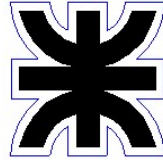


Universidad Tecnológica Nacional
Facultad Regional de Rosario.



Departamento de Ingeniería Mecánica

Cátedra – Proyecto Final

Dispositivo de control de torque soldadura de proyección

Profesor Titular:
Ingeniero Javier Masetro

Auxiliares:
Ingeniero Néstor Gazquez
Ingeniero Andrés Bressan

Proyecto realizado por:
Enzo Cavagna
Damián Rossi
Emiliano Echevarria
Santiago Orellano

Título de Grado que se aspira – Ingeniero Mecánico

2. Índice

3. Lista de símbolos	2
4. Resumen:	3
5. Abstract:	4
6. Problemática a resolver:.....	4
7. Estado del arte:.....	5
Controles en soldadura por proyección:	5
Mitigación de posibles defectos:.....	6
Controles 100% en industria automotriz:	7
Controles 100% en otro tipo de industrias:.....	7
8. Fundamentos teóricos:.....	8
Selección de método de control.....	8
9. Primeros cálculos.....	10
9.1 Cálculos dimensionales de sistema de transporte:	10
9.2 Análisis de fuerzas actuantes en traslado de dispositivo:	11
9.3 Cálculos de velocidad operativa de sistema de transporte:.....	12
Ingeniería básica de elementos constituyentes del sistema de transporte (cálculo y selección):.....	12
1. Cálculo y selección de cadena:	13
1. b. Piñón:	20
1. c. Sistema de tensado de cadena:.....	20
1. d. Automatización del sistema de lubricación:	21
2. Calculo del árbol	22
Esfuerzos	22
DCL / reacciones en apoyos / diagrama de esfuerzos internos.....	23
Diámetros de pre cálculo	24
Adopción de material.....	24
Resistencia a la fatiga.....	24
Resistencia a la fatiga Real “S´n”	26
Pre diseño y factores de concentración de tensiones	27
Diámetros principales	27
Diseño final / Verificación de diámetros.....	28
Deflexión Radial	30

Deformación Angular por Torsión	32
Conclusión.....	33
2.b. Cálculo de largo de chaveta de piñones:.....	33
3. Selección de servomotor	35
4. Selección de rodamiento:	36
Verificación de Rodamiento:	37
5. Selección del acoplamiento:	43
Análisis de fuerzas actuantes en torque:	44
Fuerza soportada por los pernos centradores que levanta el dispositivo.....	45
Ingeniería básica de elementos constituyentes del sistema de control de torque (cálculo y selección):	46
6. Sistema de elevación de dispositivo	47
6.a. Calculo de multiplicador de presión (booster)	47
6.b. Diseño de cilindro hidráulico	48
7. Selección Torquímetro.....	51
7.a Cálculos de verificación de las tensiones y deformaciones en el porta-torquímetro	52
8. Análisis de costos y análisis financiero	55
8.a Costo equipo:.....	55
8.b Costo de tener un defecto:.....	57
8.c Análisis financiero:.....	57

3. Lista de símbolos

Símbolos	Descripción	Unidad
Pc	Potencia consumida	KW
Pnc	Potencia necesaria en la cadena	KW
Nnec	Revoluciones necesarias	RPM
Z1	Número de dientes del piñón	
C teórica	Distancia entrecentro teórica	mm
D1	Diámetro de piñón	mm
Zc	Dientes en contacto	
Ze	Cantidad de eslabones	
Creal	Distancia entrecentro real	mm
Vt	Velocidad tangencial	m/s
G	Masa unitaria de cadena	kg/m
Mt	Momento torsor	Nmm

Dbr	Distancia de borde de radio	mm
Fi	Fuerza en un punto determinado "i"	N
Fix	Fuerza en el punto "i" en dirección x	N
Fiy	Fuerza en el punto "i" en dirección y	N
Mfi XZ	Momento flector en un punto "i" en el plano XZ	Nmm
Mfi YZ	Momento flector en un punto "i" en el plano YZ	Nmm
Mci	Momento combinado en un punto "i"	Nmm
Sn	Resistencia a la fatiga	MPa
Cm	Factor de material	
Cst	Coeficiente de esfuerzo	
Cs	Factor de tamaño	
S'n	Resistencia a la fatiga real estimada	MPa
Kt	Factor de concentración de tensión	
N	Factor de seguridad	
Sy	Resistencia a la fluencia	MPa
D	Diámetro teórico según Mott	mm
Dadopt	Diámetro adoptado	mm
E	Módulo de elasticidad longitudinal	MPa
J	Inercia	mm ⁴
MR XZ	Momento reducido en el plano XZ	1/mm
MR YZ	Momento reducido en el plano YZ	1/mm
Δxz	Deflexión radial en plano XZ	mm
Δyz	Deflexión radial en plano YZ	mm
Φ	Angulo de deformación	°
G	Módulo de elasticidad transversal	MPa
L	Largo de cada tramo del árbol considerado para la verificación de deformación angular	mm

4. Resumen:

El proyecto consiste en la elaboración de un equipo que controle el torque de las tuercas soldadas en chapas con soldadura por protuberancia o proyección.

El equipo está pensado para funcionar a pie de máquina, controlando el 100% de las piezas, con un tiempo de control menor al tiempo operativo de la soldadora, a fin de no demorar el proceso.

Este equipo es capaz de controlar y distribuir las piezas según si la tuerca resiste el torque programado o no sin necesidad de que un operador intervenga.

Para el funcionamiento del equipo de control se usa aire comprimido de línea sin necesidad de adquirir ningún equipo secundario.

El equipo es totalmente automático y programable según los requisitos del cliente para cada lote de piezas en particular.

5. Abstract:

The project consists in the elaboration of **equipment** that controls the torque of the welded nuts in **sheet metal** with projection welding.

The **tool** is designed to work at machine-level, controlling 100% of the pieces, with a control time **lower** than the operating time of the welder, in order to not delay the process.

This equipment is capable of controlling and distributing the parts depending on whether the nut resists the programmed torque or not, without the need for an operator to intervene.

For the operation of the control equipment, compressed air **from the line is used** without the need to purchase any secondary equipment.

The equipment is fully automatic and programmable according to customer requirements for each particular batch of parts.

6. Problemática a resolver:

Durante la producción de piezas soldadas por proyección se realizan controles de torque cada determinada cantidad de tiempo para verificar que los parámetros de soldadura sigan siendo los correctos.

Pero existen problemas en la soldadura que son aleatorios y hacen que no sea posible detectar una falla de este tipo, con controles tan esporádicos.

Estos problemas aleatorios se deben a: Exceso de aceite en piezas, Suciedad de piezas, Oxido en piezas, Desgaste de electrodos previo a reavivado, Descentrado de electrodos, Falta de paralelismo en electrodos superior e inferior, Deficiente enfriamiento de electrodos, Pérdidas de presión en línea de aire comprimido, Bajada de tensión en la línea eléctrica.

Por este motivo hoy en día las empresas que realizan este tipo de piezas, absorben los gastos de tener un incidente en el cliente.

El gasto por una no calidad de este tipo es enorme, ya que la pieza no es retrabajable y tampoco se puede ver visualmente la falla, de modo que se debe realizar un control 100% torqueando manualmente todas las piezas del lote.

La industria automotriz en la que está basado este proyecto, al día de la fecha les pide a todos sus proveedores una No-Calidad menor a 15 ppm. Esto implica que por cada 1 millón de piezas vendidas solo pueden estar mal 15 piezas. Algo que para las pymes autopartistas, que son en mayor cantidad las proveedoras de las terminales, es casi imposible de cumplir.

Por este motivo se hace imperioso llevar a cabo un control 100% de las piezas y obviamente al menor costo posible.

Este último es el objetivo de nuestro proyecto; El cálculo y diseño de un equipo capaz de controlar el torque de tuercas soldadas, en el 100% de las piezas producidas, sin aumentar los tiempos de producción y respetando las exigencias que cada automotriz le pide a su proveedor. También el equipo debe ser de fácil adaptación a cambios para diferentes tipos de piezas a fabricar o diferentes requerimientos en cuanto a torque.

Este equipo también debe ser totalmente automático y debe consumir los menores recursos posibles.

Para el diseño y construcción del equipo se deben tener en cuenta las siguientes condiciones de contorno:

1. El equipo debe realizar el control de torque mínimo requerido en el 100% de las piezas que pasen por el mismo.
2. Debe controlar tuercas desde M4 hasta M12.
3. Debe controlar piezas de espesor de chapa de 2 hasta 6 mm.
4. Debe tener un tamaño máximo de 80 x 80 cm, para ubicarlo en línea con la soldadora.
5. La pieza más grande a controlar será de 20 x 20 cm.
6. El tiempo de control debe ser menor al tiempo que lleva el ciclo de soldadura de la pieza (15 seg).

7. El dispositivo debe separar automáticamente las piezas OK de las NOOK en diferentes rack, sin frenar la línea de producción.
8. El equipo debe ser totalmente programable para diferentes tipos de piezas y requerimientos.
9. El equipo deberá cumplir con las condiciones de Higiene y Seguridad de acuerdo a la LEY 19587
10. Deberá dar una señal luminosa o visual de algún tipo, indicando que el proceso fue OK – NOOK.
11. El equipo deberá tener los elementos necesarios (diseño de componentes, sensores, etc.) para evitar al máximo cualquier tipo de daño a los conjuntos a controlar.
12. Deberá poder integrarse al sistema de ejecución de Manufactura de Planta.
13. Los componentes a utilizar en la construcción, los colores y calidad de terminación, manuales y planos, etc., deberán cumplir con las normas y requisitos generales exigidos por el cliente.

7. Estado del arte:

Controles en soldadura por proyección:

Dado que el equipo es un dispositivo de control de torque para tuercas soldadas. Primero se debe aclarar cuáles son los controles actuales hoy en este tipo de piezas.

Para la puesta a punto del equipo se realizan ensayos destructivos en las piezas soldadas para verificar el estado de las soldaduras.



Imagen de método de rotura; Se introduce un tornillo en la tuerca y del lado contrario se coloca un buje, luego se aprieta la morza haciendo fuerza entre el tornillo y el buje para lograr el desprendimiento de la tuerca.

Una vez rota la pieza se verifica visualmente que la tuerca se haya desprendido con parte de la chapa. Esto garantiza que la soldadura fue correcta, en caso contrario (imagen de la derecha) la tuerca se desprende sin romper nada de la chapa por lo que se dice que la tuerca estaba “pegada” en vez de estar soldada.



Además del control destructivo se realizan los controles de torque a una frecuencia determinada (generalmente cada 1 hora de trabajo).

Este control se realiza apretando la pieza con una morza y torqueando hasta el torque mínimo especificado por el cliente.

En la siguiente tabla se pueden ver los torques mínimos exigidos por dos clientes de acuerdo al tamaño de tuerca soldada.

	M4	M5	M6	M8	M10	M12
Toyota (TSB1503G) torque mínimo (kg.m)	2.0	2.3	3.0	4.0	6.0	8.0
General Motors (GMW16215) torque mínimo (kg.m)	2.2	2.5	3.0	4.0	6.0	10.0

Este control sirve para verificar que no haya variaciones de parámetros durante toda la producción.

Y en caso de que de mal en ensayo de torque (habiéndose modificado los parámetros), se pueden segregar perfectamente las piezas producidas en esa hora de producción para controlar el 100% de las piezas a los efectos de no enviar piezas defectuosas al cliente.

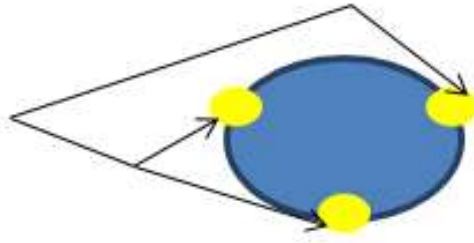
Estos dos controles no sirven contra fallas aleatorias como las que se mencionaron anteriormente. Pero al día de la fecha se siguen produciendo piezas sin controlar toda la fabricación al 100%.

Esto hace que la empresa tenga que absorber los gastos de una No Calidad en caso de que esta se detecte, ya sea interior (dentro de la propia empresa) o exteriormente (pieza defectuosa encontrada por el cliente).

Mitigación de posibles defectos:

Se encontró una patente de un dispositivo con sensor de carga para la soldadura; sin tener bien el detalle de cómo funcionan estos sensores de carga. Controlar la presión ejercida en 3 puntos del electrodo inferior (como se puede observar en el siguiente esquema), serviría para mitigar los problemas de:

Puntos a controlar



Desgaste de electrodos previo a reavivado, Descentrado de electrodos, falta de paralelismo en electrodos superior e inferior y pérdida de presión en la línea de aire comprimido.

Ya que con sensores de carga se podría evaluar si la presión que indican los parámetros del equipo están ejercidos en el área total de la tuerca para lograr una soldadura efectiva.

“Dispositivo de soldadura por resistencia con un sensor de carga”.

Número de Solicitud: E17166192.

Solicitante: Tecna S.p.A.

Nacionalidad solicitante: Italia.

Fecha de Publicación: 15 de mayo de 2019.

Este dispositivo no sirve para controlar todos los otros defectos aleatorios de la soldadura por proyección.

Controles 100% en industria automotriz:

En las terminales automotrices ya existen controles 100% de torque, en especial en torque de tornillos de tapa de cilindros de motor.

Controles 100% en otro tipo de industrias:

Se encontraron controles 100% automatizados por ejemplo en la industria de la impresión



Las cámaras 100% inspection® de FUTECH detectan defectos de impresión, Toda la información relevante se procesa a través de nuestro software, trazando un mapa de defectos. El mapa se visualiza en un monitor donde se presenta una vista completa de toda la longitud de repetición, permitiendo al operario determinar la localización exacta de cualquier defecto. El sistema puede inspeccionar todo el material de base impreso y los defectos asociados en línea, así como los defectos que se encuentran en el material de los proveedores. Es aplicable en la banda ancha y estrecha para la impresión en huecograbado, en flexografía y la impresión de etiquetas.

8. Fundamentos teóricos:

Selección de método de control

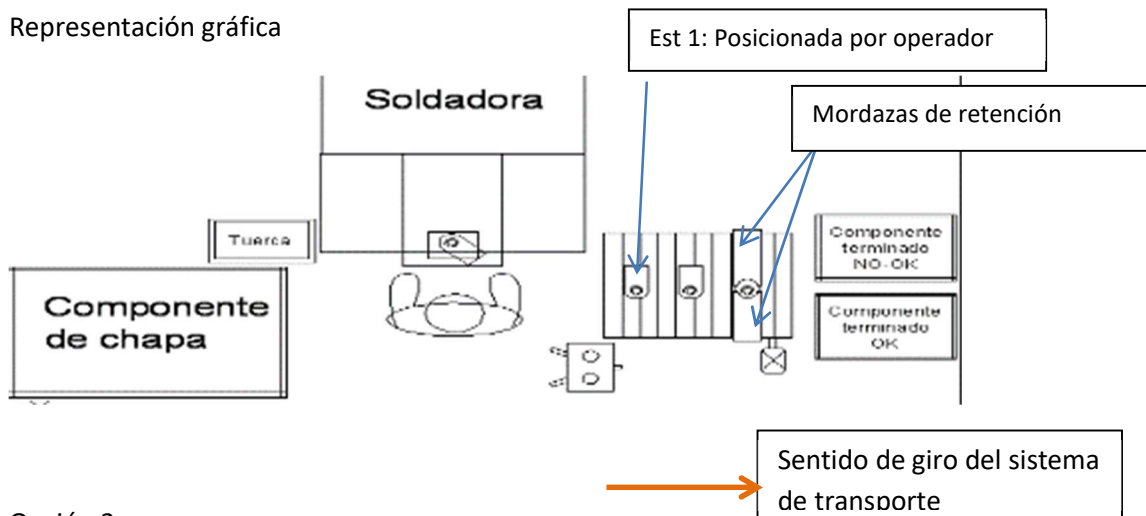
Para poder cumplir con la condición de contorno 1 y 7. Se pensaron 2 tipos de equipos diferentes, los cuales se detallan a continuación.

Opción 1:

Un equipo formado por una cinta transportadora comandada por un servomotor, donde la pieza va posicionada en un perno centrador y al llegar al lugar de torqueado, la pieza es retenida lateralmente por dos mordazas accionadas por cilindros neumáticos.

Una vez posicionada la pieza en su lugar el torquimetro baja y controla la pieza.

Representación gráfica

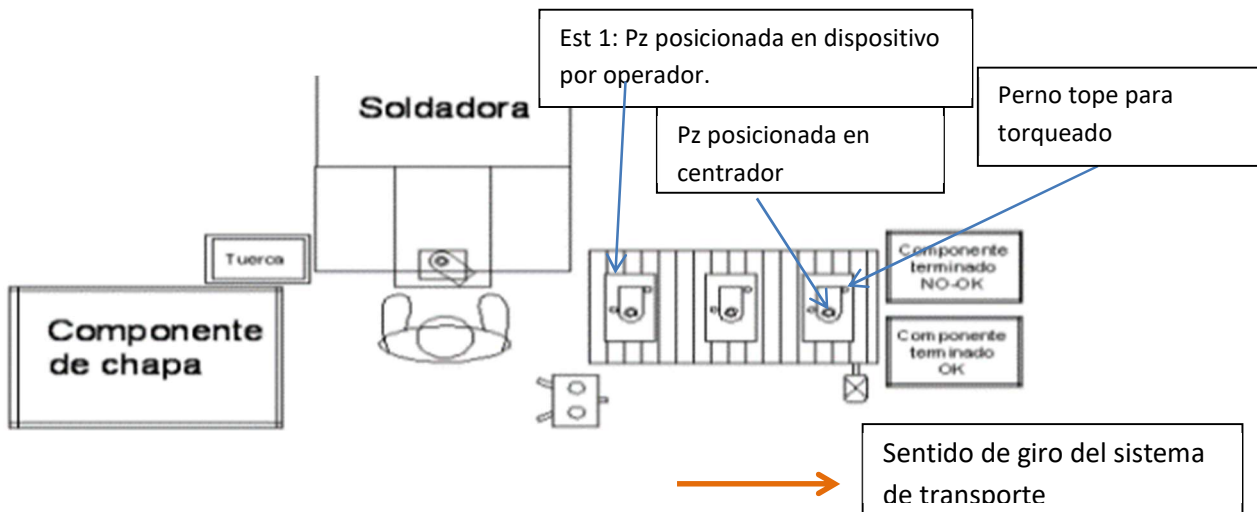


Opción 2:

Un equipo formado por una cinta transportadora comandada por un servomotor, donde la pieza va posicionada en un dispositivo que lleva un perno centrador y un perno lateral de tope que hace que la pieza no gire y el torquimetro pueda realizar el control.

Una vez posicionado el dispositivo en su posición de control, un sistema neumático desacopla el dispositivo de la cinta transportadora y lleva el dispositivo hacia el torquimetro; el mismo controla la pieza y arroja el resultado.

Representación gráfica:



Estos dos métodos tienen las siguientes ventajas y desventajas:

Método	Ventajas	Desventajas
Opción 1: Mordazas	<ul style="list-style-type: none"> - Operario coloca fácilmente la pieza en el perno soldado a la cinta - No se necesita ningún agregado a la cinta más que unos pernos centradores. 	<ul style="list-style-type: none"> - Solo se pueden controlar piezas de fácil geometría (planas) - La cinta sufre la presión de las mordazas para retener la pieza
Opción 2: Dispositivos	<ul style="list-style-type: none"> - No se necesita la utilización de aire comprimido - Se pueden controlar piezas sin pensar en la forma de la misma 	<ul style="list-style-type: none"> - Necesidad de fabricar dispositivo para cada pieza a controlar - Dificultad de sistema de retención de dispositivo (zona curva)

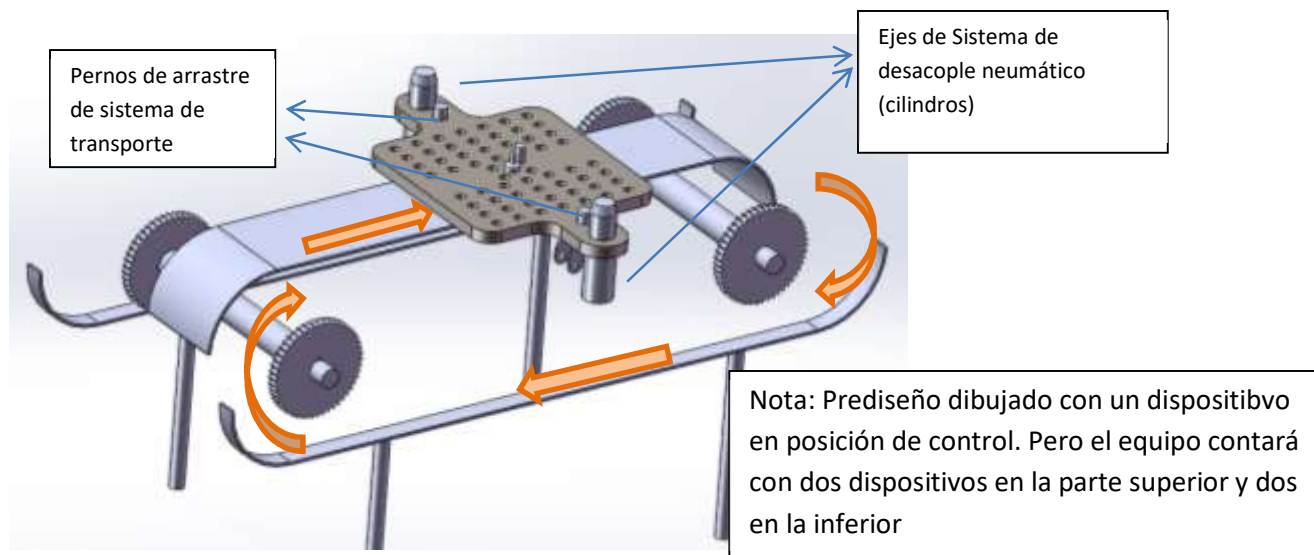
Para ver cuál de estos dos métodos resulta más conveniente se realiza una valoración por puntos:

Ítem	Ponderación	Apriete con mordaza		Dispositivo porta-pieza	
		Valoración	Parcial	Valoración	Parcial
Facilidad de producción de equipo	4	9	36	7	28
Recursos asociados	6	8	48	8	48
Mantenimiento	5	4	20	8	40
Cambio rápido de pz a controlar	9	5	45	10	90
Esfuerzos producidos en transmisión	7	4	28	10	70
Confiabilidad	10	8	80	10	100
Total			257		376

La valoración por puntos arroja que el mejor método de control y por ende, el seleccionado va a ser la opción 2.

Cinta transportadora con dispositivo portante de pieza.

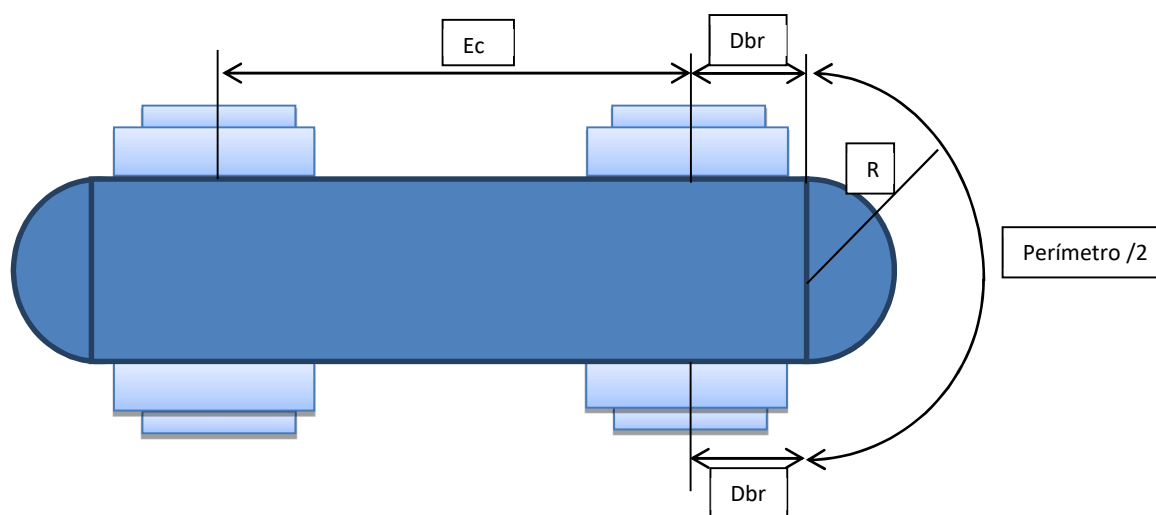
1er Pre-diseño de equipo de control:



9. Primeros cálculos

9.1 Cálculos dimensionales de sistema de transporte:

Para lograr tener un equipo con un sistema de transporte de 4 dispositivos con una posición de control fija, se requiere que todos los dispositivos estén a la misma distancia. Para ello se debe determinar el radio de giro y los largos de las partes rectas, de modo de seleccionar los elementos mecánicos necesarios para el diseño del sistema.



$E_c = 381 \text{ mm.}$ (adoptado 15 “)

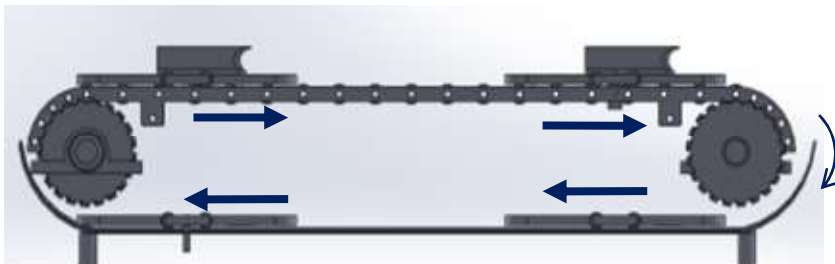
$D_{br} = 105 \text{ mm.}$ (adoptado)

Medio perímetro = $381 - (2 * 105) = 171 \text{ mm.}$

Diámetro = $(171 * 2) / 3,14 = \text{Ø}108,8$

A partir de ahora se analizará por separado el sistema de transporte y el control del torque:

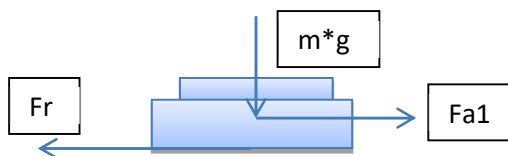
9.2 Análisis de fuerzas actuantes en traslado de dispositivo:



En los cálculos de potencia y basado en el 1er pre diseño del dispositivo se tiene que:

- a- Dispositivos con fricción chapa-chapa: $\mu = 0,15$
- b- Cantidad de dispositivos 4.
- c- Velocidad de transporte: 0,1 m/s.
- d- Peso de dispositivo según software 3d (chapa espesor 12,7 mm): 4 kg.
- e- Peso aproximado de pieza en dispositivo: 0,5 kg.

Para iniciar los cálculos se realiza el diagrama de cuerpo libre de uno de los dispositivos (el equipo lleva 4 dispositivos).



- $F_{a1} = Fr * 4 = \mu * mg * 4 = 0.15 * 4.5 * 4 * 9.8 = 26.5 \text{ (N)}$

Este valor afectado por el factor de seguridad elegido 1,3, nos da:

- $F_a = F_{a1} * F_s = 26,5 * 1,3 = 35 \text{ N}$

- Potencia mínima necesaria: $F_a * \text{velocidad} = 35 \text{ N} * 0,1 \text{ m/s} = 3,5 \text{ W} = 0,0035 \text{ kW}$

9.3 Cálculos de velocidad operativa de sistema de transporte:

Teniendo en cuenta que la velocidad de producción de la soldadora de resistencia es de 250 pz/hs.

Se tiene que entre pieza y pieza pasan $(1*3600)/250= 14,4$ seg.

Se estima una velocidad de 0,1 m/seg para el recorrido de entrecentro de dispositivos para que nos de aproximadamente 4 seg de transporte.

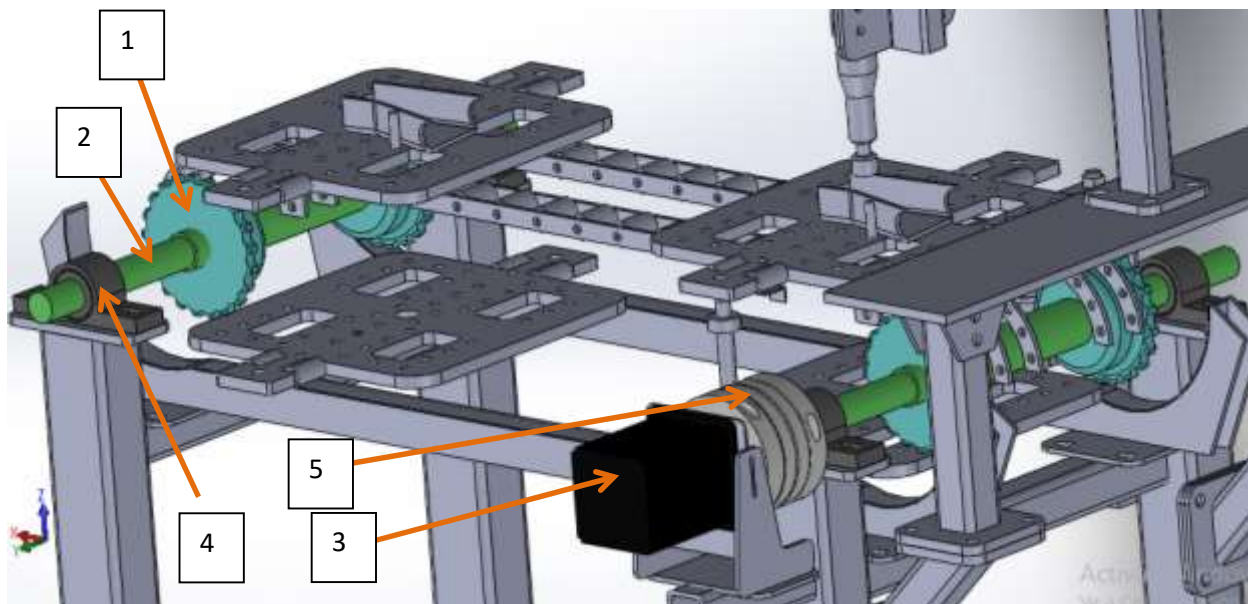
El resto (10,4 seg.) será un tiempo designado al proceso de control y adicionales.

