFORME NORMA: ISO 2768-mk	PESO: 0.000 g
REF. C.L.R. ICC_PIEZA	Nº EXPEDIENTE DE DISEÑO	
	NOMBRE	FECHA
DIBUJADO	DANIEL	22/07/2017
COMPROBADO	J.BARROCAL	
ESCALA: 6.000	MATERIAL: C45	
	ACABADO:	A4
Eje Muelle 3mm		
COMPANÍA LEVANTINA DE REDUCTORES S.L. Avda. Joaquín Vilanova, 30 Apdo. 368 - 03440 IBI (Alicante) - España Tlf.: +34 96 555 36 07 - Fax: +34 96 555 36 53 www.clr.es - info@clr.es		



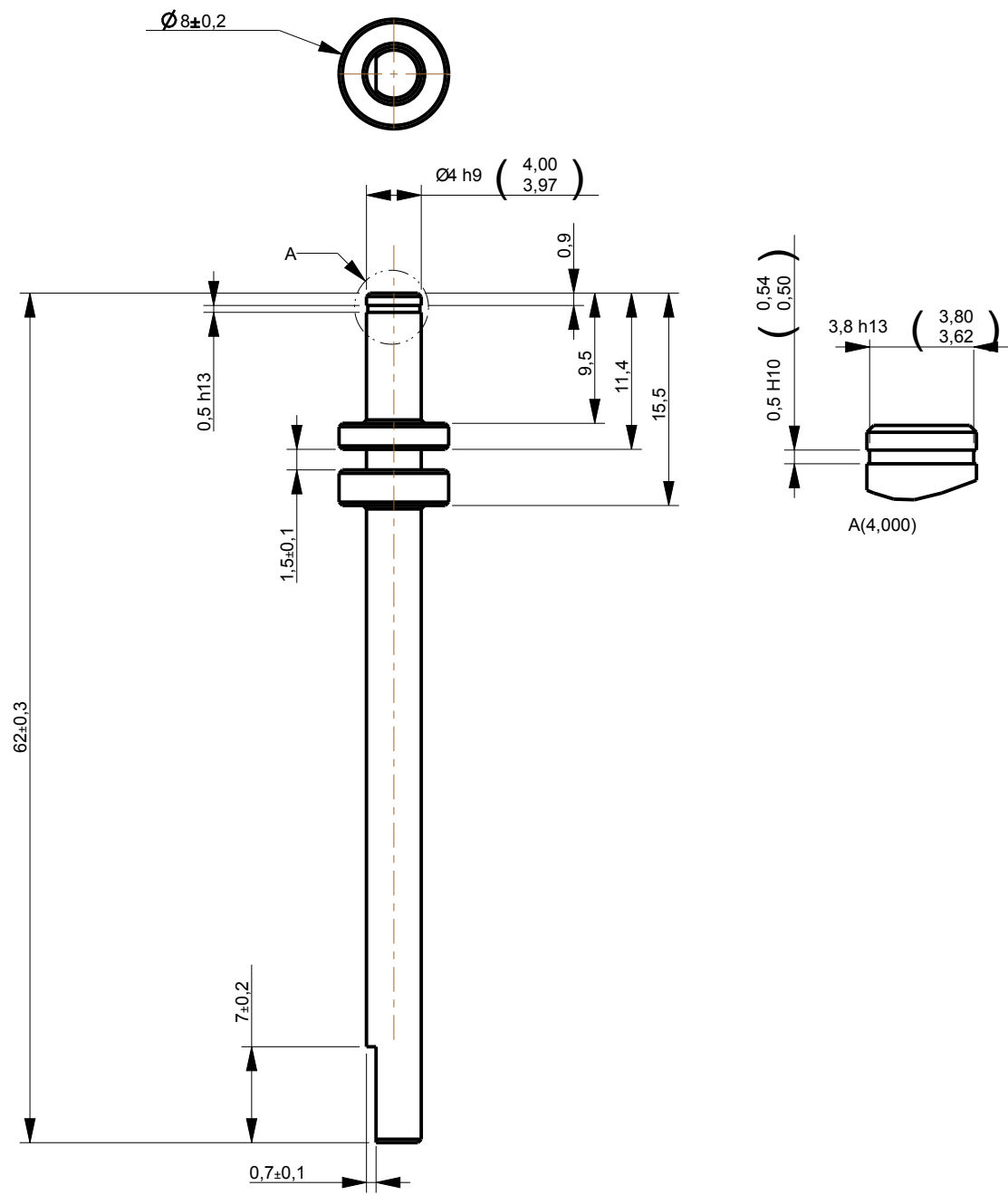
REVISIONES

NIVEL PLANO	FECHA	MODIFICACIONES	INICIALES
A1		LANZAMIENTO	J.B

UNIDADES mm	TOLERANCIAS GENERALES CONFORME NORMA: ISO 2768-mk	PESO: 0.000 g
REF. C.L.R. 0000310	Nº EXPEDIENTE DE DISEÑO	
	NOMBRE	FECHA
DIBUJADO	DANIEL	22/07/2017
COMPROBADO	J.BARROCAL	
ESCALA: 2.000	MATERIAL: POM	
	ACABADO: Cantos a 0,25	A4

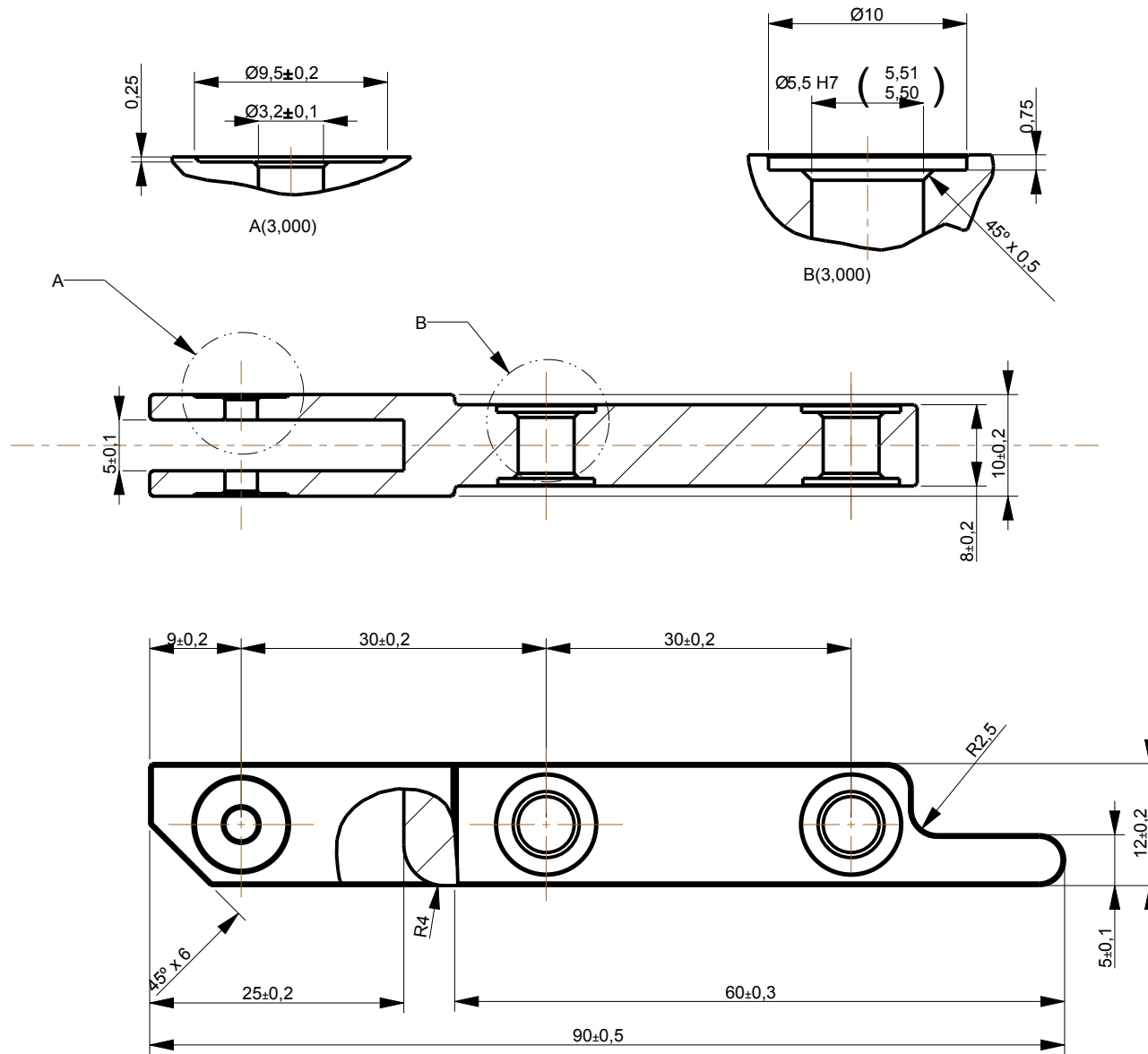
Casquillo Naylon $\varnothing 20.35\text{mm}$

