



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA

CAMPUS D'ALCOI

ESTUDIO Y MEJORA DE ELEMENTOS DE TRANSMISIÓN EN LOS ROBOTS DE UNA CÉLULA DE ALMACENAJE

MEMORIA PRESENTADA POR:

D. Sergio López Álvarez

TUTOR/A:

D. Sergi Montava Jorda

D. Antonio Vicente Martínez Sanz

GRADO DE INGENIERÍA MECÁNICA

Convocatoria de defensa: JULIO, 2021

RESUMEN

“ESTUDIO Y MEJORA DE ELEMENTOS DE TRANSMISIÓN EN LOS ROBOTS DE UNA CÉLULA DE ALMACENAJE”

Este Trabajo de Fin de Grado tiene como objetivo mejorar parte de las instalaciones en la planta de renovado de neumáticos de Michelin, en Valladolid, con referencia a los sistemas de transmisión de las distintas máquinas aprovechando la realización de las prácticas en esta empresa.

El trabajo se centra en el estudio de una célula de almacenaje compuesta por varios robots donde se produce un fallo prematuro del sistema de transmisión. El problema que se produce en la planta hace referencia al sistema de transmisión de traslación por correa dentada. En este sistema se produce una rotura de la correa al colisionar entre sí. La tensión excesiva para evitar la colisión también provoca la rotura en los rodamientos de los árboles.

Para comprender el funcionamiento de la célula de almacenaje se pasará a describir los diferentes robots.

La entrada del neumático al almacén se realiza con un robot que suministra la rueda a otros seis robots, situados a lo largo del recorrido del primero. Cada uno de los seis robots es capaz de almacenar ruedas en unas perchas a ambos lados de su recorrido y en dos niveles. Los desplazamientos transversales y de elevación del carro se producen por el accionamiento de tres cilindros neumáticos. La rotación de la mesa se consigue por una mesa de indexado de leva globoidal de 4 estaciones y la transmisión encargada de trasladar la mesa a lo largo del recorrido del almacén es mediante correa dentada.

Cuando el sistema solicita un neumático del almacén, estos robots seleccionan la rueda del almacén y la entregan a otro robot de las mismas características que el robot de entrada que se encargará de introducir el neumático en la cadena de producción.

El TFG se centra en el estudio del sistema de transmisión de traslación de la mesa por correa dentada para asegurar la fiabilidad y durabilidad del sistema.

En primer lugar, se modeliza el sistema actual para tener las características y analizar las prestaciones y problemas de las transmisiones actuales.

En segundo lugar, se van a plantear diferentes soluciones, así como sus ventajas e inconvenientes y un estudio económico para ver cuál es la alternativa más viable a implantar.

Por último, tras plantear al departamento de mantenimiento de la planta de renovado de neumáticos y oficinas técnicas las diferentes soluciones, se va a desarrollar el resultado y cálculo de la opción escogida.

SUMMARY

“STUDY AND IMPROVEMENT OF TRANSMISSION ELEMENTS IN STORAGE CELL ROBOTS”

The objective of this Final Degree Project is to improve part of the facilities at the Michelin tire renewal plant in Valladolid, with reference to the transmission systems of the different machines, taking advantage of the internships at this company.

The work focuses on the study of a storage cell composed of several robots where a premature failure of the transmission system occurs. The problem that occurs in the plant refers to the toothed belt drive transmission system. In this system there is a break in the belt when they collide with each other. Excessive stress to avoid collision also causes breakage in axle bearings.

To understand how the storage cell works, we will go on to describe the different robots.

The entry of the tire to the warehouse is carried out with a robot that supplies the wheel to six other robots, located along the path of the first one. Each of the six robots is capable of storing wheels on hangers on both sides of its path and on two levels. The transverse and lifting movements of the carriage are produced by the actuation of three pneumatic pistons. The rotation of the table is achieved by a gear transmission system and the transmission in charge of moving the table along the path of the warehouse is by means of a toothed belt.

When the system requests a tire from the warehouse, these robots select the wheel from the warehouse and deliver it to another robot with the same characteristics as the input robot that will be in charge of introducing the tire into the production chain.

The TFG focuses on the study of the transmission system for moving the table by toothed belt to ensure the reliability and durability of the system.

First, a study is carried out of the transmissions used and the possible causes that make our system stop working correctly.

Second, the warehouse space is modeled to have a dimensioning of the study geometry.

Finally, alternatives and improvements in transmission are proposed with their corresponding economic study to see the feasibility of implantation in the aforementioned plant.

RESUM

“ESTUDI I MILLORA D’ELEMENTS DE TRANSMISSIÓ EN ELS ROBOTS D’UNA CÈL·LULA D’ALMACENAJE”

Aquest Treball de Fi de Grau té com a objectiu millorar part de les instal·lacions en la planta de renovat de pneumàtics de Michelin, a Valladolid, amb referència als sistemes de transmissió de les distintes màquines aprofitant la realització de les pràctiques en esta empresa.

El treball se centra en l’estudi d’una cèl·lula de magatzematge composta per diversos robots on es produïx una fallada prematura del sistema de transmissió. El problema que es produïx en la planta fa referència al sistema de transmissió de translació per corretja dentada. En aquest sistema es produïx una ruptura de la corretja al col·lidir entre sí. La tensió excessiva per a evitar la col·lisió també provoca la ruptura en els rodaments dels eixos.

Per a comprendre el funcionament de la cèl·lula de magatzematge passarem a descriure els diferents robots.

L’entrada del pneumàtic al magatzem es realitza amb un robot que subministra la roda a altres sis robots, situats al llarg del recorregut del primer. Cada un dels sis robots és capaç d’emmagatzemar rodes en unes perxes a un costat i a l’altre del seu recorregut i en dos nivells. Els desplaçaments transversals i d’elevació del carro es produïxen per l’accionament de tres cilindres pneumàtics. La rotació de la taula s’aconsegueix per una taula d’indexat de partida globoidal de 4 estacions i la transmissió encarregada de traslladar la taula al llarg del recorregut del magatzem és per mitjà de corretja dentada.

Quan el sistema sol·licita un pneumàtic del magatzem, estos robots seleccionen la roda del magatzem i l’entreguen a un altre robot de les mateixes característiques que el robot d’entrada que s’encarregarà d’introduir el pneumàtic en la cadena de producció.

El TFG se centra en l'estudi del sistema de transmissió de translació de la taula per corretja dentada per a assegurar la fiabilitat i durabilitat del sistema.

En primer lloc, es modeliza el sistema actual per a tindre les característiques i analitzar les prestacions i problemes de les transmissions actuals.

En segon lloc, es van a plantejar diferents solucions, així com els seus avantatges i inconvenients i un estudi econòmic per a veure quina és l'alternativa més viable a implantar.

Finalment, després de plantejar al departament de manteniment de la planta de renovat de pneumàtics i oficines tècniques les diferents solucions, es va a desenrotllar el resultat i càlcul de l'opció triada.

Tabla de Contenidos

RESUMEN	1
SUMMARY.....	3
RESUM.....	5
ABREVIATURAS	10
I. INTRODUCCIÓN.....	11
I.1. ANTECEDENTES.....	12
I.1.1. Elementos de transmisión mecánicos.....	15
I.1.1.1. Transmisión por engranajes.....	17
I.1.1.2. Transmisión por cadenas.....	24
I.1.1.3. Transmisión por correas.....	28
I.1.1.4. Transmisión por ruedas de fricción.....	31
I.2. JUSTIFICACIÓN.....	32
II. OBJETIVOS.....	33
II.1. OBJETIVO GENERAL.....	34
II.2. OBJETIVOS PARTICULARES.....	35
III. DESARROLLO DEL TRABAJO.....	36
III.1. METODOLOGÍA DE TRABAJO.....	37
III.2. DISEÑO DEL SISTEMA ACTUAL.....	38
III.2.1. Perchas de almacenaje.....	41

III.2.2. Carriles y suelo de traslación.	42
III.2.3. Conjunto motor, poleas y reenvío.	43
III.2.4. Mesa de indexado y robot móvil.	45
III.3. CÁLCULO DEL SISTEMA ACTUAL.	48
III.4. ANÁLISIS DEL SISTEMA ACTUAL CON EL PROGRAMA KISSSYS Y KISSOFT.	72
III.5. ELEMENTOS CRÍTICOS DEL SISTEMA.	91
III.6. POSIBLES SOLUCIONES.	95
III.6.1. Modificación de elementos críticos del sistema actual. .	95
III.6.2. Sustitución de poleas de mayor tamaño.	96
III.6.3. Instalación de poleas de guiado.	100
III.6.4. Sustitución del motor de traslación.	102
III.6.5. Cambio de ubicación de sistema de transmisión.	105
III.6.6. Cambio de sistema de transmisión.	107
III.7. ELECCIÓN DE SOLUCIÓN FINAL.	109
III.8. DISEÑO NUEVO DEL SISTEMA.	110
III.8.1. Conjunto de árbol motriz.	110
III.8.1.1. Árbol polea motriz.	111
III.8.1.2. Polea dentada conjunto motriz.	131
III.8.1.3. Distanciador conjunto motriz.	134
III.8.1.4. Chaveta 8x7x90.	135
III.8.1.5. Chaveta 8x7x35.	137

III.8.1.6. Soporte polea motriz.	138
III.8.1.7. Arandela de cierre.	141
III.8.2. Conjunto de árbol reenvío	142
III.8.2.1. Árbol polea reenvío.	144
III.8.2.2. Polea dentada conjunto reenvío.	147
III.8.2.3. Distanciador conjunto reenvío.	147
III.8.2.4. Chaveta 8x7x35.	147
III.8.2.5. Soporte polea reenvío.	148
III.8.2.6. Arandela de cierre.	150
III.8.3. Método operatorio de tensado de correa dentada.	151
III.9. ESTUDIO ECONÓMICO.	155
IV. CONCLUSIONES	167
V. APÉNDICES	170
V.1. REFERENCIAS	171
V.2. LISTADO DE NORMAS UTILIZADAS	176
V. 3. LISTADO DE FIGURAS	177
V.4. LISTADO DE TABLAS	177
V.5. PLANOS Y ESQUEMAS TÉCNICOS.	189

ABREVIATURAS

g	Aceleración debida a la gravedad.
a	Aceleración del patín.
b	Ancho mínimo de la correa.
F_w	Carga de trabajo externa.
F_{s2}	Carga sobre el árbol conducido.
F_{s1}	Carga sobre el árbol motriz.
μ	Coefficiente de rozamiento entre el patín y las guías de deslizamiento.
k	Constante de rigidez del ramal.
Δx	Deslizamiento del patín.
D_k	Diámetro exterior de la polea.
d_s	Distancia del robot.
d	Distancia entre centros.
t_m	Factor de dientes engranados.
t_v	Factor velocidad.
F_a	Fuerza de aceleración.
F_f	Fuerza de rozamiento del patín.
F_{st}	Fuerza estática efectiva.
F_{ai}	Fuerza para acelerar la polea.

F_{ab}	Fuerza para mover el peso de la correa.
L	Longitud de la correa.
L_2	Longitud de la correa conducida.
L_1	Longitud del ramal tenso de la correa.
m_b	Masa de la correa.
m_j	Masa de la polea.
m_s	Masa del conjunto deslizado por el patín.
M_T	Par motor necesario en el árbol motor.
W_s	Peso del patín.
w_b	Peso específico de la correa.
P	Potencia del motor.
i	Relación de transmisión del reductor.
c_{sp}	Rigidez específica de la correa.
T_2	Tensión del árbol conducido.
T_e	Tensión efectiva.
T_1	Tensión en el ramal tenso.
T_i	Tensión inicial.
T_{1total}	Tensión máxima de trabajo para la correa.
T_{etotal}	Tensión máxima de trabajo para los dientes de la correa.
T_{2max}	Tensión máxima en el ramal conducido.
T_{1max}	Tensión máxima en el ramal tenso.

T_{2opt}	Tensión óptima en el ramal conducido
3D	Tres dimensiones.
ω	Velocidad de giro en el árbol motor.
n_1	Velocidad del motor.
n_2	Velocidad salida reductor.

I. INTRODUCCIÓN

I.1. ANTECEDENTES.

En la actualidad, hay que concienciarse de la importancia de aprovechar materiales usados. La energía que se utiliza en la producción de cualquier objeto tiene unos niveles de contaminación en el medio ambiente y se deben reducir al máximo para evitar que la degradación del planeta tierra se produzca a mayor velocidad que su regeneración.

Cada vez hay más empresas que apuestan por la reutilización de materiales usados y apuestan por reducir al mínimo sus niveles de emisiones debidas a la producción. Intentar sustituir materiales como el plástico y otros materiales que sean difíciles de reciclar por materiales reciclables es una de las medidas que poco a poco se va insertando en la industria y nuestra sociedad.

Un ejemplo de empresa que insiste en el cuidado del medioambiente es el Grupo Michelin, conocidos por la fabricación de neumáticos, que apuesta por conseguir que los neumáticos sean 100% sostenibles en 2050 y su producción también vea reducida su contaminación firmando varios acuerdos con diferentes empresas. (H. U. Alonso, 2021)

El Grupo Michelin no solo luchará contra la contaminación en el año 2050, sino que ya cuenta con departamentos en sus fábricas con capacidad de reutilizar un neumático usado, que como se sabe, es difícil de reciclar.

Es en otoño de 1975 cuando Michelin Valladolid fabrica su primer neumático Remix (*Figura 1*), neumático renovado mediante un proceso en caliente consiguiendo niveles de seguridad y rendimiento comparables al del neumático nuevo. (10 MILLONES DE NEUMÁTICOS RENOVADOS EN MICHELIN VALLADOLID, 2020)

I. Introducción



Figura 1. Neumático REMIX. Imagen de un neumático renovable de Michelin. (Michelin y Carbios Avanzan En El Desarrollo de Un Neumático Reciclado a Partir de Plásticos, 2021)

La empresa Michelin en Valladolid se comenzó a construir en el año 1972 y es en octubre de 1973 cuando se consigue la primera rueda de turismo fabricada en Valladolid. (Una Historia de Progreso. 40 Aniversario de La Fábrica Michelin de Valladolid., 2013)

La planta de renovado de neumáticos, conocidos como servicio de recauchutado de neumáticos de camión, se inicia en el año 1975. (Una Historia de Progreso. 40 Aniversario de La Fábrica Michelin de Valladolid., 2013)

La empresa Michelin en Valladolid se sitúa en la carretera de Burgos s/n. (Figura 2).

I. Introducción



Figura 2. Fábrica Michelin, Valladolid. Ubicación de fábrica Michelin en Valladolid en vista satélite. (Ubicación Fábrica Valladolid, n.d.)

En este centro se consigue mantener actualizadas las instalaciones y reformas necesarias para que el rendimiento sea el máximo posible con los mejores niveles de calidad y garantía de su producto.

Durante la estancia en las prácticas de empresa, se observa la cantidad de elementos de transmisión que tienen las diferentes máquinas de esta fábrica y se estudia la posibilidad de mejorar alguno de ellos.

Se observa que una gran parte de la fábrica utiliza un sistema de transmisión por correa dentada y es por lo que el presente proyecto se desarrolla en la posible mejora de este sistema de transmisión en las diferentes máquinas.

Un estudio de este sistema de transmisión y la posibilidad de cambiarlo por otro sistema factible puede ayudar en el desarrollo de la fábrica en nuevas máquinas que se instalen o la mejora de algunas máquinas que ya lo montan.

A continuación, se explican los distintos sistemas de transmisión mecánicos más comunes y que se podría estudiar su incorporación en las diferentes máquinas de la fábrica.

I. Introducción

I.1.1. Elementos de transmisión mecánicos.

Se está de acuerdo en que las nuevas tecnologías son cada vez más impresionantes y la mayoría de estos logros se relaciona con la informática, robótica y electrónica. Pero para que estos avances resulten satisfactorios se necesitan en su medida, avances en la mecánica.

¿A quién no le impresiona ver a un robot bailando al ritmo de la música? O, ¿ver cómo un robot sirve café en la mesa indicada?

Para que esto funcione no solo tiene que funcionar el programa a la perfección teniendo en cuenta gran diversidad de variables, o que la comunicación no falle en el proceso. También es importante que toda esa información virtual esté relacionada mecánicamente entre sí.

Para estudiar y analizar el funcionamiento de la célula de almacenaje se describe a continuación los posibles sistemas de transmisión mecánicos que pueden ser útiles para el entendimiento y el desarrollo del TFG como los de la *Figura 3*.



Figura 3. Elementos de transmisión. Algunos de los elementos mecánicos que componen los sistemas de transmisión. (Diceltro Garraf, 2017)

I. Introducción

La información que aparece a continuación está documentada del libro *“TRATADO TEÓRICO-PRÁCTICO DE ELEMENTOS DE MÁQUINAS. Cálculo, diseño y construcción”* (G. Niemann, 1967), en la que se describe brevemente y se compara los diferentes sistemas de transmisión mecánico, exceptuando otros tipos de sistemas de transmisión que no podrían seleccionarse como posible solución del proyecto a realizar.

I. Introducción

I.1.1.1. Transmisión por engranajes.

La transmisión por engranajes es de los sistemas más utilizados, el intercambio de movimiento entre engranajes puede ser entre ejes paralelos (*Figura 4, Figura 5*), que se cortan (*Figura 7, Figura 8, Figura 9*) o que se cruzan (*Figura 6*).



Figura 4. Engranajes rectos. En la imagen se puede ver una pareja de engranajes rectos para montar en ejes paralelos. (Nicolas E. Modesti, n.d.)



Figura 5. Engranajes cilíndricos helicoidales. En la imagen se puede ver una pareja de engranajes helicoidales para montar en ejes paralelos. (Nicolas E. Modesti, n.d.)

I. Introducción



Figura 6. Engranajes cónicos. En la imagen se muestra un par de engranajes cónicos y su transmisión de movimiento corresponde a ejes cruzados. (Nicolas E. Modesti, n.d.)



Figura 7. Engranajes cilíndricos helicoidales cruzados. Esta imagen representa una pareja de engranajes helicoidales cruzados para montar en ejes cruzados. (Nicolas E. Modesti, n.d.)



Figura 8. Engranaje de tornillo sin fin. Esta imagen representa un conjunto de rueda dentada y tornillo sin fin para montar en ejes cruzados. (Nicolas E. Modesti, n.d.)

I. Introducción

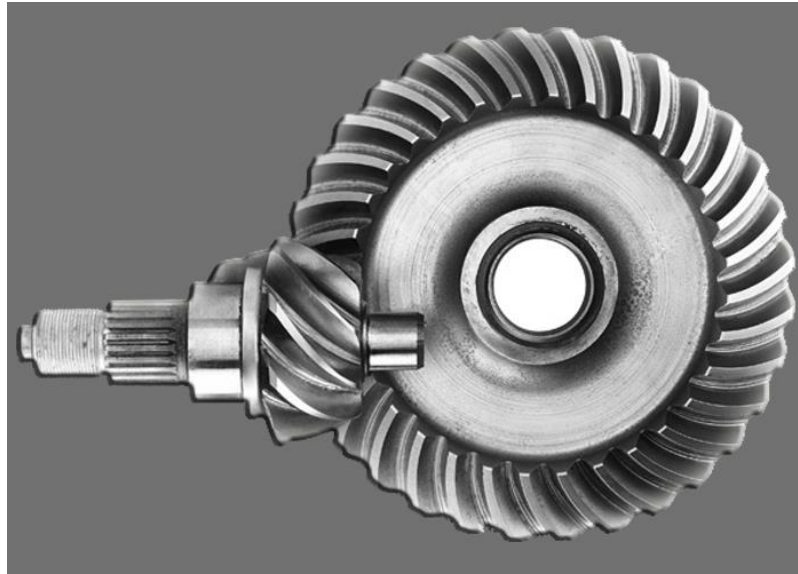


Figura 9. Engranajes cónicos desplazados. En la imagen se puede observar que los ejes que transmiten movimiento se cruzan para el caso de este engranaje cónico hipoidal. (*Engranaje Cónico Hipoidal*, 2015)

La potencia que pueden transmitir este tipo de sistemas, al igual que la velocidad y relaciones de transmisión posibles está limitado entre unos valores que se pueden observar en la *Tabla 1*.

I. Introducción

Tabla 1. Valores de servicio para distintos tipos de transmisión, según realizaciones y proyectos. En la tabla se puede comparar la velocidad, potencia, par, rendimiento, ... de los distintos sistemas de transmisión. (G. Niemann, 1967)

Tipo de transmisión	Para un paso de transmisión			Potencia P ₁ hasta, CV	Núm. De revoluciones n ₁ hasta, r.p.m.	Velocidad tangencial v hasta, m/s	Fuerza tangencial en la rueda U ₂ hasta, kg	Par en la rueda M ₂ hasta, mkg
	Relación de transmisión		Rendimiento total %					
	Normal hasta	(máx.) hasta						
Transmisión por engranajes cilíndricos.	8	(20)	96...99	25 000	100 000	201	-	-
Transmisión planetaria por engranajes cilíndricos	8	(13)	98...99	10 000	40 000	-	-	-
Transmisión por tornillos sin fin	60	(100)	97...45	1 000	30 000	71	50 000	25 000
Transmisión por cadena	6	(10)	97...98	5 000	5 000	17 ⁽¹⁾	28 000	-
Transmisión por correa plana	5	(10) ⁽²⁾	96...98	2 200	18 000	90	5 000	17 500
Transmisión por correa trapezoidal	8	(15)	94...97	1 500	-	26	-	2 150
Transmisión por ruedas de fricción	6	(10)	95...98	200	-	20	-	-

⁽¹⁾ Para cadenas dentadas, máximo hasta 40 m/seg.

⁽²⁾ En caso de transmisión por correa autotensora, aún mayor.

El sistema de transmisión por engranajes asegura un movimiento exacto del eje conducido, dependiendo su posición del movimiento del eje conductor. Este sistema evita que se produzca deslizamiento entre engranajes asegurando así el funcionamiento correcto.

Otras de las ventajas de estos sistemas de transmisión es la durabilidad sin apenas mantenimiento y ofreciendo un rendimiento elevado como puede observarse en la *Tabla 1*.

El par transmitido por este sistema de transmisión puede ser de los más elevados a pesar de que su tamaño pueda ser bastante pequeño en comparación a otros sistemas, de forma que es otra gran ventaja.

El elevado coste en la fabricación y el ruido que se produce cuando están en movimiento y cuando chocan entre sí pueden ser el principal inconveniente de este sistema.

I. Introducción

Se pueden distinguir diferentes tipos de engranajes:

a. Transmisión por engranajes rectos o cilíndricos de formas varias.

Estos engranajes pueden ser de diferentes formas, como más habituales pueden ser los engranajes rectos (*Figura 4*) o los engranajes helicoidales (*Figura 5*), pero para otras muchas aplicaciones se pueden utilizar engranajes piñón-cremallera (*Figura 10*), como por ejemplo la dirección de un coche, pudiendo ser helicoidales o rectos, engranajes con dentado interno (*Figura 11*), engranajes con dentado inclinado o inclinado doble (*Figura 12*), para transmitir más par o dentados en flecha (*Figura 13*).



Figura 10. Piñón cremallera. En la imagen se puede observar el sistema de engrane de un piñón que gira en un eje y transmite movimiento rectilíneo a través de una barra dentada. (*Piñón Cremallera*, n.d.)



Figura 11. Engranaje interior. Se puede apreciar en la imagen un piñón que gira internamente debido al dentado interior de la corona. (Búa, 2014a)

I. Introducción



Figura 12. Engranaje con dentado inclinado doble. En la imagen se puede ver un engranaje doble con los dientes desviados un ángulo con respecto al eje. (*Engranaje Inclinado Doble*, 2020)



Figura 13. Engranaje de dentado en flecha. Se observa en la imagen otro tipo de dentado característico. (*Engranaje de Flecha*, n.d.)

Todos estos engranajes anteriores se montan en árboles paralelos. Las potencias pueden llegar hasta 25000 CV y velocidades de hasta 100000 r.p.m. consiguiendo velocidades tangenciales de hasta 200 m/s. El rendimiento de la transmisión es superior al 96% dependiendo del tamaño del conjunto de engranajes.

El engranaje recto se sustituye por engranajes helicoidales para reducir el ruido producido en la transmisión, esto se consigue al crear un movimiento entre los dientes más suave.

La relación de transmisión de los engranajes es bastante buena, entorno al 8, consiguiendo unas máximas de hasta 20 en engranajes cilíndricos en algunos casos como se puede visualizar en la *Tabla 1*.

Con los engranajes planetarios se consigue una reducción mayor, aunque con un rendimiento más reducido en comparación a los anteriores, y una reducción del espacio necesario para montar ese sistema de transmisión. En estos casos se disminuye el rendimiento del sistema de transmisión. Se emplea sobre todo en sistemas de transmisión diferencial.

I. Introducción

b. Transmisión por engranajes cónicos. *(Figura 6)*

El sistema de transmisión por engranajes cónicos se monta en árboles que se cortan y permiten que puedan transmitir movimiento entre sí. Las relaciones de transmisión son inferiores a los anteriores engranajes, en torno a 6. Para un sistema más exigente se necesita montar dentados espirales y tratados mediante un templado.

Por lo general este sistema es algo más caro que el sistema de transmisión de engranajes cilíndricos.

c. Transmisión por engranajes cónicos desplazados. *(Figura 9)*

Se puede considerar una variante del sistema de transmisión anterior. Este sistema permite transmitir movimiento de un árbol a otro que se cruce con él si la distancia que los separa no es excesiva.

En este caso el rendimiento es algo peor que los engranajes cónicos. Otro de los problemas que se presenta es que se produce un calentamiento mayor debido al deslizamiento que se produce entre los dientes.

d. Transmisión por tornillo sin fin. *(Figura 8)*

Con este sistema se consigue transmitir movimiento entre ejes que se cruzan. Con él se consiguen relaciones de hasta 100, a medida que se aumenta esa relación, el rendimiento se ve reducido hasta un 45%.

Las prestaciones que se consiguen son bastante buenas, son más económicos al compararlo con otros engranajes y sirven para relaciones de transmisión más grandes. Disminuyen las vibraciones que se producen y son más silenciosos.

e. Transmisión por ruedas cruzadas. *(Figura 7)*

Este sistema tiene una similitud al anterior, pero se trata de engranajes en lugar de un tornillo sin fin.

Las prestaciones de este sistema son peores que los anteriores. Se utilizan para árboles que se cruzan con distancias pequeñas entre centros y para transmisiones reducidas.

I. Introducción

I.1.1.2. Transmisión por cadenas.

Cuando es necesario transmitir movimiento entre árboles separados una distancia considerable se utilizan cadenas o correas en lugar de engranajes.

El rendimiento de este sistema de transmisión es bueno, en torno al 98% y no presenta deslizamiento. La diferencia con el anterior sistema en cuanto al precio es que es más económico.

Otra de las ventajas comparándolo con los engranajes, es que a su vez puede comunicar varios árboles, pero su duración es inferior a los engranajes.

Como se observa en la *Tabla 1*, pueden utilizarse para potencias de hasta 5000 CV y velocidades de 5000 r.p.m.

Se puede ver a continuación algún tipo de cadenas según su construcción: (WIPPERMANN, n.d.)

- **Cadenas Galle:**



Figura 14. Cadenas Galle. En la imagen se puede apreciar este tipo de cadena denominadas así por su inventor. (*Cadenas Galle*, n.d.)

La cadena de la *Figura 14* es el tipo de cadena de ejecución más simple articulada de acero. Las mallas giran en los bulones que las unen. El movimiento que permiten estas cadenas es algo limitado. Se usan para sistemas de carga (compuertas, contrapesos, ...) y con velocidades pequeñas, no superando 0,3 m/s.

I. Introducción

- **Cadenas Fleyer:**

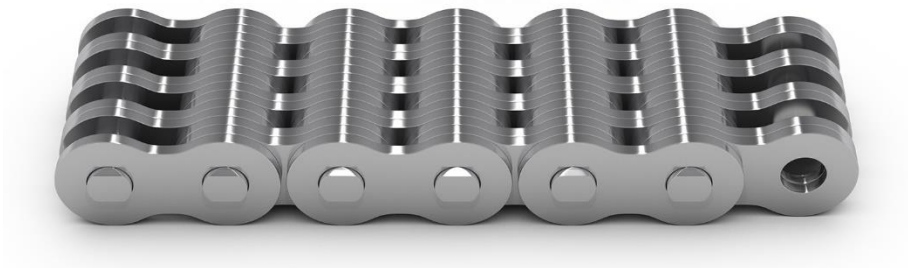


Figura 15. Cadenas Fleyer. En la imagen se puede contemplar este tipo de cadenas. (*Cadenas Fleyer, n.d.*)

En este tipo de cadena no se permite el engrane con ruedas dentadas, su movimiento será guiado con rodillos. Para mejorar su desgaste se montan unos casquillos entre el bulón y la malla siendo de alto rendimiento. Se utilizan como cadenas de carga para equipos de elevación o cadenas de contrapeso entre otros.

- **Cadenas de casquillos:**

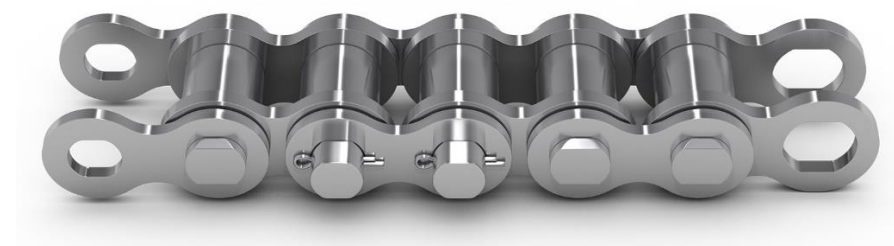


Figura 16. Cadenas de casquillos. En la imagen se puede observar este tipo de cadena. (*Cadena de Casquillos, n.d.*)

Presentan una mayor resistencia que las cadenas Galle (*Figura 14*), y permite velocidades máximas de hasta 5 m/s. Se utilizan para cadenas elevadoras o de transmisión.

I. Introducción

- **Cadenas de rodillos:**

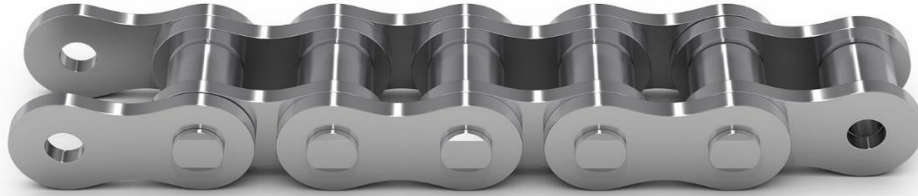


Figura 17. Cadenas de rodillos. En la imagen se observa una cadena de rodillos, a simple vista es muy parecida a la cadena de casquillos *Figura 16.* (*Cadenas de Rodillos*, n.d.)

Las cadenas de rodillos se diferencian en las anteriores en colocar rodillos que giran en los casquillos, permitiendo el giro libre y reduciendo el rozamiento, consiguiendo así, un desgaste menor en la cadena.

Son el tipo de cadenas más usuales y se utiliza para sistemas de transmisión y cadenas de accionamiento.

- **Cadenas Rotary:**

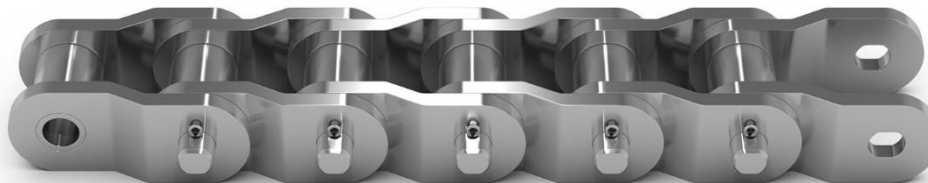


Figura 18. Cadenas Rotary. Se puede apreciar en la imagen la forma característica de esta cadena. (*Cadena Rotary*, n.d.)

La forma de esta cadena es una variante de la cadena de rodillos que consigue una elasticidad mayor en el conjunto de la cadena. Estas se pueden sustituir más fácilmente porque no van remachadas. Se utiliza en sistemas de transmisión intensa y donde se produzcan muchos choques, como por ejemplo en máquinas de movimiento de tierras.

I. Introducción

Además de los anteriores tipos de cadena existen muchos otros que derivan de estos ejemplos. Los demás tipos se utilizan para funciones más específicas, montando placas especiales transportadas por la misma cadena.



Figura 19. Tipos de cadenas. En la imagen se aprecian 4 tipos distintos de cadenas para sistemas muy específico. (*Tipos de Cadenas*, n.d.)

También se utilizan cadenas dobles o triples dependiendo de las solicitudes de cada sistema, por ejemplo, si se necesita mover una carga mayor.

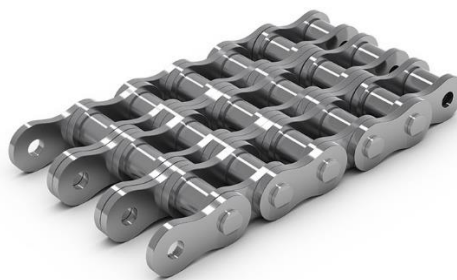


Figura 20. Cadena de rodillos. En la figura se puede ver una cadena de rodillos de tres hileras capaz de soportar unas cargas mayores. (*Tipos de Cadenas*, n.d.)

I. Introducción

I.1.1.3. Transmisión por correas.

Las correas permiten transmitir movimientos entre ejes paralelos y ejes que se cruzan. Son capaces de absorber los choques al ser elásticas. Son sencillas y no emiten mucho ruido. El rendimiento de las correas es bueno, aunque se produce algo de deslizamiento y tienen un excesivo desgaste en comparación con el resto de sistemas de transmisión. Hay diferentes tipos de correas como se observa en la imagen. (Figura 21)



Figura 21. Tipos de correas. En esta imagen se puede ver los distintos tipos de correas que existen.(*Tipos de Correas*, n.d.)

A continuación, se explica los diferentes tipos de correas:

a. Correa plana:

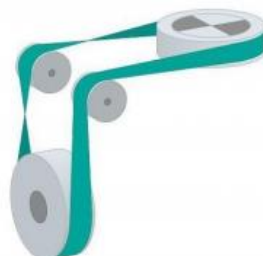


Figura 22. Correa plana. En la imagen se muestra la posición que puede tomar una correa plana para transmitir movimiento.(*Transmisión de Potencia Por Bandas*, n.d.)

I. Introducción

Se utiliza para ejes paralelos o cruzados. Como se puede ver en la *Figura 22*, permite transmitir movimiento entre ejes que se cruzan. Para transmitir potencias mayores se modifica el ancho de la correa. Estas correas permiten velocidades de hasta 90 m/s.

b. Correa trapezoidal:

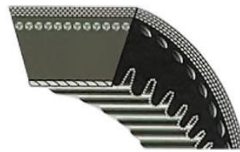


Figura 23. Correa trapezoidal. En la imagen se observa la sección característica de este tipo de correa. (Correa Trapezoidal, 2020)

Se utiliza para ejes paralelos. La distancia entre ejes y carga en estos es menor que en el caso anterior. La correa trapezoidal también puede verse con un dentado característico como el de la *Figura 23* que permite que abrace poleas de menor diámetro.

c. Correa dentada:



Figura 24. Correa dentada. En la figura se observa cómo se consigue un movimiento sincrónico entre poleas gracias a estas correas. (Correa Dentada, n.d.)

I. Introducción

Estas correas tienen un dentado característico que engrana con el dentado de las poleas de los ejes en movimiento. Con este sistema de correas se permite transmitir potencia debido a sus dientes y no por el rozamiento debido a la tensión. Se parece mucho a la transmisión por engranajes y su principal ventaja es que no se produce deslizamiento entre ejes.(González, 2006)

d. Correa redonda:

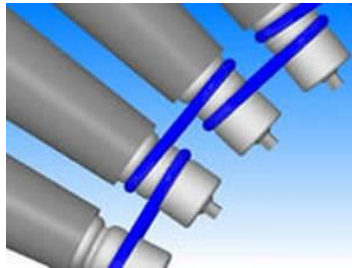


Figura 25. Correas redondas. En la figura se puede ver como la distancia entre ejes es corta y están desalineados.(Correa Redonda, 2021)

Son utilizados para sistemas de poca potencia y sistemas de poca responsabilidad. Se utiliza en transmisiones desalineadas como las de la imagen. (H. R. Alonso, n.d.)

e. Correa de eslabones:



Figura 26. Correa de eslabones. En la imagen se muestran diferentes correas de eslabones que se pueden usar.(Correas Eslabonadas, n.d.)

Estas correas se utilizan para emergencias cuando se produce una rotura o en sistemas que la medida de las correas anteriores no se ajusta al sistema.(H. R. Alonso, n.d.)

I. Introducción

I.1.1.4. Transmisión por ruedas de fricción.

Este sistema de transmisión sirve para ejes que se cruzan o cortan y ejes paralelos entre sí. Son muy parecidos a los sistemas de transmisión por correas, pero estos sistemas son algo más económicos, pesan algo menos y la distancia entre centros puede ser algo mayor. Se consigue una mejora con recubrimientos que consiguen mayor fricción entre ruedas y por lo tanto la posibilidad de aumentar la potencia.

Por el contrario, el ruido que se produce cuando se mueven es algo elevado.

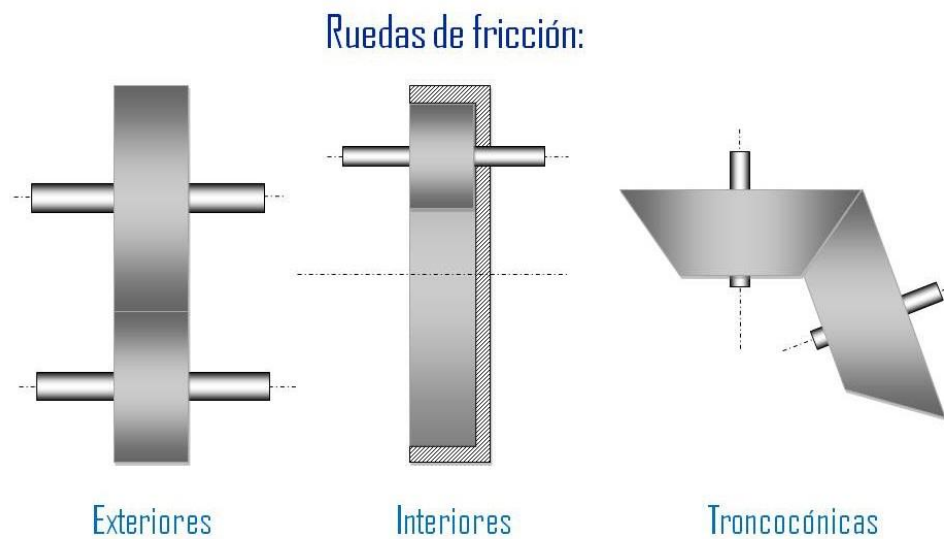


Figura 27. Ruedas de fricción. En la imagen se puede ver los diferentes tipos de ruedas de fricción que se pueden encontrar. (Búa, 2014b)

I.2. JUSTIFICACIÓN.

Es de agradecer un buen funcionamiento de una máquina tras su instalación. El trabajo que hay detrás de ello es muy importante, además de lo laborioso que resulta.

Después de revisar cada elemento de lo calculado llega el momento de probar la máquina y ver los resultados de ese tiempo invertido.

Se puede esperar que algún pequeño detalle pueda afectar negativamente en el funcionamiento de esta, pero después de las horas invertidas en cada proyecto, el fallo es de fácil detección y es importante solucionarlo de forma urgente para que esto no pueda seguir dañando la máquina.

La diferencia del resultado de una máquina que está funcionando bien y una que está funcionando mal, a vistas generales, puede que no afecte al resultado final, y a simple vista puede parecer que el funcionamiento es igual de bueno.

La diferencia se puede ver, quizás, en los funcionamientos individuales de cada elemento, los consumos de los elementos eléctricos, la temperatura de los elementos que trabajan por fricción, la periodicidad de los mantenimientos preventivos, los mantenimientos correctivos, la vida útil de los elementos...

El funcionamiento de una máquina a vistas de un técnico se manifiesta de forma contraria a lo descrito anteriormente. Un técnico busca la vida prolongada de los elementos, evitar todo tipo de mantenimientos correctivos, que los mantenimientos preventivos sean cuando lo hayan previsto los fabricantes y no adelantarlos para evitar los fallos, que la energía consumida sea la más reducida y que el cálculo y dimensionado del conjunto sea proporcional a las necesidades de su funcionamiento.

La realización de este proyecto se desarrolla al observar el mal funcionamiento de los elementos de una máquina situada en una empresa con el fin de corregir los funcionamientos no deseados que son evidentes, aun sabiendo que el trabajo de dicha máquina se ejecute de forma satisfactoria.

II. OBJETIVOS

II. Objetivos

II.1. OBJETIVO GENERAL.

Cuando se utiliza un sistema de transmisión en una máquina, es preciso hacer un cálculo inicial que indique el funcionamiento que va a tener a lo largo de un tiempo.

Ese mismo cálculo sirve para diferentes máquinas si son iguales, pero puede verse afectado el rendimiento en una de estas máquinas si no se cumple todo por igual y puede que no se sepa bien que está pasando. Y es que es muy difícil que las condiciones en zonas distintas de la fábrica sean las mismas. No solo tienen que cumplirse las mismas sollicitaciones mecánicas, sino que una simple variación de la temperatura o la humedad puede modificar el funcionamiento de cualquier máquina.

A la hora de instalar una máquina, por muy parecida que sea a otra, es muy importante realizar los cálculos oportunos de cada elemento para evitar, en todos los casos, el mal funcionamiento de cualquier elemento en nuestra máquina.

Teniendo en cuenta esto, se realizará un cálculo de un sistema de transmisión instalado en una máquina, en la fábrica Michelin en Valladolid, que falla en un tiempo determinado.

Ese mismo sistema de transmisión funciona en máquinas muy similares. Por ello, se calculará y se estudiará los elementos críticos de este sistema de transmisión para rediseñarlos y que cumplan su función.

El objetivo principal es que el movimiento de traslación de una mesa de indexado se produzca de forma eficiente y no se produzcan roturas inesperadas que hagan parar por un tiempo la producción para repararlo como sucede en este momento.

II. Objetivos

II.2. OBJETIVOS PARTICULARES.

Para conseguir que el sistema funcione, es importante estudiar el comportamiento de la correa dentada del sistema de transmisión, que es el elemento visual de la máquina que indica que algo no funciona bien, ya que, se destensa y comienza a rozar entre sí.

Por esta razón, se estudia la potencia necesaria que hay que transmitir desde el motor, al reductor y si es suficiente.

Además, se comprueba que los árboles de la polea principal y la polea del reenvío resisten los esfuerzos tensionales que se producen en el movimiento.

Otro elemento importante de estudio es el de los rodamientos que sujetan los diferentes árboles y la vida útil de estos.

También hay que tener en cuenta el funcionamiento de las chavetas en cada árbol.

Para evitar el fallo se estudian otros tipos de sistemas de transmisión posibles que puedan sustituir o modificar el ya existente.

Para evitar el choque de la correa es necesario ganar en altura entre los ramales de la correa dentada.

Analizando todos los elementos anteriormente citados se consigue que el sistema de transmisión de nuestra máquina mejore sus prestaciones.

III. DESARROLLO DEL TRABAJO

III.1. METODOLOGÍA DE TRABAJO.

Para poder llevar a cabo la ejecución del proyecto se tienen en cuenta unas pautas en el desarrollo de este.

En primer lugar, se presenta y diseña la zona de trabajo para analizar el espacio que nos permite hacer modificaciones y nos da una visión general del funcionamiento de este.

En segundo lugar, se calcula el sistema de transmisión actual para comprobar, si los hubiera, elementos críticos que modificar o sustituir.

En tercer lugar, se analizan los elementos críticos del cálculo justificando su uso y las posibles soluciones para tener en cuenta para un nuevo diseño.

En cuarto lugar, se calcula y diseña el nuevo sistema de transmisión que se puede instalar en el espacio presentado anteriormente.

Por último, se hace un estudio económico de la solución dada.

Para poder diseñar la zona de trabajo se utiliza el programa SolidWorks 2020 y para el cálculo de elementos del sistema el programa KISSsoft.

III.2. DISEÑO DEL SISTEMA ACTUAL.

Antes de empezar a calcular el diseño directamente, se va a diseñar el espacio de la fábrica en el que se va a desarrollar el proyecto, de esta forma se puede analizar mejor el espacio en el que se puede modificar cualquier elemento o si es necesario hacer una obra de mayor complejidad.

Con los planos de la empresa se puede situar uno en la zona de la fábrica donde se encuentra la célula de almacenaje. Además, con el desglose de planos de la zona de trabajo y gracias al programa SolidWorks, se diseña uno de los 8 robots que componen este almacén, permitiendo así, que el espacio permita la reconstrucción del nuevo sistema si hiciera falta.

En la siguiente imagen (*Figura 28*) se puede ver un plano en planta de la célula de almacenaje. A la izquierda se encuentra el robot de entrada de neumático, que alimenta otros 6 robots, que corresponden a las líneas en horizontal y un último robot de salida, que alimenta los tapices de salida para continuar con la producción

Como en la fábrica se producen ruedas de distintas medidas, es necesario tener un almacén que suministre las ruedas demandadas por la planificación de cada día. El funcionamiento de este almacén permite gestionar esa demanda.

El robot de entrada suministra ruedas de todo tipo a los 6 robots de almacenaje, estos son capaces de colocar las ruedas en una posición de memoria en las perchas. Cuando los operarios solicitan las ruedas que deben de alimentar la siguiente zona de producción, el programa gestiona donde se encuentran las ruedas que se piden y estos robots, alimentan el robot de salida que se puede ver en la *Figura 28* en la zona de la derecha que a su vez, alimenta los tapices de salida que incorporan el neumático a la línea de producción.

III. Desarrollo del trabajo

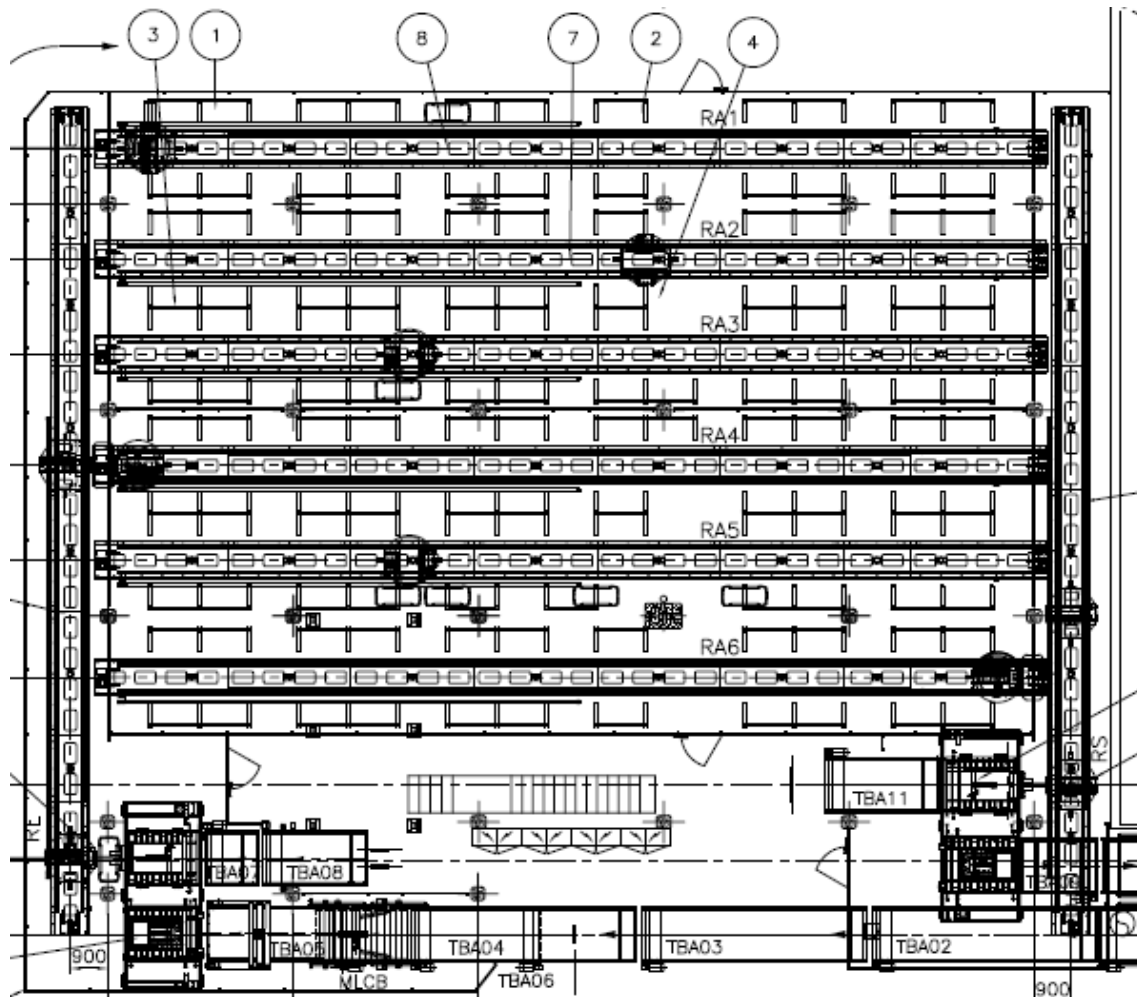


Figura 28. Plano en planta de la célula de almacenaje. En la figura se observa la distribución del espacio del almacén compuesta por 8 robots.

En el plano se puede fijarse en la simetría que guardan los robots entre sí, de forma que en vez de diseñar todo el espacio que ocupan los ocho robots, se analiza en profundidad uno de ellos, de forma que se pueden aplicar los cambios al resto de los robots del almacén. Además, los robots de entrada y salida tienen las mismas dimensiones que el robot que se va a analizar.

III. Desarrollo del trabajo

A continuación, se ve en la *Figura 29* el conjunto de los ensamblajes unidos entre sí.

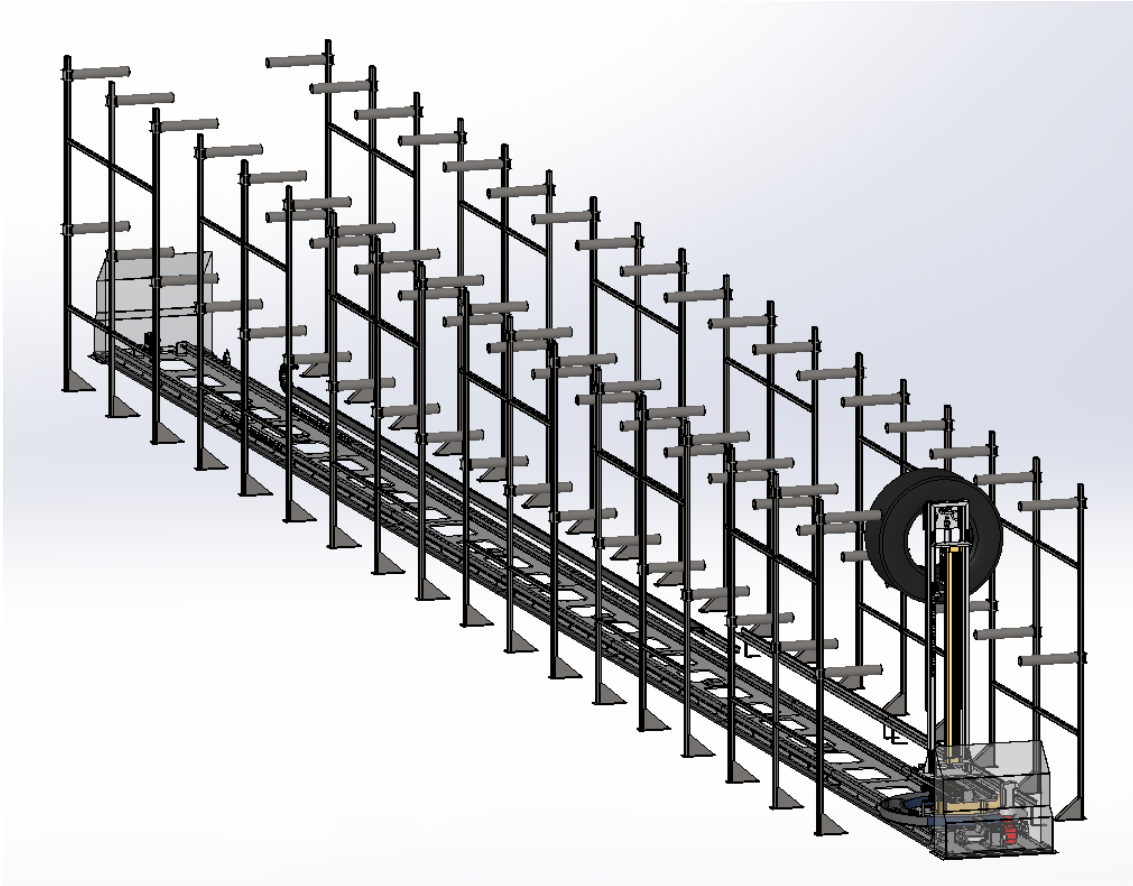


Figura 29. Conjunto línea almacenaje. En la imagen se observa el ensamblaje de una de las líneas del almacén compuesta por un robot, las perchas y los sistemas de traslación y movimiento de la mesa de indexado.

Para poder ver más en detalle el diseño de la célula de almacenaje se adjuntan a continuación unos pantallazos de las diferentes zonas del conjunto, donde se puede ver con más detenimiento todos los elementos que intervienen.

III. Desarrollo del trabajo

III.2.1. Perchas de almacenaje.

Como se puede observar ya en el conjunto, el espacio libre que dejan las perchas es bastante reducido, ya que se ha optado por almacenar el mayor número de ruedas posible. En el diseño en el SolidWorks (*Figura 29*) se coloca el máximo de perchas posibles, contando con que las perchas tienen dos niveles, los neumáticos máximos por línea serían de 72 neumáticos, pero como se puede observar en el plano en planta (*Figura 28*) solo se podrían 70 en la línea que más neumáticos permite por la estructura de la fábrica.



Figura 30. Percha triple de almacenaje. En la figura se puede observar que cada percha es capaz de almacenar 6 neumáticos.

Cada línea está formada con 12 perchas como las de la imagen, en algunos casos, las perchas en vez de ser triples son dobles por el espacio de las columnas de la estructura del almacén. En los casos de estar anexa la otra línea del almacén, las perchas tienen también soportes en la zona posterior, pudiendo así, almacenar 6 ruedas para una línea y 6 ruedas para otra línea de forma que el espacio se puede aprovechar mejor.

III. Desarrollo del trabajo

III.2.2. Carriles y suelo de traslación.

Los carriles están anclados al suelo, cada línea tiene un conjunto de 7 carriles como los de la *Figura 31* y un carril que corresponde a la mitad de este último. En estos carriles están las guías por las que se desplaza el robot y un soporte por el que desliza la correa dentada del sistema de transmisión de traslación.

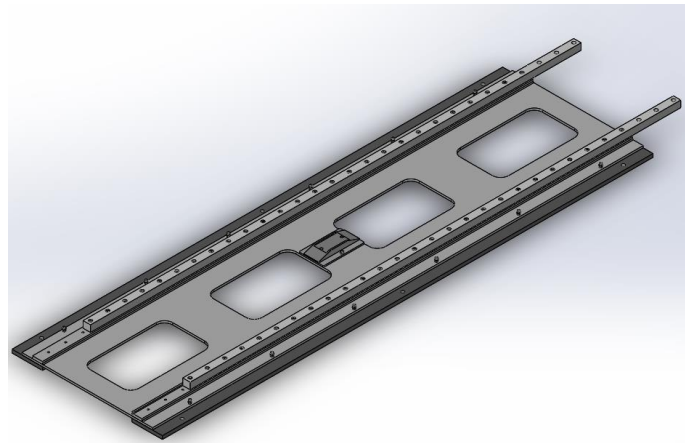


Figura 31. Carriles de traslación. En la imagen se puede observar un carril por el que se desplaza el robot portador de un neumático.

Al final de estos carriles se encuentran unos finales de carrera que limitan al robot y unos topes para que en caso de fallar los finales de carrera no puedan dañar algún elemento del conjunto de almacenaje.

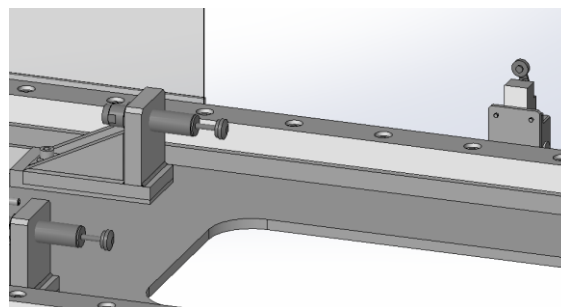


Figura 32. Finales de carrera y topes de seguridad. En la imagen se puede observar los topes de seguridad del carril y los finales de carrera que limitan el movimiento del robot.

III. Desarrollo del trabajo

III.2.3. Conjunto motor, poleas y reenvío.

El conjunto de traslación de la mesa de indexado se compone de un motor-reductor que acciona una polea, una polea en el otro extremo de la línea y unas pinzas en la mesa donde va sujeta la correa por ambos extremos.

En primer lugar, se puede ver la disposición del motor-reductor, que se mantiene en vilo, sujetado al soporte de la polea mediante una brida. También se observa el sistema de tensado de la correa dentada a través de los tornillos del soporte inferiores a la polea.

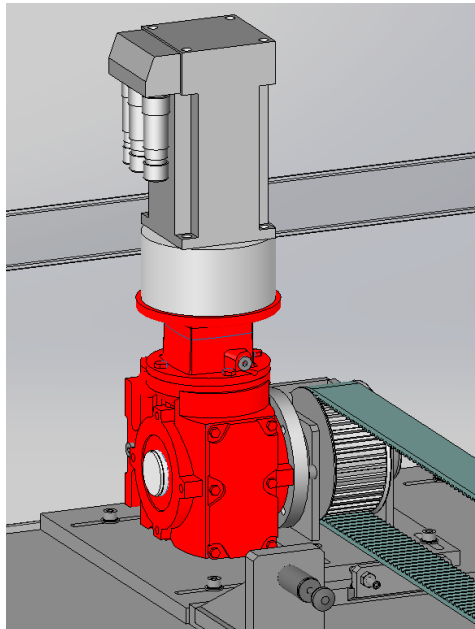


Figura 33. Conjunto motor. En la imagen se puede ver el conjunto de accionamiento de la traslación del robot compuesta por un robot en la zona superior, conectado a un reductor, en rojo, y una polea de accionamiento.

A continuación, se presenta la polea de reenvío del sistema de traslación, con el mismo sistema de tensado.

III. Desarrollo del trabajo

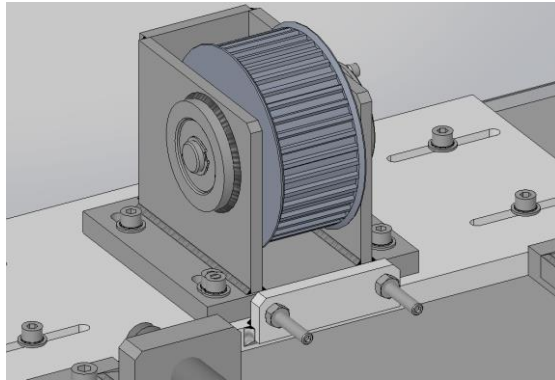


Figura 34. Polea dentada. En la imagen se puede ver la polea del final de la línea sujeta con un soporte y el sistema de tensado.

Para acabar de entender el sistema de transmisión se puede observar en la siguiente imagen la sujeción de la correa en la mesa de indexado:

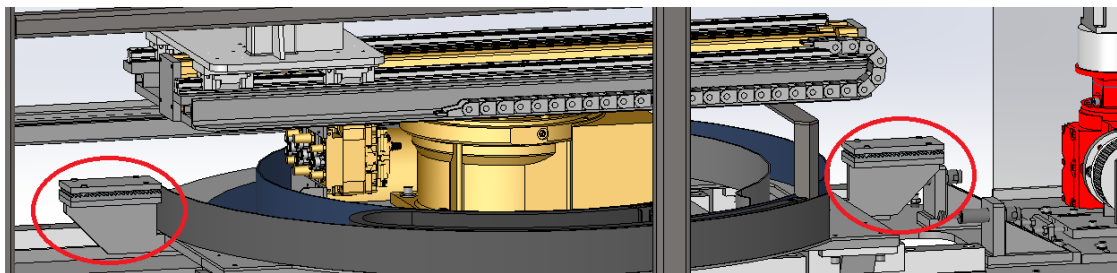


Figura 35. Soportes de grapa de correa dentada. Las figuras rodeadas de rojo se encargan de sujetar la correa dentada en la mesa de indexado.

En la siguiente imagen se resume el sistema de traslación que se utiliza en la célula de almacenaje para los diferentes robots.