Ahora con la velocidad tangencial y el diámetro de giro del dispositivo se puede calcular la velocidad angular del sistema de transporte.

$$W = V / r = \frac{0.1 \text{ m/s}}{0.0544 \text{ m}} * 60 = 111 \text{ RPM}$$

Ingeniería básica de elementos constituyentes del sistema de transporte (cálculo y selección):

Esquema de sistema



1. Sistema de transmisión:
 - 1.a. Cadena
 - 1.b. Piñón
 - 1.c. Tensor
 - 1.d. Método de Lubricación

2. Calculo de árbol

2.a. Chaveta de piñones

3. Selección de servomotor

4. Selección de rodamientos.

5. Selección de acoplamiento.

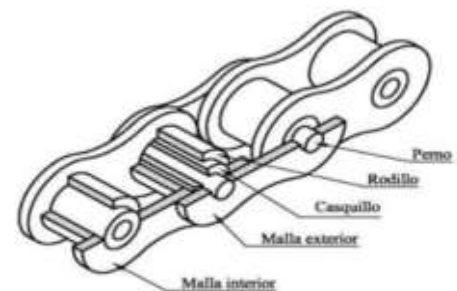
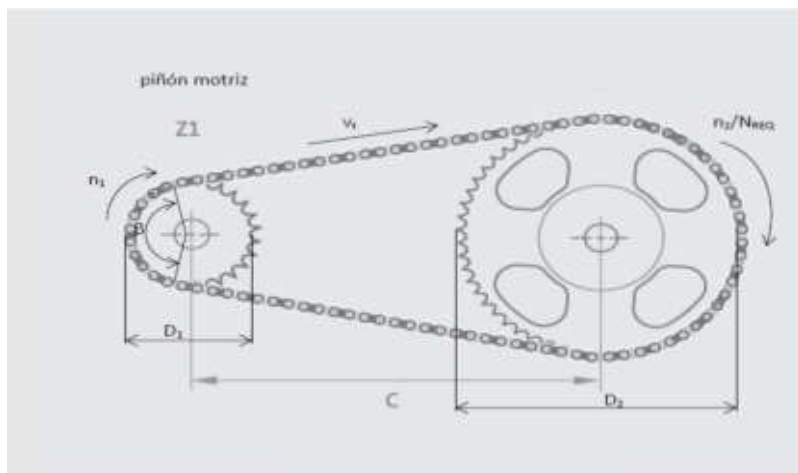
1. Cálculo y selección de cadena:

Se seleccionará una cadena de rodillos RENOLD.

Para la verificación de la misma, se toma como referencia la selección propuesta por el catálogo.

Datos de entrada

	Valor	unidad
Pc	0.035	kW
Rend acoplamiento	0.99	
Pnc	0.04	kW
Nnec=	111	RPM



Relación utilizada $i=1$

Por efecto poligonal de la cadena, se recomienda que $Z_1 \geq 19$ (DIENTES), en caso de excepciones y por cuestiones de espacio podemos usar 17.

Se va a seleccionar un piñón $Z_1 = 21$ *dientes* . Como la relación de transmisión es $i = 1$, queda

$$Z_1 = Z_2 = 21 \text{ dientes}$$

2) Factor de servicio

El factor de servicio se va a adoptar según las tablas de Renold, las cuales se ven reflejadas más abajo

Característica de la máquina conducida		Característica de la máquina motriz		
		MARCHA SUAVE Motores eléctricos, turbinas de gas y de vapor, motores de combustión interna con acoplamiento hidráulico	CHOQUE SUAVE Motores de combustión interna con >6 cilindros con acoplamiento mecánico, motores eléctricos con arranques frecuentes	CHOQUE MODERADO Motores de combustión interna con menos de 6 cilindros con acoplamiento mecánico
Marcha Suave	Bombas centrífugas y compresores, impresoras, transportadores cargados uniformemente, molinos mecánicos, agitadores de líquidos y recortadores, secadores rotativos, ventiladores	1	1.1	1.3
Choque Moderado	Bombas y compresores (>3 cil), mezcladora de cemento, transportadores no cargados uniformemente, agitadores y recortadores de sólidos	1.4	1.5	1.7
Choque fuerte	Cepillos, excavadoras, molinos de bolas, máquinas de procesamiento de goma, prensas y galinas, bombas y compresores con 1 y 2 cilindros, perforadoras pértolas	1.8	1.9	2.1

La marcha del equipo puede considerarse suave y sin golpes, se adoptara como **factor f1=1**.

Como el piñón tiene 21 dientes, el factor número de dientes queda **f2=0.91**.

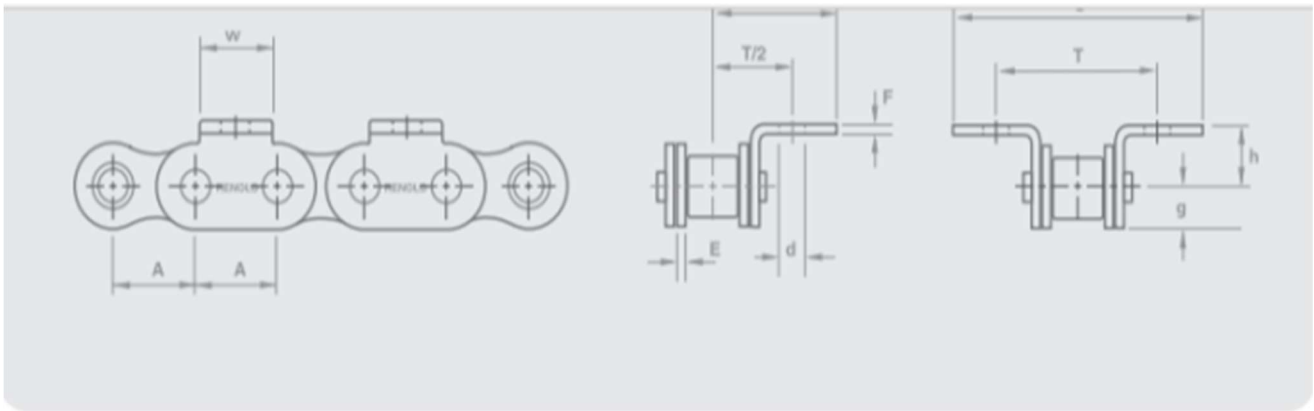
f2 factors for standard sprocket sizes	
Z1	f2
15	1.27
17	1.12
19	1.00
21	0.91
23	0.83
25	0.76

3) Potencia de selección

$$NB = N_{req} \times f_1 \times f_2 = 0.04KW \times 1 \times 0.91 = 0.03KW$$

4) Selección del tipo de cadena y el método de lubricación recomendado

Para la selección de cadena, se tendrá en cuenta que el equipo necesita una cadena que se le pueda colocar un perno de arrastre, para lo cual se encuentra en el catálogo de Renold las cadenas ANSI B29.100 / ISO 606.



Chain Ref.		Technical Details (mm)									
Renold Chain No.	ISO Ref.	Pitch (inch)	Pitch (mm)								
Renold Standard											
		A	A	E	F	w	h	d	g	T	U
08B1	08B	0.500	12.700	1.57	1.57	11.56	8.89	4.19	6.80	23.80	37.92
10B1	10B	0.625	15.875	1.57	1.57	12.83	10.16	4.98	6.80	31.75	44.45
12B1	12B	0.750	19.050	1.83	1.83	16.44	13.49	7.14	8.02	38.10	59.66
16B1	16B	1.000	25.400	4.06	3.10	24.32	15.24	6.68	10.27	47.63	74.45
20B1	20B	1.250	31.750	4.62	3.61	25.59	19.84	8.08	12.58	63.50	93.62

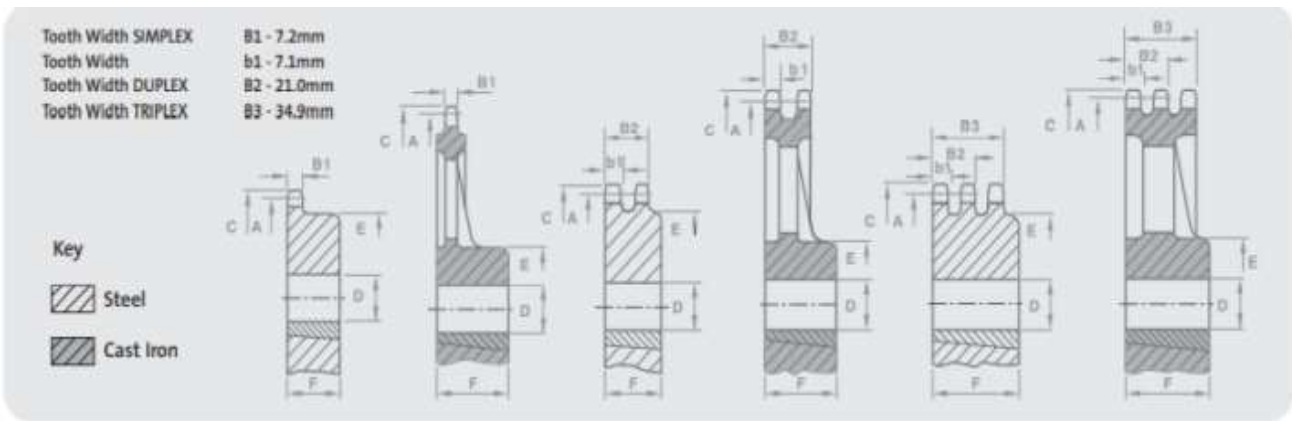
Como se puede ver, la cadena más chica que viene para la norma mencionada anteriormente es de paso $p = 12.7 \text{ mm}$.

Por lo tanto se realizaron los cálculos de verificación para esa cadena con las solicitudes del equipo

Se debe adoptar también un diámetro de piñón, que sumado a la cota "h" de la cadena, sea menor al diámetro de giro del sistema de transporte de los dispositivos.

Por lo tanto se adoptó un piñón de diámetro 85.22 mm

$$\text{Diámetro} + (2 * h) = 85.22 + (2 * 8.89) = 103 < 108 \text{ OK}$$



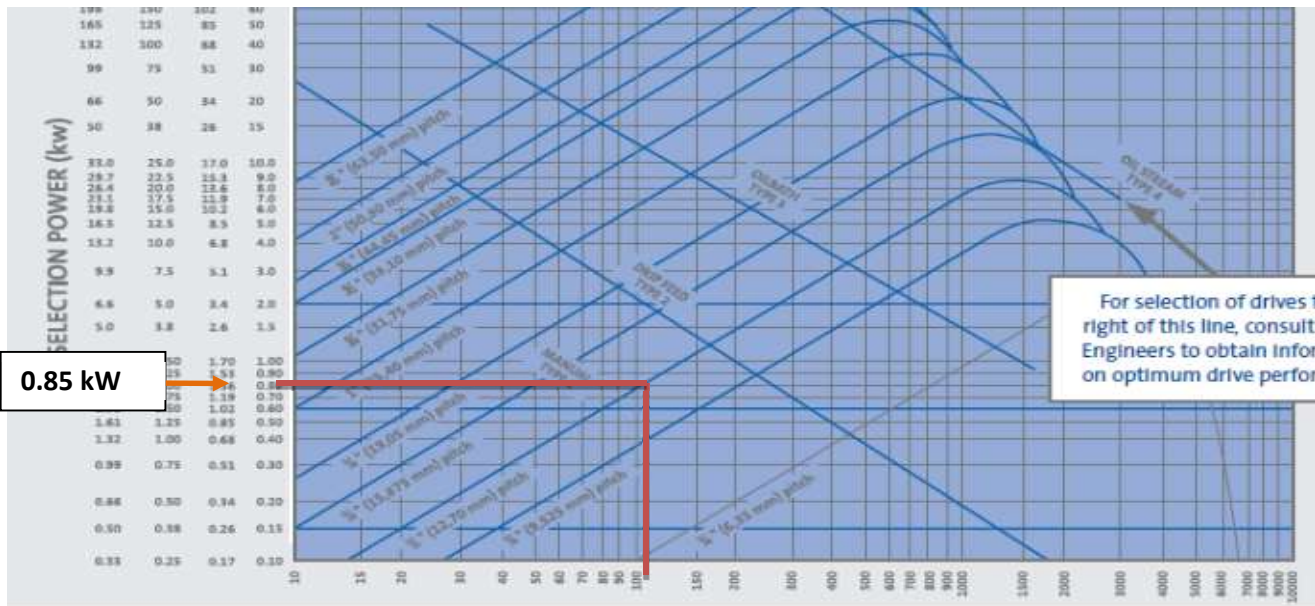
Technical Details (mm)			Simplex				Duplex				Triplex						
No. of Teeth	PCD	Top Diam.	Part No.	Bore	Bore	Boss Diam.	Dist. Thru.	Part No.	Bore	Bore	Boss Diam.	Dist. Thru.	Part No.	Bore	Bore	Boss Diam.	Dist. Thru.
				MIN	MAX				MIN	MAX				MIN	MAX		

Plain Bore - steel

	A	C		D	D	E	F		D	D	E	F		D	D	E	F
11	45.87	49.9	0882/11T	10.0	19.0	29.0	25.0	0882/11T	12.0	20.0	32.0	35.0	0883/11T	16.0	20.0	32.0	50.0
12	49.07	53.9	0882/12T	10.0	22.0	33.0	28.0	0882/12T	12.0	22.0	35.0	35.0	0883/12T	16.0	22.0	35.0	50.0
13	53.07	57.9	0882/13T	10.0	25.0	37.0	28.0	0882/13T	12.0	25.0	38.0	35.0	0883/13T	16.0	25.0	38.0	50.0
14	57.07	61.9	0882/14T	10.0	25.0	41.0	28.0	0882/14T	12.0	28.0	42.0	35.0	0883/14T	16.0	28.0	42.0	50.0
15	61.09	65.9	0882/15T	10.0	32.0	45.0	28.0	0882/15T	12.0	32.0	46.0	35.0	0883/15T	16.0	32.0	46.0	50.0
16	65.10	69.9	0882/16T	12.0	33.0	50.0	28.0	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
17	69.11	74.0	0882/17T	12.0	35.0	52.0	28.0	0882/17T	16.0	38.0	54.0	38.0	0883/17T	16.0	38.0	54.0	50.0
18	73.14	78.0	0882/18T	12.0	35.0	56.0	28.0	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
19	77.16	82.0	0882/19T	12.0	40.0	60.0	28.0	0882/19T	16.0	42.0	62.0	38.0	0883/19T	16.0	42.0	62.0	50.0
20	81.18	86.0	0882/20T	12.0	42.0	64.0	28.0	0882/20T	16.0	42.0	66.0	38.0	0883/20T	16.0	42.0	66.0	50.0
21	85.22	90.1	0882/21T	14.0	45.0	68.0	28.0	0882/21T	16.0	45.0	70.0	40.0	0883/21T	16.0	45.0	70.0	55.0
22	89.24	94.1	0882/22T	14.0	45.0	70.0	28.0	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-

Verificaciones:

Con las vueltas que tiene el equipo (111 RPM) y el paso de la cadena (12.7mm), se puede ver en la siguiente tabla que la cadena soporta 0.85KW.

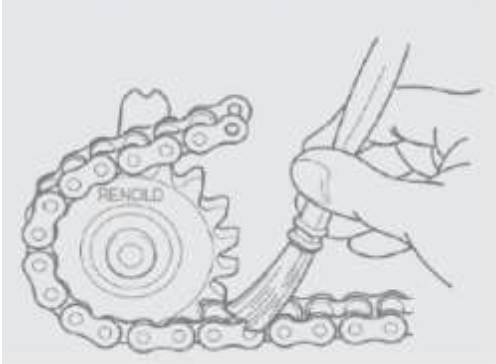


Las cadenas de paso 12,7 mm soportan una potencia de 0.85 kW, lo que hace que la verificación sea satisfactoria ya que la potencia de selección de la cadena "NB" era de 0.03 kW.

Esta tabla también nos indica el tipo de lubricación mínimo que requiere la cadena.

Se puede ver que por las sollicitaciones de la cadena necesita una lubricación tipo 1 (lubricación a pincel), pero más adelante se verá la automatización del mismo.

Método de lubricación tipo 1

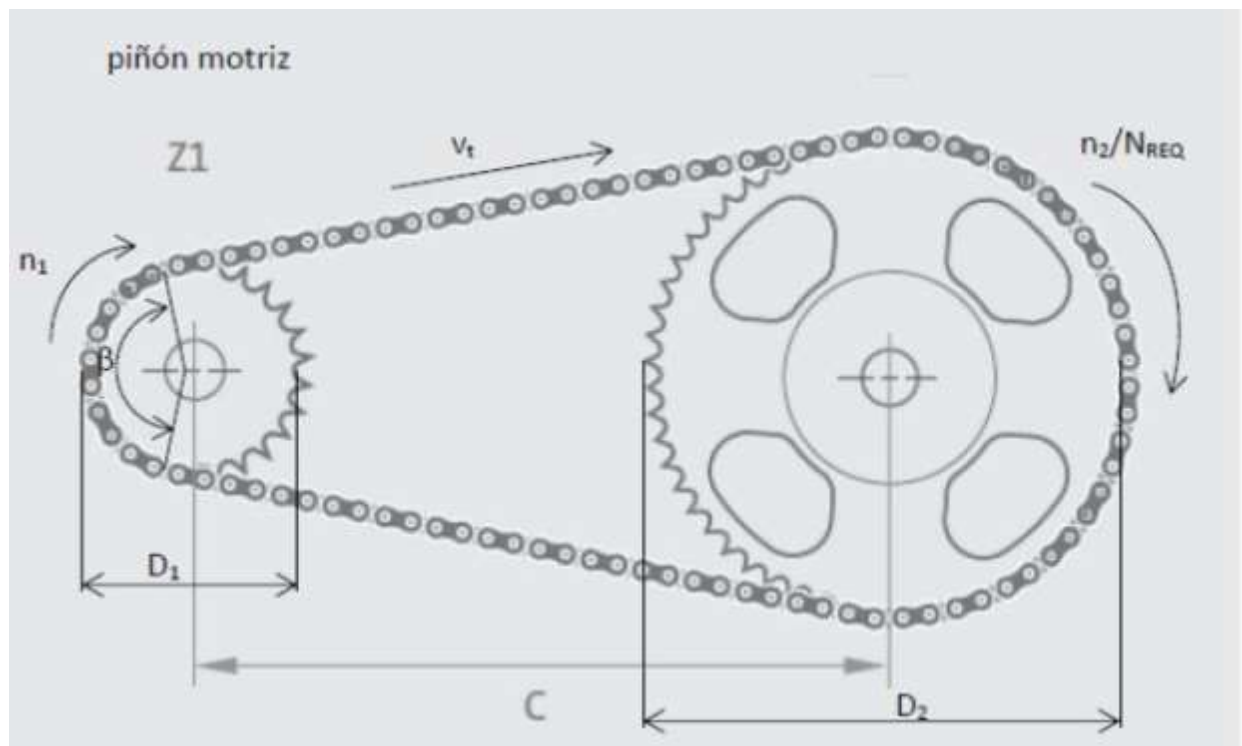


5) Distancia entre centros c

Lo recomendado por Renolds es: $30p < c < 50p$; donde ($p = \text{paso}$)

$$C = 381 + (2 * 105) = 591\text{mm}$$

Por lo que C cumple con las recomendaciones de renold.



6) Para la longitud de cadena/cantidad de eslabones Z_e , también se debe adoptar un par de eslabones Z_e para evitar el uso de medios eslabones.

$$Z_e = \frac{Z_1 + Z_2}{2} + \frac{2C}{p} + \frac{\left(\frac{Z_2 - Z_1}{2p}\right)^2 \times p}{C} = \frac{21 + 21}{2} + \frac{2 \times 591}{12.7} + \frac{\left(\frac{21 - 21}{2 \times 12.7}\right)^2 \times 12.7}{591} = 114.07$$

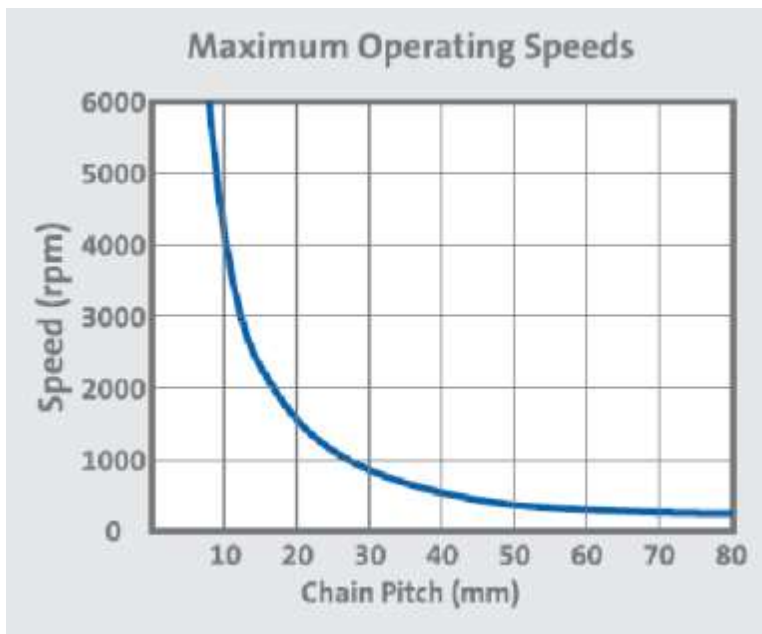
Por lo tanto se adoptó un $Z_e = 114$ dientes

7) Distancia entre centros real

$$C_{real} = \frac{p}{8} \left[2 \times Z_e - Z_2 - Z_1 + \sqrt{(2 \times Z_e - Z_2 - Z_1)^2 - \frac{p}{3.88} \times (Z_2 - Z_1)^2} \right]$$

$$C_{real} = \frac{50,80}{8} \left[2 \times 114 - 21 - 21 + \sqrt{(2 \times 114 - 21 - 21)^2 - \frac{12.7}{3,88} \times (21 - 11)^2} \right] = 590.55 \text{ mm}$$

8) Velocidad tangencial (V_t)



$$V_t = 0.1 \text{ m/s}$$

Esta velocidad tangencial se adoptó por cuestiones operativas

$$n_{max}(RPM) = \frac{3640}{p(\text{cm})^{\frac{3}{2}}} ; V_{tmax} \left(\frac{m}{s}\right) = \frac{0,6 \times Z_1}{\sqrt{p(\text{cm})}}$$

$$n_{max}(RPM) = \frac{3640}{(1.27)^{\frac{3}{2}}} = 2543.29 \text{ RPM} ; V_{tmax} \left(\frac{m}{s}\right) = \frac{0,6 \times 21}{\sqrt{(1.27)}} = 11.18 \text{ m/s}$$

9) Verificación sollicitación

$$1000 \times \frac{N_{req}}{V_t} + G \times (V_t)^2 \leq \frac{F_{rot}}{S}$$

Nreq: Potencia requerida por el acoplamiento (KW)

Vt: Velocidad tangencial de la cadena (m/s)

G: Masa unitaria de la cadena (kg/m)

Frot: Fuerza de rotura de la cadena (N)

S: Factor de seguridad

Factores de seguridad	
Carga axial de rotura/máxima fuerza de trabajo	12
	11
	10
	9
	8
	7
	6
	5
	4
	3
2	
1	
Ambiente hostil	
Elevación de personas	
Transmisión	
Levantamiento de cargas de alto ciclo	
Levantamiento de cargas de bajo ciclo	
Normalmente no usado	
Seguridad crítica	

El factor de seguridad adoptado es: $s = 5$

La masa unitaria (G), y la fuerza de rotura de la cadena (Frot) salen de la siguiente tabla

Chain Ref.		Technical Details (mm)											
Renold Chain No.	ISO Ref.	Pitch (inch)	Pitch (mm)	Inside Width	Roller Diam.	Plate Height	Plate Width Inner	Plate Width Outer	Pin Diam.	Pin Length	Conn. Link Extension	ISO606 Tensile Strength (Newtons) MIN	Weight kg/m
				MIN	MAX	MAX	MAX	MAX	MAX	MAX	MAX		
European (BS) Standard - Simplex													
		A	A	B	C	D	E	F	G	H1	J	K	
08B1	08B-1	0.500	12.700	7.75	8.51	11.81	1.55	1.55	4.45	17.0	3.9	17800	0.70
10B1	10B-1	0.625	15.875	9.65	10.16	14.73	1.55	1.55	5.08	19.6	4.1	22200	0.92
12B1	12B-1	0.750	19.050	11.68	12.07	16.13	1.80	1.80	5.72	22.7	4.6	28900	1.20
16B1	16B-1	1.000	25.400	17.02	15.88	21.08	4.12	3.10	8.28	36.1	5.4	60000	2.80
20B1	20B-1	1.250	31.750	19.56	19.05	26.42	4.62	3.61	10.19	43.2	6.1	95000	3.85
24B1	24B-1	1.500	38.100	25.40	25.40	33.40	6.10	5.08	14.63	53.4	6.6	160000	7.45

Como se ve en los recuadros tendremos,

$G = 0.7 \text{ kg/m}$

$Frot = 17800 \text{ N}$

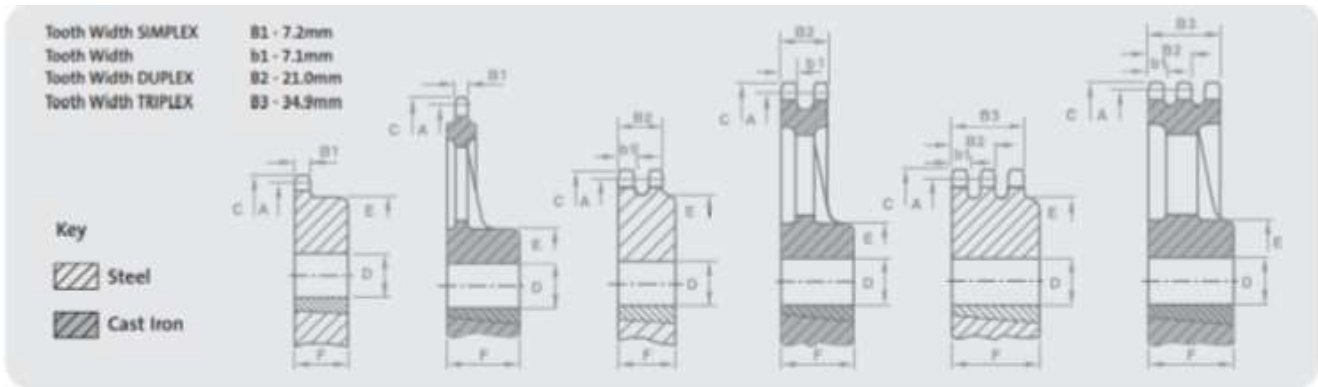
$$1000 \times \frac{0.03}{0.1} + 0.7 \times (0.1)^2 \leq \frac{17800}{8}$$

$$321.72 \leq 3560 \text{ N}$$

Con esta verificación se llega a una conclusión de que se eligió correctamente la cadena debido a que el esfuerzo al que está solicitada la cadena es menor al esfuerzo que soporta la cadena.

1. b. Piñón:

Como se vió anteriormente el piñón seleccionado fue el de diámetro 85.22 mm con 21 dientes.



Technical Details (mm)			Simplex					Duplex					Triplex				
No. of Teeth	PCD	Top Diam.	Part No.	Bore		Boss Diam.	Dist. Thro.	Part No.	Bore		Boss Diam.	Dist. Thro.	Part No.	Bore		Boss Diam.	Dist. Thro.
				MIN	MAX				MIN	MAX				MIN	MAX		
20	81.28	86.0	0882/201	12.0	42.0	64.0	28.0	0882/201	16.0	42.0	66.0	28.0	0882/201	16.0	42.0	66.0	28.0
21	85.22	90.1	0882/211	14.0	45.0	68.0	28.0	0882/211	16.0	45.0	70.0	40.0	0882/211	16.0	45.0	70.0	55.0
22	89.24	94.1	0882/221	14.0	45.0	70.0	28.0	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-

1. c. Sistema de tensado de cadena:

Se puede ajustar la cadena mediante dos métodos:

Aumentando la distancia entre ejes → Esto implicaría modificar la distancia entre dispositivos, lo cual no es posible ya que debemos respetar el paso entre dispositivos para lograr el posicionamiento de los mismos respecto del torquímetro.

Agregando un tensor de resorte automático → Esta es la opción elegida ya que esto nos garantiza que siempre tengamos el mismo entrecentro entre dispositivos que se enfrentan al torquímetro y en la parte inferior solo debemos asegurar que el perno que mueve los dispositivos no se salga del mismo.