 **COMPANÍA LEVANTINA DE REDUCTORES S.L.**
 Avda. Joaquin Vilanova, 30
 Apdo. 368 - 03440 IBI (Alicante) - España
 Tlf.: +34 96 555 36 07 - Fax: +34 96 555 36 53
 www.clr.es - info@clr.es



REVISIONES			
NIVEL PLANO	FECHA	MODIFICACIONES	INICIALES
A1		LANZAMIENTO	J.B

UNIDADES mm	TOLERANCIAS GENERALES CONFORME NORMA: ISO 2768-mk	PESO: 0,000 g
REF. C.L.R. 000033	Nº EXPEDIENTE DE DISEÑO	
	NOMBRE	FECHA
DIBUJADO	DANIEL	22/07/2017
COMPROBADO	J.BARROCAL	
ESCALA: 2,000	MATERIAL: C45	
	ACABADO:	A4
Eje polea $\varnothing 4\text{mm}$		
COMPANIA LEVANTINA DE REDUCTORES S.L. Avda. Joaquin Vilanova, 30 Apdo. 368 - 03440 IBI (Alicante) - España Tlf.: +34 96 555 36 07 - Fax: +34 96 555 36 53 www.clr.es - info@clr.es		

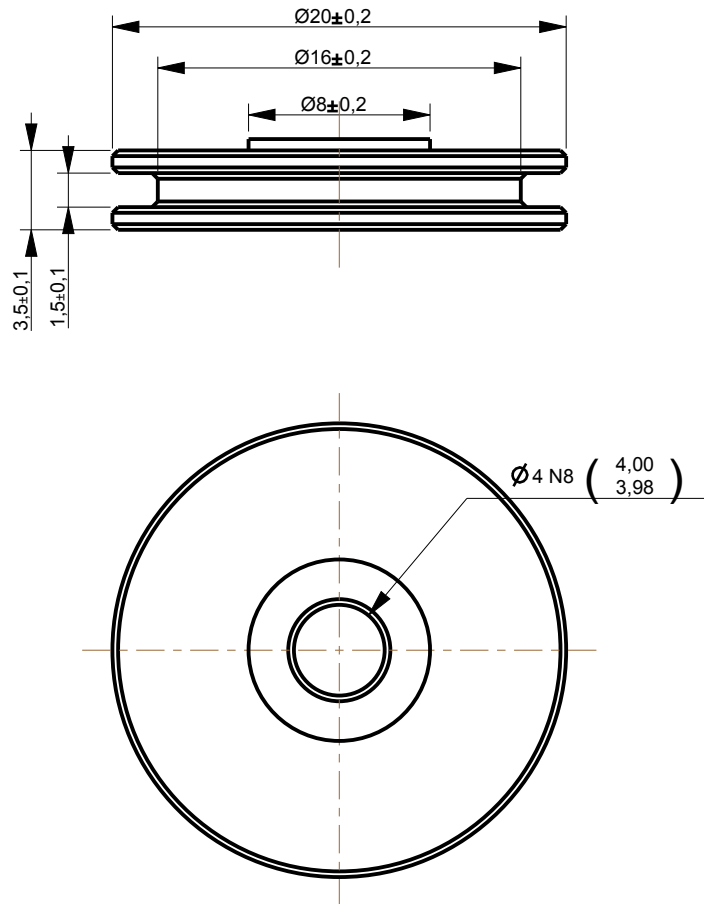


REVISIONES			
NIVEL PLANO	FECHA	MODIFICACIONES	INICIALES
A1		LANZAMIENTO	J.B

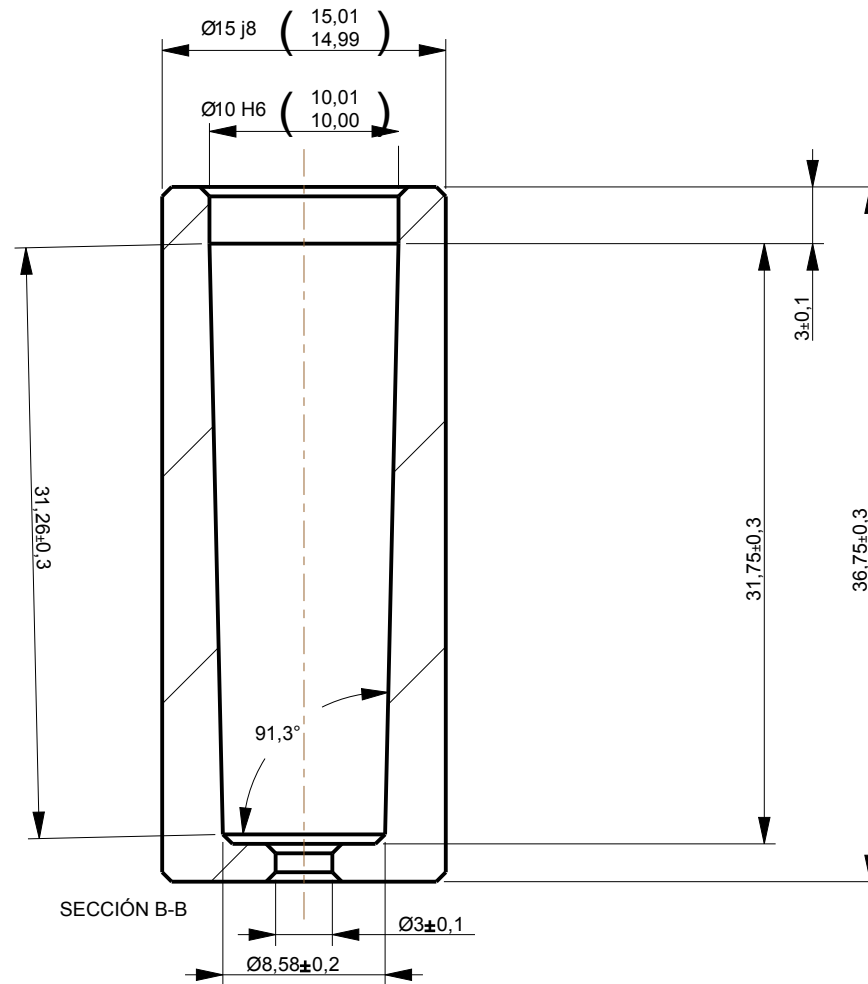
Matada de cantos $45^\circ \times 0,25\text{mm}$

UNIDADES mm	TOLERANCIAS GENERALES CONFORME NORMA: ISO 2768-mk	PESO: 0,000 g
REF. C.L.R. 000032	Nº EXPEDIENTE DE DISEÑO	
	NOMBRE	FECHA
DIBUJADO	DANIEL	23/03/2017
COMPROBADO	J.BARROCAL	
ESCALA: 1,500	MATERIAL: 7075-T6	
	ACABADO:	A4
Pinza Soporte		
COMPAÑIA LEVANTINA DE REDUCTORES S.L. Avda. Joaquin Vilanova, 30 Apdo. 368 - 03440 IBI (Alicante) - España Tlf.: +34 96 555 36 07 - Fax: +34 96 555 36 53 www.clr.es - info@clr.es		

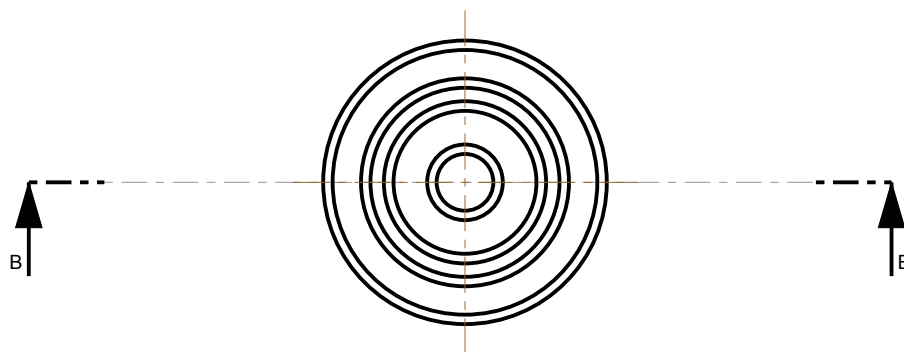
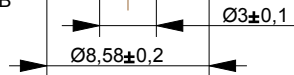
REVISIONES			
NIVEL PLANO	FECHA	MODIFICACIONES	INICIALES
A1		LANZAMIENTO	J.B