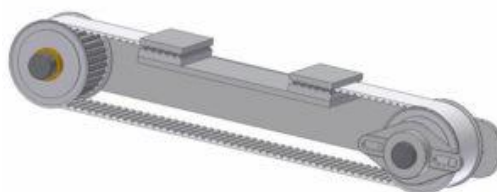


Figura 36. Sistema de traslación. En la imagen se puede ver resumido el movimiento de traslación de nuestro sistema. (Collins, 2019)

III. Desarrollo del trabajo

III.2.4. Mesa de indexado y robot móvil.

Por último, en el diseño actual de la célula de almacenaje, falta por ver cómo es la mesa de indexado que monta el conjunto de actuadores y reguladores para formar un robot.

En la siguiente imagen se ve el conjunto del robot:

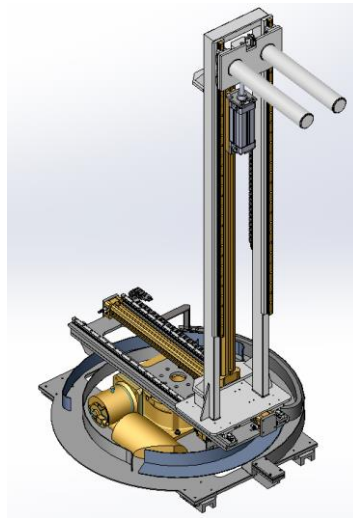


Figura 37. Robot de almacenaje. En la imagen se puede ver el conjunto robot compuesto por una mesa de indexado, y tres pistones neumáticos.

El conjunto motor se mueve a través de los raíles que se observan en la *Figura 31*. Los movimientos de rotación del robot para coger la rueda del robot de entrada, almacenar ruedas en las perchas a ambos lados y dejar el neumático en el robot de salida dependen de la mesa de indexado (*Figura 39*), con 4 posiciones y 270° de giro.

Unida a esta mesa de indexado se encuentran unos carriles y un pistón neumático (*Figura 40*) unidos en un soporte que permiten la traslación de la columna encargada de coger la rueda.

La columna está compuesta de otros dos pistones neumáticos, uno de ellos mueve un pistón que soporta las pinzas entre un nivel y otro de las perchas (este pistón neumático corresponde al pistón vertical de color dorado de la *Figura 38*) y el otro

III. Desarrollo del trabajo

pistón más pequeño de la columna se encarga de cargar y descargar los neumáticos de las perchas o de los robots de entrada y salida con un movimiento más reducido.

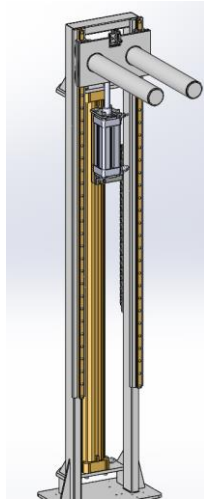


Figura 38. Columna de robots. En la imagen se pueden ver los dos pistones neumáticos que tiene la columna.

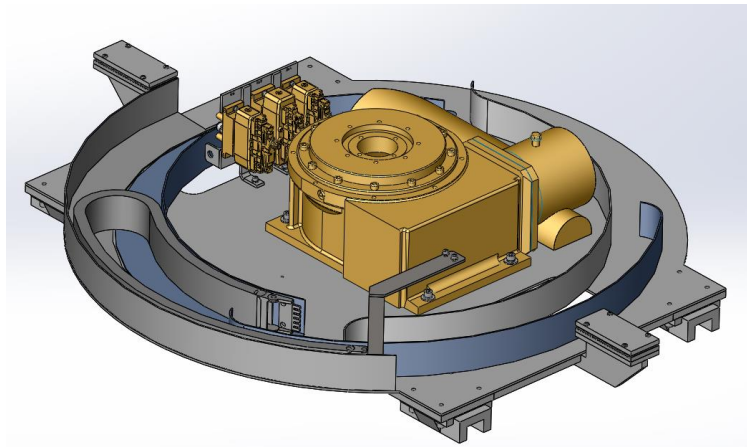


Figura 39. Mesa de indexado. En la imagen se observa la mesa que permite el giro del robot y el carro que se desliza a través de los carriles.

III. Desarrollo del trabajo

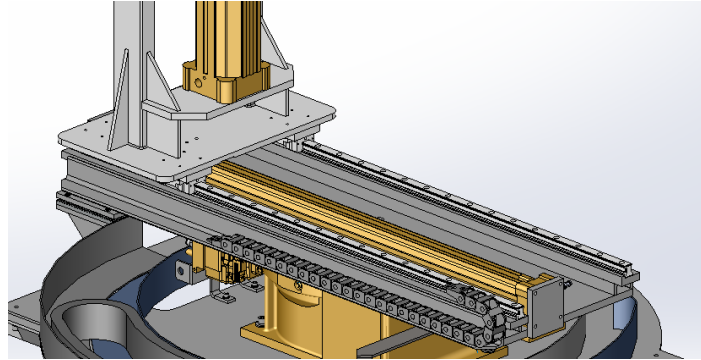


Figura 40. Pistón neumático de traslación. En la imagen se ve como el encargado de la traslación de la columna del robot se produce gracias a un pistón neumático.

Una vez que se conocen todos los elementos de la célula de almacenaje se calculan las fuerzas que actúan en nuestro sistema y las potencias necesarias que harían que nuestro sistema funcionara correctamente.

III.3. CÁLCULO DEL SISTEMA ACTUAL.

Visualmente se observa que los elementos críticos de la célula de almacenaje, es el sistema de transmisión por traslación de la mesa de indexado. Se puede observar que la correa dentada que se encarga de este movimiento colisiona entre sí debido a una tensión insuficiente en el sistema (*Figura 41*).



Figura 41. Sistema de transmisión de traslación. En la foto tomada en la célula de almacenaje, se observa en uno de los sistemas de traslación de la mesa de indexado, que la correa colisiona entre sí.

Para poder entender que produce el destensado de la correa en un corto periodo de tiempo, se analiza la fuerza necesaria del motor para mover la mesa, que la correa escogida sea la correcta, que los sistemas de árboles y poleas tengan una resistencia acorde a las necesidades, que la forma de tensado de la correa sea la idónea y que los rodamientos que están montados en el sistema sean suficientemente resistentes para que no fallen en su funcionamiento.

En primer lugar, se genera un listado con las características de cada elemento de nuestro sistema de almacenaje para utilizar los datos de cada fabricante en los cálculos que se realizarán a continuación.

III. Desarrollo del trabajo

Motor:

En la oferta inicial para la instalación del sistema de traslación se indica que es necesario con montar un motor de 0,34 kW. Por el contrario, cuando se visualiza la placa del motor instalado, nos indica la referencia de un motor Allen-Bradley MPL-B420P.

Como se observa en la siguiente tabla, el motor que monta el sistema de traslación tiene una potencia de 1,9 kW y no 0,34 kW como se presupuestó en la primera instalación.

Este detalle puede indicarnos que algo no funcionaba correctamente.

Tabla 2. Especificaciones de motor. En la tabla se puede ver diferentes datos técnicos de motores de la marca Allen-Bradley. (*Kinetix Rotary Motion Specifications*, 2020)

MP-Series Low Inertia Motor (400V-class) Performance Specifications

Motor Cat. No.	Speed, max rpm	Continuous Stall Torque N·m (lb·in)	Peak Stall Torque N·m (lb·in)	Motor Rated Output kW	Speed at Motor Rated Output rpm	Rotor Inertia ⁽¹⁾ kg·m ² (lb·in·s ²)	Motor Weight, approx ⁽¹⁾ kg (lb)
MPL-B1510V	8000	0.26 (2.3)	0.77 (6.8)	0.16	8000	0.0000074 (0.000065)	1.0 (2.2)
MPL-B1520U	7000	0.49 (4.3)	1.58 (14)	0.27	7000	0.000013 (0.00012)	1.2 (2.6)
MPL-B1530U	7000	0.90 (8.0)	2.80 (25)	0.39	7000	0.000023 (0.00020)	1.6 (3.4)
MPL-B210V	8000	0.55 (4.9)	1.50 (13.5)	0.37	8000	0.000015 (0.00013)	1.4 (3.1)
MPL-B220T	6000	1.61 (14.2)	4.74 (42)	0.62	6000	0.000039 (0.00035)	2.0 (4.4)
MPL-B230P	5000	2.10 (18.6)	8.20 (73)	0.86	5000	0.000063 (0.00056)	2.6 (5.7)
MPL-B310P	5000	1.58 (14)	3.61 (32)	0.77	5000	0.000044 (0.00039) ⁽²⁾	2.7 (5.8)
MPL-B320P	5000	3.05 (27)	7.91 (70)	1.5	5000	0.000078 (0.00069) ⁽²⁾	3.7 (8.0)
MPL-B330P	5000	4.18 (37)	11.1 (98)	1.8	5000	0.00012 (0.0010) ⁽²⁾	4.6 (10)
MPL-B420P	5000	4.74 (42)	13.5 (120)	1.9	5000	0.00026 (0.0023) ⁽²⁾	4.3 (9.4)
MPL-B430P	5000	6.55 (58)	19.8 (175)	2.2	5000	0.00038 (0.0033) ⁽²⁾	5.5 (12)
MPL-B4530F	3000	8.25 (73)	20.3 (180)	2.1	3000	0.00040 (0.0036) ⁽²⁾	7.3 (16)
MPL-B4530K	4000	8.25 (73)	20.3 (180)	2.6	4000		

Reductor:

Del mismo modo que el motor, se observan las características del reductor instalado junto al motor, estas características tampoco coincidían con el reductor presupuestado en la primera instalación.

El nuevo reductor es de la marca SEW-Eurodrive SA47 AM63. De la placa se obtienen las características de rangos de velocidades permitidas, entre 1.400 y 69 r.p.m., una relación de transmisión i: 20,33 y un peso de 13,32 kg.

III. Desarrollo del trabajo

Correa:

La correa dentada corresponde con una banda dentada de poliuretano 50ATL10, suministrada en rollos de 100 metros.

Tabla 3. Correas dentadas. En la tabla se pueden ver unas características de las correas ATL10.(Magnetic, 2017)

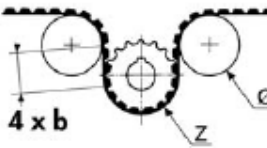
Perfil	Largeur de courroie (mm)	F _{ix} (N)	Masse (Kg/m)	Stock
ATL5	16	1 300	0,055	•
ATL5	25	2 000	0,089	•
ATL5	32	2 600	0,114	•
ATL5	50	4 200	0,178	•
ATL10	25	5 600	0,17	•
ATL10	32	7 200	0,21	•
ATL10	50	11 200	0,34	•
ATL10	75	16 800	0,51	•
ATL10	100	22 400	0,68	•
ATL20	32	9 800	0,34	•
ATL20	50	15 400	0,54	•
ATL20	75	23 800	0,81	•
ATL20	100	31 500	1,08	•

Al escoger este tipo de correa dentada también se debe de tener en cuenta el tipo de polea que hay que montar en el sistema de traslación.

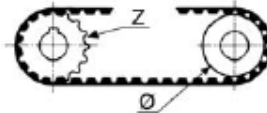
Como el sistema que hay que analizar es de flexión simple, se tendrá en cuenta los valores mínimos correspondientes de la *Tabla 4*.

Tabla 4. Relación de polea y correa. En la tabla se pueden comprobar los diámetros y número de dientes mínimo que debe de montarse para la correa ATL10.(Magnetic, 2017)

FLEXION ALTERNÉE					
Flexion alternée imposant un \emptyset mini et un nombre de dents Z mini variant selon le type de courroie :					
	Z min	\emptyset min	Z min	\emptyset min	
ATL5	25	60	AT5	25	60
ATL10	25	150	AT10	30	100
ATL20	25	250	AT20	25	180



FLEXION SIMPLE					
Flexion simple imposant un \emptyset mini et un nombre de dents Z mini variant selon le type de courroie :					
	Z min	\emptyset min	Z min	\emptyset min	
ATL5	25	40	AT5	15	25
ATL10	25	80	AT10	15	50
ATL20	25	160	AT20	18	120



III. Desarrollo del trabajo

Poleas:

Teniendo en cuenta los datos mínimos de la *Tabla 4*, se tiene en cuenta que los diámetros mínimos que se monten en la polea sean de 80 mm y que el número mínimo de dientes sean 25.

Tabla 5. Tabla de poleas para correas tipo AT10. En la tabla se observa el tipo de poleas y las medidas. (Magnetic, 2017)

POULIES ET BARREAUX STANDARD

Largeurs de courroies	b	16	20	25	32	50	75	100	150
Largeurs de poulies	B	23	27	32	40	60	85	110	160
	B _N *			42	50	70			

* Seules les poulies en stock ont un épaulement.

Largeur B _N	Nbre de dents Z	d _k	d _g	d _N	d	d _{maxi}
42 50 70 B180					mini (stock)	
•	12	36.38	42	28	8	25
•	14	42.74	48	32	8	30
•	15	45.93	52	32	8	34
•	16	49.11	55	35	8	36
	17	52.29	58			40
• • • •	18	55.48	61	40	8	44
• • • •	19	58.66	64	44	8	46
• • • •	20	61.84	68	46	12	50
	21	65.03	72			52
• • • •	22	68.21	74	50	12	56
	23	71.39	76			60
• • • •	24	74.57	80	58	12	62
• • • •	25	77.76	84	60	12	66
	26	80.94	86			68
• • • •	27	84.12	90	60	12	72
	28	87.31	93			76
	29	90.49	96			78
• • • •	30	93.67	99	60	12	82
	31	96.86	102			84
• • • •	32	100.04	106	65	12	88
	33	103.22	109			88
	34	106.41	112			92
	35	109.59	115			96
• • • •	36	112.77	118	70	16	98
	37	115.95	121			101
	38	119.14	125			104
	39	122.32	128			106
• • • •	40	125.50	131	80	16	110
	41	128.69	134			110
	42	131.87	137			112
	43	135.05	140			114
• • • •	44	138.24	144	90	16	118

Las poleas que hay en el sistema de transmisión es de 40 dientes y corresponde con la de la tabla anterior. Se puede verificar que cumple las restricciones marcadas en la *Tabla 4*.

III. Desarrollo del trabajo

Árboles:

A lo largo de las prácticas se observa como un robot de los que se encarga de colocar las ruedas en las perchas funciona con la correa destensa. Los técnicos de mantenimiento se disponen a tensar la correa, pero se detecta una pequeña anomalía entre el árbol y los rodamientos.

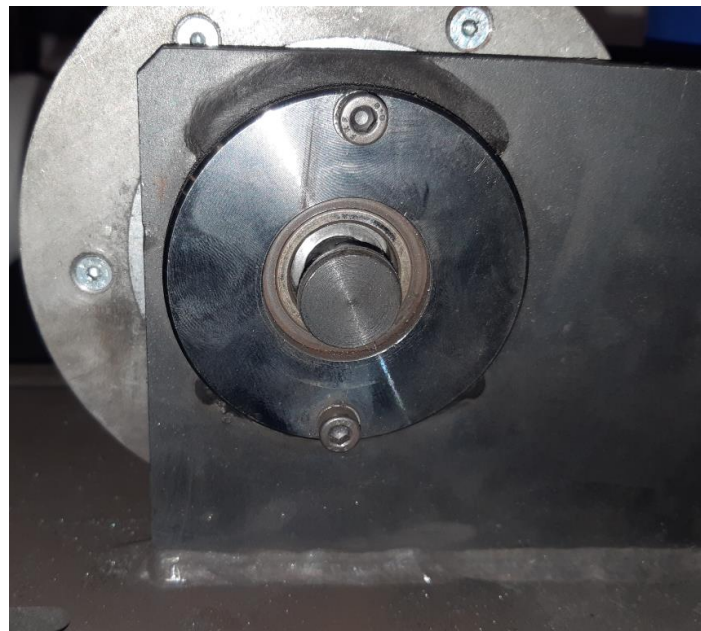


Figura 42. Juego entre árbol y rodamiento. En la foto que se toma en el almacén, se puede observar el desgaste que hay en el árbol y el rodamiento de la polea motriz.

Para analizar también un posible fallo en los árboles, se tiene en cuenta el material de este. Corresponde a un acero C45E sin tratamiento.

El tipo de material no influye en los cálculos, pero se tendrá en cuenta para las simulaciones que se realicen en el programa KISSsoft.

III. Desarrollo del trabajo

Chavetas:

Al igual que en el caso de los árboles de las poleas, se comprueba el material de las chavetas para analizarlas en el programa KISSsoft una vez obtenidos todos los cálculos.

La chaveta que une el árbol con la polea, tanto en el conjunto del reenvío como en la polea motriz, corresponde a unas dimensiones de 8x7x35 según norma DIN 6885.

Para la chaveta que transmite el movimiento del reductor al árbol tiene unas medidas de 8x7x90 según norma DIN 6885.

En el caso de las dos chavetas, el material con el que están fabricadas es acero C45E sin tratamiento.

Rodamientos:

Como se puede ver en la *Figura 42*, existe un juego entre el árbol y el rodamiento, por lo tanto, se tiene en cuenta los rodamientos que se montan en el sistema de transmisión.

En el árbol de la polea del conjunto de reenvío se montan rodamientos de tipo rígidos de una hilera de bolas SKF 6204-2Z.

En el árbol de la polea del conjunto motriz se monta un rodamiento como el anterior y otro rodamiento rígido de una hilera de bolas SKF 6005-2RS.

Las cargas que soportan los rodamientos, así como las horas de vida estipuladas para este montaje se analizaran con el programa KISSsoft.

Mesa de indexado:

Cada uno de los robots de almacenaje montan una mesa de indexado de la serie MI de leva globoidal tipo Mia 160-4-300-3-D 4 estaciones.

El peso que soportan los carriles de traslado es de 380 kg que para nuestro análisis corresponde con el carro de la *Figura 43*.

III. Desarrollo del trabajo

Una vez que se tienen los elementos implicados en el sistema de transmisión de la traslación de la célula de almacenaje, se calcula la tensión, fuerzas que actúan en el sistema, potencia requerida, es decir, todo lo necesario para analizar que puede fallar en nuestro sistema de transmisión de movimiento.

Para calcular el sistema de transmisión se siguen los pasos de la guía para la selección de correas dentadas de uretano del fabricante Mectrol, una guía rápida para obtener las fuerzas y tensiones del sistema y elección de la correa. (Mectrol, 2014)

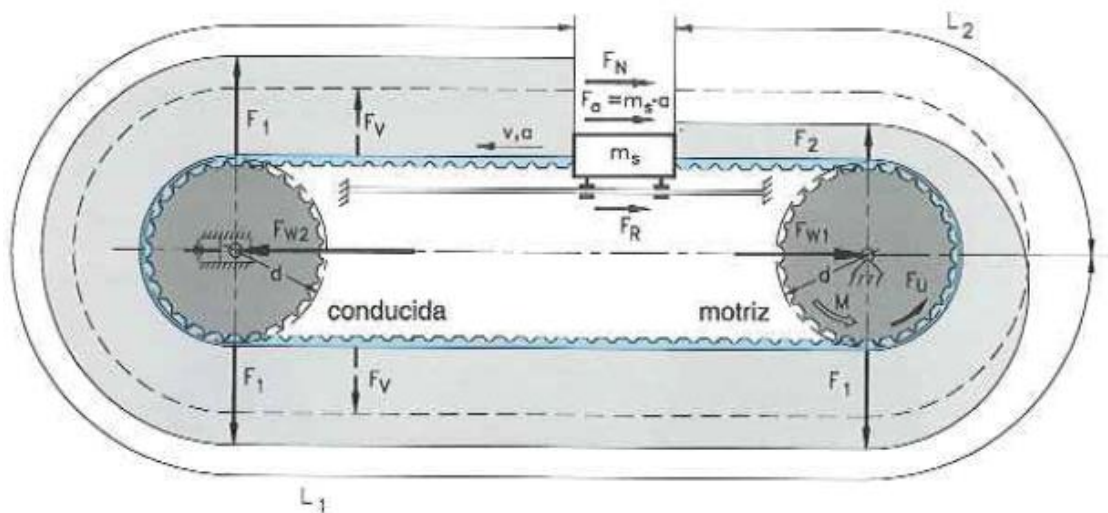


Figura 43. Sistema de posicionamiento lineal. En la figura se puede observar un esquema del sistema que hay montado en la célula de almacenaje. (Mectrol, 2014)

El sistema de estudio que se va a realizar es el que se ve en la *Figura 43*. Este sistema corresponde al movimiento de un carro con posicionamiento lineal.

En primer lugar, se calcula la tensión efectiva (T_e), correspondiente a la suma de fuerzas que se oponen al movimiento del sistema. La tensión efectiva es la suma varias fuerzas: fuerza de aceleración (F_a), Fuerza de rozamiento del patín (F_f), Carga de trabajo externa (F_w), Peso del patín (W_s), Fuerza para acelerar la polea (F_{ai}) y la fuerza para mover el peso de la correa (F_{ab}).

$$T_e = F_a + F_f + F_w + W_s + F_{ai} + F_{ab}$$

Se procede a calcular individualmente cada fuerza:

III. Desarrollo del trabajo

Fuerza de aceleración del patín:

$$F_a = m_s \cdot a$$

Siendo:

a = aceleración del patín.

m_s = masa del conjunto deslizado por el patín.

En el conjunto de masa del patín, se considera el peso del robot cargado con la rueda de mayor masa. El peso del robot que soportan los raíles se obtiene del diseño en Solid del conjunto que coincide con el peso que adjunta el fabricante de la mesa de indexado. La suma del robot y la rueda se aproxima a 380 kg, redondeando los cálculos a 400 kg de peso que soportan los raíles.

Para poder obtener la aceleración del carro, se observa la configuración del programa que gestiona los robots. En dicho programa la aceleración máxima corresponde con $a = 3 \text{ m/s}^2$.

Con estos datos se calcula la fuerza necesaria para acelerar el carril con el peso correspondiente:

$$F_a = m_s \cdot a = 400 \text{ kg} \cdot 3 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 1.200,00 \text{ N}$$

Fuerza de rozamiento entre el patín y las guías:

$$F_f = \mu \cdot m_s \cdot g$$

Siendo:

g = aceleración debida a la gravedad.

m_s = masa del conjunto deslizado por el patín.

μ = coeficiente de rozamiento entre el patín y las guías de deslizamiento.

Se considera un valor de $g = 9,81 \text{ m/s}^2$, para la gravedad.

III. Desarrollo del trabajo

El coeficiente de rozamiento del patín es facilitado por el fabricante de las guías y los patines, Rexroth Bosh Group, oscilando entre valores de $\mu = (0,002 \dots 0,003)$.

Debido al ambiente de trabajo y suciedad del sistema, además de las consideraciones de la guía de elección de la correa, el coeficiente de rozamiento entre el patín y las guías de deslizamiento se considera de $\mu = 0,1$.

De esta forma se procede a calcular la fuerza de rozamiento que hay que vencer para mover el robot:

$$F_f = \mu \cdot m_s \cdot g = 0,1 \cdot 400 \text{ kg} \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 392,40 \text{ N}$$

Fuerza necesaria debida a la carga de trabajo externa:

Se considera las cargas de trabajo externas el peso que puede cargar el robot, pero ya se tiene en cuenta en el peso del patín para hacer los anteriores cálculos.

Por lo tanto, esta carga de trabajo externa se considera de valor $F_f = 0 \text{ N}$.

Peso del patín:

El peso del patín solo se tiene en cuenta si el sistema de transmisión es vertical. De forma que la carga producida por el patín en nuestro sistema es $W_s = 0 \text{ N}$.

Fuerza necesaria para acelerar la polea:

$$F_{ai} = \frac{m_j \cdot a}{2}$$

Siendo:

a = aceleración del patín.

m_j = masa de la polea.

La aceleración es la misma que la que se ha usado con anterioridad.

La masa de la correa se obtiene a partir del diseño en SolidWorks, siendo esta de un valor de 2,017 kg.

III. Desarrollo del trabajo

Con estos datos se calcula la fuerza necesaria para acelerar la polea:

$$F_{at} = \frac{m_j \cdot a}{2} = \frac{2,02 \text{ kg} \cdot 3 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}}{2} = 3,03 \text{ N}$$

Fuerza necesaria para acelerar la correa:

$$F_{ab} = m_b \cdot a$$

Siendo:

a = aceleración del patín.

m_b = masa de la correa.

La aceleración es la misma que la que se ha usado con anterioridad.

Para obtener la masa de la correa se necesita:

$$m_b = w_b \cdot L$$

Siendo:

w_b = peso específico de la correa.

L = longitud de la correa.

La longitud de la correa se obtiene de comprobar la distancia entre árboles de las poleas en el SolidWorks, teniendo en cuenta la distancia que ocupa el patín, en este caso, el robot, y el diámetro de las poleas.

La distancia entre centros de las poleas es de 22.766,5 mm, la distancia que ocupa nuestro robot, sustituyendo el espacio de la correa es de 1.550 mm y, por último, se conoce el diámetro de la polea, 125,5 mm.

Teniendo en cuenta que la correa abraza 180° a la polea y que hay dos poleas del mismo diámetro, se obtiene la longitud de la siguiente forma:

$$L = 2 \cdot d - d_s + \pi \cdot \phi$$

III. Desarrollo del trabajo

Siendo:

d = distancia entre centros.

d_s = distancia de robot.

\emptyset = diámetro nominal de polea

De esta forma, se obtiene una longitud de:

$$L = 2 \cdot d - d_s + \pi \cdot \emptyset = 2 \cdot 22.766,5 \text{ mm} - 1.550 \text{ mm} + \pi \cdot 125,5 \text{ mm} = \mathbf{44.377,27 \text{ mm}}$$

El peso específico de la de la correa lo facilita el fabricante, siendo este el valor de $0,34 \text{ kg/m}$.

Tabla 6. Características de correa ATL10. En la siguiente tabla se puede observar el peso específico de la correa dependiendo del ancho. (Mectrol, 2014)

BRECO® ATL10 (M)		Admissible tension cord strength F_{Tadm} / Specific		
Belt width		b [mm]	32	50
M	E / Steel tension member	F_{Tadm} [N]	7200	11200
	Specific elasticity (E / Steel tension member)	C_{spec} [N]	$1,8 \cdot 10^6$	$2,8 \cdot 10^6$
	Stainless steel tension member	F_{Tadm} [N]	5760	8960
	Specific elasticity (stainless steel tension member)	C_{spec} [N]	$1,8 \cdot 10^6$	$2,8 \cdot 10^6$
V	E / Steel tension member	F_{Tadm} [N]	-	-
	Stainless steel tension member	F_{Tadm} [N]	-	-
Belt weight	Standard	[kg/m]	0,220	0,340
	DL	[kg/m]	-	-
	DR	[kg/m]	-	-
	T	[kg/m]	-	-

De esta forma se calcula la masa total de la correa:

$$m_b = w_b \cdot L = \frac{0,34 \frac{\text{kg}}{\text{m}} \cdot 44.377,27 \text{ mm}}{1.000 \frac{\text{mm}}{\text{m}}} = 15,09 \text{ kg}$$

Una vez que se obtiene la masa de la correa, se calcula la fuerza necesaria para acelerar esta masa:

$$F_{ab} = m_b \cdot a = 15,09 \text{ kg} \cdot 3 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = \mathbf{45,26 \text{ N}}$$

III. Desarrollo del trabajo

Las fuerzas debidas a la aceleración de la polea y la correa para un cálculo rápido se pueden despreciar porque son bastante inferiores al resto de fuerzas.

Para el cálculo de este sistema, en un principio no se tiene la medida de la correa, ni el modelo. Se debe hacer una estimación, con un cálculo inicial, y después, si hiciera falta volver a recalcular el sistema.

La tensión efectiva es la suma de las fuerzas anteriores, siendo el resultado:

$$T_e = F_a + F_f + F_w + W_s + F_{ai} + F_{ab} = 1.200 N + 392,4 N + 0 N + 0 N + 3,03 N + 45,26 N$$

$$T_e = \mathbf{1.640,69 N}$$

Cuando se obtiene la tensión efectiva, se puede seleccionar en gráficos facilitados por los fabricantes, la correa necesaria para que el funcionamiento sea correcto.

A continuación, se observa en el siguiente gráfico que la correa del sistema es ligeramente superior a las especificaciones. Por lo tanto, es correcto su uso.

III. Desarrollo del trabajo

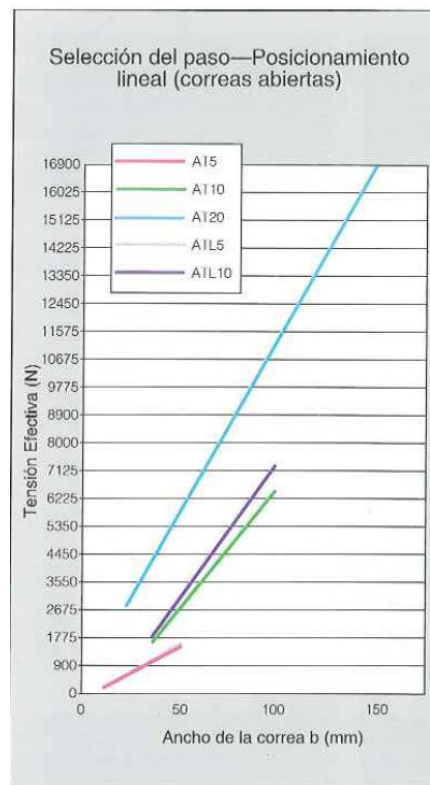


Figura 44. Gráfico tensión efectiva - Ancho de la correa. En el gráfico se muestra la tensión efectiva soportada por cada tipo de correa y dependiendo del ancho de esta. (Mectrol, 2014)

En el caso de hacer un diseño inicial, habría que seleccionar un diámetro mínimo de la polea, teniendo en cuenta el paso de la correa y el número mínimo de dientes de la polea.

En este sistema se comprueba que las poleas cuentan con el mínimo diámetro especificado por el fabricante.

Tanto la polea del reenvío como la polea motriz se corresponde con una polea de un diámetro exterior de 125,5 mm y 40 dientes, con el paso de 10 correspondiente a la correa que monta.

El fabricante, para esta correa, indica que el diámetro mínimo se corresponde con 80 mm o un número de dientes mínimo de 25 como se puede ver en la *Tabla 4*.

III. Desarrollo del trabajo

Cuando el sistema está en funcionamiento, se generan diferentes tensiones a lo largo de la correa, como se puede apreciar en la Figura 43. Por lo tanto, se calculan las tensiones críticas en cada zona de la correa.

A lo largo del ramal conducido, debe haber una tensión mínima de funcionamiento que oscila entre valores de $(0,1 \dots 0,3) \cdot T_e$.

De forma que para calcular ese valor:

$$T_{2opt} = (0,1 \dots 0,3) \cdot T_e$$

Siendo:

T_{2opt} = tensión óptima en el ramal conducido.

El fabricante para largas distancias entre poleas recomienda que los valores sean los más altos, por lo tanto, los cálculos que se realizan tendrán los valores más altos.

Por lo tanto, la tensión óptima del ramal conducido será:

$$T_{2opt} = 0,3 \cdot T_e = 0,3 \cdot 1.640,69 \text{ N} = \mathbf{492,21 \text{ N}}$$

A partir de la tensión óptima del ramal se obtiene la tensión mínima inicial de la correa. Para determinar esa tensión se tiene en cuenta la siguiente fórmula:

$$T_i = T_{2opt} + T_e \cdot \frac{L_1}{L}$$

Siendo:

T_{2opt} = tensión óptima en el ramal conducido.

L = longitud de la correa.

L_1 = longitud del ramal tenso de la correa.

III. Desarrollo del trabajo

Para calcular el ramal de la correa tenso L_1 como se puede apreciar en la Figura 43, se utiliza el diseño del ensamblaje de SolidWorks, y, colocando el robot en la posición de uno de los extremos, se calcula la distancia entre este y el inicio de la polea.

Como se tiene también la distancia que ocupa la correa en un cuarto de polea, se obtiene la distancia mínima que tendrá el ramal destenso.

La diferencia con la longitud total de la correa nos determina L_1 .

Si la distancia mínima entre el robot y la polea son de 85 mm:

$$L_1 = L - \left(85 + \frac{\pi \cdot \phi}{4}\right) = 44.377,27 \text{ mm} - \left(85 \text{ mm} + \frac{\pi \cdot 125,5 \text{ mm}}{4}\right) = 44.193,7 \text{ mm}$$

De modo que la tensión inicial de la correa será:

$$T_i = T_{2opt} + T_e \cdot \frac{L_1}{L} = 492,21 \text{ N} + 1.640,69 \text{ N} \cdot \frac{44.193,7 \text{ mm}}{44.377,27 \text{ mm}} = \mathbf{2.126,10 \text{ N}}$$

En el caso del sistema de posicionamiento lineal, el fabricante nos indica que la tensión inicial de la correa se puede determinar de una forma más rápida en caso de corras tipo ATL siendo esta $T_i = (1 \dots 2) \cdot T_e$. Teniendo en cuenta los valores más altos para grandes distancias entre centros:

$$T_i = 2 \cdot T_e = 2 \cdot 1.640,69 \text{ N} = 3.281,38 \text{ N}$$

Se observa que el cálculo de la tensión inicial es bastante superior si se hace con este cálculo.

Una vez calculadas las tensiones efectivas e iniciales se pueden calcular las tensiones máximas en los ramales conducidos y conductores. Con estas tensiones se puede determinar la tensión que puede llegar a soportar un árbol en el sistema de transmisión.

$$T_{1max} \approx T_i + T_e$$

III. Desarrollo del trabajo

Siendo:

T_{1max} = Tensión máxima en el ramal tenso.

$$T_{2max} \approx T_{1max} - T_e$$

Siendo:

T_{2max} = Tensión máxima en el ramal conducido.

De forma que las tensiones serían:

$$T_{1max} \approx T_i + T_e = 2.126,10N + 1.640,69N = \mathbf{3.766,79N}$$

$$T_{2max} \approx T_{1max} - T_e = 3.766,79 N - 1.640,69 N = \mathbf{2.126,10 N}$$

Para comprobar la tensión máxima que soporta cada árbol se tiene en cuenta las tensiones máximas anteriores que se pueden producir en cada uno de ellos.

En el árbol motriz, siempre se genera un ramal tenso y uno destenso.

De forma que la carga que se produce en el árbol motriz es:

$$F_{s1} = T_1 + T_2$$

Siendo:

F_{s1} = Carga sobre el árbol motriz

T_2 = tensión del árbol conducido.

T_1 = tensión en el ramal tenso.

La carga será:

$$F_{s1} = T_1 + T_2 = 3.766,79 N + 2.126,10 N = \mathbf{5.892,89 N}$$

III. Desarrollo del trabajo

El funcionamiento del árbol de la polea conducida tiene otra situación. En este caso, los ramales de la correa tienen la misma tensión porque no se aplica ni un aumento ni una reducción de potencia en el ramal. Por lo tanto, se calcula una carga para la situación de que los ramales de la correa estén tensados que es la más perjudicial para el árbol.

Y por esta razón, la carga es:

$$F_{s2} = 2 \cdot T_1$$

Siendo:

F_{s2} = Carga sobre el árbol conducido

T_1 = tensión en el ramal tenso.

El resultado de esta operación sería:

$$F_{s2} = 2 \cdot T_1 = 2 \cdot 3.766,79 \text{ N} = \mathbf{7.533,60 \text{ N}}$$

Una vez que se ha calculado las cargas y tensiones que tiene el sistema de transmisión se verifica que la correa que se ha tenido en cuenta para hacer los cálculos es la correcta. En nuestro caso se dispone de una correa dentada del tipo 50ATL10.

Ahora se procede al cálculo del ancho de la correa para ver si es el necesario mediante la fórmula:

$$b \geq \frac{T_{1max}}{T_{1total}}$$

III. Desarrollo del trabajo

Siendo:

b = ancho mínimo de la correa

T_{1max} = Tensión máxima del ramal tenso

T_{1total} = Tensión máxima de trabajo para la correa

Tabla 7. Tensiones máximas admitidas por el tipo de correa. En la tabla se puede observar las tensiones máximas que soporta la correa ATL que se monta en nuestro sistema de transmisión. (Mectrol, 2014)

Tipo de Correa			XL	L	AT10	ATL10	T20	AT20
Paso (en pulgadas y milímetros)			5,08mm 1/5"	9,52mm 3/8"	10mm	10mm	20mm	20mm
Carga de Rotura por pulgada (25,4mm) de ancho	Aceró	lb/in N/25,4mm	730 3250	1340 5960	3020 13440	5180 22950	3020 13440	5160 22950
	Kevlar	lb/in N/25,4mm	1370 6090	2140 9520	N/D N/D	N/D N/D	N/D N/D	N/D N/D
Tensión de trabajo máxima para la correa [T_{1total}] por pulgada (25,4mm) de ancho (Factor de Seguridad > 4)	Aceró y Kevlar	Abierta lb/in N/25,4mm	185 825	335 1490	755 3360	1290 5740	755 3360	1290 5740
		Empalmada lb/in N/25,4mm	140 620	200 890	380 1680	N/D N/D	380 1690	645 2870
Tensión de trabajo máxima para los dientes de la correa [T_{1000}] por pulgada (25,4mm) de ancho (15 o más dientes engranados)	Abierta	lb/in N/25,4mm	180 800	360 1600	585 2600	585 2600	715 3180	1220 5430
	Empalmada	lb/in N/25,4mm	135 600	270 1200	440 1960	N/D N/D	535 2380	915 4070
Peso específico de la correa w_0	Aceró	lb/ft ³ N/m ³	0,432 20,7	0,721 34,5	1,15 55,2	1,13 54,3	1,51 72,1	2,04 97,6
	Kevlar	lb/ft ³ N/m ³	0,39 18,7	0,62 29,7	N/D N/D	N/D N/D	N/D N/D	N/D N/D
Rigidez específica de la correa E_{sp}	Aceró	lb/in N/mm	47950 8400	92800 16250	213600 37400	334600 58600	213600 37400	334600 58600
	Kevlar	lb/in N/mm	52250 9150	71950 12800	N/D N/D	N/D N/D	N/D N/D	N/D N/D
Nº mínimo de dientes de las poleas Z_{min}			10	10	15	25	15	18
Disponible en tipo alimentario (Autorización FDA USDA Uretano Shore A 65)			S	S				
Colores en Stock (T = Transparente B = Blanco)			T	T	B	B	T	B
Temperatura de Trabajo			-30°C a +80°C					
Dureza			Shore A 92					
Coeficiente de rozamiento	Uretano con acero (en seco)		0,5 a 0,7					
	Uretano con UHMW (en seco)		0,2 a 0,4					
	Nylon con acero (en seco)		0,2 a 0,4					
	Nylon con UHMW (en seco)		0,1 a 0,3					

En la tabla que adjunta la guía de cálculo de correas se puede ver la tensión máxima admisible por la correa por cada 25 mm de ancho. En el caso de la correa ATL10 corresponde con $T_{1total} = 5.740 \text{ N} / 25,4 \text{ mm}$ para un sistema abierto.

III. Desarrollo del trabajo

De esta tabla se obtiene el ancho mínimo de la correa:

$$b \geq \frac{T_{1max}}{T_{1total}} \geq \frac{3.766,79 N}{5.740 N} \cdot 25,4 mm \geq \mathbf{16,67 mm}$$

Con este cálculo se determina que es correcto la elección de una correa de 50 mm de anchura.

Por otra parte, se calcula la anchura mínima del diente para nuestro sistema de transmisión para ver si es correcto. Se utiliza la siguiente expresión:

$$b \geq \frac{T_e}{T_{etotal} \cdot t_m \cdot t_v}$$

Siendo:

b = ancho mínimo del diente

T_e = Tensión eficiente

T_{etotal} = Tensión máxima de trabajo para los dientes de la correa

t_m = factor de dientes engranados

t_v = factor velocidad

Para determinar ambos factores, en la guía de elección de correas se pueden encontrar dos tablas para su fácil elección.

III. Desarrollo del trabajo

Tabla 8. Factor de dientes engranados y factor de velocidad. En la tabla se observan dos factores a tener en cuenta para el cálculo de correas. En la izquierda se puede ver el factor de dientes engranados y a la derecha el factor de velocidad. (Mectrol, 2014)

FACTOR DIENTES ENGRANADOS		FACTOR VELOCIDAD		
N° dientes engranados Z_m	Factor t_m	Velocidad		Factor t_v
		lt/min	m/s	
3	0,39	0	0	1
4	0,5	200	1	0,99
5	0,59	400	2	0,98
6	0,67	600	3	0,97
7	0,74	800	4	0,95
8	0,8	1000	5	0,93
9	0,85	1200	6	0,9
10	0,89	1400	7	0,87
11	0,92	1600	8	0,84
12	0,95	1800	9	0,81
13	0,97	2000	10	0,77
14	0,99			
15	1			

En el sistema de transmisión actual, la correa abraza 180° la polea, por lo tanto, son 20 el número de dientes engranados, ya que la polea tiene 40 dientes. Por lo tanto, el factor de dientes engranados $t_m = 1$.

En el caso del factor velocidad no ocurre lo mismo. Se observa en el programa que comanda el robot, que la velocidad máxima que se genera en el sistema es de $1,6 \text{ m/s}$. Para calcular el factor exacto se interpola con los datos de la tabla. De forma que se cumple:

$$\frac{0,98 - t_v}{(2 - 1,6) \frac{m}{s}} = \frac{0,98 - 0,99}{(2 - 1) \frac{m}{s}}$$

Despejando la fórmula:

$$t_v = \left[- \left(\frac{0,98 - 0,99}{(2 - 1) \frac{m}{s}} \right) \cdot (2 - 1,6) \frac{m}{s} \right] + 0,98 = \mathbf{0,984}$$

En la tabla anterior también se puede comprobar la tensión máxima admitida por el diente de la correa: $T_{total} = 2.600 \text{ N} / 25,4 \text{ mm}$. Ahora con los datos obtenidos se calcula el ancho mínimo del diente de la correa:

III. Desarrollo del trabajo

$$b \geq \frac{T_e}{T_{etotal} \cdot t_m \cdot t_v} \geq \frac{1.640,69 \text{ N}}{2.600 \text{ N} \cdot 1 \cdot 0,984} \cdot 25,4 \text{ mm} \geq \mathbf{16,29 \text{ mm}}$$

Por lo tanto, puede asegurarse que la correa cumple con los requerimientos de nuestro sistema al escoger una correa de 50 mm de anchura y siendo el modelo ATL10.

En caso de no cumplir con el cálculo efectuado se debe de elegir otra correa y rehacer todos los cálculos.

A efectos prácticos y como posible fallo en el automatismo se calcula el fallo de posicionamiento que puede tener este sistema de transmisión que coincide con el deslizamiento del patín a la hora de dejar la rueda en la percha correspondiente.

La expresión es la siguiente:

$$\Delta x = \frac{F_{st}}{k}$$

Siendo:

Δx = deslizamiento del patín.

F_{st} = Fuerza estática efectiva.

k = constante de rigidez del ramal

La fuerza estática efectiva corresponde en este caso con la fuerza de rozamiento del patín.

La constante de rigidez depende de varios factores:

$$k = c_{sp} \cdot b \cdot \frac{L_1 + L_2}{L_1 \cdot L_2}$$

Siendo:

c_{sp} = rigidez específica de la correa

b = ancho mínimo del diente

L_1 = longitud de la correa tenso.

L_2 = longitud de la correa conducida.

III. Desarrollo del trabajo

Se tiene en cuenta que la desviación máxima del patín se dará cuando la longitud $L_1 = L_2$. Como físicamente no se puede dar esa posición, se calculará cuando $k = \max$, siendo $L_2 = \max$.

Para determinar el valor máximo de L_2 se simula la posición en SolidWorks de la forma que:

$$L_2 = 21.130 \text{ mm} + \frac{\pi \cdot \varnothing}{4} = 21.130 \text{ mm} + \frac{\pi \cdot 125,5 \text{ mm}}{4} = 21.228,57 \text{ mm}$$

Siendo 21130 mm la separación máxima del robot a la polea.

En *Tabla 7* se puede observar la rigidez específica de la correa con un valor de $c_{sp} = 58600 \text{ N/mm}$.

Teniendo en cuenta que L_1 ahora tiene que ser mínimo, se calcula de la diferencia entre la longitud de la correa y el lado de tenso máximo L_2 .

$$L_1 = L - L_2 = 44.377,27 \text{ mm} - 21.228,57 \text{ mm} = 23.148,7 \text{ mm}$$

Teniendo todos los datos, se comprueba el desfase máximo en el patín.

Primero se calcula la constante de rigidez:

$$k = c_{sp} \cdot b \cdot \frac{L_1 + L_2}{L_1 \cdot L_2} = 58.600 \frac{\text{N}}{\text{mm}} \cdot 50 \text{ mm} \cdot \frac{(23.148,7 + 21.288,57) \text{ mm}}{23.148,7 \text{ mm} \cdot 21.288,57 \text{ mm}} = 264,59 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$$

Por último, se calcula la desviación:

$$\Delta x = \frac{F_{st}}{k} = \frac{392,4 \text{ N}}{264,59 \frac{\text{N}}{\text{mm}}} = \mathbf{1,48 \text{ mm}}$$

Este deslizamiento puede ser útil para calcular el error de posicionamiento del robot.

A continuación, se calcula la potencia necesaria para que el sistema de transmisión funcione correctamente.

La potencia del motor se puede obtener de la siguiente expresión:

III. Desarrollo del trabajo

$$P = M_T \cdot \omega$$

Siendo:

M_T = Par motor necesario en el árbol motor.

ω = velocidad de giro en árbol motor.

Para calcular el par motor a la salida del motor, se necesita saber el momento torsor que se produce en la polea. Este se calcula al conocer la fuerza necesaria para mover la correa, ya calculada, y la distancia desde el árbol al extremo de la polea, el radio de esta.

Por lo tanto, el par motor en el árbol de la polea será:

$$M_t = T_e \cdot \frac{\varnothing}{2}$$

M_t = momento torsor en árbol-polea.

T_e = tensión efectiva

\varnothing = diámetro polea

Una vez que se consigue el momento torsor en el árbol de la polea, se calculan las fuerzas en el motorreductor.

$$M_t = T_e \cdot \frac{\varnothing}{2} = 1.640,69 \text{ N} \cdot \frac{125,5 \text{ mm}}{2} \cdot \frac{m}{1.000 \text{ mm}} = 102,95 \text{ Nm}$$

Teniendo en cuenta las revoluciones del motor, 5000 r.p.m. y la relación de transmisión del reductor 1:20.33, se puede calcular la potencia de la siguiente forma:

$$P = M_T \cdot \omega$$

Para pasar las vueltas por minuto del motor, a *rad/s* del reductor se aplica:

$$i = \frac{n_1}{n_2}$$

III. Desarrollo del trabajo

Siendo:

i = relación de transmisión del reductor

n_1 = velocidad del motor

n_2 = velocidad salida reductor

$$n_2 = \frac{n_1}{i} = \frac{5.000 \text{ rpm}}{20,33} = 245,94 \text{ rpm}$$

Para pasar a rad/s :

$$\omega = \frac{2 \cdot \pi}{60} \cdot n = \frac{2 \cdot \pi}{60} \cdot 245,94 \text{ rpm} = 25,75 \text{ rad/s}$$

Por lo tanto, se puede obtener la potencia del motor necesaria:

$$P = M_T \cdot \omega = 102,95 Nm \cdot 25,75 \frac{rad}{s} = \mathbf{2.651,56 W = 2,6 kW}$$

Como se ha podido comprobar antes, el motor del que se dispone solo es capaz de generar 1,9 kW de potencia. Una solución rápida que se puede observar en el almacén ha sido reducir la aceleración a la mitad, de esta forma, la potencia que necesita el motor para mover la célula con los requerimientos del programa sería de 1,64 kW, por lo tanto, la célula de almacenaje funciona correctamente.

Otra de las observaciones que se puede contemplar en los mantenimientos preventivos, es el tensado de la correa. Como se ha comprobado anteriormente, la tensión efectiva de la correa es de 1.641 N, pero los tensados manuales fácilmente llegan a valores de 2.300 N.

Para comprobar cómo se comporta este sistema, se utilizan los datos obtenidos anteriormente, siendo estos los más perjudiciales, para en caso de fallo del sistema, sea más pronunciado.

Para esta comprobación, se utilizarán los programas de KISSsys, para tener una idea del sistema de transmisión completo y KISSsoft para hacer los cálculos de cada elemento del sistema de transmisión.

III. Desarrollo del trabajo

III.4. ANÁLISIS DEL SISTEMA ACTUAL CON EL PROGRAMA KISSYS Y KISSOFT.

Para analizar bien el sistema de transmisión por correa dentada que se tiene, se utiliza la herramienta KISSsys. De forma esquemática introducimos los diferentes elementos.

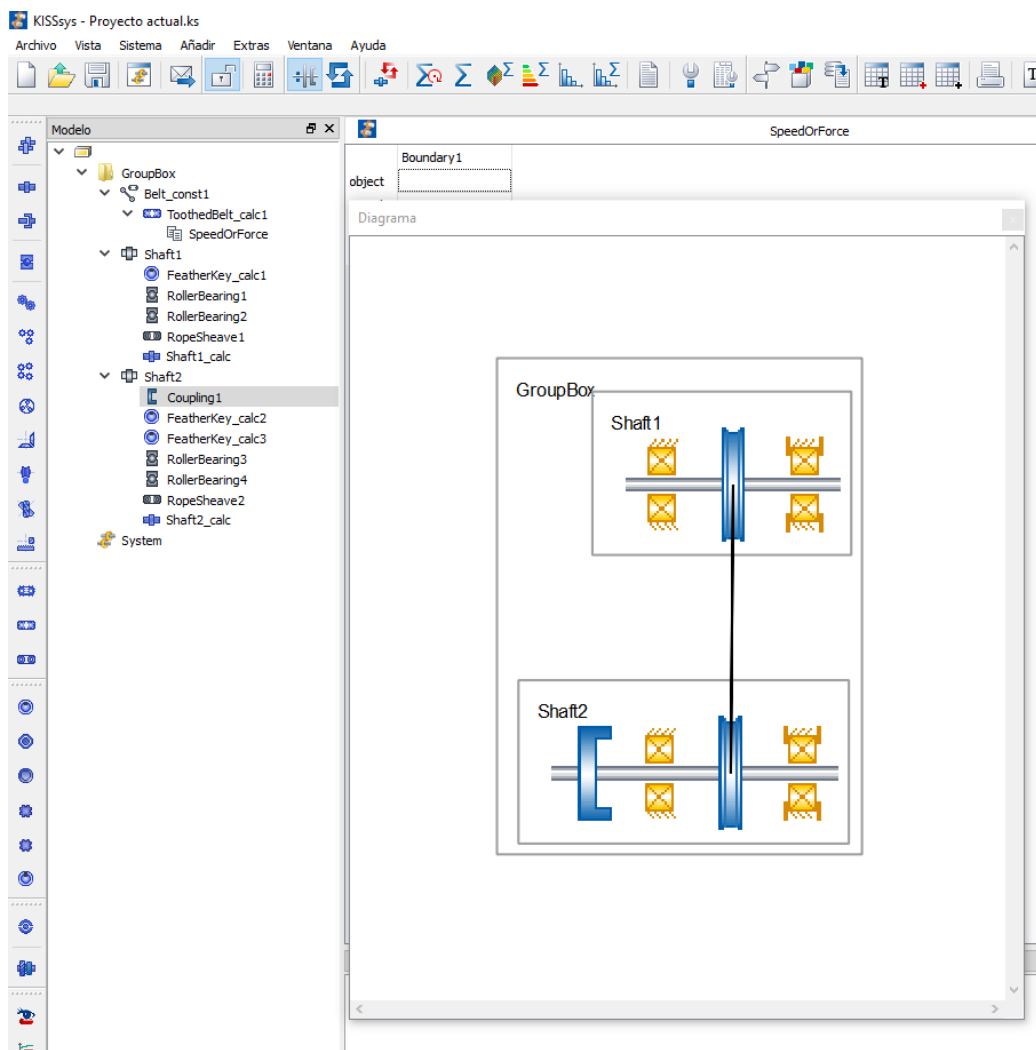


Figura 45. Esquema del sistema de transmisión. En la captura del programa KISSsys se puede observar de forma esquemática los elementos que componen el sistema de traslación actual.

III. Desarrollo del trabajo

De la imagen anterior se analizan los diferentes elementos del sistema actual.

Para empezar, se crea un nuevo grupo (GroupBox) compuesto por dos árboles, uno que simula el conjunto de reenvío (Shaft1) y otro que corresponde al árbol del conjunto motriz (Shaft2).

En el árbol de reenvío (Shaft1), se añaden dos rodamientos (RollerBearing1 y RollerBearing2) y una polea (RopeSheave1). Además, se añaden un cálculo de chavetas (FeatherKey_calc1) y un cálculo de árboles (Shaft1_calc).

En el árbol del conjunto motriz (Shaft2), se añaden dos rodamientos (RollerBearing3 y RollerBearing4) y una polea (RopeSheave2). Además, se añaden un cálculo de árboles (Shaft2_calc), un acoplamiento que simula el acoplamiento con el reductor (Coupling1) y dos cálculos de chavetas (FeatherKey_calc2 y FeatherKey_calc3) correspondientes al cálculo de la polea con el árbol y el cálculo del acoplamiento del reductor con el árbol respectivamente.

Para relacionar el movimiento entre los árboles, es necesario añadir una correa dentada (Belt_const1), encargada de unir las dos poleas de los árboles en el grupo (GroupBox). Es necesario añadir un cálculo de correas para analizar posibles fallos en esta (ToothedBelt_calc1).

Para el sistema actual montado en la célula de almacenaje no es posible simular en conjunto en su totalidad porque no hay un elemento que consuma la potencia correspondiente al traslado lineal del carro, pero se analizará cada elemento individualmente añadiendo los datos anteriores.

Se comienza a analizar el árbol del reenvío (Shaft1) y los elementos mecánicos adjuntos a este que se puede observar en el *plano 1*.

En primer lugar, se dibuja el árbol que se observa en el *plano 2*.

III. Desarrollo del trabajo

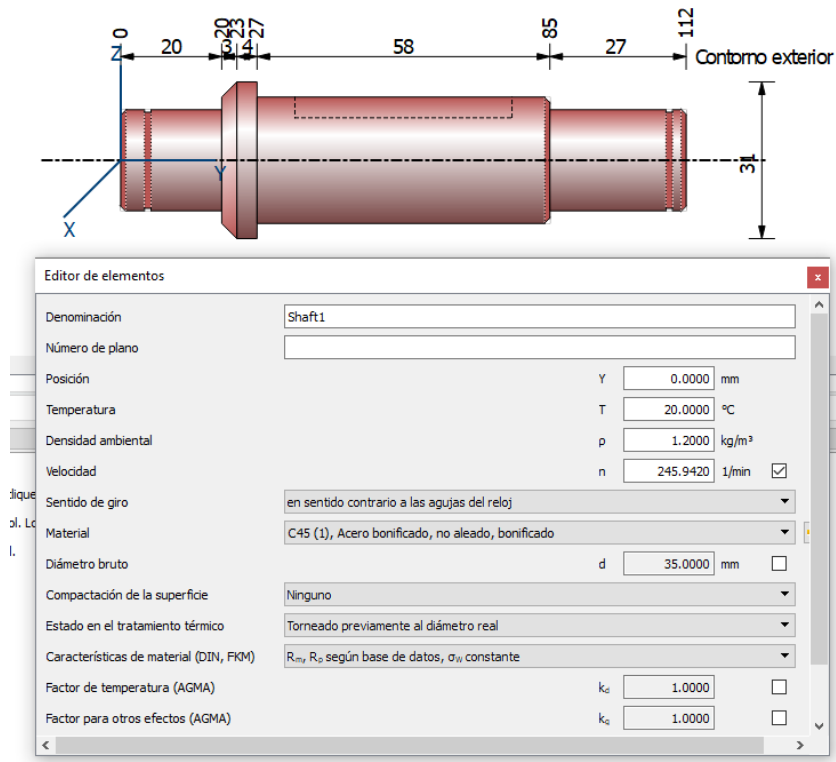


Figura 46. Árbol conjunto reenvío. En la captura del programa KISSsoft se puede observar el árbol montado en el conjunto reenvío de nuestro sistema actual y algunos datos añadidos.

Además de diseñar en el programa el árbol, se introducen datos que se han calculado como la velocidad o el material del árbol, como se puede ver en la imagen anterior.

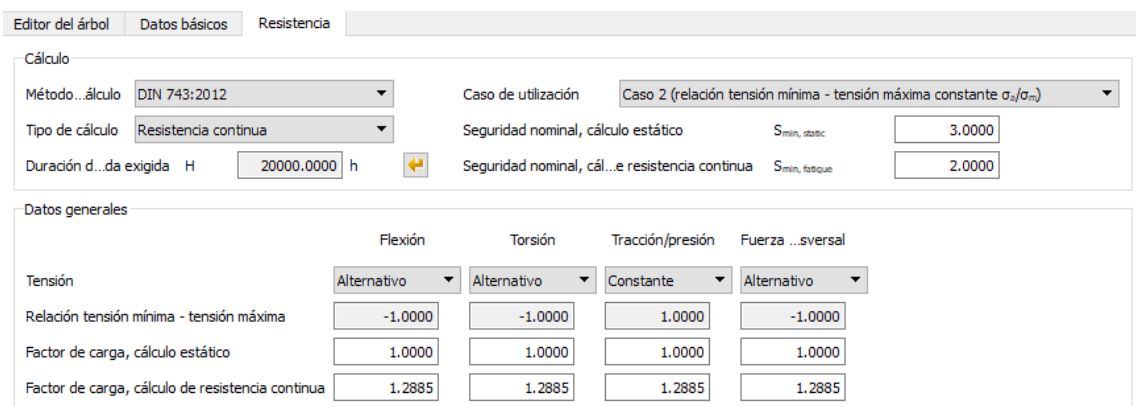


Figura 47. Datos de resistencia del árbol del conjunto reenvío. En la captura se pueden ver diferentes datos introducidos para el cálculo del árbol.

III. Desarrollo del trabajo

En la imagen anterior se pueden ver la seguridad nominal estática y a fatiga que se quiere obtener. Además, se indica los factores de carga y trabajo del árbol al que estará sometido.

Las confiabilidades de los cálculos se harán todos con un 99% que como se observa en la siguiente tabla, corresponde con un factor de confiabilidad $C_{\text{confiabilidad}} = 0.814$.

Para introducir el valor correspondiente en el programa, se introduce la inversa de ese factor y corresponde con el factor de carga. De esta forma, el valor que hay que poner en el programa para que el árbol tenga una fiabilidad del 99%, es:

$$\frac{1}{0,814} = 1,2285$$

Correspondiendo con el dato de la *Figura 47*.

Tabla 9. Factor de confiabilidad. En la tabla se muestran los factores de confiabilidad correspondientes a la fiabilidad del sistema.

Confiabilidad	$C_{\text{confiabilidad}}$
50%	1.00
90%	0.897
95%	0.87
99%	0.814
99.9%	0.753
99.99%	0.702
99.999%	0.659

Seguidamente, se colocan los rodamientos correspondientes con su ubicación y la polea dentada.

III. Desarrollo del trabajo

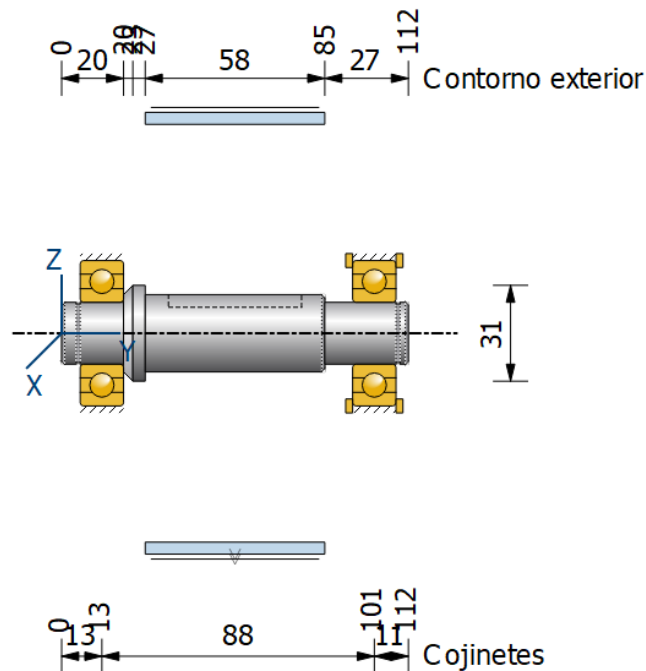


Figura 48. Representación de rodamientos y polea. En la captura de pantalla se puede ver como se han añadido dos rodamientos de bolas y la polea en el conjunto reenvío.

En la imagen anterior se puede ver la disposición de los rodamientos de bolas, uno libre y otro fijo y donde se ubica la polea.