El tensor a utilizar es un tensor de resorte como se ve en la siguiente imagen.

Tensor Automático
Montaje Standard

tipo SE/SE-G/SE-W/SE-B

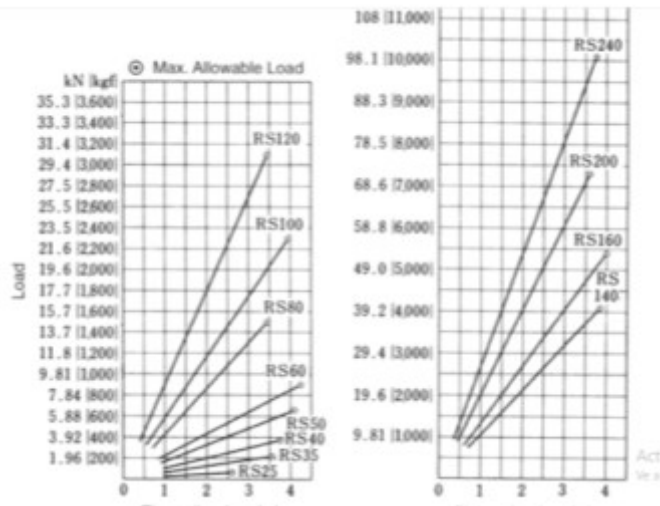
Art. No.	Tipos*	Art. No.	Tipos*	Art. No.	Tipos*	F. máx. con la parte protectora montada	F. máx. sin la parte protectora	F. máx. con la parte protectora	F. máx. sin la parte protectora	Peso (kg)	Peso sin eje
06-011-001	SE 11	06-012-201	SE 11 G	06-013-000	SE 18-VV	135	100	135	100	1.1	0.20
06-011-002	SE 12	06-012-202	SE 12 G	06-013-001	SE 18-VV	150	110	150	110	1.1	0.20
06-011-003	SE 16	06-012-203	SE 16 G	06-013-002	SE 21-VV	200	140	200	140	1.1	0.20
06-011-004	SE 27	06-012-204	SE 27 G	06-013-003	SE 28-VV	300	200	300	200	1.1	0.20
06-011-005	SE 28	06-012-205	SE 28 G	06-013-004	SE 30-VV	400	250	400	250	1.1	0.20
06-011-006	SE 38	06-012-206	SE 38 G	06-013-005	SE 42-VV	500	300	500	300	1.1	0.20
06-011-007	SE 48	06-012-207	SE 48 G	06-013-006	SE 50-VV	600	350	600	350	1.1	0.20

Dimensiones

Art. No.	Tipos*	D	E	G	H	F	P	W	L	AA	AA	CC	P	CC	T
06-011-001	SE 11	35	51	8	44.6	61	60	20	90.5	30	22	6	8.5	6	8.5
06-011-002	SE 12	45	64	8	44.6	100	80	23	112.5	35	30	8	8.5	8	10.5
06-011-003	SE 16	55	79	8	44.6	100	80	30	118	30	35	10.8	8.5	8	10.5
06-011-004	SE 27	78	106	8	44.6	130	100	50	155	40	32	15	10.8	10	12.5
06-011-005	SE 28	95	140	10	44.6	172	140	60	205	40	44	15	13.8	13	14.5
06-011-006	SE 38	115	160	12	44.6	225	180	70	260	40	48	18	13.8	13	16.5
06-011-007	SE 48	130	180	20	44.6	330	280	80	330	40	70	20	17	17	20.5

* Tipo SE: pulido estándar
 Tipo SE-G: tratamiento anticorrosión
 Tipo SE-W: tratamiento a la temperatura
 Tipo SE-B: pulido con protección anticorrosión
 Tipo SE-G/SE-W/SE-B: pulido con protección anticorrosión y pintura negra

En la siguiente imagen se puede observar el estiramiento de la cadena (en % de largo) de acuerdo a la carga solicitada.



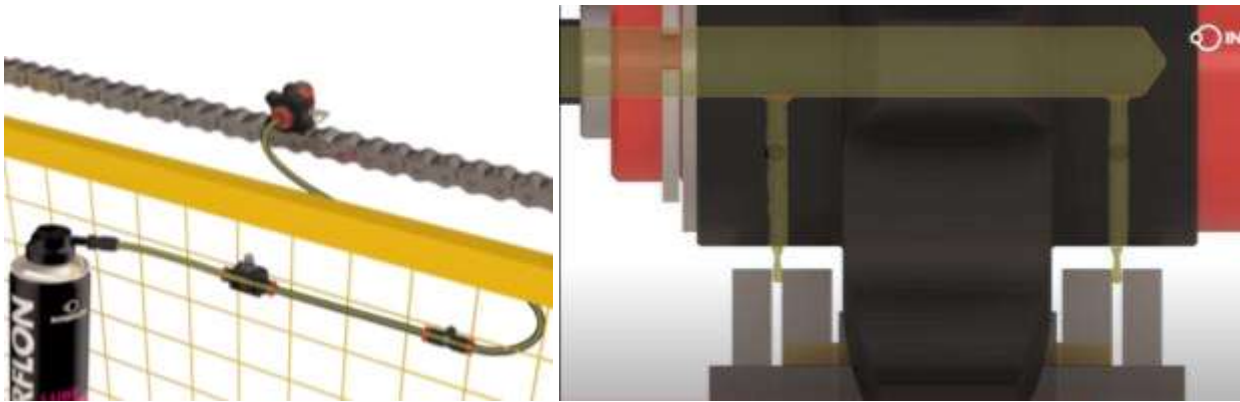
Dado que nuestra cadena va a soportar una carga de 0,035 kN podemos deducir que prácticamente no va a sufrir estiramiento, o será muy bajo, lo que nos indica que el tensor subirá poco y no se saldrá el perno del dispositivo.

1. d. Automatización del sistema de lubricación:

Para la lubricación de la cadena optamos por un sistema automático a modo de no perder el objetivo de que el dispositivo sea totalmente autónomo y lograr una perfecta lubricación para que no se esfuerce de más a la cadena.

Sistema de lubricación Interflon Rotaluble





2. Calculo del árbol

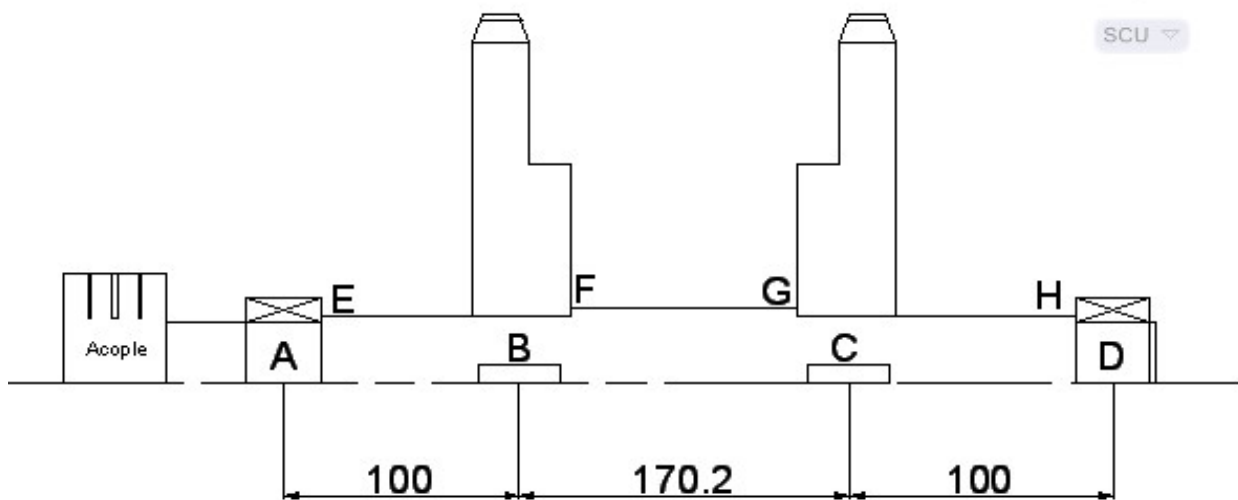
Se calculan los esfuerzos y diámetros mínimos del eje de arrastre (eje acoplado al servomotor):

Los cálculos se realizan en base al manual de Mott. 2da edición y utilizando las recomendaciones del mismo.

Nota: Todas las tablas agregadas son extraídas de hoja de cálculo:

Datos:

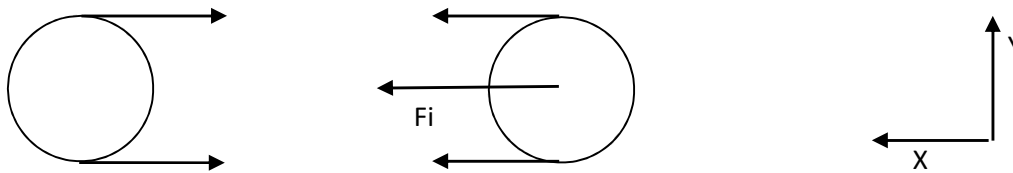
- Diámetro piñón de cadena "B" = 85.22 mm
- Diámetro piñón de cadena "C" = 85.22mm
- $n_{\text{árbol}} = 111 \text{ rpm}$
- Potencia de cadena B-C = 0.0035kW



Esfuerzos

- Cadena B-C

Al tener las mismas condiciones en el piñón B y C, solo se pondrán los cálculos del piñón B.



Cálculo de momento torsor:

$$Mt = 9550 * 1000 * \left(\frac{0.0035}{111}\right) = 300.16 Nmm$$

Fuerzas resultantes en el eje ejercidas por la cadena en los puntos B y C:

$$Fb = Fc = \frac{Mt}{\frac{D_b}{2}} = \frac{300.16}{\frac{85.22}{2}} = 7.04 N$$

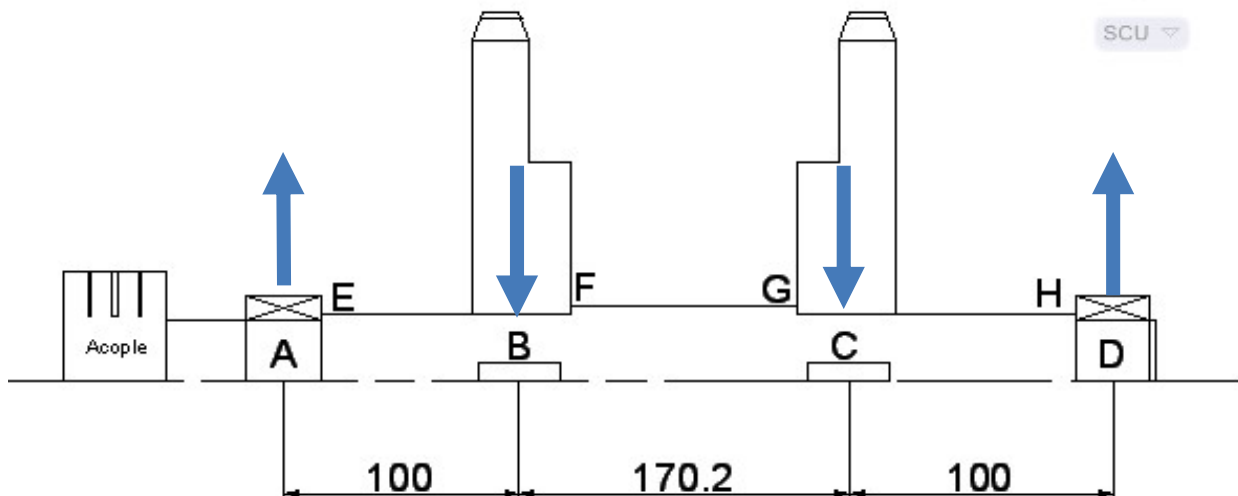
$$Fbx = Fcx = Fb * \text{sen}(90) = 7.04 N$$

$$Fby = Fcy = 0 N$$

DCL / reacciones en apoyos / diagrama de esfuerzos internos

En este dispositivo hay en el árbol 2 elementos de transmisión, y apoyado sobre dos rodamientos.

Teniendo en cuenta los esfuerzos de cada elemento que actúan en el plano "XZ", el diagrama de cuerpo libre es el siguiente:



Cálculo de momentos flectores

Momento flector XZ	a	B	c	d
Fix	7,04	-7,04	-7,04	7,04
Mfi XZ	0,00	704,43	704,43	0,00

Cálculo de momento torsor

Momento torsor	a	B	c	d
MT	300,16	300,16	300,16	0,00

Momento flector combinado:

La siguiente ecuación relaciona los momentos flectores que se encuentran en un mismo punto, pero en diferentes planos (aunque nuestro dispositivo solo tiene esfuerzos en un plano).

$$M_c = \sqrt{M_{F_{xz}}^2 + M_{F_{yz}}^2}$$

Momento combinado	a	B	c	d
Mci	0,00	704,43	704,43	0,00

Diámetros de pre cálculo

Se va a calcular el diámetro preliminar de cada punto que dará una orientación para poder estimar las dimensiones que va a tener el árbol del dispositivo. Estos diámetros se determinan según fórmula de NIEMANN que garantiza que el árbol no se va a romper

$$di = 2,3\sqrt[4]{Mti}$$

El diámetro preliminar en cada punto

punto	a	b	c	d
diámetro	9.57	9.57	9.57	9.57

Adopción de material

Una vez que se adoptan los diámetros, se elige el material para el árbol.

Siguiendo las recomendaciones de Mott, realizan los cálculos con un material AISI 1020 estirado en frío.

Resistencia a la fatiga

Una vez seleccionado el material se va a determinar la resistencia a la fatiga real estimada de cada punto característico del árbol.

$$S'_n = S_n \cdot C_m \cdot C_{st} \cdot C_R \cdot C_S$$

Con la resistencia a la tracción y la terminación superficial, se entra en la tabla y da la resistencia a la fatiga para un acero estirado en frío (S_n).

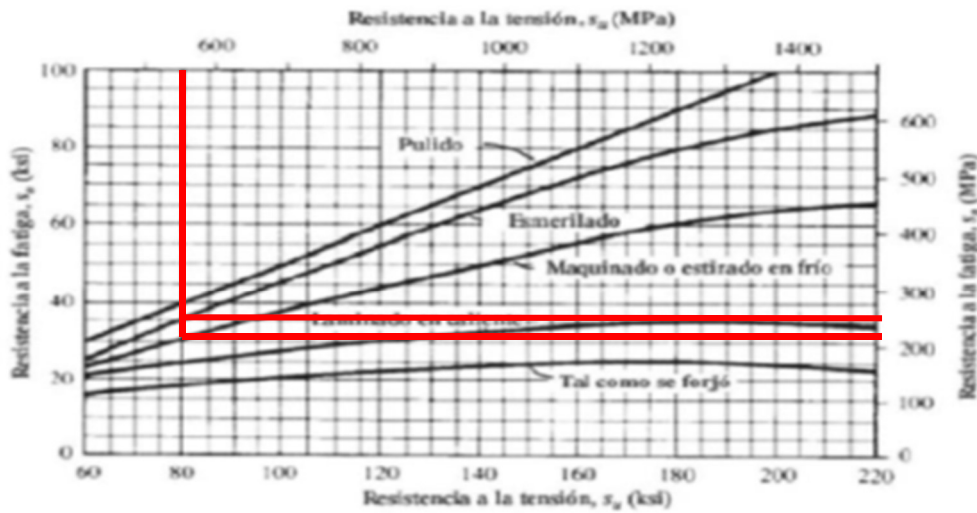


FIGURA 5-8 Resistencia a la fatiga σ_s en función de la resistencia a la tensión, para acero forjado con varias condiciones de superficie

La tabla anterior nos indica que para el acero SAE 1020 con una resistencia a la tracción de 420 Mpa, se obtiene una resistencia a la fatiga de 220 Mpa para un acabado superficial de maquinado y 260 Mpa para un acabado superficial esmerilado.

punto	a	b	c	d
terminación	esmerilado	maquinado	maquinado	esmerilado
S_n	260	220	220	260

Estos valores se deben afectar por factores que se verán a continuación

El factor de confiabilidad sale de la tabla 5.1, y se adopta una confiabilidad del 0.99.

El cual resulta $C_r = 0.81$

TABLA 5-1

Factores de confiabilidad aproximados C_R

Confiabilidad deseada C_R	
0.50	1.0
0.90	0.90
0.99	0.81
0.999	0.75

El factor tamaño se obtiene de la tabla 5.2, que la elegida es la que utiliza el sistema internacional (SI)

TABLA 5-2 Factores de tamaño

Unidades del Sistema Estadounidense Tradicional

Rango de tamaño	Para D en pulgadas
$D \leq 0.30$	$C_S = 1.0$
$0.30 < D \leq 2.0$	$C_S = (D/0.3)^{-0.11}$
$2.0 < D < 10.0$	$C_S = 0.859 - 0.02125D$

Unidades SI

Rango de tamaño	Para D en mm
$D \leq 7.62$	$C_S = 1.0$
$7.62 < D \leq 50$	$C_S = (D/7.62)^{-0.11}$
$50 < D < 250$	$C_S = 0.859 - 0.000837D$

Como el diámetro del árbol esta entre 7,62mm y 50 mm. Se utiliza la siguiente formula:

$$C_S = \left[\frac{D}{7.62} \right]^{-0.11} = 0.98$$

De la siguiente tabla se va a determinar el factor de material C_m y el factor de tipo de esfuerzo C_{st} .

3. Emplee la figura 5-8 para estimar la resistencia a la fatiga modificada s_n .
4. Aplique un factor de material C_m de la siguiente lista.
Acero forjado: $C_m = 1.00$ Hierro colado maleable: $C_m = 0.80$
Acero colado: $C_m = 0.80$ Hierro colado gris: $C_m = 0.70$
Acero pulverizado: $C_m = 0.76$ Hierro colado dúctil: $C_m = 0.66$
5. Aplique un factor de tipo de esfuerzo: $C_{st} = 1.0$ para el esfuerzo flexionante, $C_{st} = 0.80$ para la tensión axial.
6. Aplique un factor de confiabilidad C_R de la tabla 5-1.
7. Aplique un factor de tamaño C_S mediante la figura 5-9 y la tabla 5-2, como guías.
8. Calcule la resistencia a la fatiga estimada real s'_n , con
$s'_n = s_n (C_m)(C_{st})(C_R)(C_S)$
(5-9)

Del punto 4 de la tabla 5-4 se obtiene el $C_m = 1$, y del punto 5 de la misma tabla $C_{st} = 1$

C_m , C_{st} , C_R , es único para todo el árbol, C_S depende del diámetro de pre cálculo de cada punto.

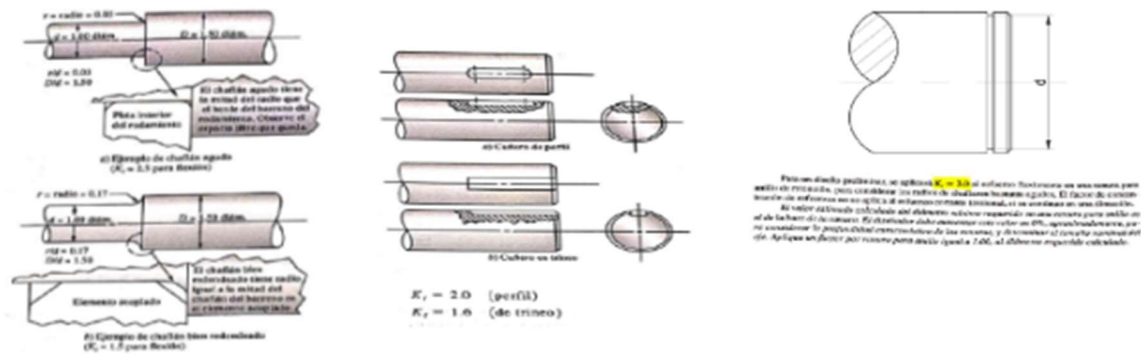
Con todos estos factores se debe calcular la resistencia a la fatiga Real

Resistencia a la fatiga Real "S'n"

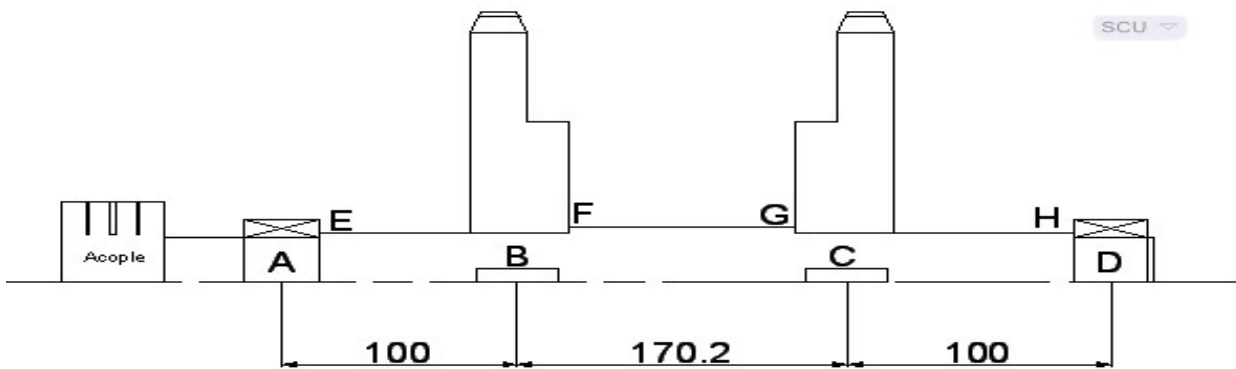
punto	a	b	c	d
S_n	260,00	220,00	220,00	260,00
C_m (factor de material)	1,00	1,00	1,00	1,00
C_{st} (coef. tipo de esfuerzo)	1,00	1,00	1,00	1,00
C_R (coef. confiabilidad)	0,81	0,81	0,81	0,81
C_S (factor de tamaño)	0,98	0,98	0,98	0,98
S'n	205,38	173,78	173,78	205,39

Pre diseño y factores de concentración de tensiones

Se selecciona el factor de concentración de tensiones en cada punto del árbol, dependiendo del tipo de vinculación entre los elementos de máquina y el árbol. Para esto MOTT sugiere lo siguiente:



$K_t = 2.5$ (chafilado agudo)
 $K_t = 1.5$ (transición bien redondeada)



Para el árbol se adoptaron los siguientes K_t

punto	A (rodamiento)	B (chavetero)	C (chavetero)	D (rodamiento)	F (salto diámetro)	G (salto diámetro)
K_t	1,00	2,50	2,50	1,00	2,00	2,00

Diámetros principales

En este paso se va a calcular los mínimos diámetros requeridos, por medio de la siguiente ecuación:

$$d = \left[\frac{32N}{\pi} \times \sqrt{\left(\frac{1000 \times K_t \times M_c}{S_n} \right)^2 + \frac{3}{4} \times \left(\frac{1000 \times M_t}{S_y} \right)^2} \right]^{\frac{1}{3}}$$

Para poder llevar a cabo el cálculo del diámetro mínimo correspondiente a cada sección del árbol se debe seleccionar un factor de diseño (**N= 2**) que corresponde con el acabado superficial del árbol en cada sección.

1. **N = 1.25 a 2.0** El diseño de estructuras bajo cargas estáticas, para las que haya un alto grado de confianza en todos los datos del diseño.
2. **N = 2.0 a 2.5** Diseño de elementos de máquina bajo cargas dinámicas con una confianza promedio en todos los datos de diseño. Es la que se suele emplear en la solución de los problemas de este libro.
3. **N = 2.5 a 4.0** Diseño de estructuras estáticas o elementos de máquina bajo cargas dinámicas con incertidumbre acerca de las cargas, propiedades de los materiales, análisis de esfuerzos o el ambiente.
4. **N = 4.0 o más** Diseño de estructuras estáticas o elementos de máquinas bajo cargas dinámicas, con incertidumbre en cuanto a alguna combinación de cargas, propiedades del material, análisis de esfuerzos o el ambiente. El deseo de dar una seguridad adicional a componentes críticos puede justificar también el empleo de estos valores.

punto	a	b	C	d	e	f	g	h
N	2,00	2,00	2,00	2,00	2,00	2,00	2,00	2,00
Kt	1,00	2,50	2,50	1,00	1,00	2,00	2,00	1,00
Mc	0,00	0,70	0,70	0,00	0,00	0,70	0,70	0,00
S'n	205,38	173,78	173,78	205,39	205,38	173,78	173,78	205,39
Sy	352,00	352,00	352,00	352,00	352,00	352,00	352,00	352,00
Mt	0,30	0,30	0,30	0,00	0,30	0,30	0,30	0,30
d	2,47	5,92	5,92	0,00	2,47	5,50	5,50	2,47
dadopt	20,00	22,00	22,00	20,00	20,00	25,40	25,40	22,00
Verificación	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK

Diseño final / Verificación de diámetros.

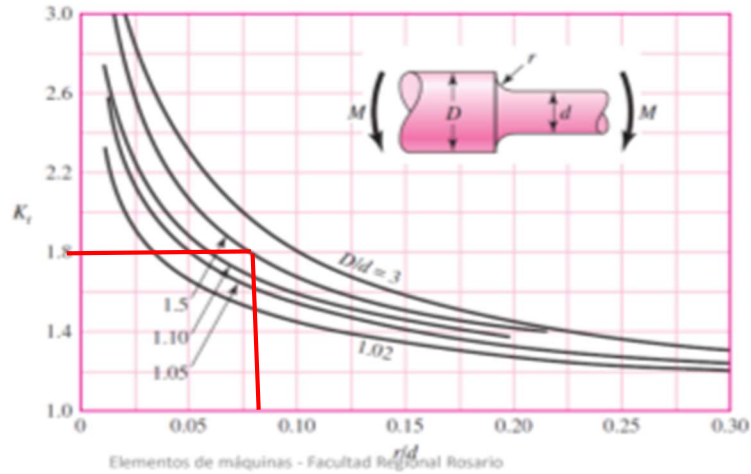
Los valores de factores de concentración cuando hay un salto de diámetro dependen de los dos diámetros y del radio de acuerdo entre ellos.

Por este motivo se calculan los Kt reales.

Figura A-15-9

Eje redondo con filete en el hombro en flexión. $\sigma_0 = Mc/I$, donde $c = d/2$ y $I = \pi d^4/64$.

ño en ingeniería mecánica de Shigley 8VA ED



Se va a calcular los Kt donde hay saltos de radio

punto	f radio	g radio
dadopt más bajo	20	20
D/d	1.50	1.50
radio acuerdo	1.50	1.50
r/d	0.08	0.08
Kt real	1.80	1.80

Con estos valores de kt reales se calculan los diámetros mínimos requeridos. Y se adoptan diámetros de ejes de fabricación.

punto	A	B	C	D	F	G
N	2,00	2,00	2,00	2,00	2,00	2,00
Kt	1,00	2,50	2,50	1,00	1,80	1,80
Mc	0,00	0,70	0,70	0,00	0,70	0,70
S'n	205,38	173,78	173,78	205,39	173,78	173,78
Sy	352,00	352,00	352,00	352,00	352,00	352,00
Mt	0,30	0,30	0,30	0,00	0,30	0,30
d	2,47	5,92	5,92	0,00	5,31	5,31
dadopt	20,00	22,00	22,00	20,00	25,40	25,40
Verificación	OK	OK	OK	OK	OK	OK

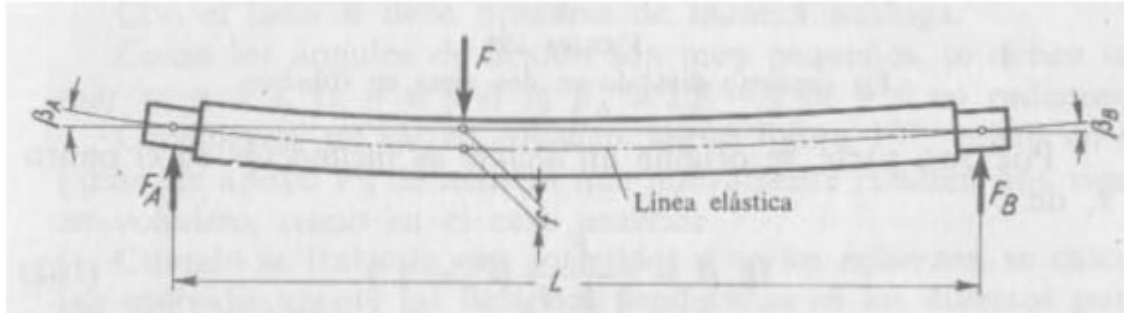
A pesar de que el diámetro mínimo del árbol podría ser un diámetro $\varnothing 6$ según lo calculado anteriormente.

Más adelante se verá que para soportar la deflexión radial recomendada para árboles es necesario un diámetro de árbol mínimo $\varnothing 12.7$.

Se adopta como diámetro mínimo $\varnothing 20$ ya que es un diámetro más aceptable para la industria a la que está dirigido el equipo.

Deflexión Radial

Esta verificación tiene como propósito, observar cuanto varía el eje real del árbol diseñado previamente, respecto del eje teórico o geométrico, cuando el mismo se encuentra sometido a esfuerzos.



Existen diferentes métodos para el cálculo de la deflexión radial, se optara por el método de la viga conjugada utilizando el software "FTOOL".

Se dibuja el eje asignando las propiedades del material y sus dimensiones, luego se asignan las fuerzas en sus respectivos puntos y el software arroja las deflexiones a las que va a estar sometida el mismo.