UNIDADES mm	TOLERANCIAS GENERALES CONFORME NORMA: ISO 2768-mk	PESO: 0,000 g
REF. C.L.R. 000038	Nº EXPEDIENTE DE DISEÑO	
	NOMBRE	FECHA
DIBUJADO	DANIEL	22/07/2017
COMPROBADO	J.BARROCAL	
ESCALA: 3,000	MATERIAL: POM	
	ACABADO:	A4
Polea Ø16mm		
COMPAÑIA LEVANTINA DE REDUCTORES S.L. Avda. Joaquin Vilanova, 30 Apdo. 368 - 03440 IBI (Alicante) - España Tlf.: +34 96 555 36 07 - Fax: +34 96 555 36 53 www.clr.es - info@clr.es		

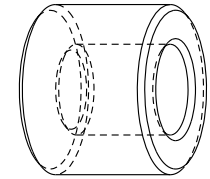
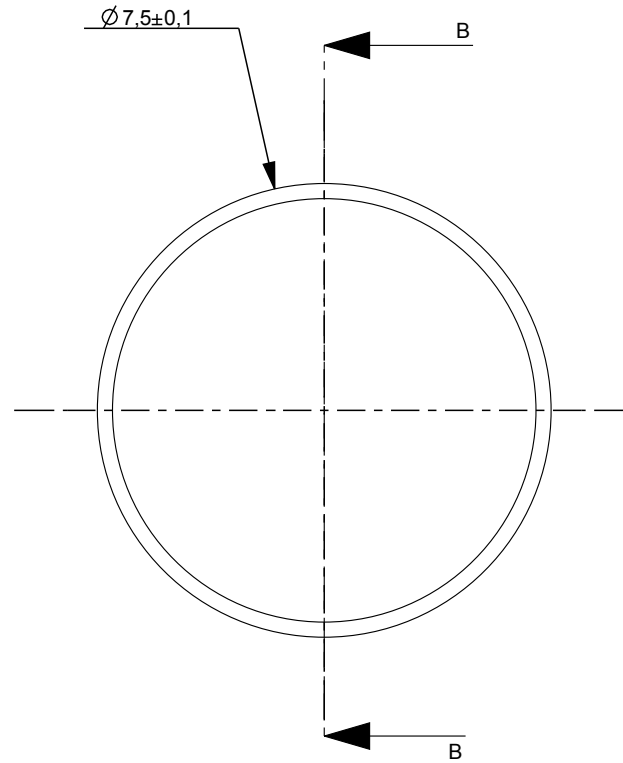
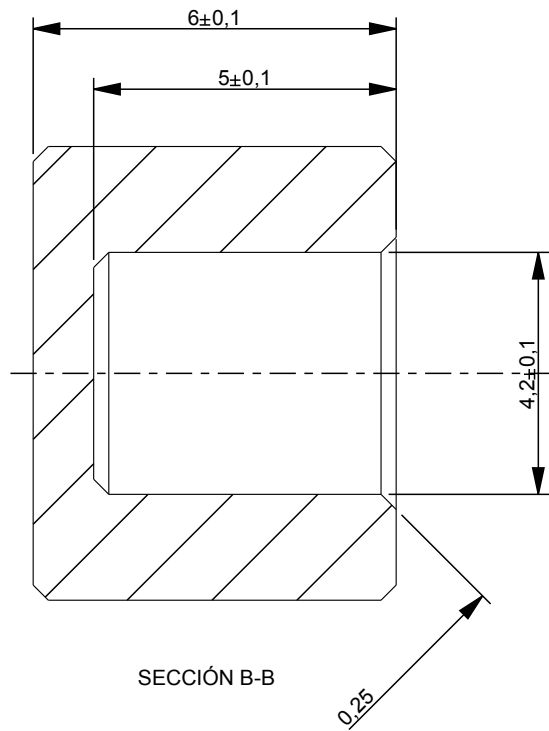


SECCIÓN B-B



REVISIONES			
NIVEL PLANO	FECHA	MODIFICACIONES	INICIALES
A1		LANZAMIENTO	J.B

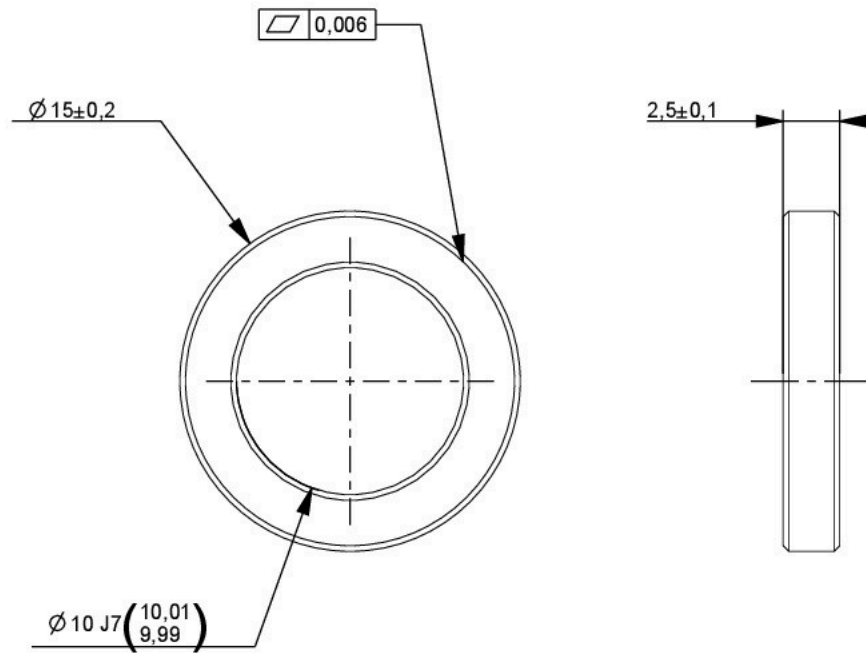
UNIDADES mm	TOLERANCIAS GENERALES CONFORME NORMA: ISO 2768-mk		PESO: 0,000 g
REF. C.L.R. 000060	Nº EXPEDIENTE DE DISEÑO		
	NOMBRE	FECHA	
DIBUJADO	DANIEL	22/07/2017	
COMPROBADO	J.BARROCAL		
ESCALA: 2,500	MATERIAL: C45 GROMADO		
	ACABADO:	A4	
Casquillo Morse Ø10mm-1,3°			
COMPAÑIA LEVANTINA DE REDUCTORES S.L. Avda. Joaquin Vilanova, 30 Apdo. 368 - 03440 IBI (Alicante) - España Tlf.: +34 96 555 36 07 - Fax: +34 96 555 36 53 www.clr.es - info@clr.es			