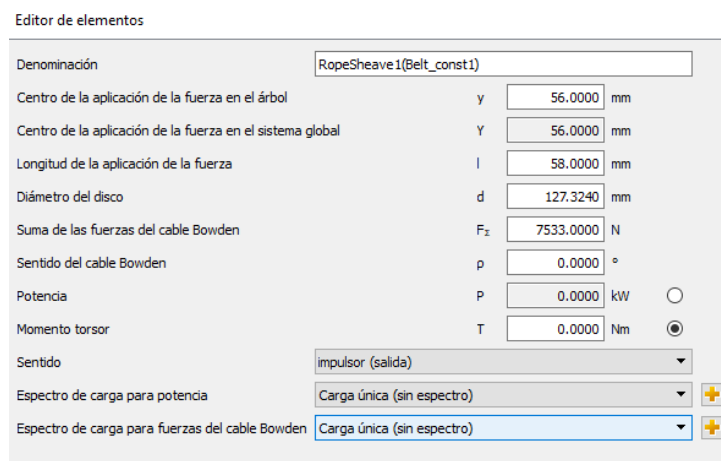


Figura 49. Datos de la polea del árbol del conjunto reenvío. En la captura se aprecia los datos como el diámetro de la polea, posición o las fuerzas de tensión que se generan en el árbol.

III. Desarrollo del trabajo

Editor de elementos

Denominación	RollerBearing2	
Posición en el árbol	y	101.0000 mm
Posición en el sistema global	Y	101.0000 mm
Tipo de cojinete	Cojinete fijo colocado en ambos lados <->	
Forma constructiva	Rodamientos de bolas (de una hilera)	
Denominación	SKF *6204 (d=20mm, D=47mm, B=14mm)	
Diámetro interior	d	20.000 mm
Diámetro exterior	D	47.000 mm
Ancho nominal	B	14.0000 mm
Juego del cojinete	DIN 620:1988 C0	
Desplazamiento del anillo exterior en el sentido X	δ_x	0.0000 mm
Desplazamiento del anillo exterior en el sentido Y	δ_y	0.0000 mm
Desplazamiento del anillo exterior en el sentido Z	δ_z	0.0000 mm
<input type="checkbox"/> Indicar rigideces		

Figura 50. Datos técnicos del rodamiento del árbol del conjunto reenvío. En la captura se representan los datos del rodamiento instalado y su disposición, en este caso se trata del rodamiento fijo a ambos lados.

Una vez que se tienen introducidos los elementos y las cargas correspondientes, se diseñan los puntos críticos de nuestro árbol, como secciones críticas o apoyos de rodamientos como se puede observar en la siguiente imagen.

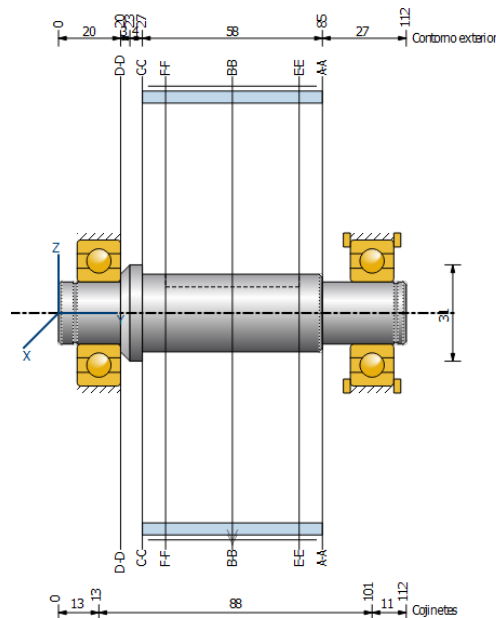


Figura 51. Secciones críticas del árbol del conjunto reenvío. En la imagen se puede comprobar las secciones críticas se encuentran en los cambios de sección de los árboles, chaveteros o aplicación de la fuerza.

III. Desarrollo del trabajo

Finalmente, se procede a calcular en el programa los datos que se han introducido.

Resultados						
Flexión máxima					32.76 μm	
Tensión de referencia máxima					79.72 N/mm^2	
Vida útil del cojinete mínima					729.23 h	
Seguridad estática del cojinete mínima					1.70	
Seguridad mínima fátiga					0.77	
Seguridad mínima estática					7.13	
	Seguridad contra fatiga	Resultados fatiga [%]	Seguridad estática	Resultados estática [%]		
A-A	0.77	15.33	7.91	197.84		
B-B	1.37	27.43	7.13	178.23		
C-C	1.46	29.26	16.88	421.97		
D-D	1.67	33.48	17.28	432.10		
E-E	4.19	83.81	9.56	238.93		
F-F	4.39	87.71	10.00	250.05		
Vida útil del cojinete			S0	Ln h		
RollerBearing1			1.70	729 h		
RollerBearing2			2.08	1290 h		
Fuerza de reacción del cojinete		Componente	X	Y	Z	Rxz
RollerBearing1		F	-3.852 kN	0.000 kN	0.002 kN	3.852 kN
		M	-0.000 Nm	0.000 Nm	0.000 Nm	0.000 Nm
RollerBearing2		F	-3.681 kN	0.000 kN	0.002 kN	3.681 kN
		M	0.000 Nm	0.000 Nm	0.000 Nm	0.000 Nm

Figura 52. Resultados del cálculo de árbol del conjunto reenvío. En la captura del programa KISSsoft se puede ver un resumen de los resultados del cálculo.

Teniendo en cuenta los datos obtenidos se analiza las seguridades contra la fatiga y la vida útil de los rodamientos en especial, ya que se puede observar que son las más débiles.

Además, se tiene en cuenta las deformaciones permisibles en los diferentes árboles teniendo en cuenta la siguiente tabla:

III. Desarrollo del trabajo

Tabla 10. Deformaciones permisibles de árboles. En la tabla se pueden encontrar algunas limitaciones de las distintas disposiciones de apoyos en los árboles. (Ivanov, 1984)

Deformación	Aplicación	Deformación permisible*	
Deflexión (debida a flexión)	y	Deflexión máxima en árboles que soportan ruedas dentadas	$[y] = (0.0002...0.0003)L$, donde L es la distancia entre apoyos
		En el sitio de asiento de ruedas dentadas cilíndricas	$[y] = (0.01...0.03)m$, donde m es el módulo de la transmisión
		En el sitio de asiento de ruedas dentadas cónicas e hipoidales	$[y] = (0.005...0.007)m$, donde m es el módulo de la transmisión
		Deflexión máxima en los árboles de los motores asíncronos	$[y] = 0.1h$, donde h es la holgura entre el rotor y el estator
		Deflexión máxima en árboles de ventiladores	$[y] = (0.0003...0.0005)D$, donde D es el diámetro del rotor
Deflexión angular (debida a flexión)	φ	En el sitio de asiento de ruedas dentadas	$[\varphi] = 0.001$ rad
		En un cojinete	$[\varphi] = 0.001$ rad
		En el asiento de rodamientos de bolas	$[\varphi] = 0.01$ rad
		En el asiento de rodamientos de rodillos cilíndricos	$[\varphi] = 0.0025$ rad
		En el asiento de rodamientos cónicos	$[\varphi] = 0.0016$ rad
		En el asiento de rodamientos esféricos	$[\varphi] = 0.05$ rad
Ángulo de torsión (por unidad de longitud)	θ/L	Grúas desplazables y portátiles	$[\theta/L] = 0.0045...0.006$ rad/m
		Husillos de tornos y taladros	$[\theta/L] = 0.00175$ rad/m
		Árboles medios de destinación general	$[\theta/L] = 0.009$ rad/m
		Árboles de cardanes de vehículos ($d = 30...50$ mm)	$[\theta/L] = 0.005...0.007$ rad/m

* Otras recomendaciones^[4] indican que: $y \leq 0.005$ in en los asientos de ruedas dentadas; $\varphi_1 + \varphi_2 < 0.03^\circ$, donde φ_1 y φ_2 son las deflexiones angulares de un par de ruedas dentadas engranando; y que y en cojinetes de contacto deslizante debe ser menor que el espesor de la película de aceite.

* El módulo, m , de una transmisión por ruedas dentadas es un parámetro que define el tamaño de los dientes.

Para el caso de este árbol se tiene en cuenta la deflexión máxima angular debida a flexión en el asiento de rodamientos de bolas. Los datos del programa KISSsoft se pueden obtener de generar el protocolo una vez realizado los cálculos.

III. Desarrollo del trabajo

Tabla 11. Datos del protocolo del árbol del conjunto reenvío. En la siguiente tabla generada por el protocolo se pueden ver diferentes datos del rodamiento Roller Bearing2.

Árbol 'Shaft1' Rodamientos 'Roller Bearing2'			
Posición (coordenada Y)	[Y]	101.00	mm
Esfuerzo equivalente	[P]	3.68	kN
Esfuerzo equivalente	[P0]	3.68	kN
Factor de probabilidad de fallo	[a1]	0.250	
Vida útil	[Lnh]	1289.64	h
Factor de seguridad estático	[S0]	2.08	
Fuerza de reacción del cojinete	[Fx]	-3.681	kN
Fuerza de reacción del cojinete	[Fy]	0.000	kN
Fuerza de reacción del cojinete	[Fz]	0.002	kN
Fuerza de reacción del cojinete	[Fr]	3.681	kN (179.97°)
Nivel de aceite	[H]	0.000	mm
Momento de fricción de rodadura	[Mrr]	0.009	Nm
Momento de fricción por resbalamiento	[Msl]	0.129	Nm
Momento de fricción de juntas	[Mseal]	0.000	Nm
Momento de fricción de juntas determinado según el catálogo principal 10000/1 EN:2013			
Momento de fricción de pérdidas de flujo	[Mdrag]	0.000	Nm
Momento de rozamiento	[Mloss]	0.138	Nm
Potencia perdida	[Ploss]	3.565	W
El momento de fricción se calcula con datos del catálogo SKF 2013.			
Siempre se calcula con un coeficiente para aditivos en el lubricante $\mu_{bl}=0.15$.			
Desplazamiento de cojinete	[ux]	6.250	μm
Desplazamiento de cojinete	[uy]	0.000	μm
Desplazamiento de cojinete	[uz]	-0.003	μm
Desplazamiento de cojinete	[ur]	0.006	μm (-0.03°)
Inclinación de cojinete	[rx]	0.000	mrad (0°)
Inclinación de cojinete	[ry]	-0.000	mrad (0°)
Inclinación de cojinete	[rz]	0.924	mrad (3.18°)
Inclinación de cojinete	[rr]	0.924	mrad (3.18°)

Como se representa en la tabla, la inclinación del cojinete es de 0,924 mrad. Como el límite marcado en la *Tabla 10* es de 0,01 rad, se puede certificar que es correcto ese montaje, puesto que el límite estaría en 10 mrad.

Una vez analizado el árbol de reenvío, se procede a calcular la chaveta que transmite movimiento desde la polea al árbol.

III. Desarrollo del trabajo

Datos de servicio			
Momento torsor nominal	T_n	102.9500 Nm	Evolución de carga Con momento alternado
Momento torsor máximo	T_{max}	139.0500 Nm	
Momento de cierre por fricción	T_R	0.0000 Nm	Par inverso máximo
Factor de aplicación de carga	K_A	1.3500	T_{maxR}
			Numero de cam...o de la carga
			N_W
			Numero de la carga de punta
			N_L

Geometría			
Norma	DIN 6885. 1:1968 Estándar		
Diámetro del eje	d	25.0000 mm	Número de chavetas paralelas
Diámetro exterior grande del cubo	D_2	125.5000 mm	i
Diámetro exterior menor del cubo	D_1	125.5000 mm	Distancia
Longitud de la chaveta, eje	l_{1r}	35.0000 mm	a_0
Longitud de la chaveta, cubo	l_{2r}	58.0000 mm	Ancho de la parte del cubo con D_2
			c
			Chafán en el árbol
			s_1
			Chafán en el cubo
			s_2

Materiales		Resultados		
Árbol	C45 (1), Acero bonificado, no aleado, bonificado			
Cubo	Definición por usuario			
Chaveta	C45 (1), Acero bonificado, no aleado, bonificado			
		Esfuerzo de presión		
		Árbol	Cubo	Chaveta
		136.2698 N/mm ²	123.1034 N/mm ²	136.2698 N/mm ²
		Seguridades		
		Árbol	Cubo	Chaveta
		4.10	3.05	3.96

Figura 53. Cálculos de chaveta. En la imagen se muestran los datos de la chaveta como materiales, fuerzas y factores de carga además de los resultados del cálculo.

En los resultados se pueden observar las seguridades de cada elemento. En caso de fallo, sería recomendable, que el elemento que falle en el sistema sea la chaveta, puesto que es el elemento más económico del sistema. Es decir, sería conveniente que la seguridad de la chaveta sea la más pequeña de los tres elementos.

En los sistemas industriales, se recomienda que las seguridades mínimas de las chavetas sean en torno a 3. En este caso, como el cubo es de aleación de aluminio, es el que presenta una menor seguridad. Para el caso del material del cubo, se introduce manualmente en el programa ya que la base de datos del KISSsoft no recoge ese dato. Se puede ver a continuación en la imagen cómo se introducen los valores.

III. Desarrollo del trabajo

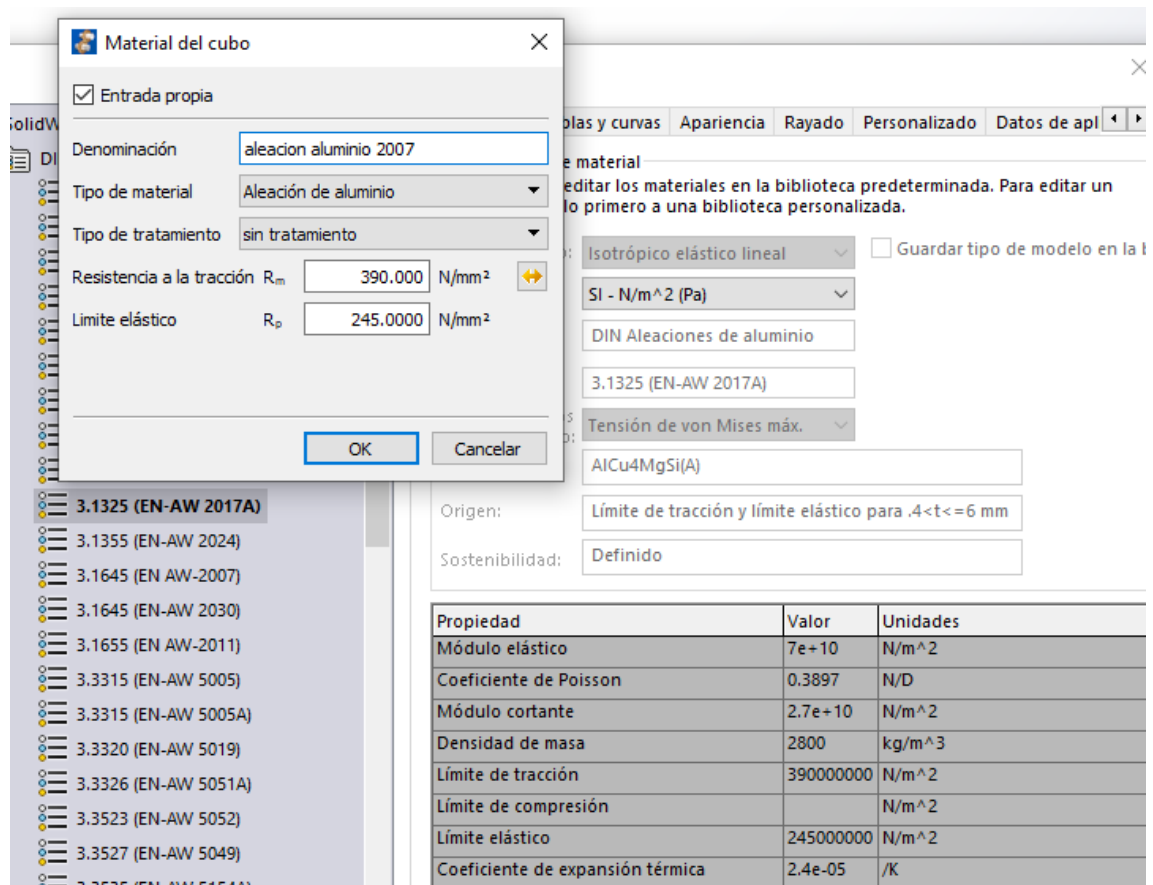


Figura 54. Características del material del cubo. En la imagen se puede observar el material de la polea en el programa SolidWorks y la ventana que aparece con material del cubo corresponde al programa KISSsoft, donde se introducen los datos de ese material.

Otro de los cálculos que se realizan es la transmisión por correa dentada.

III. Desarrollo del trabajo

The screenshot shows the 'Configuración' (Configuration) window for a belt calculation. The 'Datos de servicio' section includes nominal power $P_n = 2.6500$ kW, load application factor $f_1 = 1.3500$, input speed $n_1 = 245.9420$ 1/min, and output speed $n_2 = 245.9420$ 1/min. The 'Geometría' section shows belt type 'AT10mm-BRECOflex', number of teeth $z_b = 4594$, belt width $b = 50.0000$ mm, center distance $a = 22770.0030$ mm, transition $i = 1.0000$, and number of teeth for both pulleys set to 40. The 'Rodillo tensor' section is set to 'sin rodillo tensor' with $z_3 = 0.0000$. The 'Resultados' section displays: service power $P_{max} = 3.5775$ kW, maximum belt velocity $v_{max} = 30.0000$ m/s, belt velocity $v = 1.6396$ m/s, belt length $l = 45940.0061$ mm, nominal belt width $b_{th} = 28.6341$ mm, and utilization $A = 57.2683$ %.

Figura 55. Cálculos de correa. En la imagen se puede ver los datos de la correa y los resultados al realizar el cálculo.

En el programa KISSsoft no es posible escoger una correa tipo ATL10, pero si AT10, que, a efectos de resistencia, tiene unas peores características. Aun siendo así, se puede observar que la correa no presenta ningún tipo de debilidad puesto que se recomienda un ancho de 32 mm y la utilización está en torno al 60%.

De la misma forma se analizan los distintos elementos del árbol motriz que se pueden ver en el *plano 3*.

El procedimiento de cálculo es igual que el árbol del conjunto de reenvío, en primer lugar, se diseña el árbol del *plano 4* en KISSsoft y seguidamente se introducen las cargas en la polea, los tipos de rodamiento y se tienen en cuenta las dos chavetas, una de la polea y otra del reductor con el árbol.

De esta forma se obtienen los siguientes resultados:

III. Desarrollo del trabajo

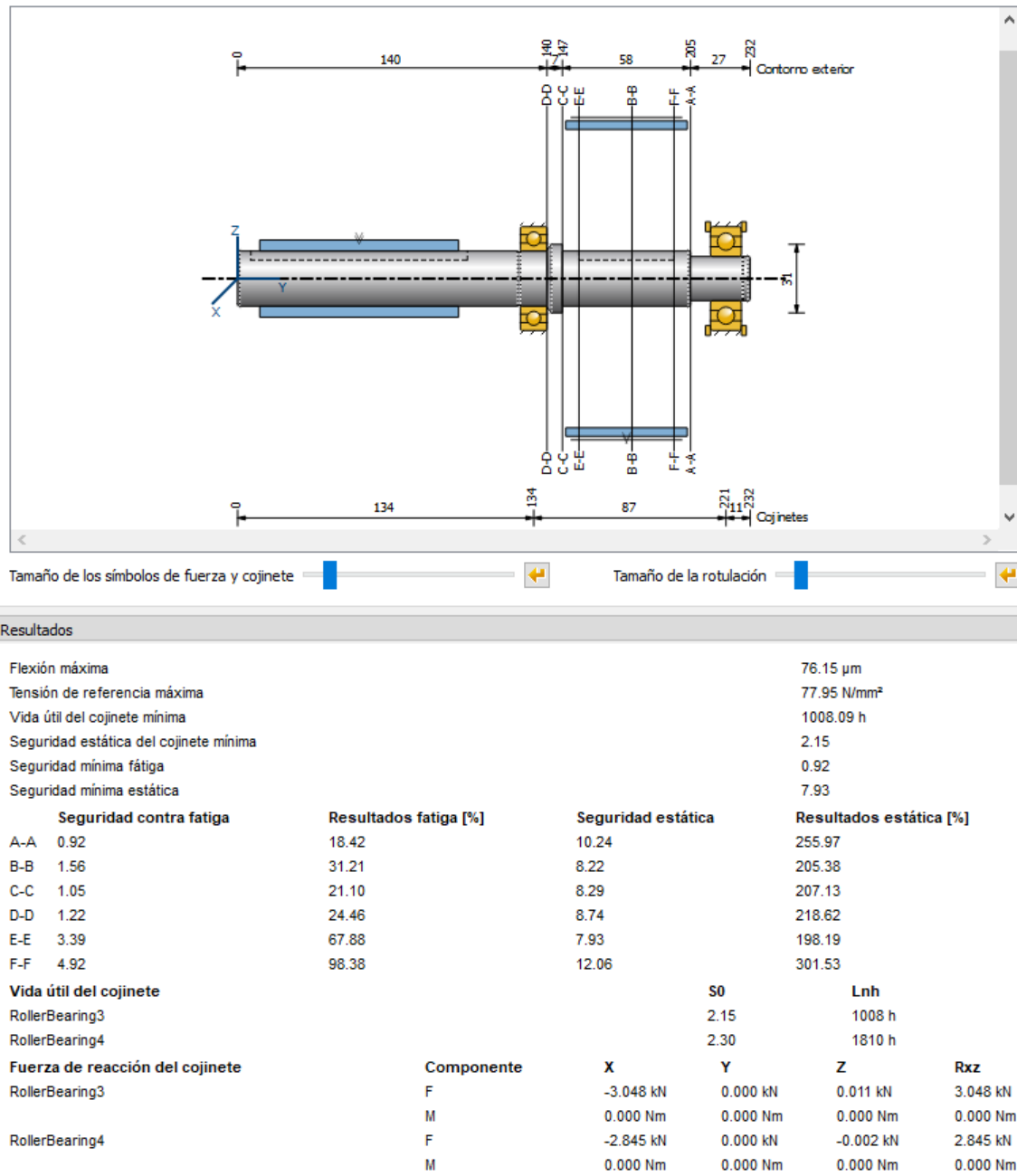


Figura 56. Cálculo de árbol del conjunto motriz. En la imagen se pueden ver los resultados de calcular en KISSsoft los datos obtenidos anteriormente.

Como ocurre en el primer árbol, se puede analizar las seguridades de algunas secciones y la vida de los rodamientos como secciones más desfavorables.

III. Desarrollo del trabajo

El cálculo de la chaveta que transfiere movimiento del árbol motor a la polea coincide con los resultados de la chaveta del conjunto de reenvío, por lo tanto se puede observarlo en la *Figura 53*.

En el conjunto de la polea motriz también hay que calcular la chaveta que une el reductor con el árbol motriz.

Datos de servicio			
Momento torsor nominal	T_n	102.9500 Nm	Evolución de carga
Momento torsor máximo	T_{max}	138.9825 Nm	Ningún momento alternado
Momento de cierre por fricción	T_R	0.0000 Nm	Par inverso máximo
Factor de aplicación de carga	K_A	1.3500	T_{maxR}
			0.0000 Nm
			Numero de cam...o de la carga
			N_W
			1
			Numero de la carga de punta
			N_L
			1000

Geometría			
Norma	DIN 6885. 1:1968 Estándar		
Diámetro del eje	d	25.0000 mm	Número de chavetas paralelas
Diámetro exterior grande del cubo	D_2	100.0000 mm	i
Diámetro exterior menor del cubo	D_1	100.0000 mm	Distancia
Longitud de la chaveta, eje	l_{1z}	90.0000 mm	a_0
Longitud de la chaveta, cubo	l_{2z}	90.0000 mm	45.0000 mm
			Ancho de la parte del cubo con D_2
			c
			90.0000 mm
			Chafán en el árbol
			s_1
			0.0100 mm
			Chafán en el cubo
			s_2
			0.0100 mm

Materiales	
Árbol	C45 (1), Acero bonificado, no aleado, bonificado
Cubo	EN-GJS-500-7 (GGG 50) (1), Fundición gris con grafito esferoidal, sin tratamiento
Chaveta	C45 (1), Acero bonificado, no aleado, bonificado

Resultados		
	Esfuerzo de presión	
Árbol	Cubo	Chaveta
63.7369 N/mm ²	57.5786 N/mm ²	63.7369 N/mm ²
	Seguridades	
Árbol	Cubo	Chaveta
8.77	7.82	8.46

Figura 57. Cálculo de chaveta que une el reductor y el árbol motriz. En la captura se pueden observar los datos y resultados del cálculo del programa KISSsoft de la chaveta.

En el cálculo de esta chaveta, ocurre lo mismo que en el anterior proceso. La seguridad del cubo es menor que la chaveta, pero se puede considerar una buena seguridad en el sistema.

En el programa se tiene en cuenta la norma de dimensiones de las chavetas según la norma DIN 6885 como se puede ver en la *Figura 57*.

III. Desarrollo del trabajo

Para el cálculo de las chavetas, además se tiene en cuenta el factor de aplicación de carga de 1,35. Este factor viene especificado en el mismo programa indicando los posibles factores en una tabla que se muestra a continuación.

Tabla 12. Factor de carga según norma DIN 6892. En la siguiente tabla se pueden comparar los diferentes factores de carga que tiene en cuenta el programa KISSsoft.

Procedure of the driving machine	Procedure of the driven machine			
	continuous	light impacts	moderate impacts	heavy impacts
continuous	1.00	1.25	1.50	1.75
light impacts	1.10	1.35	1.60	1.85
moderate impacts	1.25	1.50	1.75	2.00
heavy impacts	1.50	1.75	2.00	2.25

Application factor according to DIN 6892

Con estos cálculos en el programa se analiza el sistema completo y discutir que posibles fallos pueden aparecer en nuestro sistema y que posibles soluciones se pueden tomar en el diseño o si se debe estudiar otro tipo de instalación.

Como ya se observó en la práctica, la facilidad con que se produce el tensado excesivo de la correa puede deteriorar aún más notoriamente nuestro sistema y es por eso que se realizara un cálculo rápido cambiando las tensiones en los árboles de reenvío y motriz afectando a los árboles y la vida de los rodamientos siendo estas tensiones las más perjudiciales que se pueden producir.

Por lo tanto, al tener en cuenta que la Tensión efectiva se sustituye de 1640,69 N a 2500 N, se deben de aplicar tensiones como las que se muestran en la siguiente tabla.

III. Desarrollo del trabajo

Tabla 13. Resumen de cálculos para KISSsoft. En la tabla se pueden ver los datos que se modifican en el programa KISSsoft.

	Cálculos	Cálculos tensado manual
Tensión efectiva correa (N)	1646.215	2500
Fuerza aceleración (N)	1200	600
Fuerza polea (N)	3.03	1.515
Fuerza correa (N)	45.26	23
Fuerza rozamiento (N)	392.4	392.4
Velocidad (m/s)	1.6	1.6
Aceleración (m/s²)	3	1.5
Rozamiento μ	0.1	0.1
Potencia (kW)	2.65	1.65
Par motor (Nm)	102.95	63.79
Tension eje motor (N)	5892.91	8979.32
Tension eje reenvio (N)	7533.6	11479.32

Al observar que el tensado manual de los operarios estaba en torno a 2.500 N se realiza un análisis en el KISSsoft sustituyendo los cálculos anteriores por los correspondientes a ese tensado.

Como se puede observar en la tabla, las cargas que soportan los árboles cambian considerablemente, en el árbol motriz de 5.892,91 N a 8.979,32 N y en el árbol del reenvío pasa de ser 7.533,6 N a 11.479,32 N.

El cálculo rápido que aparece en la guía para las correas ATL serían tensiones mayores, alrededor de 12.500 N en el árbol motriz y 15.000 N en el árbol del conjunto de reenvío. Pero los cálculos se realizarán por el tensado que se produce.

De esta forma:

III. Desarrollo del trabajo

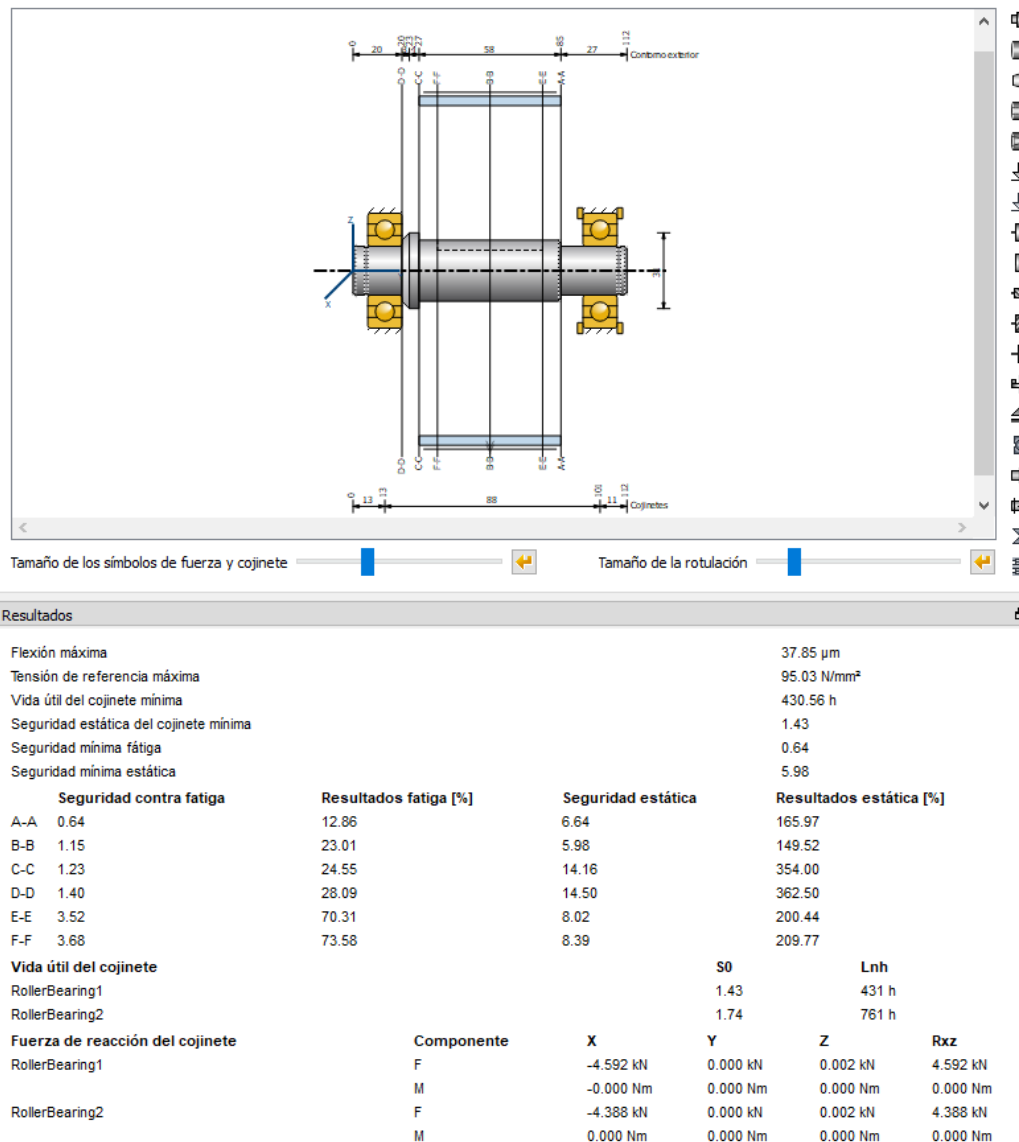


Figura 58. 2º cálculo realizado en el árbol del conjunto reenvío. En la captura se ven los resultados del segundo cálculo realizado en el programa KISSsoft.

En la imagen anterior, se puede apreciar que los resultados empeoran considerablemente en comparación a los realizados en el cálculo inicial que se puede observar en la Figura 52. Se reducen los factores de seguridad de las secciones críticas analizadas y se reduce la vida de los rodamientos.

III. Desarrollo del trabajo

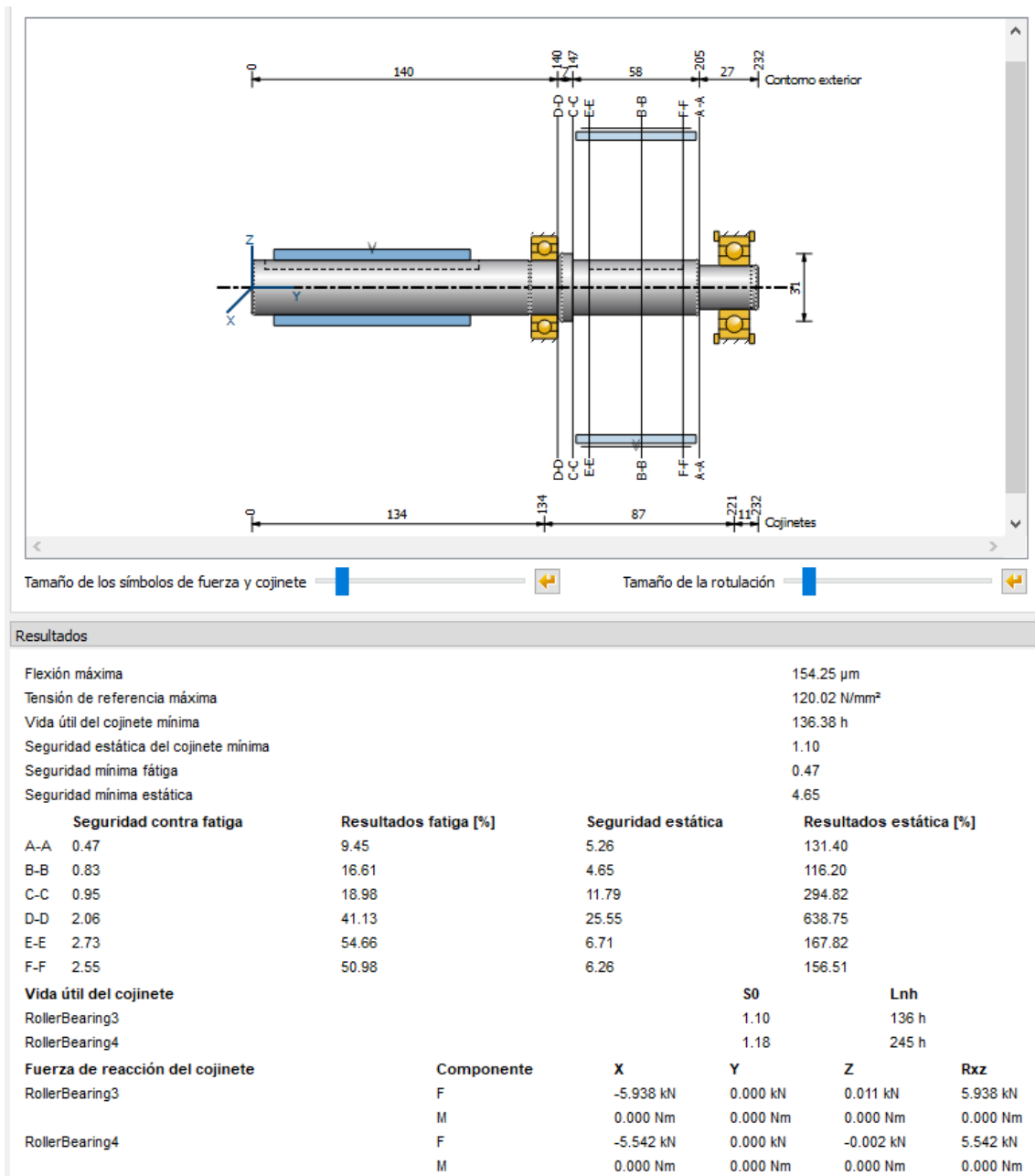


Figura 59. 2º cálculo realizado en el árbol del conjunto motriz. En la captura se pueden ver los resultados del segundo cálculo realizado en el programa KISSsoft.

Al igual que en el árbol del conjunto de reenvío anterior (Figura 58), en el árbol motriz se puede ver una disminución de las seguridades contra la fatiga y estática y la reducción de la vida de los rodamientos.

III. Desarrollo del trabajo

Para poder analizar bien los resultados obtenidos se adjunta una tabla que sirve como resumen de los factores de seguridad principales de los árboles de los cálculos iniciales y los resultados de las seguridades al aplicar el tensado manual que se produce en el almacén. Además, se puede comparar la vida de los rodamientos al aplicar las diferentes cargas.

Tabla 14. Resumen de resultados del programa KISSsoft. En la tabla se recogen los resultados más comparativos de las capturas anteriores. Se puede comparar las seguridades de fatiga y estática y la vida de los rodamientos.

Secciones	ÁRBOL REENVÍO				ÁRBOL MOTRIZ			
	Cálculos iniciales		Tensiones manuales		Cálculos iniciales		Tensiones manuales	
	Fatiga	Estática	Fatiga	Estática	Fatiga	Estática	Fatiga	Estática
Sección A-A	0,77	7,91	0,64	6,64	0,92	10,24	0,47	5,26
Sección B-B	1,37	7,13	1,15	5,98	1,56	8,22	0,83	4,65
Sección C-C	1,46	16,88	1,23	14,16	1,05	8,29	0,95	11,79
Sección D-D	1,67	17,28	1,40	14,50	1,22	8,74	2,06	25,55
Sección E-E	4,19	9,56	3,52	8,02	3,39	7,93	2,73	6,71
Sección F-F	4,39	10,00	3,68	8,39	4,92	12,06	2,55	6,26
Vida rodamiento 1	729		431		-		-	
Vida rodamiento 2	1290		761		-		-	
Vida rodamiento 3	-		-		1008		136	
Vida rodamiento 4	-		-		1810		245	

III.5. ELEMENTOS CRÍTICOS DEL SISTEMA.

Tras realizar los cálculos anteriores y analizar los resultados del programa KISSsoft se puede obtener unas conclusiones de los elementos que sufren una carga excesiva y pueden producir rotura.

Como se puede observar en la *Figura 42*, se produce un desgaste excesivo entre el árbol y el rodamiento. Esta foto precisamente corresponde al árbol del conjunto motriz, que como se pueden observar en los cálculos del KISSsoft, era el árbol que menos seguridades ofrecía.



Figura 60. Desgaste entre árbol y rodamiento. En la foto tomada en el almacén se puede observar el material desgastado en el árbol motriz.

III. Desarrollo del trabajo

Otra de las observaciones que se contempla en el almacén es la periodicidad con las que los operarios de mantenimiento tienen que sustituir los rodamientos de los árboles, tal y como se muestra en los resultados del programa KISSsoft, se puede deducir que el uso de esos rodamientos en este sistema no es el correcto y que la vida nominal es demasiado baja.

Otro de los elementos a tener en cuenta, son las chavetas. Este elemento ofrece seguridades mayores o muy parecidas a las seguridades de los árboles. En caso de rotura del sistema, es conveniente que la chaveta sea el elemento del sistema que se sacrifique. Al producirse una rotura precipitada de los árboles o los rodamientos, este problema no se contempla en el periodo de prácticas, pero en el registro de averías se contempla la rotura irregular de chaveta produciendo así, un daño excesivo en el árbol y el cubo unidos por la chaveta.

Además de la rotura en los árboles, se puede observar en los planos el diseño de estos. Se observa que el ancho de los rodamientos es de 14 mm. Si se tiene en cuenta el apriete del anillo de seguridad, la medida del ancho del asiento del rodamiento en el árbol debería de medir 13,9 mm. Otros detalles de diseño que se muestran en los planos, es la unión entre diferentes cilindros, sin marcar radios de curvaturas, entallas o similares.

En la siguiente imagen se puede ver lo anteriormente explicado. El radio entre árboles, además del hombro insuficiente para el tipo de rodamiento y se puede ver la holgura entre el anillo y el rodamiento. Si se añade que el ajuste de ese rodamiento no es el correcto en el árbol (*plano 1*), puede perjudicar en la vida del rodamiento.

III. Desarrollo del trabajo

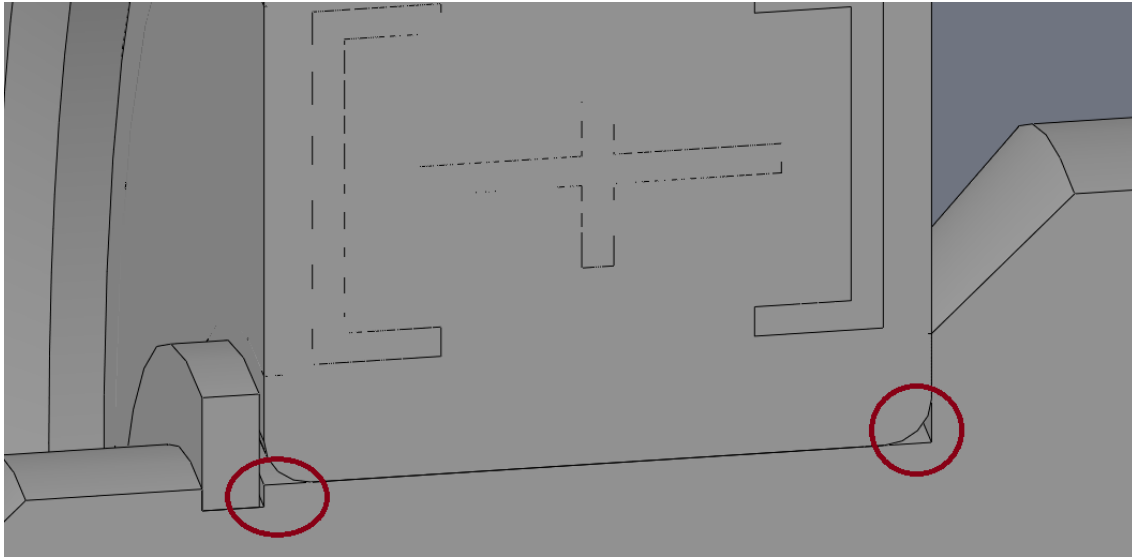


Figura 61. Posición del rodamiento en el árbol. En la captura hecha en SolidWorks se puede observar en la izquierda el juego entre el anillo de seguridad y el rodamiento y a la derecha, la inexistencia de radio de unión entre cilindros del árbol.

En ese mismo diseño, se puede ver que el hombro donde va ubicado el rodamiento es inferior (25 mm) al que exige el fabricante (25,6 mm).

Rodamientos rígidos de una hilera de bolas con obturaciones
d 20 – 25 mm

Dimensiones principales		Capacidad de carga básica	Carga límite de fatiga	Velocidades referencia	Velocidad límite ¹⁾	Masa	Designaciones			
d	D	C	C ₀	P ₀			Rodamiento obturado a ambos lados			
mm		kN	kN	rpm		kg	a un lado			
20	32	7	4,03	2,32	0,104	45 000	22 000	0,018	61804-2RZ	-
	32	7	4,03	2,32	0,104	13 000	13 000	0,018	61804-2RS1	-
	37	9	6,37	3,65	0,156	20 000	20 000	0,038	61904-2RZ	-
	37	9	6,37	3,65	0,156	-	12 000	0,038	61904-2RS1	-
	42	12	9,95	5	0,212	38 000	19 000	0,069	*6004-2Z	*6004-Z
	42	12	9,95	5	0,212	38 000	19 000	0,069	*6004-2RSL	*6004-RSL
	42	12	9,95	5	0,212	-	11 000	0,069	*6004-2RSH	*6004-RSH
	42	16	9,36	5	0,212	-	11 000	0,086	63004-2RS1	-
	47	14	13,5	6,55	0,28	32 000	17 000	0,11	*6204-2Z	*6204-Z
	47	14	13,5	6,55	0,28	32 000	17 000	0,11	*6204-2RSL	*6204-RSL
	47	14	13,5	6,55	0,28	-	10 000	0,11	*6204-2RSH	*6204-RSH
	47	18	12,7	6,55	0,28	-	10 000	0,13	6204-2RS1	-

Dimensiones		Dimensiones de acuerdos y resaltes					Factores de cálculo				
d	d ₁	d ₂	D ₂	r ₁₂	d ₄ min	d ₄ max	D ₄ max	r ₄ max	k ₀	f ₀	
mm											
20	24	-	29,5	0,3	22	-	30	0,3	0,015	15	
					22	22,5	30	0,3	0,015	15	
					25,6	-	32,8	0,3	0,02	15	
					-	24,2	32,8	0,3	0,02	15	
					27,2	-	37,2	0,6	0,025	14	
					-	24,9	37,2	0,6	0,025	14	
					-	24,9	37,2	0,6	0,025	14	
					27,2	-	37,2	0,6	0,025	14	
	28,8	-	40,6	1	25,6	-	41,4	1	0,025	13	
					26,3	40,6	1	25,6	26	41,4	1
					-	26,3	40,6	1	0,025	13	
					28,8	-	40,6	1	0,025	13	

Figura 62. Tipo de rodamiento de bolas. En la captura se aprecia el modelo de rodamiento que se monta en el sistema actual correspondiendo al modelo 6204-2Z.(SKF, 2019)

III. Desarrollo del trabajo

Otro elemento crítico a tener en cuenta es la correa ya que el desgaste que se produce en el dentado por rozamiento entre sus ramales (*Figura 41*) deteriora en exceso el tiempo de vida de la correa. Como se ha visto en el programa KISSsoft anteriormente, la correa está sobredimensionada para las solicitudes a las que está expuesta, pero no es así si el uso de esta no es el correcto.

En el registro de averías de la célula de almacenaje se encuentra la rotura de la correa solo por accidente como la caída de un neumático o similar. Pero no por exceso de carga.

El destensado de la correa no tiene que ser un problema de la correa en sí. Este hecho puede producirse por el desgaste en exceso producido entre los árboles y los rodamientos, perdiendo así, tensión entre los ramales y produciendo el choque entre ramales.

Teniendo en cuenta los elementos más críticos del sistema se analiza las posibles soluciones para que el sistema funciones de la forma más correcta.

III.6. POSIBLES SOLUCIONES.

Una vez analizados los fallos que presenta el sistema actual, se estudian diferentes soluciones que pueden corregir el problema anteriormente expuesto.

A continuación, se comentan las diferentes posibilidades de mejora:

III.6.1. Modificación de elementos críticos del sistema actual.

Una vez que se conocen los elementos críticos del sistema actual, se propone cambiar los elementos que se han cambiado a lo largo del tiempo en el sistema por una rotura precipitada, como se ha podido mostrar en algunas fotos anteriormente (Figura 42 y Figura 60).

También se analiza los elementos del sistema que más se cambian en los mantenimientos preventivos porque se visualiza en ellos fisuras o roturas no deseadas, como es el caso de los árboles de reenvío y motriz y los rodamientos.

El cambio de los elementos del sistema supondría un aumento en el presupuesto del sistema actual, pero no en exceso. Al aumentar los tamaños en los árboles, el tipo de rodamiento o tamaño de este y el asiento para cumplir con unas seguridades y una vida mayores en el uso de los rodamientos provocaría el aumento de precio.

III. Desarrollo del trabajo

III.6.2. Sustitución de poleas de mayor tamaño.

Otra de las soluciones que se plantea es cambiar el tamaño de las poleas para que no sea necesario tener una tensión tan elevada en la correa y los ramales no colisionen entre sí, provocando la rotura de esta.

Como se ha podido observar en los cálculos realizados en el KISSsoft, al disminuir la tensión de la correa, los árboles sufren unas cargas inferiores y aumentarían las seguridades.

Por el contrario, al aumentar el tamaño de la polea, es necesario cambiar el diseño del soporte del árbol y la polea para que aumente la altura del centro del árbol y no colisione con el suelo.

Esta opción resulta factible si hubiera espacio suficiente para ampliar la altura de la polea y el soporte del árbol y la altura de las grapas de la mesa que sujetan la correa.

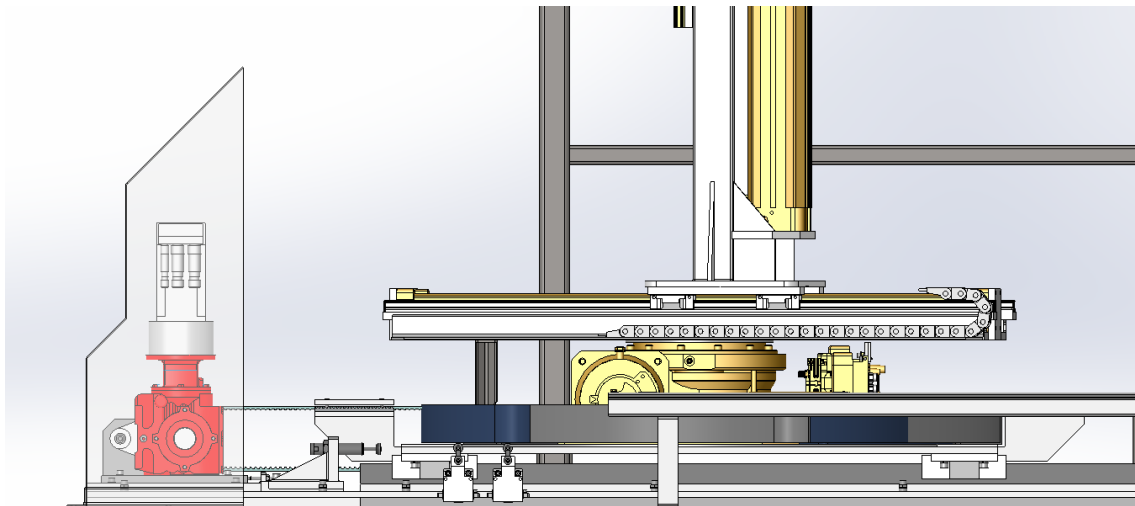


Figura 63. Espacio libre de sistema de transmisión. En la captura del diseño actual en SolidWorks se representa el espacio libre que queda entre el robot y el conjunto de polea motriz.

En la imagen anterior se puede ver que el espacio para ampliar la polea es reducido por diferentes razones.

III. Desarrollo del trabajo

En primer lugar, la estructura que se puede observar en la izquierda que protege al motor es el límite por el lado izquierdo, ya que, en ese lado trabaja el robot de entrada, sin dejar margen alguno entre este y el soporte. Esta estructura, también limita en altura el posicionamiento del motor al tener que levantar el centro del árbol.

En segundo lugar, la altura de las grapas de la mesa del robot también queda limitada por el movimiento de traslación que produce el pistón neumático a la columna del robot.

Es importante que la polea y la grapa queden alineadas para evitar que la correa tenga cierta inclinación. Al ser un sistema que se aproxima demasiado se pueden producir roturas en el extremo de la grapa.

En la siguiente imagen se puede observar el momento de la entrega de un neumático y se puede ver el espacio reducido que queda para realizar cualquier tipo de modificación.

III. Desarrollo del trabajo

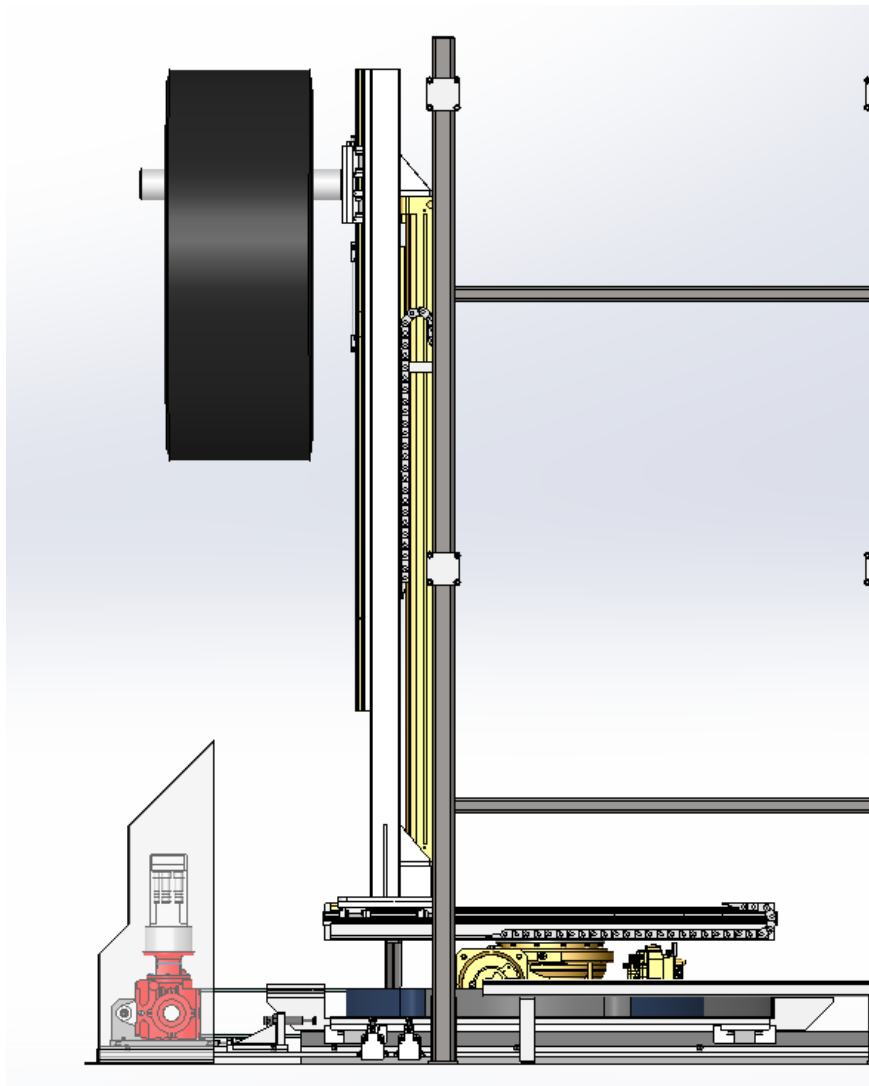


Figura 64. Entrega de neumático. En la imagen se puede capturar el momento en el que el robot de entrada ha dejado el neumático en el robot de almacenaje.

Al tener analizado todo lo anterior se puede aclarar que la altura que se puede ganar con una polea de mayor tamaño implica a tener que modificar los recorridos de traslación del robot. Además, hay que alargar las pinzas para poder coger la rueda del robot de entrada.

Las disposiciones de las perchas del almacén entre sí no permitirían una ampliación de las pinzas mucho mayor, puesto que el límite de espacio también interfiere en este movimiento y se debe considerar que el giro reduce aún más ese espacio. Se puede observar en esta imagen:

III. Desarrollo del trabajo

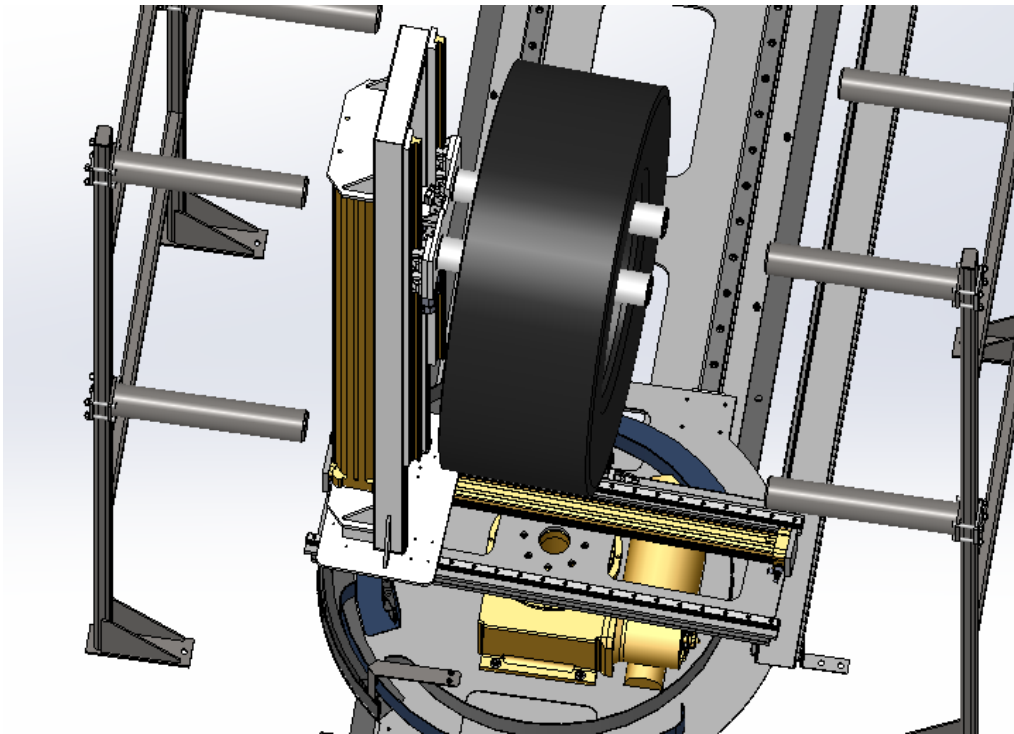


Figura 65. Posición de descarga del robot en una percha. En la captura de imagen se puede observar el espacio libre que queda entre la pinza del robot y la percha.

Otra posibilidad es ampliar las pinzas del robot de entrada, pero en el plano en planta representado en la *Figura 28* se puede observar que no sería posible por las columnas que sujetan la estructura de la nave.

Al ver complicada la posibilidad de aumentar el espacio, se puede ampliar la polea ligeramente. Esta solución es muy parecida a la anterior, puesto que, al no ganar altura considerable en la traslación del robot, la correa necesita una tensión mayor para evitar la colisión entre el ramal superior y el ramal inferior.

Al tener que modificar ligeramente la altura, ya se debe modificar las grapas que sujetan las correas y el soporte de los árboles de reenvío y motriz.

Además, esta opción al cambiar el diámetro de la polea motriz se debe de manipular el programa de almacenaje que gestiona la velocidad y posición del robot en cada línea de almacenaje, por lo que esta opción queda descartada frente a la anterior.

III. Desarrollo del trabajo

III.6.3. Instalación de poleas de guiado.

Esta posible situación es bastante similar a la versión anterior. La ventaja que puede ofrecer este sistema con respecto al sistema anterior es que el árbol motriz no debe de desplazarse en altura y la posición del motor es la misma.

Otra de las ventajas con respecto a la solución anterior es que al mantener el diámetro de la polea motriz no se debe modificar el programa para cambiar la velocidad y la posición del robot.

En la siguiente imagen se representa la solución planteada.

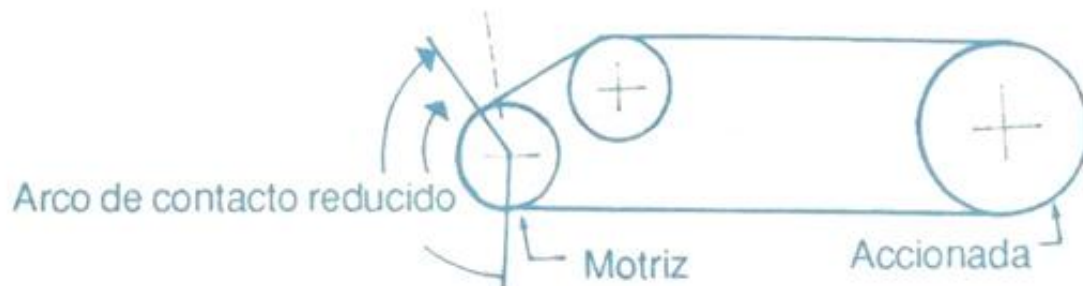


Figura 66. Esquema de montaje correa. En la imagen se puede observar en forma de esquema como sería el sistema de transmisión de correa. (Flórez, 2013)

Una de las ventajas de este sistema es la altura que se gana entre los ramales de la correa, lo cual permitiría una tensión menor en la correa, y que las cargas en el conjunto motriz del sistema de transmisión se reparte entre dos árboles.

Aunque a priori puede ser una muy buena solución, como se ha podido analizar antes en la solución de ampliar el diámetro de las poleas, el espacio sigue siendo muy reducido y aparte de modificar los soportes de los árboles, se debe de modificar las grapas de sujeción de la correa que están en el robot.

Esta altura sigue estando reducida en cuanto a funcionamiento sin tener que modificar muchos de los elementos de la célula de almacenaje como puede ser la altura de la mesa de indexado o las pinzas de la columna del robot.

III. Desarrollo del trabajo

Otra de las desventajas de este sistema es que, en la zona motriz, se debe hacer un soporte mayor, añadir un árbol con una polea y unos rodamientos que permitan el giro.

Hay que tener en cuenta también, que el abrazamiento de la polea motriz es menor que si esta es una sola, esto puede influir negativamente en nuestro sistema de transmisión. Se puede ver en la *Figura 66* que para conseguir un mayor abrazamiento en la polea, se tiene que colocar la siguiente polea en una altura no muy excesiva y lo más avanzado a la derecha posible.

Por esta razón es un sistema que puede limitar bastante su diseño sin llegar a ofrecer una ventaja muy notoria con respecto a las anteriores soluciones.

Aunque este sistema puede ser una muy buena solución al sistema que se está buscando, se siguen analizando diferentes soluciones.

III. Desarrollo del trabajo

III.6.4. Sustitución del motor de traslación.