Se espera que las deflexiones sean menores a las recomendadas:

Referencia	Deflexión máxima admisible (m/m)
Árboles	$< 8 \cdot 10^{-4}$
Ejes	$8,3 \cdot 10^{-5} \div 1,6 \cdot 10^{-4}$
Engranés cónicos	$< 7,6 \cdot 10^{-5}$
Engranés en general	$< 0,01Mn / < 0,0286^\circ$
Cojinetes de contacto plano	$< 0,057^\circ$

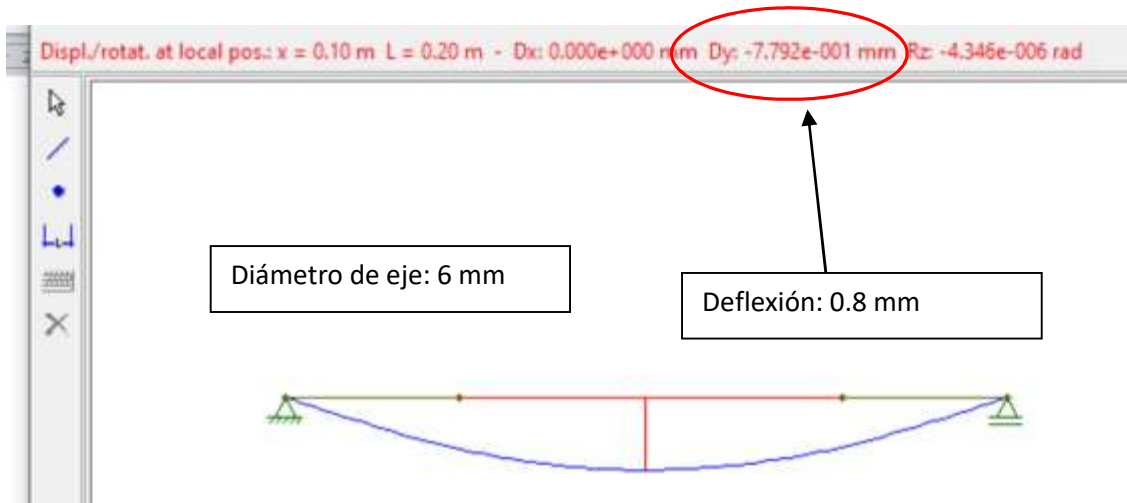
Recomendación para árboles= deformación menor a 0,8 mm entre apoyos por metro

Como el eje entre rodamientos tiene 370,2 mm la flecha debe ser menor a 0,296 mm.

Dibujo en software

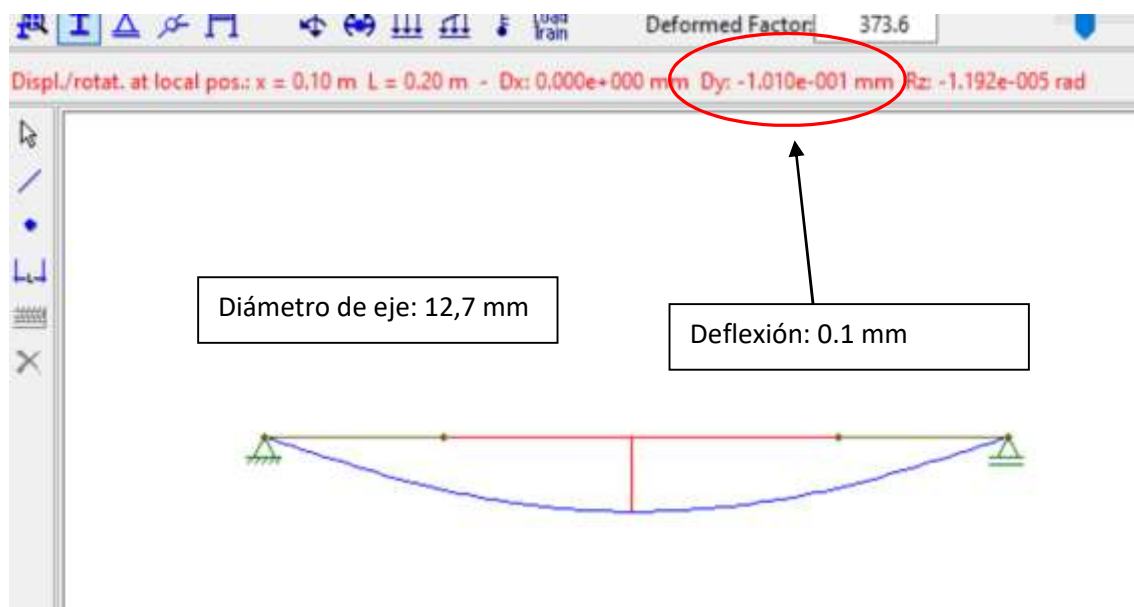


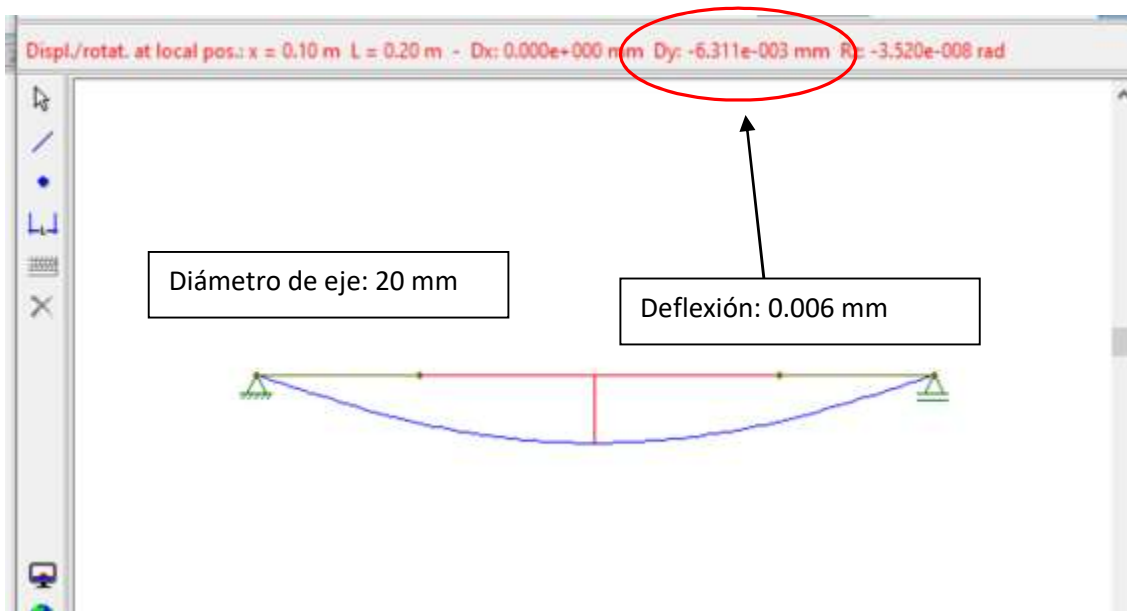
Primero se realiza la prueba de deflexión con un eje de 6mm que sería el menor diámetro posible según los cálculos anteriores.



Como se puede ver la deflexión para un eje de 6mm nos da aproximadamente 0.8 mm Lo cuál indica que por deflexión no se puede utilizar en este caso el diámetro mínimo calculado según MOTT.

Vamos a verificar para diámetros de eje más elevados.





A partir de diámetro 12,7 aproximadamente hacia arriba ya da OK la verificación de la deflexión radial.

Deformación Angular por Torsión

El árbol considerado, tiene que ser, además de rígido radialmente, axialmente por los esfuerzos de torque. Para verificar esto se deben encontrar los puntos donde se produce el mayor momento torsor y de ahí, calcular el ángulo de rotación φ mediante la ecuación:

$$\varphi = \frac{180}{\pi \times G} \sum \frac{Mt \cdot l}{Jp}$$

Donde Jp es el momento de inercia polar. $Jp = \frac{\pi d^4}{32}$

Referencia	Deflexión máxima admisible (°/mm)
$n > 1000\text{RPM}$	$< 2,5 \cdot 10^{-4}$
$30 < n < 1000\text{RPM}$	$< 5 \cdot 10^{-4}$
$n < 30 \text{ RPM}$	$< 10^{-3}$

Recomendación Nieman $< 5 \times 10^{-4} \text{ }^\circ/\text{mm}$

Dado que tenemos 370,2 mm para el tramos A-D por lo cual la deformación debe ser menor a 0.1851 °

A continuación se muestra la tabla de cálculo donde se puede ver que un diámetro de eje de 6mm ya alcanza para verificar correctamente las exigencias del equipo.

punto	a	b	c	d
D mm	6,00	6,00	6,00	6,00
L mm	12,00	24,00	24,00	12,00
J_p mm ⁴	127,17	127,17	127,17	127,17
Mt Nmm	300,16	300,16	300,16	300,16
G Mpa	79300,00	79300,00	79300,00	79300,00
ϕ°	0,02047	0,04095	0,04095	0,02047
Tramo AD	0,10237			
Verificación	OK			

Conclusión

El diámetro de eje mínimo requerido para satisfacer las necesidades del equipo con un material SAE1020, es un diámetro mayor a 12,7 mm.

Se utilizará un eje de $\phi 20$ como menor diámetro en el eje, ya que (como se verá a continuación) es el rodamiento con caja más chico que se consigue en catálogos de SKF.

Además, dado que el material SAE 1020 no es amigable con el proceso de mecanizado, se decidió utilizar un acero SAE 4140 que tiene mejores propiedades mecánicas y además es mejor para el mecanizado.

2.b. Cálculo de largo de chaveta de piñones:

Una vez obtenidos los diámetros del eje en cada punto, se deben calcular los largos de chaveta que van a soportar los piñones.

Esto se realiza con los siguientes datos:

Potencia = 0,0035 kW

Vel de giro = 111 rpm

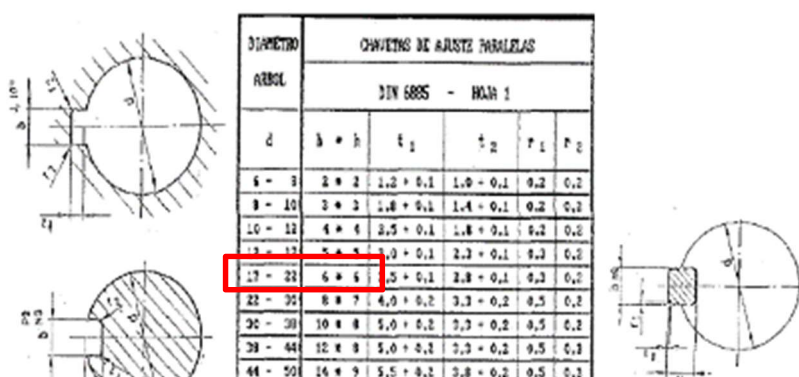
Material chaveta SAE 1020

Diámetro del árbol = 22 mm

Momento torsor 300,16 Nmm

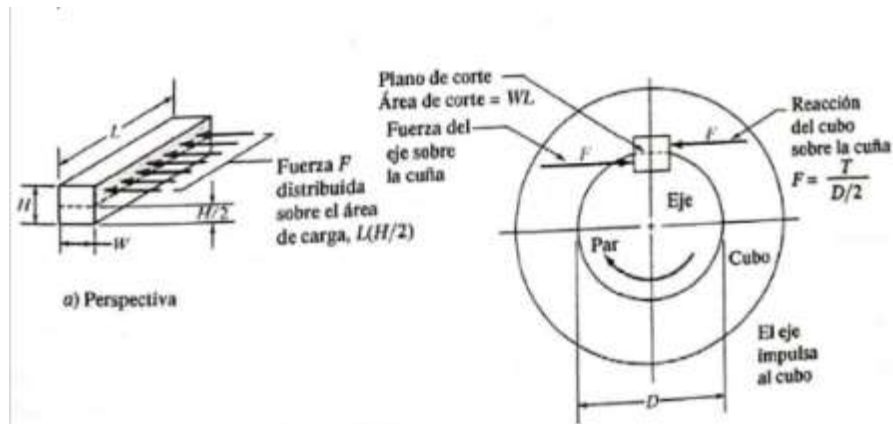
Basándonos en la norma DIN 6885 de chavetas de ajuste paralelas.

Se tiene que, para un diámetro de 22 mm, se debe usar una chaveta de 6x6 (ancho x largo). (Ver imagen)



DIÁMETRO ÁRBOL	CHAVETAS DE AJUSTE PARALELAS			
	DIN 6885 - HAAR 1			
d	b × h	t ₁	t ₂	r ₁ r ₂
6 - 8	2 × 2	1,2 ± 0,1	1,0 ± 0,1	0,2 0,2
8 - 10	3 × 3	1,8 ± 0,1	1,4 ± 0,1	0,2 0,2
10 - 12	4 × 4	2,5 ± 0,1	1,8 ± 0,1	0,2 0,2
12 - 14	5 × 5	3,0 ± 0,1	2,3 ± 0,1	0,2 0,2
17 - 22	6 × 6	3,5 ± 0,1	2,8 ± 0,1	0,2 0,2
22 - 30	8 × 8	4,0 ± 0,2	3,3 ± 0,2	0,5 0,2
30 - 38	10 × 10	5,0 ± 0,2	3,3 ± 0,2	0,5 0,2
38 - 44	12 × 12	5,0 ± 0,2	3,3 ± 0,2	0,5 0,2
44 - 50	14 × 14	5,5 ± 0,2	3,8 ± 0,2	0,5 0,2

Luego se calculan todas las fuerzas que actúan sobre la chaveta:



Fuerza al corte F

$$F = \frac{\tau}{\frac{D}{2}} = \frac{300,16}{\frac{22}{2}} = 27,28N$$

Mientras que D es el diámetro del árbol

El material de la chaveta elegido es un acero SAE 1020

Tipo de proceso y acabado	Resistencia a la tracción		Limite de Fluencia		Alargamiento en 2" (%)	Reducción de área (%)	Dureza (HB)	Relación de maquinabilidad EF = 100%
	PSI	MPa	PSI	MPa				
Caliente y maquinado	58000	400	32000	220	25	50	116	70
Estirado en frío	64000	440	53600	370	15	40	126	

Una vez obtenida la fuerza se calcula el largo mínimo necesario de chaveta para soportar el corte y la compresión generada en la misma.

Material del Cubo (piñón) fundición gris ASTM Grado 40

Chaveta elegida:

$$W = 6 \text{ mm}$$

$$H = 6 \text{ mm}$$

$$N = 2 \text{ Adoptado de Mott}$$

$$S_y(\text{chaveta}) = 220 \text{ Mpa}$$

$$S_y(\text{cubo}) = 274,5 \text{ Mpa}$$

Al corte

$$L = \frac{4 \cdot T \cdot N}{D \cdot W \cdot S_y} = \frac{4 \cdot 300,16 \cdot 2}{22 \cdot 6 \cdot 220} = 0,082mm$$

A la compresión:

$$L = \frac{4 \cdot T \cdot N}{D \cdot H \cdot S_y} = \frac{4 \cdot 300,16 \cdot 2}{22 \cdot 6 \cdot 220} = 0,066mm$$

Se puede ver que dan medidas muy chicas, debido a que el eje ya está sobredimensionado en cuanto a su diámetro. Esto hizo que la chaveta también esté sobre dimensionada en su ancho.

Se utilizará una chaveta estándar de largo 15.

3. Selección de servomotor

La elección de elegir un servomotor para utilizar en el equipo, resulta de la necesidad de poder controlar la velocidad y la posición de cada avance de la cinta transportadora, ya que el torquímetro está fijo en el equipo y es el dispositivo que retiene la pieza el que va a subir hasta el torquímetro.

También el servomotor satisface la necesidad de poder conectarse con un PLC donde guardar datos, configurar parámetros y modificar el avance y velocidad del mismo en caso de que sea necesario.

Para la selección del mismo se tiene en cuenta de que se requiere:

Potencia necesaria: 3.5 W

Par necesario: 0.300 Nm.

También hay que tener en cuenta que el servomotor va a trabajar durante 4 segundos (tiempo que tarda en realizar el recorrido) y luego descansa durante 10 segundos aproximadamente. Por lo que no es necesario hacer una verificación de disipación de calor del servo.

Por lo tanto, se encontró el servomotor AC SMB que cumple con esas necesidades

Servomotor AC SMB características

👉 síncrono 👉 230V 👉 400V



AC/DC	AC
Tipo	síncrono
Voltaje	400V, 230V
Índice de protección	IP65, IP67
Configuración	con imán permanente, con freno
Número de polos	8 polos
Aplicaciones	para la robótica, para máquina de embalaje, para la industria textil, para máquina balonadora, para bomba, para la industria del automóvil

Otras características	rendimiento, de baja inercia
Par	Máx.: 60 Nm (44,2537 ft.lb) Min.: 0.19 Nm (0.1401 ft.lb)
Potencia	Máx.: 9.4 W (0.013 hp) Min.: 0.1 W (0 hp)
Velocidad de rotación	7.500 rpm (47.123,89 rad.min ⁻¹)
Temperatura de funcionamiento	Máx.: 40 °C (104 °F) Min.: -10 °C (14 °F)
Diámetro	Máx.: 40 mm (1.57 in) Min.: 15 mm (0.59 in)

4. Selección de rodamiento:

A pesar de que el diámetro mínimo satisfactorio para el eje era de 12,7mm, se verifico en el catálogo de SKF que la caja de soporte de rodamientos más chicas viene para un eje de diámetro de 20mm

Se seleccionó la caja de soporte de rodamientos:



P 20 FM

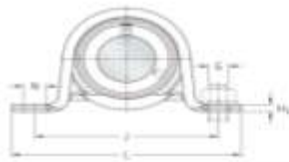


Unidad de rodamientos de bolas con soporte de pie con soporte de acero prensado

Las unidades de rodamientos de bolas con soporte de pie están formadas por un rodamiento de inserción montado en un soporte de acero prensado que puede atornillarse a una superficie de apoyo. Además de formar parte de una unidad, algunos soportes de pie para rodamientos de inserción están disponibles como componentes separados. La gama de SKF incluye unidades que cumplen con varias normas industriales y satisfacen muchos requisitos.

- Listo para montar
- Rodamientos lubricados y sellados
- Fijación rápida en el eje
- Gran variedad de formas de soporte, materiales de soporte y métodos de fijación
- Opciones de fijación concéntrica para altas velocidades y bajas vibraciones

Características dimensionales:



Dimensiones

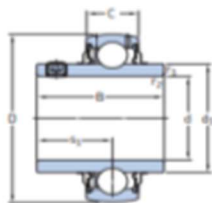
d	20 mm	Diámetro del agujero
d ₁	26,2 mm	Diámetro del resaca del eje interior
d ₂	32,4 mm	Diámetro exterior del anillo de fijación
A	32 mm	Ancho de la base
A ₁	31 mm	Ancho superior
B ₁	30,5 mm	Ancho total del rodamiento
B _c	4,75 mm	Distancia entre la cara lateral del dispositivo de fijación y el centro de la rosca
H	25,3 mm	Altura del centro del asiento esférico
H ₁	3 mm	Altura del pie
H ₂	50,5 mm	Altura total

En base a esta caja se va a verificar que el rodamiento que viene con la caja satisfaga nuestras necesidades.

Características técnicas del rodamiento:

Rodamientos Y SKF E2 con prisioneros, ejes métricos

d 20 – 45 mm



Dimensiones							Capacidad de carga		Carga límite	Velocidad	Masa	Designación
d	D	B	C	d ₁	s ₁	r _{1,2}	C	C ₀	P _u	límite con tolerancia de eje h6	kg	
mm						min.	kN	kN	kN	r. p. m.		–
20	47	31	14	28,2	18,3	0,6	12,7	6,55	0,28	8 500	0,14	E2.YAR 204-2F
25	52	34,1	15	33,7	19,8	0,6	14	7,8	0,335	7 000	0,19	E2.YAR 205-2F
30	62	38,1	18	39,7	22,2	0,6	19,5	11,2	0,475	6 300	0,30	E2.YAR 206-2F
35	72	42,9	19	46,1	25,4	1	25,5	15,3	0,655	5 300	0,44	E2.YAR 207-2F
40	80	49,2	21	51,8	30,2	1	30,7	19	0,8	4 800	0,59	E2.YAR 208-2F
45	85	49,2	22	56,8	30,2	1	33,2	21,6	0,915	4 300	0,65	E2.YAR 209-2F

Verificación de Rodamiento:

Datos:

- Diámetro árbol: 20mm
- RPM árbol: 111
- Carga radial Pr: 0.00704 KN
- Carga axial Pa: 0KN
- Uso: 24hs/día
- Años: 20
- Factor de cálculo X: 0.56
- Factor de cálculo Y: 2.3
- Capacidad de carga dinámica "C" : 12.7 KN
- Capacidad de carga estática "Co" : 6.55KN
- Carga límite de fatiga "Pu" : 0.28KN

$$Vida\ esperada\ del\ rodamiento = \frac{111 * 60 * 24 * 365 * 20}{1000000} = 1166.83\ millones\ de\ rev.$$

Primero calcularemos la vida nominal del rodamiento según los cálculos proporcionados por catálogo de SKF.

Esta vida nominal debe ser mayor a la vida esperada del rodamiento que definimos anteriormente.

I) Cálculo de vida útil, con esto corroboramos que el rodamiento elegido dure más que la vida esperada.

Vamos a calcular la vida útil nominal con la siguiente fórmula, pero para la cual se necesita alcanzar varios valores previos:

$$L_{nm} = a_1 * a_{SKF} * \left(\frac{C}{P}\right)^p$$

Siendo a_1 la confiabilidad, a_{SKF} el factor para los rodamientos radiales de bolas, P es la carga dinámica combinada y C es la capacidad de carga dinámica

De la siguiente tabla obtengo a_1 con una confiabilidad del 90%, por lo tanto nos queda $a_1 = 1$

Tabla 1

Valores del factor de ajuste de la vida útil a_1

Confiabilidad	Probabilidad de falla	Vida nominal SKF	Factor
%	n	L_{nm}	a_1
		millones de revoluciones	-
90	10	L_{10m}	1
95	5	L_{5m}	0,64
96	4	L_{4m}	0,55
97	3	L_{3m}	0,47
98	2	L_{2m}	0,37
99	1	L_{1m}	0,25

Para obtener el a_{SKF} que depende del lubricante se necesita para entrar a la tabla necesitamos $nc * \frac{Pu}{P}$ y k. Una vez que obtenemos los valores necesarios, estaremos en condiciones de obtener dicho valor.

El factor nc para distintos niveles de contaminación sale de la siguiente tabla:

$nc = 0,7$ Lubricación con grasa de por vida

Valores orientativos para el factor n_c para distintos niveles de contaminación

Condiciones	Factor n_c^{11} para rodamientos con diámetro medio	
	$d_m < 100$ mm	$d_m \geq 100$ mm
Limpieza extrema • tamaño de las partículas aproximadamente igual al espesor de la película de lubricante • condiciones típicas: rodamientos sellados lubricados con grasa de por vida	1	1
Gran limpieza • aceite lubricante con filtración muy fina • condiciones típicas: rodamientos sellados lubricados con grasa de por vida	0,8 - 0,6	0,9 - 0,8

$$nc * \frac{Pu}{P} = 0,7 * \frac{0.28}{0.00394} = 49.71$$

Para la obtención de la tasa de viscosidad k tenemos que resolver la siguiente fórmula

$$k = \frac{v}{v_1}$$

Siendo k la tasa de viscosidad, v : viscosidad de funcionamiento real del lubricante $\left(\frac{mm^2}{s}\right)$ y v_1 viscosidad nominal del lubricante según el diámetro medio del rodamiento y la velocidad de giro $\left(\frac{mm^2}{s}\right)$

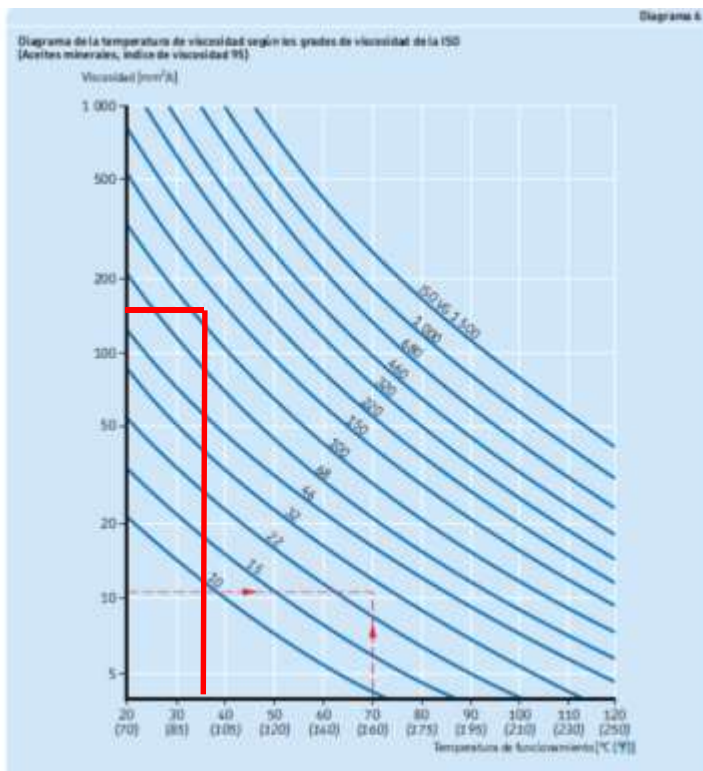
Como el rodamiento seleccionado es sellado y trae una grasa de una viscosidad indicada en catálogo de SKF:

Lubricación

Grasas SKF: especificaciones técnicas y características

Designación	Descripción	Temperatura	Velocidad	Carga	Clase NLGI	Rango de temperaturas ¹⁾		Viscosidad del aceite base a	
						LTL	HTPL	40 °C (105 °F)	100 °C (210 °F)
						°C/°F		mm ² /s	
LGMT 2	Uso general industrial y automoción	M	M	La M	2	-30 -20	120 250	110	11
LGMT 3	Uso general industrial y automoción	M	M	La M	3	-30 -20	120 250	120	12

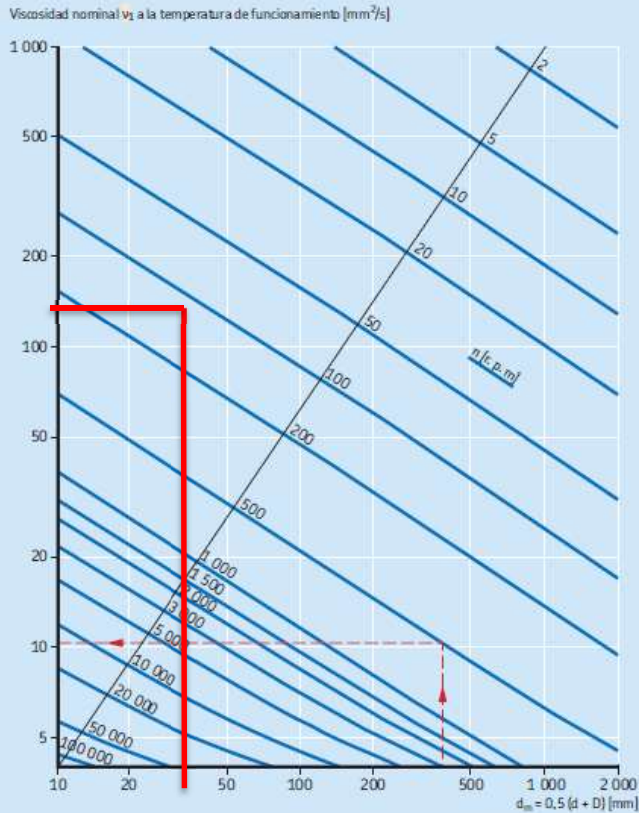
Su viscosidad real con una temperatura de funcionamiento estimada de 35° y 111 RPM será:



$$v = 150$$

v_1 sale de la siguiente tabla, en la cual se entra con el d_m y las rpm.

$$d_m = 0,5 * (D + d) = 0,5 * (47 + 20) = 33,5mm$$

Cálculo de la viscosidad nominal v_1 a la temperatura de funcionamiento

Con nuestros valores nos queda un $v_1 = 130 \frac{mm^2}{seg}$

Ahora procedemos a calcular la tasa de viscosidad:

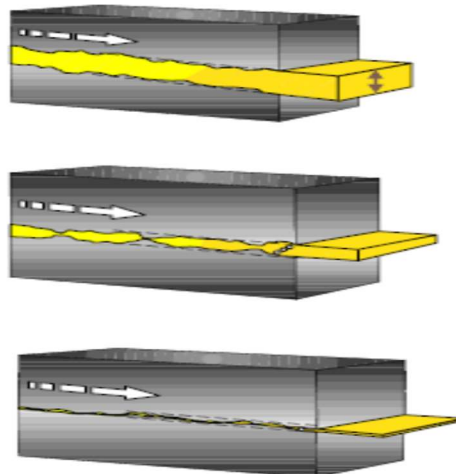
$$K = \frac{v}{v_1} = \frac{150}{130} = 1,15$$

Con este valor de k obtenemos una buena película de lubricación

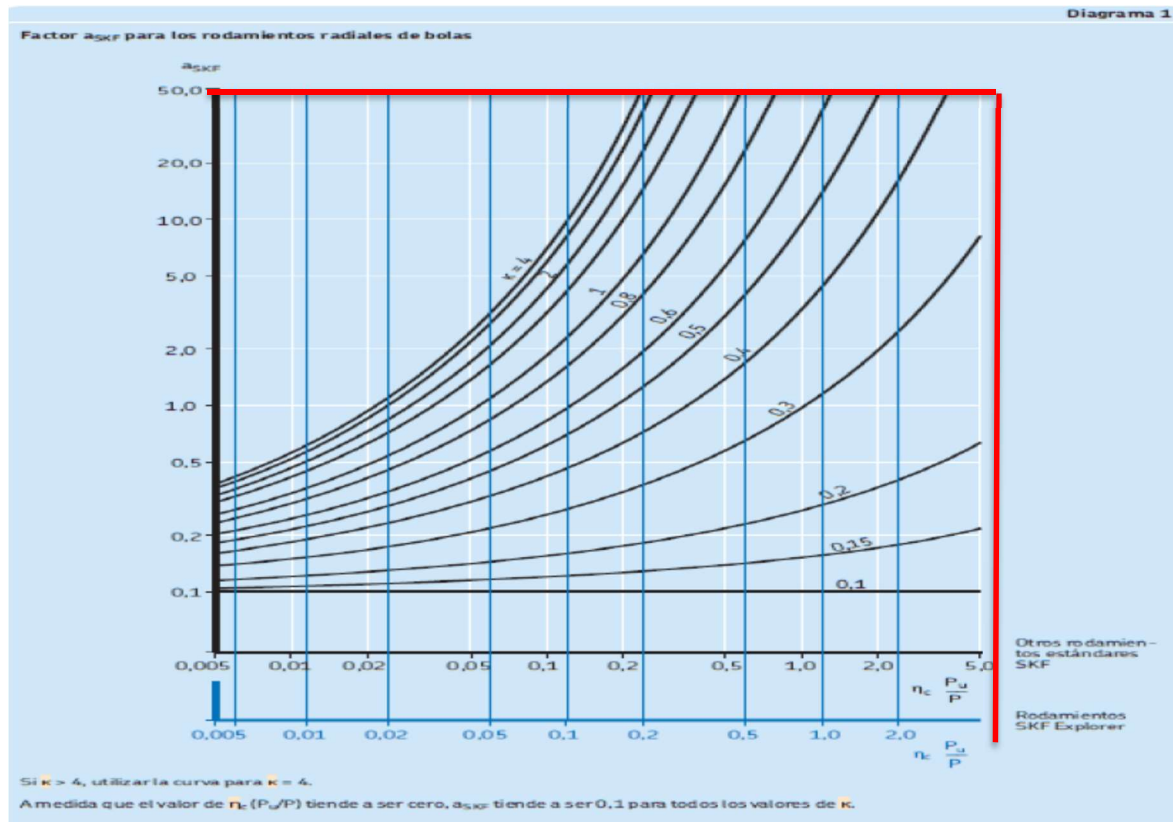
Se requiere una relación mínima de viscosidad $\kappa = 1$ para separar las superficies de contacto de los rodamientos. Las condiciones de película total se generan cuando $\kappa \geq 4$, es decir, cuando se forma una película hidrodinámica suficiente para una lubricación adecuada. Sin embargo, SKF recomienda limitar la relación de viscosidad κ a 4. De lo contrario, el calor originado por la fricción disminuye la viscosidad de funcionamiento.