ESCALA 3,000

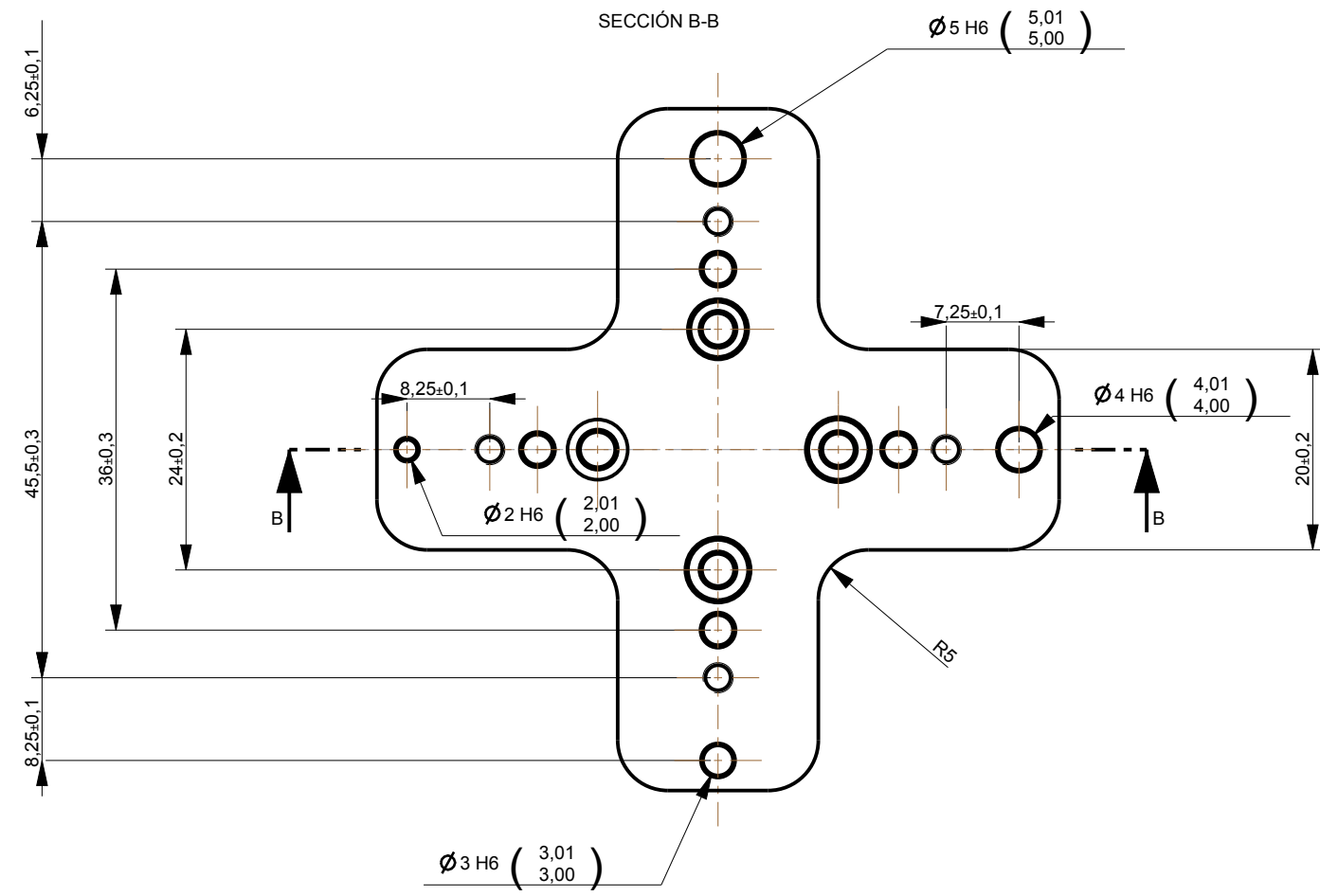
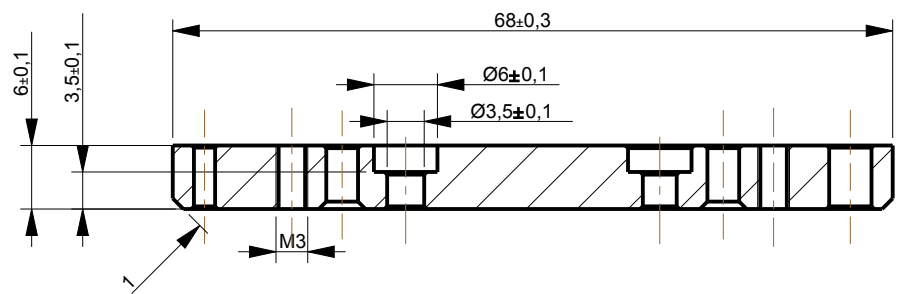
REVISIONES			
NIVEL PLANO	FECHA	MODIFICACIONES	INICIALES
A1		LANZAMIENTO	J.B

UNIDADES mm	TOLERANCIAS GENERALES CONFORME NORMA: ISO 2768-mk		PESO: 0,000 g
REF. C.L.R. 000058	Nº EXPEDIENTE DE DISEÑO		
	NOMBRE	FECHA	
DIBUJADO	DANIEL	13/07/2017	
COMPROBADO	J.BARROCAL		
ESCALA: 8,000	MATERIAL: 11SMNPB30		A4
	ACABADO:		
Casquillo Ø57mm			
COMPAÑIA LEVANTINA DE REDUCTORES S.L. Avda. Joaquin Vilanova, 30 Apdo. 368 - 03440 IBI (Alicante) - España Tif.: +34 96 555 36 07 - Fax: +34 96 555 36 53 www.clr.es - info@clr.es			



REVISIONES			
NIVEL PLANO	FECHA	MODIFICACIONES	INICIALES
A1		LANZAMIENTO	J.B

UNIDADES mm	TOLERANCIAS GENERALES CONFORME NORMA: ISO 2768-mk	PESO: 0,000 g
REF. C.L.R. 000080	Nº EXPEDIENTE DE DISEÑO	
	NOMBRE	FECHA
DIBUJADO	DANIEL	12/07/2017
COMPROBADO	J.BARROCAL	
ESCALA: 3,000	MATERIAL: C45-CROM	
	ACABADO:	A4
Balona Eje 10mm Calidad 8		
COMPAÑIA LEVANTINA DE REDUCTORES S.L. Avda. Joaquin Vilanova, 3C Apdo. 368 - 03440 IBI (Alicante) - España Tlf.: +34 96 555 36 07 - Fax: +34 96 555 36 53 www.clr.es - info@clres		

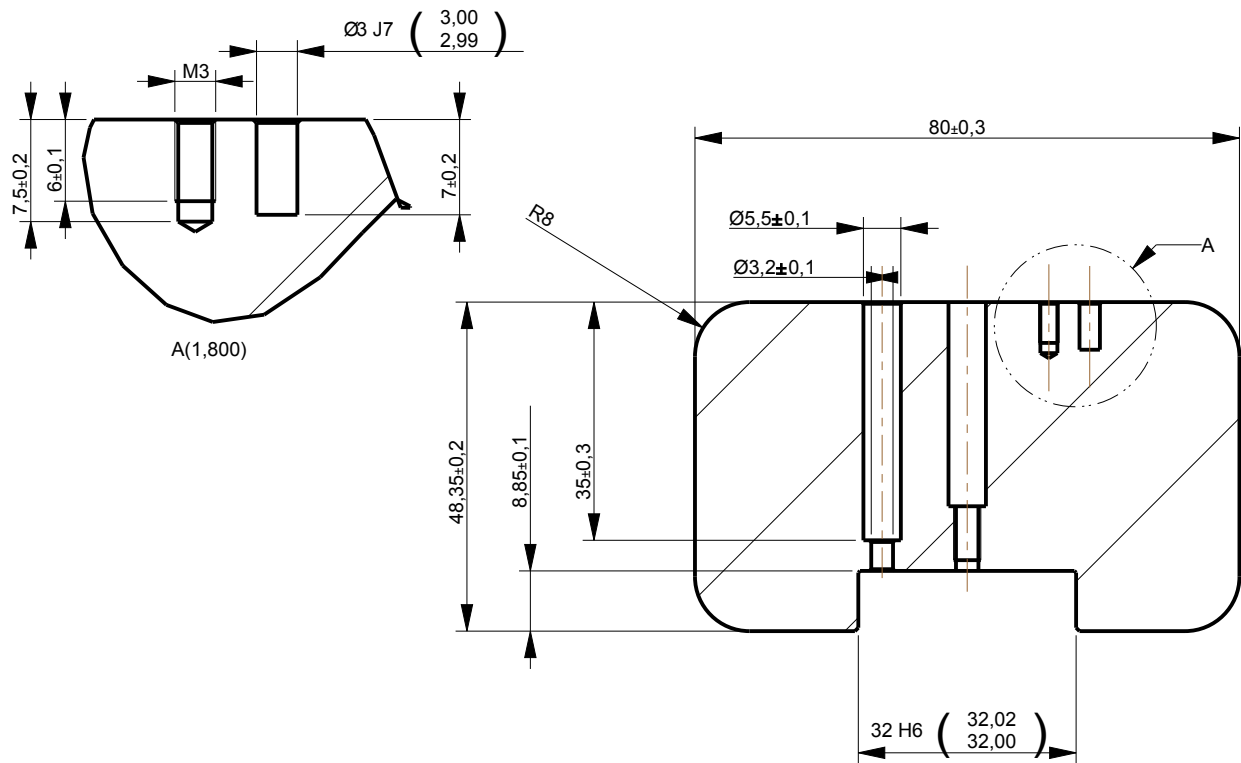


REVISIONES			
NIVEL PLANO	FECHA	MODIFICACIONES	INICIALES
A1		LANZAMIENTO	J.B

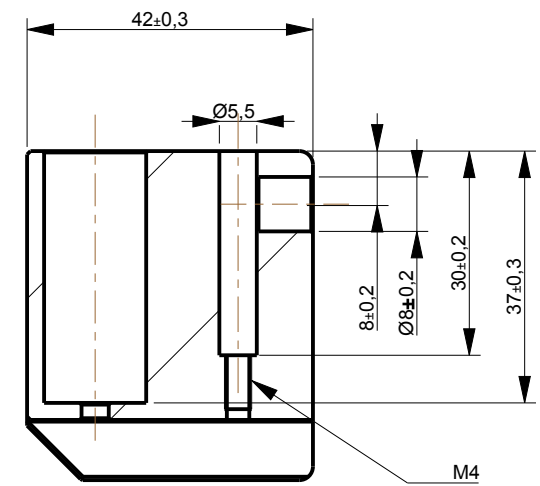
UNIDADES mm	TOLERANCIAS GENERALES CONFORME NORMA: ISO 2768-mk	PESO: 0,000 g
REF. C.L.R. 000059	Nº EXPEDIENTE DE DISEÑO	
	NOMBRE	FECHA
DIBUJADO	DANIEL	22/07/2017
COMPROBADO	J.BARROCAL	
ESCALA: 1,400	MATERIAL: 7075-T6	
	ACABADO:	A4