En la fábrica ya existen otros sistemas de transmisión por correa dentada que funcionan de distinta forma que en el almacén.

Para entender un poco la diferente alternativa a la actual se representa en dos imágenes las diferencias entre los sistemas.

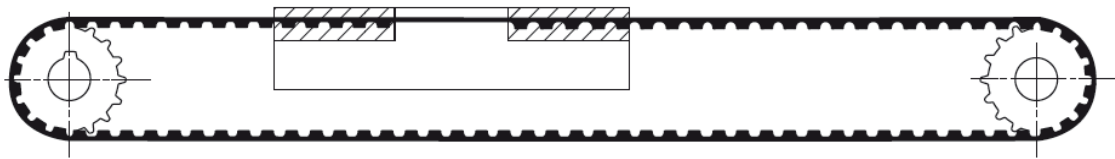


Figura 67. Traslación de carro lineal actual. En la imagen se puede representar el sistema actual de la célula de almacenaje. (BRECO, 2013)

Este sistema anterior es el descrito anteriormente, compuesto de un motor que se encarga en el movimiento de una de las dos poleas y la otra gira libre. Como se puede observar, es necesario que la correa en este sistema sea el doble que en los sistemas representados en la foto inferior.

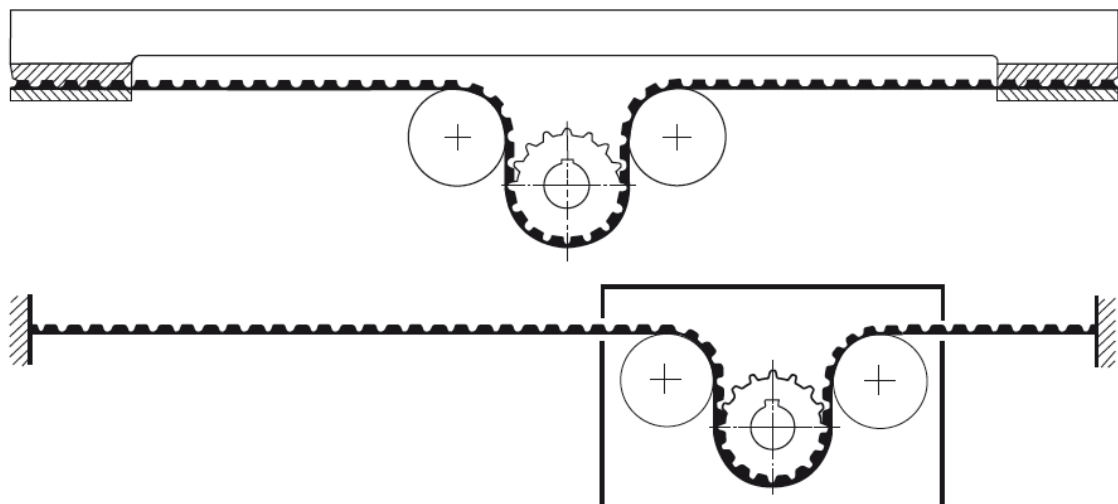


Figura 68. Alternativas de traslación de carro. En la imagen se puede diferenciar en la parte superior la traslación de una mesa por el giro de la polea dentada y en la zona inferior la traslación de un carro. (BRECO, 2013)

III. Desarrollo del trabajo

Este tipo de sistema sería una solución alternativa a los anteriores. Además, sería una garantía sabiendo que estos sistemas en otras máquinas de la fábrica funcionan.

A continuación, en la imagen se detalla las modificaciones que harían falta para poder instalar este tipo de traslación.

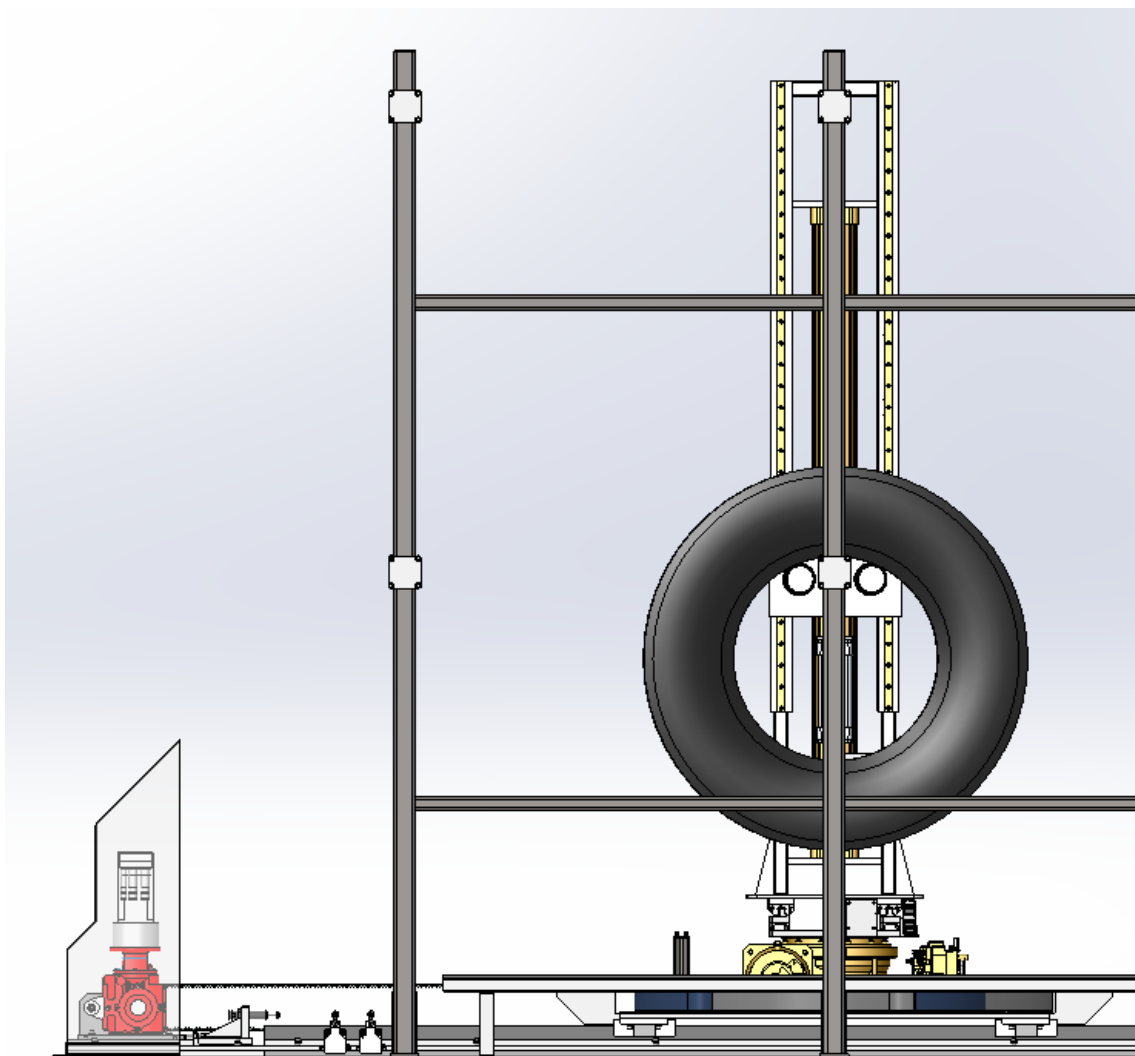


Figura 69. Descarga de neumático en la fila inferior. En la imagen se puede contemplar el momento de descarga de un neumático en la línea inferior de la percha.

III. Desarrollo del trabajo

En la imagen se aprecia que para poder instalar el motor en la zona inferior de la mesa de indexado que permita la traslación del conjunto robot, es necesario aumentar la altura considerablemente.

Para elevar la mesa lo mínimo posible, habría que cambiar los motorreductores, de forma que eso es una inversión económica importante, ya que hay que sumar, el alzamiento de las perchas, el paro de la producción el diseño de los soportes fijos de la correa en los extremos de la línea, la inversión del soporte de la mesa que contiene los tres árboles donde van alojados el árbol motriz y las poleas laterales que sirven de abrazamiento y el nuevo soporte de la mesa de indexado como se puede observar en la *Figura 68*.

Otro de los inconvenientes de instalar este sistema, es la altura de la columna del robot. Al elevar la percha inferior para poder descargar la rueda, es necesario elevar también la línea superior, ya que colisionarían las ruedas. Y como se puede apreciar en la imagen, para elevar la percha superior, se necesita añadir una parte de columna, o elevar desde el suelo todo el conjunto de perchas.

Como solución a los problemas ocasionados en el sistema actual lo hacen de una opción muy interesante.

Disminuir la correa a la mitad, que en este sistema se evite la colisión entre ramales de la correa, que la correa no necesite una tensión excesiva, ...

Pero la cantidad de tiempo invertido en este proyecto para su correcto funcionamiento, además de la inversión económica hacen que se desestime esta opción por el momento.

III. Desarrollo del trabajo

III.6.5. Cambio de ubicación de sistema de transmisión.

Otra de las posibles ideas que se plantean para solucionar el problema actual es trasladar hacia un lateral el sistema de transmisión.

Al desplazar el sistema de transmisión es posible aumentar la altura entre los ramales de la correa o bien instalar un método muy parecido al anteriormente comentado.

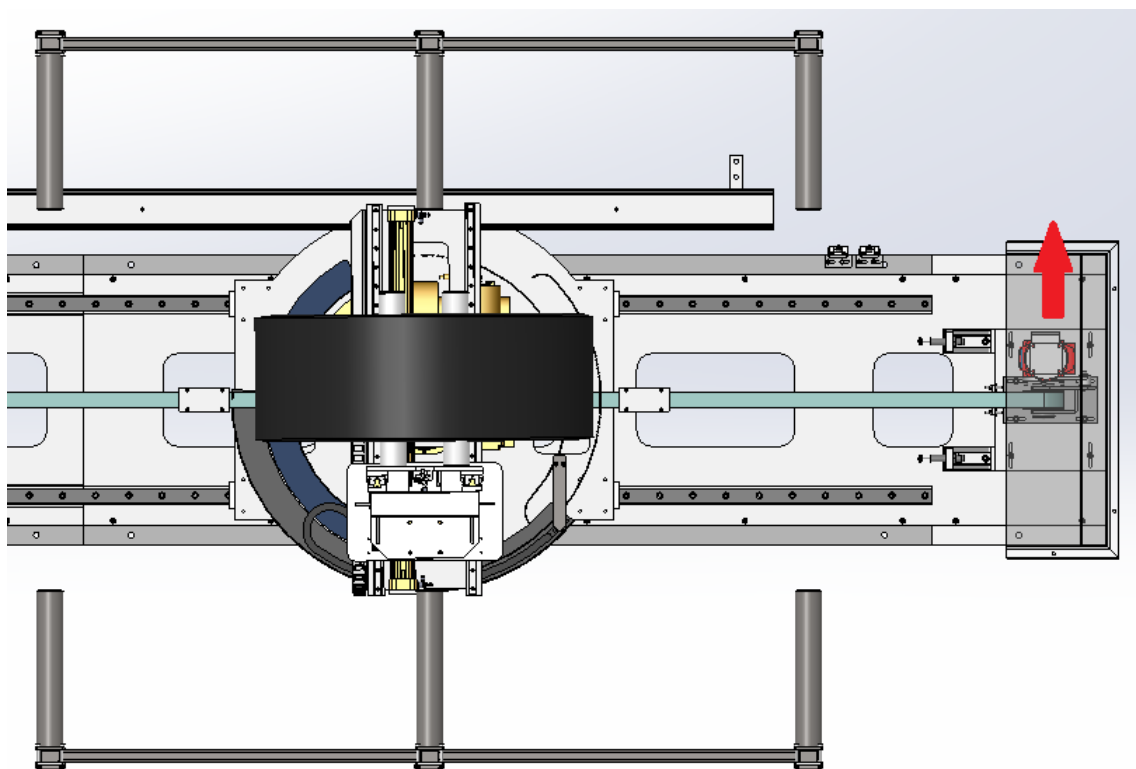


Figura 70. Vista en planta de zona del conjunto motriz. En la imagen se muestra la ubicación nueva del sistema de transmisión indicándolo mediante una flecha.

Este sistema al igual que el anterior, implica que se debe realizar una gran inversión económica al tener que hacer soportes nuevos en el robot para transmitir la energía desde un lateral.

Además, hay que anclar los nuevos soportes de conjunto motriz y reenvío en la nueva ubicación.

Todo lo anterior se refiere a la acción de trasladar el sistema de transmisión.

III. Desarrollo del trabajo

Pero hay que tener en cuenta, que, para no tener los mismos fallos del sistema actual, se deben diseñar soportes diferentes para ganar en altura al tener que instalar poleas de mayor tamaño. También, es necesario elevar las perchas del lateral en el que va instalado el sistema de traslación, ya que, las ruedas de la línea inferior colisionarían con el sistema de transmisión.

Otra de las desventajas de sería modificar el programa de almacenaje para distinguir entre la altura de la línea que contiene el sistema de traslación y el que no. Sería necesario que el robot sepa distinguir, dependiendo de la línea, cuatro alturas diferentes si se decide solo alzar una de las líneas.

Si, por el contrario, se decide elevar ambas líneas, habría que modificar también la altura de la columna del robot, para que sea posible acceder a la línea superior de las perchas.

De nuevo, este sistema queda desestimado al existir posibilidades menos laboriosas.

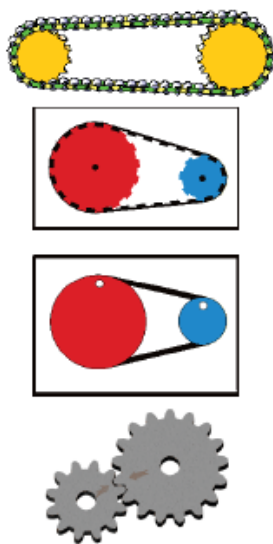
III. Desarrollo del trabajo

III.6.6. Cambio de sistema de transmisión.

Si se vuelve a repasar un poco la comparativa entre los diferentes tipos de sistemas de transmisión se puede ver un resumen bastante aclarativo en la siguiente tabla.

Tabla 15. Comparación entre elementos de transmisión. En la tabla se puede ver un resumen de las principales características de los sistemas de transmisión.

1. COMPARACIÓN DE ELEMENTOS DE TRANSMISIÓN



Transmission Mechanism	Roller Chain	Toothed Belt	V-belt	Gear
Synchronicity	⊙	⊙	×	⊙
Transmission Efficiency	⊙	⊙	△	⊙
Anti-shock	△	○	⊙	×
Noise & Vibration	△	⊙	⊙	×
Ambient Conditions	Avoid water and dust. (Corrosion-resistant drive chains available.)	Avoid heat, oil, water and dust.	Avoid heat, oil, water and dust.	Avoid water and dust.
Space, Weight	High speed, light load	×	○	○
	Low speed, heavy load	⊙ Compact, lightweight	△ Slightly heavy pulleys	×
Lubrication	×	⊙	⊙	×
Layout Freedom	⊙	○	△	×
Excess Load on Shaft	⊙	○	×	⊙

⊙Excellent ○Good △Fair ×Poor

Los sistemas que más se tienen en cuenta para una posible solución del sistema de la célula de almacenaje, son la cadena y la correa dentada.

En esta posible solución se estudia la posibilidad de cambiar el sistema de transmisión actual por el de una cadena.

Comparando los sistemas anteriores en la tabla, se pueden obtener beneficios en comparación a la correa dentada en que permiten soportar mayores cargas en el árbol, además, su diseño es algo más variable.

Otra de las ventajas que puede ofrecer es el sistema es que la carga a baja velocidad puede ser mayor.

III. Desarrollo del trabajo

Por el contrario, y algo que se tiene muy en cuenta es el sonido que genera la cadena con respecto a la correa de transmisión.

Si se tiene en cuenta la gran distancia que recorre el robot, el peso de la cadena sería un factor para tener muy en cuenta en los cálculos.

La desviación con el paso del tiempo de la cadena por dilataciones y al tener muchos eslabones puede afectar negativamente al posicionamiento del robot.

También se tiene en cuenta que la cadena es un elemento de transmisión que requiere lubricación y hay que tener en cuenta que los aceites o grasas pueden contaminar en parte la producción del neumático, por lo que habría que proteger la zona y aislarla de los neumáticos.

III.7. ELECCIÓN DE SOLUCIÓN FINAL.

En el apartado anterior se han podido ir comparando los diferentes sistemas o soluciones a aplicar en nuestra célula de almacenaje.

La discusión final se centra en la necesidad de buscar un sistema adecuado al actual para que existan pocas diferencias entre este y el nuevo sistema de transmisión del almacén.

Así se consigue que la programación del sistema de almacenaje, al igual que los montajes de los diferentes elementos del taller sean similares a los ya existentes.

Además, se busca una solución económica sin tener que hacer una reestructuración de todas las instalaciones como puede suceder en el caso de cambiar motores, cambiar la altura de todas las perchas, la altura del robot o sustituir la ubicación del sistema de traslación.

La solución al sistema de transmisión de traslación de los robots de la célula de almacenaje será la primera opción, modificación de los elementos mecánicos del sistema actual.

Esta solución permite sustituir los elementos en los mantenimientos preventivos sin necesidad de parar la producción de la planta.

A continuación, se presentan los cálculos y el diseño del sistema modificado.

III.8. DISEÑO NUEVO DEL SISTEMA.

En este apartado se detallará el diseño de los cálculos en el programa KISSsoft y la representación en SolidWorks de cada elemento para finalmente generar el plano que servirá para pedir presupuestos a las empresas competentes, tener información de los elementos de montaje de cada máquina, como ya existe en cada máquina de la fábrica e introducirlo en un programa de mantenimiento donde generan incidencias y lo relacionan con cada parte de la máquina.

A continuación, se divide en apartados el diseño para una mejor representación.

III.8.1. Conjunto de árbol motriz.

El conjunto motriz está compuesto por el soporte de la polea, con el árbol, los rodamientos, chavetas, distanciador y la arandela de cierre. Este conjunto está representado en el *plano 5* y es el resultado de unir todos los elementos anteriormente citados.

A continuación, se puede ver en la imagen el resultado de ensamblar todos estos elementos en SolidWorks:

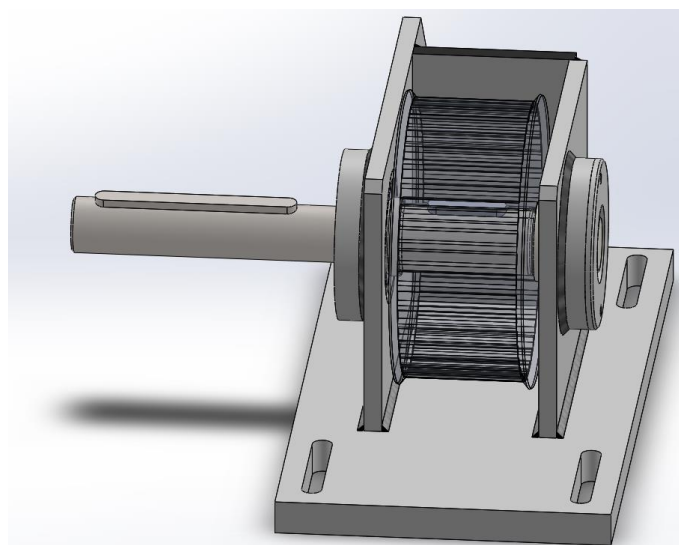


Figura 71. Conjunto motriz. En la captura del programa SolidWorks se puede ver los elementos que se encuentran en el conjunto motriz.

III. Desarrollo del trabajo

Para obtener este ensamblaje, primero se tienen que realizar los cálculos y diseños de cada elemento individualmente.

III.8.1.1. Árbol polea motriz.

En primer lugar, se empieza a diseñar el árbol motriz ya que los demás elementos dependen del diseño de este primero. Como por ejemplo los alojamientos de los rodamientos del soporte o las chavetas y dimensiones del eje hueco de la polea.

Como seguridad en el sistema y habiendo calculado todos los esfuerzos posibles, los cálculos se realizan para una tensión de correa de 2.500 N, como se puede comprobar anteriormente las tensiones calculadas antes y la tensión manual que se produce en el taller no superan los 2.300 N.

Para tensiones de 2.500 N las cargas en los árboles se pueden ver en la *Tabla 13*. Siendo una carga en el árbol motriz de 8.979,32 y una carga en el árbol de reenvío de 11.479,32 N.

La facilidad con que se consigue una tensión en la correa dentada hace que la seguridad que se aplica al sistema sea aún mayor. Por lo tanto, las tensiones que se aplican en el diseño corresponden al cálculo rápido que ofrece la guía de cálculo de correas dentadas que como se pudo comparar era bastante más elevadas. (Mectrol, 2014)

En la guía, en los cálculos aproximados, indica que para tipos ATL la tensión inicial, T_i , es dos veces la tensión efectiva, T_e , que corresponde con la tensión estática en reposo. Por lo tanto, para tensiones de 2.500 N, la tensión inicial sería de 5.000 N.

Si se tiene en cuenta que:

$$T_{1max} \approx T_i + T_e$$

Siendo:

T_{1max} = Tensión máxima en el ramal tenso.

Y que:

III. Desarrollo del trabajo

$$T_{2max} \approx T_{1max} - T_e$$

Siendo:

T_{2max} = Tensión máxima en el ramal conducido.

Las tensiones serían:

$$T_{1max} \approx T_i + T_e = 5.000N + 2.500N = \mathbf{7.500 N}$$

$$T_{2max} \approx T_{1max} - T_e = 7.500 N - 2.500 N = \mathbf{5.000 N}$$

Además, las cargas en los árboles serían:

$$F_{s1} = T_1 + T_2$$

Siendo:

F_{s1} = Carga sobre el árbol motriz

T_2 = tensión del árbol conducido.

T_1 = tensión en el ramal tenso.

La carga del árbol motriz será:

$$F_{s1} = T_1 + T_2 = 7.500 N + 5.000 N = \mathbf{12.500 N}$$

Y, la carga del árbol de reenvío es:

$$F_{s2} = 2 \cdot T_1$$

Siendo:

F_{s2} = Carga sobre el árbol conducido

T_1 = tensión en el ramal tenso.

El resultado de esta operación sería:

$$F_{s2} = 2 \cdot T_1 = 2 \cdot 7.500 N = \mathbf{15.000 N}$$

III. Desarrollo del trabajo

Una vez calculados los esfuerzos considerados de seguridad en el árbol, se introducen las cargas en el diseño actual y se avanza en corregir las secciones más críticas sobredimensionando el diseño actual.

Al aumentar las cargas con respecto a los últimos cálculos, los coeficientes de seguridad disminuyen de forma poco notoria y también disminuye la vida de los rodamientos.

El programa de KISSsoft ofrece una ayuda para dimensionar el árbol teniendo en cuenta la resistencia y la flexión del sistema que varían según las cargas introducidas.

En la siguiente figura, se puede obtener una ligera idea de las dimensiones que debe de tener el árbol para ofrecer una mejor resistencia a las solicitaciones de las cargas introducidas.

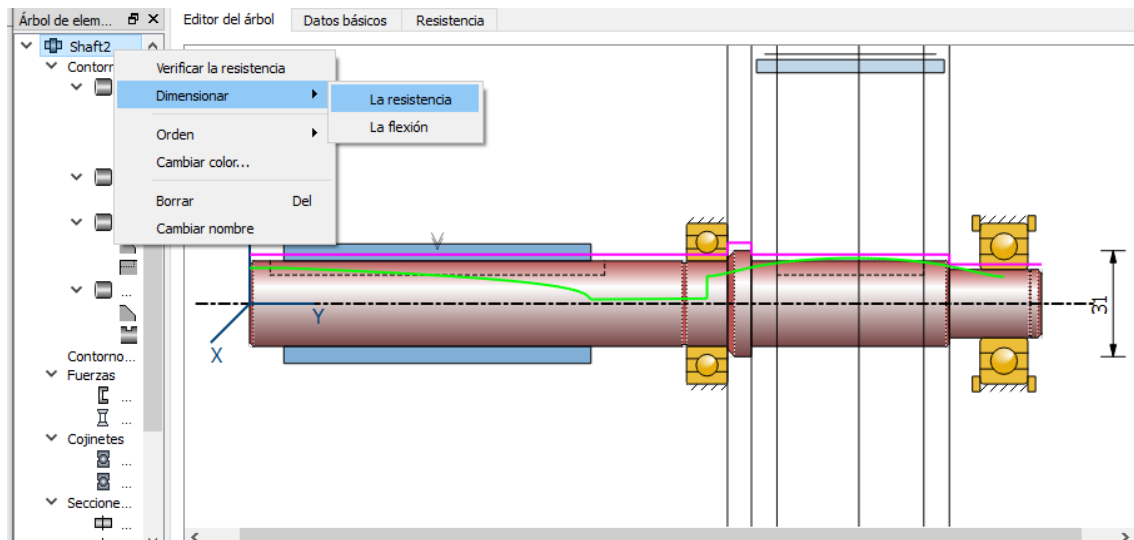


Figura 72. Dimensionado del árbol actual. En la captura se puede apreciar las dimensiones que debería tener el árbol para soportar las cargas establecidas.

La línea rosa que se puede observar en la imagen corresponde a la resistencia a la flexión y la verde corresponde a la resistencia.

Llegando a este punto, se tiene en cuenta, que la zona izquierda del árbol debe cumplir con medidas similares para respetar las dimensiones del reductor.

III. Desarrollo del trabajo

En primer lugar, cambiando las dimensiones del árbol se obtiene:

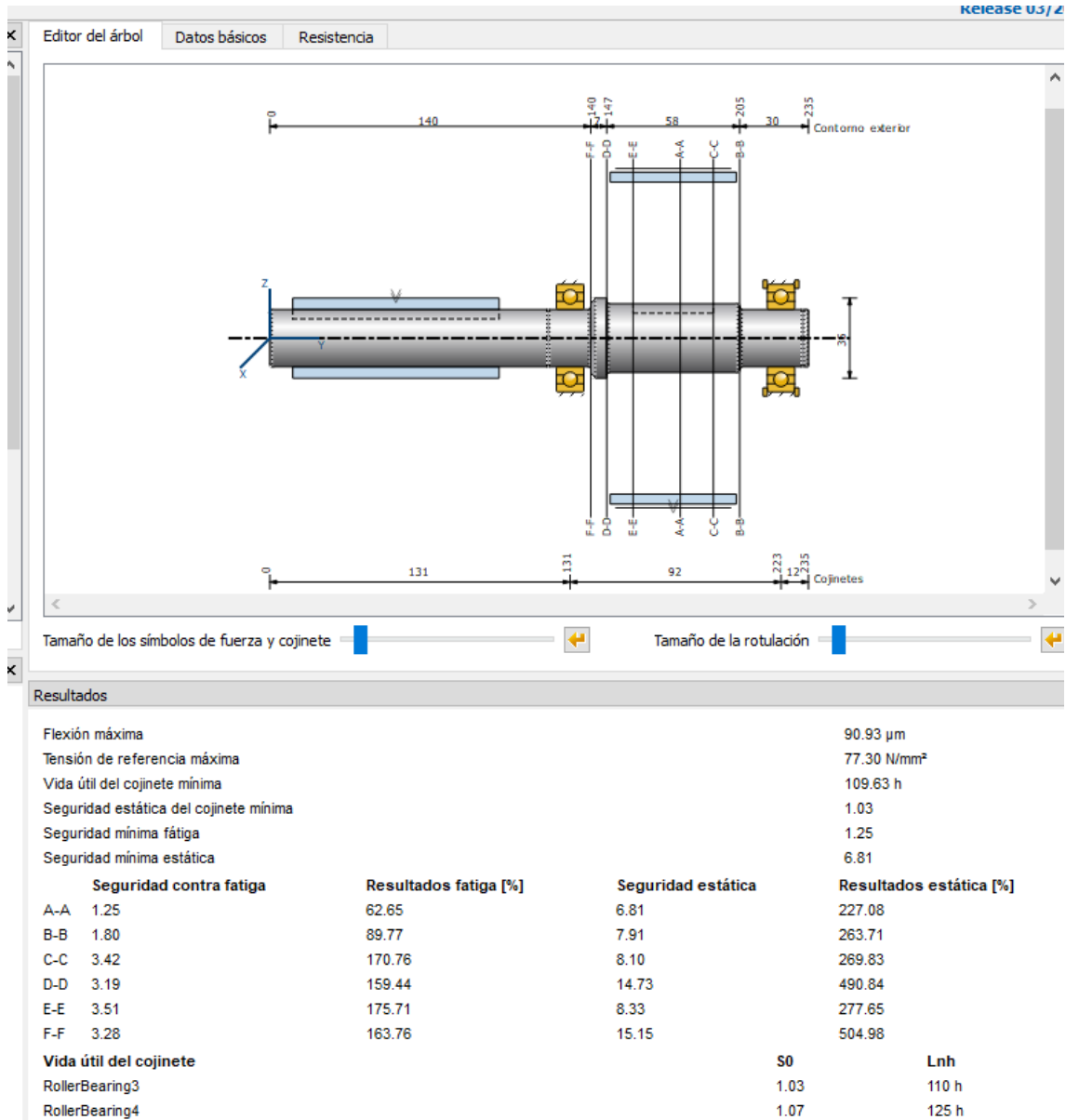


Figura 73. Cálculo de árbol motriz. En la captura del programa KISSsoft se puede observar un primer cálculo después de haber cambiado las dimensiones de este.

Al cálculo anterior, se puede observar que la resistencia a la fatiga todavía es algo justa. Por lo tanto, se realiza un cambio de material para comparar si esto ayuda a las seguridades del árbol.

III. Desarrollo del trabajo

Se prueba a cambiar el material del árbol actual, C45E (AISI 1045) (*plano 4*), por un material de mejores características.

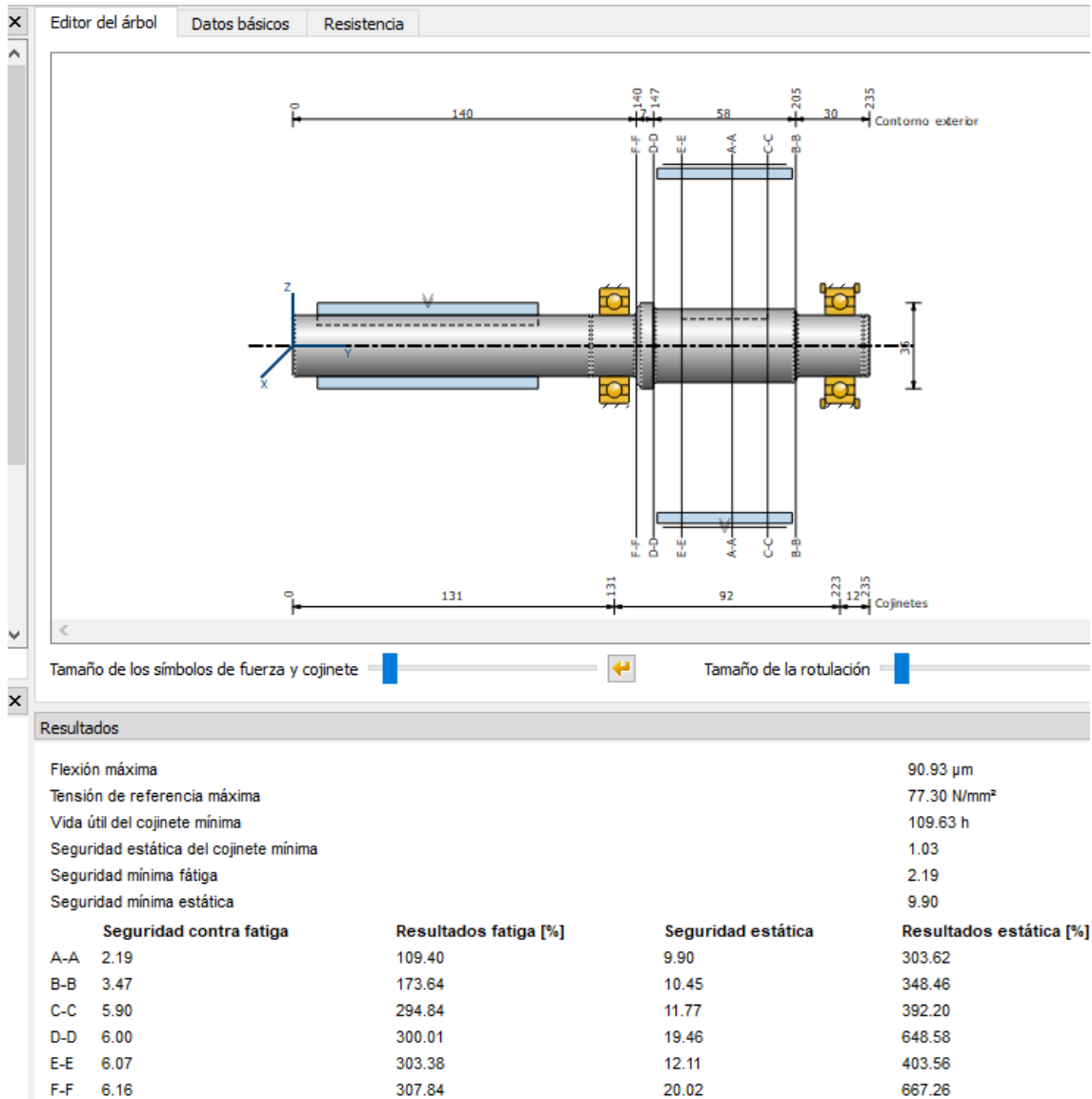


Figura 74. 2º cálculo de árbol motriz. En la captura del programa KISSsoft se puede observar un segundo cálculo después de un cambio de material.

Se puede observar que las seguridades de las secciones críticas han mejorado considerablemente.

El material que se ha elegido para el árbol motriz es 42 CrMo4 (F-1520), templado por inducción. Material que se emplea en la fabricación de ejes con buena

III. Desarrollo del trabajo

resistencia y tenacidad sometidos a solicitaciones elevadas. (*Acero Para Temple y Revenido*, n.d.)

Seguidamente se procede a revisar si hay algún tipo de rodamientos que ofrezca una vida más elevada de la que nos ofrecen los rodamientos actuales. El programa tiene una base de datos con diferentes rodamientos y calcula la vida de los rodamientos en nuestro sistema.

Para visualizar si algún rodamiento ofrece mayor vida que el actual, se selecciona el rodamiento que se quiere sustituir, se pincha en el con el botón derecho del ratón y se selecciona la pestaña de dimensionar.

A continuación, se abrirá una pantalla como se puede observar en la siguiente imagen que nos muestra un listado, con rodamientos del mismo diámetro interior que el que se ha seleccionado, las seguridades que ofrece, su vida y de que rodamiento se trata.

Para las solicitaciones empleadas en nuestro sistema, se puede observar que el rodamiento de estas características que más vida puede aguantar es un rodamiento SKF 6405, pero que, a su vez, las dimensiones son excesivas 25/80*21, en comparación a nuestro sistema y que tampoco se consigue una vida en el rodamiento muy elevada.

III. Desarrollo del trabajo

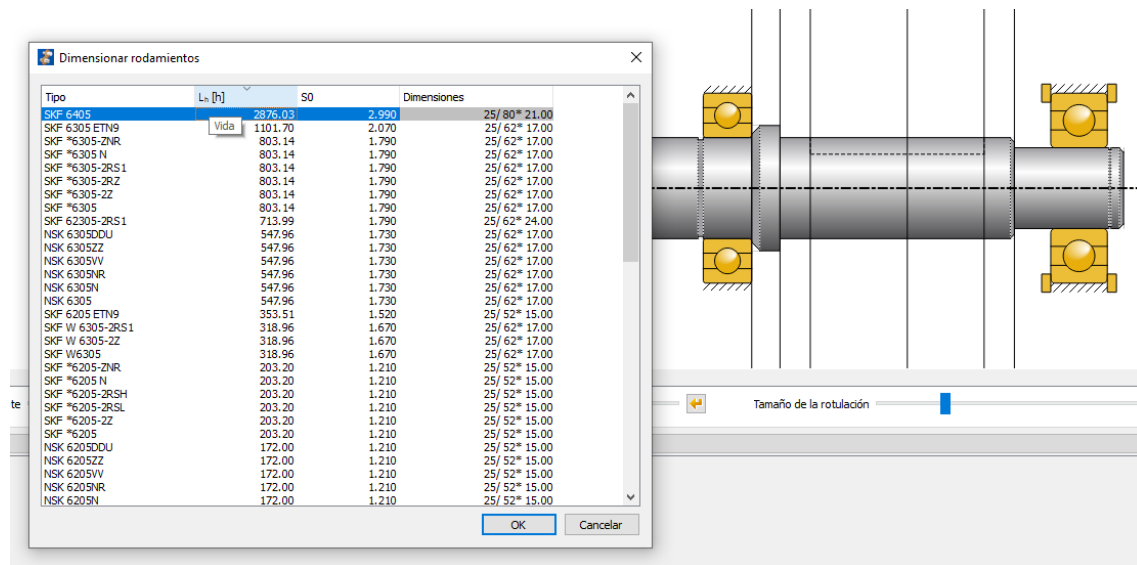


Figura 75. Dimensionado de un rodamiento. En la captura de imagen se puede observar el listado de los rodamientos que se pueden seleccionar para este tipo de rodamientos.

Por esta razón, se analizan diferentes rodamientos que puedan ser útiles en el sistema que se está estudiando.

Para escoger un rodamiento correcto para nuestro sistema, se analiza la siguiente tabla:

III. Desarrollo del trabajo

Para evitar que el rodamiento pueda desmontarse en la fase de montaje y para facilidad del propio montaje, se buscan rodamientos iguales y del mismo tipo para que no haya fallo ni confusiones.

Se considera aceptable también, que ese rodamiento pueda llegar a absorber cargas axiales, ya que, el montaje de los dos conjuntos está separado una distancia muy elevada y una pequeña desviación puede generar cargas axiales.

Teniendo en cuenta todo lo anterior, se opta por montar rodamientos de rodillos a rótulas como los que se pueden observar en la siguiente imagen.

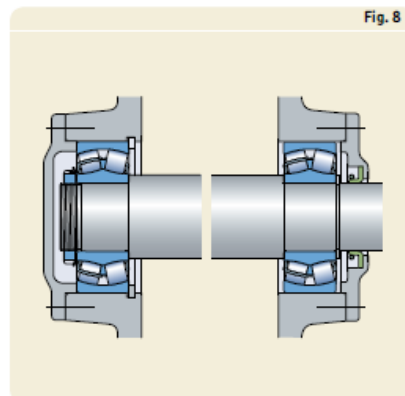


Figura 76. Rodamientos de rodillos a rótulas. En la imagen se puede observar una disposición de montaje fijo, libre de rodamientos de rodillos a rótulas. (SKF, 2019)

Una vez elegido el tipo de rodamiento, se prueba en el programa KISSsoft a colocar este tipo de rodamiento en el árbol motriz y dimensionar el más adecuado.

III. Desarrollo del trabajo

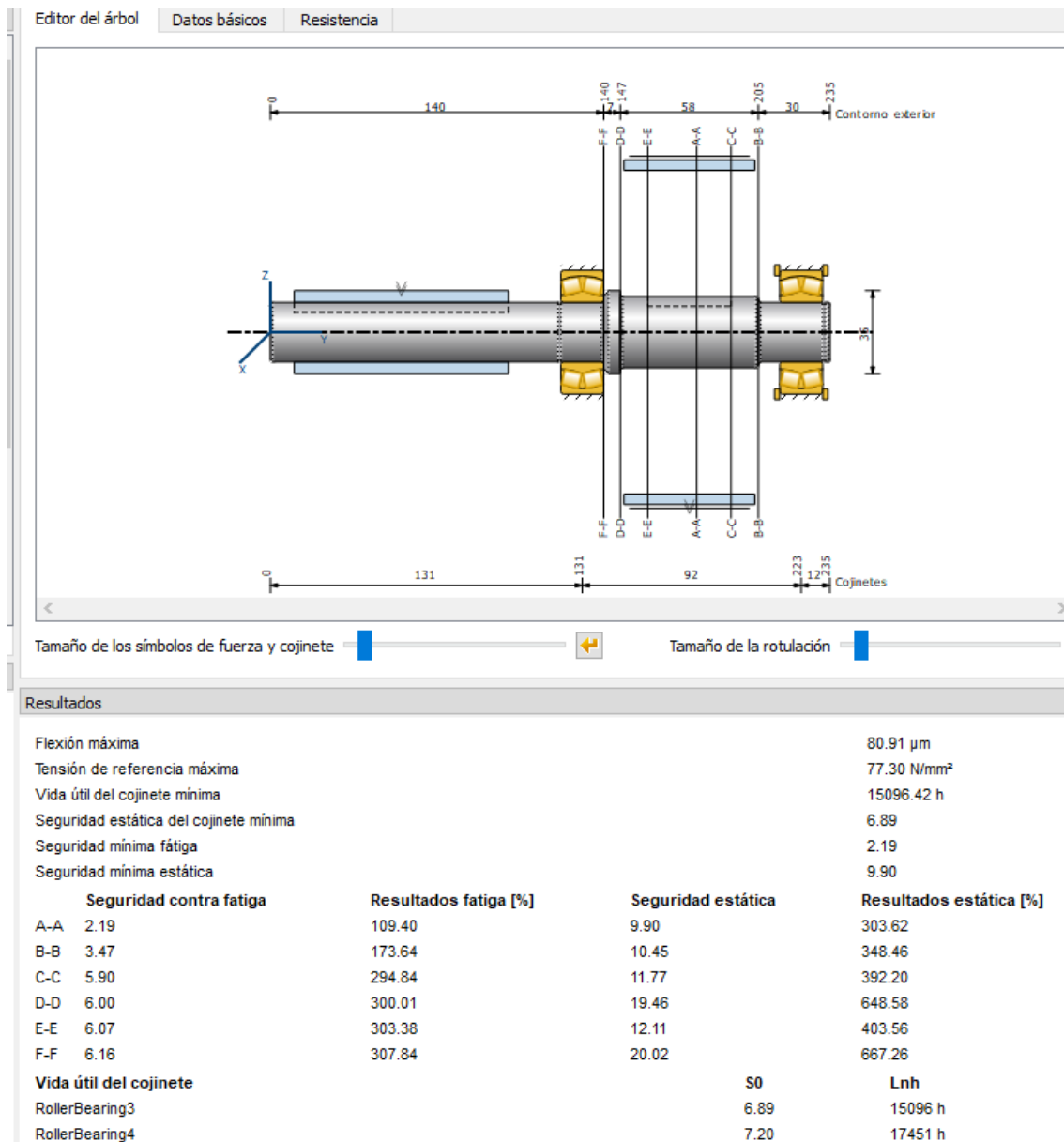


Figura 77. Cálculo final del diseño del árbol motriz. En la imagen se puede ver las seguridades y vida de los rodamientos del sistema.

Ahora se puede observar que la zona más crítica es el centro del árbol entre apoyos con un coeficiente de seguridad contra fatiga de 2,19.

Se puede ver la diferencia de seguridades y vida de los rodamientos en comparación al diseño actual del sistema de traslación del robot.

III. Desarrollo del trabajo

A continuación, se muestran diferentes consideraciones a tener en cuenta que se han seguido para el cálculo del árbol motriz.

En principio se buscan seguridades contra la fatiga superiores a 2, seguridades estáticas superiores a 4 y que las vidas de los rodamientos superen las 12.000 horas de vida.

Además en el protocolo, se observa la deflexión angular del árbol en los rodamientos y compararlos con la deflexión angular permisible de la *Tabla 10*. En ella se puede observar que la deflexión angular máxima en los árboles que tienen cojinetes es de 0,001 rad o 1 mrad.

Las deflexiones angulares de los rodamientos se pueden observar a continuación:

Árbol 'Shaft2' Rodamientos 'RollerBearing3'			
Inclinación de cojinete	[rx]	0.002	mrاد (0.01')
Inclinación de cojinete	[ry]	-0.000	mrاد (0')
Inclinación de cojinete	[rz]	-0.742	mrاد (-2.55')
Inclinación de cojinete	[r _r]	0.742	mrاد (2.55')
Árbol 'Shaft2' Rodamientos 'RollerBearing4'			
Inclinación de cojinete	[rx]	-0.000	mrاد (0')
Inclinación de cojinete	[ry]	-0.000	mrاد (0')
Inclinación de cojinete	[rz]	0.809	mrاد (2.78')
Inclinación de cojinete	[r _r]	0.809	mrاد (2.78')

Figura 78. Deflexión angular en rodamientos de árbol motriz. En la captura del protocolo generado del árbol motriz se pueden observar las deflexiones angulares que se producen en los rodamientos.

Como se observa en la imagen, las deflexiones angulares son permitidas para el diseño del árbol con esos rodamientos, en este caso, 0,742 y 0,809 mrad.

Para las rugosidades de los árboles se tiene en cuenta la siguiente tabla:

III. Desarrollo del trabajo

Tabla 17. Rugosidades y aplicaciones. En la tabla se puede observar que rugosidad se aplica de forma general dependiendo de la aplicación. (Rodríguez, n.d.)

RUGOSIDAD	APLICACIÓN
N1	Espejos. Bloques patrón
N2	Planos de apoyo de relojes comparadores
N3	Herramientas de precisión. Cojinetes superacabados. Acoplamientos estancos de alta presión en movimiento alternativo. Superficies bruñidas de retención sin retén.
N4	Soportes de cigüeñales y árboles de levas. Pies de válvulas. Superficies de cilindros de bombas hidráulicas. Cojinetes lapeados. Pernos de árboles para rotores de turbinas, reductores...
N5	Árboles acanalados. Superficie exterior de pistones. Acoplamientos efectuados a presión. Asientos de válvulas..
N6	Tambores de freno. Agujeros brochados. Cojinetes de bronce. Dientes de engranaje. Superficies de piezas deslizantes, como patines y sus guías.
N7	Caras de engranajes. Árboles y orificios de engranajes. Cara de émbolo.
N8	Pernos y cojinetes para transmisión (montaje a mano). Superficies de acoplamiento de partes fijas desmontables.
N9	Superficies laterales de retención con retenes normales.

Se aplicarán rugosidades N7 en el árbol motriz y de reenvío.

Para tener en cuenta en el diseño del árbol la representación de las rugosidades se adjunta una tabla a continuación:

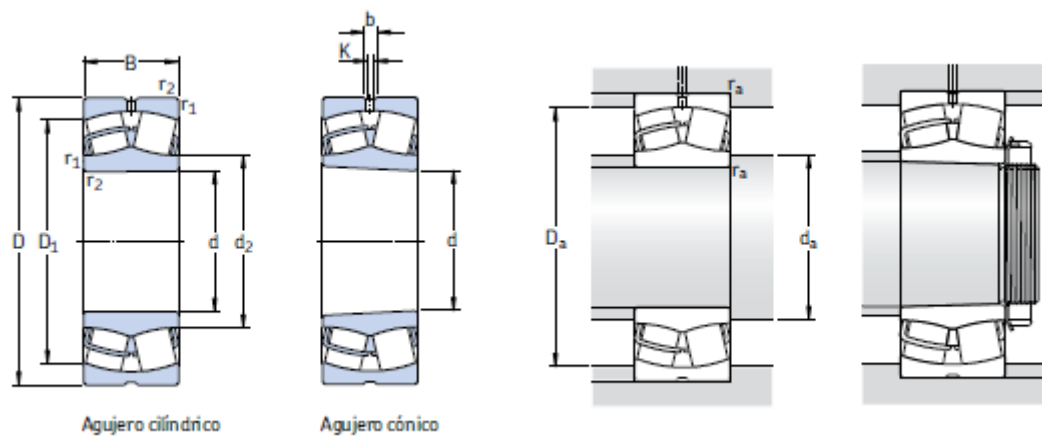
Tabla 18. Relación entre rugosidad Ra y números de grados de rugosidad. En la tabla se pueden relacionar los valores de Ra, en micras de metro y pulgadas y el número de grados de rugosidad a lo que hacen referencia. (Rodríguez, n.d.)

Valores de rugosidad Ra		Números de grados de rugosidad
μm	$\mu\text{pulgadas}$	
50	2000	N 12
25	1000	N 11
12.5	500	N 10
6.3	250	N 9
3.2	125	N 8
1.6	63	N 7
0.8	32	N 6
0.4	16	N 5
0.2	8	N 4
0.1	4	N 3
0.05	2	N 2
0.025	1	N 1

III. Desarrollo del trabajo

En comparación al diseño actual, se incorporan radios en el cambio de sección de los árboles teniendo en cuenta el radio mínimo permitido por cada rodamiento y elementos mecánicos alojados en el árbol.

En la siguiente imagen se pueden ver las características a tener en cuenta de los rodamientos montados en los árboles, siendo los cuatro rodamientos el mismo.



Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga	Velocidades		Masa	Designaciones		
d	D	B	dinámica C	estática C ₀	P _u	Velocidad de referencia	Velocidad límite	kg	Rodamiento con agujero cilíndrico	agujero cónico	
mm			kN		kN	rpm			-		
25	52	18	49	44	4,75	13 000	17 000	0,26	★ 22205 E	★ 22205 EK	

Dimensiones						Dimensiones de acuerdos y resaltes			Factores de cálculo			
d	d ₂	D ₁	b	K	r _{1,2} min	d _a min	D _a máx	r _a máx	e	Y ₁	Y ₂	Y ₀
mm						mm			-			
25	31,2	44,2	3,7	2	1	30,6	46,4	1	0,35	1,9	2,9	1,8

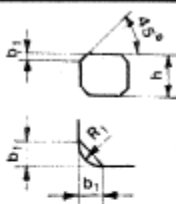
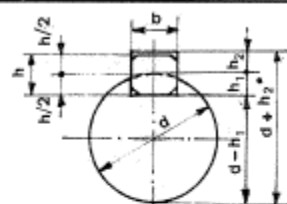
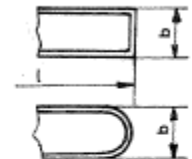
Figura 79. Características del rodamiento SKF 22205E. En la imagen se representa las características del rodamiento de rodillos a rótulas. (SKF, 2019)

Para tener en cuenta en el diseño del árbol se analiza la imagen anterior donde se puede ver que el radio máximo para permitir el asiento del rodamiento es de 1 mm. Además, el hombro del árbol en el rodamiento tiene que ser de 30,6 mm como mínimo, en el diseño, se fabrica un hombro de 31 mm para que cumpla con las especificaciones del fabricante.

III. Desarrollo del trabajo

Para el diseño de las chavetas en los árboles, se tiene en cuenta la siguiente tabla según la norma DIN 6885:

Tabla 19. Chavetas según norma DIN 6885. En la tabla se muestran las características de chavetas y chaveteros con dimensiones relacionadas con el diseño.

Pasadores y chavetas		CHAVETAS PARALELAS SERIE NORMAL DIN 6885						TABLA 18 . 13						
Dimensiones en mm.								(De UNE 17.102 h1)						
CHAVETA														
Sección <i>b × h</i>	Ancho <i>b</i>		Altura <i>h</i>		Chafilán <i>b₁</i>		Longitud <i>l</i>							
	Nominal	Toler. h9	Nominal	Toler. h9 y h11	Mínima	Máximo	De...	...a						
4 × 4	4	0	4	0	0,16	0,25	8	45						
5 × 5	5	0	5	0	0,25	0,40	10	56						
6 × 6	6	-0,030	6	-0,030	0,25	0,40	14	70						
8 × 7	8	0	7		0,25	0,40	18	90						
10 × 8	10	-0,036	8		0,40	0,60	22	110						
CHAVETERO														
Diámetro del eje <i>d</i>	Sección de la chaveta <i>b × h</i>	Ancho <i>b</i> , tolerancia							Profundidad		Chafilán <i>R₁</i>			
		Nominal	Clase de ajuste del enchavetado			Ajustado			Eje <i>h₁</i>		Cubo <i>h₂</i>			
			Libre	Normal	Ajustado	Nominal	Toler.	Nominal	Toler.	Min.	Máx.			
Más de	hasta	Eje h9	Cubo D10	Eje N9	Cubo Js 9	Eje y cubo p9	Nominal	Toler.	Nominal	Toler.	Min.	Máx.		
10	12	4 × 4	4	+0,030	+0,078	0	±0,015	-0,012	2,5	+0,1	1,8	+0,1	0,08	0,16
12	17	5 × 5	5	0	+0,030	-0,030	±0,015	-0,042	3	0	2,3	0	0,16	0,25
17	22	6 × 6	6	0					3,5		2,8		0,16	0,25
22	30	8 × 7	8	+0,036	+0,098	0	±0,018	-0,015	4		3,3		0,16	0,25
30	38	10 × 8	10	0	+0,040	-0,036	±0,018	-0,051	5		3,3		0,25	0,40

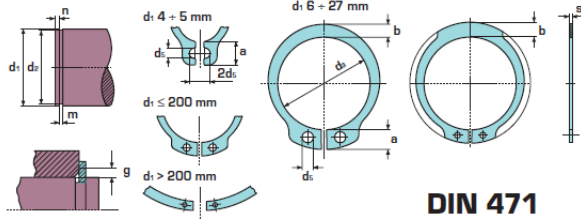
En el diseño correspondiente a este sistema, se seleccionan las medidas para diámetros de ejes de más de 22 y hasta 30, siendo las medidas de la sección de la chaveta de 8x7 y se tendrán en cuenta las diferentes tolerancias para su diseño.

Para las ranuras que alojan los anillos de seguridad que sirven de fijación para los rodamientos se diseñan teniendo en cuenta la norma DIN 471. A continuación, se puede ver en la siguiente tabla las dimensiones de los anillos de seguridad y las medidas correspondientes de la ranura.

III. Desarrollo del trabajo

Tabla 20. Anillos de seguridad según norma DIN 471. En la siguiente tabla se puede ver las medidas de las ranuras y los anillos de las medidas que se necesitan en el diseño.

ANELLI ELASTICI PER ALBERI TIPO A
 RETAINING RINGS FOR SHAFTS TYPE A
 SICHERUNGSRINGE FÜR WELLEN TYP A
 ANNEAUX ELASTIQUES POUR ARBRES TYPE A



Dimensioni in mm - Dimensions in mm - Abmessungen in mm - Dimensions en mm

d ₁	s	d ₃	a max.	b ≈	d ₅ min.	d ₂	m H13	n min.	F _N kN	F _R kN	g	F _{Rg} kN	n _{abl} min ⁻¹	1 Kg	2	3 BENER	A1	A11
18	1,2	16,5	3,9	2,4	2	17,0	1,30	1,5	4,58	17,00	1,5	3,75	39.000	1,198	1.000	8.000	A1	A11
19	1,2	17,5	3,9	2,5	2	18,0	1,30	1,5	4,84	17,00	1,5	3,80	35.000	1,253	1.000	8.000		
20	1,2	18,5	4,0	2,6	2	19,0	1,30	1,5	5,06	17,10	1,5	3,85	32.000	1,320	1.000	8.000		
21	1,2	19,5	4,1	2,7	2	20,0	1,30	1,5	5,36	16,80	1,5	3,75	29.000	1,480	1.000	8.000		
22	1,2	20,5	4,2	2,8	2	21,0	1,30	1,5	5,65	16,90	1,5	3,80	27.000	1,621	500	8.000		
23	1,2	21,5	4,3	2,9	2	22,0	1,30	1,7	5,90	16,60	1,5	3,80	25.000	1,745	500	4.000		
24	1,2	22,2	4,4	3,0	2	22,9	1,30	1,7	6,75	16,10	1,5	3,65	27.000	1,801	500	4.000		
25	1,2	23,2	4,4	3,0	2	23,9	1,30	1,7	7,05	16,20	1,5	3,70	25.000	1,928	500	4.000		
26	1,2	24,2	4,5	3,1	2	24,9	1,30	1,7	7,34	16,10	1,5	3,70	24.000	2,019	500	4.000		
27	1,2	24,9	4,6	3,1	2	25,6	1,30	1,7	8,60	16,40	1,5	3,80	22.000	2,170	500	4.000		
28	1,5	25,9	4,7	3,2	2	26,6	1,60	2,1	10,00	32,10	1,5	7,50	21.200	2,870	250	2.000	A2	A21
29	1,5	26,9	4,8	3,4	2	27,6	1,60	2,1	10,37	31,80	1,5	7,45	20.000	3,100	250	2.000		
30	1,5	27,9	5,0	3,5	2	28,6	1,60	2,1	10,73	32,10	1,5	7,65	18.900	3,294	250	2.000		

En la tabla anterior se puede ver que la ranura para diámetros de 25 mm con respecto al anillo de seguridad tiene de holgura 0,1 mm que se tendrá en cuenta para que el rodamiento no tenga la holgura que se tenía en el diseño actual.

Seguido a la descripción anterior se adjuntan más capturas para visualizar que más datos relevantes se han tenido en cuenta para el diseño del árbol.

En la siguiente captura se introducen diferentes datos como la velocidad del árbol, el sentido de giro, en este caso no tiene importancia porque el giro se produce en los dos sentidos, aunque se ha realizado un cálculo en sentido contrario por si puede afectar al árbol cualquier otro factor.

También se indica el material escogido para aumentar la seguridad con respecto al diseño actual y se indica que antes de los cálculos, el árbol modelado se consigue a partir de un torneado previo.

III. Desarrollo del trabajo

Denominación	Shaft2		
Número de plano			
Posición	Y	0.0000	mm
Temperatura	T	20.0000	°C
Densidad ambiental	p	1.2000	kg/m³
Velocidad	n	245.9420	1/min <input checked="" type="checkbox"/>
Sentido de giro	en sentido contrario a las agujas del reloj		
Material	42 CrMo 4 (2), Acero bonificado, endurecido por templado/ind. +		
Diámetro bruto	d	40.0000	mm <input type="checkbox"/>
Compactación de la superficie	Ninguno		
Estado en el tratamiento térmico	Torneado previamente al diámetro real		
Características de material (DIN, FKM)	R _m , R _p según base de datos, σ _w calculado a partir de R _m		
Factor de temperatura (AGMA)	k _a	1.0000	<input type="checkbox"/>
Factor para otros efectos (AGMA)	k _a	1.0000	<input type="checkbox"/>

Figura 80. Editor del árbol motriz. En la imagen se puede observar diferentes factores que se indican para que el programa lo tenga en cuenta a la hora de realizar el cálculo.

A continuación, y como ya se explicó anteriormente en el diseño actual, se introducen factores de carga en el cálculo de resistencia continua que simulan en el programa una confiabilidad de cálculo del 99%, corresponde con el dato 1,2285 ya indicado en la *Tabla 9*.

También se puede observar las seguridades mínimas que se quieren obtener, para que en caso de que el árbol no cumpla con esas seguridades, el programa en forma de aviso, lo comunica.

De igual forma, en la ventana de “ajustes específicos del módulo” que se muestra en la siguiente imagen, se exige a los rodamientos de igual forma que mínimo tengan una duración de vida de 12.000 horas y que la probabilidad de fallo de estos, sea de un 1%, es decir, que los cálculos de los rodamientos sean fiables en un 99% como se exige en los árboles.

Todo lo anterior comentado, se muestra en la siguiente imagen.

III. Desarrollo del trabajo

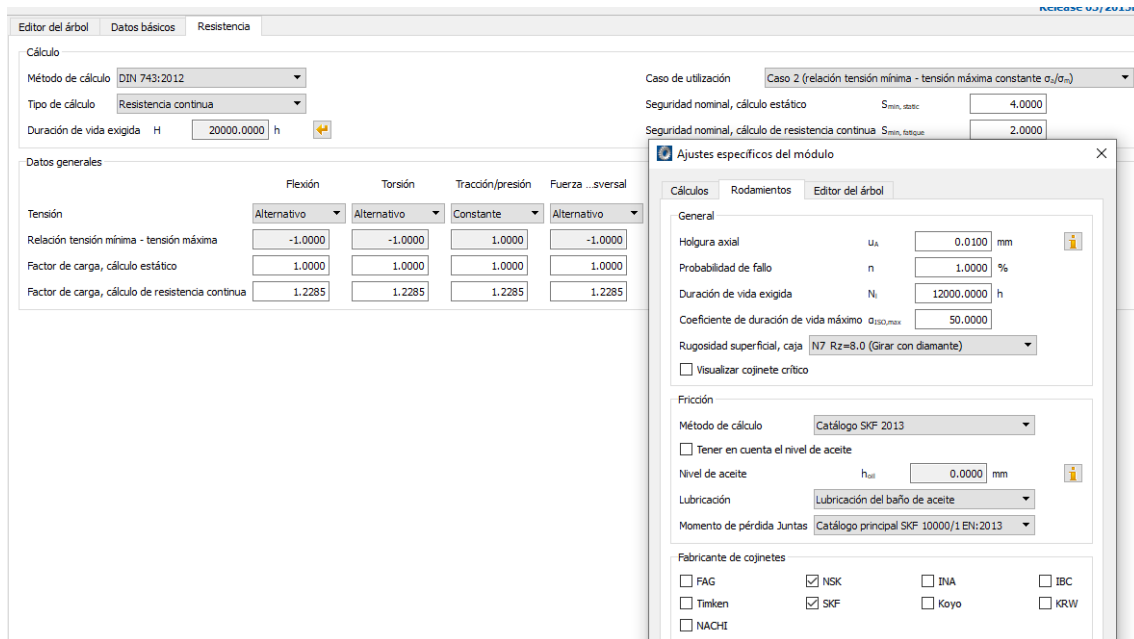


Figura 81. Datos de resistencia del árbol motriz y ajustes de los rodamientos. En la captura del programa KISSsoft se observan diferentes datos exigidos al árbol y a los rodamientos.