En las aplicaciones donde $\kappa < 1$, no se puede formar una película hidrodinámica suficiente y es posible que haya contacto entre metales. Para prolongar la vida útil del rodamiento, se pueden usar lubricantes que contengan aditivos antidesgaste o para presión extrema (\rightarrow **Capacidad de carga, página 248**).

En aplicaciones lubricadas con aceite donde $\kappa < 0,4$, se debe utilizar un aceite con aditivos EP.



Una vez obtenido estos valores, estamos en condiciones de entrar a la tabla y obtener el valor de askf



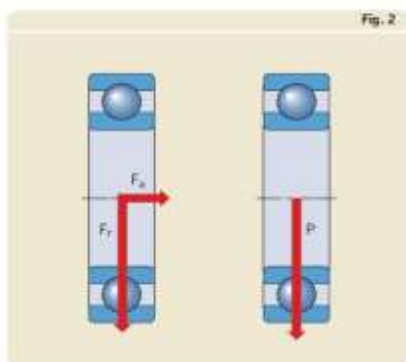
Como el valor de $n_c \cdot P_u/p$ queda fuera de la tabla, tomaremos el valor de askf más grande.

$$a_{SKF} = 50$$

Para terminar con el cálculo de la vida nominal nos faltaría obtener la carga dinámica combinada:

$$P = X F_r + Y F_a$$

donde
 P = carga dinámica equivalente del rodamiento [kN]



F_r = carga radial real del rodamiento [kN]
 F_a = carga axial real del rodamiento [kN]
 X = factor de carga radial del rodamiento
 Y = factor de carga axial del rodamiento

$$P = (X * Pr) + (Y * Pa) = (0.56 * 0.00704) + (2.3 * 0) = 0.00394 \text{ KN}$$

Una vez obtenido todos los valores necesarios para completar la formula, seguimos con el siguiente cálculo:

$$L_{nm} = 1 * 50 * \left(\frac{12.7}{0.00394} \right)^3 = 1.67 * 10^{12} \text{ millones de revoluciones}$$

$$L_{nm} = 1.67 * 10^{12} \text{ millones de revoluciones} > 1166.832 \text{ (Vida esperada)}$$

Obtenemos una vida útil mayor a la esperada. Hay que tener en cuenta que el diámetro necesario del árbol era de 12.7mm y se adoptó un diámetro de 20mm, por lo cual se esperaba que la vida útil del rodamiento sea mucho mayor a la esperada.

II) Cálculo de velocidad máxima recomendada:

La viscosidad del aceite base también determina la velocidad máxima recomendada para un rodamiento. La velocidad admisible para la grasa también depende de su fuerza de cizalla, que la determina el espesante. Para indicar la capacidad de velocidad, los fabricantes de las grasas, generalmente, implementan un factor de velocidad que se puede calcular usando

$$A = n d_m$$

donde

A = factor de velocidad [mm/min]

d_m = diámetro medio del rodamiento [mm]

$$= 0,5 (d + D)$$

n = velocidad de giro [r. p. m.]

Si el factor de velocidad A excede el 70% de los límites recomendados (→ **tabla 5, página 257**), verifique el efecto del lubricante seleccionado en los límites de velocidad que se detallan en **Velocidades (→ página 117)** y compruebe que la velocidad de giro se encuentre dentro de estos límites.

$$A = Dm * n = 33,5 * 111 = 3718,5$$

Ahora vamos a ver la tabla y verificar que no excedamos el 70% de la velocidad que indica la misma.

Tabla 5

Factores de los rodamientos y límites recomendados para el factor de velocidad A				
Tipo de rodamiento ⁽¹⁾	Factor del rodamiento b ₁	Límites recomendados para el factor de velocidad A para la relación de carga		
		C/P ≥ 15	C/P = 8	C/P = 4
		mm/min		
Rodamientos rígidos de bolas	1	500 000	400 000	300 000
Rodamientos Y	1	500 000	400 000	300 000

Nuestro valor de A está muy por debajo del 70% del límite por lo que no tendremos problema con la velocidad. Con estas dos verificaciones podemos decir que el rodamiento satisface nuestras necesidades correctamente.

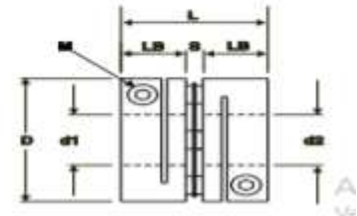
5. Selección del acoplamiento:

Para la selección del acoplamiento se tuvo en cuenta que se trata de un dispositivo accionado por un servomotor, por lo tanto, se seleccionó un acoplamiento especialmente realizado para servomotores.

Acoplamiento ServoClas Zero Max

SD Series

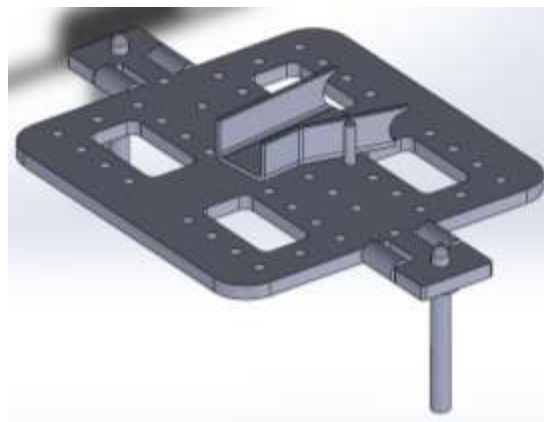
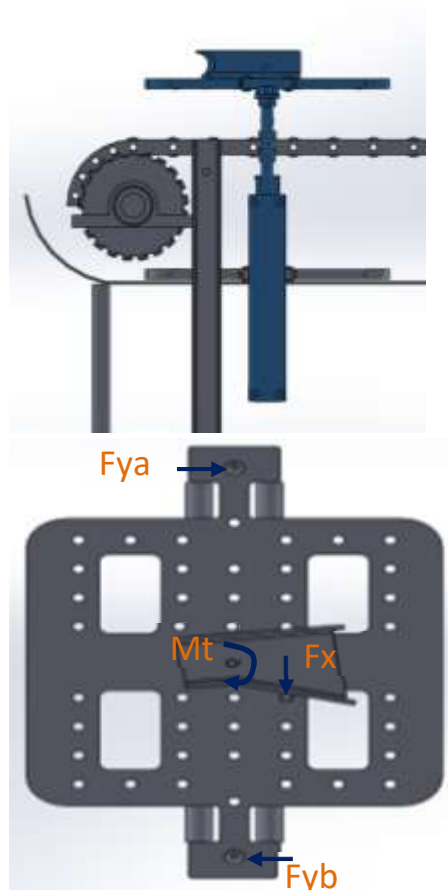
Size	Bore d1 & d2		Outside Diameter D	Overall Length L	Hub Length LB	Spacer Gap S	Clamp Screw Size M
	Min inch	Max inch/mm					
SD005	0.157 4.0	0.236 6.0	0.63 16.0	0.63 16.0	0.295 7.5	0.039 1.0	2-M2.0
SD010	0.1875 4.0	0.260 7.0	0.75 19.0	0.78 19.9	0.35 9.0	0.075 1.9	2-M2.5
SD020	0.250 5.0	0.375 10.0	1.02 26.0	0.99 23.5	0.41 10.5	0.098 2.5	2-M2.5
SD030	0.250 6.0	0.500 14.0	1.34 34.0	1.07 27.1	0.47 12.0	0.122 3.1	2-M3.0
SD035	0.375 8.0	0.625 16.0	1.54 39.0	1.34 34.1	0.59 15.0	0.161 4.1	2-M4.0
SD040	0.375 8.0	0.750 19.0	1.73 44.0	1.34 34.1	0.59 15.0	0.161 4.1	2-M4.0
SD050	0.4375 10.0	1.000 25.0	2.20 56.0	1.77 45.0	0.75 20.0	0.197 5.0	2-M5.0
SD060	0.625 15.0	1.125 30.0	2.68 68.0	2.13 54.0	0.95 24.0	0.240 6.0	2-M6.0
SD080	0.8125 20.0	1.375 35.0	3.25 82.0	2.98 76.0	1.18 30.0	0.320 8.0	2-M8.0



Size	Operating Torque	Maximum RPM	Torsional Stiffness	Axial Stiffness	Misalignment Capacity	Moment of Inertia	Weight
------	------------------	-------------	---------------------	-----------------	-----------------------	-------------------	--------

Size	Operating Torque in-lb Nm	Maximum RPM r/min	Torsional Stiffness in-lb/deg Nm/rad	Axial Stiffness lb/in N/mm	Misalignment Capacity			Moment of Inertia lb-in ² kgm ² (x10 ⁻⁶)	Weight Oz gm
					Parallel inch mm	Angular degree	Axial +/- inch +/- mm		
SD005	4.43 0.5	10,000	43.3 280	800 140	-	0.5	0.002 0.05	0.0009 0.264	0.245 7
SD010	8.84 1.0	10,000	34 220	800 140	-	1.0	0.004 0.1	0.0023 0.67	0.42 12
SD020	13 1.5	10,000	116 750	365 64	-	1.0	0.006 0.15	0.0068 2.0	0.88 25
SD030	27 3.0	10,000	263 1,700	365 64	-	1.0	0.08 0.20	0.0259 7.6	1.55 44
SD035	53 6.0	10,000	402 2,600	320 56	-	1.0	0.010 0.25	0.0659 19.3	2.93 83
SD040	80 9.0	10,000	541 3,500	229 40	-	1.0	0.012 0.30	0.0922 27.0	3.21 91
SD050	221 25.0	10,000	1,328 8,600	274 48	-	1.0	0.016 0.40	0.3594 105.3	7.80 221

Análisis de fuerzas actuantes en torque:



Las cargas intervinientes en el ensayo de torque van a depender del torque requerido para el control de la pieza definido por norma y de la distancia que hay desde el centro de la tuerca hasta donde está el perno tope. Por lo tanto se realizará una planilla con los diferentes torques para cada métrica a controlar y la posición del perno recomendada en cada una de ellas.

Métrica (espesores)	Torque (kg.m)	Fuerza en tope				
M4 (2,3)	2,20	122,0	88,0	42,7	31,6	27,8
M5(3,4)	2,50	138,7	100,0	48,6	35,9	31,6
M6 (4,6)	3,00	166,4	120,0	58,3	43,1	37,9
M8 (6)	4,00	221,9	160,0	77,7	57,4	50,6
M10 (6,8)	6,00	N/A	240,0	116,6	86,2	75,9

M12 (8)	10,00	N/A	N/A	194,3	143,6	126,5
Distancia al perno tope (mts.)		0,02	0,03	0,05	0,07	0,08
Dist (mm)		18,03	25,00	51,48	69,64	79,06

Las casillas en negro son debido a que una pieza de un espesor alto como son esas no puede ser tan pequeña como para tener el tope tan cerca del centro.

A continuación se verá un ejemplo del cálculo realizado en la planilla.

Se toma el caso de una pieza con tuerca M10 (espesor 6 u 8 de chapa) con un torque exigido por norma de **6,0 kgm** y el tope ubicado a 25 mm del centro de la tuerca.

$$\sum M_o = 0 \Rightarrow -f_x * 0.025m + 10kgm \Rightarrow f_x = \frac{6}{0.025} \Rightarrow f_x = 240 \text{ kg}$$

En base a este resultado se calculará cual es el diámetro de perno mínimo que soporta esta fuerza de corte en base a las fórmulas de pasadores en el libro de mott. 2da edición.

El material elegido para el perno será AISI 4140.

$$\text{Esfuerzo cortante permisible: } \tau = \frac{S_y}{N}$$

$$S_y(\text{AISI 4140}) = 414\text{MPa} = 42.21 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2}$$

$N(\text{Factor de diseño}) = 2$ recomendado por Mott

$$\text{Además el esfuerzo cortante es: } \tau = \frac{f_x}{\text{Área}}$$

$$\text{Por lo tanto tenemos que: } \tau = \frac{f_x}{\pi * r^2} = \frac{S_y}{N} \Rightarrow r^2 = \frac{f_x * N}{\pi * S_y} \Rightarrow r = \sqrt{\frac{f_x * N}{\pi * S_y}} \Rightarrow \sqrt{3,62} = 1,90 \text{ mm}$$

Entonces el diámetro mínimo del perno que soporte el corte requerido será: \emptyset mín de perno = **3,80 mm**

Fuerza soportada por los pernos centradores que levanta el dispositivo

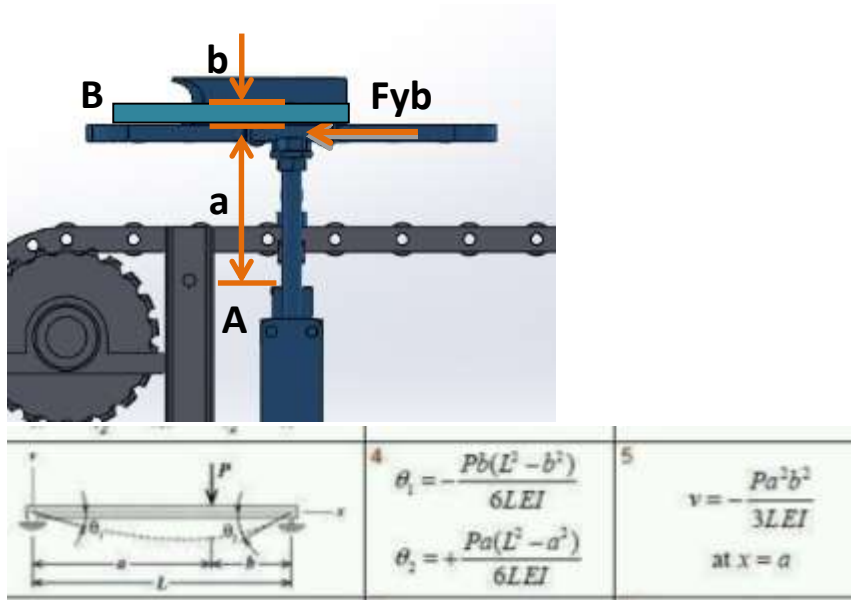
Ahora calcularemos la fuerza realizada por el dispositivo contra los pernos centradores ubicados a 0.135 m del centro de la tuerca. Y se calcularán para el máximo torque (torque de 10 kgm.)

$$\sum M_o = 0 \Rightarrow -f_y * 0.135m + 10kgm \Rightarrow f_y = 74,07\text{kg} \rightarrow F_{ya} = F_{yb} = \frac{74,07}{2} = 37,035 \text{ kg}$$

Ahora podemos verificar la deflexión que sufren los pernos centradores .

Por el lado inferior, en "A", el perno centrador esta dentro de un buje que va a servir retención.

Por arriba, en "B", el dispositivo va a tener un tope positivo en una pieza cortada por láser de 4,75mm; Esta pieza tendrá un agujero donde entra el perno y sirve de retención también.



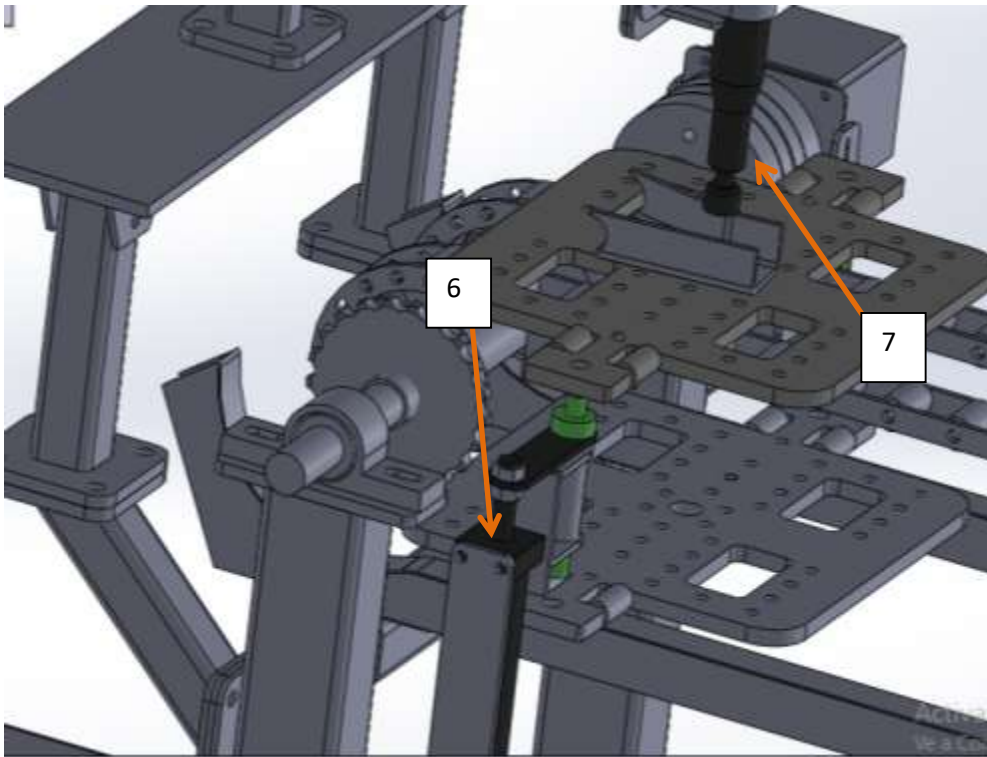
$$\Delta x = \frac{Fyb * a^2 * b^2}{3LEI} \Rightarrow \frac{37 * 6,2^2 * 0,2375^2}{3 * 7,2 * (2,1 \times 10^6) \frac{\pi r^4}{4}} = \frac{80,225}{2226603,8} = 0,00003603 \text{ cm} = 0,00036 \text{ mm}$$

Según recomendaciones de la cáterdra la flecha debe ser menor a $\frac{L}{1000} = \frac{64,375}{1000} = 0,0643 \text{ mm} > 0,00036 \text{ mm}$
OK

Con los cálculos podemos ver que el perno tiene una flecha mucho menor a la máxima recomendada.

Ingeniería básica de elementos constituyentes del sistema de control de torque (cálculo y selección):

Esquema de sistema de torqueado



6. Sistema de elevación de dispositivo:

- a. Booster
- b. Cilindro hidráulico

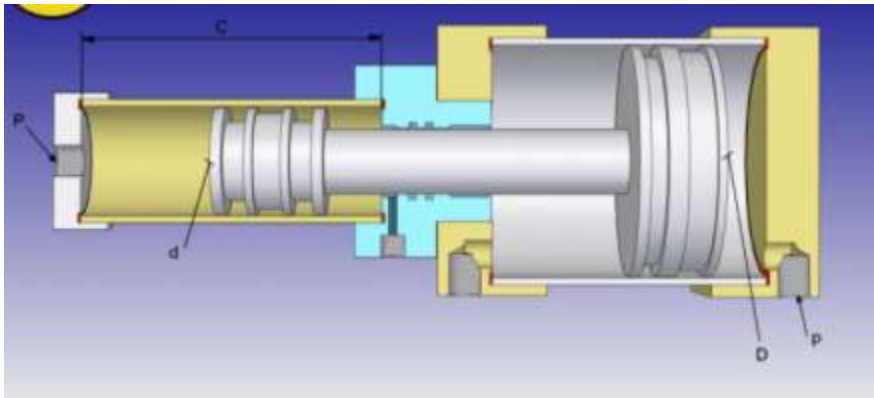
7. Selección de torquímetro

6. Sistema de elevación de dispositivo

6.a. Cálculo de multiplicador de presión (booster)

Para el cálculo de los cilindros hidráulicos tuvimos que seleccionar un multiplicador de presión (booster) el cual nos permite entrar con aire comprimido a $4 \frac{kg}{cm^2}$ (que es el existente en fábrica para poder utilizar en la soldadora de proyección) y con una relación de 2:1, salir con una presión en el cilindro hidráulico de $8 \frac{kg}{cm^2}$. Se selecciona esto por un lado porque si tendríamos dos cilindros neumáticos independientes no podemos garantizar que suban los dos al mismo tiempo (por posibles pérdidas y rozamientos dentro del cilindro). Y por otro lado esto resulta una solución más conveniente ya que se ingresa al booster con aire comprimido que existe en la fábrica ya que la soldadora funciona con aire comprimido y no hay que comprar una bomba hidráulica (necesaria si se pondrían dos cilindros hidráulicos independientes sin el booster).

Nota: Carrera seleccionada de booster 100 mm.



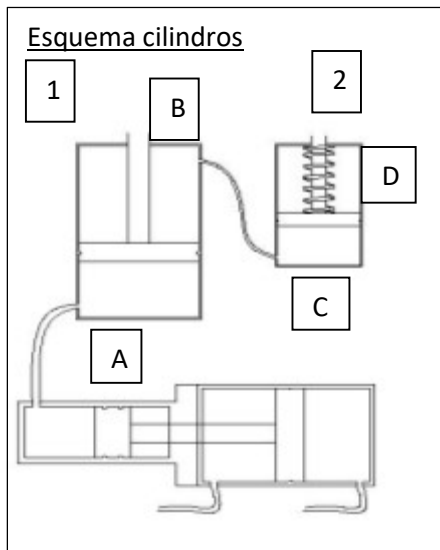
1 * FASELLA	(1) CDP	(2) RDP	h	C	CD	D	Ra	L x R
M 50 = 15/100	25	46	40	32	30	M 6	1/4" G	75 x R
M 80 = 20/100	35	75	75	40	30	M 8	1/4" G	75 x R
M 125 = 30/100	70	104	110	35	30	M 12	1/2" G	90 x R
M 200 = 40/100	125	150	175	65	60	M 16	3/4" G	100 x R
M 300 = 60/100	262	150	260	102	62	M 24	1" G	231 x R
2 * FASELLA								
M 50 = 12/100	11	104	46	32	30	M 6	1/4" G	75 x R
M 80 = 12/100	11	246	75	40	30	M 10	3/8" G	75 x R
M 80 = 18/100	25	118	75	40	30	M 10	3/8" G	75 x R
M 125 = 18/100	25	189	110	35	30	M 12	1/2" G	90 x R

El booster nos da de catálogo la cantidad de líquido que sale (25 cm³), con esto vamos a realizar los cálculos para la fabricación de los cilindros que levantan el dispositivo.

6.b. Diseño de cilindro hidráulico

Dado que los cilindros más chicos que hay en el mercado son de diámetro 1,5". Necesitamos realizar nuestro propio diseño de cilindro y fabricarlo.

Vamos a diseñar el cilindro hidráulico partiendo con la presión de salida del booster ($8 \frac{kg}{cm^2}$) y el volumen desplazado de aceite por el mismo $25cm^3$. Además se adoptará diámetro del cilindro 1 pulgada para tener un valor estándar.



Nota: El cilindro 2 debe ser más chico que el cilindro 1 para obtener en ambos cilindros la misma carrera.

Entonces:

$$Q_b = Q_c \Rightarrow Vel_b = Vel_c \Rightarrow A_b = A_c \Rightarrow Vol_b = Vol_c$$

$$P_b = P_c$$

- En A:

$$Presión = 8 \frac{kg}{cm^2}$$

$$\emptyset = 25,4 \text{ mm}$$

$$Volumen desplazado = 25cm^3$$

$$\text{Calculo de fuerza: } F = P * A = 8 * \pi * 1,27^2 = 40,5 \text{ Kg}$$

$$\text{Cálculo de carrera: } Carrera = \frac{Vol des}{(\pi * (1,27^2))} = \frac{25 \text{ cm}^3}{(\pi * (1,27^2))} = 49,3 \text{ cm (Aprox 50 mm)}.$$

- En B:

$$Vástago = \frac{3''}{8} (9,525 \text{ mm})$$

$$\text{Área de piston superior} = (\pi * r^2) = \pi * (12,7 - 4,76)^2 = 198 \text{ mm}^2$$

$$\text{Fuerza} = 40,52 \text{ Kg}$$

$$Presión = \frac{F}{A} = \frac{40,5}{1,98} = 20,45 \frac{kg}{cm^2}$$

- En C:

$$Presión = 20,45 \frac{kg}{cm^2} = Presión b$$

$$\text{Área de pistón inferior} = 198 \text{ mm}^2 = \text{área de pistón superior B}$$

$$\text{Diámetro pistón} = 2 * \left(\sqrt{\frac{198}{\pi}} \right) = 15,87 \text{ mm (Aprox } 5/8 \text{ ``)}.$$

Vástago 3/8" igual a vástago del cilindro 1.

- En D:

En D vamos a requerir un resorte que haga aproximadamente 10 Kg de fuerza para el retorno del cilindro a la posición de origen.

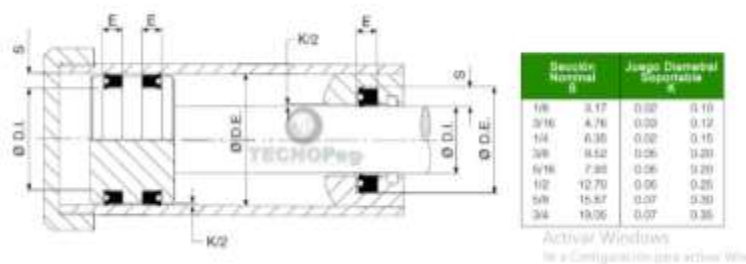
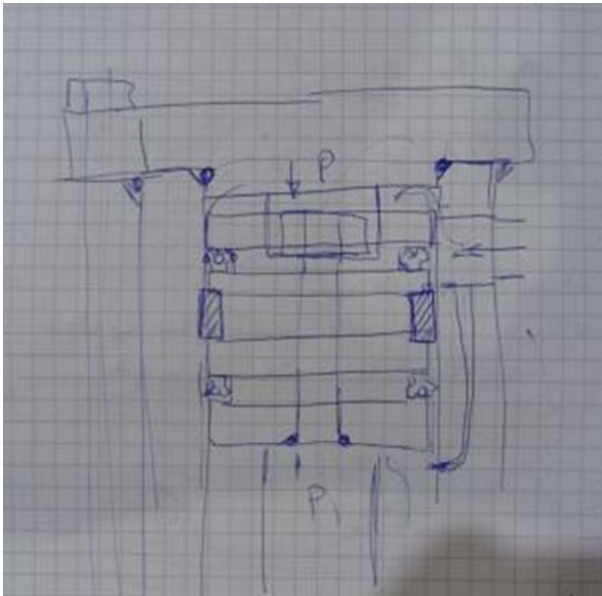
Para ello vamos a solicitar un resorte con los siguientes datos:

Diámetro interior: 10 mm.

$$k = \frac{10 \text{ kg}}{50 \text{ mm}} = 0,2$$

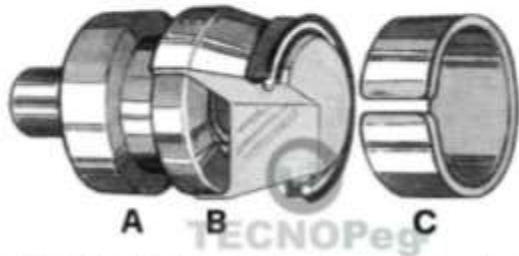
Diámetro de alambre: Diámetro que satisfaga las necesidades de la constante elástica.