Porta mini Ejes 56,5x56,5x 5

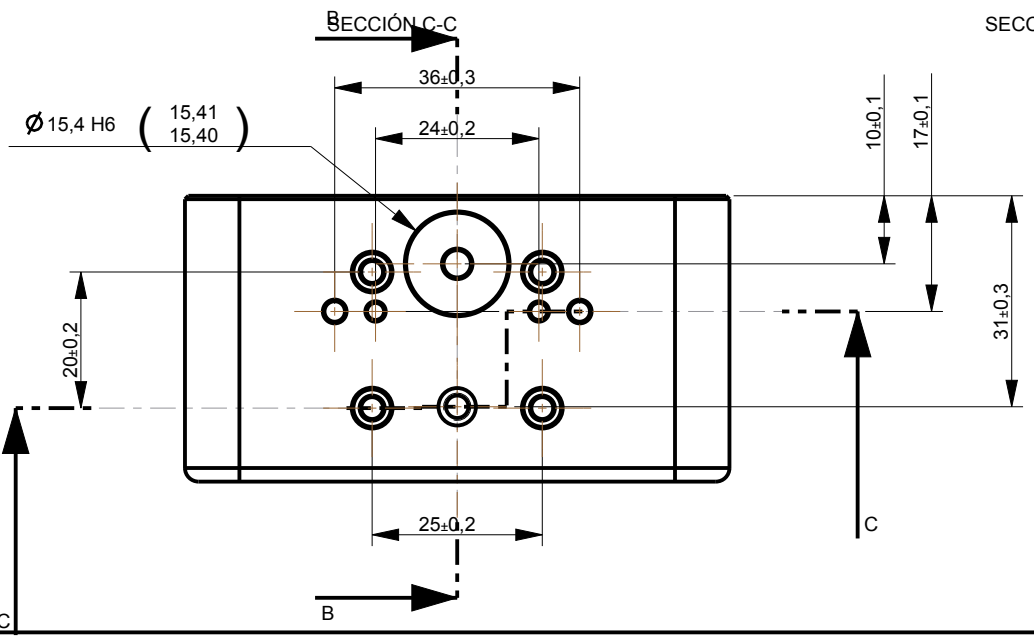
COMPAÑÍA LEVANTINA DE REDUCTORES S.L.
 Avda. Joaquín Vilanova, 30
 Apdo. 368 - 03440 IBI (Alicante) - España
 Tlf.: +34 96 555 36 07 - Fax: +34 96 555 36 53
 www.clr.es - info@clr.es



REVISIONES			
NIVEL PLANO	FECHA	MODIFICACIONES	INICIALES
A1		LANZAMIENTO	J.B



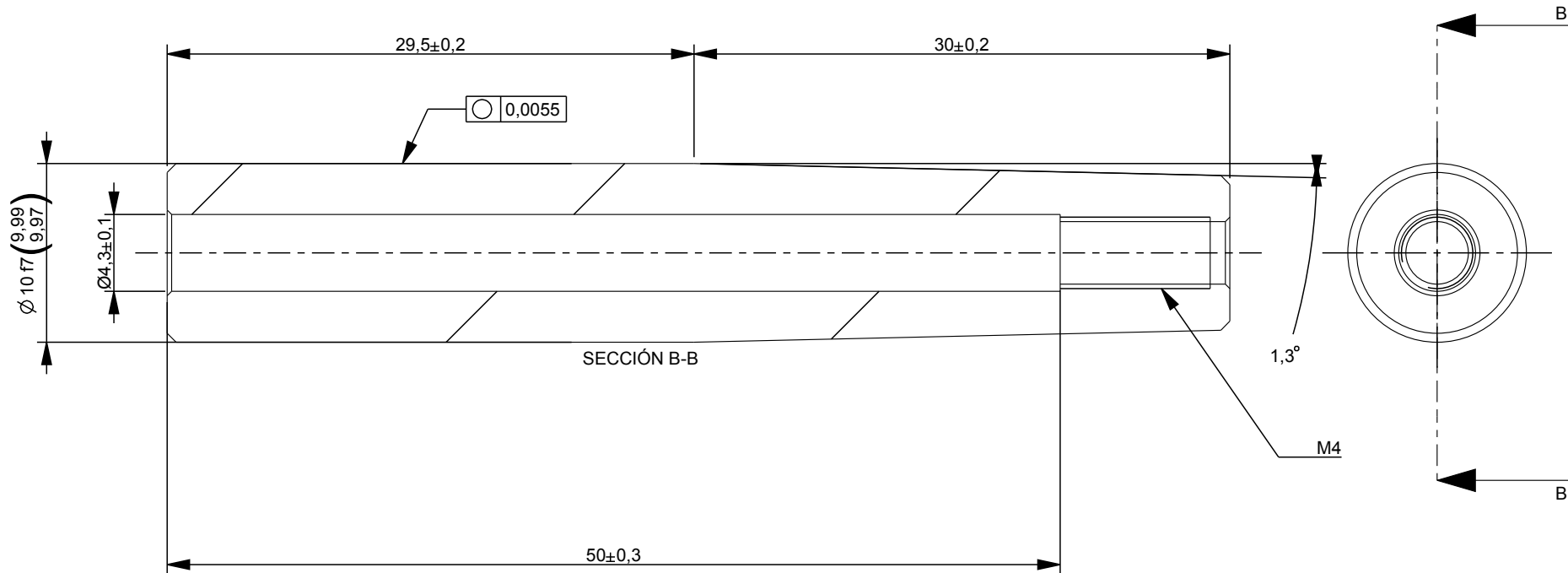
SECCIÓN B-B



SECCIÓN C-C

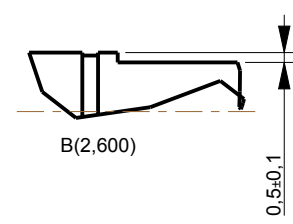
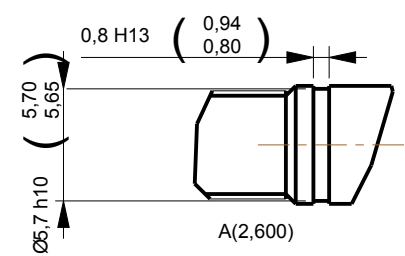
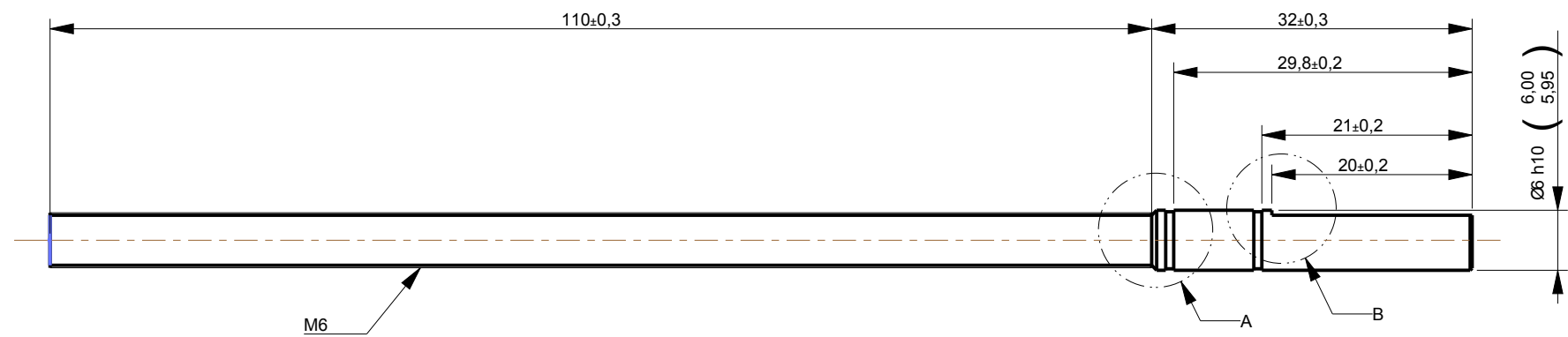
UNIDADES mm	TOLERANCIAS GENERALES CONFORME NORMA: ISO 2768-mk	PESO: 0,000 g
REF. C.L.R. 000051	Nº EXPEDIENTE DE DISEÑO	
DIBUJADO DANIEL	NOMBRE DANIEL	FECHA 11/07/2017
COMPROBADO J.BARROCAL	MATERIAL: 7075-T6	
ESCALA: 0,900	ACABADO:	A4
Soporte Eje 80x50x42		
 COMPANIA LEVANTINA DE REDUCTORES S.L. Avda. Joaquin Vilanova, 30 Apdo. 368 - 03440 IBI (Alicante) - España Tlf.: +34 96 555 36 07 - Fax: +34 96 555 36 53 www.clr.es - info@clr.es		