En los resultados finales que se muestran en las capturas del programa KISSsoft, quizás hay un valor algo significativo. Este valor corresponde con la flexión máxima de 80,91 μm . Tal y como se ha descrito anteriormente, el árbol motriz está sujeto en el lado izquierdo por el eje hueco del reductor. Esto reduciría considerablemente dicha flexión.

Para poder entender si este razonamiento es cierto, se generan un gráfico en el programa para ayudar a entender la flexión, como se muestra en la siguiente imagen.

III. Desarrollo del trabajo

Una vez obtenido el sólido del árbol, se generan los chaflanes y redondeos oportunos dependiendo de las medidas escogidas en el KISSsoft teniendo en cuenta todo lo anterior comentado. En la siguiente imagen se pueden comprobar ambas operaciones.

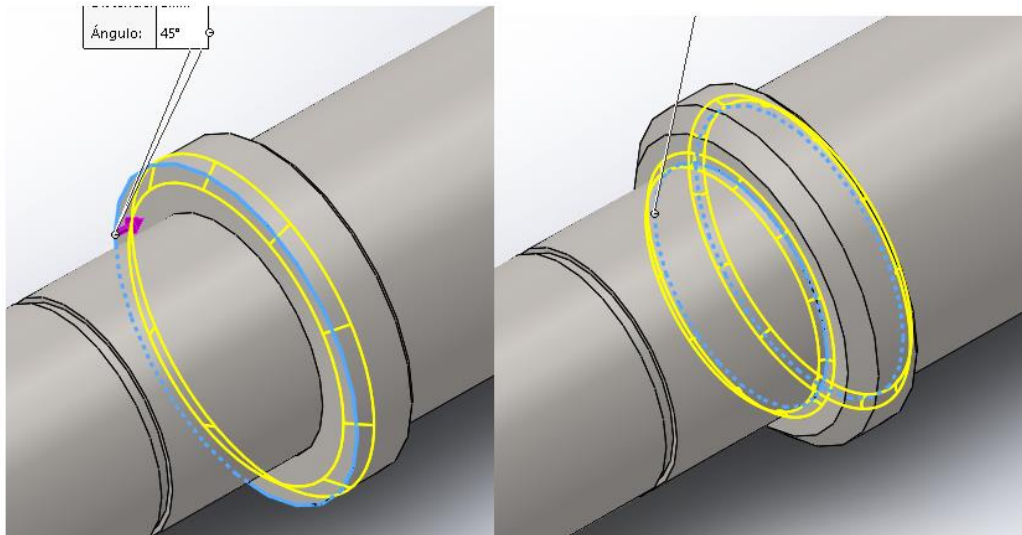


Figura 84. Post-procesado en material de árbol en bruto. En la captura de pantalla se puede comprobar a la izquierda una operación de chaflán y a la derecha dos aristas sometidas a redondeo.

Como se puede observar en la imagen anterior, hay operaciones que se pueden realizar en conjunto al cumplir las mismas medidas de diseño como es el caso del redondeo de 1 mm.

Para finalizar con el diseño del árbol motriz, se generan dos cortes en la pieza con la sección del chavetero cumpliendo las medidas según la norma DIN 471.

En la siguiente captura de pantalla del programa KISSsoft se puede observar cómo se realiza el proceso.

III. Desarrollo del trabajo

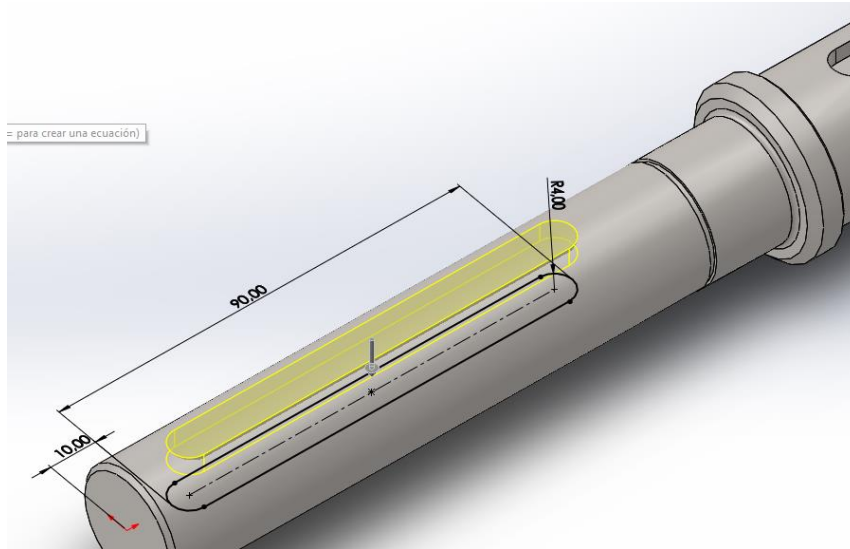


Figura 85. Mecanizado de chaveteros en el árbol. En la figura se puede observar el corte de un chavetero en amarillo con las medidas oportunas.

Una vez obtenido el diseño en SolidWorks, en herramientas se selecciona el material del árbol, para que se puedan obtener las diferentes características del material como el peso y poder adjuntarlo en los planos de fabricación.

Para crear las ranuras, se han tenido en cuenta en el perfil inicial, pero se podía haber generado un corte de revolución para crear el ranurado en el árbol.

Para finalizar se muestra una imagen con el diseño final, del que se creará un plano en SolidWorks correspondiente con el *Plano 7* que se puede visualizar en los anexos del proyecto.

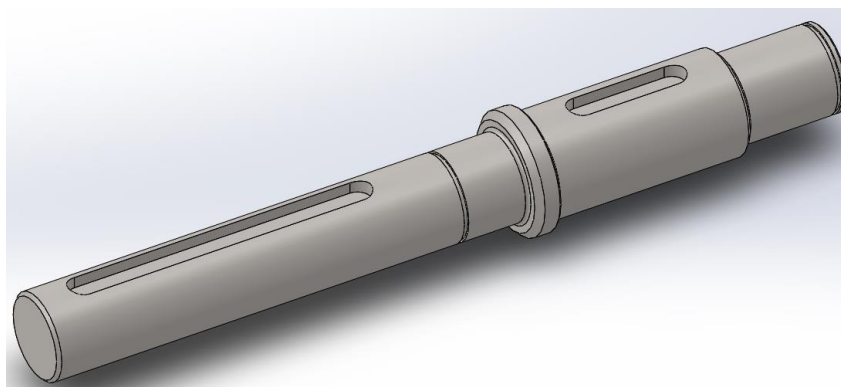


Figura 86. Diseño del nuevo árbol motriz. En la captura de pantalla se observa el diseño final del árbol motriz tras haber realizado todos los cálculos.

III. Desarrollo del trabajo

III.8.1.2. Polea dentada conjunto motriz.

Otros de los cálculos a tener en cuenta para determinar si el conjunto del árbol motriz da garantías de funcionamiento es comprobar los elementos adjuntos a este. Por el momento ya se han comprobado las seguridades del propio árbol motriz y los rodamientos. Ahora se debe de analizar el funcionamiento de las chavetas y si son suficientes con las medidas analizadas.

Para añadir un cálculo de chavetas en el árbol, se diseña el árbol a través del programa KISSsys como se vio anteriormente y se representó en la *Figura 45*. Al seleccionar el cálculo de chavetas, se abre la ventana que aparece en la siguiente imagen y se añaden las solicitaciones calculadas anteriormente.

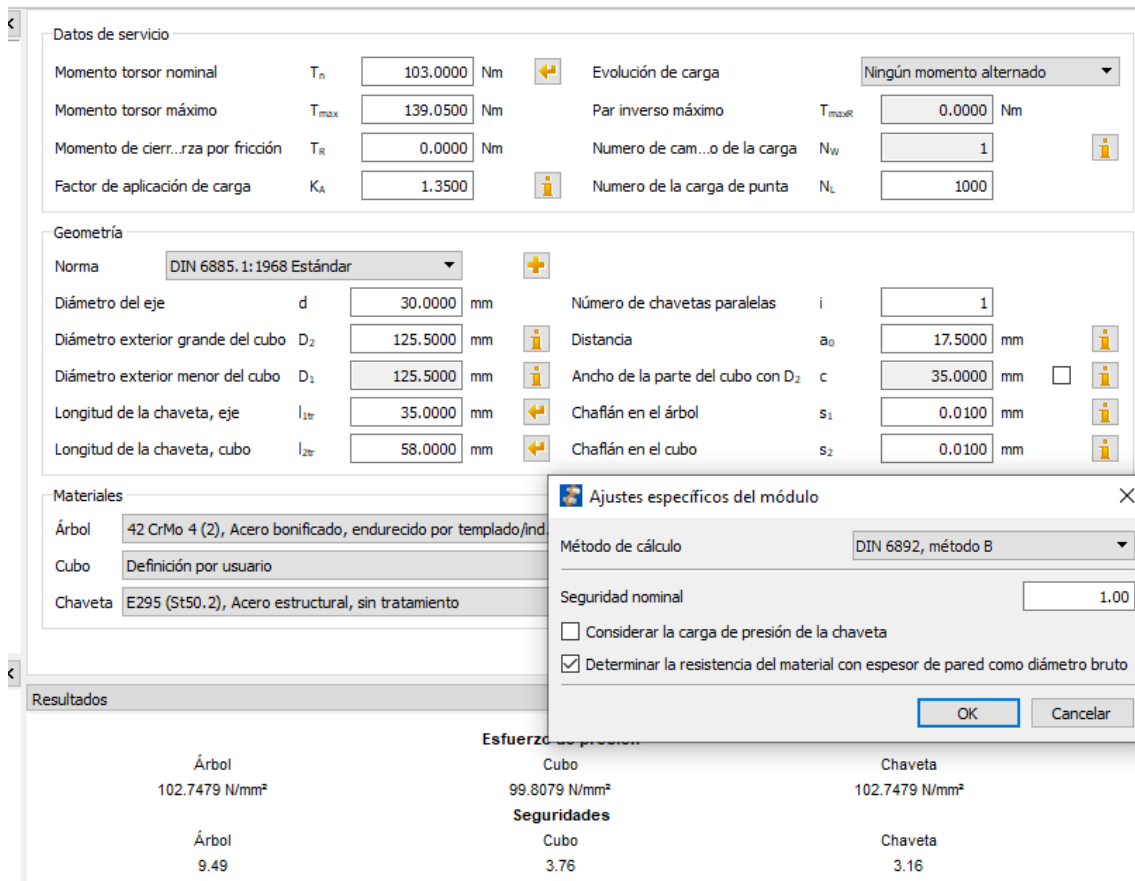


Figura 87. Cálculo de chavetas del conjunto motriz. En la captura de pantalla del programa KISSsoft se puede contemplar los datos calculados manualmente, los resultados obtenidos del programa y el método de cálculo que sigue el programa.

III. Desarrollo del trabajo

En la imagen se puede contemplar el momento torsor del sistema, el diámetro del asiento de la polea, la chaveta escogida según la norma DIN 6885, las dimensiones de la chaveta, el método de cálculo en una pestaña de ajustes específicos.

Además, se estudia la posibilidad de escoger un material para la chaveta que ofrezca unas seguridades menores que el cubo y superiores a 3, que genere una cierta seguridad. De esta forma, el elemento que presenta una rotura en caso de fallo sería el elemento más barato.

Como ya se contempló, eso no ocurría en los cálculos del sistema anterior que escogía otro material con mayores seguridades que el cubo, en nuestro caso, la polea.

El material de la polea, como sucedió en el cálculo anterior, hay que meterlo manualmente porque el programa no recoge las resistencias específicas de la aleación de aluminio de la polea, suministrado por el fabricante. En la *Figura 54* puede recordarse de donde aparecen los datos del material y donde se introducen en el programa KISSsoft.

Este cálculo, permite diseñar el chavetero del árbol, la chaveta y las dimensiones de la polea, la cual se diseña en SolidWorks a partir de una polea de la biblioteca del programa. La necesidad de diseñar en SolidWorks la polea, no es por el dentado ni el paso entre dientes, ya que es comercial y existe el diseño, pero si es importante, indicar el mecanizado donde se aloja el árbol motriz y la chaveta.

En la siguiente figura se muestra cómo se genera un corte teniendo en cuenta el diámetro del árbol en la izquierda de la figura y a su derecha, se encuentra el corte del chavetero alojado en la polea.

III. Desarrollo del trabajo

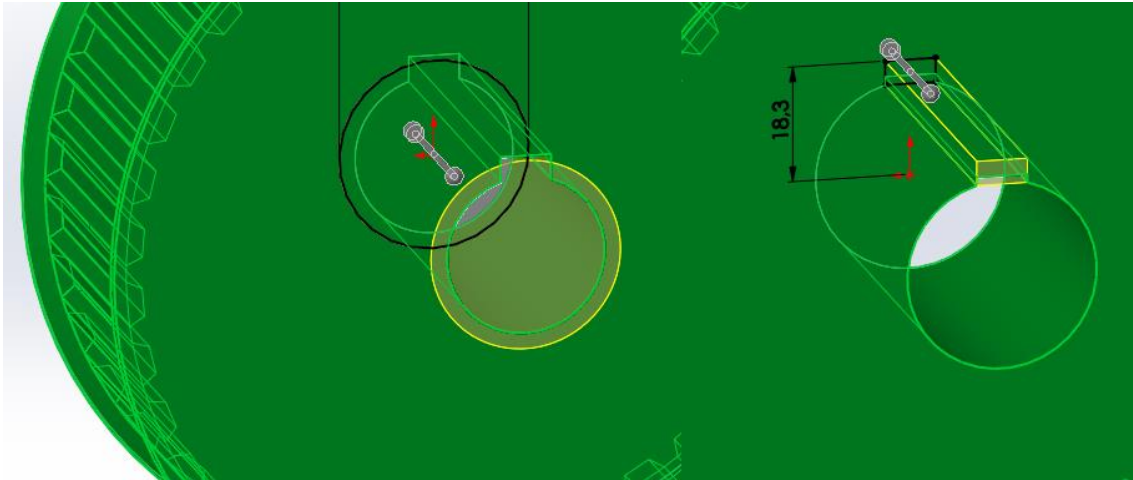


Figura 88. Mecanizado de polea comercial. En la captura de pantalla se observan dos operaciones de corte con las dimensiones del eje y la chaveta.

Una vez realizadas las operaciones acordes al sistema, se obtiene la pieza final para poder reflejar en los planos (*Plano 9*), el mecanizado que hay que realizar en la polea comercial.

De esta forma, se puede ver a continuación el diseño en 3D en el programa SolidWorks la polea del conjunto motriz.

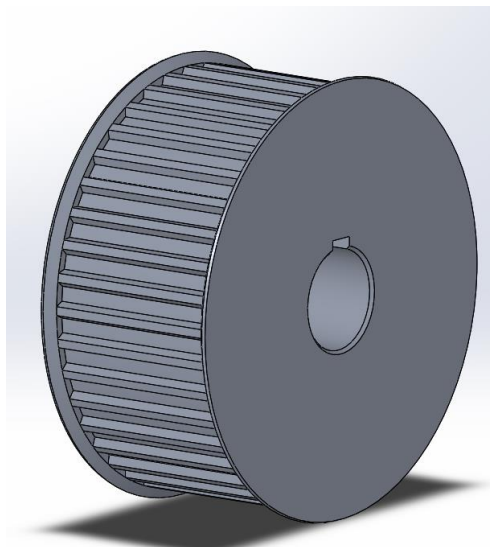


Figura 89. Diseño de polea motriz. En la imagen capturada del programa SolidWorks se puede observar la polea del conjunto motriz.

III. Desarrollo del trabajo

III.8.1.3. Distanciator conjunto motriz.

Otro de los elementos importantes es el distanciator que asegura el apriete entre el rodamiento y la polea.

Para obtener las medidas del ancho del distanciator, se calcula el espacio entre la polea y el rodamiento teniendo en cuenta que el rodamiento apoya en el anillo de seguridad y la polea en el hombro del árbol.

Para su diseño en SolidWorks se dibuja un perfil y se somete a una revolución como se observa en la siguiente imagen.

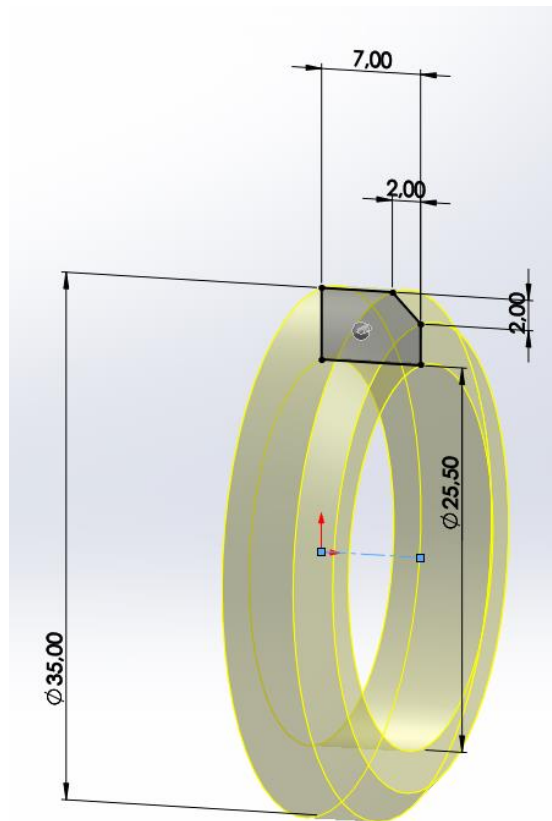


Figura 90. Diseño de distanciator del conjunto motriz. En la captura se puede contemplar el perfil y revolución que crean el diseño en SolidWorks.

Una vez diseñado el distanciator, se elige el material para tener en cuenta el peso y poder indicarlo en el plano de fabricación. (*Plano 8*)

III. Desarrollo del trabajo

A continuación, se puede observar el resultado final del diseño del distanciador del conjunto motriz.

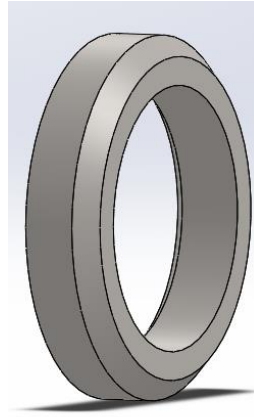


Figura 91. Diseño del distanciador motriz. En la captura de imagen del programa SolidWorks se observa el diseño en 3D del distanciador que separa la polea y el rodamiento del árbol motriz.

III.8.1.4. Chaveta 8x7x90.

Para el diseño de la chaveta que sincroniza el movimiento del reductor con el árbol motriz, se sigue el mismo procedimiento que el cálculo del chavetero anterior.

En este caso, las dimensiones del chavetero, y el diámetro del árbol se especifica por las dimensiones del reductor. En cuanto a diseño dimensional se pueden realizar pocos cambios, o ninguno, pero sí se puede analizar los resultados obtenidos en el diseño actual y se puede cambiar el tipo de material como ya se ha realizado en el árbol motriz.

Del mismo modo, el material empleado en la chaveta, las dimensiones que hay que tener en el cálculo, el par motor a transmitir, las normas utilizadas por el programa KISSsoft, los factores de carga y los resultados del cálculo de KISSsoft se pueden observar en la siguiente imagen.

III. Desarrollo del trabajo

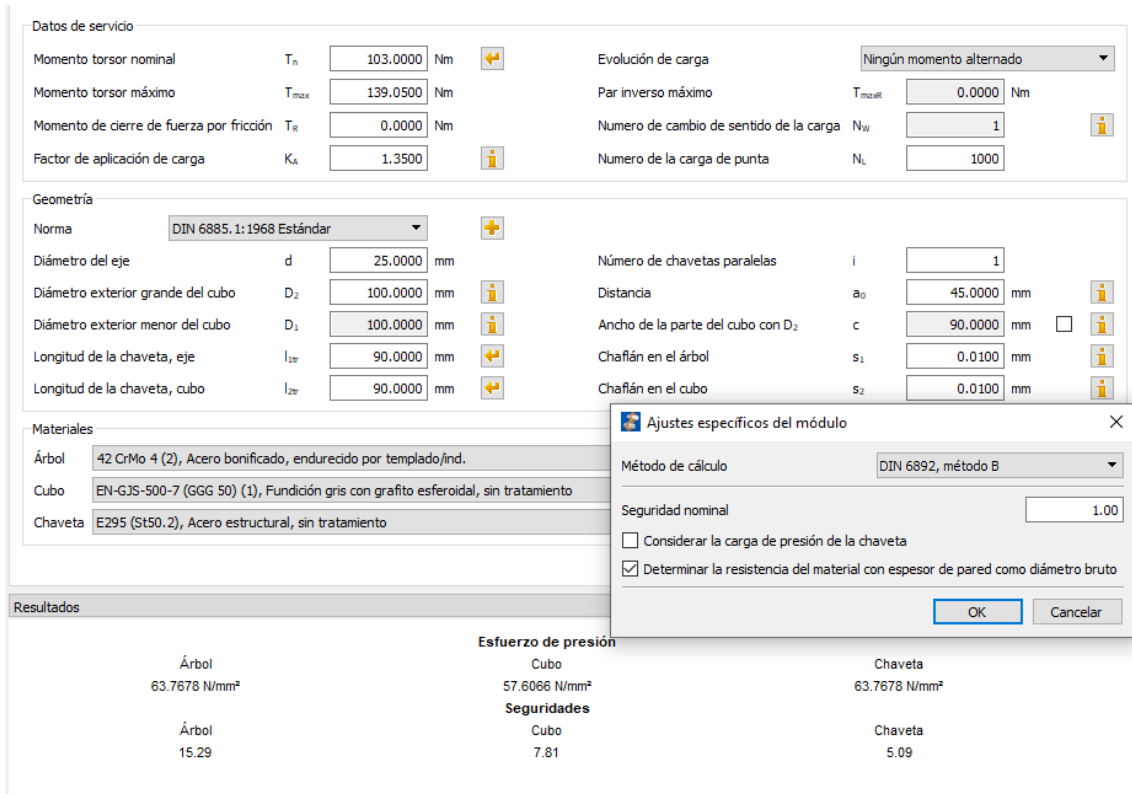


Figura 92. Cálculos de chaveta. En la captura del programa KISSsoft se puede observar los cálculos de la chaveta que une el movimiento del motor con el sistema de traslación mediante el árbol motriz y los resultados.

Para el diseño de la chaveta se tiene en cuenta la norma DIN 6885 tal y como se muestra en la *Tabla 19*.

En primer lugar, se crea el plano en planta en forma de ranura y se extruye como se puede apreciar en la siguiente figura:

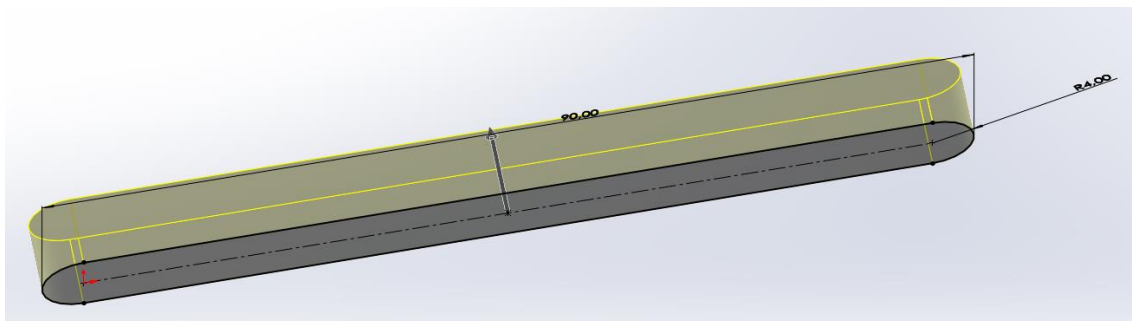


Figura 93. Diseño de chaveta. En la captura de imagen se puede observar la base y extrusión de una chaveta según la norma 6885 en el programa SolidWorks.

III. Desarrollo del trabajo

Una vez obtenido el sólido de la chaveta, se mecanizan unos chaflanes acordes a la norma DIN 6885 y se obtiene el diseño final de la chaveta.

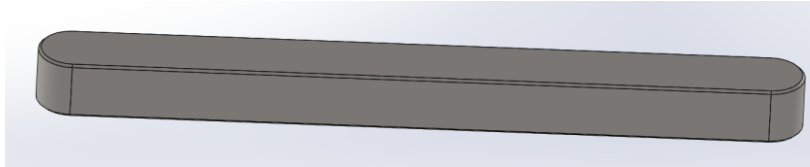


Figura 94. Diseño de chaveta 8x7x90 en 3D. En la imagen se puede ver finalizada la forma de la chaveta según norma DIN 6885.

El resultado del plano del diseño de la chaveta se puede ver en los anexos en el *Plano 11*.

III.8.1.5. Chaveta 8x7x35.

La chaveta 8x7x35, relativa al cálculo especificado en la *Figura 87* y diseñada de la misma forma que la chaveta anterior se puede observar en la siguiente imagen:

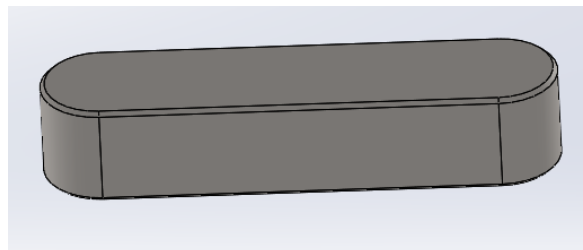


Figura 95. Diseño de chaveta 8x7x35 en 3D. En la imagen se puede ver finalizada la forma de la chaveta según norma DIN 6885.

El plano de fabricación de la chaveta se puede observar en los anexos y corresponde con el *Plano 12*.

III. Desarrollo del trabajo

III.8.1.6. Soporte polea motriz.

Una vez que se diseñan los elementos anteriores y disponiendo del soporte de la polea motriz del sistema actual, se modifican las medidas correspondientes para que el nuevo soporte pueda servir para el nuevo sistema.

Las medidas que se modifican del soporte anterior es la altura de las placas para dar más grosor a los casquillos que contienen los rodamientos, puesto que el diámetro de estos aumenta ligeramente.

De la misma forma, el diámetro interior de los casquillos que contienen los rodamientos se modifica para que tenga las dimensiones correctas para dichos rodamientos. Se revisa que la medida del asiento de los rodamientos cumpla con las especificaciones que marca el fabricante en la *Figura 79*.

Además, en el diseño del plano de fabricación del soporte del conjunto motriz (*Plano 6*), se tiene en cuenta ciertos acabados para el asiento del rodamiento, al igual que las restricciones concéntricas de los asientos de los rodamientos para que el giro se produzca sin desviaciones que puedan comprometer el funcionamiento del sistema de traslación.

A continuación, se pueden observar algunas operaciones generales del diseño del soporte del conjunto motriz.

III. Desarrollo del trabajo

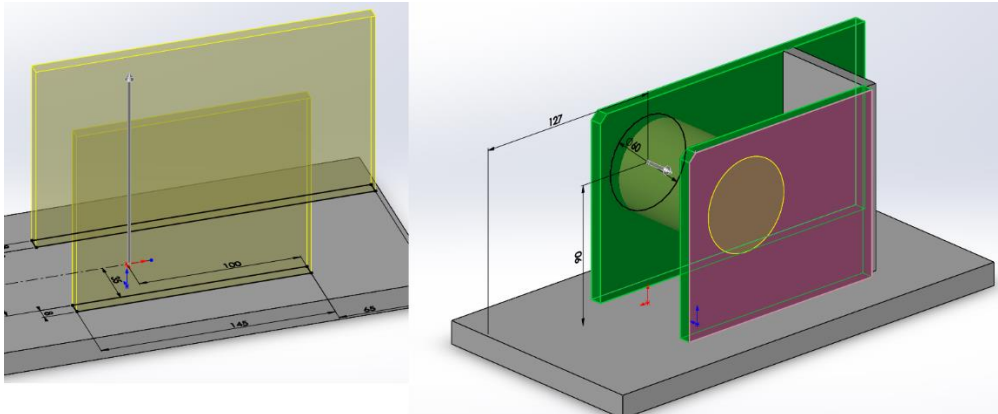


Figura 96. Parte del diseño del soporte del conjunto motriz. En la captura se pueden observar operaciones diferentes del programa SolidWorks como la extrusión de las placas en la izquierda o el corte de los casquillos de los rodamientos.

En la siguiente imagen se pueden observar diferentes operaciones del soporte del conjunto motriz.

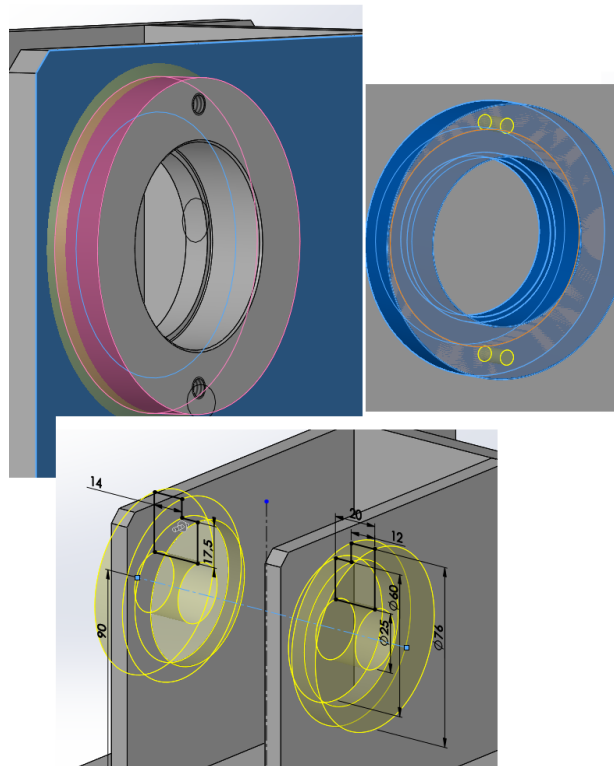


Figura 97. Otras operaciones del soporte del conjunto motriz. En esta captura se puede ver el diseño de los casquillos, los taladros donde se alojará la tapa o el cordón de soldadura entre el casquillo y la placa del soporte.

III. Desarrollo del trabajo

Quizás el diseño del soporte del conjunto motriz sea más elaborado que el resto de diseños y se han mostrado las operaciones distintas a las que se pueden ver en los demás diseños.

En la siguiente imagen se observa la pieza final en 3D del soporte del conjunto motriz y se podrá observar detalladamente el diseño en el (*Plano 6*).

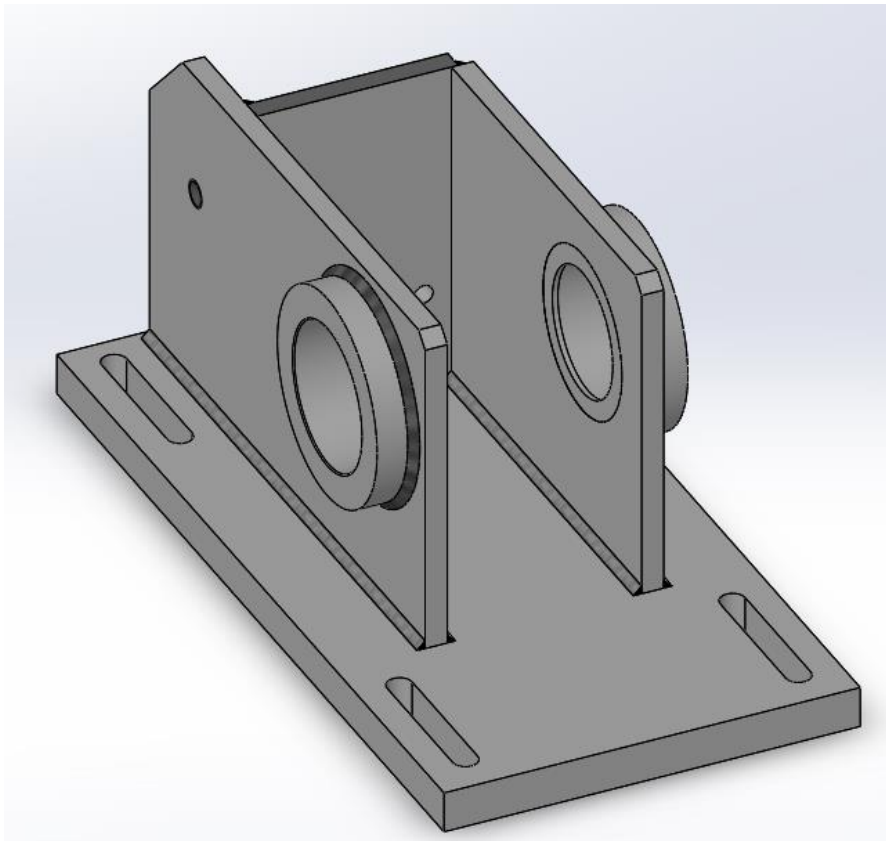


Figura 98. Soporte conjunto polea motriz. En la captura se puede visualizar el diseño en 3D de la pieza realizado en el programa SolidWorks.

III. Desarrollo del trabajo

III.8.1.7. Arandela de cierre.

Para finalizar el diseño del conjunto motriz, es necesario diseñar una tapa que fije el rodamiento en el soporte motriz, y así asegurar una fijación del conjunto entero.

Para diseñar esta tapa, se tiene en cuenta los apoyos que indica el fabricante de los rodamientos como se puede ver en la *Figura 79*. Además, se tiene en cuenta que los taladros que aparecen coincidan con los del soporte del conjunto motriz.

Teniendo en cuenta eso, en la siguiente imagen se puede observar cómo diseñar la pieza en el programa SolidWorks:

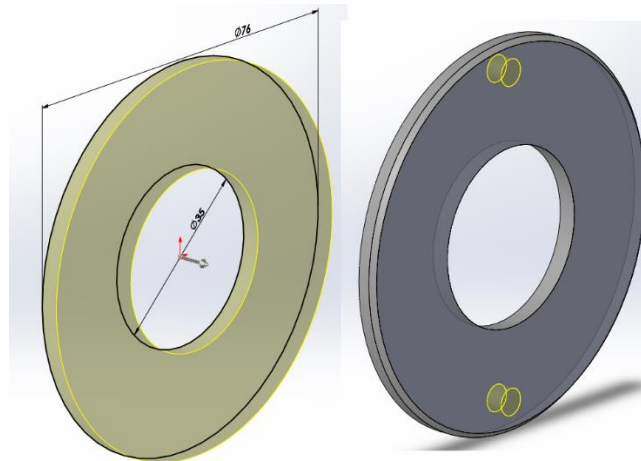


Figura 99. Diseño de arandela de cierre. En la captura de pantalla se observa en la parte izquierda la extrusión de la arandela y en la zona derecha los taladros.

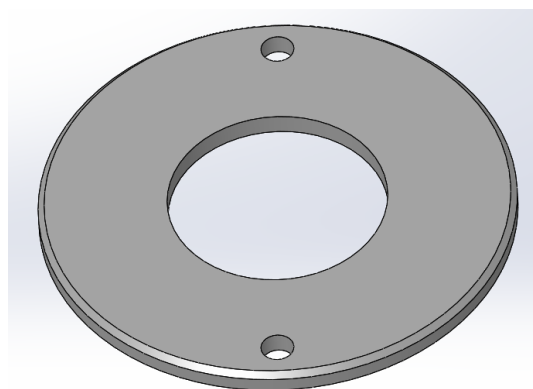


Figura 100. Arandela de cierre. En la figura se observa la pieza final en 3D del programa SolidWorks.

III. Desarrollo del trabajo

III.8.2. Conjunto de árbol reenvío

El sistema del conjunto de reenvío es muy parecido al sistema del conjunto motriz a la hora de diseñar los elementos, incluso, hay elementos con los mismos diseños que en el conjunto anterior.

El montaje de este sistema es algo más sencillo ya que no dispone de un reductor, y el árbol es de tamaño más reducido.

Como se ha podido observar en los diferentes cálculos, este árbol soporta unas cargas mayores a las del conjunto motriz y hay que tenerlo en cuenta.

En el conjunto de árbol del conjunto motriz, se muestran los cálculos específicos que soporta este conjunto.

El cálculo importante a tener en cuenta es la tensión que soporta este árbol, que en este caso son 15.000 N.

A continuación, se muestra una imagen del programa SolidWorks en la que se muestra el ensamblaje del conjunto de reenvío.

Además, para representar este conjunto, se añade en los anexos un plano que aclara las partes que lo componen. (*Plano 13*)

III. Desarrollo del trabajo

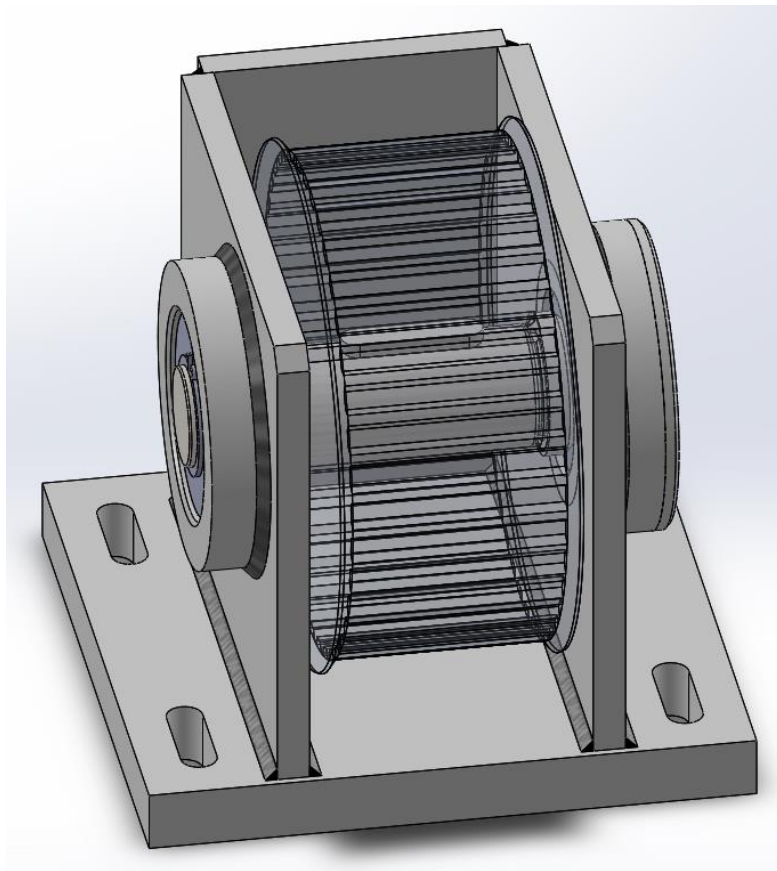


Figura 101. Conjunto de reenvío. En la imagen se puede observar una captura con el conjunto de reenvío del sistema de traslación.

En los siguientes apartados se entra más en detalle del diseño de los elementos que componen el conjunto de reenvío.

III. Desarrollo del trabajo

III.8.2.1. Árbol pulea reenvío.

Para empezar con el diseño del conjunto reenvío como en el caso anterior, se comienza con el diseño del árbol que será el que determine las dimensiones de los elementos adjuntos a este.

Las cargas que soporta este árbol por la acción de la tensión de la correa como se ha visto con anterioridad es de 15.000 N.

En primer lugar, se aplica la carga en el árbol del sistema actual para analizar cómo responde a las sollicitaciones.

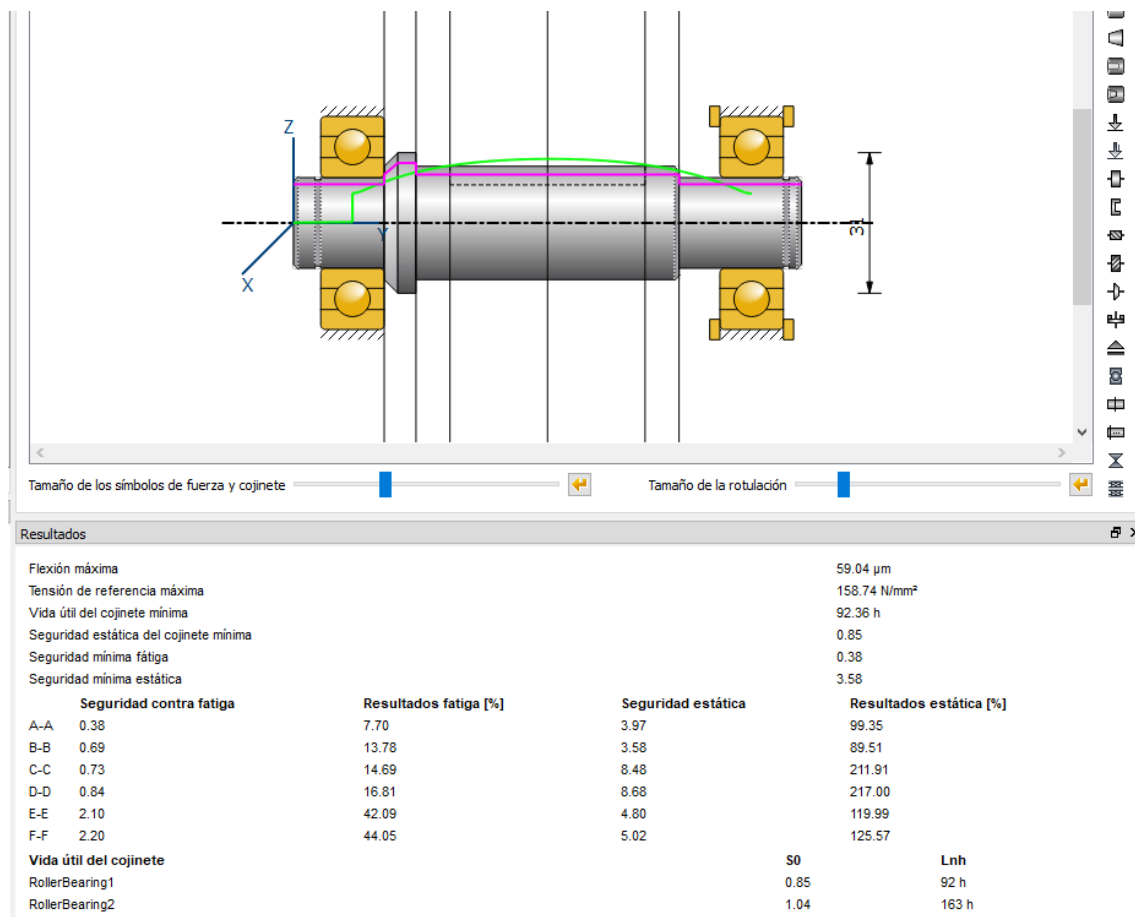


Figura 102. Cálculo en KISSsoft del árbol actual con sollicitaciones nuevas. En la captura se puede observar las seguridades, vida de rodamientos y el dimensionado que ofrece el programa.

III. Desarrollo del trabajo

Como se puede observar en la imagen, ya conociendo, que las cargas en este conjunto iban a ser mayores, se analiza el diseño actual y se modifican los materiales, dimensiones y se estudia un posible cambio de rodamientos.

Siguiendo los pasos anteriores, se realizan diferentes pruebas en el programa KISSsoft y se consiguen unos resultados algo más críticos, pero válidos para el uso de nuestro sistema.

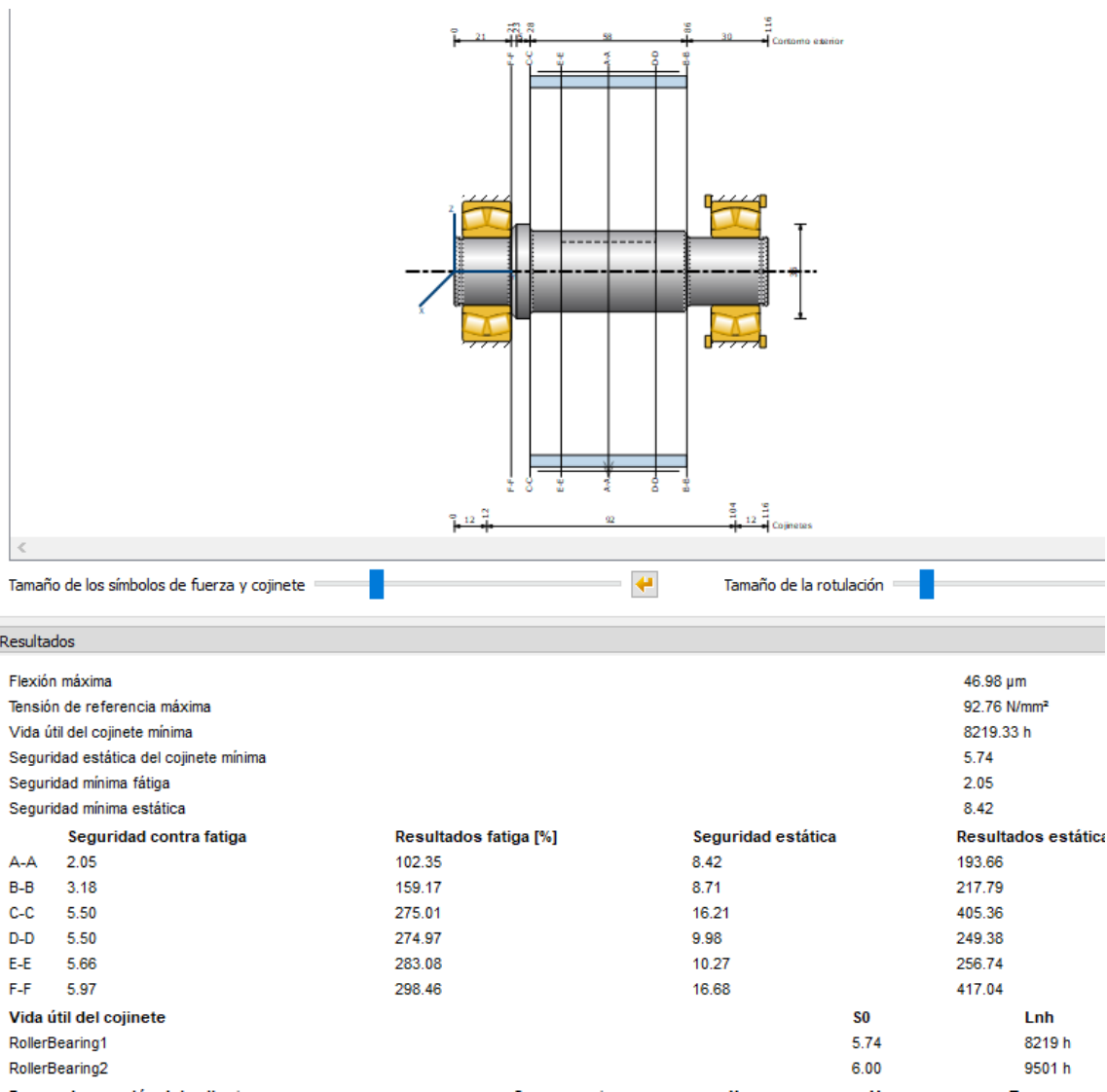


Figura 103. Cálculos del sistema del conjunto de reenvío. En la imagen se pueden comprobar los resultados ofrecidos por el programa.

III. Desarrollo del trabajo

En los resultados, se puede observar que la seguridad contra la fatiga sigue siendo mayor de 2, pero las vidas de los rodamientos no llegan a 10.000 horas de vida.

Teniendo en cuenta que el uso de estas máquinas no es continuo, los rodamientos aguantarían cerca de 7 años, en el caso del rodamiento más crítico.

Teniendo en cuenta lo anterior, se da por bueno el sistema del conjunto reenvío.

Todos los pasos que se han seguido para calcular el árbol del conjunto motriz se emplean en el cálculo del árbol de reenvío.

A partir de obtener unos cálculos válidos para nuestro sistema, se procede al diseño del árbol de reenvío y se adjunta el plano de diseño en los anexos. (*Plano 14*)

A continuación, se puede observar el diseño final realizado con el programa SolidWorks del árbol del conjunto reenvío.

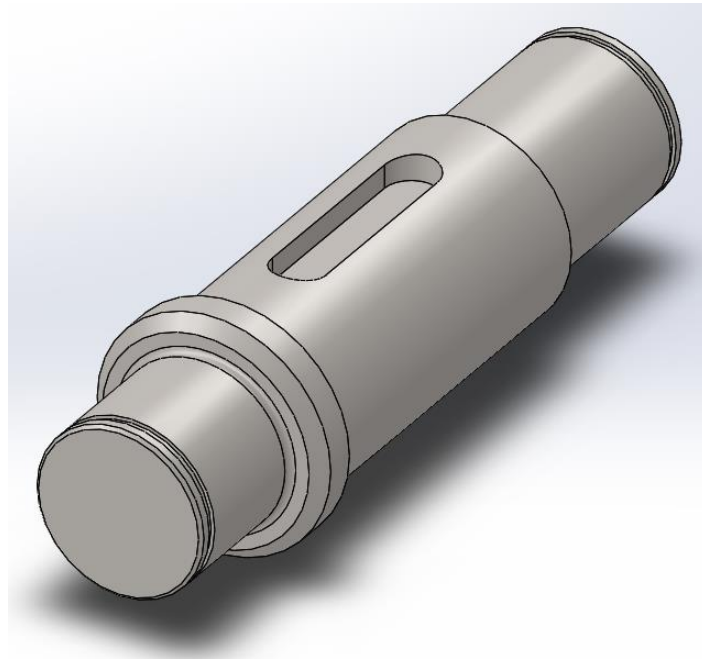


Figura 104. Diseño de árbol del conjunto reenvío. En la captura de imagen se puede observar el diseño en 3D del árbol del conjunto reenvío.

III. Desarrollo del trabajo

III.8.2.2. Polea dentada conjunto reenvío.

El diseño del árbol de reenvío tiene unas medidas en el alojamiento de la polea con las mismas dimensiones, además, el cálculo de la chaveta tiene las mismas características que el cálculo del conjunto reenvío, por lo tanto, el diseño de la polea y la explicación de cómo se obtiene es el mismo diseño que en el conjunto motriz.

Para obtener un orden en las referencias de planos de la empresa, aunque tenga el mismo aspecto que el plano de la polea del conjunto motriz, se añade el *Plano 17* con las características de esta polea.

Y el diseño corresponde con la *Figura 89*.

III.8.2.3. Distanciador conjunto reenvío.

El caso del distanciador del conjunto reenvío coincide con el diseño anterior de la polea. El distanciador del conjunto motriz es exactamente igual que el del conjunto reenvío.

Pero para ordenar en el programa de mantenimiento se crea el plano correspondiente a esta pieza (*Plano 16*).

El diseño del distanciador corresponde con la *Figura 90*.

III.8.2.4. Chaveta 8x7x35.

Del mismo modo ocurre con la chaveta. Las dimensiones cumplen con la norma DIN 6885 y corresponde con el diseño del conjunto motriz.

El plano de este diseño corresponde con el *Plano 19*.

El diseño de la chaveta corresponde con la *Figura 95*.

III. Desarrollo del trabajo

III.8.2.5. Soporte polea reenvío.

Tal y como ocurre en el soporte del conjunto motriz, una vez obtenidas las modificaciones en los elementos del sistema actual, se modifica el soporte del conjunto de reenvío del sistema actual.

El diseño del árbol motriz es muy similar al árbol del conjunto reenvío, a diferencias de la zona del reductor, que, en este caso, no se dispone de él.

De igual modo, se amplía la altura de las placas laterales para aumentar el diámetro de los rodamientos y que el grosor no sea crítico.

Las dimensiones de los casquillos que alojan los rodamientos se realizan teniendo en cuenta las especificaciones del fabricante de los rodamientos. (Figura 79)

En el plano de fabricación (*Plano 14*) se tiene en cuenta la concentricidad de los casquillos y los acabados de los asientos entre otros.

A continuación, se pueden observar diferentes operaciones para el rediseño del soporte del conjunto de reenvío:

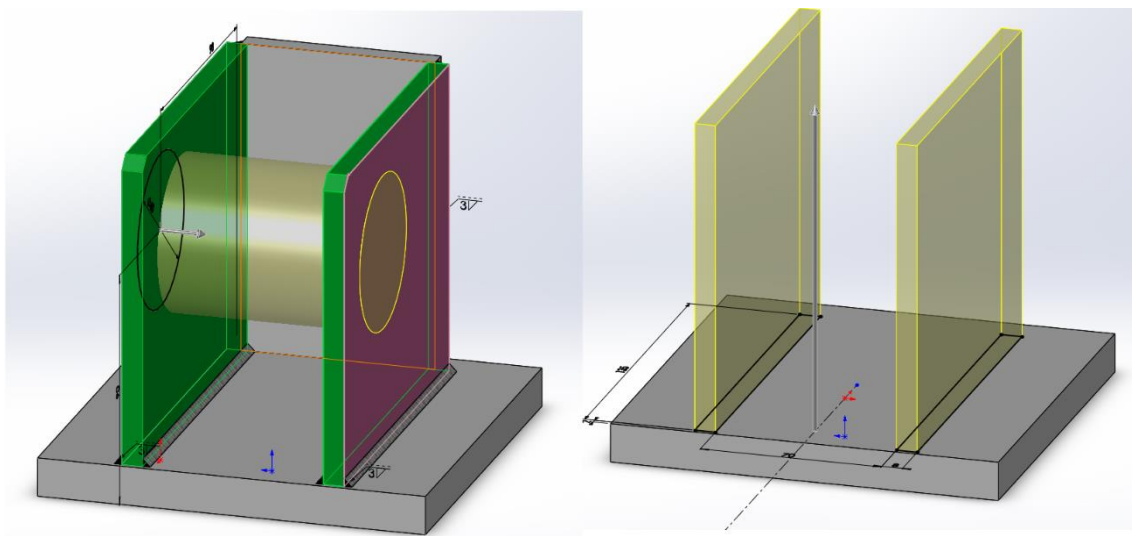


Figura 105. Operaciones del soporte reenvío. En la imagen se pueden observar diferentes operaciones realizadas para el diseño del soporte como la extrusión de las placas laterales o el corte de los casquillos donde se alojarán los rodamientos.

III. Desarrollo del trabajo

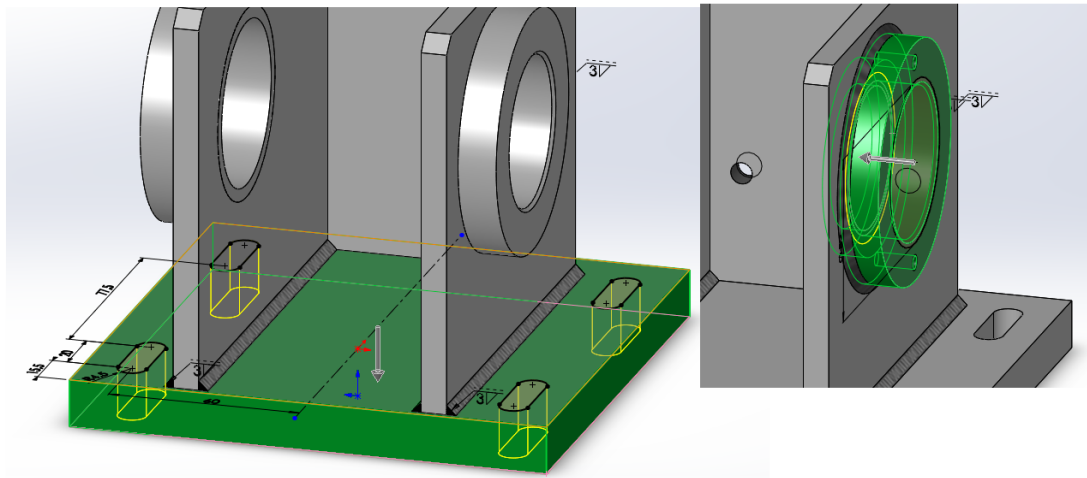


Figura 106. Operaciones del diseño. En la captura de pantalla del programa SolidWorks se pueden observar operaciones como el corte de las ranuras de la base o el corte del diámetro del rodamiento.

La principal diferencia con el soporte anterior, es el soporte añadido para sujetar la biela encargada de sujetar el motor. Por lo demás, son muy similares, como se puede ver a continuación en la siguiente imagen.

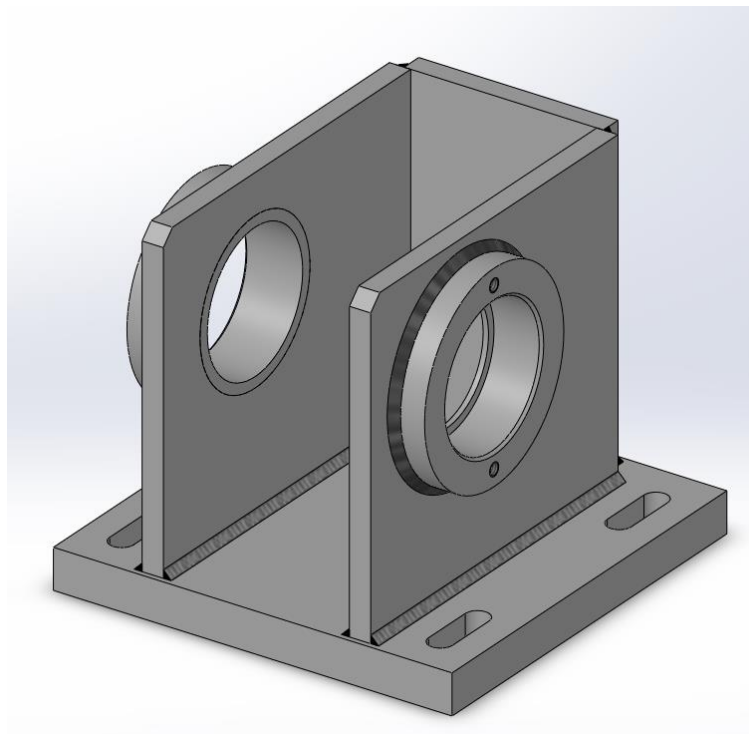


Figura 107. Diseño de soporte de conjunto reenvío. En la imagen se puede ver el diseño final realizado en el programa SolidWorks del soporte reenvío.

III. Desarrollo del trabajo

III.8.2.6. Arandela de cierre.

La arandela de cierre coincide con el diseño del conjunto motriz, por lo que el diseño de esta coincide con la *Figura 99*.

Como en los anteriores elementos, se adjunta el plano correspondiente a la arandela de cierre del conjunto de reenvío. (*Plano 18*)

III. Desarrollo del trabajo

III.8.3. Método operatorio de tensado de correa dentada.

Para conseguir un método de tensado similar en el personal de mantenimiento y controlar los tensados de la correa se realiza un método operatorio que servirá de guía para que cualquier empleado pueda proceder al tensado de la correa.

Con ello se controlará que todas las líneas tengan la misma tensión y se desgasten en unos periodos de tiempo controlados y similares.

Para eficiencia de nuestro sistema de transmisión como ya se calculó con anterioridad, hay una tensión inicial del sistema, con valor de 2.126 N.

El procedimiento de tensado inicial de la correa oscilará entre 2.050 N y 2.300 N de forma manual.

Para conseguir estas tensiones, el departamento de mantenimiento debe hacer uso de la máquina de tensado como la que se muestra en la siguiente imagen.



Figura 108. Medidor de frecuencia optibelt TT mini. En la imagen se observa un medidor de frecuencia para determinar la tensión de las correas.

III. Desarrollo del trabajo

El medidor de frecuencia muestra sus resultados en Hz, así que en primer lugar, se procede al cálculo para convertir la tensión requerida a los Hz correspondientes en el medidor.

Teniendo en cuenta que:

$$f = \sqrt{\frac{F_T \cdot 10^6}{4 \cdot m_k \cdot L^2}}$$

Siendo:

f = Frecuencia de vibración de la correa [Hz].

m_k = Masa específica de la correa. [kg/m].

F_T = Tensión estática de la correa [N].

L = Longitud del tramo entre apoyos [mm].

Y conociendo también la masa específica de la correa 50ATL10, como se ha especificado en los cálculos, con valor de 0,34 kg/m, se procede al cálculo de las frecuencias.