Adicionales a usar en el diseño de los cilindros hidráulicos:



MONTAJE SOBRE PISTÓN

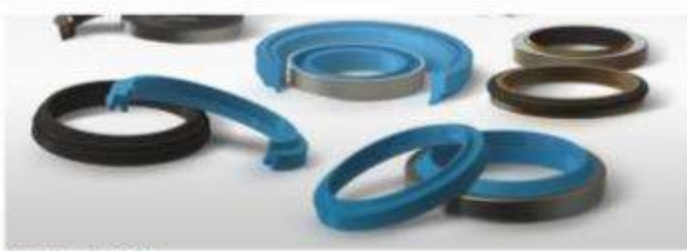
Alojamiento de ranura: Alojamiento de construcción sencilla. Requiere estiramiento del sello durante el montaje. Se puede facilitar la tarea mediante un cono de expansión o ligero calentamiento de la pieza en aceite a 80°C. Posible en los Polipak de secciones menores en Molythane y Ultrathane. Alojamiento con tapas desmontables: Permite un montaje sencillo y seguro. No requiere estiramiento previo del sello.



La goma con Polipak está diseñada en glicerina y polietileno integrados en el cuerpo de la goma, contribuyendo al adhesivo pero que brinda resistencia mecánica y al deslizar y hacer un sellado con la fuerza utilizada en los cilindros hidráulicos.

Para instalar en agua a temperatura ambiente y está disponible para aplicar sobre NPT y BPE en acero inoxidable y titanio (316L) en forma de anillo y una gama de tamaños más amplia.

Es un sellado controlado entre las superficies del pistón y el cilindro (no es un sellado de tipo O-ring) para ser utilizado en cilindros hidráulicos para aplicaciones de alta presión de trabajo.



LIMPIA VÁSTAGO

Limpia Vástago de Goma



Son fabricadas en caucho sintético (acril nitrilo). Su aplicación en cilindros hidráulicos y neumáticos protege a los mismos y a las guarniciones de la entrada de partículas extrañas, dando al sistema más vida útil. Particularmente cuando están expuestos al

Activar Windows

7. Selección Torquímetro

Torquímetro con controlador Atlas Copco: Power Focus 6000

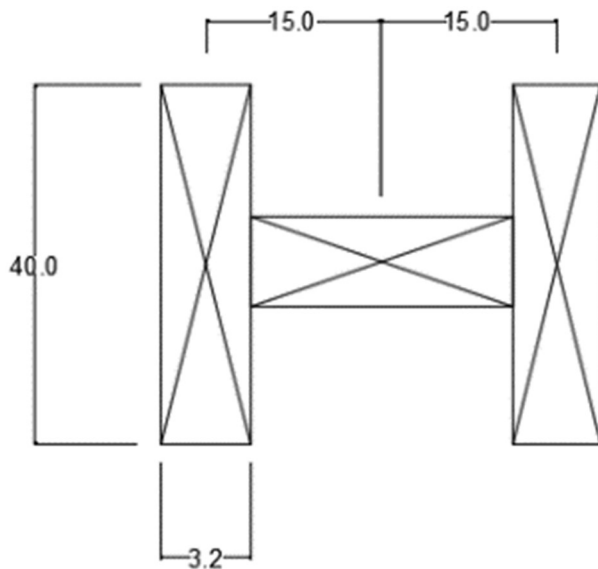


7.a Cálculos de verificación de las tensiones y deformaciones en el porta-torquímetro

Se verificará la base del perfil I (formado por tres chapas soldadas) a la torsión para asegurarse de que soporta la torsión hecha por el torquímetro en la peor condición que tenemos, que es para el control de una tuerca M12 (10 kg.m).

Se realizaron los cálculos de forma manual y también utilizando el software Solid Works.

Para comenzar los cálculos se necesitan las Inercias, y para esto las áreas de superficie.



$$\text{Área 1: } 4 \text{ cm} \times 0.32 \text{ cm} = 1.28 \text{ cm}^2$$

$$\text{Área 2: } 4 \text{ cm} \times 0.32 \text{ cm} = 1.28 \text{ cm}^2$$

$$\text{Área 3: } 4 \text{ cm} \times 0.32 \text{ cm} = 1.28 \text{ cm}^2$$

$$I_x 1: \frac{4^3 \cdot 0.32}{12} + 1.28 \cdot (0.16^2) = 1.732 \text{ cm}^4$$

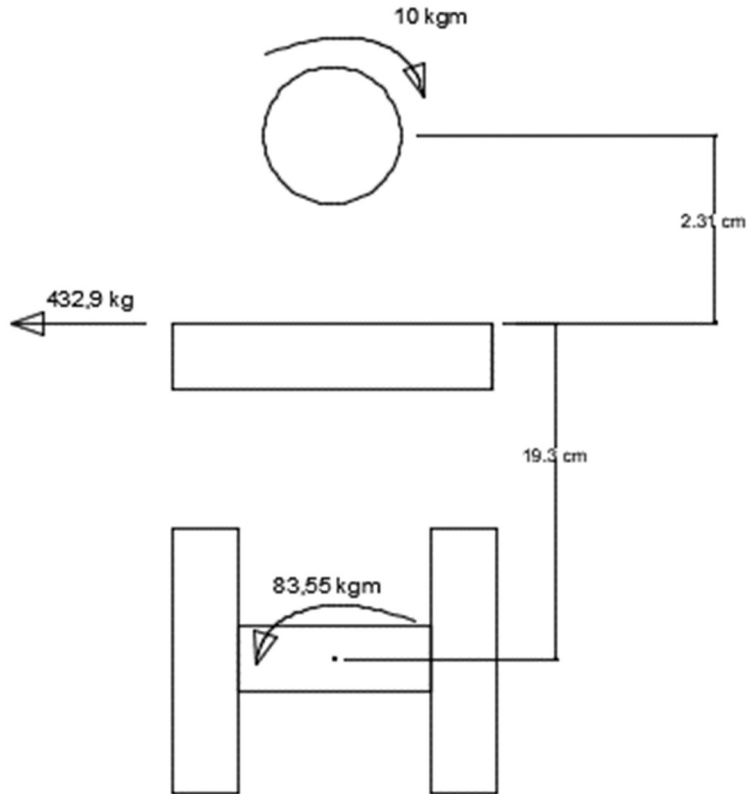
$$I_x 2: \frac{0.32^3 \cdot 23.6}{12} + 1.28 \cdot (1.5^2) = 2.94 \text{ cm}^4$$

$$I_x = \frac{4^3 * 0.32}{12} + 1.28 * (2.84^2) = 12.024 \text{ cm}^4$$

I_{tx} : 16,7 cm^4 (inercia comprobada con "inercia de superficie" en Solid.

I_{ty} : 12,4 cm^4 (inercia sacada de 3d en Solid Works.

Ahora pasaremos a calcular las fuerzas a las que está sometido el perfil.



Una vez obtenido estos valores se calcula la tensión a la que está sometida el perfil.

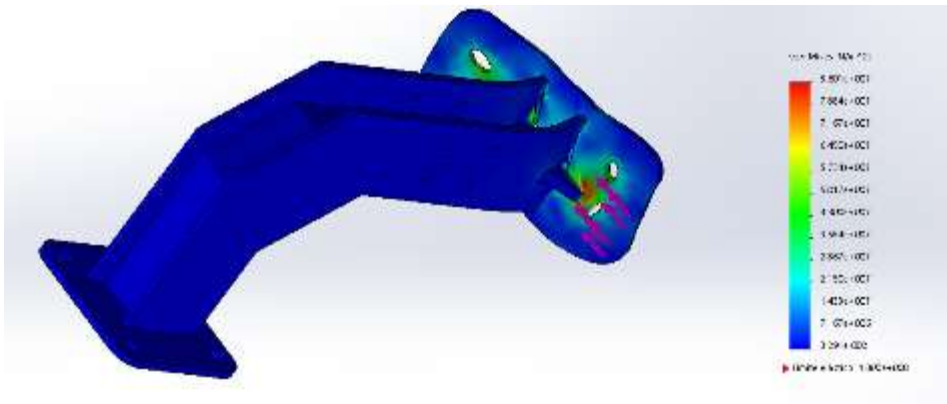
$$\sigma = \frac{M * Yy}{I_x} = \frac{8355 \text{ kgcm} * 2 \text{ cm}}{16,74 \text{ cm}^4} = 998,2 \text{ kg/cm}^2$$

El valor de tensión calculado debe ser menor al valor de tensión admisible de nuestro material

$$\sigma < \sigma_{adm}$$

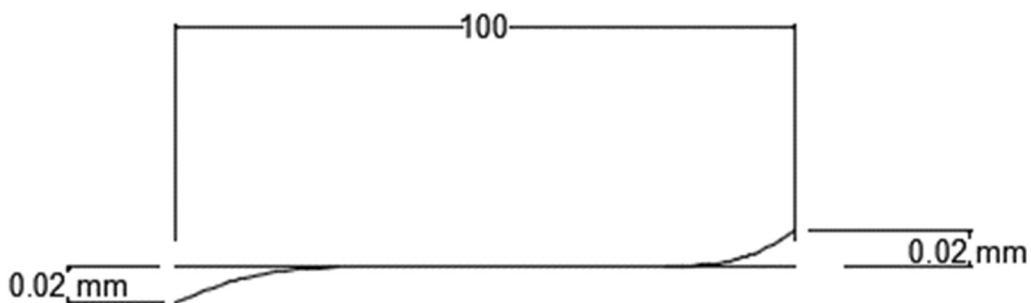
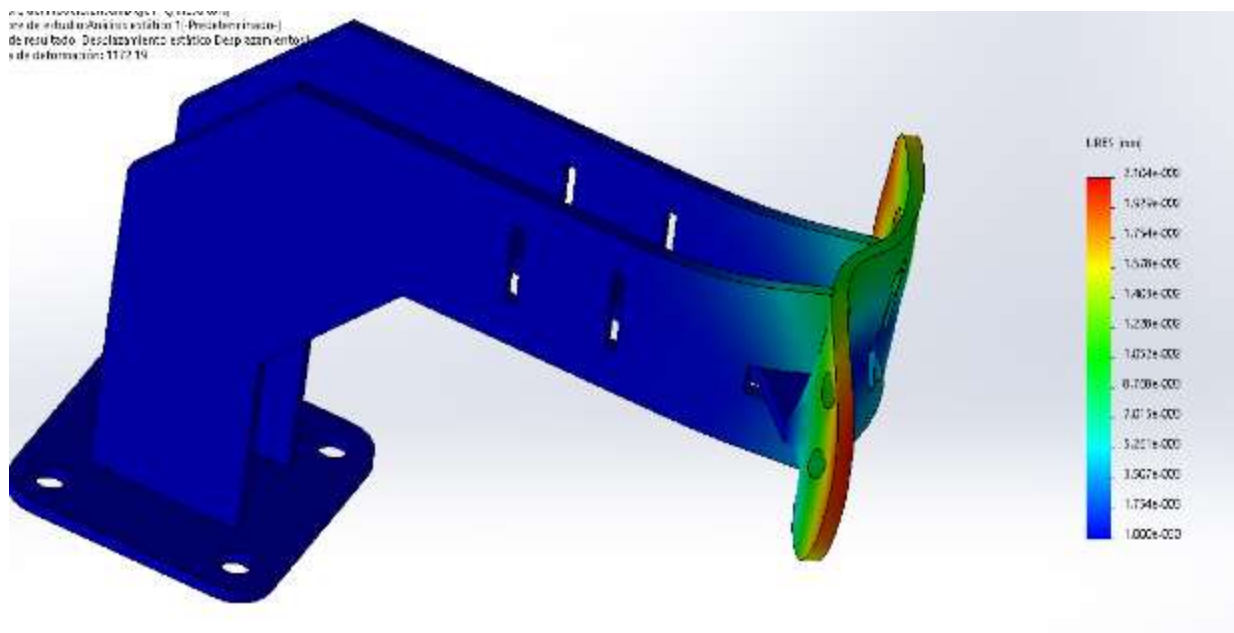
$$\sigma_{adm} (F24) = \frac{2400}{N} = \frac{2400}{2} = 1200 \text{ kg/cm}^2$$

Se puede ver que nuestro perfil verifica a la tensión satisfactoriamente.



También podemos ver que según el software Solid Works, el conjunto resiste sin llegar al límite elástico del material.

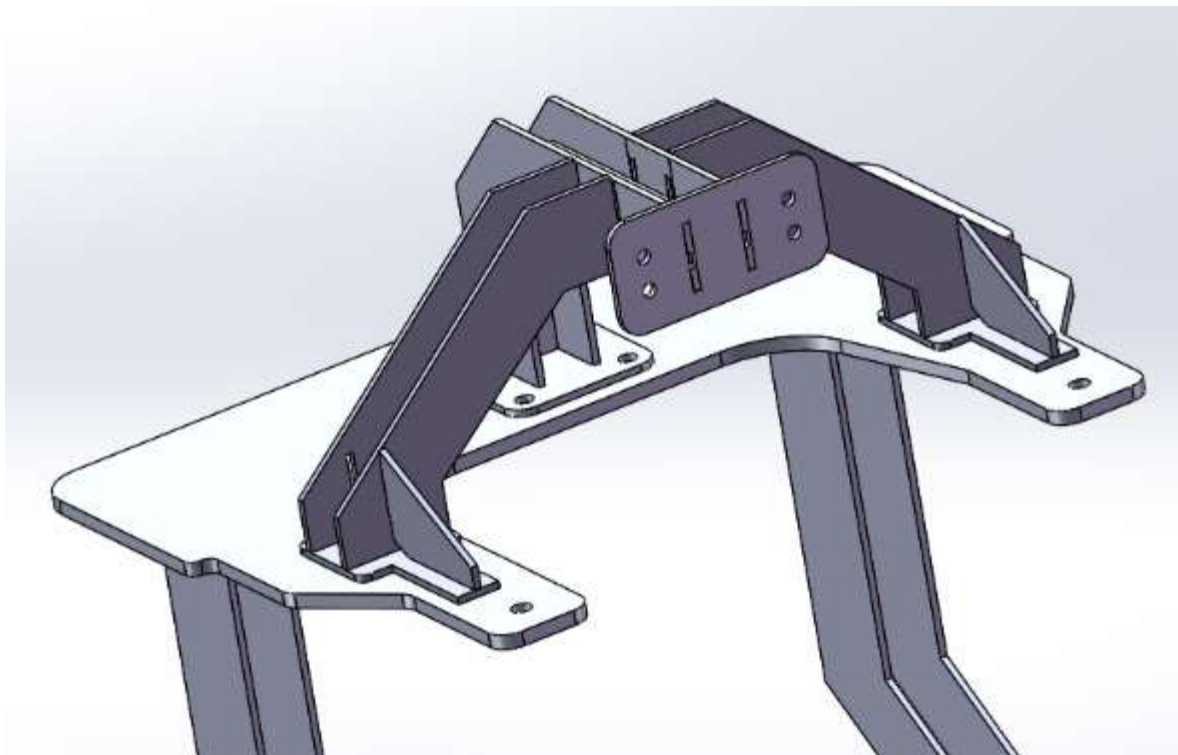
Y en cuanto al desplazamiento podemos ver que en la parte más desplazada se obtiene un desplazamiento de 0.021 mm.



En nuestro caso la flecha admisible es de L/1000

$$f_{adm} = 100/1000 = 0.1$$

Podemos ver que $0.1 > 0.02$ por lo tanto también verifica el desplazamiento.



8. Análisis de costos y análisis financiero

8.a Costo equipo:

A continuación se detallan los costos obtenidos de: Piezas estándar o comerciales, costo de materia prima, costo de procesos asociados con la fabricación y costos de ingeniería de diseño y cálculo.

Costos Piezas Estándar	Cantidad	Precio dólar unitario	Precio dólar total	Precio Pesos	Observaciones
Servomotor	1	200	200	70000	Nueva feria argentina
Acoplamiento	1	50	50	17500	eBay
Caja y rodamiento	2	60	120	42000	SKF
Sistema lubricación rotaluble	1	200	200	70000	interflon
Torquimetro + controlador	1	4000	4000	1400000	eBay
Cadena y piñones	2	200	400	140000	Mercado libre
Tensor	2	80	160	56000	Mercado libre
Booster	1	200	200	70000	eBay
Tornillos M6	20	90	5,14	1800	Mercado libre

Tuerca M6	20	32	1,83	640	
Arandela M6	40	30	3,43	1200	
Tornillos M8	22	120	7,54	2640	
Tuerca M8	22	34	2,14	748	
Arandela M8	44	46	5,78	2024	
Tornillo M4	4	80	0,91	320	
Tornillo M10	4	195	2,23	780	
Tarugo para piso M10	4	150	1,71	600	
Total			5360,72	1876252	

Costos Material	Peso (kgs.)	Precio kilo USD	Precio dólar total	Precio Pesos	Observaciones
Chapa F24	105,8	2	211,6	74060	
Eje 25,4	6,5	1,21	7,865	2752,75	
caño 16x2	2	1,5	3	1050	
Total MP			222,465	77862,75	

Costos Procesos	Perímetro corte Volumen Mecanizado Largo soldadura	Precio x UM	Precio dólar	Precio Pesos	Observaciones
Corte láser (mm)	102218,57	2	584,106114	204437,14	
Mecanizado (mm3)	44621,33424	0,3	38,2468579	13386,40027	
Soldadura (cm)	1088	100	310,857143	108800	
Costo pintura	1	20000	57,1428571	20000	
Total MP			933,21	326623,5403	

Costos Ingeniería	Cantidad (horas)	Precio x UM	Precio dólar	Precio Pesos	Observaciones
Ingeniería	400	3000	3428,57143	1200000	
Costo mano de obra	50	2000	285,714286	100000	
Total			3714,29	1300000	

Todo esto da un total para la construcción del equipo de: (precio dólar oficial: \$350)

Total USD	10.231
Total Pesos	3.580.738

8.b Costo de tener un defecto:

El costo de tener un defecto tiene partes tangibles (costo de retiro de la mercadería defectuosa, costo de control de la misma, etc.).

Pero tiene costos intangibles que son mucho mayores como por ejemplo (perder una futura cotización por el hecho de haber tenido muchos defectos en la producción actual.

En este caso haremos un valor solo de las cuestiones tangibles a los efectos de poder calcular el análisis financiero.

Los costos entonces de tener un defecto son:

Costo mensual/persona	Costo hora/persona	Precio estimado de pieza	Precio estimado de conjunto
450000	2381	150	20000

	Pesos	USD	Personas involucradas	Horas involucradas/persona	Piezas involucradas	Conjuntos involucrados
Control de lote	85714	245	2	18		
Traslado de lote (x4)	200000	571				
Gastos administrativos calidad/ingeniería/logística /producción/mantenimiento	107143	306	5	9		
Desecho de piezas defectuosas	3000	9			20	
Desecho de conjunto con piezas defectuosas	20000	57				1
Costo total defecto (1)	415857	1188				
Parada de línea	1000000	2857				
Costo defecto + parada de línea	1415857	4045				

En nuestro caso, tomaremos como costo de defecto (cantidad que se ahorra con un control 100%) el costo sin tener parada de línea. Ya que casi nunca se llega a ese punto (siempre el cliente trata de no tener que cobrar esto).

8.c Análisis financiero:

Con el costo del equipo como inversión, y un lapso de amortización de 5 años vamos a verificar la viabilidad financiera.

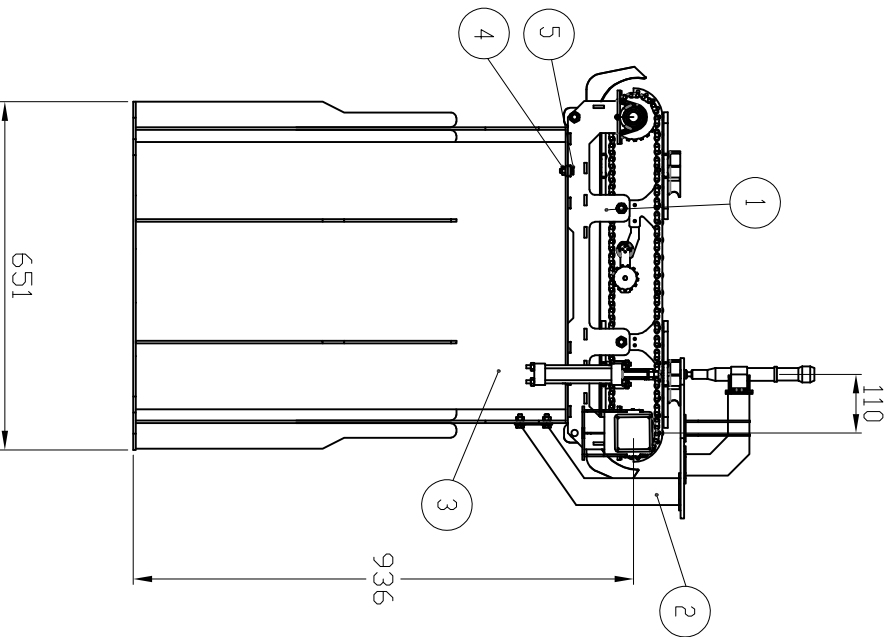
Para esto se toma una tasa de interés en USD del 6%.

Flujo de ingresos		Flujo de egresos		Flujo de efectivo neto		Tasa de interes en usd	
A		B		A-B		6%	
AÑO	VALOR	AÑO	VALOR	AÑO	VALOR	VAN	-USD 11.879
1	USD 2.376	1	USD 10.231	1	-USD 7.854	TIR	-4%
2	USD 2.376	2	USD 614	2	USD 1.762		
3	USD 2.376	3	USD 614	3	USD 1.762		
4	USD 2.376	4	USD 614	4	USD 1.762		
5	USD 2.376	5	USD 614	5	USD 1.762		
TOTAL	USD 11.882	TOTAL	USD 12.686				

Esto nos dice que para estos valores el proyecto **NO ES RENTABLE**.

Esto es lógico dado que siempre el control de calidad es un gasto y siempre es mejor mejorar el proceso que tener que hacer un control %100.

Pero el constante aumento de calidad que piden las automotrices a sus proveedores y la baja cantidad de piezas NO-OK que aceptan. Hace que a veces sin importar el costo, se tengan que agregar controles %100 para asegurar que no lleguen piezas defectuosas al cliente.



Nota: Ancho de armazón 530 mm.

Tolerancias basadas en Norma DIN 6930	
Tolerancia	Desde - hasta
+0,20	0 - 6
+0,25	6 - 10
+0,30	10 - 25
+0,40	25 - 63
+0,50	63 - 160
+0,60	160 - 400
+1,00	400 - 1000

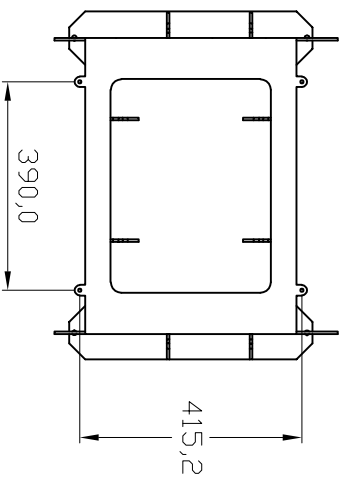
N.º DE ELEMENTO	DESCRIPCION	N.º DE PLANO/ MATERIAL	CANTIDAD
1	Sistema motoriz	002-000-01	1
2	Porta torquímetro	003-000-01	1
3	Armazón	001-00-01	1
4	Tuerca M8	Comercial	12
5	Tornillo M8x20	Comercial	12

Lista de materiales

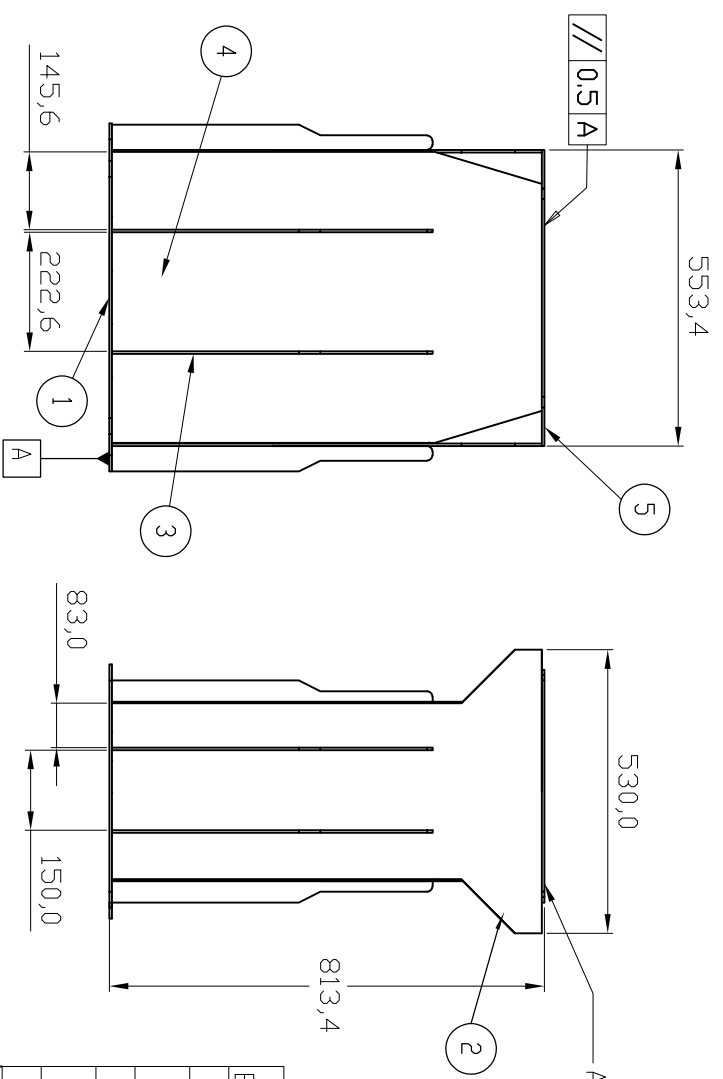
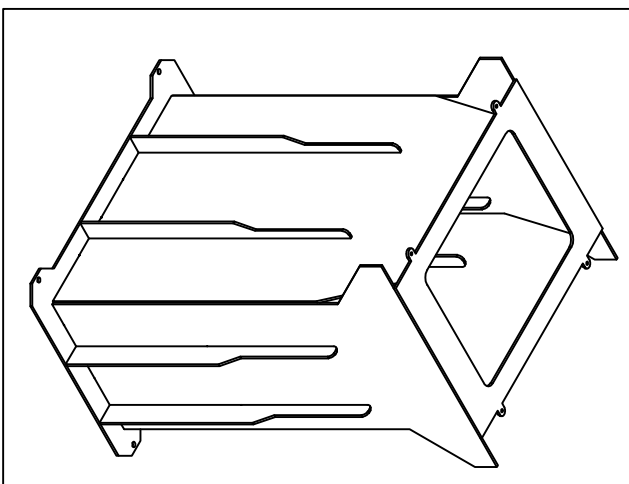
Dibujo	Fecha	Nombre y apellido	Firma	Materia	U.T.N. F.R. Ro
Revisó				Proyecto final	
Aprobó					
Escr	1:10	Titulo:		Proyecto: Control de soldadura de proyección	

PLANO GENERAL

Formato: A3	N.º Plano: 000-000-01	
	Peso (Kgs.): 120	Hoja 1 de 1



A 63



Nº DE ELEMENTO	DESCRIPCION	Nº DE PLANO/ MATERIAL	CANTIDAD
1	Base dispositivo	001-000-01-A	1
2	Frente armazón dispositivo	001-000-01-B	2
3	Refuerzos armazón	001-000-01-C	8
4	Lateral armazón dispositivo	001-000-01-D	2
5	Base sup armazón	001-000-01-E	1