REVISIONES			
NIVEL PLANO	FECHA	MODIFICACIONES	INICIALES
A1		LANZAMIENTO	J.B

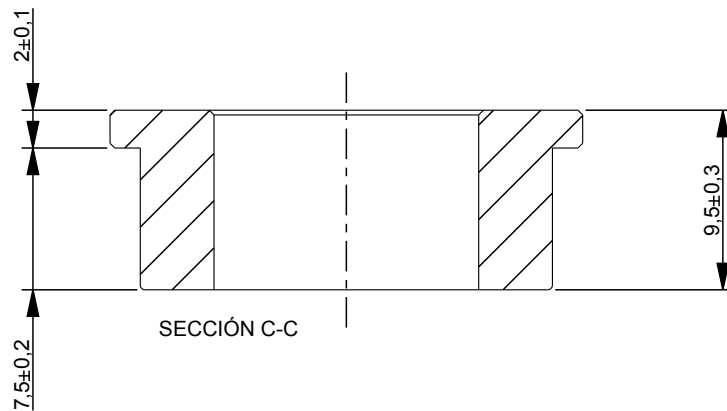
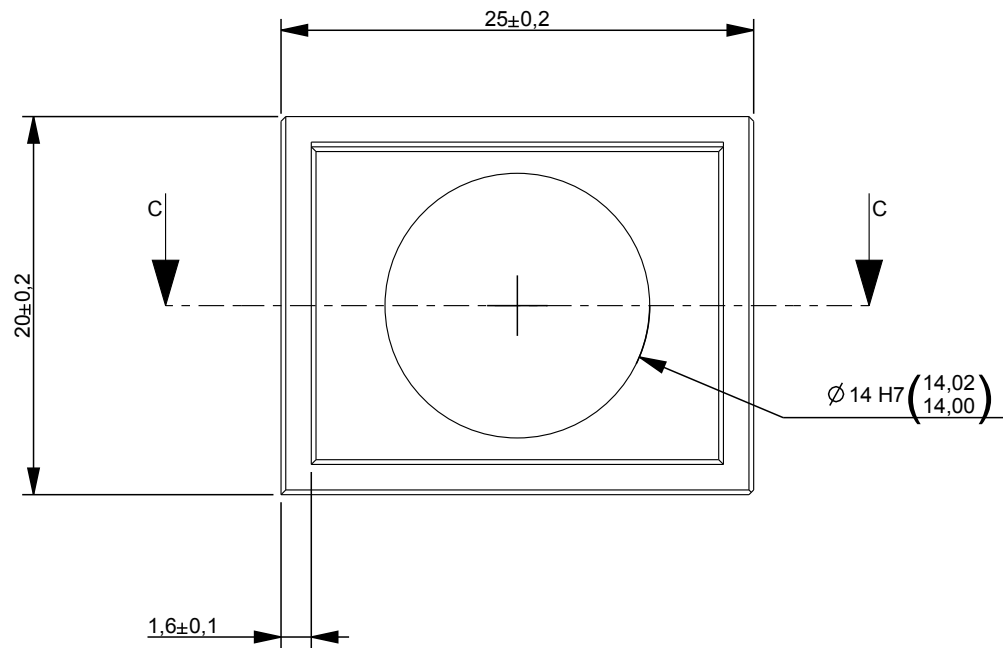


UNIDADES mm	TOLERANCIAS GENERALES CONFORME NORMA: ISO 2768-mk	PESO: 0,000 g
REF. C.L.R. 000057	Nº EXPEDIENTE DE DISEÑO	
	NOMBRE	FECHA
DIBUJADO	DANIEL	21/04/2017
COMPROBADO	J.BARROCAL	
ESCALA: 2,800	MATERIAL: C45-CROM	
	ACABADO:	A4
Eje Conico $\varnothing 10$ mm		
COMPAÑIA LEVANTINA DE REDUCTORES S.L. Avda. Joaquin Vilanova, 30 Apdo. 368 - 03440 IBI (Alicante) - España Tlf.: +34 96 555 36 07 - Fax: +34 96 555 36 53 www.clr.es - info@clr.es		

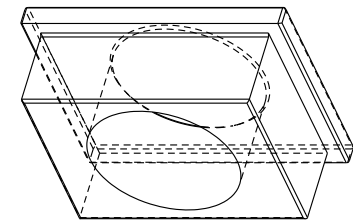
REVISIONES			
NIVEL PLANO	FECHA	MODIFICACIONES	INICIALES
A1		LANZAMIENTO	J.B



UNIDADES mm	TOLERANCIAS GENERALES CONFORME NORMA: ISO 2768-mk	PESO: 0,000 g
REF. C.L.R. 000073	Nº EXPEDIENTE DE DISEÑO	
	NOMBRE	FECHA
DIBUJADO	DANIEL	12/07/2017
COMPROBADO	J.BARROCAL	
ESCALA: 1,500	MATERIAL: C45	
	ACABADO:	A4
Husillo m6x110 + 35mm		
COMPANIA LEVANTINA DE REDUCTORES S.L. Avda. Joaquin Vilanova, 30 Apdo. 368 - 03440 IBI (Alicante) - España Tlf.: +34 96 555 36 07 - Fax: +34 96 555 36 53 www.clr.es - info@clr.es		

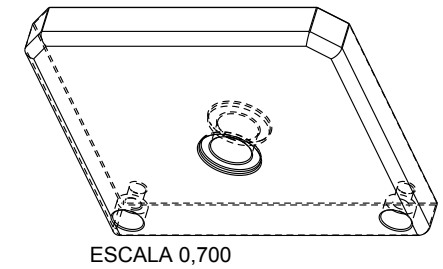
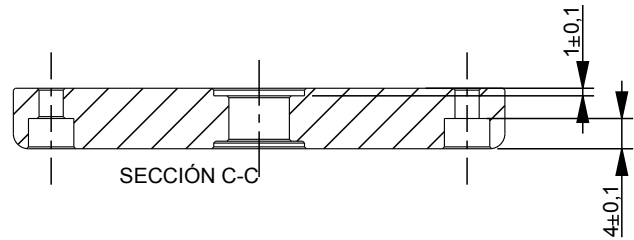
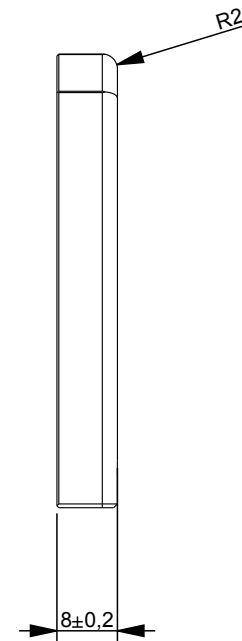
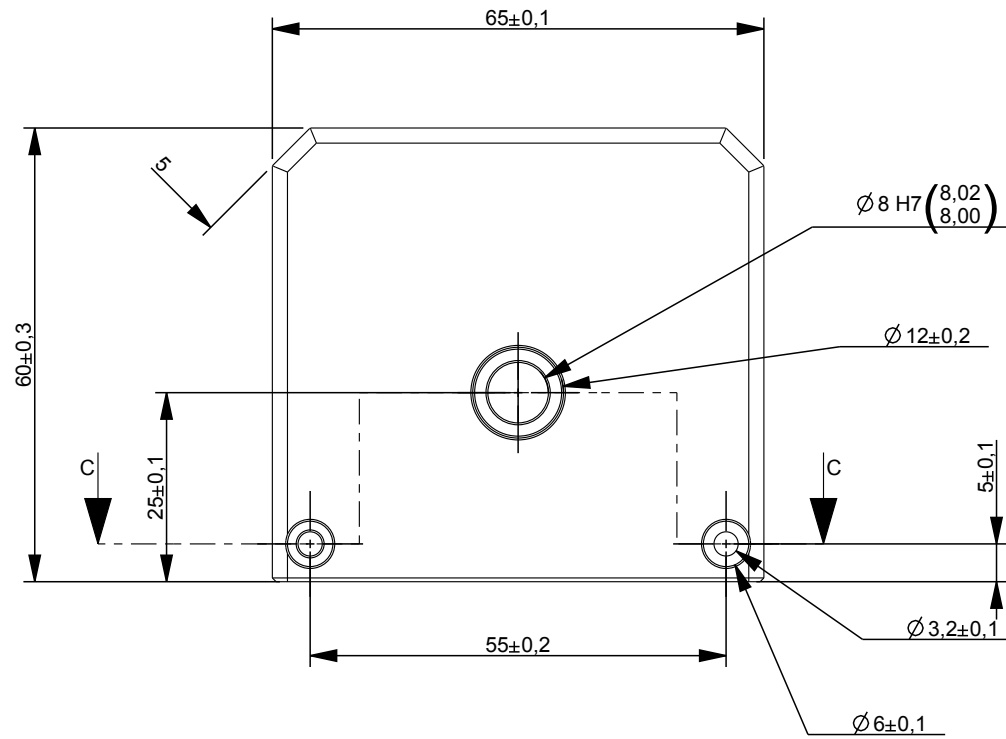