La frecuencia f_1 , correspondiente a 2050 N es:

$$f_1 = \sqrt{\frac{F_T \cdot 10^6}{4 \cdot m_k \cdot L^2}} = \sqrt{\frac{2.050 \text{ N} \cdot 10^6}{4 \cdot 0,34 \frac{\text{kg}}{\text{m}} \cdot L^2}} = \frac{38.826,6}{L} \text{ [Hz]}$$

La frecuencia f_2 , correspondiente a 2300 N es:

$$f_2 = \sqrt{\frac{F_T \cdot 10^6}{4 \cdot m_k \cdot L^2}} = \sqrt{\frac{2.300 \text{ N} \cdot 10^6}{4 \cdot 0,34 \frac{\text{kg}}{\text{m}} \cdot L^2}} = \frac{41.123,9}{L} \text{ [Hz]}$$

III. Desarrollo del trabajo

Para obtener el rango de frecuencias sin estar en función de la longitud (mm) se procede a calcularlo considerando la longitud de 1 metro.

Por lo tanto, el rango de frecuencias sería de 38,83 Hz a 41,12 Hz a una distancia de 1000 mm.

Teniendo en cuenta todo lo anterior, se procede a tensar la correa:

1 Montaje. Una vez que se montan todos los elementos del sistema de transmisión, se tensa un poco la correa hasta que evita que los ramales colisionen entre sí, sin aplicar una tensión excesiva.

2 Posicionamiento. Se aproxima el robot a la polea del conjunto reenvío a una distancia de un metro entre la grapa de sujeción de la correa de la mesa móvil y la cresta de la polea donde comienza a apoyar la polea. Es aconsejable comprobar la tensión en la polea del reenvío porque esta gira loca y va tensando ambos ramales de la correa. En la imagen se puede apreciar la disposición de tensado.

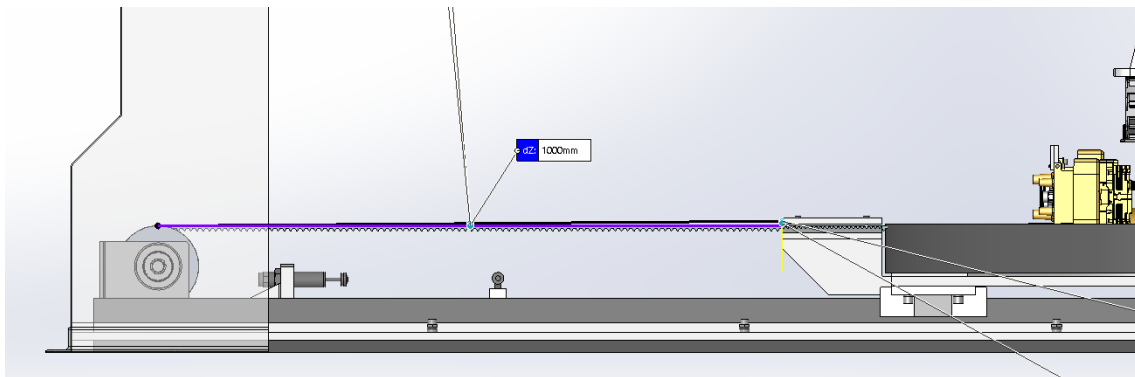


Figura 109. Distancia entre polea y grapa de sujeción de correa. En la captura se puede ver la distancia entre la polea y la grapa para proceder al tensado.

Si finalmente no se consigue aproximar el robot a una distancia exacta de 1.000 mm, se debe realizar el cálculo de nuevo para obtener el rango de medidas de frecuencias permisibles.

Para mayor rapidez en el cálculo se permiten valores en nuestro medidor que estén entre $\frac{38.826,6}{L}$ y $\frac{41.123,9}{L}$ [Hz] midiendo "L" longitud en milímetros.

III. Desarrollo del trabajo

3 Medidor de frecuencia. Se procede a utilizar el medidor de frecuencia, de manera que se enciente con el botón de encendido (on/ac). Una vez encendido está listo para medir.

4 Vibración. Se genera una vibración en la correa mediante una herramienta o tirando de ella verticalmente hacia abajo y soltando cuando se esté ejerciendo fuerza en la correa, manteniendo el medidor sobre la correa, sin colisionar con esta.

5 Medidas. El medidor indica con números del 1 al 4 las veces que ha recogido la medición. Esta medida hay que repetirla hasta que en el medidor aparezca mínimo en la pantalla un número 2, referente a las mediciones correctas. Si no se alcanza este número es aconsejable volver a repetir el proceso.

6 Comprobación. Si las medidas recogidas anteriormente no se encuentran entre los valores del rango anterior, se debe ir tensando y comprobando la frecuencia con el medidor hasta estar entre los valores recomendados.

7 Consejo. Una vez obtenidos los valores deseados, se aconseja desplazar el robot al lado opuesto y volver a comprobar el tensado de la correa por si alguna zona del ramal no se encontraba con la tensión adecuada.

8 Tensado. Si el resultado ahora es el adecuado, se tendrá el sistema con la tensión adecuada, sino, se deberá regular de nuevo la tensión hasta la recomendada.

III.9. ESTUDIO ECONÓMICO.

En este apartado se estudiarán los distintos elementos que se necesitan para sustituir el sistema de transmisión actual.

En primer lugar, se estudiará el precio de los elementos comerciales que forman parte del sistema actual.

En el caso de la polea dentada, se encuentra una polea muy similar de las mismas características y el mismo material.



Figura 110. Polea dentada T10. En la captura de pantalla se observa el precio de la polea comercial. (*Polea Dentada Comercial, n.d.*)

A continuación, se muestra el precio de los circlips según norma DIN 471. En la imagen se puede diferenciar el precio dependiendo del material escogido.

III. Desarrollo del trabajo

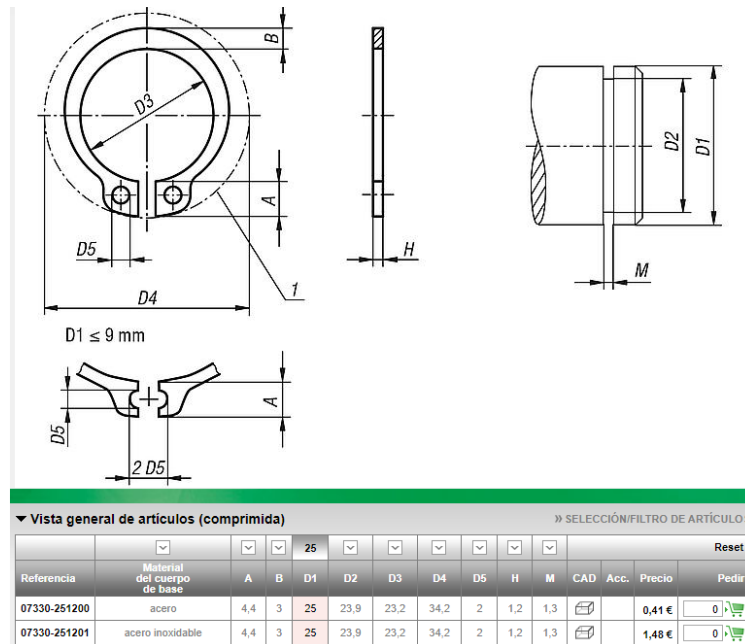


Figura 111. Circlips según norma DIN 471. En la imagen se puede observar las medidas y precios de los circlips de diferentes materiales. (Circlips Comercial, n.d.)

En la siguiente figura, se puede comprobar el precio de un rodamiento como en el que se estudia en el sistema de transmisión en el programa KISSsoft.



Figura 112. Rodamiento SKF 22205E. En la captura de imagen se observa el precio de los rodamientos que se montan en el sistema estudiado. (Sp, n.d.)

III. Desarrollo del trabajo

Otros de los elementos comerciales a tener en cuenta son las chavetas. A continuación, se pueden ver los dos tipos de chavetas que se tienen que montar en el sistema calculado.



Figura 113. Chavetas según norma DIN 6885. En la captura de pantalla se observa los precios de dos diferentes medidas de chavetas que se usan en este sistema. (belsaibelsa, n.d.)

Todos los elementos anteriores, son piezas comerciales y los precios pueden variar de un fabricante a otro, pero el precio aproximadamente rondará esos valores.

Para las demás piezas es necesario estudiar el precio del material y los tratamientos, si los tienen, y el mecanizado necesario para obtener la forma deseada.

Se analiza el precio en bruto del material de los árboles, distanciadores, arandelas de cierre, soporte del conjunto motriz y soporte del conjunto reenvío.

En la siguiente figura se observa el precio de los distintos elementos restantes del sistema de transmisión. El precio que se usará de referencia en los cálculos es el precio por kg, 1,9 € en el caso de los árboles y 1,6 € en el caso de los soportes y distanciadores.

III. Desarrollo del trabajo

LAMINADO F-1252 (42CRM04 +QT) REDONDO

REF: 550801039 // Largo máximo (m): 2

REF. antigua: 551436

Precio Kg.: 1,89762 € | Peso Total: 15,300 Kg | Suplemento corte: 0,00 €

PLETINA CALIBRADA F-114

REF: 550108018 // Largo máximo (m): 2

REF. antigua: 553028

Precio Kg.: 1,61516 € | Peso Total: 1,140 Kg | Suplemento corte: 0,00 €

Figura 114. Precios de materiales. En la captura de imagen se observa el precio en bruto de los materiales C45 E (F-114) y 42CrMo4 (F-1252). (Randrade, n.d.)

Para calcular el precio en bruto del material, se comprueba el diseño de cada elemento en el programa SolidWorks y se tiene en cuenta el material en bruto de cada elemento sin mecanizar. En la siguiente tabla se pueden observar los pesos y precios que corresponden con el material en bruto.

Tabla 21. Precios netos de materiales. En la tabla se representan los precios en neto de los materiales de cada elemento.

Elementos	Árbol motriz	Árbol reenvío	Distanciador	Arandela soporte	Soporte motriz	Soporte reenvío
Cantidad	1	1	2	2	1	1
Pesos bruto	2450	1230	100	50	14040	8890
Tipo de material	(F-1252)	(F-1252)	(F-114)	(F-114)	(F-114)	(F-114)
Precio material (€/kg)	1.90	1.90	1.62	1.62	1.62	1.62
Total	4.65 €	2.33 €	0.32 €	0.16 €	22.68 €	14.36 €

El precio anterior indicado corresponde al precio que cuesta el material antes de mecanizar. A este precio, se debe sumar los tratamientos térmicos oportunos, en el caso de los árboles, el precio del mecanizado de cada elemento y el precio de unión de piezas en forma de soldadura en el caso de los soportes de los conjuntos motriz y reenvío.

III. Desarrollo del trabajo

Otro de los factores que hay que tener en cuenta en la fabricación de cada elemento es el precio que supone fabricar una pieza y el ahorro que supone fabricar varias unidades de cada pieza.

A continuación, para analizar el precio de fabricación se utiliza una plantilla que detalla el presupuesto de cada elemento facilitado por “Modelados de Caucho Iscar” como aproximación en la fabricación.

Tabla 22. Presupuesto árbol motriz. En la tabla se detallan los procesos de fabricación y precios del árbol motriz.

		1, MAQ. PUNTEADORA-REFRENTADORA, 2 TORNO 3X
Concepto	Pieza	ÁRBOL MOTRIZ
Material	DiametroRedondo/HEXAGONO	40.00
	Largo redondo	250.00
	Peso redondo	2.45
	Largo	0.00
	Ancho	0.00
	Espesor	0.00
	Peso	0.00
	Coste (€/kg)	1.88
	Coste material	4.61
Procesos	corte	7.50
	Tiempo ciclo (sg)	9.00
	torno	26.91
	Tiempo ciclo segundos	57.00
	preparacion torno	4200.00
	3X	35.00
	Tiempo ciclo (sg)	195.00
	preparacion fresa	4800.00
	Erosion	25.00
	Tiempo ciclo (sg)	0.00
	Maquinaria manual	8.50
	Tiempo ciclo (sg)	0.00
	soldadura	20.00
	Tiempo ciclo (sg)	0.00
	rectificado	25.00
Tiempo ciclo (sg)	0.00	
Tratamientos	Tratamientos Termico pvp * kg	1.40
	peso neto	2.45
	Tratamientos pvp * kg	0.40
	peso neto	0.00
Logística	Coste caja (€)	0.00
	Piezas/caja	0.00
	Coste envío (€)	0.00
	Piezas/envío	1.00
cantidad de piezas	cantidad de piezas	1.00
Coste/Pieza	Material	4.61
	Procesos	2.34
	tratamientos	3.43
	Logística	0.00
	preparacion torno	31.40
preparacion fresa	46.67	
	Total (€)	88.44
Precio de Venta	Beneficio industrial (%)	0.10
	Beneficio MP Y Comerciales (%)	0.10
	PRECIO DE VENTA (€)	97.28

III. Desarrollo del trabajo

En la plantilla anterior, se puede observar los precios por cada mecanizado, dependiendo de cada tiempo empleado. Como se puede observar, los precios más caros se producen en la programación del torno y fresada, ese precio es el mismo para una pieza que para otro número mayor de uno, por lo tanto, puede observarse que la fabricación de una pieza sola puede ser mucho más caro.

Por ejemplo, en este caso, el precio de la unidad serían 97,28 €. Pero el valor, cambia a 56,76 € en el caso de ser 2 piezas o 42,46 si son 3. La bajada de precio es en forma exponencial y con cantidades de 100 unidades se estabiliza en torno a 14 €.

A continuación, con los diferentes elementos se añaden otros presupuestos:

III. Desarrollo del trabajo

Tabla 23. Presupuesto árbol reenvío. En la tabla se detallan los procesos de fabricación y precios del árbol del conjunto reenvío.

		1, MAQ. PUNTEADORA-REFRENTADORA, 2 TORNO 3X
Concepto	Pieza	ÁRBOL REENVÍO
Material	DiametroRedondo/HEXAGONO	40.00
	Largo redondo	125.00
	Peso redondo	1.23
	Largo	0.00
	Ancho	0.00
	Espesor	0.00
	Peso	0.00
	Coste (€/kg)	1.88
	Coste material	2.30
	Procesos	corte
Tiempo ciclo (sg)		9.00
torno		26.91
Tiempo ciclo segundos		48.00
preparacion torno		4200.00
3X		35.00
Tiempo ciclo (sg)		178.00
preparacion fresa		4800.00
Erosion		25.00
Tiempo ciclo (sg)		0.00
Maquinaria manual		8.50
Tiempo ciclo (sg)		0.00
soldadura		20.00
Tiempo ciclo (sg)		0.00
rectificado		25.00
Tiempo ciclo (sg)		0.00
Tratamientos	Tratamientos Termico pvp * kg	1.40
	peso neto	1.23
	Tratamientos pvp * kg	0.40
	peso neto	0.00
Logística	Coste caja (€)	0.00
	Piezas/caja	0.00
	Coste envío (€)	0.00
	Piezas/envío	1.00
cantidad de piezas	cantidad de piezas	1.00
Coste/Pieza	Material	2.30
	Procesos	2.11
	tratamientos	1.72
	Logística	0.00
	preparacion torno	31.40
	preparacion fresa	46.67
	Total (€)	84.20
Precio de Venta	Beneficio industrial (%)	0.10
	Beneficio MP Y Comerciales (%)	0.10
	PRECIO DE VENTA (€)	92.61

III. Desarrollo del trabajo

Tabla 24. Presupuesto distanciador. En la tabla se recogen las operaciones y precios para fabricar los distanciadores.

		1, MAQ. PUNTEADORA-REFRENTADORA, 2 TORNO 3X
Concepto	Pieza	DISTANCIADOR
Material	DiametroRedondo/HEXAGONO	40.00
	Largo redondo	10.00
	Peso redondo	0.10
	Largo	0.00
	Ancho	0.00
	Espesor	0.00
	Peso	0.00
	Coste (€/kg)	1.62
	Coste material	0.16
	Procesos	corte
Tiempo ciclo (sg)		9.00
torno		26.91
Tiempo ciclo segundos		60.00
preparacion torno		200.00
3X		35.00
Tiempo ciclo (sg)		0.00
preparacion fresa		0.00
Erosion		25.00
Tiempo ciclo (sg)		0.00
Maquinaria manual		8.50
Tiempo ciclo (sg)		60.00
soldadura		20.00
Tiempo ciclo (sg)		0.00
rectificado		25.00
Tiempo ciclo (sg)	0.00	
Tratamientos	Tratamientos Termico pvp * kg	1.40
	peso neto	0.00
	Tratamientos pvp * kg	0.40
	peso neto	0.00
Logística	Coste caja (€)	0.00
	Piezas/caja	0.00
	Coste envío (€)	0.00
	Piezas/envío	1.00
cantidad de piezas	cantidad de piezas	1.00
Coste/Pieza	Material	0.16
	Procesos	0.61
	tratamientos	0.00
	Logística	0.00
	preparacion torno	1.50
	preparacion fresa	0.00
	Total (€)	2.26
Precio de Venta	Beneficio industrial (%)	0.10
	Beneficio MP Y Comerciales (%)	0.10
	PRECIO DE VENTA (€)	2.49

III. Desarrollo del trabajo

Tabla 25. Presupuesto arandela de cierre. En la tabla se recogen las operaciones y presupuestos de la arandela de cierre.

		1, MAQ. PUNTEADORA-REFRENTADORA, 2 TORNO 3X
Concepto	Pieza	ARANDELA DE CIERRE
Material	DiametroRedondo/HEXAGONO	40.00
	Largo redondo	5.00
	Peso redondo	0.05
	Largo	0.00
	Ancho	0.00
	Espesor	0.00
	Peso	0.00
	Coste (€/kg)	1.62
	Coste material	0.08
	Procesos	corte
Tiempo ciclo (sg)		9.00
torno		26.91
Tiempo ciclo segundos		0.00
preparacion torno		0.00
3X		35.00
Tiempo ciclo (sg)		120.00
preparacion fresa		300.00
Erosion		25.00
Tiempo ciclo (sg)		0.00
Maquinaria manual		8.50
Tiempo ciclo (sg)		60.00
soldadura		20.00
Tiempo ciclo (sg)		0.00
rectificado		25.00
Tiempo ciclo (sg)	0.00	
Tratamientos	Tratamientos Termico pvp * kg	1.40
	peso neto	0.00
	Tratamientos pvp * kg	0.40
	peso neto	0.00
Logística	Coste caja (€)	0.00
	Piezas/caja	0.00
	Coste envío (€)	0.00
	Piezas/envío	1.00
cantidad de piezas	cantidad de piezas	1.00
Coste/Pieza	Material	0.08
	Procesos	1.33
	tratamientos	0.00
	Logística	0.00
	preparacion torno	0.00
	preparacion fresa	2.92
	Total (€)	4.32
Precio de Venta	Beneficio industrial (%)	0.10
	Beneficio MP Y Comerciales (%)	0.10
	PRECIO DE VENTA (€)	4.76

III. Desarrollo del trabajo

Tabla 26. Presupuesto soporte conjunto motriz. En la tabla se recogen las operaciones y presupuestos del soporte del conjunto motriz.

		1, MAQ. PUNTEADORA-REFRENTADORA, 2 TORNO 3X
Concepto	Pieza	SOPORTE CONJUNTO MOTRIZ
Material	DiametroRedondo/HEXAGONO	80.00
	Largo redondo	44.00
	Peso redondo	1.73
	Largo	300.00
	Ancho	300.00
	Espesor	20.00
	Peso	14.04
	Coste (€/kg)	1.62
	Coste material	25.54
	Procesos	corte
Tiempo ciclo (sg)		650.00
torno		26.91
Tiempo ciclo segundos		120.00
preparacion torno		4200.00
3X		35.00
Tiempo ciclo (sg)		200.00
preparacion fresa		4800.00
Erosion		25.00
Tiempo ciclo (sg)		0.00
Maquinaria manual		8.50
Tiempo ciclo (sg)		520.00
soldadura		20.00
Tiempo ciclo (sg)		850.00
rectificado		25.00
Tiempo ciclo (sg)	0.00	
Tratamientos	Tratamientos Termico pvp * kg	1.40
	peso neto	0.00
	Tratamientos pvp * kg	0.40
	peso neto	0.00
Logística	Coste caja (€)	0.00
	Piezas/caja	0.00
	Coste envío (€)	0.00
	Piezas/envío	1.00
cantidad de piezas	cantidad de piezas	1.00
Coste/Pieza	Material	25.54
	Procesos	10.15
	tratamientos	0.00
	Logística	0.00
	preparacion torno	31.40
	preparacion fresa	46.67
	Total (€)	113.75
Precio de Venta	Beneficio industrial (%)	0.10
	Beneficio MP Y Comerciales (%)	0.10
	PRECIO DE VENTA (€)	125.12

III. Desarrollo del trabajo

Tabla 27. Presupuesto soporte conjunto reenvío. En la tabla se recogen las operaciones y presupuestos del soporte de conjunto de reenvío.

		1, MAQ. PUNTEADORA-REFRENTADORA, 2 TORNO 3X
Concepto	Pieza	SOPORTE CONJUNTO REENVÍO
Material	DiametroRedondo/HEXAGONO	80.00
	Largo redondo	44.00
	Peso redondo	1.73
	Largo	380.00
	Ancho	150.00
	Espesor	20.00
	Peso	8.89
	Coste (€/kg)	1.62
	Coste material	17.20
	Procesos	corte
Tiempo ciclo (sg)		650.00
torno		26.91
Tiempo ciclo segundos		120.00
preparacion torno		4200.00
3X		35.00
Tiempo ciclo (sg)		200.00
preparacion fresa		4800.00
Erosion		25.00
Tiempo ciclo (sg)		0.00
Maquinaria manual		8.50
Tiempo ciclo (sg)		520.00
soldadura		20.00
Tiempo ciclo (sg)		850.00
rectificado		25.00
Tiempo ciclo (sg)	0.00	
Tratamientos	Tratamientos Termico pvp * kg	1.40
	peso neto	0.00
	Tratamientos pvp * kg	0.40
	peso neto	0.00
Logística	Coste caja (€)	0.00
	Piezas/caja	0.00
	Coste envío (€)	0.00
	Piezas/envío	1.00
cantidad de piezas	cantidad de piezas	1.00
Coste/Pieza	Material	17.20
	Procesos	10.15
	tratamientos	0.00
	Logística	0.00
	preparacion torno	31.40
	preparacion fresa	46.67
	Total (€)	105.41
Precio de Venta	Beneficio industrial (%)	0.10
	Beneficio MP Y Comerciales (%)	0.10
	PRECIO DE VENTA (€)	115.95

III. Desarrollo del trabajo

Una vez que se conocen los precios individuales de los diferentes elementos que componen el diseño calculado a lo largo del proyecto, se resume el presupuesto orientativo final de las piezas fabricadas y comerciales en conjunto:

Tabla 28. Presupuesto final. En la tabla se observan los precios de los elementos que se modifican en el sistema de transmisión.

Presupuesto	Cantidad	Precio und. (€/und.)	Total (€)
Piezas fabricadas			
Árbol motriz	1	97.28 €	97.28 €
Árbol reenvío	1	92.61 €	92.61 €
Distanciador	2	2.49 €	4.98 €
Arandela de cierre	2	4.76 €	9.51 €
Soporte conjunto motriz	1	125.12 €	125.12 €
Soporte conjunto reenvío	1	115.95 €	115.95 €
Piezas comerciales			
Polea dentada	2	73.95 €	147.90 €
Anillo seeger DIN 4741 E-25	4	1.48 €	5.92 €
Rodamiento SKF 22205E	4	49.45 €	197.80 €
Chaveta DIN 6885 (A) 8x7x35 mm	2	0.58 €	1.16 €
Chaveta DIN 6885 (A) 8x7x90 mm	1	1.05 €	1.05 €
Total (€)			799.27 €

Se puede observar que el precio para reparar el sistema de transmisión del sistema de traslación se necesita hacer una inversión de unos 800 € por robot, aproximadamente.

Para la colocación de los conjuntos en la célula de almacenaje se encarga el equipo de mantenimiento de la fábrica en los mantenimientos preventivos marcados por la organización del equipo, por lo tanto, el coste de montaje no sumaría un gasto extra al funcionamiento correcto del sistema.

IV. CONCLUSIONES

IV. Conclusiones

A lo largo de la redacción del proyecto se pueden obtener diferentes conclusiones.

En primer lugar, es que teniendo en cuenta la cantidad de sistemas de transmisión que existen y las variantes de esos sistemas que día a día aparecen en el mercado, las ideas que pueden surgir para solventar un problema pueden ser infinitas.

Hay que valorar diferentes alternativas para acertar con la opción que más se pueda ajustar al problema que se presenta en cada máquina diferente. Hay veces que la mejor opción, es inviable por la situación, ubicación, el estudio económico, ... y otras soluciones, que a simple vista pueden ser de peores resultados, se convierten en la opción más acertada.

La pequeña introducción de los sistemas de transmisión mecánicos y la descripción del problema del diseño actual de la célula de almacenaje, facilitan la imaginación de diferentes posibles soluciones.

Uno de los factores más importantes en la elección de la solución escogida, a parte de la dirección a seguir del equipo técnico, ha sido entender el funcionamiento y objetivos de la célula de almacenaje, de forma que, si a la vez de los fallos visibles pudieran corregirse otros funcionamientos críticos de la máquina relacionados con la modificación de este problema, se solucionen a la vez.

Para entender a la perfección el funcionamiento de la máquina, es muy importante contactar con los operarios que se encargan día a día del buen funcionamiento del almacén, y de esta forma, encontrar diferentes inquietudes que a simple vista no se tengan en cuenta. La primera opción está en cualquier detalle que a vistas de un técnico pueda no ser importante y acabe siendo de gran importancia.

En segundo lugar, y no menos importante, es analizar las roturas que se han producido en la célula de almacenaje, calcular manualmente como está trabajando el sistema y a que cargas está sometido y visualizarlas en un programa de cálculo para entender si lo que estaba sucediendo era lógico o no.

IV. Conclusiones

Como se ha podido comprobar, las zonas donde se producían las roturas del sistema coincidían con los cálculos y resultados que nos ofrecía el programa KISSsoft.

En tercer lugar, y observando los funcionamientos de las diferentes máquinas de la fábrica, se comienza a enumerar y analizar diferentes soluciones que pueden resolver el sistema de traslación de los robots.

La dirección marcada es elegir una solución que ataje el problema de forma rápida y sencilla sin hacer un gasto excesivo, que se pare la producción durante un largo periodo de tiempo y que no suponga una reestructuración de todo el almacén y su programación.

En tercer lugar, se escoge rediseñar los elementos críticos del sistema no solo teniendo en cuenta los fallos por las cargas, sino analizando también posibles fallos de diseño del sistema, para asegurar aún más su funcionamiento.

Por último, se estudian los elementos en el programa KISSsoft y se crea el diseño final que debe de tener el sistema para garantizar un buen funcionamiento.

Al obtener los resultados del diseño del programa KISSsoft apto para el sistema de transmisión se procede a diseñar los elementos con ayuda del programa SolidWorks para crear unos planos de fabricación y pedirlos a las empresas competentes.

Para garantizar el buen funcionamiento del sistema de transmisión diseñado, se crea un protocolo de actuación para el equipo de mantenimiento que describe el tensado correcto y comprobación de la correa de transmisión. Además de conseguir el tensado correcto en los diferentes robots que componen la célula de almacenaje, se garantiza que el desgaste que se pueda producir en los elementos de estos robots sea progresivo en todos por igual.

V. APÉNDICES

V.1. REFERENCIAS

- [1] 10 MILLONES DE NEUMÁTICOS RENOVADOS EN MICHELIN VALLADOLID. (2020). <https://espacioprensa.michelin.es/notas/10-millones-de-neumaticos-renovados-en-michelin-valladolid/>
- [2] *Acero para temple y revenido*. (n.d.). <https://www.ipargama.com/pdf/F-1252.pdf>
- [3] Alonso, H. R. (n.d.). *Diseño mecánico*. http://ocw.uc3m.es/ingenieria-mecanica/disenio-mecanico-1/material_clase/ocw_correas1
- [4] Alonso, H. U. (2021). *LOS NEUMÁTICOS MICHELIN SERÁN 100% SOSTENIBLES EN 2050*. https://espacioprensa.michelin.es/wp-content/uploads/2021/02/CP_Michelin-sostenibilidad_ESP.pdf
- [5] belsaibelsa. (n.d.). *Chaveta norma DIN 6885 35 long*. <https://www.belsaibelsa.com/chaveta-din-6885-8x7x35>
- [6] BRECO. (2013). *timing belts*. [https://www.breco.de/content/cms/en/downloads/BRECO product catalogues/BRECO-BRECOFLEX-Timing_belts_en_2013-01.pdf](https://www.breco.de/content/cms/en/downloads/BRECO_product_catalogues/BRECO-BRECOFLEX-Timing_belts_en_2013-01.pdf)
- [7] Búa, M. T. (2014a). *Engranaje interior*. https://www.edu.xunta.gal/espazoAbalar/sites/espazoAbalar/files/datos/1464947673/contido/43_engranajes.html
- [8] Búa, M. T. (2014b). *Ruedas de fricción*. https://www.edu.xunta.gal/espazoAbalar/sites/espazoAbalar/files/datos/1464947673/contido/41_ruedas_de_friccin.html
- [9] *Cadena de casquillos*. (n.d.). <https://www.janus.com.pl/es/cadenas-de-transmision-de-casquillos/>
- [10] *Cadena rotary*. (n.d.). <https://www.janus.com.pl/es/cadenas-de-rodillos-con-placas-dobladas-rex/>

V. Apéndices

- [11] *Cadenas de rodillos*. (n.d.). <https://www.janus.com.pl/es/cadenas-de-transmision-de-rodillos-segun-tipo-b-de-una-hilera/>
- [12] *Cadenas Fleyer*. (n.d.). <https://www.janus.com.pl/es/cadenas-de-placas-tipo-fleyer-tipo-ll/>
- [13] *Cadenas Galle*. (n.d.). <https://www.janus.com.pl/es/canedas-galle-segun-version-pesada-tipo-c-remachada-con-arandelas/>
- [14] *Circlips comercial*. (n.d.). <https://www.norelem.com/ec/es/Productos/Vista-general-de-producto/Sistema-flexible-de-piezas-estandar/07000-Elementos-de-union-Tornillos-de-presion-esfericos-y-placas-de-apoyo-Tornillos-de-sujecion-y-piezas-de-presion-Tornillos-de-momento-de-torsion-e-insertos-roscados-Tornillos-con-ojo-Grillete-Pivote-portador/Elementos-de-union/07330-Circlips-para-arboles-DIN-471.html>
- [15] Collins, D. (2019). *Sistema de traslación*. <https://www.linearmotiontips.com/how-to-measure-synchronous-toothed-belt-tension/>
- [16] *Correa dentada*. (n.d.). http://www.portalelectromecanico.org/CURSOS/correas/correas_sincronicas.html
- [17] *Correa redonda*. (2021). <https://www.directindustry.es/prod/dura-belt/product-17393-426257.html>
- [18] *Correa trapezoidal*. (2020). <https://grupogaes.com/tienda/transmision/correas-y-poleas/correa-trapezoidal-megadyne/>
- [19] *Correas eslabonadas*. (n.d.). <https://transmisionesgalicia.com/producto/eslabonada/>
- [20] *Diceltro Garraf*. (2017). https://www.diceltro.com/essential_grid/concrete-transport/
- [21] *Engranaje cónico hipoidal*. (2015). http://robosca.com.ar/detalle_producto2.html

V. Apéndices

- [22] *Engranaje de flecha.* (n.d.).
<https://www.engranajesdeusto.com/productos/chevron/>
- [23] *Engranaje inclinado doble.* (2020). <https://suministrointec.com/1808-engranajes-dentados>
- [24] Flórez, A. M. A. (2013). *Montaje de poleas planas.*
https://repositorio.sena.edu.co/sitios/elementos_maquinas/vol5/volumen05.html#
- [25] G. Niemann. (1967). *TRATADO TEÓRICO-PRÁCTICO DE ELEMENTOS DE MÁQUINAS. Cálculo, diseño y construcción.* (S. A. LABOR (Ed.)).
- [26] González, A. P. (2006). *Correa sincronizada.* In *Mecapedia.*
http://www.mecapedia.uji.es/correa_sincronizada.htm
- [27] Ivanov, M. N. (1984). *Elementos de máquinas.*
[http://repositorio.utp.edu.co/dspace/bitstream/handle/11059/8889/Diseño Elementos Maquinas.pdf?sequence=1&isAllowed=y](http://repositorio.utp.edu.co/dspace/bitstream/handle/11059/8889/Diseño%20Elementos%20Maquinas.pdf?sequence=1&isAllowed=y)
- [28] *Kinetix rotary motion specifications.* (2020).
https://literature.rockwellautomation.com/idc/groups/literature/documents/ttd/knx-td001_-en-p.pdf
- [29] Magnetic, B. (2017). *Courroies, poulies dentées et accessoires.* 94.
<http://docplayer.fr/21811359-Courroies-poulies-dentees-et-accessoires.html>
- [30] Mectrol. (2014). *MECTROL correas dentadas de uretano.*
<http://www.mectrol.es/media/catalogos/7/2/84/728479eeeb5ae5d9988316331cf4e8c9ae3d1a9f.pdf>
- [31] *Michelin y Carbios avanzan en el desarrollo de un neumático reciclado a partir de plásticos.* (2021). <https://elmercantil.com/2021/05/04/michelin-y-carbios-avanzan-en-el-desarrollo-de-un-neumatico-reciclado-derivado-de-plasticos/>
- [32] Nicolas E. Modesti. (n.d.). *Engranajes o Ruedas Dentadas.*

V. Apéndices

- <https://laescuelatecnica.jimdo.com/ruedas-dentadas/>
- [33] *Piñón cremallera.* (n.d.). <https://www.tecnopower.es/noticias/reductores-planetarios-piñon-y-cremallera-de-precision>
- [34] *Polea dentada comercial.* (n.d.). <https://rodavigo.net/es/p/polea-dentada-z-40-t10-ancho-correa-50-mm/18366T10402>
- [35] *Randrade.* (n.d.). *Precio bruto materiales.* <https://www.randrade.com/>
- [36] *Rodríguez, O. F.* (n.d.). *Calidad superficial: Rugosidad.* 13. <https://mmcdp.webcindario.com/capitulos/08-rugosidad.pdf>
- [37] *SKF, G.* (2019). *Rodamientos SKF.* https://www.skf.com/binaries/pub201/Images/0901d19680416953-Rolling-bearings---17000_1-ES_tcm_201-121486.pdf
- [38] *Sp, R.* (n.d.). *Rodamientos SKF 22205E.* https://www.sp-recambios.es/es/p/22205-20-e-skf?curr=eur&utm_campaign=Shopping+%7CES+%7CBearings&utm_source=adwords&utm_term=&utm_medium=ppc&hsa_acc=6705635644&hsa_src=g&hsa_ver=3&hsa_grp=74545475929&hsa_net=adwords&hsa_kw=&hsa_tgt=pla-293946777986&hsa_cam=2031823416&hsa_ad=355181176288&hsa_mt=&gclid=CjwKCAjwieuGBhAsEiwA1Ly_nTyxvl3PMtS1N_Tg-X2Kjcu7flnohNZEDS0NoDLUh581f3S5wZuBFBoCYzIQAuD_BwE
- [39] *Tipos de cadenas.* (n.d.). <https://www.janus.com.pl/es/produkty/cadenas/>
- [40] *Tipos de correas.* (n.d.). 2016. <https://apuntes-ing-mecanica.blogspot.com/2016/05/friccion-en-bandas.html>
- [41] *Transmisión de potencia por bandas.* (n.d.). <https://elemaquina.webs.com/EMA31.pdf>
- [42] *Ubicación fábrica Valladolid.* (n.d.). <https://www.google.es/maps/place/Michelin+->

V. Apéndices

+Fábrica+de+Valladolid/@41.6782306,-

4.710056,1424m/data=!3m1!1e3!4m5!3m4!1s0xd470d5460478f99:0xf4e750ba570171

bc!8m2!3d41.6754882!4d-4.7147746

[43] *Una historia de progreso. 40 aniversario de la fábrica Michelin de Valladolid.* (2013).

[https://espacioprensa.michelin.es/wp-](https://espacioprensa.michelin.es/wp-content/uploads/2015/03/DOSSIER_40_ANIVERSARIO_VALLADOLID.pdf)

[content/uploads/2015/03/DOSSIER_40_ANIVERSARIO_VALLADOLID.pdf](https://espacioprensa.michelin.es/wp-content/uploads/2015/03/DOSSIER_40_ANIVERSARIO_VALLADOLID.pdf)

[44] WIPPERMANN. (n.d.). *Diseño de transmisión por cadena de rodillos.*

http://www.cid.es/catalogos/wipp/Diseno_Transmision_Cadena_Rodillos_1.pdf

f

V.2. LISTADO DE NORMAS UTILIZADAS

Para el desarrollo del proyecto se tiene en cuenta unas normas de obligado cumplimiento para que la ejecución sea la correcta. A continuación, se citan las diferentes normas.

- [1] Anillos de seguridad para ejes: Norma DIN 471.
- [2] Cálculo de chavetas: Norma DIN 6885.
- [3] Cálculo de ejes con fuerza: Norma DIN 743.
- [4] Cálculo de resistencia: Norma VDI 2227.
- [5] Cálculo de resistencia de componentes metálicos: Norma VDI 2226.
- [6] Ensayo de tracción en materiales metálicos: Norma DIN EN ISO 6892-1.
- [7] Hidrodinámica cojinetes lisos en condiciones estables, procedimiento de cálculo, funciones utilizadas en el proceso de cálculo y parámetros operativos permisibles: Norma ISO 7902-1998.
- [8] Laminación rodamientos, clasificación de velocidad térmica, cálculo y coeficientes: Norma DIN ISO 15312-2003.
- [9] Tolerancias fundamentales ISO para medidas de longitud desde 1 hasta 500 mm. medida nominal: Norma DIN 7151.
- [10] Velocidades de referencia y de giro térmicamente permisibles de rodamientos: Norma DIN 732.

V. 3. LISTADO DE FIGURAS

- Figura 1. Neumático REMIX. Imagen de un neumático renovable de Michelin.(*Michelin y Carbios Avanzan En El Desarrollo de Un Neumático Reciclado a Partir de Plásticos*, 2021) 13
- Figura 2. Fábrica Michelin, Valladolid. Ubicación de fábrica Michelin en Valladolid en vista satélite.(*Ubicación Fábrica Valladolid*, n.d.)..... 14
- Figura 3. Elementos de transmisión. Algunos de los elementos mecánicos que componen los sistemas de transmisión. (*Diceltro Garraf*, 2017)..... 15
- Figura 4. Engranajes rectos. En la imagen se puede ver una pareja de engranajes rectos para montar en ejes paralelos. (Nicolas E. Modesti, n.d.)..... 17
- Figura 5. Engranajes cilíndricos helicoidales. En la imagen se puede ver una pareja de engranajes helicoidales para montar en ejes paralelos. (Nicolas E. Modesti, n.d.)..... 17
- Figura 6. Engranajes cónicos. En la imagen se muestra un par de engranajes cónicos y su transmisión de movimiento corresponde a ejes cruzados.(Nicolas E. Modesti, n.d.)18
- Figura 7. Engranajes cilíndricos helicoidales cruzados. Esta imagen representa una pareja de engranajes helicoidales cruzados para montar en ejes cruzados. (Nicolas E. Modesti, n.d.) 18
- Figura 8. Engranaje de tornillo sin fin. Esta imagen representa un conjunto de rueda dentada y tornillo sin fin para montar en ejes cruzados. (Nicolas E. Modesti, n.d.) 18
- Figura 9. Engranajes cónicos desplazados. En la imagen se puede observar que los ejes que transmiten movimiento se cruzan para el caso de este engranaje cónico hipoidal. (*Engranaje Cónico Hipoidal*, 2015) 19
- Figura 10. Piñón cremallera. En la imagen se puede observar el sistema de engrane de un piñón que gira en un eje y transmite movimiento rectilíneo a través de una barra dentada. (*Piñón Cremallera*, n.d.) 21
- Figura 11. Engranaje interior. Se puede apreciar en la imagen un piñón que gira internamente debido al dentado interior de la corona. (Búa, 2014a) 21

V. Apéndices

Figura 12. Engranaje con dentado inclinado doble. En la imagen se puede ver un engranaje doble con los dientes desviados un ángulo con respecto al eje. (<i>Engranaje Inclinado Doble</i> , 2020).....	22
Figura 13. Engranaje de dentado en flecha. Se observa en la imagen otro tipo de dentado característico. (<i>Engranaje de Flecha</i> , n.d.)	22
Figura 14. Cadenas Galle. En la imagen se puede apreciar este tipo de cadena denominadas así por su inventor.(<i>Cadenas Galle</i> , n.d.)	24
Figura 15. Cadenas Fleyer. En la imagen se puede contemplar este tipo de cadenas. (<i>Cadenas Fleyer</i> , n.d.).....	25
Figura 16. Cadenas de casquillos. En la imagen se puede observar este tipo de cadena. (<i>Cadena de Casquillos</i> , n.d.).....	25
Figura 17. Cadenas de rodillos. En la imagen se observa una cadena de rodillos, a simple vista es muy parecida a la cadena de casquillos <i>Figura 16</i> . (<i>Cadenas de Rodillos</i> , n.d.).....	26
Figura 18. Cadenas Rotary. Se puede apreciar en la imagen la forma característica de esta cadena. (<i>Cadena Rotary</i> , n.d.).....	26
Figura 19. Tipos de cadenas. En la imagen se aprecian 4 tipos distintos de cadenas para sistemas muy específico. (<i>Tipos de Cadenas</i> , n.d.)	27
Figura 20. Cadena de rodillos. En la figura se puede ver una cadena de rodillos de tres hileras capaz de soportar unas cargas mayores.(<i>Tipos de Cadenas</i> , n.d.).....	27
Figura 21. Tipos de correas. En esta imagen se puede ver los distintos tipos de correas que existen.(<i>Tipos de Correas</i> , n.d.).....	28
Figura 22. Correa plana. En la imagen se muestra la posición que puede tomar una correa plana para transmitir movimiento.(<i>Transmisión de Potencia Por Bandas</i> , n.d.)	28
Figura 23. Correa trapezoidal. En la imagen se observa la sección característica de este tipo de correa.(<i>Correa Trapezoidal</i> , 2020)	29
Figura 24. Correa dentada. En la figura se observa cómo se consigue un movimiento síncrono entre poleas gracias a estas correas.(<i>Correa Dentada</i> , n.d.).....	29
Figura 25. Correas redondas. En la figura se puede ver como la distancia entre ejes es corta y están desalineados.(<i>Correa Redonda</i> , 2021)	30

V. Apéndices

Figura 26. Correa de eslabones. En la imagen se muestran diferentes correas de eslabones que se pueden usar.(<i>Correas Eslabonadas</i> , n.d.).....	30
Figura 27. Ruedas de fricción. En la imagen se puede ver los diferentes tipos de ruedas de fricción que se pueden encontrar.(Búa, 2014b).....	31
Figura 28. Plano en planta de la célula de almacenaje. En la figura se observa la distribución del espacio del almacén compuesta por 8 robots.	39
Figura 29. Conjunto línea almacenaje. En la imagen se observa el ensamblaje de una de las líneas del almacén compuesta por un robot, las perchas y los sistemas de traslación y movimiento de la mesa de indexado.....	40
Figura 30. Percha triple de almacenaje. En la figura se puede observar que cada percha es capaz de almacenar 6 neumáticos.	41
Figura 31. Carriles de traslación. En la imagen se puede observar un carril por el que se desplaza el robot portador de un neumático.	42
Figura 32. Finales de carrera y topes de seguridad. En la imagen se puede observar los topes de seguridad del carril y los finales de carrera que limitan el movimiento del robot.	42
Figura 33. Conjunto motor. En la imagen se puede ver el conjunto de accionamiento de la traslación del robot compuesta por un motor en la zona superior, conectado a un reductor, en rojo, y una polea de accionamiento.	43
Figura 34. Polea dentada. En la imagen se puede ver la polea del final de la línea sujeta con un soporte y el sistema de tensado.....	44
Figura 35. Soportes de grapa de correa dentada. Las figuras rodeadas de rojo se encargan de sujetar la correa dentada en la mesa de indexado.	44
Figura 36. Sistema de traslación. En la imagen se puede ver resumido el movimiento de traslación de nuestro sistema.(Collins, 2019)	44
Figura 37. Robot de almacenaje. En la imagen se puede ver el conjunto robot compuesto por una mesa de indexado, y tres pistones neumáticos.	45
Figura 38. Columna de robots. En la imagen se pueden ver los dos pistones neumáticos que tiene la columna.	46
Figura 39. Mesa de indexado. En la imagen se observa la mesa que permite el giro del robot y el carro que se desliza a través de los carriles.....	46

V. Apéndices

- Figura 40. Pistón neumático de traslación. En la imagen se ve como el encargado de la traslación de la columna del robot se produce gracias a un pistón neumático..... 47
- Figura 41. Sistema de transmisión de traslación. En la foto tomada en la célula de almacenaje, se observa en uno de los sistemas de traslación de la mesa de indexado, que la correa colisiona entre sí..... 48
- Figura 42. Juego entre árbol y rodamiento. En la foto que se toma en el almacén, se puede observar el desgaste que hay en el árbol y el rodamiento de la polea motriz. 52
- Figura 43. Sistema de posicionamiento lineal. En la figura se puede observar un esquema del sistema que hay montado en la célula de almacenaje. (Mectrol, 2014) 54
- Figura 44. Gráfico tensión efectiva - Ancho de la correa. En el gráfico se muestra la tensión efectiva soportada por cada tipo de correa y dependiendo del ancho de esta.(Mectrol, 2014)..... 60
- Figura 45. Esquema del sistema de transmisión. En la captura del programa KISSsys se puede observar de forma esquemática los elementos que componen el sistema de traslación actual. 72
- Figura 46. Árbol conjunto reenvío. En la captura del programa KISSsoft se puede observar el árbol montado en el conjunto reenvío de nuestro sistema actual y algunos datos añadidos..... 74
- Figura 47. Datos de resistencia del árbol del conjunto reenvío. En la captura se pueden ver diferentes datos introducidos para el cálculo del árbol. 74
- Figura 48. Representación de rodamientos y polea. En la captura de pantalla se puede ver como se han añadido dos rodamientos de bolas y la polea en el conjunto reenvío. 76
- Figura 49. Datos de la polea del árbol del conjunto reenvío. En la captura se aprecia los datos como el diámetro de la polea, posición o las fuerzas de tensión que se generan en el árbol..... 76
- Figura 50. Datos técnicos del rodamiento del árbol del conjunto reenvío. En la captura se representan los datos del rodamiento instalado y su disposición, en este caso se trata del rodamiento fijo a ambos lados. 77
- Figura 51. Secciones críticas del árbol del conjunto reenvío. En la imagen se puede comprobar las secciones críticas se encuentran en los cambios de sección de los árboles, chaveteros o aplicación de la fuerza. 77

V. Apéndices

- Figura 52. Resultados del cálculo de árbol del conjunto reenvío. En la captura del programa KISSsoft se puede ver un resumen de los resultados del cálculo. 78
- Figura 53. Cálculos de chaveta. En la imagen se muestran los datos de la chaveta como materiales, fuerzas y factores de carga además de los resultados del cálculo..... 81
- Figura 54. Características del material del cubo. En la imagen se puede observar el material de la polea en el programa SolidWorks y la ventana que aparece con material del cubo corresponde al programa KISSsoft, donde se introducen los datos de ese material. 82
- Figura 55. Cálculos de correa. En la imagen se puede ver los datos de la correa y los resultados al realizar el cálculo. 83
- Figura 56. Cálculo de árbol del conjunto motriz. En la imagen se pueden ver los resultados de calcular en KISSsoft los datos obtenidos anteriormente. 84
- Figura 57. Cálculo de chaveta que une el reductor y el árbol motriz. En la captura se pueden observar los datos y resultados del cálculo del programa KISSsoft de la chaveta. 85
- Figura 58. 2º cálculo realizado en el árbol del conjunto reenvío. En la captura se ven los resultados del segundo cálculo realizado en el programa KISSsoft. 88
- Figura 59. 2º cálculo realizado en el árbol del conjunto motriz. En la captura se pueden ver los resultados del segundo cálculo realizado en el programa KISSsoft..... 89
- Figura 60. Desgaste entre árbol y rodamiento. En la foto tomada en el almacén se puede observar el material desgastado en el árbol motriz..... 91
- Figura 61. Posición del rodamiento en el árbol. En la captura hecha en SolidWorks se puede observar en la izquierda el juego entre el anillo de seguridad y el rodamiento y a la derecha, la inexistencia de radio de unión entre cilindros del árbol. 93
- Figura 62. Tipo de rodamiento de bolas. En la captura se aprecia el modelo de rodamiento que se monta en el sistema actual correspondiendo al modelo 6204-2Z.(SKF, 2019) 93
- Figura 63. Espacio libre de sistema de transmisión. En la captura del diseño actual en SolidWorks se representa el espacio libre que queda entre el robot y el conjunto de polea motriz. 96
- Figura 64. Entrega de neumático. En la imagen se puede capturar el momento en el que el robot de entrada ha dejado el neumático en el robot de almacenaje. 98

V. Apéndices

- Figura 65. Posición de descarga del robot en una percha. En la captura de imagen se puede observar el espacio libre que queda entre la pinza del robot y la percha. 99
- Figura 66. Esquema de montaje correa. En la imagen se puede observar en forma de esquema como sería el sistema de transmisión de correa. (Flórez, 2013)..... 100
- Figura 67. Traslación de carro lineal actual. En la imagen se puede representar el sistema actual de la célula de almacenaje. (BRECO, 2013)..... 102
- Figura 68. Alternativas de traslación de carro. En la imagen se puede diferenciar en la parte superior la traslación de una mesa por el giro de la polea dentada y en la zona inferior la traslación de un carro. (BRECO, 2013)..... 102
- Figura 69. Descarga de neumático en la fila inferior. En la imagen se puede contemplar el momento de descarga de un neumático en la línea inferior de la percha..... 103
- Figura 70. Vista en planta de zona del conjunto motriz. En la imagen se muestra la ubicación nueva del sistema de transmisión indicándolo mediante una flecha. 105
- Figura 71. Conjunto motriz. En la captura del programa SolidWorks se puede ver los elementos que se encuentran en el conjunto motriz. 110
- Figura 72. Dimensionado del árbol actual. En la captura se puede apreciar las dimensiones que debería tener el árbol para soportar las cargas establecidas. 113
- Figura 73. Cálculo de árbol motriz. En la captura del programa KISSsoft se puede observar un primer cálculo después de haber cambiado las dimensiones de este..... 114
- Figura 74. 2º cálculo de árbol motriz. En la captura del programa KISSsoft se puede observar un segundo cálculo después de un cambio de material..... 115
- Figura 75. Dimensionado de un rodamiento. En la captura de imagen se puede observar el listado de los rodamientos que se pueden seleccionar para este tipo de rodamientos. 117
- Figura 76. Rodamientos de rodillos a rótulas. En la imagen se puede observar una disposición de montaje fijo, libre de rodamientos de rodillos a rótulas. (SKF, 2019)... 119
- Figura 77. Cálculo final del diseño del árbol motriz. En la imagen se puede ver las seguridades y vida de los rodamientos del sistema..... 120
- Figura 78. Deflexión angular en rodamientos de árbol motriz. En la captura del protocolo generado del árbol motriz se pueden observar las deflexiones angulares que se producen en los rodamientos..... 121

V. Apéndices

- Figura 79. Características del rodamiento SKF 22205E. En la imagen se representa las características del rodamiento de rodillos a rótulas. (SKF, 2019) 123
- Figura 80. Editor del árbol motriz. En la imagen se puede observar diferentes factores que se indican para que el programa lo tenga en cuenta a la hora de realizar el cálculo. 126
- Figura 81. Datos de resistencia del árbol motriz y ajustes de los rodamientos. En la captura del programa KISSsoft se observan diferentes datos exigidos al árbol y a los rodamientos. 127
- Figura 82. Gráfico de flexión de árbol motriz. En la captura se observa el desplazamiento del árbol motriz a lo largo de su eje Y. 128
- Figura 83. Diseño de árbol motriz en SolidWorks. En la imagen se puede observar el perfil del árbol en negro y en amarillo la revolución que se generará. 128
- Figura 84. Post-procesado en material de árbol en bruto. En la captura de pantalla se puede comprobar a la izquierda una operación de chaflán y a la derecha dos aristas sometidas a redondeo. 129
- Figura 85. Mecanizado de chaveteros en el árbol. En la figura se puede observar el corte de un chavetero en amarillo con las medidas oportunas. 130
- Figura 86. Diseño del nuevo árbol motriz. En la captura de pantalla se observa el diseño final del árbol motriz tras haber realizado todos los cálculos. 130
- Figura 87. Cálculo de chavetas del conjunto motriz. En la captura de pantalla del programa KISSsoft se puede contemplar los datos calculados manualmente, los resultados obtenidos del programa y el método de cálculo que sigue el programa. ... 131
- Figura 88. Mecanizado de polea comercial. En la captura de pantalla se observan dos operaciones de corte con las dimensiones del eje y la chaveta. 133
- Figura 89. Diseño de polea motriz. En la imagen capturada del programa SolidWorks se puede observar la polea del conjunto motriz. 133
- Figura 90. Diseño de distanciador del conjunto motriz. En la captura se puede contemplar el perfil y revolución que crean el diseño en SolidWorks. 134
- Figura 91. Diseño del distanciador motriz. En la captura de imagen del programa SolidWorks se observa el diseño en 3D del distanciador que separa la polea y el rodamiento del árbol motriz. 135

V. Apéndices

- Figura 92. Cálculos de chaveta. En la captura del programa KISSsoft se puede observar los cálculos de la chaveta que une el movimiento del motor con el sistema de traslación mediante el árbol motriz y los resultados..... 136
- Figura 93. Diseño de chaveta. En la captura de imagen se puede observar la base y extrusión de una chaveta según la norma 6885 en el programa SolidWorks. 136
- Figura 94. Diseño de chaveta 8x7x90 en 3D. En la imagen se puede ver finalizada la forma de la chaveta según norma DIN 6885. 137
- Figura 95. Diseño de chaveta 8x7x35 en 3D. En la imagen se puede ver finalizada la forma de la chaveta según norma DIN 6885. 137
- Figura 96. Parte del diseño del soporte del conjunto motriz. En la captura se pueden observar operaciones diferentes del programa SolidWorks como la extrusión de las placas en la izquierda o el corte de los casquillos de los rodamientos. 139
- Figura 97. Otras operaciones del soporte del conjunto motriz. En esta captura se puede ver el diseño de los casquillos, los taladros donde se alojará la tapa o el cordón de soldadura entre el casquillo y la placa del soporte..... 139
- Figura 98. Soporte conjunto polea motriz. En la captura se puede visualizar el diseño en 3D de la pieza realizado en el programa SolidWorks..... 140
- Figura 99. Diseño de arandela de cierre. En la captura de pantalla se observa en la parte izquierda la extrusión de la arandela y en la zona derecha los taladros. 141
- Figura 100. Arandela de cierre. En la figura se observa la pieza final en 3D del programa SolidWorks..... 141
- Figura 101. Conjunto de reenvío. En la imagen se puede observar una captura con el conjunto de reenvío del sistema de traslación. 143
- Figura 102. Cálculo en KISSsoft del árbol actual con solicitudes nuevas. En la captura se puede observar las seguridades, vida de rodamientos y el dimensionado que ofrece el programa. 144
- Figura 103. Cálculos del sistema del conjunto de reenvío. En la imagen se pueden comprobar los resultados ofrecidos por el programa. 145
- Figura 104. Diseño de árbol del conjunto reenvío. En la captura de imagen se puede observar el diseño en 3D del árbol del conjunto reenvío. 146

V. Apéndices

- Figura 105. Operaciones del soporte reenvío. En la imagen se pueden observar diferentes operaciones realizadas para el diseño del soporte como la extrusión de las placas laterales o el corte de los casquillos donde se alojarán los rodamientos. 148
- Figura 106. Operaciones del diseño. En la captura de pantalla del programa SolidWorks se pueden observar operaciones como el corte de las ranuras de la base o el corte del diámetro del rodamiento. 149
- Figura 107. Diseño de soporte de conjunto reenvío. En la imagen se puede ver el diseño final realizado en el programa SolidWorks del soporte reenvío. 149
- Figura 108. Medidor de frecuencia optibelt TT mini. En la imagen se observa un medidor de frecuencia para determinar la tensión de las correas. 151
- Figura 109. Distancia entre polea y grapa de sujeción de correa. En la captura se puede ver la distancia entre la polea y la grapa para proceder al tensado. 153
- Figura 110. Polea dentada T10. En la captura de pantalla se observa el precio de la polea comercial. (*Polea Dentada Comercial*, n.d.) 155
- Figura 111. Circlips según norma DIN 471. En la imagen se puede observar las medidas y precios de los circlips de diferentes materiales. (*Circlips Comercial*, n.d.) ... 156
- Figura 112. Rodamiento SKF 22205E. En la captura de imagen se observa el precio de los rodamientos que se montan en el sistema estudiado. (Sp, n.d.)..... 156
- Figura 113. Chavetas según norma DIN 6885. En la captura de pantalla se observa los precios de dos diferentes medidas de chavetas que se usan en este sistema. (belsaibelsa, n.d.)..... 157
- Figura 114. Precios de materiales. En la captura de imagen se observa el precio en bruto de los materiales C45 E (F-114) y 42CrMo4 (F-1252). (Randrade, n.d.) 158

V.4. LISTADO DE TABLAS

Tabla 1. Valores de servicio para distintos tipos de transmisión, según realizaciones y proyectos. En la tabla se puede comparar la velocidad, potencia, par, rendimiento, ... de los distintos sistemas de transmisión.(G. Niemann, 1967).....	20
Tabla 2. Especificaciones de motor. En la tabla se puede ver diferentes datos técnicos de motores de la marca Allen-Bradley. (<i>Kinetix Rotary Motion Specifications</i> , 2020).....	49
Tabla 3. Correas dentadas. En la tabla se pueden ver unas características de las correas ATL10.(Magnetic, 2017).....	50
Tabla 4. Relación de polea y correa. En la tabla se pueden comprobar los diámetros y número de dientes mínimo que debe de montarse para la correa ATL10.(Magnetic, 2017)	50
Tabla 5. Tabla de poleas para correas tipo AT10. En la tabla se observa el tipo de poleas y las medidas.(Magnetic, 2017)	51
Tabla 6. Características de correa ATL10. En la siguiente tabla se puede observar el peso específico de la correa dependiendo del ancho.(Mectrol, 2014).....	58
Tabla 7. Tensiones máximas admitidas por el tipo de correa. En la tabla se puede observar las tensiones máximas que soporta la correa ATL que se monta en nuestro sistema de transmisión.(Mectrol, 2014).....	65
Tabla 8. Factor de dientes engranados y factor de velocidad. En la tabla se observan dos factores a tener en cuenta para el cálculo de correas. En la izquierda se puede ver el factor de dientes engranados y a la derecha el factor de velocidad.(Mectrol, 2014).....	67
Tabla 9. Factor de confiabilidad. En la tabla se muestran los factores de confiabilidad correspondientes a la fiabilidad del sistema.	75
Tabla 10. Deformaciones permisibles de árboles. En la tabla se pueden encontrar algunas limitaciones de las distintas disposiciones de apoyos en los árboles.(Ivanov, 1984)	79
Tabla 11. Datos del protocolo del árbol del conjunto reenvío. En la siguiente tabla generada por el protocolo se pueden ver diferentes datos del rodamiento Roller Bearing2.	80

V. Apéndices

Tabla 12. Factor de carga según norma DIN 6892. En la siguiente tabla se pueden comparar los diferentes factores de carga que tiene en cuenta el programa KISSsoft. ...	86
Tabla 13. Resumen de cálculos para KISSsoft. En la tabla se pueden ver los datos que se modifican en el programa KISSsoft.	87
Tabla 14. Resumen de resultados del programa KISSsoft. En la tabla se recogen los resultados más comparativos de las capturas anteriores. Se puede comparar las seguridades de fatiga y estática y la vida de los rodamientos.....	90
Tabla 15. Comparación entre elementos de transmisión. En la tabla se puede ver un resumen de las principales características de los sistemas de transmisión.	107
Tabla 16. Selección de rodamiento. En la tabla se recogen las diferentes características generales de cada tipo diferente de rodamiento. (SKF, 2019).....	118
Tabla 17. Rugosidades y aplicaciones. En la tabla se puede observar que rugosidad se aplica de forma general dependiendo de la aplicación. (Rodríguez, n.d.).....	122
Tabla 18. Relación entre rugosidad Ra y números de grados de rugosidad. En la tabla se pueden relacionar los valores de Ra, en micras de metro y pulgadas y el número de grados de rugosidad a lo que hacen referencia. (Rodríguez, n.d.).....	122
Tabla 19. Chavetas según norma DIN 6885. En la tabla se muestran las características de chavetas y chaveteros con dimensiones relacionadas con el diseño.	124
Tabla 20. Anillos de seguridad según norma DIN 471. En la siguiente tabla se puede ver las medidas de las ranuras y los anillos de las medidas que se necesitan en el diseño.....	125
Tabla 21. Precios netos de materiales. En la tabla se representan los precios en neto de los materiales de cada elemento.....	158
Tabla 22. Presupuesto árbol motriz. En la tabla se detallan los procesos de fabricación y precios del árbol motriz.....	159
Tabla 23. Presupuesto árbol reenvío. En la tabla se detallan los procesos de fabricación y precios del árbol del conjunto reenvío.	161
Tabla 24. Presupuesto distanciador. En la tabla se recogen las operaciones y precios para fabricar los distanciadores.....	162
Tabla 25. Presupuesto arandela de cierre. En la tabla se recogen las operaciones y presupuestos de la arandela de cierre.	163