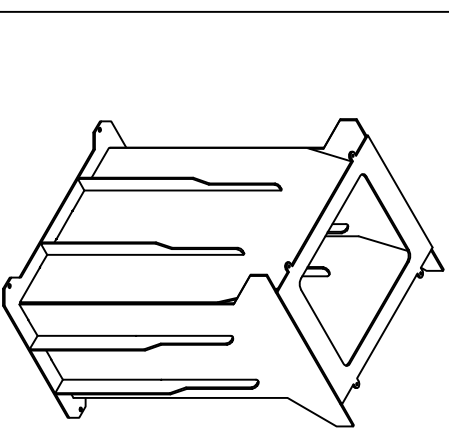
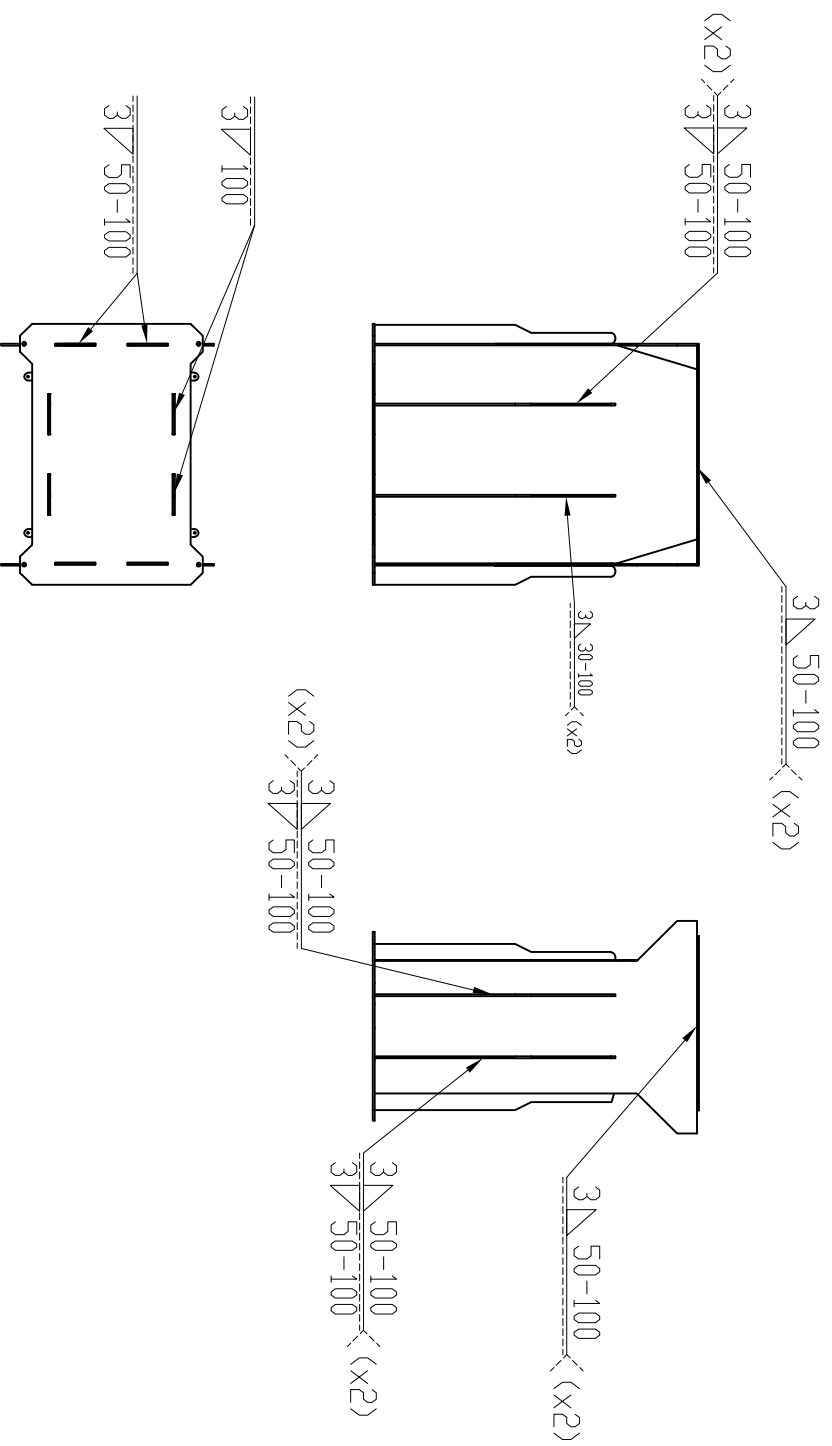
Lista de materiales

Fecha	Nombre y apellido	Firma	Materia	U.T.N. F.R.Ro
Dibujó			Proyecto final	Control de soldadura de proyección
Revisó				
Aprobó				
Escu	Título:		Proyecto	
1:10			Control de soldadura de proyección	

ARMAZÓN

Formato: A3	ARMAZÓN	Nº Plano: 001-000-01	Hoja 1 de 2
		Revu	

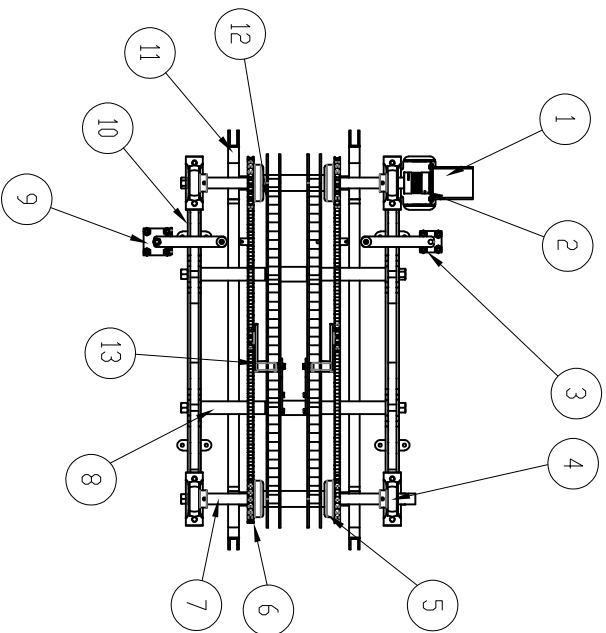
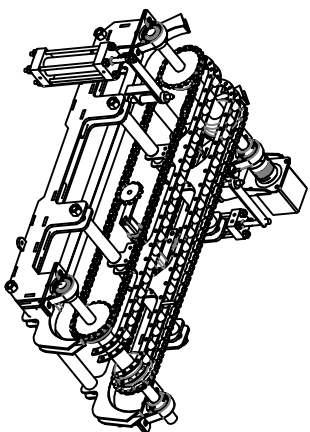
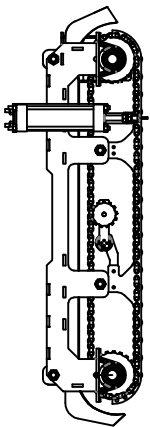
Nota: Pintar con pintura sintética blanca. Salvo cara "A"



Nota:

- Ver tolerancias dimensionales, geométricas, rugosidad y recubrimiento superficial en plano 001-000-01

Dibujo	Fecha	Nombre y apellido	Firma	Material Proyecto final	Proyecto U.T.N. F.R. Ro	
Reviso						
Aprobó						
Escal: 1:20	Título: ARMAZON DISPOSITIVO				Proyecto Control de soldadura de proyección	
Formato: A3					Nº Plano 001-000-02	
					Revisi	Hoja 2 de 2



N.º DE ELEMENTO	DESCRIPCION	N.º DE PLANO/ MATERIAL	CANTIDAD
1	Servomotor	Comercial: AC SMB Ø 20mm	1
2	Acoplamiento	Comercial: SD 050	1
3	Cilindro hidráulico chico	002-006-01	1
4	Caja con rodamiento	Comercial: SKF P20 FM	4
5	Piñón Simplex	Comercial: Renold 08B1/21T	4
6	Cadena European Simplex	Comercial: Renold 08B1	2
7	Arbol transmisor	002-004-03	2
8	Eje patines	002-003-03	2
9	Cilindro hidráulico grande	002-005-01	1
10	Porta rodamientos	002-001-01	2
11	Patín dispositivo	002-002-01	2
12	Apoyo con rodillos	002-007-01	2
13	Tensor tipo SE	Comercial	2
14	Tuerca M12	Comercial	8

Lista de materiales

Dibujo	Fecha	Nombre y apellido	Firma	Materia	Proyecto
Revisó				Proyecto final	U.T.N. F.R. Ro
Aprobó					Control de soldadura de proyección

Escal: 1:10

Título:

SISTEMA MOTRIZ

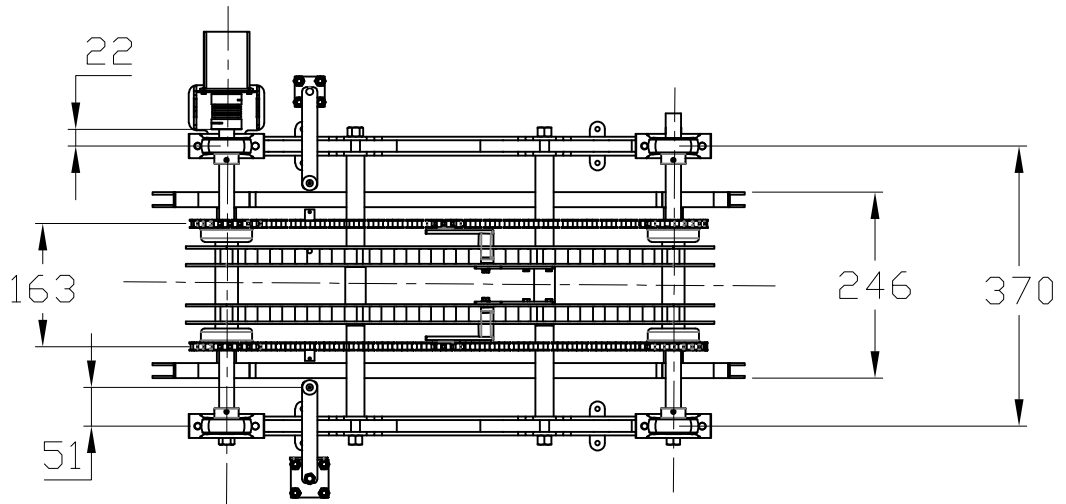
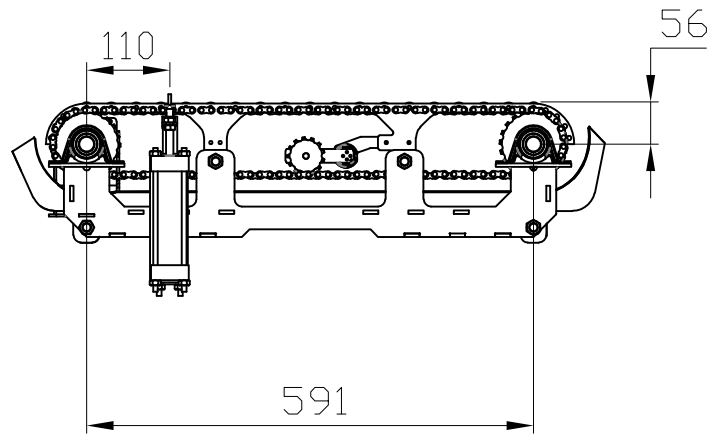
Proyecto: Control de soldadura de proyección

U.T.N. F.R. Ro

Tolerancias basadas en Norma DIN 6930	
Tolerancia	Desde - Hasta
±0,20	0 - 6
±0,25	6 - 10
±0,30	10 - 25
±0,40	25 - 63
±0,50	63 - 160
±0,60	160 - 400
±1,00	400 - 1000

Formato: A3

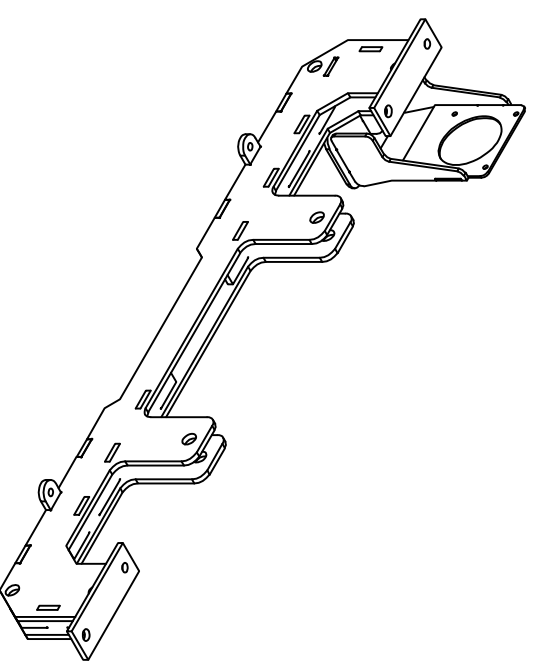
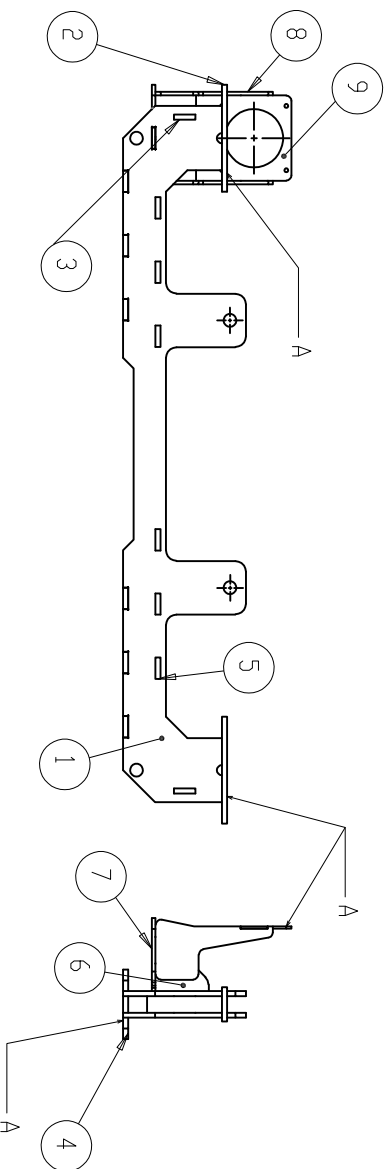
Nº Plano: 002-000-01
Revu: Hoja 1 de 2



Tolerancias basadas en Norma DIN 6930

Tolerancia	±0,20	±0,25	±0,30	±0,40	±0,50	±0,60	±1,00
Desde - Hasta	0 - 6	6 - 10	10 - 25	25 - 63	63-160	160 - 400	400 - 1000

	Fecha	Nombre y apellido	Firma	Materia:	U.T.N. F.R.Ro
Dibujo				Proyecto final	
Reviso					
Aprobó					
Esc: 1:10	Titulo:			Proyecto:	
	SISTEMA MOTRIZ			Control de soldadura de proyección	
Formato: A4				Nº Plano: 002-000-03	



Nº DE ELEMENTO	DESCRIPCION	Nº DE PLANO/ MATERIAL	CANT.
1	Lateral apoyo rodamientos	002-001-01-A	2
2	Base rodamiento	002-001-01-B	2
3	Refuerzo corto apoyo rodamiento	002-001-01-C	2
4	Refuerzo largo apoyo rodamiento	002-001-01-D	2
5	Refuerzo largo superior apoyo rodamiento	002-001-01-E	2
6	Triángulo refuerzo servo	002-001-01-F	1
7	Base apoyo motor	002-001-01-G	1
8	Unión servo apoyo rodamiento	002-001-01-H	2
9	Soporte servomotor	002-001-01-I	1

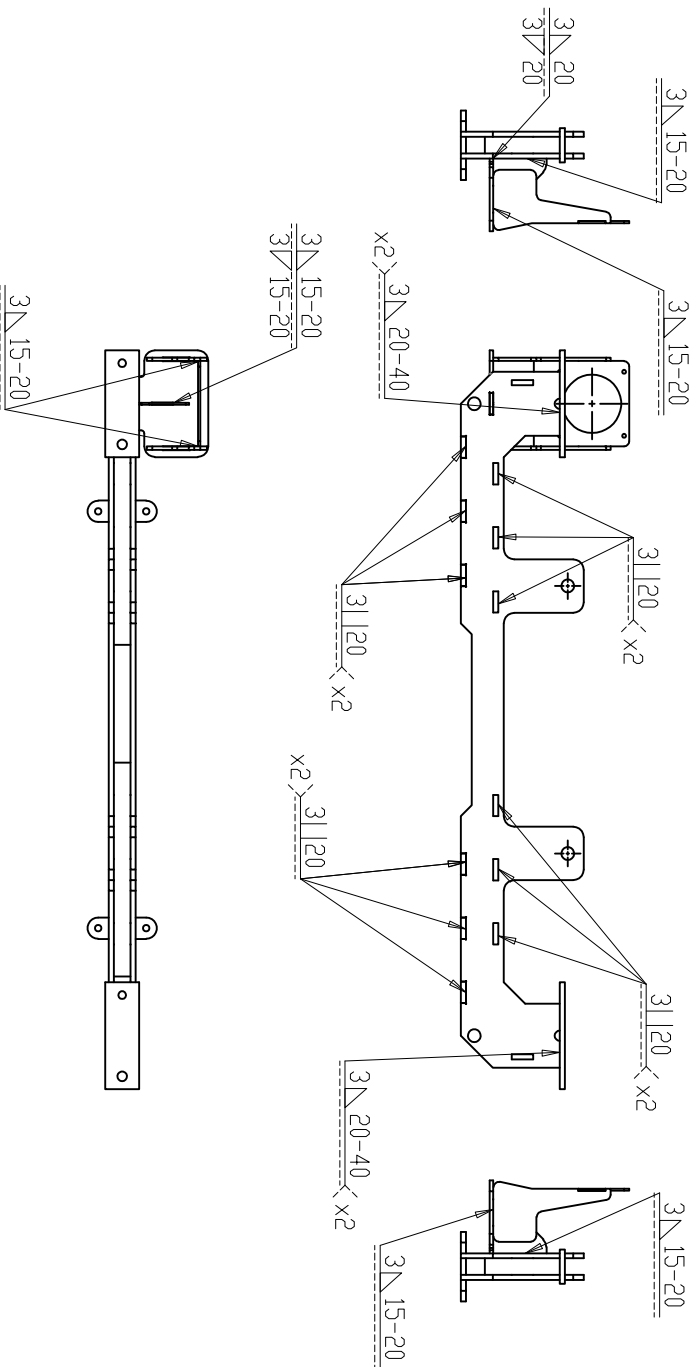
Lista de materiales

Fecha	Nombre y apellido	Firma	Materia	Proyecto
			Proyecto final	U.T.N. F.R.RO

Escala: 1:5		Título: PORTA RODAMIENTO		Proyecto: Control de soldadura de proyección	
Formato: A3				Nº Plano: 002-001-01	
				Revu: Hoja 1 de 3	

Notas:

- Pintar con pintura sintética Negro mate. Salvo caras "A".
- Ver rugosidad, dimensiones y tolerancias en plano 002-001-03.

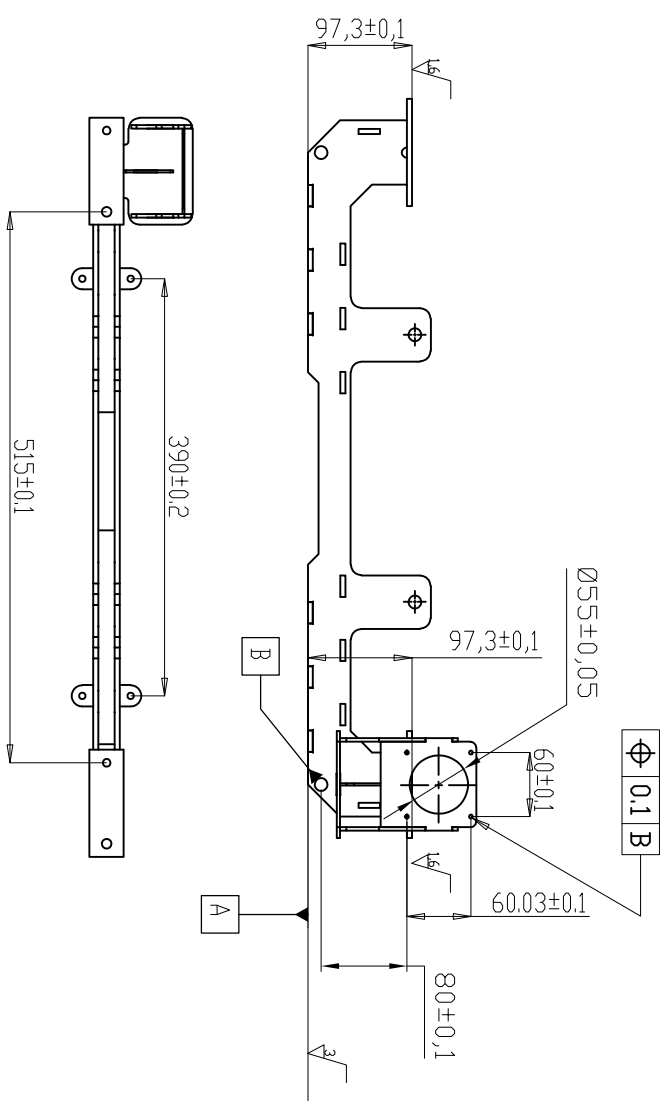
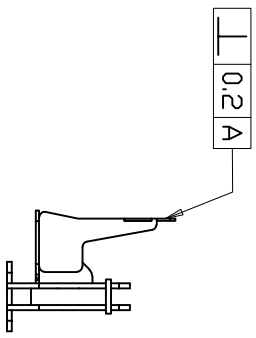


Nota: luego de encastrar,
asegurar perpendicularidad
para luego soldar

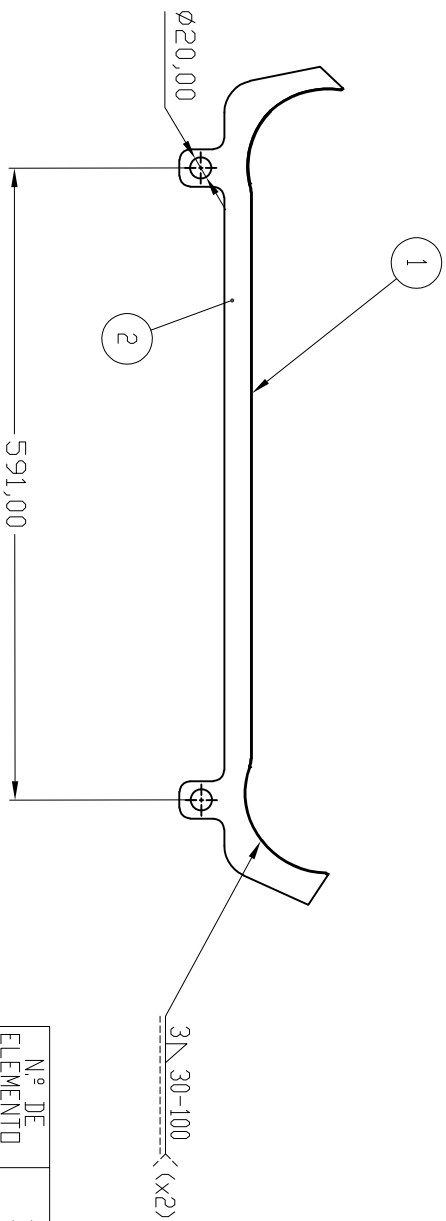
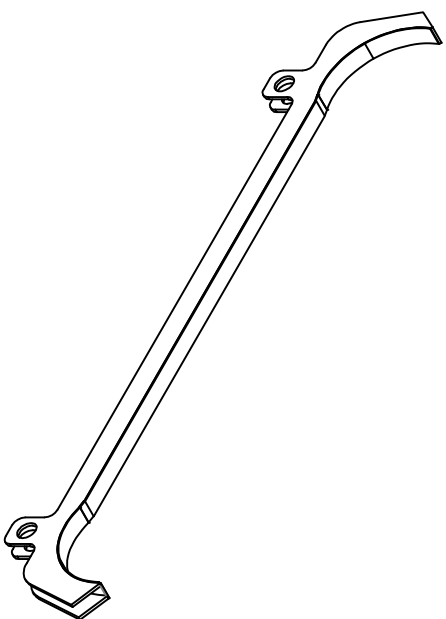
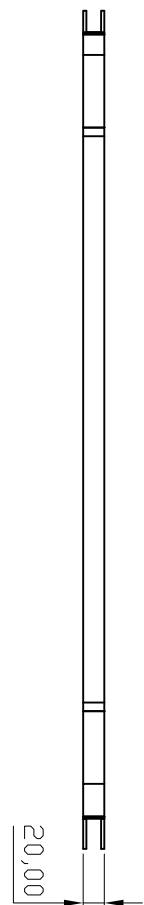
Tolerancias basadas en Norma DIN 6930				
Tolerancia	+0,20	+0,25	+0,30	+0,40
Desde - Hasta	0 - 6	6 - 10	10 - 25	25 - 63
	+0,50	+0,60	+1,00	
	63-160	160-400	400-1000	

Formato: A3		Fecha	Nombre y apellido	Firma	Materia	Proyecto final
Escal: 1:5						
Título: PORTA RODAMIENTOS						
Proyector: Control de soldadura de proyección						
U.T.N. F.R. Ro						
Nº Plano: 002-001-02						
Revisión						
Hoja 2 de 3						

30 (A 3)



Tolerancias basadas en Norma DIN 6930		Formato:		Fecha	Nombre y apellido	Firma	Materia	Proyecto
Tolerancia	±0,20	±0,25	±0,30	±0,40	±0,50	±0,60	±1,00	A3
Desde - Hasta	0 - 6	6 - 10	10 - 25	25 - 63	63 - 160	160 - 400	400 - 1000	
Escri		1:5		Título:		PORTA RODAMIENTO		
Dibujo		Reviso		Aprobó		Proyecto final		
U.T.N. F.R. Ro		Control de soldadura de proyección						
Nº Plano		002-001-03		Revis		Hoja 3 de 3		



Nº DE ELEMENTO	DESCRIPCION	Nº DE PLANO/ MATERIAL	CANTIDAD
1	Base apoyo inferior	002-002-01-A	1
2	Guía apoyo base	002-002-01-B	2

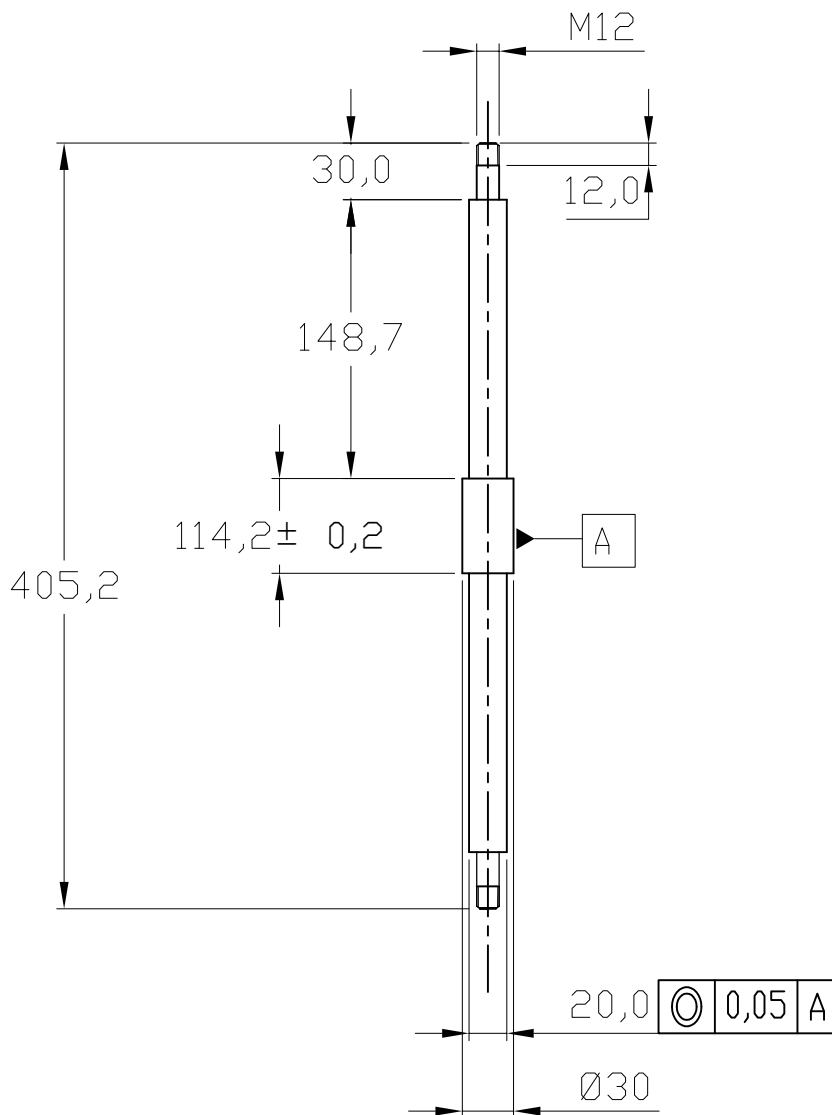
Lista de materiales

Dibujo	Fecha	Nombre y apellido	Firma	Materia	U.T.N. F.R.Ro
Revisó				Proyecto final	Control de soldadura de proyección
Aprobó					
Escal	1:5	Titulo:		Proyecto	

Nota: Pintar con pintura sintética Negro mate.