REVISIONES			
NIVEL PLANO	FECHA	MODIFICACIONES	INICIALES
A1		LANZAMIENTO	J.B



UNIDADES mm	TOLERANCIAS GENERALES CONFORME NORMA: ISO 2768-mk	PESO: 0,000 g	
REF. C.L.R. 000075	Nº EXPEDIENTE DE DISEÑO		
	NOMBRE	FECHA	
DIBUJADO	DANIEL	04/05/2017	
COMPROBADO	J.BARROCAL		
ESCALA: 2,500	MATERIAL: s235		
	ACABADO:	A4	
Tapa Tuerca 25x20mm			
COMPAÑIA LEVANTINA DE REDUCTORES S.L. Avda. Joaquin Vilanova, 30 Apdo. 368 - 03440 IBI (Alicante) - España Tif.: +34 96 555 36 07 - Fax: +34 96 555 36 53 www.clr.es - info@clr.es			

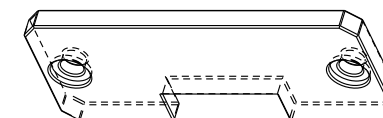
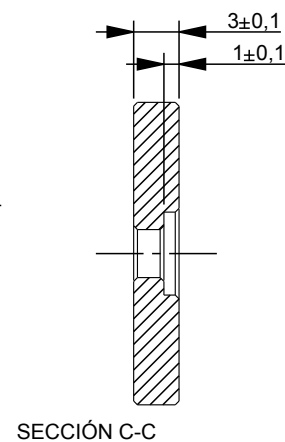
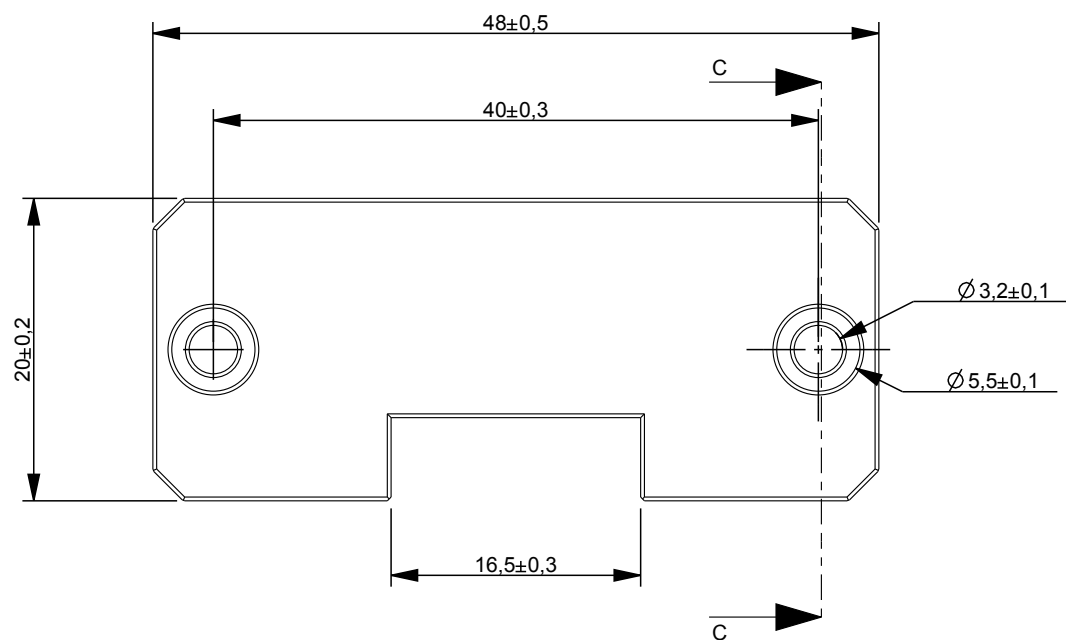
REVISIONES			
NIVEL PLANO	FECHA	MODIFICACIONES	INICIALES
A1		LANZAMIENTO	J.B



UNIDADES mm	TOLERANCIAS GENERALES CONFORME NORMA: ISO 2768-mk	PESO: 0,000 g
REF. C.L.R. 000071	Nº EXPEDIENTE DE DISEÑO	
	NOMBRE	FECHA
DIBUJADO	Daniel	12/07/2017
COMPROBADO	J.BARROCAL	
ESCALA: 1,000	MATERIAL: 7075-T6	
	ACABADO:	A4
SoporteHusillo 65x60x8 mm		
COMPANÍA LEVANTINA DE REDUCTORES S.L. Avda. Joaquín Vilanova, 30 Apdo. 368 - 03440 IBI (Alicante) - España Tlf.: +34 96 555 36 07 - Fax: +34 96 555 36 53 www.clr.es - info@clr.es		

REVISIONES

NIVEL PLANO	FECHA	MODIFICACIONES	INICIALES
A1		LANZAMIENTO	J.B

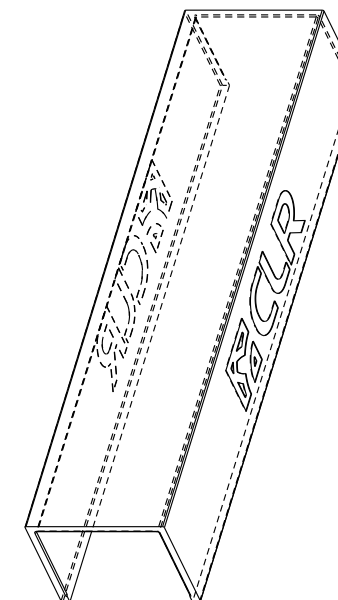


ESCALA 1,000

UNIDADES mm	TOLERANCIAS GENERALES CONFORME NORMA: ISO 2768-mk	PESO: 0,000 g
REF. C.L.R. 000078	Nº EXPEDIENTE DE DISEÑO	
	NOMBRE	FECHA
DIBUJADO	DANIEL	30/05/2017
COMPROBADO	J.BARROCAL	
ESCALA: 2,000	MATERIAL: S235	
	ACABADO:	A4
Pletina 48x20x2.5mm		
COMPANÍA LEVANTINA DE REDUCTORES S.L. Avda. Joaquín Vilanova, 30 Apdo. 368 - 03440 IBI (Alicante) - España Tlf.: +34 96 555 36 07 - Fax: +34 96 555 36 53 www.clr.es - info@clr.es		



REVISIONES			
NIVEL PLANO	FECHA	MODIFICACIONES	INICIALES
A1		LANZAMIENTO	J.B



ESCALA 0,800

UNIDADES mm	TOLERANCIAS GENERALES CONFORME NORMA: ISO 2768-mk	PESO: 0,000 g
REF. C.L.R. 000077	Nº EXPEDIENTE DE DISEÑO	
	NOMBRE	FECHA
DIBUJADO	DANIEL	04/05/2017
COMPROBADO	J.BARROCAL	
ESCALA: 1,000	MATERIAL: S235	
	ACABADO:	A4
Perfil 25x20x 1,5mm		
COMPAÑIA LEVANTINA DE REDUCTORES S.L. Avda. Joaquin Vilanova, 30 Apdo. 368 - 03440 IBI (Alicante) - España Tif.: +34 96 555 36 07 - Fax: +34 96 555 36 53 www.clr.es - info@clr.es		

Bibliografía

- [1] RUDOLF OCH *"History of Gear Measuring Machines and Traceability 1900-2006"*
- [2] ISO 1328-1:2013 *"Definitions and allowable values of deviations relevant to corresponding flanks of gear teeth"*
- [3] ISO 1328-2:1997 *"Definitions and allowable values of deviations relevant to radial composite deviations and runout information"*
- [4] AGMA 935-A05 *Recommendations Relative to the Evaluation of Radial Composite Gear Double Flank Tester"*
- [5] ROBERT L. MOOT *"Diseño de Elementos de Máquinas"*
- [6] GEAR SOLUTIONS *."An Elementary Guide to Gear Inspection"*
- [7] AGMA 915-1-A02 *Inspección Practices-Part1:Cylindrical Gear-Tangential Measurements"*
- [8] AGMA 915-2-A05 *Inspección Practices-Part2:Cylindrical Gear-Radial Measurements"*
- [9] AGMA 915-3-A99 *Inspección Practices-Gear Blanks, shaft center distance and parallelism"*
- [10] ANSI/AGMA 2116-A05 *."Evaluation of double flank testers for radial composite measurement of gears"*
- [11] MANUFACTURING ENGINEERING SOCIETY INTERNATIONAL CONFERENCE *"Double flank roll testing machines intercomparison for worm and worm gear"*
- [12] AGMA ISO 10064-5-A06 *Code of Inspection Practice- Part5: Recommendations relative to evaluation of gear measuring instruments"*
- [13] DIN 3970-1-1974 *"Lehrzahnräder zum Prüfen von Stirnräden"*
- [14] N.LARBURU *"Prontuario de Máquinas"*