V. Apéndices

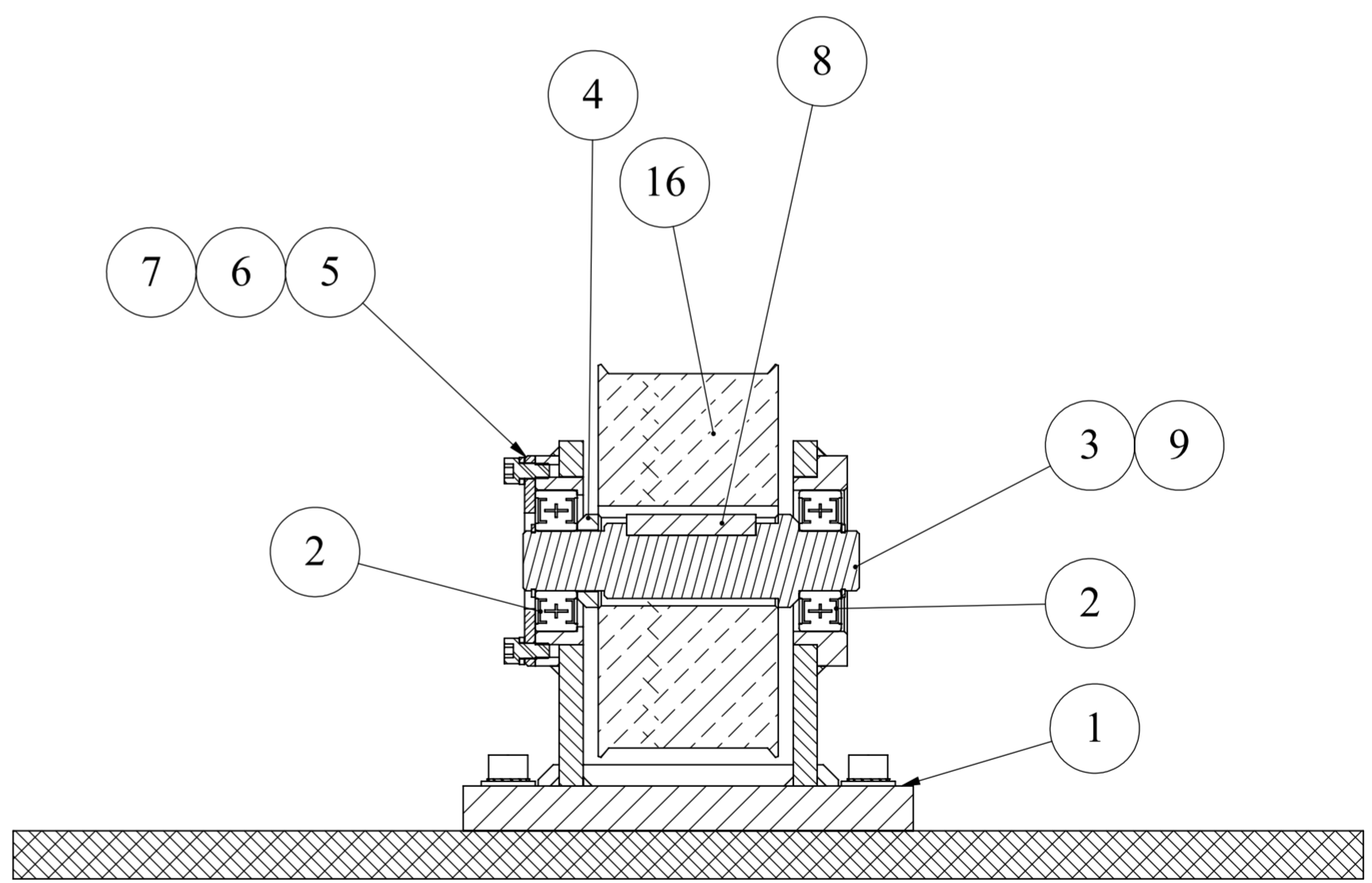
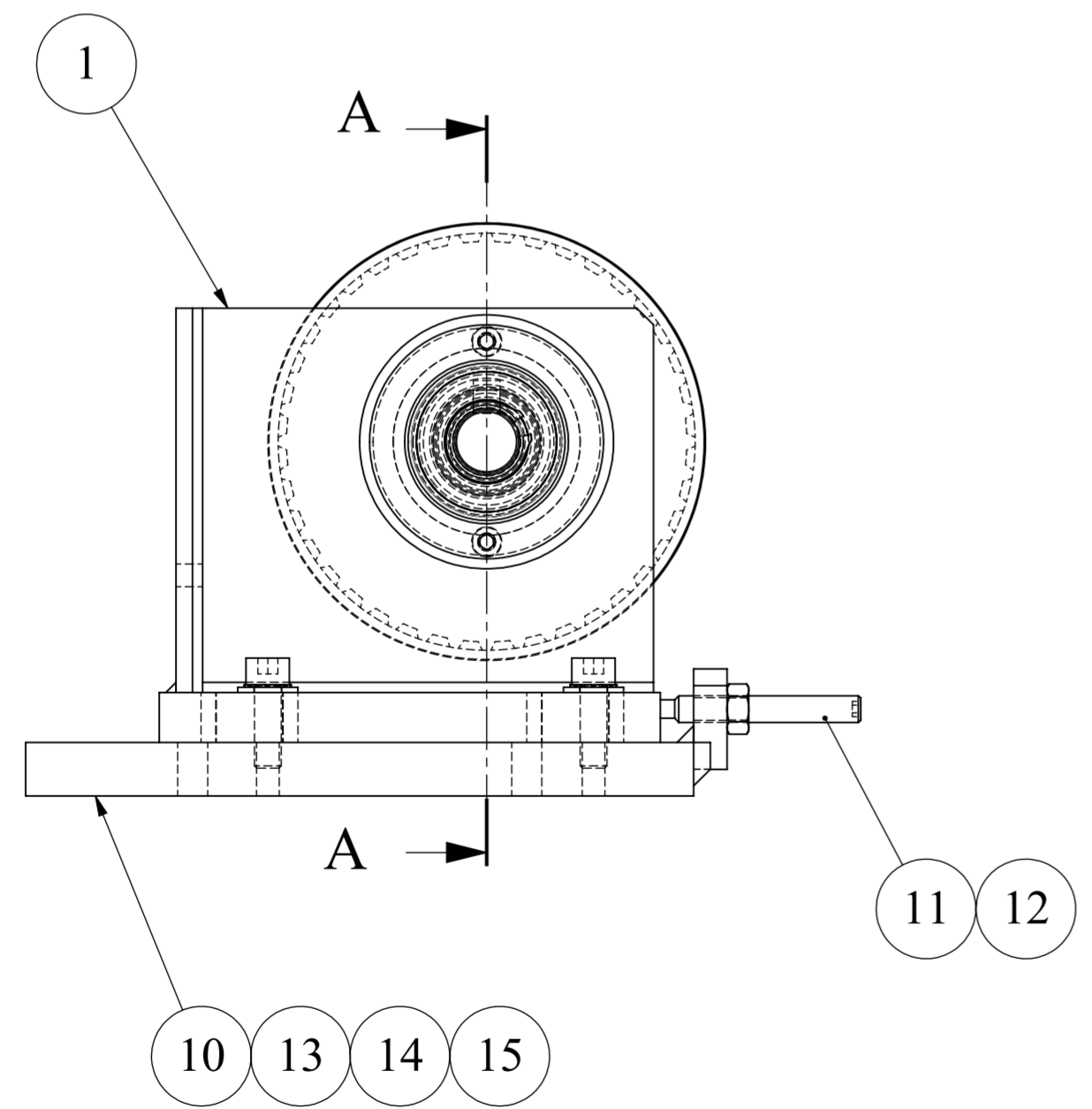
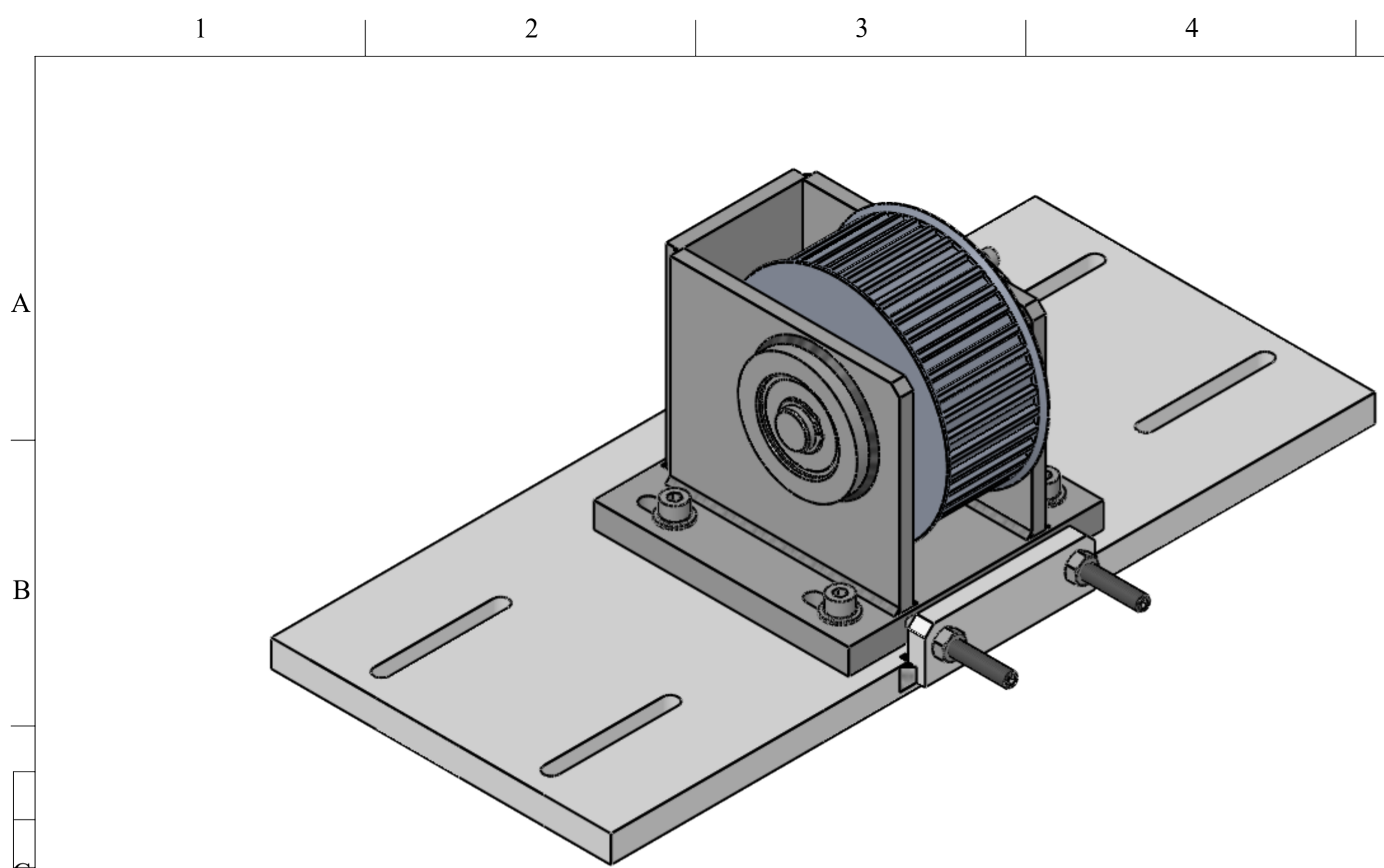
Tabla 26. Presupuesto soporte conjunto motriz. En la tabla se recogen las operaciones y presupuestos del soporte del conjunto motriz..... 164

Tabla 27. Presupuesto soporte conjunto reenvío. En la tabla se recogen las operaciones y presupuestos del soporte de conjunto de reenvío..... 165

Tabla 28. Presupuesto final. En la tabla se observan los precios de los elementos que se modifican en el sistema de transmisión. 166

V.5. PLANOS Y ESQUEMAS TÉCNICOS.

Plano 1. Conjunto polea reenvío actual.....	190
Plano 2. Árbol conjunto reenvío actual.....	191
Plano 3. Conjunto polea motriz actual.	192
Plano 4.Árbol conjunto motriz actual.....	193
Plano 5. Conjunto de árbol motriz.	194
Plano 6. Soporte polea motriz.	195
Plano 7. Árbol polea motriz.....	196
Plano 8. Distanciadore conjunto motriz.....	197
Plano 9. Polea dentada conjunto motriz.....	198
Plano 10. Arandela de cierre.....	199
Plano 11. Chaveta 8x7x90.....	200
Plano 12. Chaveta 8x7x35.....	201
Plano 13. Conjunto de árbol reenvío.	202
Plano 14. Soporte polea reenvío.	203
Plano 15. Árbol polea reenvío.....	204
Plano 16. Distanciadore conjunto reenvío.....	205
Plano 17. Polea dentada conjunto reenvío.....	206
Plano 18. Arandela de cierre.....	207
Plano 19. Chaveta 8x7x35.....	208



Item	Qty	Reference	Description	Obs
1	1	R-19845-00319-MPE	Soporte polea reenvio	
2	2	C-00001-31966-DFP	Roulement a billes rigide 1 rangee de billes 20x47x14 etanche 2	
3	1	R-19845-00320-MPE	Eje polea reenvio	
4	1	R-19845-00321-MPE	Distanciador	
5	1	R-19845-00323-MPE	Arandela de cierre	
6	2	C-00002-87917-DFP	Rondelle frein de surete moyenne diam, 5	
7	2	C-00005-52562-DFP	vis a tete cylindrique a six pans creux - M 5 x 10 - 12.9	
8	1	R-19845-00324-MPE	Chaveta 8x7x35 long.	
9	2	C-00001-7025X-DFP	Anneau elastique suivant pour arbre d nominal 20 NF E 22-163	
10	1	R-19845-00345-MPE	Placa base grupo reenvio	
11	2	C-00005-57289-DFP	Vis sans tete a teton HC, M8-60, 45.H	
12	2	R-00005-40951-DFP	Ecrou Hexagonal M8. classe 8	
13	4	C-00005-4185X-DFP		
14	4	-	Arandela DE8	
15	4	C-00005-52925-DFP	vis a tete cylindrique a six pans creux - M 8 x 25 - 8.8 ZN	
16	1	R-19845-00322-MPE	Polea dentada STD ATL10	

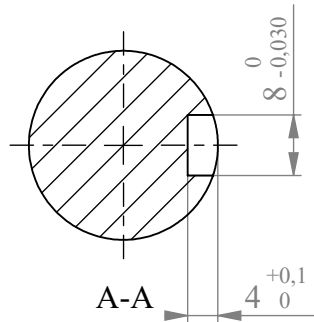
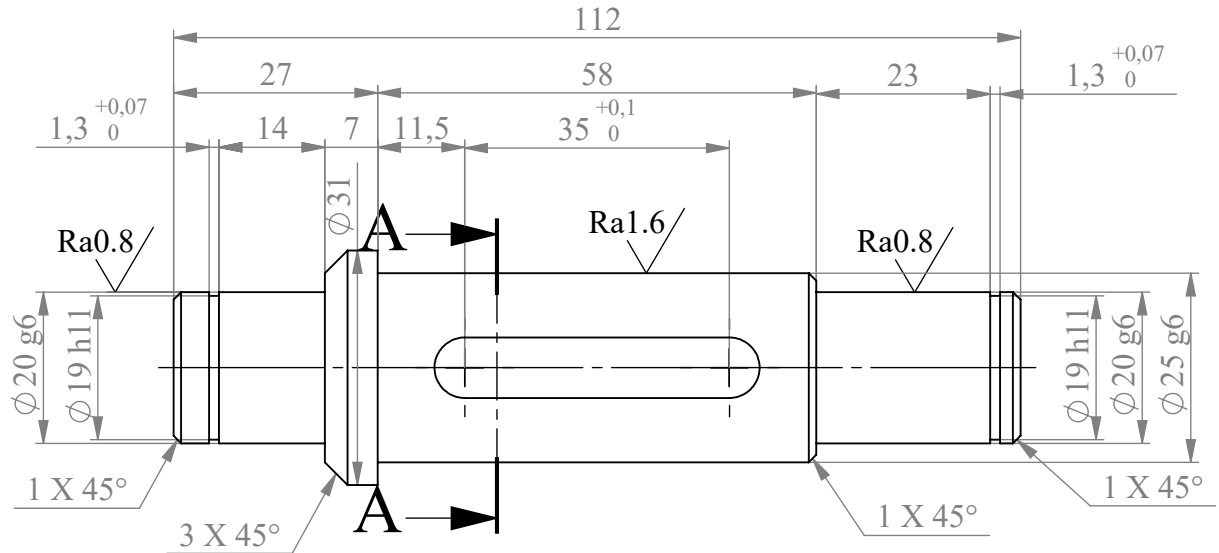
EEXPT OTHER INDICATION		WA +10		12/08/2013	J003703	Creation du document		
General tolerances to be respected :		Mod	Date	By	Modifications			
ISO 2768	: m & k							
Welding	: v							
Sheet Metal	: v							
Mould	: ISO 8062	19845-00318-MPE					Mass (Kg) :	19334.0330
Surface texture	: ISO 1302	Associated BOM					Reference Number	
Welding Symbols	: ISO 2553						Conjunto polea reenvio	
CAUTION : All dimensions are in millimeters and projected view in ISO std							19845-00317-MPE	
MICHELIN		Toute copie imprimée de ce document n'est pas gérée Propriété exclusive de notre société. Reproduction ou utilisation interdite sans notre accord écrit. Any printed copy of this document is not managed Exclusive property of our company. Reproduction or prohibited use without our written agreement.					Rev : -	
		DTM Class : 2-01-06		DTE Class : 2-03		D3		
		Size : A2		Scale : 1:2		Units : mm		
				SolidWorks 2009		Sheet : 1/1		
						8 MOD : 12663-00299-GS1 Rev : -		

Material :
Acier C45 E ou AISI 1045

Heat treatment :
Everywhere

Protection of surf : PAVONADO

√ Ra 3,2
Unless Otherwise Indicated



EXEPT OTHER INDICATION

General tolerances to be respected :
ISO 2768 : m & k
Welding : v
Sheet Metal : v
Mould : ISO 8062
Surface texture : ISO 1302
Welding Symbols : ISO 2553

WA +10

Mod	Date	By	Modifications
-	12/08/2013	J003703	Creation du document

Reference Number

Mass (Kg) :
365.4960



CAUTION :
All dimensions are in millimeters
and projected view in ISO std

Eje polea reenvio

MICHELIN

Toute copie imprimée de ce document n'est pas gérée
Propriété exclusive de notre société. Reproduction
ou utilisation interdite sans notre accord écrit.
Any printed copy of this document is not managed
Exclusive property of our company. Reproduction
or prohibited use without our written agreement.

19845-00320-MPE

Rev :
-

Drawing Number

DTM Class : 2-01-07

DTE Class : ...

D3

Sheet :

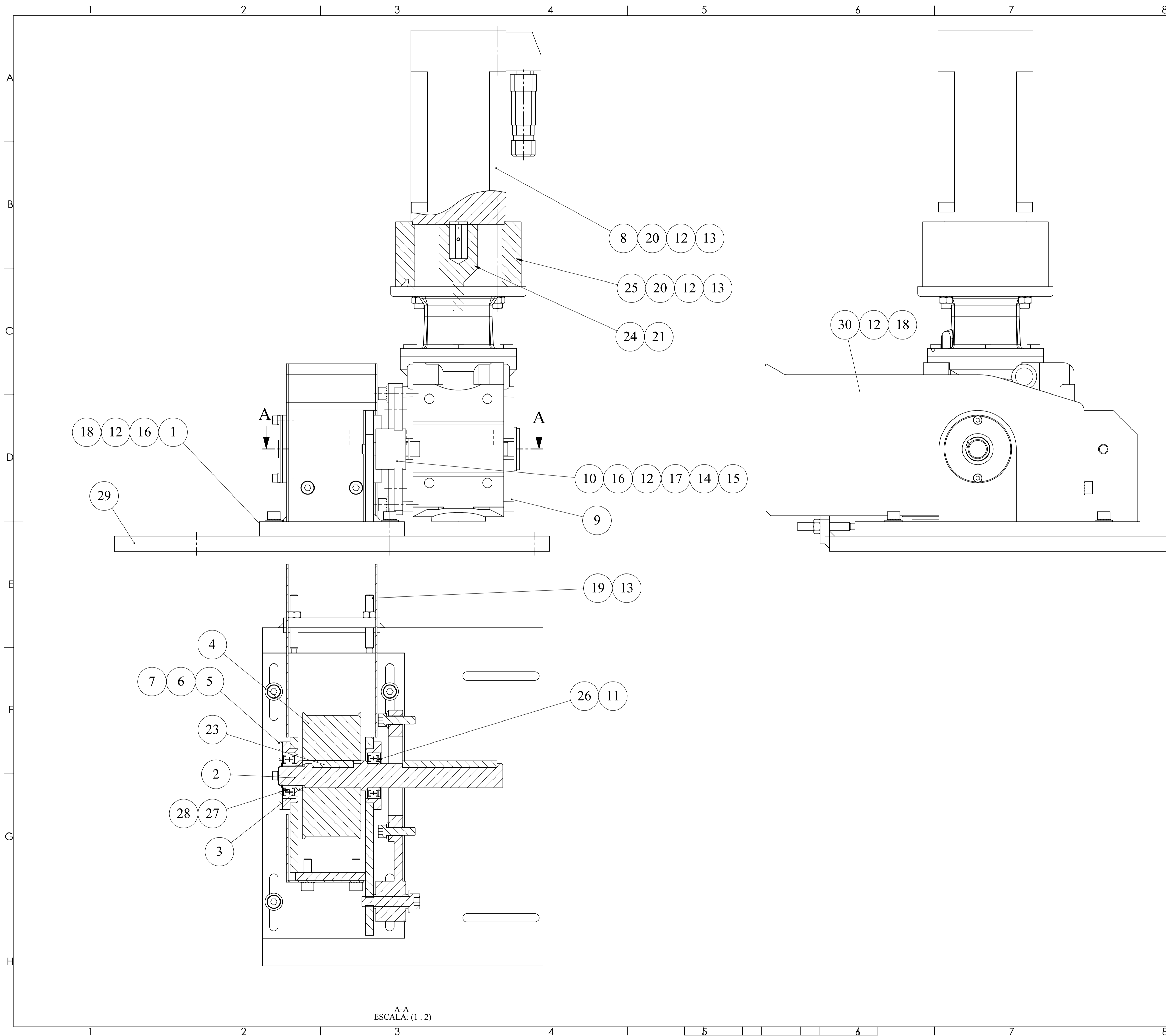
Size : A4

Scale : 1:1

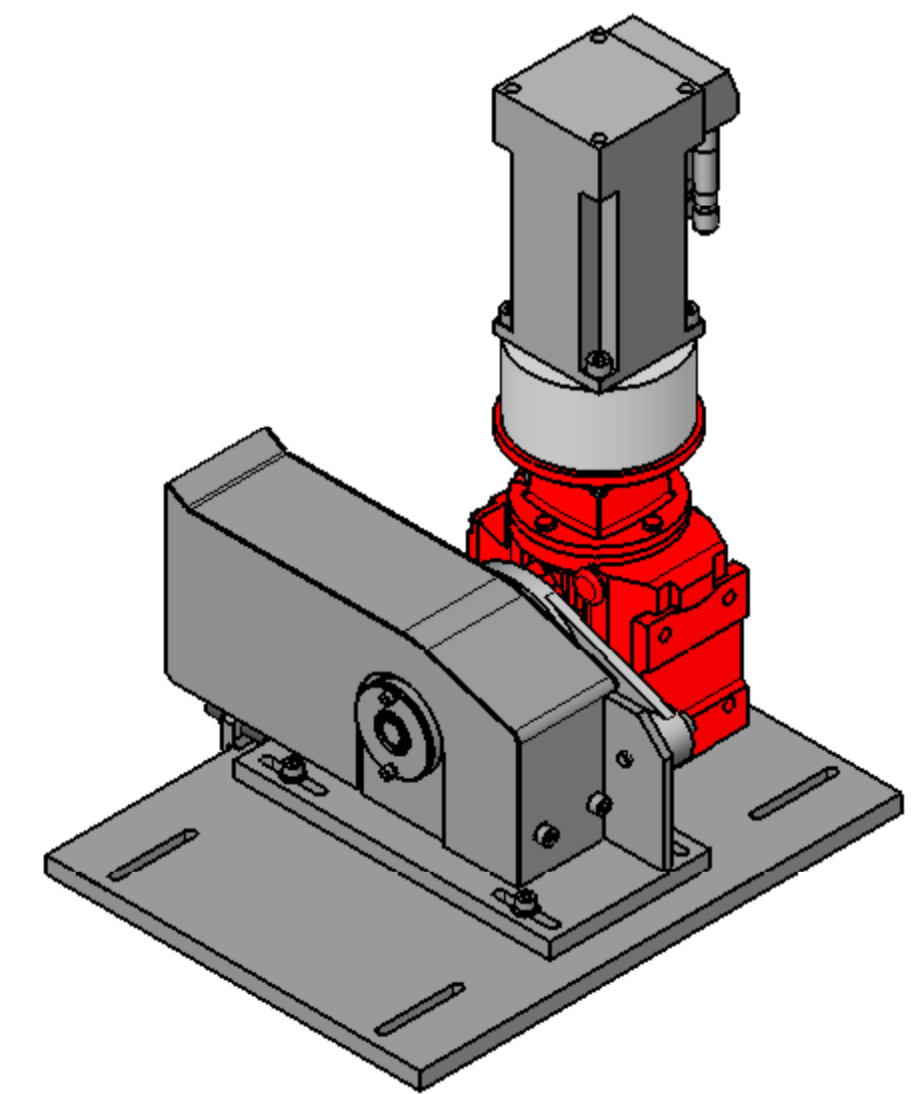
Units : mm

SolidWorks 2009

1/1

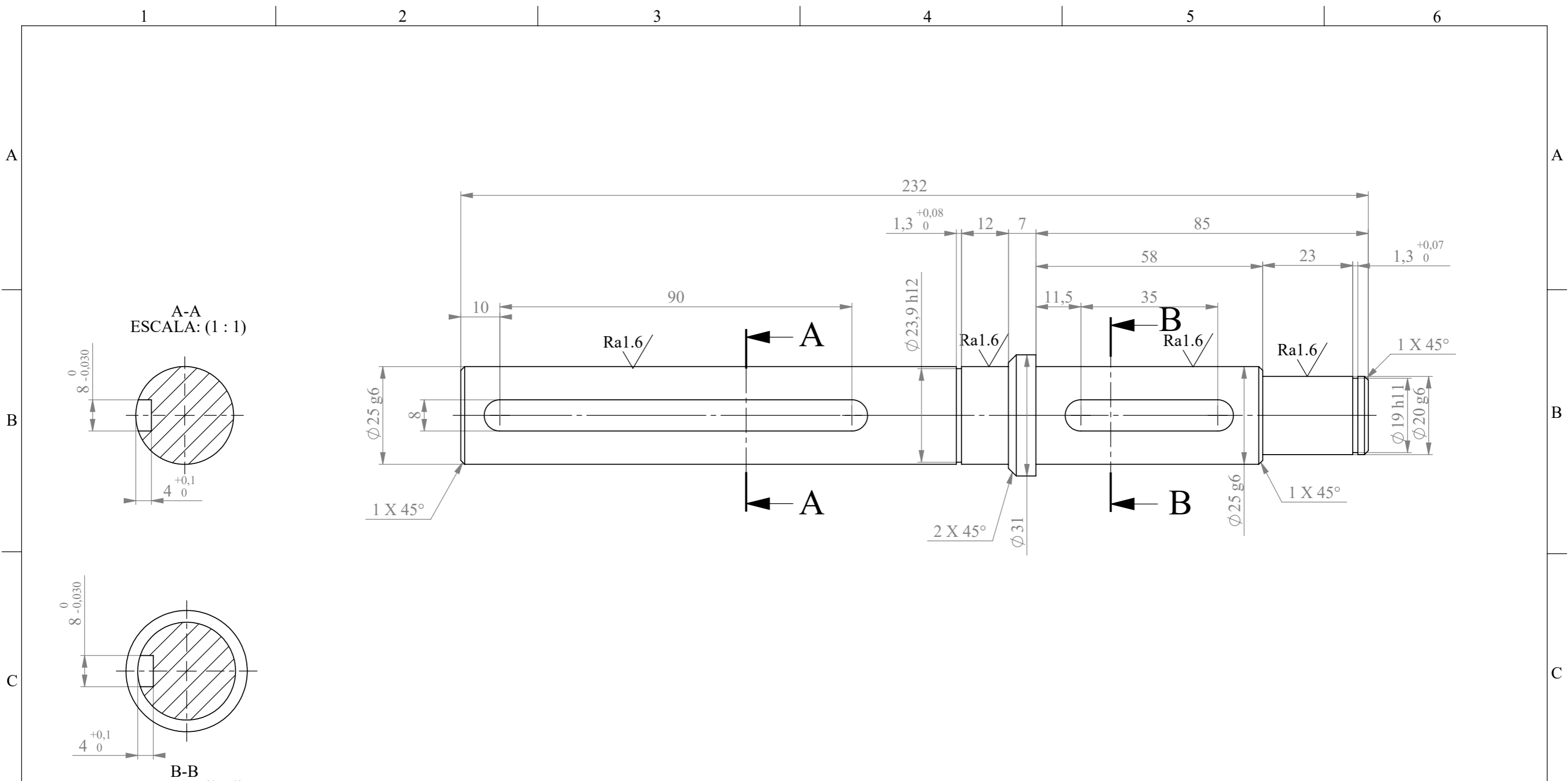


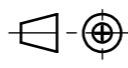
Rep	Qty	Reference	Designation simplifiée	Obs	Fichier
1	1	R-19845-00330-MPE	Supporte polca motriz		19845-00330-MPE
2	1	R-19845-00331-MPE	Eje polca motriz		19845-00331-MPE
3	1	R-19845-00332-MPE	Distanciador		19845-00332-MPE
4	1	R-19845-00333-MPE	Polca dentada STD ATL10		19845-00333-MPE
5	1	R-19845-00334-MPE	Arandela de cierre		19845-00334-MPE
6	2	C-00002-87917-DFP	Rondelle frein de surete moyenne diam. 5		00002-87917-DFP
7	2	C-00005-52562-DFP	vis a tete cylindrique a six pans creux - M 5 x 10 - 12.9		00005-52562-DFP
8	1	C-CFE01-96486-COM	Motor brusler MPL B420P-MJ24AA		C233196486COM
9	1	C-CFE01-96487-COM	Reductor SA47AM63		C233196487COM
10	1	C-00001-34452-DFP	Bras de couple pour reducteur roue et vis sans fin SA 47		00001-34452-DFP
11	1	C-00001-70309-DFP	Anneau elastique suivant pour arbre d nominal 25 NF E 22-163		00001-70309-DFP
12	14	-	Arandela DES		00001-42011-DFP
13	6	R-00005-40951-DFP	Ecrin Hexagonal M8, classe 8		00005-40951-DFP
14	1	C-00005-41874-DFP	Rondelle M 10 zinguée		00005-41874-DFP
15	1	C-00005-53164-DFP	cap screw hex socket head - M10 x 50 - 8.8 Zn - ISO 4762		00005-53164-DFP
16	8	C-00005-4185X-DFP			00005-4185X-DFP
17	4	C-00005-52932-DFP	cap screw hex socket head - M8 x 30 - 8.8 Zn - ISO 4762		00005-52932-DFP
18	6	C-00005-52925-DFP	vis a tete cylindrique a six pans creux - M 8 x 25 - 8.8 Zn -zin		00005-52925-DFP
19	2	C-00005-57289-DFP	Vis sans tete a teton HC, M8-60, 45.H		00005-57289-DFP
20	4	C-00005-53245-DFP	cap screw hex socket head - M10 x 100 - 8.8 Zn - ISO 4762		00005-53245-DFP
21	1	C-00048-48962-DFP	set screw socket head flat point M4-6 45.H		00048-48962-DFP
22	1	R-19845-00336-MPE	Chaveta 8x7x90 long.		19845-00336-MPE
23	1	R-19845-00337-MPE	Chaveta 8x7x35 long.		19845-00337-MPE
24	1	R-19845-00338-MPE	Eje adaptacion		19845-00338-MPE
25	1	R-19845-00339-MPE	Distanciador		19845-00339-MPE
26	1	C-00001-32007-DFP	Radial ball bearing rigid single row 25x47x12 with 2 seal		00001-32007-DFP
27	1	C-00001-31966-DFP	Roulement a billes rigide 1 rangee de billes 20x47x14 etanche 2		00001-31966-DFP
28	1	C-00001-7025X-DFP	Anneau elastique suivant pour arbre d nominal 20 NF E 22-163		00001-7025X-DFP
29	1	R-19845-00335-MPE	Placa base grupo motriz		19845-00335-MPE
30	1	R-19845-00456-MPE	Proteccion		19845-00456-MPE



EXCEPT OTHER INDICATION		WA +10		12/08/2013		J003703		Creation du document	
General tolerances to be respected:		Mod	Date	By	Modifications				
ISO 2768	: m & k								
Welding	: 1								
Sheet Metal	: 1								
Model	: ISO 8062								
Surface texture	: ISO 1302								
Welding Symbols	: ISO 2553								
CAUTION:		All dimensions are in millimeters and proposed here in ISO unit.							
MICHELIN		19845-00329-MPE		Associated BOM		Reference Number		Mass (Kg): 83437.8837	
Toute copie imprimée de ce document n'est pas gérée		Conjunto polca motriz							
Propriété exclusive de notre société. Reproduction ou utilisation interdite sans notre accord écrit.		19845-00328-MPE							
Any printed copy of this document is not managed		Drawing Number		Rev: -					
Exclusive property of our company. Reproduction or prohibited use without our written agreement.		DTM Class : 2-01-06		DTE Class : 2-03		D3		Sheet: 1/1	
		Size : A1		Scale : 1:1		Units : mm		SolidWorks 2009	

A-A
ESCALA: (1 : 2)

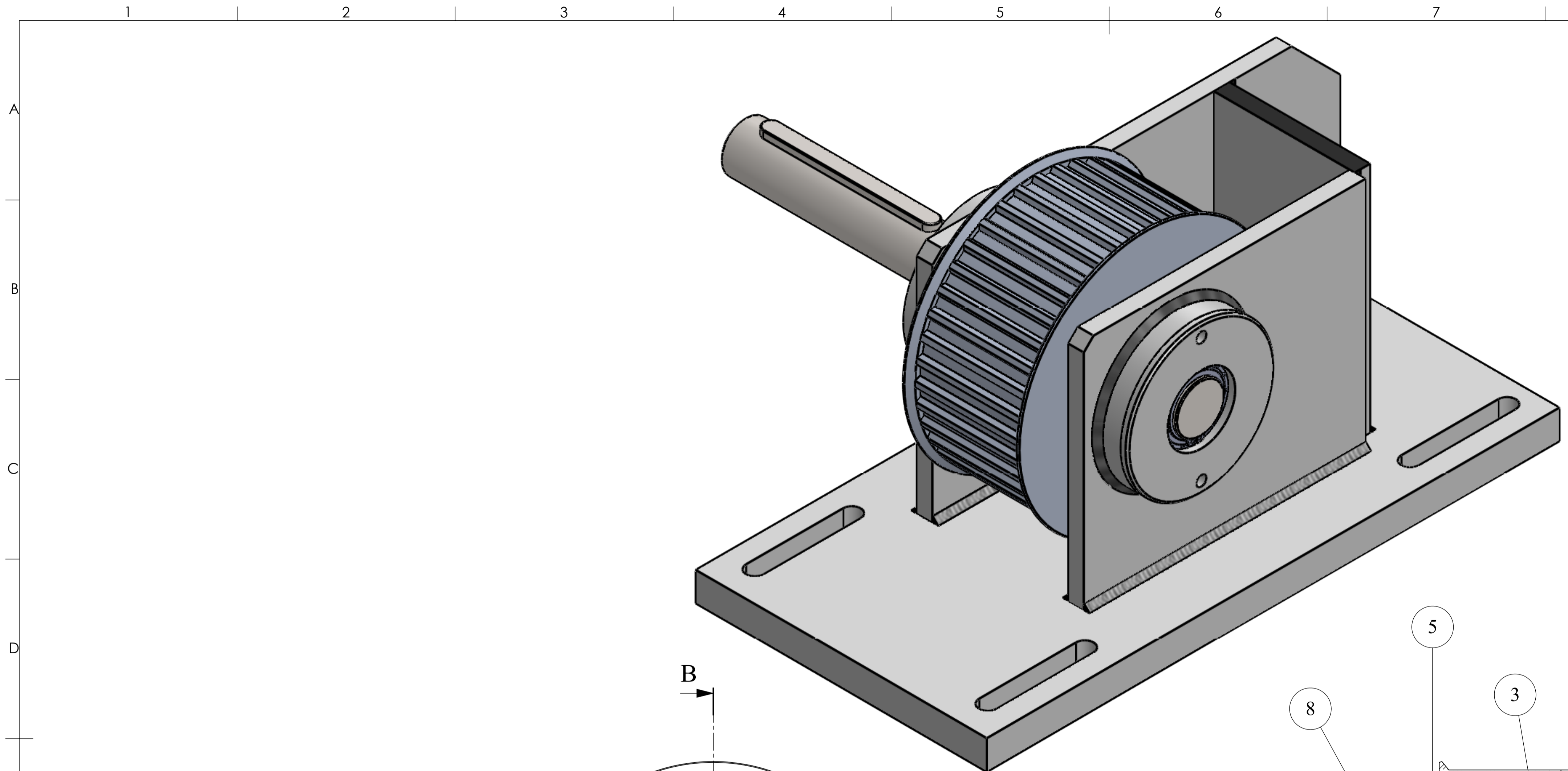


EXEPT OTHER INDICATION General tolerances to be respected : ISO 2768 : m & k Welding : v Sheet Metal : v Mould : ISO 8062 Surface texture : ISO 1302 Welding Symbols : ISO 2553	WA +10	-	12/08/2013	J003703	Creation du document	
	Mod	Date	By	Modifications		
 CAUTION : All dimensions are in millimeters and projected view in ISO std	Reference Number					Mass (Kg) : 833.1292
	Eje polea motriz					Rev : -
MICHELIN					19845-00331-MPE	
Toute copie imprimée de ce document n'est pas gérée Propriété exclusive de notre société. Reproduction ou utilisation interdite sans notre accord écrit. Any printed copy of this document is not managed Exclusive property of our company. Reproduction or prohibited use without our written agreement.					Drawing Number DTM Class : 2-01-07 DTE Class : ... D3 Size : A3 Scale : 2:1 Units : mm SolidWorks 2009	
					Sheet : 1/1	

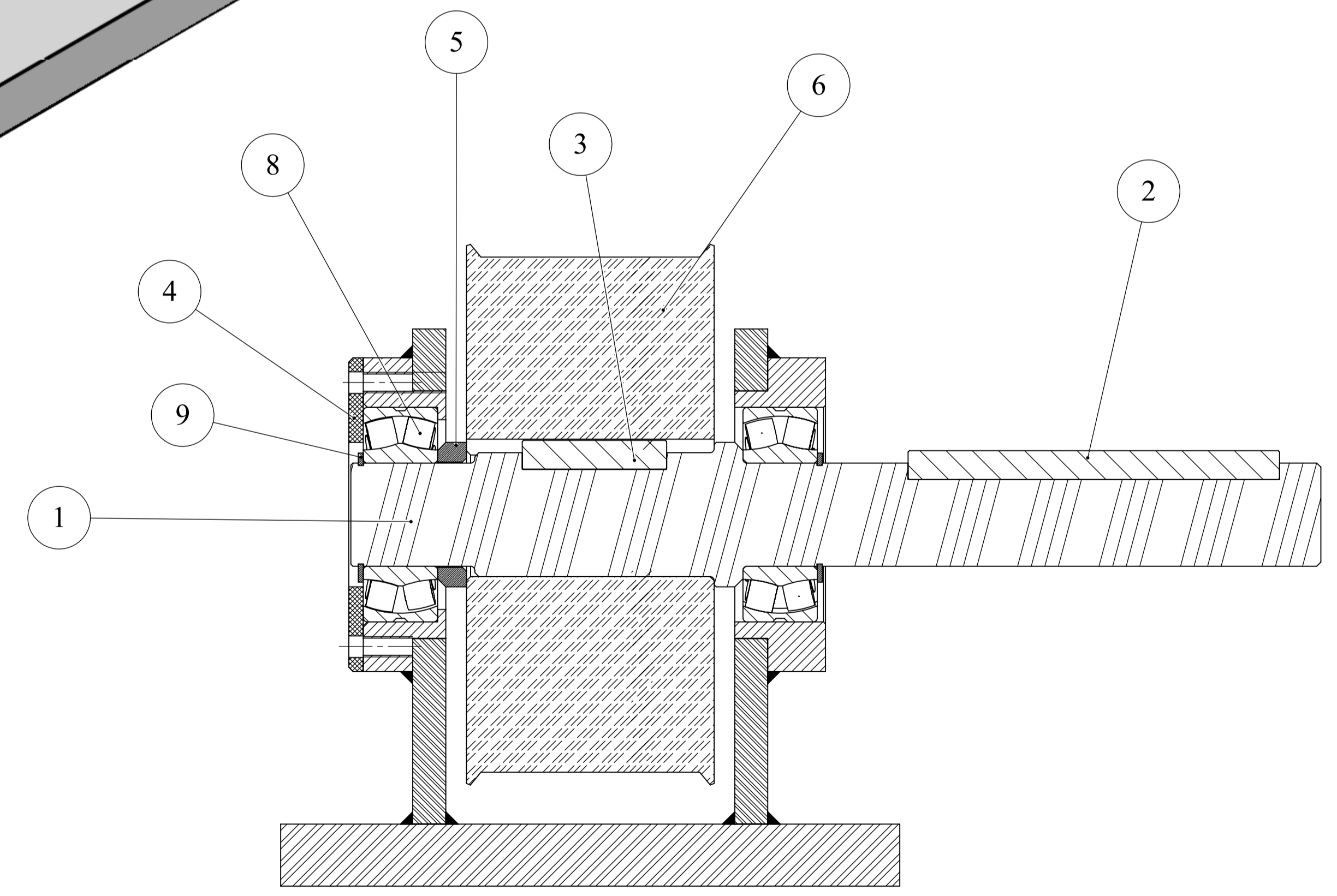
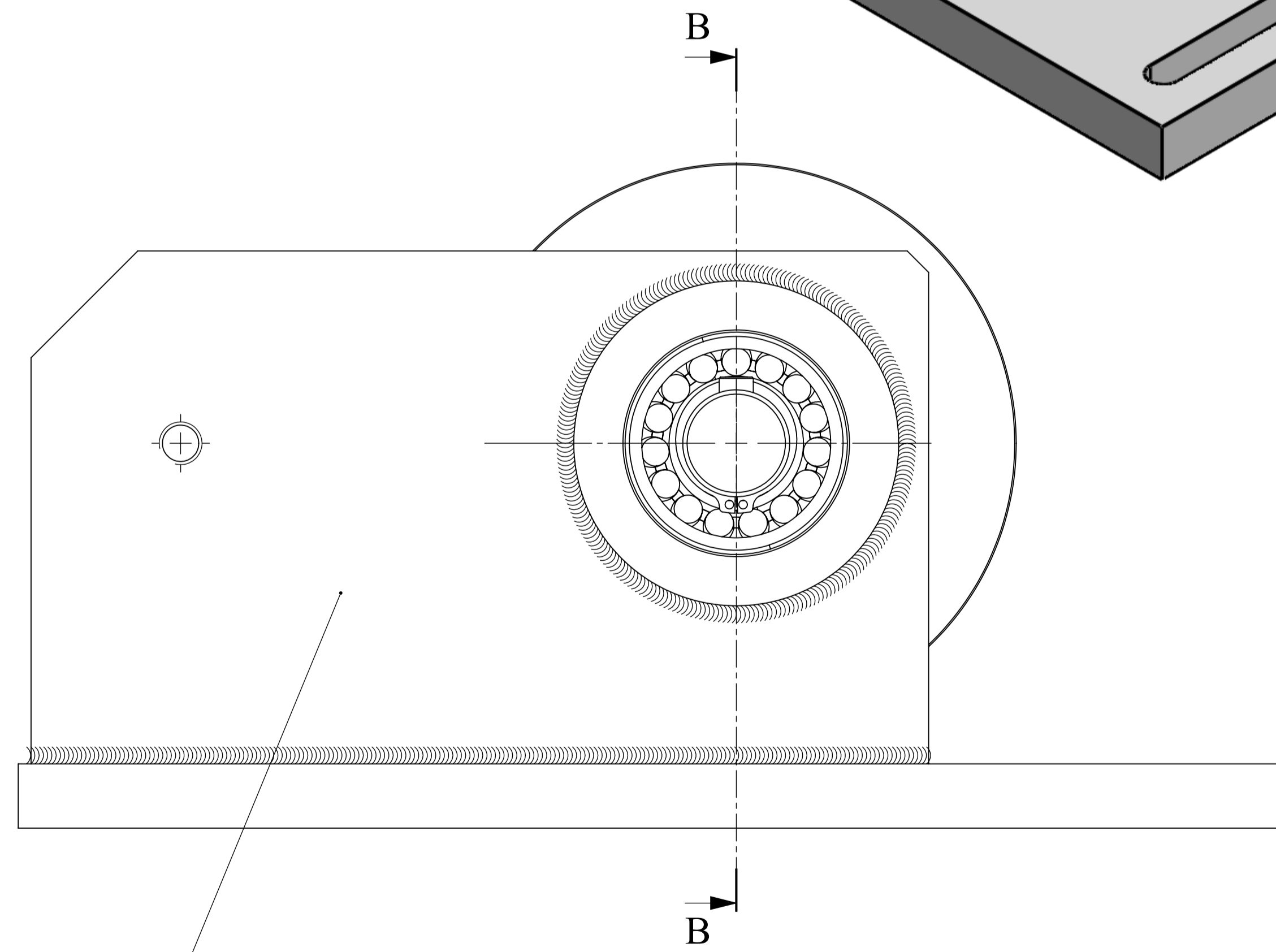
Material :
Acier C45 E ou AISI 1045

Heat treatment :
Everywhere

Protection of surf : PAVONADO



8	9	10	
N.º DE ELEMENTO	REFERENCIA	DESCRIPCION	CANTIDAD
1	R-19845-00331-MPE	Arbol motor	1
2	R-19845-00336-MPE	Chaveta DIN 6885	1
3	R-19845-00337-MPE	Chaveta DIN 6885	1
4	R-19845-00334-MPE	Cierre rodamiento motor	1
5	R-19845-00332-MPE	Distanciador motor	1
6	R-19845-00333-MPE	Polea motor	1
7	R-19845-00330-MPE	Soporte motriz	1
8	SKF-22205 E	Rodamiento de rodillos a rótulas	2
9	SEEGER E-25	Circlip DIN 471	2



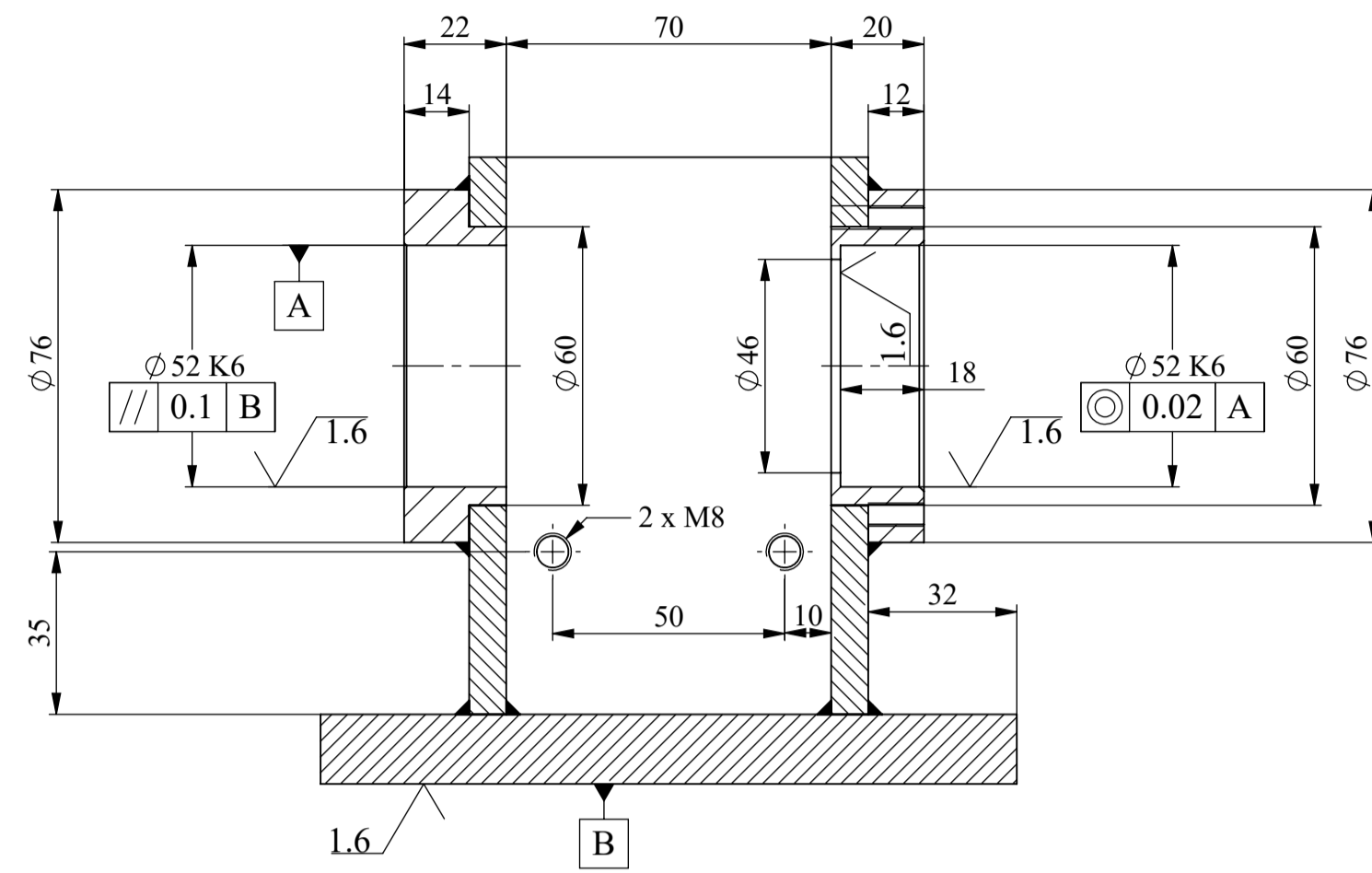
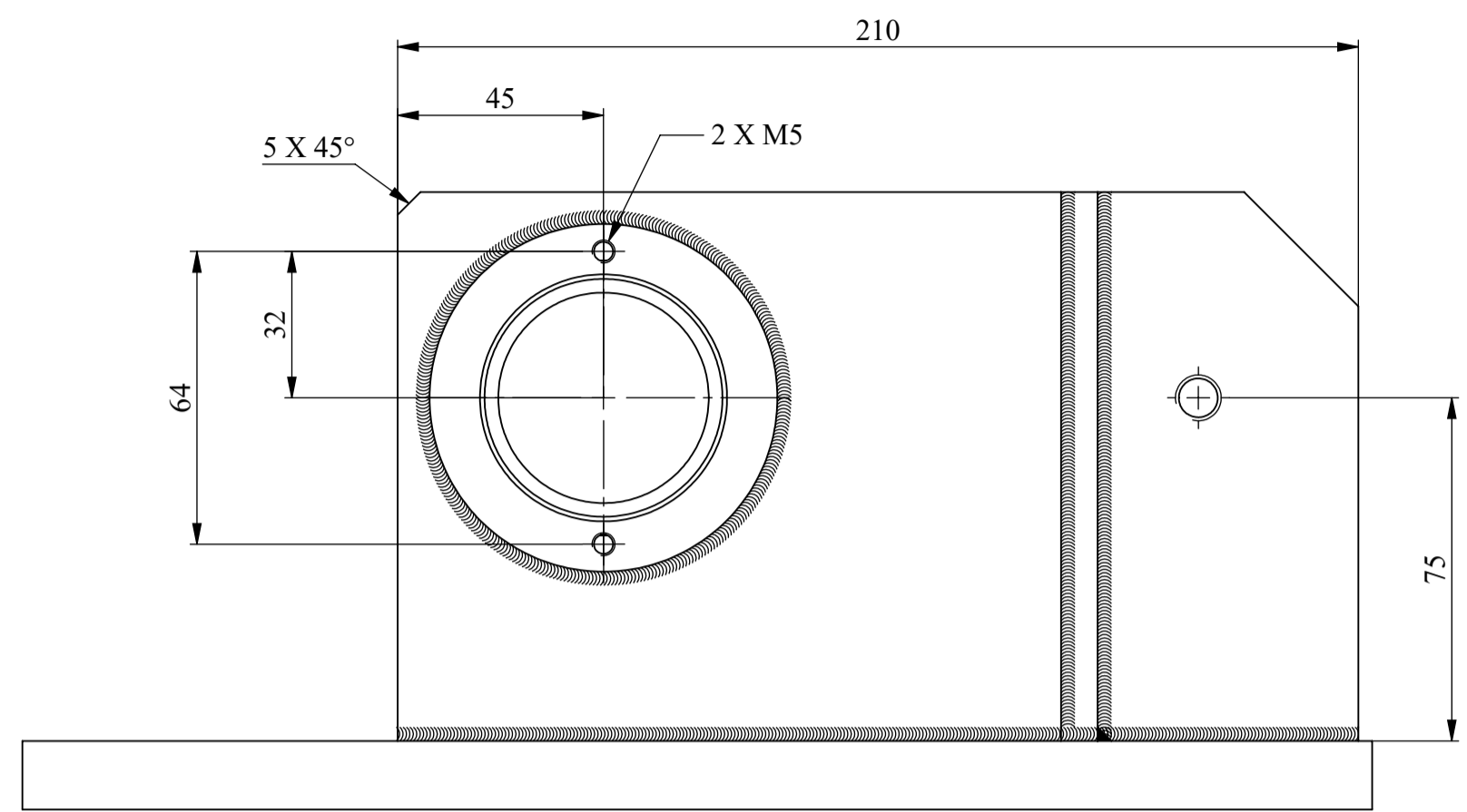
B-B
ESCALA: (1 : 1)

EXCEPT OTHER INDICATION		General tolerances to be respected:		Modifications		Reference Number	
ISO 2768	m & k	Mod	Date	By		Mass (Kg):	11.67
Welding	ISO 5802						
Sheet Metal	ISO 1482						
Thread	ISO 2855						
Surface texture	ISO 1302						
Welding Symbols	ISO 2553						
CAUTION:		Associated BOM		Reference Number		Drawing Number	
All dimensions are in millimeters and projected view in ISO style.							
MICHELIN							
Toute copie imprimée de ce document n'est pas gérée							
Propriété exclusive de notre société. Reproduction							
ou utilisation interdite sans notre accord écrit.							
Any printed copy of this document is not managed							
Exclusive property of our company. Reproduction							
or prohibited use without our written agreement.							
		DTM Class : 2-01-06		DTE Class : 2-03		D3	
		Size : A1		Scale : 1:1		Units : mm	
						SolidWorks 2020	
						Sheet : 1/1	