Tolerancias basadas en Norma DIN 6930	
Tolerancia	Desde - hasta
+0,20	0 - 6
+0,25	6 - 10
+0,30	10 - 25
+0,40	25 - 63
+0,50	63 - 160
+0,60	160 - 400
+1,00	400 - 1000

Formato:	A3	PATÍN DISPOSITIVO		Nº Plano:	002-002-01
				Revu	Hoja 1 de 1



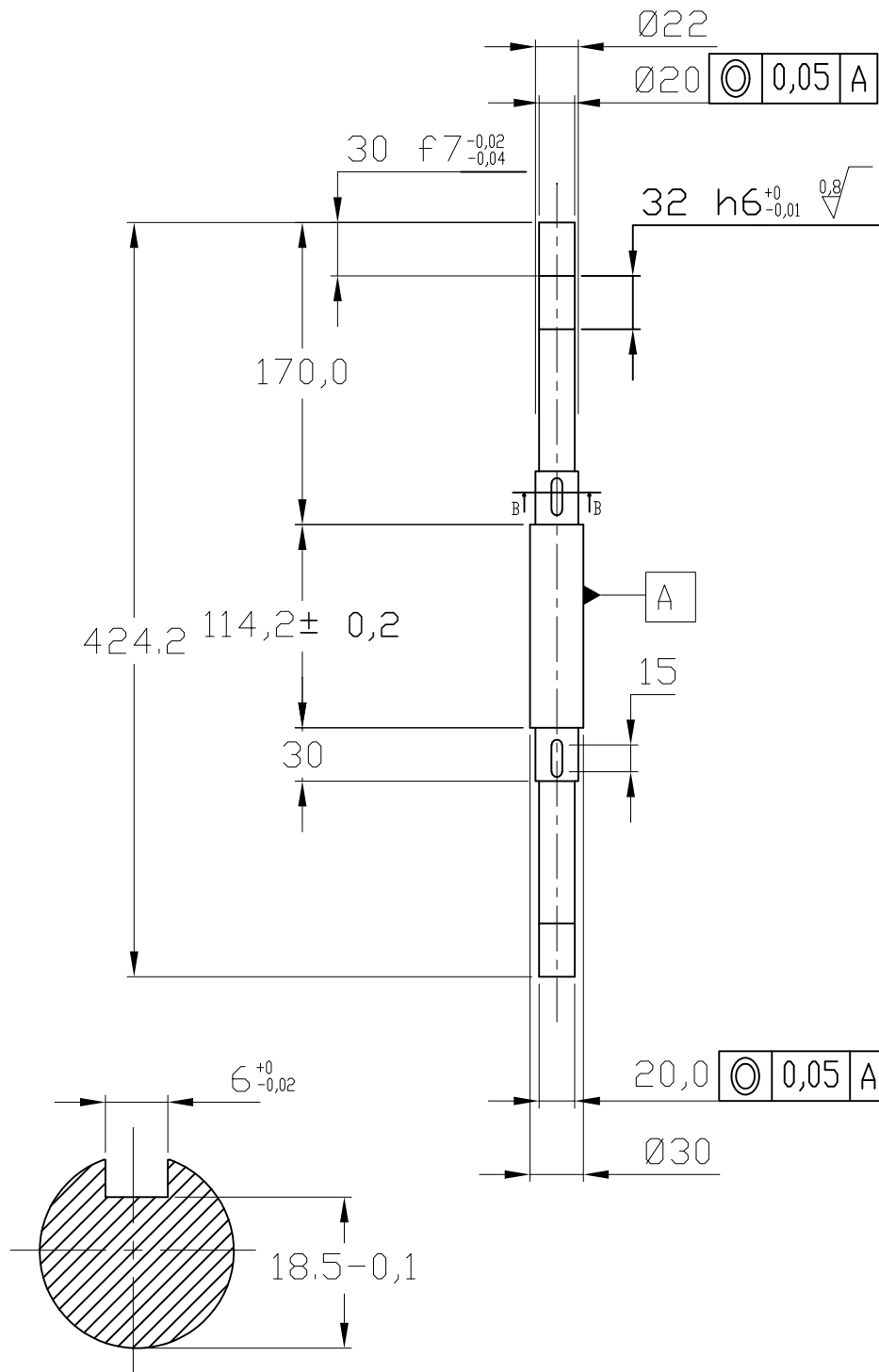
Notas:

- Pieza Simétrica
- Material: AISI 4140

Tolerancias basadas en Norma DIN 6930

Tolerancia	±0,20	±0,25	±0,30	±0,40	±0,50	±0,60	±1,00
Desde - Hasta	0 - 6	6 - 10	10 - 25	25 - 63	63-160	160 - 400	400 - 1000

	Fecha	Nombre y apellido	Firma	Materia:	U.T.N. F.R.Ro
Dibujo				Proyecto final	
Reviso					
Aprobó					
Esc.: 1:4	Titulo: Eje patines			Proyecto:	Control de soldadura de proyección
				Nº Plano:	002-003-03
Formato: A4				Rev.:	Hoja: 1 de 1

$1,6\sqrt{\quad} \left(\begin{matrix} 0,8 \\ \sqrt{\quad} \end{matrix} \right)$


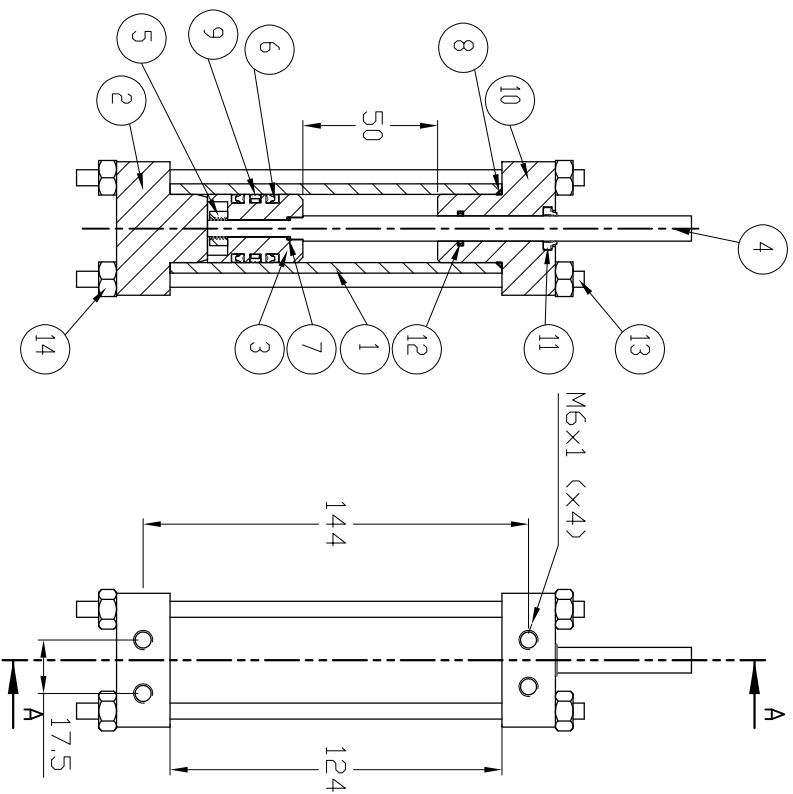
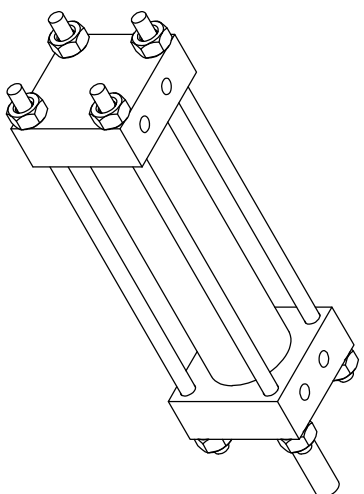
Corte B-B

Material: AISI 4140

Tolerancias basadas en Norma DIN 6930

Tolerancia	±0,20	±0,25	±0,30	±0,40	±0,50	±0,60	±1,00
Desde - Hasta	0 - 6	6 - 10	10 - 25	25 - 63	63-160	160 - 400	400 - 1000

Fecha	Nombre y apellido	Firma	Materia:	U.T.N. F.R.Ro
Dibujo			Proyecto final	
Reviso				
Aprobó				
Esc.: 1:4	Titulo: ÁRBOL TRANSMISOR		Proyecto: Control de soldadura de proyección	Nº Plano: 002-004-03
Formato: A4			Rev.:	



Nº DE ELEMENTO	DESCRIPCION	Nº DE PLANO/ MATERIAL	CANTIDAD
1	Camisa cilindro	002-005-01-A	1
2	Tapa trasera	002-005-01-B	1
3	Pistón	002-005-01-C	1
4	Eje	002-005-01-D	1
5	Tuerca M8	Comercial	1
6	Polipack	Comercial: 2500750-250B Parker	2
7	O-ring vástago	Comercial: 2-010 Parker	1
8	O-ring tapa	Comercial: 2-022 Parker	1
9	Banda pistón	Comercial: Ø exterior 25,4mm	1
10	Tapa superior	002-005-01-E	1
11	Wiper	Comercial: D-375 Parker	1
12	Banda vástago	Comercial: Ø interior 9,52mm	1
13	Varilla roscada	M6x1 largo 190mm	4
14	Tuerca M6	Comercial	8

Lista de materiales

Fecha	Nombre y apellido	Firma	Materia	U.T.N. F.R.RO
Dibujo			Proyecto final	
Revisó				
Aprobó				
Escu	Título:		Proyecto	

CILINDRO HIDRÁULICO

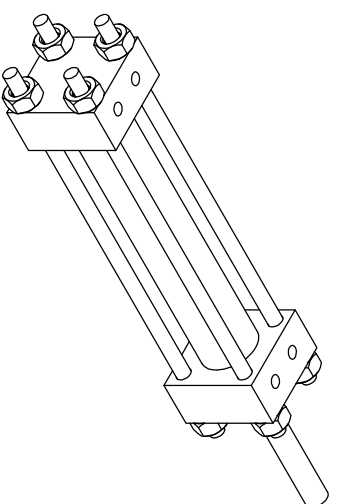
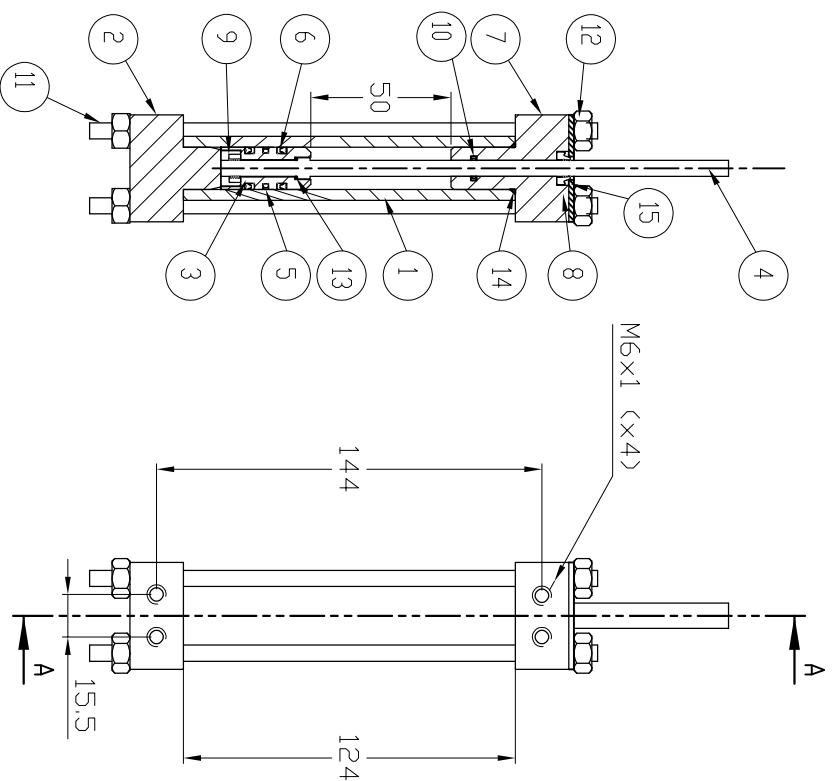
GRANDE

Control de soldadura
de proyección

Nº Plano: **002-005-01**

Tolerancias basadas en Norma DIN 6930	
Tolerancia	Desde - hasta
+0,20	0 - 6
+0,25	6 - 10
+0,30	10 - 25
+0,40	25 - 63
+0,50	63 - 160
+0,60	160 - 400
+1,00	400 - 1000

Formato:
A3



N° DE ELEMENTO	DESCRIPCION	N° DE PLANO/ MATERIAL	CANTIDAD
1	Camisa cilindro chico	002-006-01-A	1
2	Tapa trasera chica	002-006-01-B	1
3	Pistón chico	002-006-01-C	1
4	Eje	002-006-01-D	1
5	Banda pistón	Comercial: Ø exterior 15,9mm	1
6	Polipack	Comercial: 12500375-250B Parker	2
7	Tapa superior chico	002-006-01-E	1
8	Wiper	Comercial: D-250 Parker	1
9	Tuerca M4	Comercial	1
10	Banda vástago	Comercial: Ø interior 6mm	1
11	Varilla roscada	M6x1 largo 190mm	4
12	Tuerca M6	Comercial	8
13	Pring vástago	Comercial: 2-010 Parker	1
14	Pring tapa	Comercial: 2-016 Parker	1
15	Apoyo resorte	002-006-01-F	1

Lista de materiales

Fecha	Nombre y apellido	Firma	Materia	U.T.N. F.R.RO
Dibujo			Proyecto final	Control de soldadura de proyección
Revisó				
Aprobó				
Escu	Título:			Proyecto
1:2				

CILINDRO HIDRÁULICO CHICO

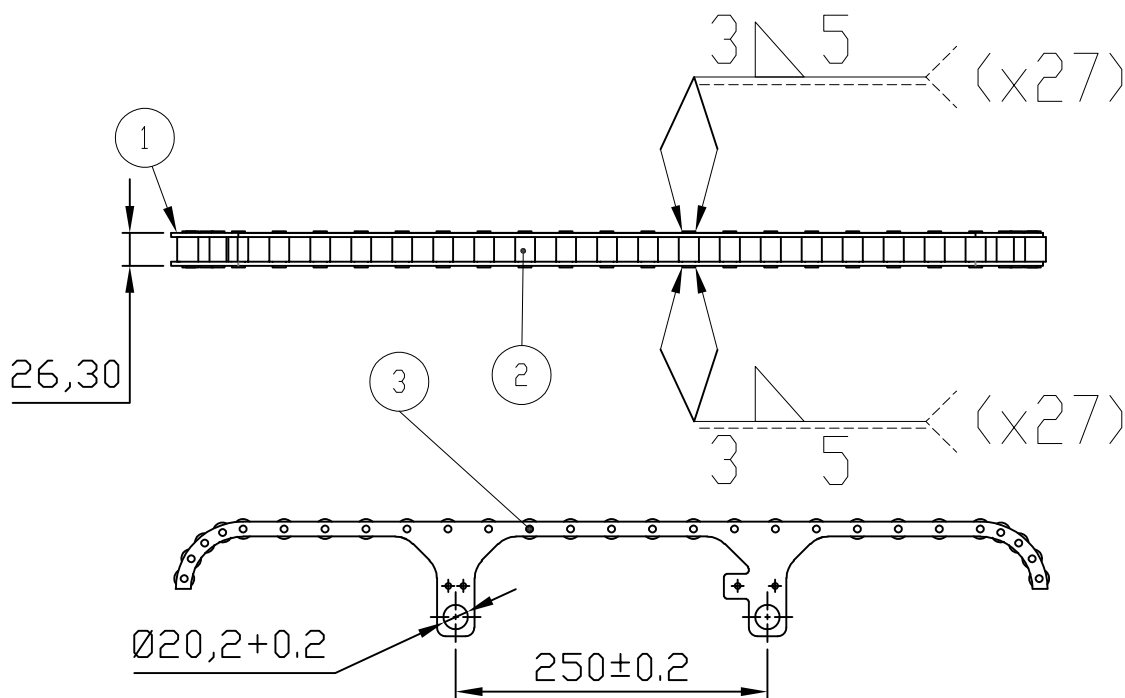
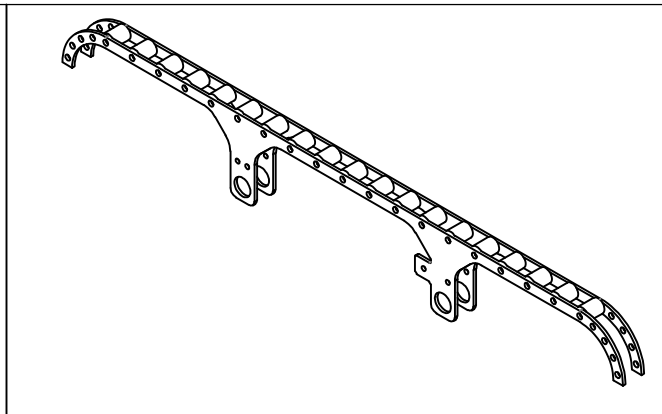
Tolerancias basadas en Norma DIN 6930	
Tolerancia	Desde - Hasta
±0,20	0 - 6
±0,25	6 - 10
±0,30	10 - 25
±0,40	25 - 63
±0,50	63 - 160
±0,60	160 - 400
±1,00	400 - 1000

Formato: A3

Nº Plano: 002-006-01
Revu

Hoja 1 de 1

53



Nota:

- Pintar con pintura sintética Blanca, solo piezas 1
- Asegurar que no queden restos de spater en los rodillos.

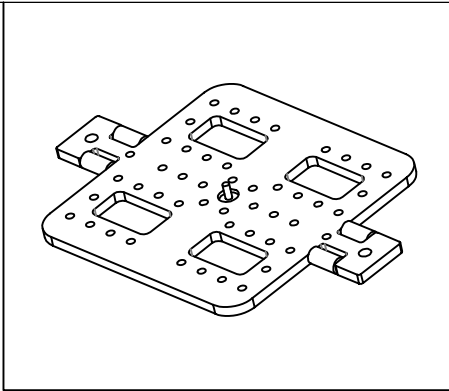
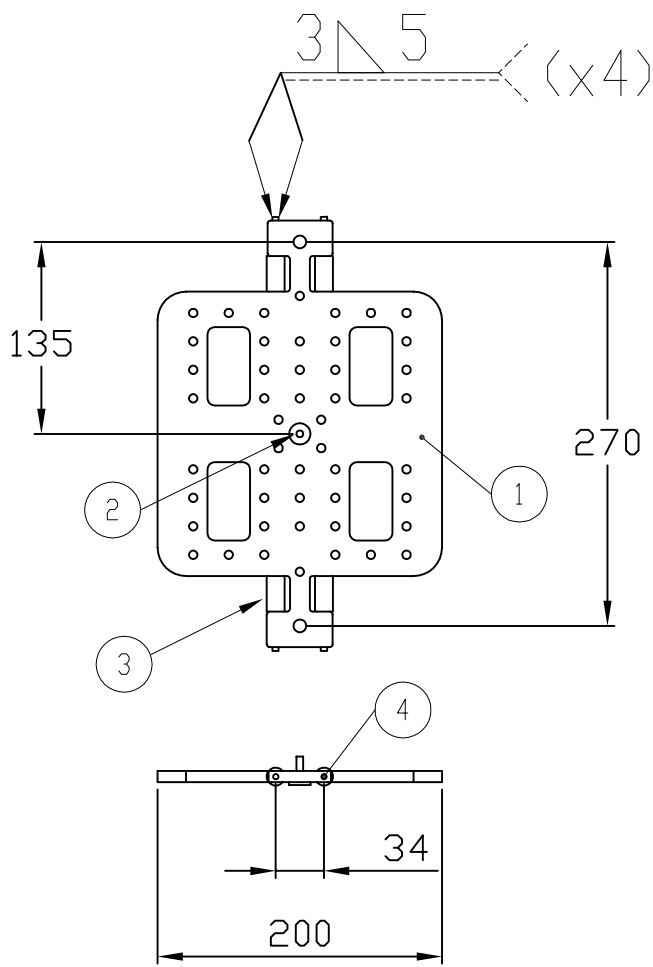
Tolerancias basadas en Norma DIN 6930

Tolerancia	±0,20	±0,25	±0,30	±0,40	±0,50	±0,60	±1,00
Desde - Hasta	0 - 6	6 - 10	10 - 25	25 - 63	63-160	160 - 400	400 - 1000

N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	Nº DE PLANO/ MATERIAL	CANTIDAD
1	Esqui para rodillo	002-007-01-A	2
2	Conjunto rodillo	002-007-01-B	27
3	Perno	002-007-01-C	27

Lista de materiales

Fecha	Nombre y apellido	Firma	Materia:	U.T.N. F.R.Ro
Dibujo			Proyecto final	
Reviso				
Aprobó				
Esc.: 1:6	Titulo: APOYO CON RODILLOS		Proyecto: Control de soldadura de proyección	Nº Plano: 002-007-01
Formato: A4			Rev.:	



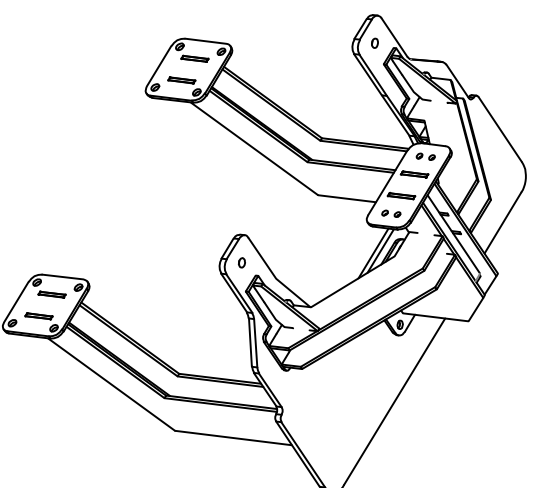
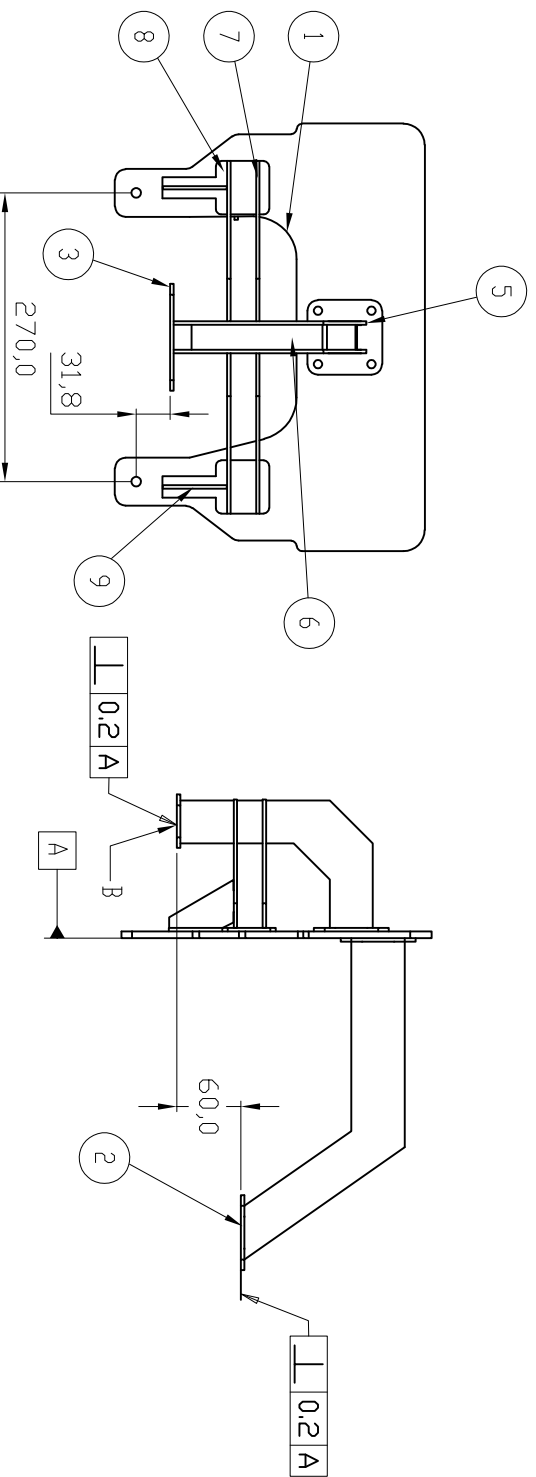
Nota: Pintar con pintura sintética Blanca solo pieza 1

Tolerancias basadas en Norma DIN 6930							
Tolerancia	±0,20	±0,25	±0,30	±0,40	±0,50	±0,60	±1,00
Desde - Hasta	0 - 6	6 - 10	10 - 25	25 - 63	63-160	160 - 400	400 - 1000

N.º DE ELEMENTO	Descripción	Nº DE PLANO/ MATERIAL	CANTIDAD
1	Base Dispositivo	002-008-01-A	1
2	Perno centrador	002-008-01-B	1
3	Rodillo	002-008-01-C	4
4	Perno	002-008-01-D	4

Lista de materiales

Fecha	Nombre y apellido	Firma	Materia:	U.T.N. F.R.Ro
Dibujo			Proyecto final	
Reviso				
Aprobó				
Esc: 1:5	Titulo:		Proyecto:	Control de soldadura de proyección
	DISPOSITIVO		Nº Plano:	
Formato: A4				
			Rev:	Hoja: 1 de 1



N° DE ELEMENTO	DESCRIPCION	N° DE PLANO/ MATERIAL	CANTIDAD
1	Base mesa torquímetro	003-000-01-A	1
2	Base pata torquímetro	003-000-01-B	5
3	Chapa para brida	003-000-01-C	1
4	Lateral agarre torquímetro inferior	003-000-01-D	4
5	Agarre torquímetro	003-000-01-E	2
6	Central perfil I	003-000-01-F	1
7	Refuerzo agarre torquímetro	003-000-01-G	4
8	Base refuerzo para torquímetro	003-000-01-H	2
9	Refuerzo tope superior	003-000-01-I	2

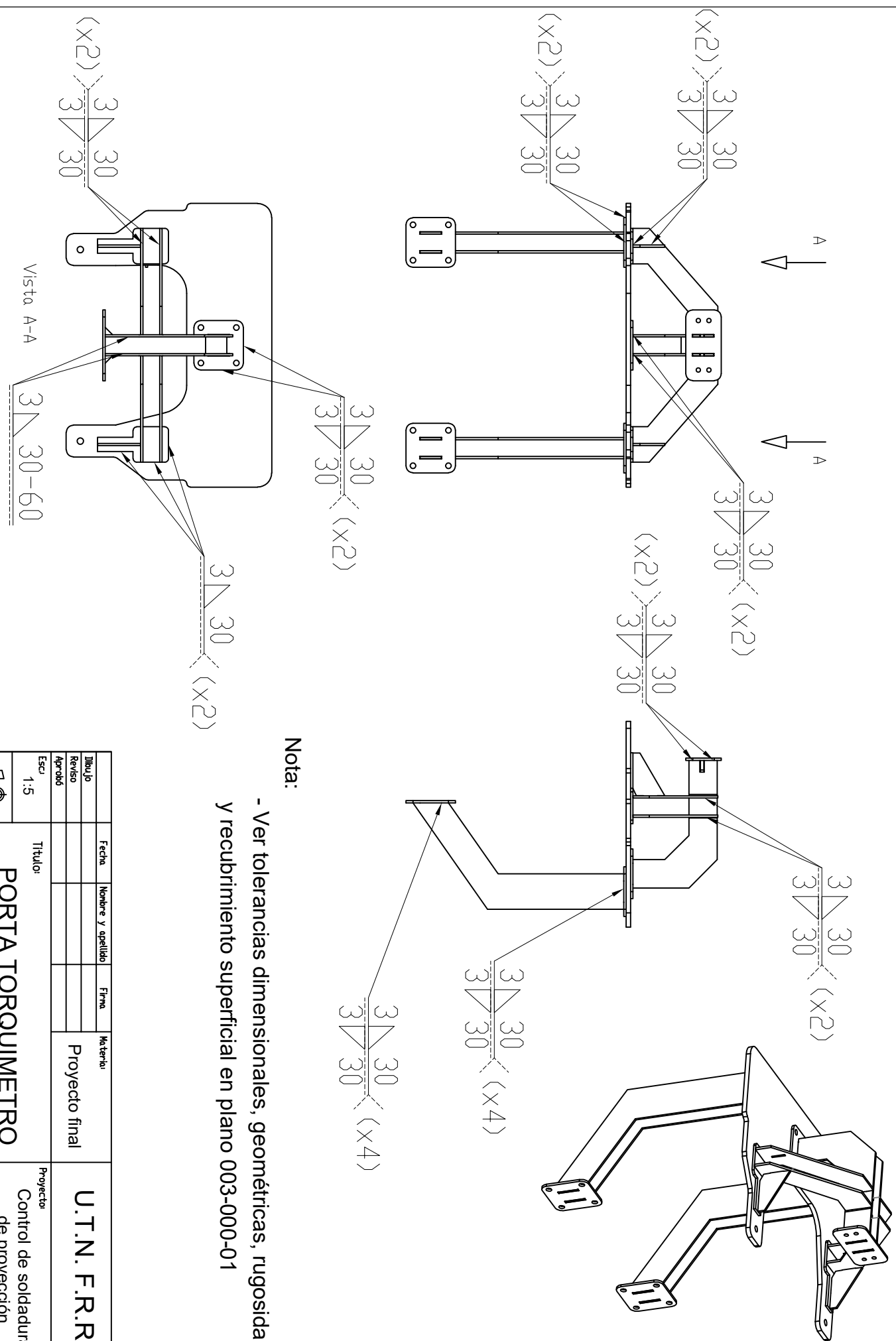
Lista de materiales

Fecha	Nombre y apellido	Firma	Materia	Proyecto
			Proyecto final	U.T.N. F.R.RO
				Control de soldadura de proyección

Nota: Pintar con pintura sintética Negro mate. Salvo cara "B"

Tolerancias basadas en Norma DIN 6930	
Tolerancia	Desde - Hasta
±0,20	0 - 6
±0,25	6 - 10
±0,30	10 - 25
±0,40	25 - 63
±0,50	63 - 160
±0,60	160 - 400
±1,00	400 - 1000

Formato: A3	Escu: 1:5	Título: PORTA TORQUÍMETRO	Proyecto: Control de soldadura de proyección
			N° Plano: 003-000-01
			Revi: Hoja 1 de 2



Nota:
 - Ver tolerancias dimensionales, geométricas, rugosidad
 y recubrimiento superficial en plano 003-000-01

Fecha		Nombre y apellido		Firma		Material	
Dibujo						Proyecto final	
Revisio							
Aprobó							
Escr		Titulo:					
1:5		PORTA TORQUIMETRO					
Formato: A3						Proyecto	
						U.T.N. F.R. Ro	
						Control de soldadura de proyección	
		Nº Plano		003-000-02		Revisión	
						Hoja 2 de 2	