Índice de imágenes

1.1. Rueda de sangre	7
1.2. Mecanismo de Anticiteria	8
1.3. Patente Método medición del flanco por involuta (fuente [1])	8
1.4. Diagrama de funcionamiento (fuente propia)	11
2.1. Error de paso de diente (fuente:KHK)	14
2.2. Error de la forma de envolvente (fuente:KHK)	14
2.3. Error de la línea de flanco (fuente:KHK)	14
2.4. Error de excentricidad con el eje de giro (fuente:KHK)	15
2.5. Contacto correcto del diente (fuente:KHK)	15
2.6. Diagrama métodos de medición (Fuente propia)	15
2.7. Ejemplo tabla de tolerancias error total compuesto (Fuente [3])	16
2.8. Ejemplo medición espesor (Fuente [6])	18
2.9. Ejemplo medición Longitud cordal (Fuente [6])	18
2.10. Ejemplo medición excentricidad (Fuente [6])	19
2.11. Ejemplo medición del paso (Fuente [6])	19
2.12. Maquina inspección de engranajes CNC o <i>GMI_S</i> (fuente gleason)	20
2.13. Maquina inspección de engranajes medición por coordenadas (fuente frenco)	20
2.14. Medición a doble flanco y a un flanco (Fuente [7])	21
2.15. Medición a un Flanco-Error de transmisión (fuente [7])	22

2.16. Medición doble flanco Fuente [8])	22
2.17. Ejemplo método RWS (Fuente Frenco)	23
2.18. Ejemplo precisión angular necesaria (fuente propia)	26
2.19. Maquina frenco ZWP 06 (fuente frenco)	27
2.20. Maquina frenco ZWP 18 (fuente frenco)	28
2.21. Maquina HY MT671DF(fuente HY)	29
2.22. Maquina NiTM DF-10 (fuente NiTM)	30
2.23. Transmisión por fricción (fuente NiTM)	30
2.24. Contacto doble flanco (fuente Gear Co)	31
2.25. Ejemplo adquisición de datos doble flanco (fuente [7])	32
2.26. Ejemplo F_i'' Desviación radial compuesta total (fuente [7])	33
2.27. Ejemplo f_i'' Desviación compuesta radial diente a diente (fuente [7])	34
2.28. Ejemplo F_r'' Excentricidad (fuente [7])	35
2.29. Ejemplo F_r'' , f_i'' , F_i'' (fuente [7])	35
2.30. Ejemplo maquina doble flanco con reloj comparador (fuente Jhon Bull Gear)	36
2.31. Representación desviación lineal (fuente Tesa)	37
2.32. Ejemplo precisión (fuente [12])	37
2.33. Condiciones a cumplir adquisición de datos (fuente [12])	38
2.34. Ejemplo sistema de medición (fuente [12])	38
2.35. Engranaje patrón desde m 0,5 hasta 3,55mm (fuente [13])	39
2.36. Engranaje patrón desde m 3,55 hasta 20mm (fuente [13])	39
2.37. Ejemplo certificado engranaje patrón(fuente frenco)	40
2.38. Ejemplo prueba certificado engranaje patrón (fuente frenco)	41
3.1. Tolerancia radial entre dientes (fuente [3])	45
3.2. Tolerancia radial entre dientes (fuente [4])	47
3.3. Tolerancia radial entre dientes (fuente [4])	48

3.4. Tolerancias redondez (fuente [13])	48
3.5. Tolerancias de planitud (fuente [13])	49
3.6. Fuerza de empuje recomendada (fuente [8])	49
4.1. Prototipo vertical doble corredera (fuente propia)	51
4.2. Prototipo ejes verticales y horizontales (fuente propia)	52
4.3. Prototipo transmisión por fricción (fuente propia)	53
4.4. Suplementos intercambiables (fuente propia)	53
4.5. Prototipo fanial sin optimizar (fuente propia)	54
4.6. Prototipo final optimizado (fuente propia)	54
5.1. Protección muelle (fuente propia)	55
5.2. Descripción general de la maquina (fuente propia)	56
5.3. Bancada principal (fuente propia)	57
5.4. Bancada principal detalle escuadras (fuente propia)	57
5.5. Porta eje fijo (fuente propia)	58
5.6. Sistema transmisión (fuente propia)	59
5.7. Guía lineal (fuente propia)	60
5.8. Soporte móvil (fuente propia)	61
5.9. Conjunto presión medición (fuente propia)	62
5.10. Husillo (fuente propia)	63
5.11. Movimiento principal (fuente propia)	64
5.12. (fuente propia)	65
5.13. Soporte (fuente propia)	66
5.14. Soporte (fuente propia)	67
5.15. Soporte (fuente propia)	68
5.16. Sistema de transmisión (fuente propia)	69
5.17. Sistema de transmisión (fuente propia)	70

6.1. Esquema simplificado sistema de transmisión (fuente propia)	71
6.2. Coeficientes de fricción y desgaste ([14])	72
6.3. Comportamiento bancada (fuente propia)	79
6.4. Deformación del eje (fuente propia)	80
6.5. Deformación del eje singularizada (fuente propia)	80
6.6. Deformación pinza soporte(fuente propia)	81
6.7. Tensión máxima(fuente propia)	81
7.1. Coeficiente de fricción contra el acero (fuente Igus)	83
7.2. Perfil aluminio extrudido 25x25mm (fuente Mk group)	84
7.3. Nonio recorrido 15mm (fuente elesa)	84
7.4. Características muelles (fuente Sodemann)	85
7.5. Manivela 50mm (fuente elesa)	85
7.6. Guia linela thomson TSR15Z (fuente thomson)	86
7.7. Precarga y paralelismo (fuente thomson)	86
7.8. Dimensiones anillos elásticos DIN471 (fuente Otia)	87
7.9. Tornillos Allen din 912	87
7.10. Dimensiones tornillos Allen ISO 7380	88
7.11. Acoplamiento flexible 4x6 (fuente amazon)	88
7.12. Sensor de medición GT21 DC (fuente Tesa)	89
7.13. Parámetros de medición sensor tesa GT21 DC (fuente Tesa)	90
7.14. Características moto reductor (fuente CLR)	91
7.15. Dimensiones moto reductor (fuente CLR)	91
7.16. Tabla números coprimos	92
7.17. Engranajes patrón elegidos	92
9.1. Gráfico circular Presupuesto Total	98
9.2. Diagrama de grantt	99

Índice de tablas

2.1. Grados de calidad recomendados según velocidad (adaptación Fuente [5])	17
2.2. Grados de calidad recomendados según velocidad (Fuente [5])	17
2.3. Ventajas y desventajas métodos funcionales (fuente propia)	25
2.4. Ventajas y desventajas métodos singulares (fuente propia)	25
2.5. Características ZWP 06 (fuente freno)	27
2.6. Características ZWP18 (fuente freno)	28
2.7. Características MT671DF (fuente HY)	29
2.8. Características NiTM DF-10 (fuente propia)	30
2.9. Calidades posibles según proceso de fabricación (fuente Yilmaz redüktör)	42
2.10. Calidades herramientas de fabricación (fuente DIN 3968)	42
4.1. Ventajas y desventajas métodos singulares (fuente propia)	52
5.1. Grados de calidad recomendados según velocidad (adaptación Fuente [5])	56
6.1. Características pareja de menor tamaño	73
6.2. Características pareja de mayor tamaño	73
6.3. Características engranaje patrón de menor tamaño	74
6.4. Características de mayor tamaño	75
6.5. Características árbol rueda de fricción.	75
6.6. Características árbol principal de transmisión.	75

6.7. Características eje patrón de menor tamaño	78
6.8. Características eje patrón de mayor tamaño	78
8.1. Comparativa modulo de young.	93
8.2. Comparativa materiales a desgaste	94
9.1. Presupuesto materias primas (fuente propia)	95
9.2. Coste elementos generales C.g (fuente propia)	96
9.3. Coste bancada aluminio C.b(consulta Mk group)	97
9.4. Coste engranajes patrón C.p (consulta Schynder)	97
10.1. Lista de materiales LDM ₁	102
10.2. Lista de materiales LDM ₂	103