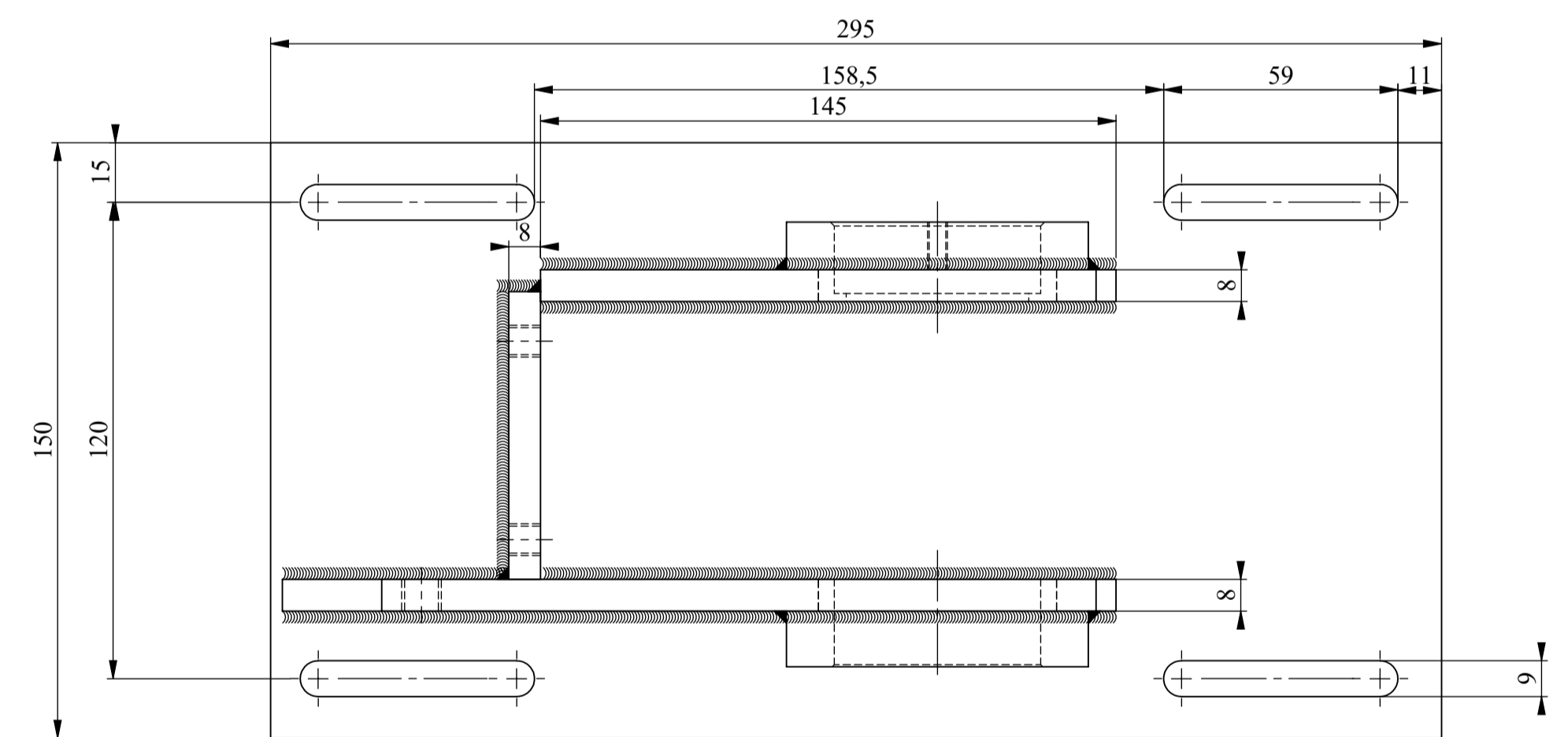
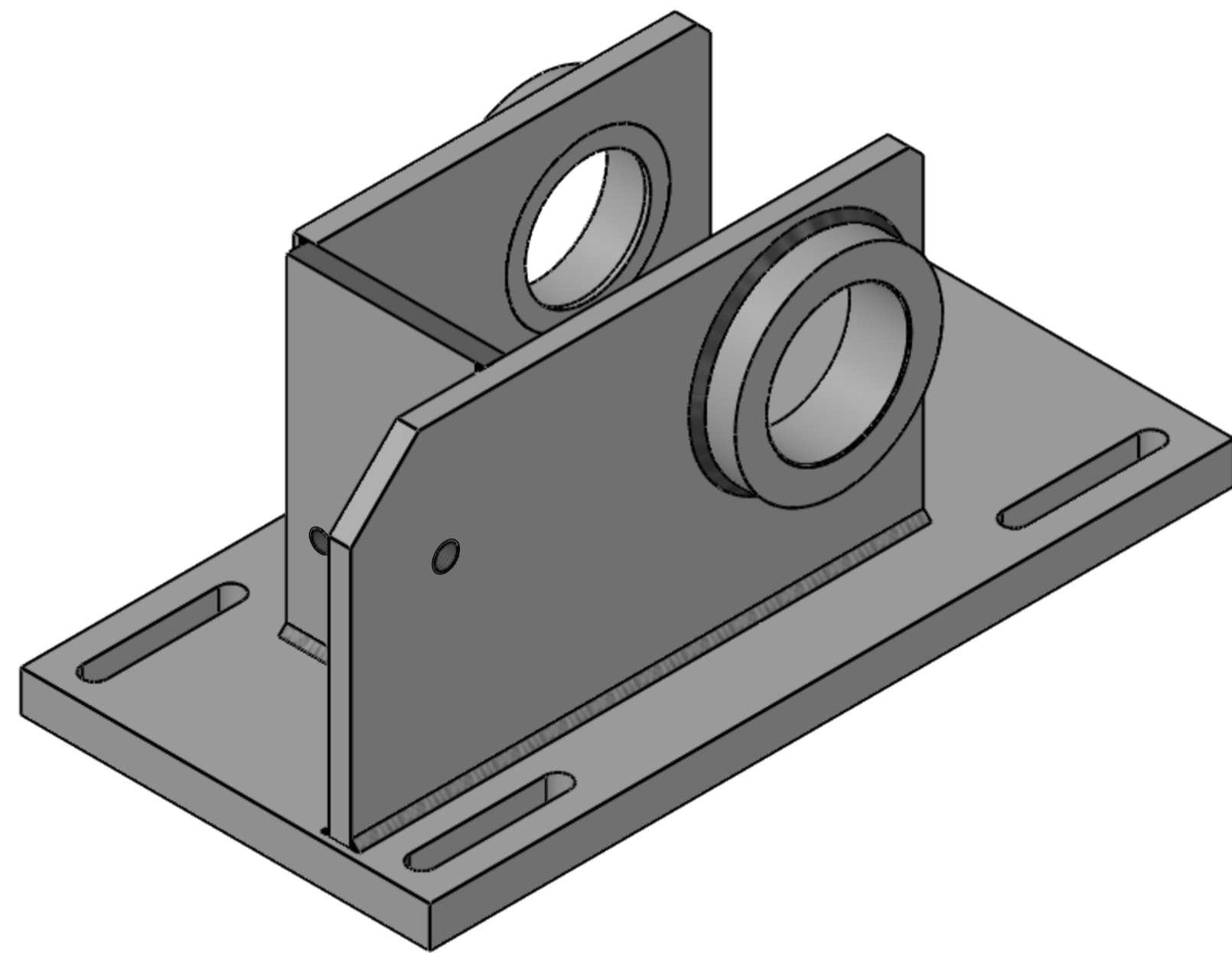
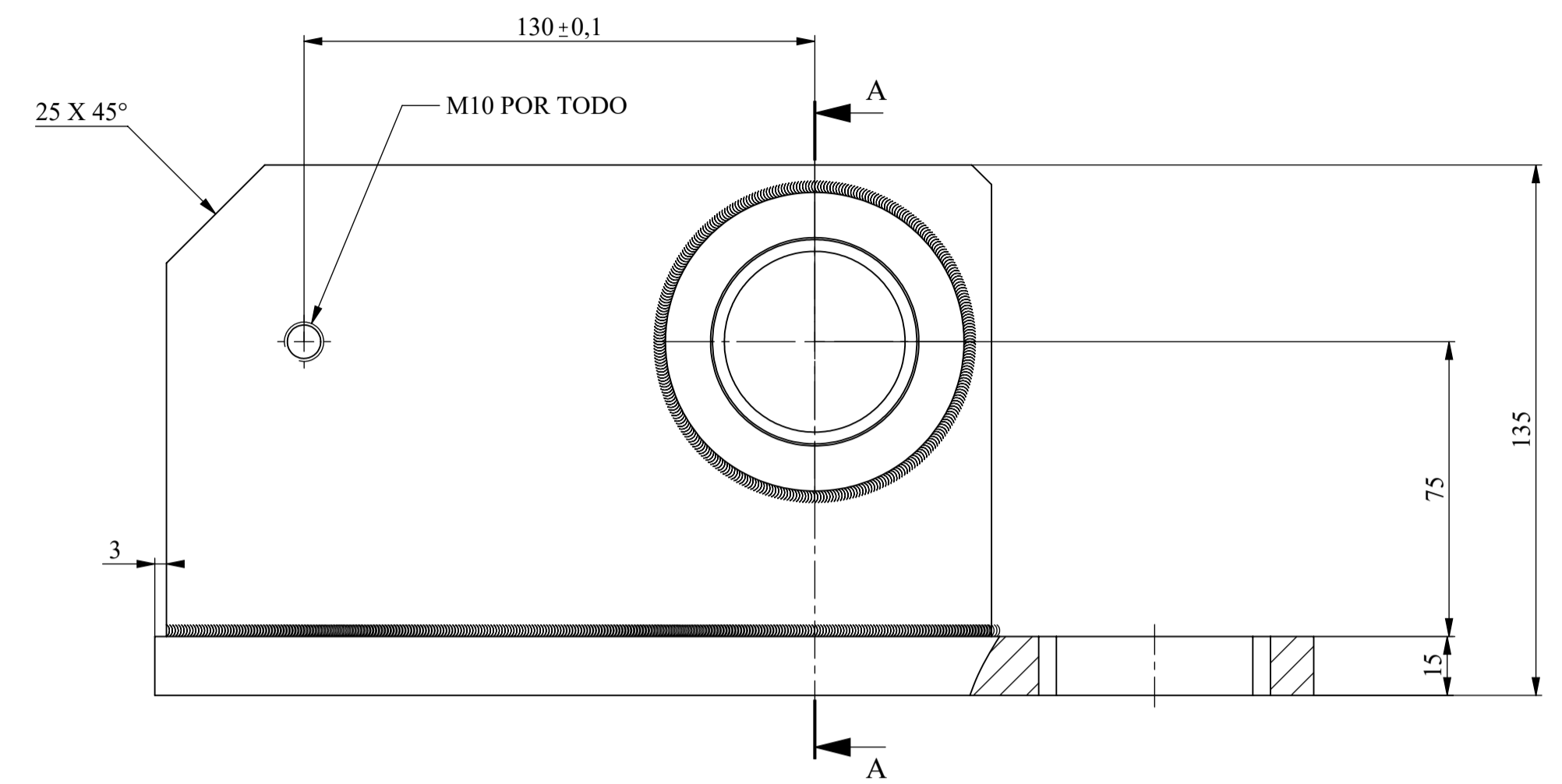
Conjunto polea motriz
19845-00328-MPE

Rev: -

10 MOD: 12663-00297-051 Rev: -



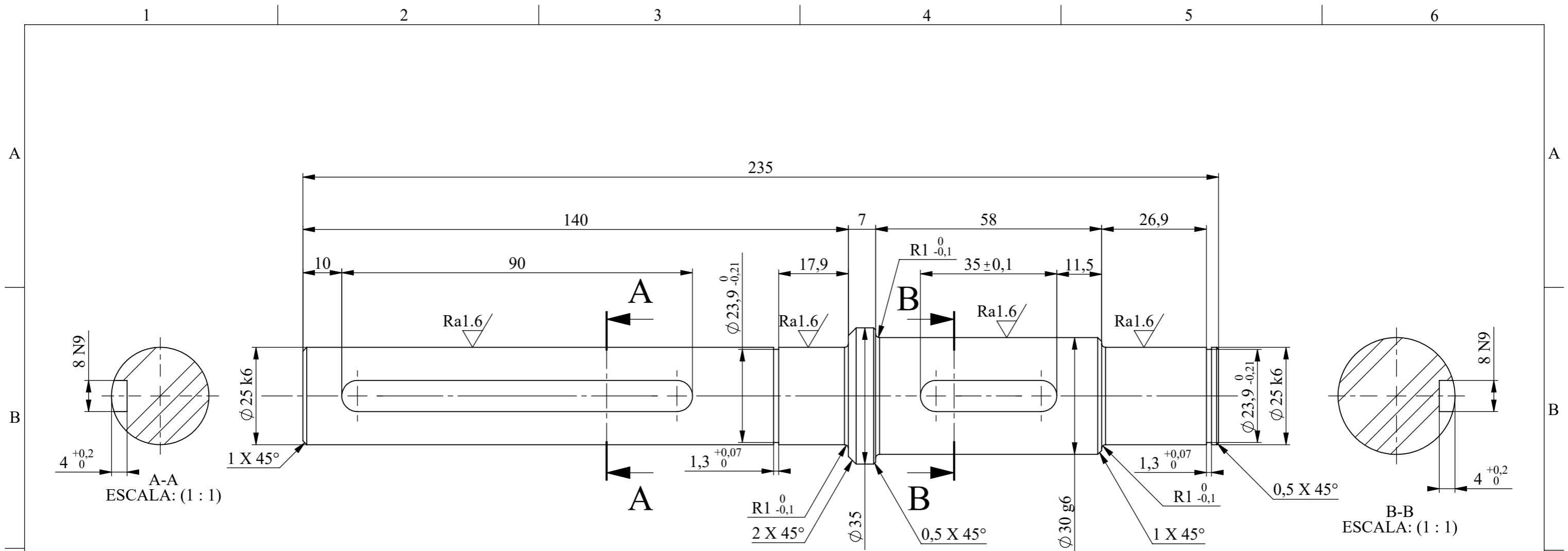
A-A
ESCALA: (2 : 3)



Unión de piezas por soldadura 3mm

Material :	Acero C45 E (F-114)
Heat treatment :	Everywhere
Protection of surf :	Pintar RAL 9002 blanco gris

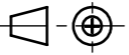
<small>EXCEPT OTHER INDICATION</small> General tolerances to be respected : ISO 2768 : m & k Welding : 1 : 1 Sheet Metal : 1 : 1 Mold : ISO 1802 Surface texture : ISO 1302 Welding Symbols : ISO 2553	WA +10	15/06/2021	Creation du document	
	Mod	Date	By	Modifications
MICHELIN <small>Toute copie imprimée de ce document n'est pas gérée Propriété exclusive de notre société. Reproduction ou utilisation interdite sans notre accord écrit. Any printed copy of this document is not managed Exclusive property of our company. Reproduction or prohibited use without our written agreement.</small>	Reference Number			Mass (Kg) : 8443.8076
	19845-00330-MPE			Rev : -
DTM Class : 2-01-07		DTE Class : ...		D3
Size : A1	Scale : 2:3	Units : mm	SolidWorks 2020	Sheet : 1/1



$\sqrt{Ra\ 3.2}$
 Unless Otherwise Indicated

Material :
42 CrMo4 (F-1252)

Heat treatment :
 Templado por inducción
 Protection of surf :

EXEPT OTHER INDICATION		WA +10		16/06/2021		Creacion del documento	
General tolerances to be respected :		Mod	Date	By	Modifications		
ISO 2768 : m & k							
Welding : v							
Sheet Metal : v							
Mould : ISO 8062							
Surface texture : ISO 1302							
Welding Symbols : ISO 2553							
 CAUTION : All dimensions are in millimeters and projected view in ISO std		Reference Number				Mass (g) :	
						991.48	
		Eje polea motriz				Rev :	
		19845-00331-MPE				Drawing Number	
		DTM Class : 2-01-07		DTE Class : ...		D3	
		Size : A3		Scale : 1:1		Units : mm	
				SolidWorks 2020		Sheet : 1/1	

Material :

Acero C45 E (F-114)

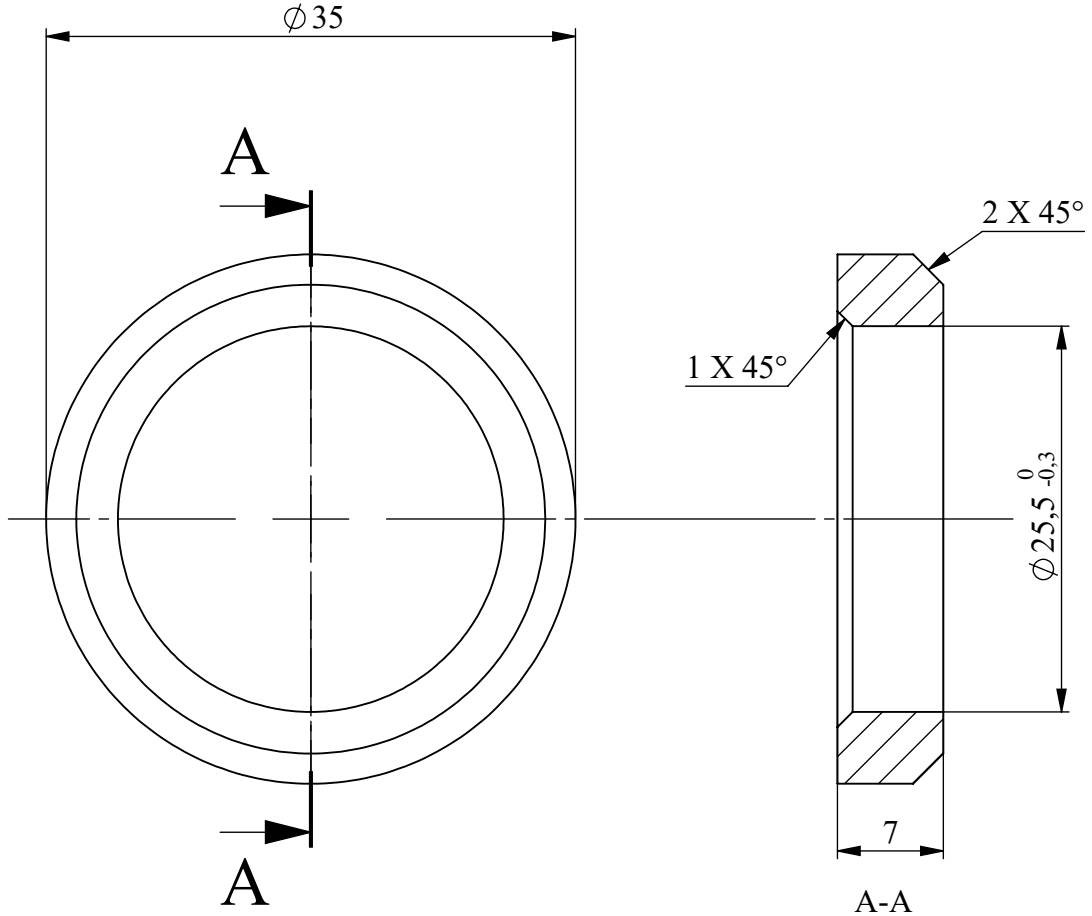
Heat treatment :

Everywhere

Protection of surf : PAVONADO

√ Ra 3.2
Unless Otherwise Indicated

A



A

B

EXEPT OTHER INDICATION							
General tolerances to be respected : ISO 2768 : m & k Welding : v Sheet Metal : v Mould : ISO 8062 Surface texture : ISO 1302 Welding Symbols : ISO 2553	WA +10	-	15/06/2021	-	Creación del documento		
		Mod	Date	By	Modifications		
		Reference Number				Mass (g) : 22.68	
 CAUTION : All dimensions are in millimeters and projected view in ISO std		Distanciador					
MICHELIN Toute copie imprimée de ce document n'est pas gérée Propriété exclusive de notre société. Reproduction ou utilisation interdite sans notre accord écrit. Exclusive property of our company. Reproduction or prohibited use without our written agreement.		19845-00332-MPE				Rev : -	
		Drawing Number					
		DTM Class : 2-01-07		DTE Class : ...		D3	
Size : A4		Scale : 2:1		Units : mm		SolidWorks 2020	

B

1

2

3

4

5

6

A

B

C

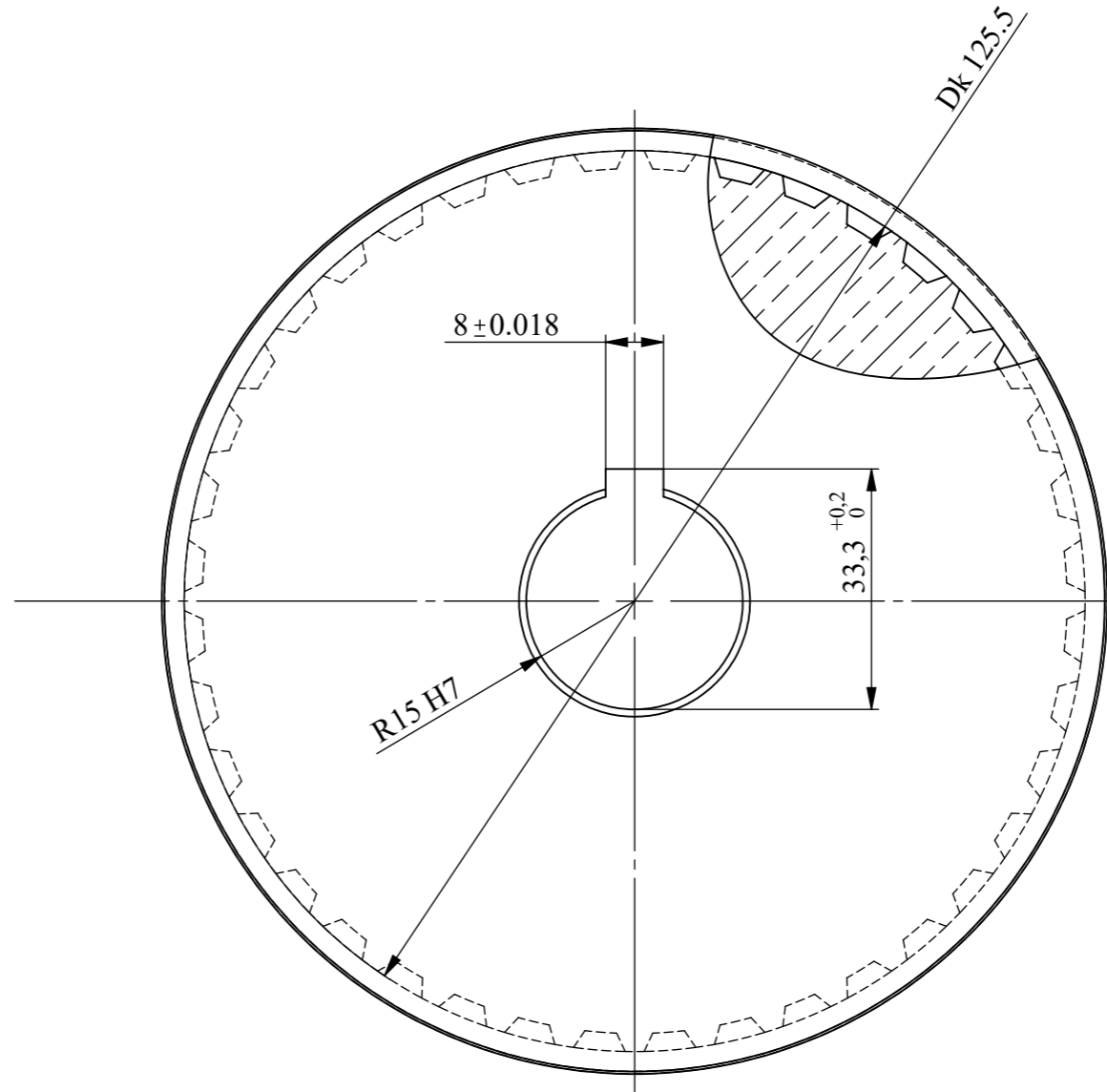
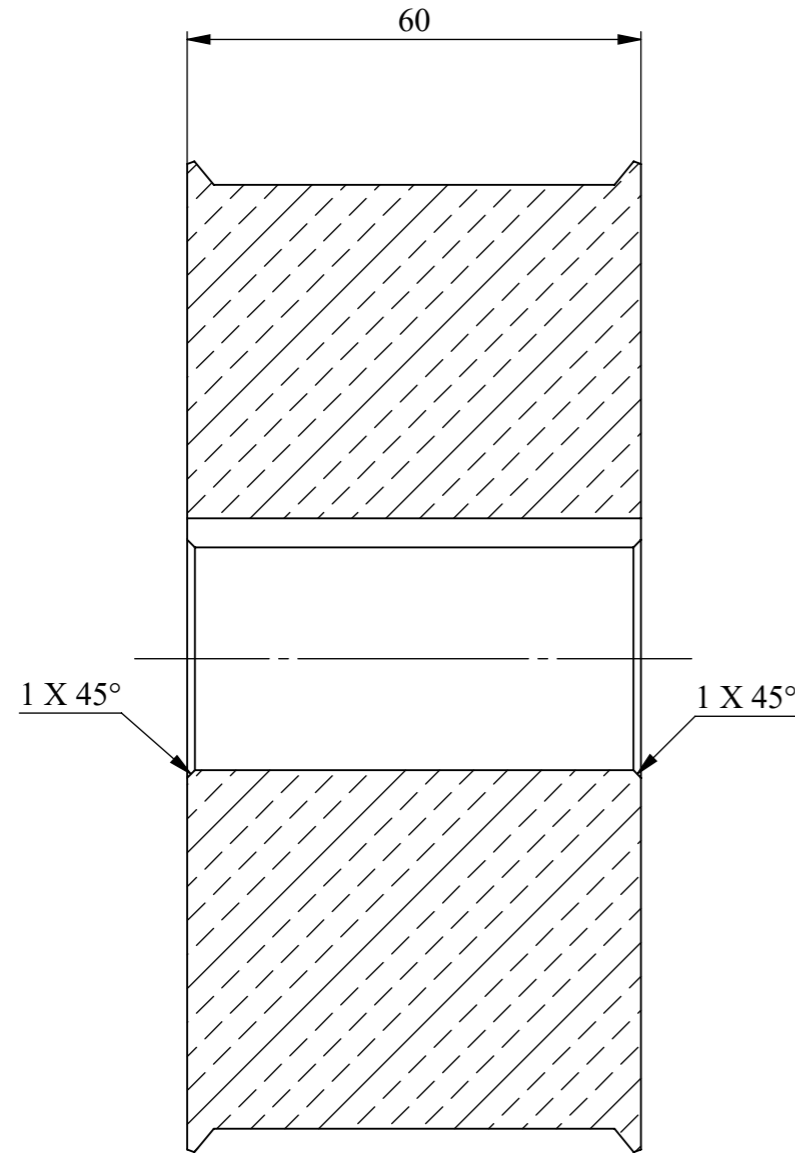
D

A

B

C

D



Polea STD. ATL10 40 dientes, ancho 60 mm. Dk 125,5
Proveedor: BINDER MAGNETIC

Ra0.2
 ✓ Sauf indic.

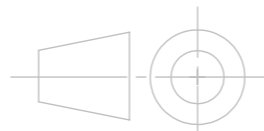
Matiere :
Material <sin especificar>

Traitement de surf :
 Everywhere
 Protection de surf :

SAUF INDICATIONS
 Tol generales a respecter:

ISO 2768 : 1 & 2
 Tol Generales : m & K
 Soudure : v
 Tolerie : v

Moules : ISO8062
 Etat de surface : ISO1302
 Symbole Soudure : AWS2.4



ATTENTION :
Toutes les dimensions sont en mm
et les vues en projection ISO

-	15/06/2021	-	Document creation	
Indice	Date	Par	Modifications	
				Masse (Gr) : 2017.16
			Identifiant utilisateur	
			Polea dentada STD ATL10	
			19845-00333-MPE	Indice : -
			Identifiant createur	
			Classe DTM : 2-01-07	Classe DTE : ... D3
			Format : A3	Ech : 1:1 Unite : mm SolidWorks 2020
				Folio : 1/1

1

2

3

4

5

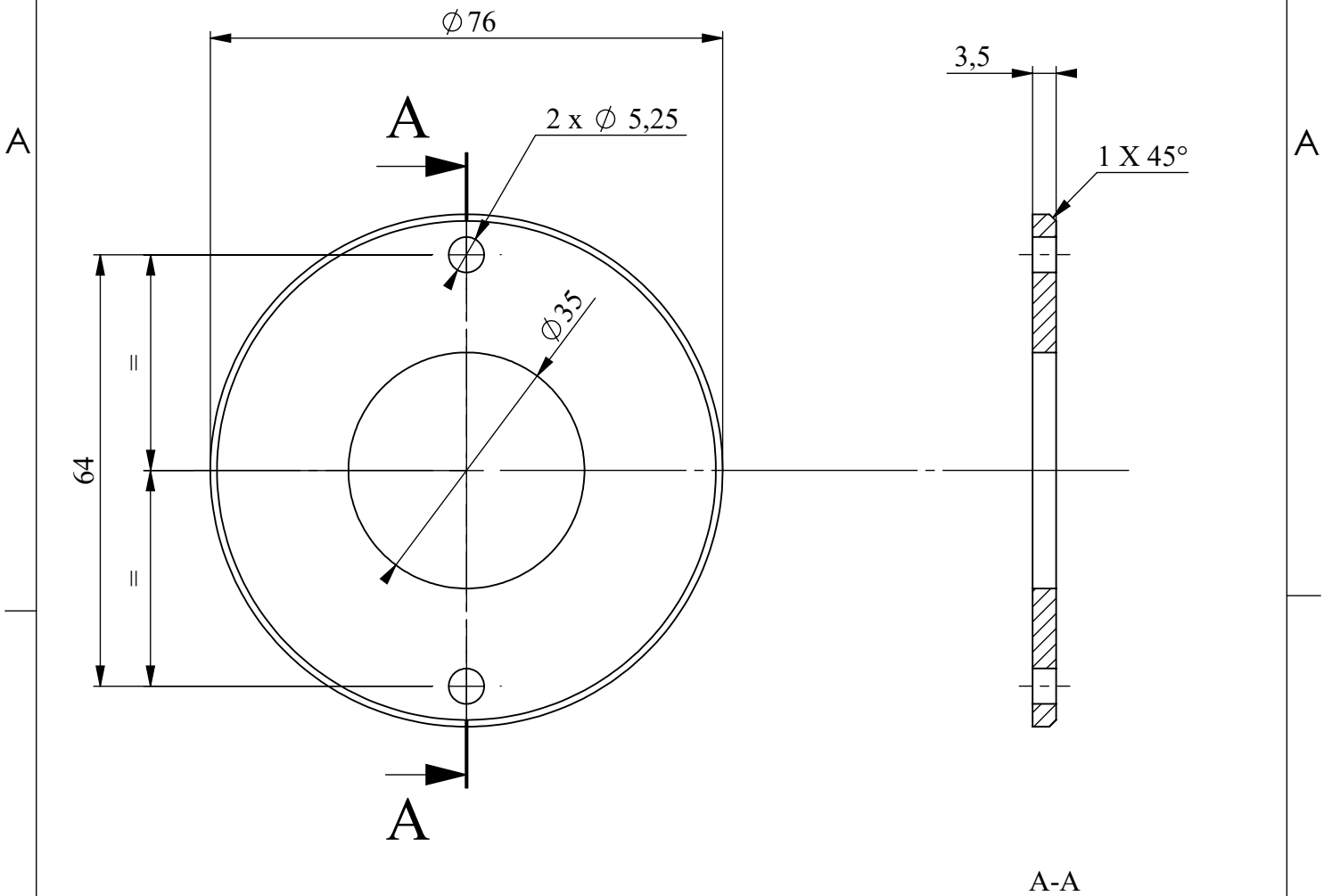
6

Material :
Acero C45 E (F-114)

Heat treatment :
Everywhere

Protection of surf : PAVONADO

√ Ra 3.2
Unless Otherwise Indicated



EXEPT OTHER INDICATION

General tolerances to be respected :
ISO 2768 : m & k
Welding : v
Sheet Metal : v
Mould : ISO 8062
Surface texture : ISO 1302
Welding Symbols : ISO 2553

WA +10	-	15/06/2021	-	Creation du document
	Mod	Date	By	Modifications

CAUTION :
All dimensions are in millimeters
and projected view in ISO std

Reference Number	Mass (g) : 95.8419
------------------	-----------------------

Arandela de cierre

MICHELIN

Toute copie imprimée de ce document n'est pas gérée
Propriété exclusive de notre société. Reproduction
ou utilisation interdite sans notre accord écrit.
Any printed copy of this document is not managed
Exclusive property of our company. Reproduction
or prohibited use without our written agreement.

19845-00334-MPE

Rev :
-

Drawing Number

DTM Class : 2-01-07	DTE Class : ...	D3	Sheet : 1/1
Size : A4	Scale : 1:1	Units : mm	SolidWorks 2020

1

2

3

4

Matiere :

E295 (St50.2)

Traitement de surf :

Protection de surf :

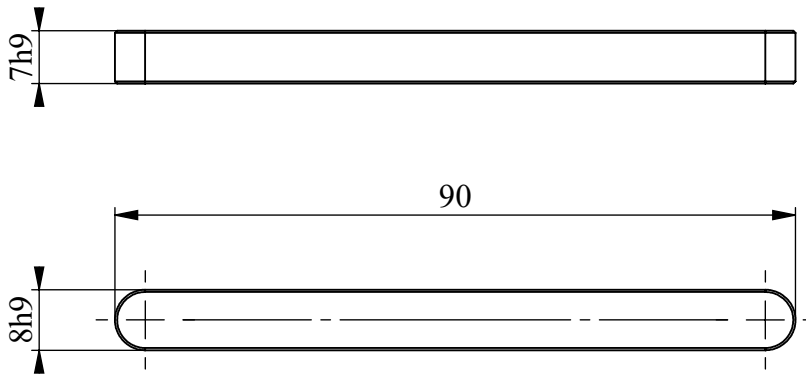
Ra 0.2



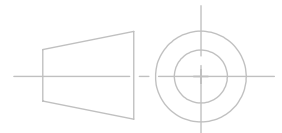
Sauf indic.

Chaflan 0.3 mm

A



A

SAUF INDICATIONS
Tol generales a respecter:ISO 2768 : 1 & 2
Tol Generales : m & K
Soudure : v
Tolerie : vMoules : ISO8062
Etat de surface : ISO1302
Symbole Soudure : AWS2.4ATTENTION :
Toutes les dimensions sont en mm
et les vues en projection ISO

B

-	15/06/2021		Document creation	
Indice	Date	Par	Modifications	
			Identifiant utilisateur	Masse (Gr) : 38.56
			Chaveta 8x7x90 long.	
MANUFACTURE FRANCAISE DES PNEUMATIQUES MICHELIN CLERMONT-FERRAND This document, and its contents, is the exclusive property of the above said entity. Reproduction, communication or use, without the exclusive written permission of the above said entity, is prohibited. Propriete exclusive de notre societe. Reproduction, communication ou utilisation interdite sans notre accord ecrit			19845-00336-MPE	
			Identifiant createur	
Classe DTM : 2-01-07		Classe DTE : ...		D3
Format : A4		Ech : 1:1	Unite : mm	SolidWorks 2020
				Folio : 1/1

B

1

2

3


4

MOD : 12663-00313-GS1 Rev : -

Matiere : **E295 (St50.2)**

Traitement de surf :

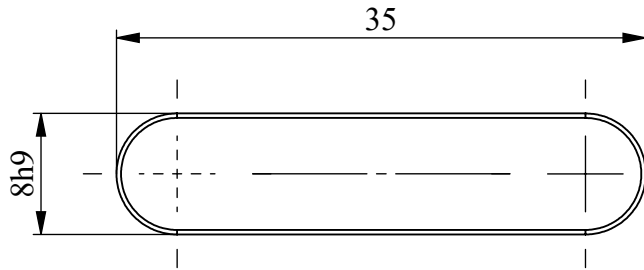
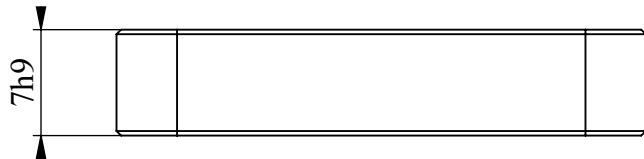
Protection de surf :

Ra0.2
 Sauf indic.

Chaflan 0.3 mm

A

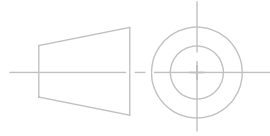
A



SAUF INDICATIONS
 Tol generales a respecter:

ISO 2768 : 1 & 2
 Tol Generales : m & K
 Soudure : v
 Tolerie : v

Moules : ISO8062
 Etat de surface : ISO1302
 Symbole Soudure : AWS2.4



ATTENTION :
 Toutes les dimensions sont en mm
 et les vues en projection ISO

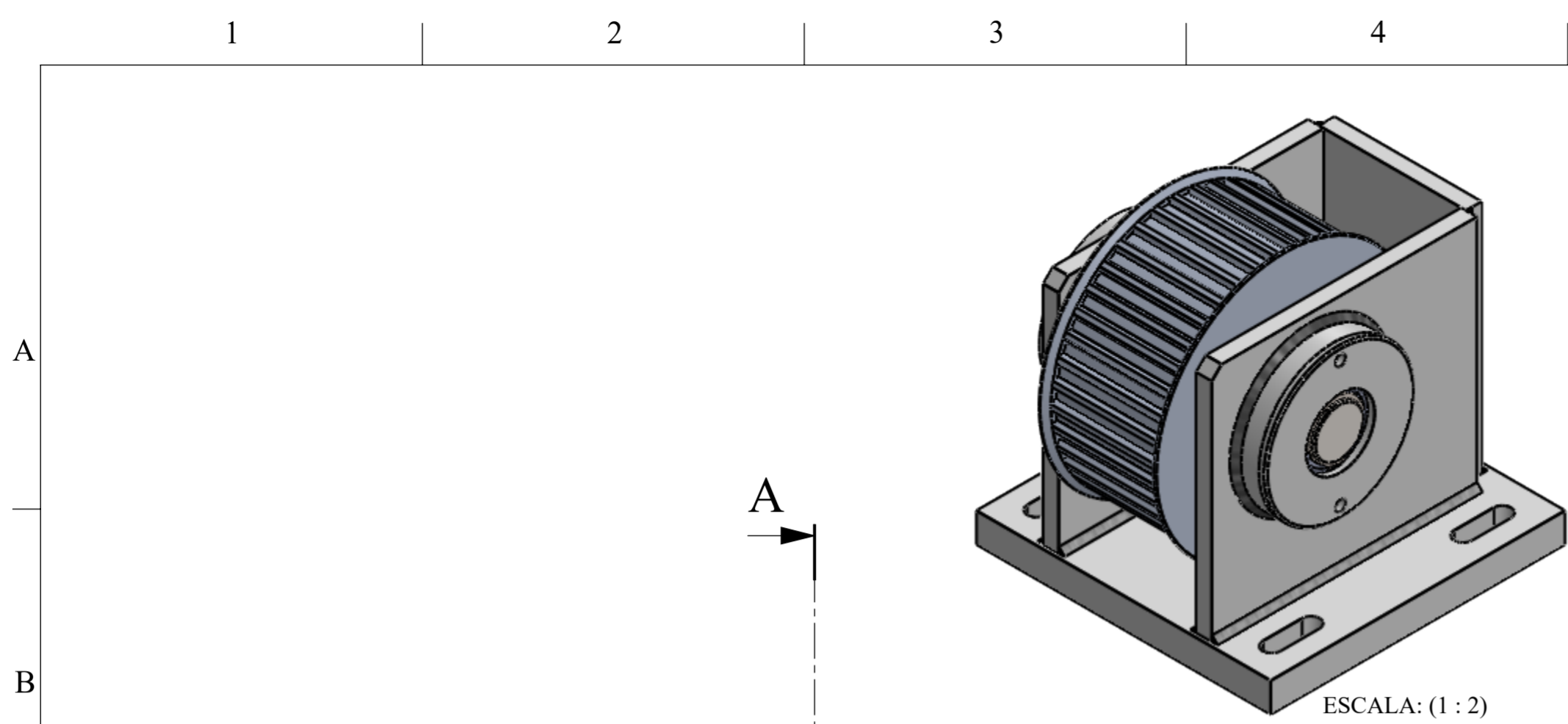
-	15/06/2021	-	Document creation
Indice	Date	Par	Modifications

B

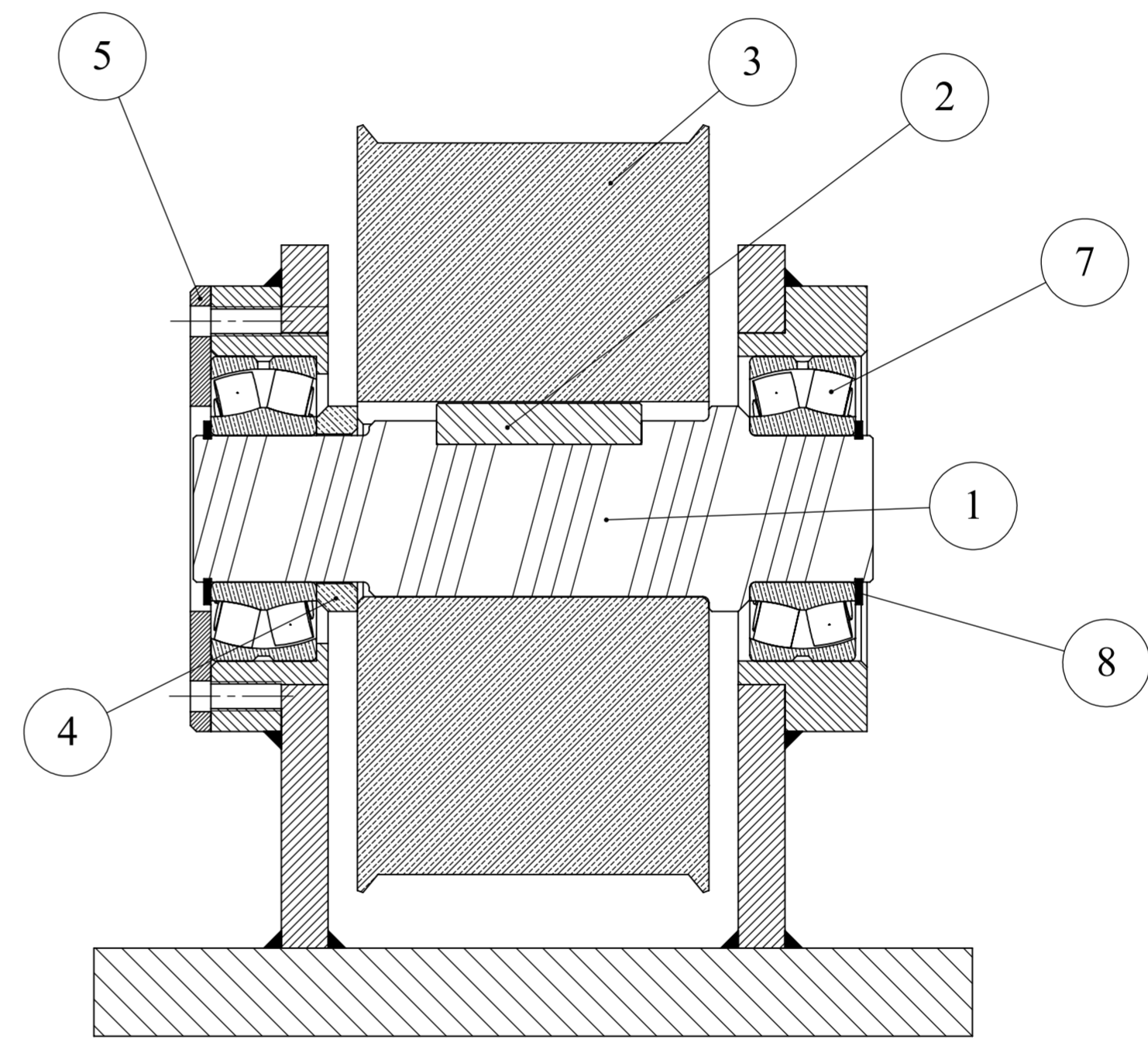
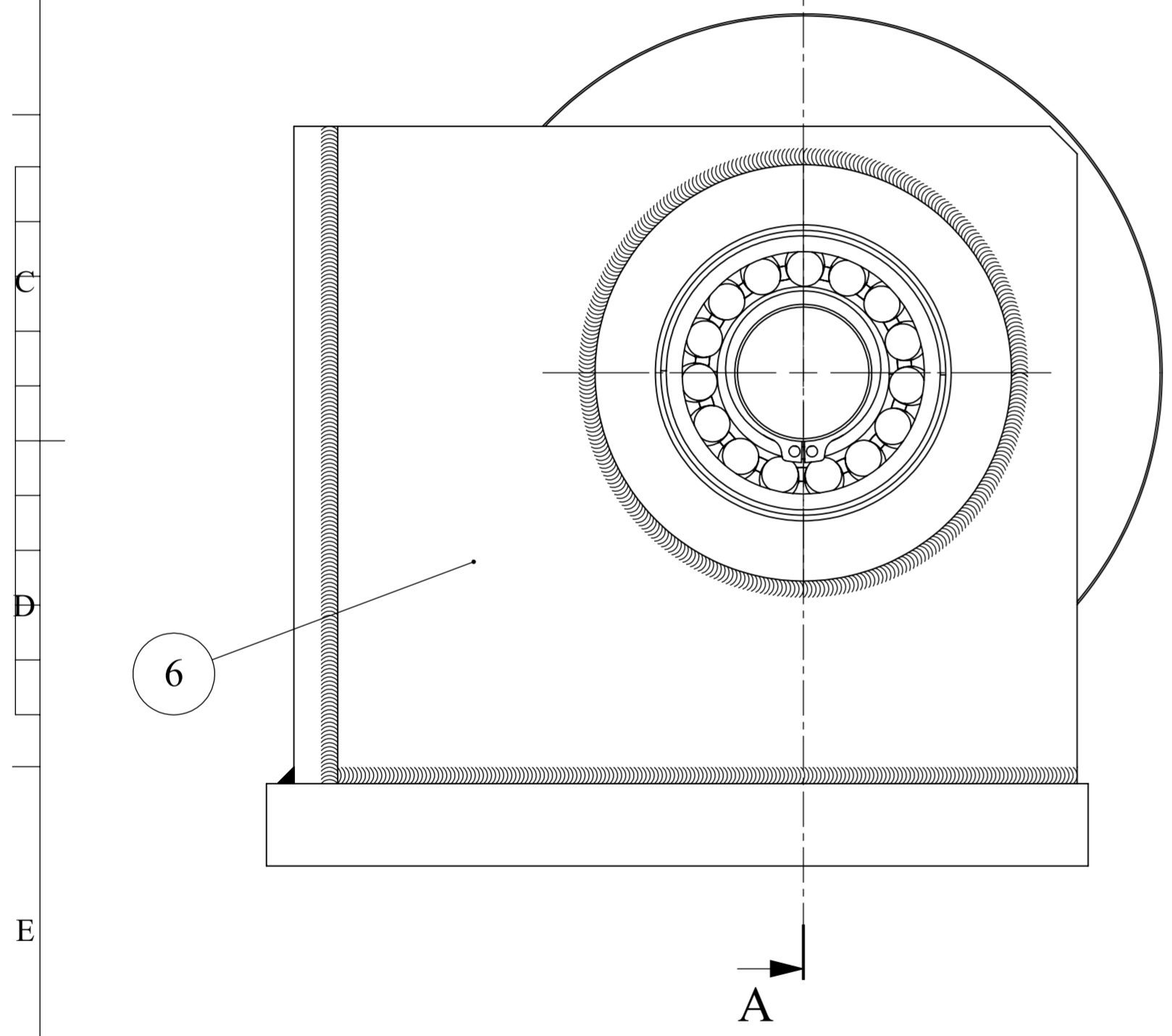
B

		Masse (Gr) : 14.54	
		Identifiant utilisateur	
Chaveta 8x7x35 long.			
MANUFACTURE FRANCAISE DES PNEUMATIQUES MICHELIN CLERMONT-FERRAND This document, and its contents, is the exclusive property of the above said entity. Reproduction, communication or use, without the exclusive written permission of the above said entity, is prohibited. Propriete exclusive de notre societe. Reproduction, communication ou utilisation interdite sans notre accord ecrit		19845-00337-MPE	
		Identifiant createur	
		Indice : -	

Classe DTM : 2-01-07	Classe DTE : ...	D3	Folio : 1/1
Format : A4	Ech : 2:1	Unite : mm	SolidWorks 2020



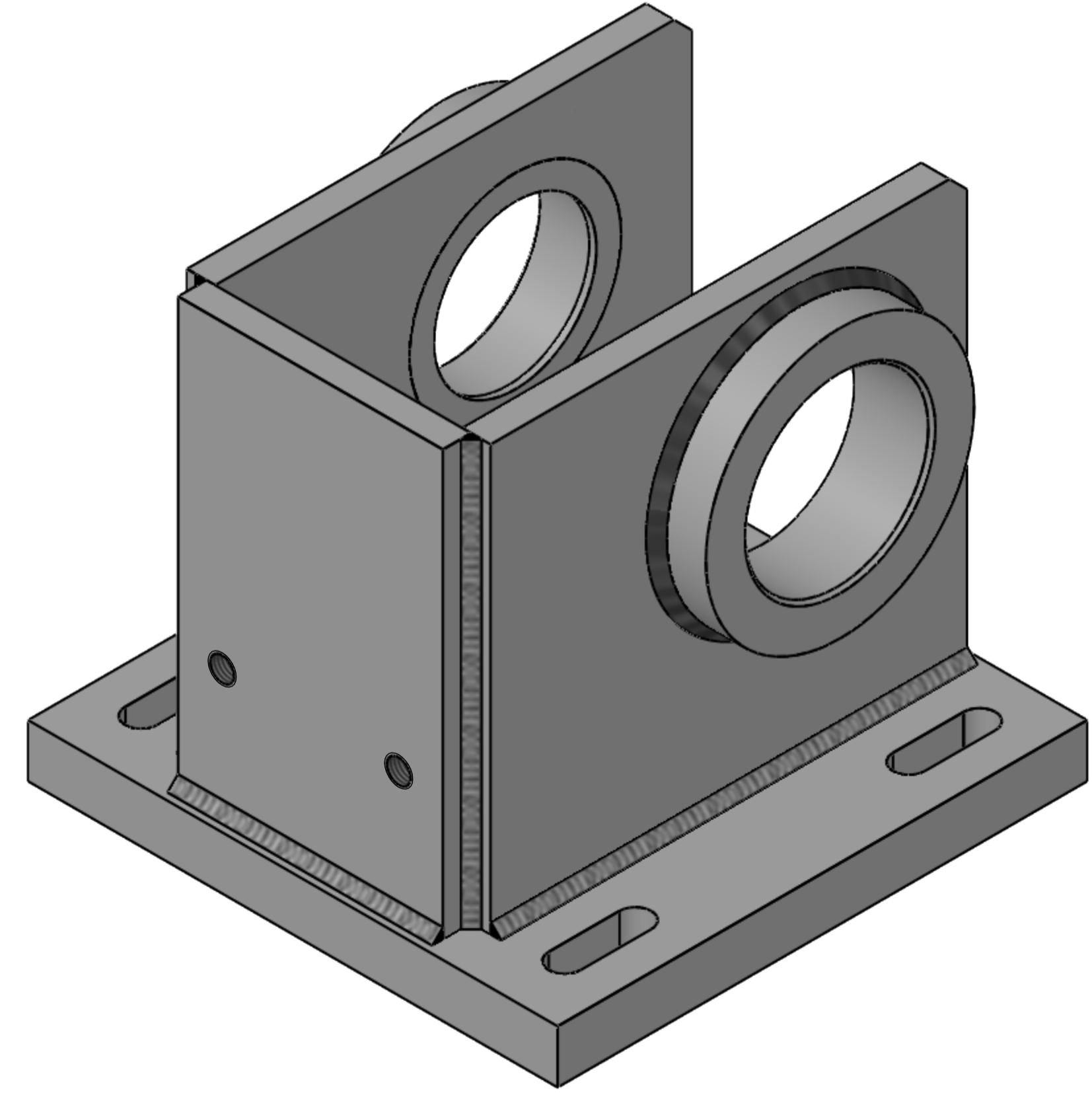
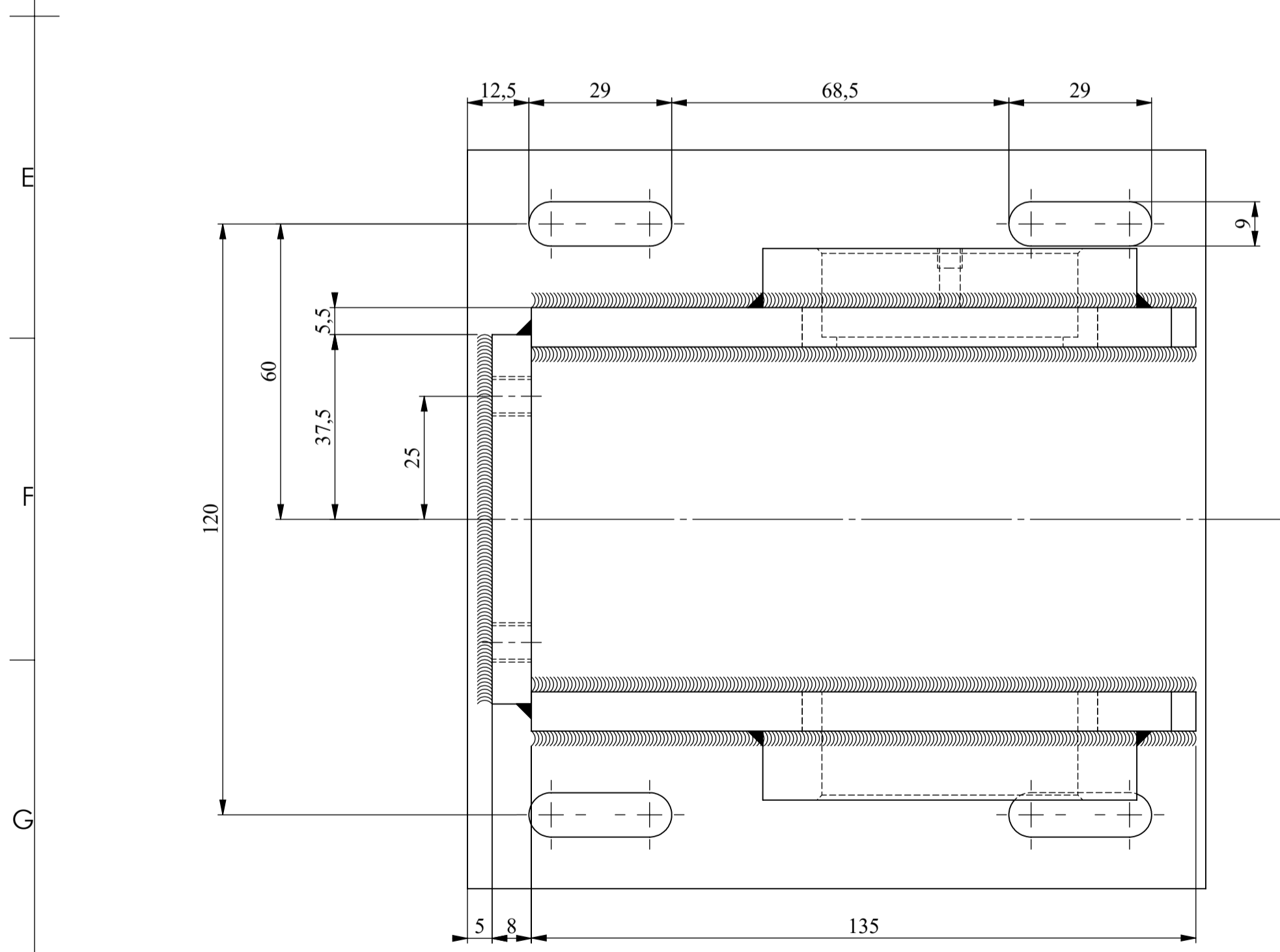
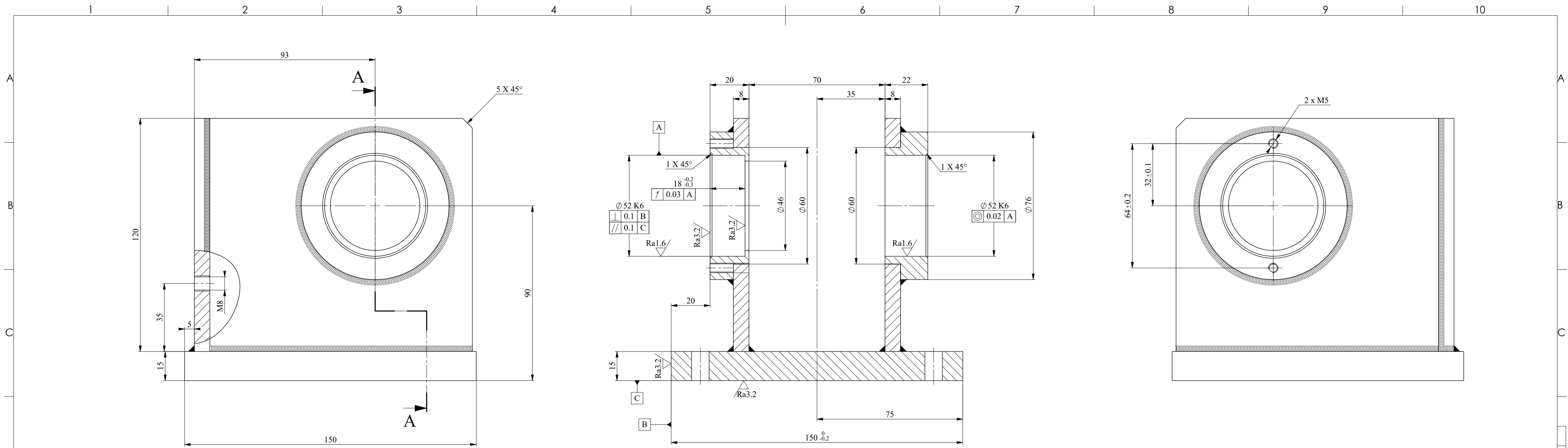
N.º DE ELEMENTO	REFERENCIA	DESCRIPCION	CANTIDAD
1	R-19845-00320-MPE	Arbol reenvío	1
2	R-19845-00324-MPE	Chaveta DIN 6885	1
3	R-19845-00322-MPE	Polea reenvío	1
4	R-19845-00321-MPE	Distanciador reenvío	1
5	R-19845-00323-MPE	Cierre rodamiento reenvío	1
6	R-19845-00319-MPE	Soporte reenvio	1
7	SKF-22205 E	Rodamiento de rodillos a rótulas	2
8	SEEGER E-25	Circlip DIN 471	2



A-A
ESCALA: (1 : 1)

EEXEPT OTHER INDICATION		WA +10		15/06/2021		Creación del documento	
General tolerances to be respected :		Mod	Date	By	Modifications		
ISO 2768 : m & k							
Welding : v							
Sheet Metal : v							
Mould : ISO 8062							
Surface texture : ISO 1302							
Welding Symbols : ISO 2553							
Associated BOM		Reference Number					
		8.171					
		Conjunto polea reenvio					
		19845-00317-MPE					
		Drawing Number					
		DTM Class : 2-01-06		DTE Class : 2-03		D3	
		Size : A2		Scale : 1:1		Units : mm	
		SolidWorks 2009		Sheet :		1/1	
		8 MOD : 12663-00299-GS1 Rev : -					

MICHELIN
 Toute copie imprimée de ce document n'est pas gérée
 Propriété exclusive de notre société. Reproduction
 ou utilisation interdite sans notre accord écrit.
 Any printed copy of this document is not managed
 Exclusive property of our company. Reproduction
 or prohibited use without our written agreement.



Material :
Acero C45 E (F-114)

Heat treatment :
 Everywhere

Protection of surf :
 Pintar RAL 9002 blanco gris

Unión de piezas por soldadura 3mm

EXCEPT OTHER INDICATION		WA +10		15/06/2021		Creation du document	
General tolerances to be respected:		Mod	Date	By	Modifications		
ISO 2768	: m & k						
Welding	: 1						
Sheet Metal	: 1						
Model	: ISO 802						
Surface texture	: ISO 1302						
Welding Symbols	: ISO 2553						
CAUTION:		Reference Number					
All dimensions are in millimeters and projected view in ISO style.		5404.9787					
MICHELIN Toute copie imprimée de ce document n'est pas gérée Propriété exclusive de notre société. Reproduction ou utilisation interdite sans notre accord écrit. Any printed copy of this document is not managed Exclusive property of our company. Reproduction or prohibited use without our written agreement.		Soporte polea reenvio Drawing Number					
DTM Class : 2-01-07		DTE Class : ...		D3		Sheet :	
Size : A1		Scale : 1:1		Units : mm		SolidWorks 2020	
						1/1	

Material :

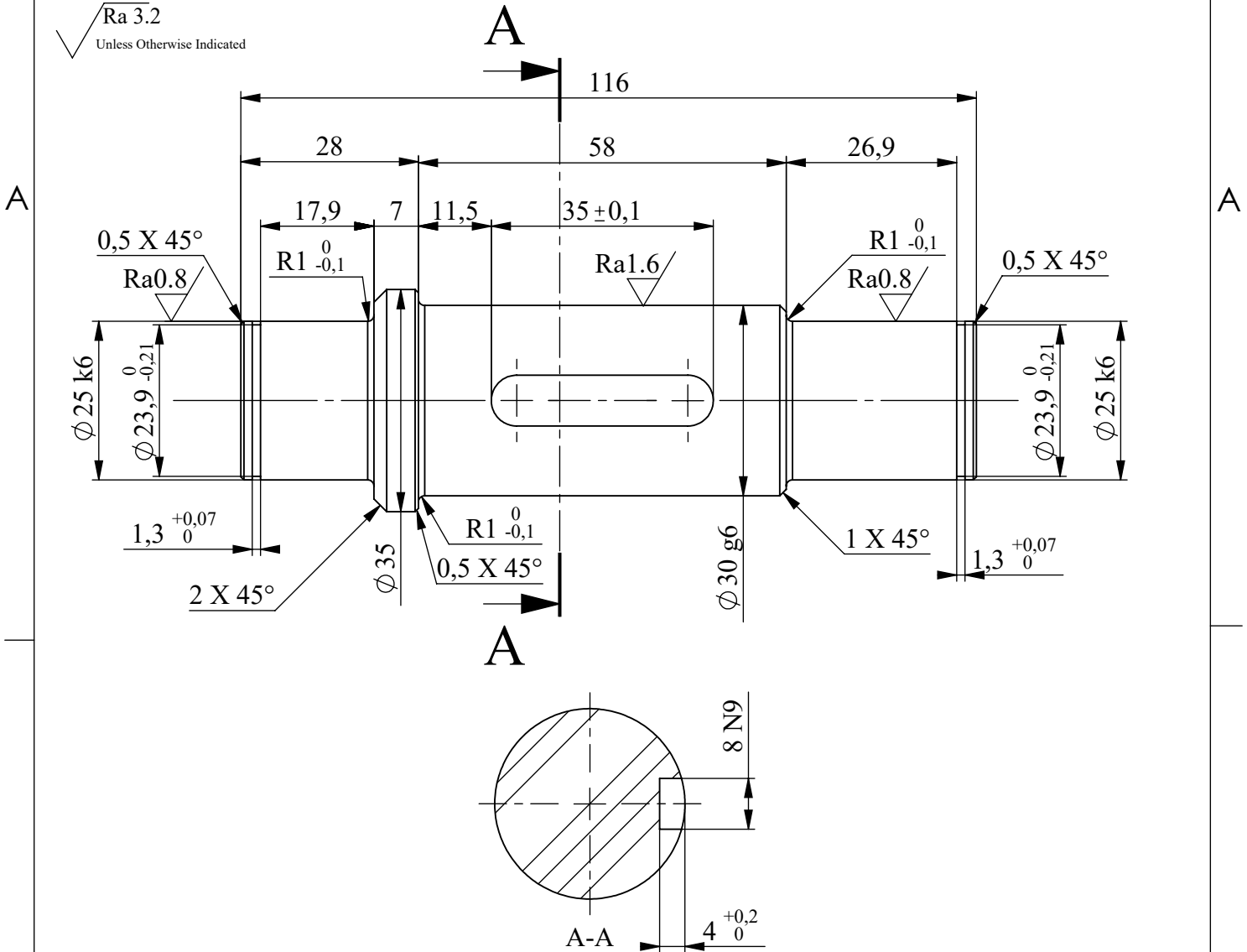
42 CrMo4 (F-1252)

Heat treatment :

Templado por inducción

Protection of surf :

√ Ra 3.2
Unless Otherwise Indicated



EXEPT OTHER INDICATION

General tolerances to be respected :
ISO 2768 : m & k
Welding : v
Sheet Metal : v
Mould : ISO 8062
Surface texture : ISO 1302
Welding Symbols : ISO 2553

WA +10

15/06/2021

-

Creación del documento

Mod

Date

By

Modifications

Mass (g) :

556.94

Reference Number

Eje polea reenvio

CAUTION :
All dimensions are in millimeters
and projected view in ISO std

MICHELIN

Toute copie imprimée de ce document n'est pas gérée
Propriété exclusive de notre société. Reproduction
ou utilisation interdite sans notre accord écrit.
Any printed copy of this document is not managed
Exclusive property of our company. Reproduction
or prohibited use without our written agreement.

19845-00320-MPE

Rev :

-

Drawing Number

DTM Class : 2-01-07

DTE Class : ...

D3

Sheet :

1/1

Size : A4

Scale : 1:1

Units : mm

SolidWorks 2020

Material :

Acero C45 E (F-114)

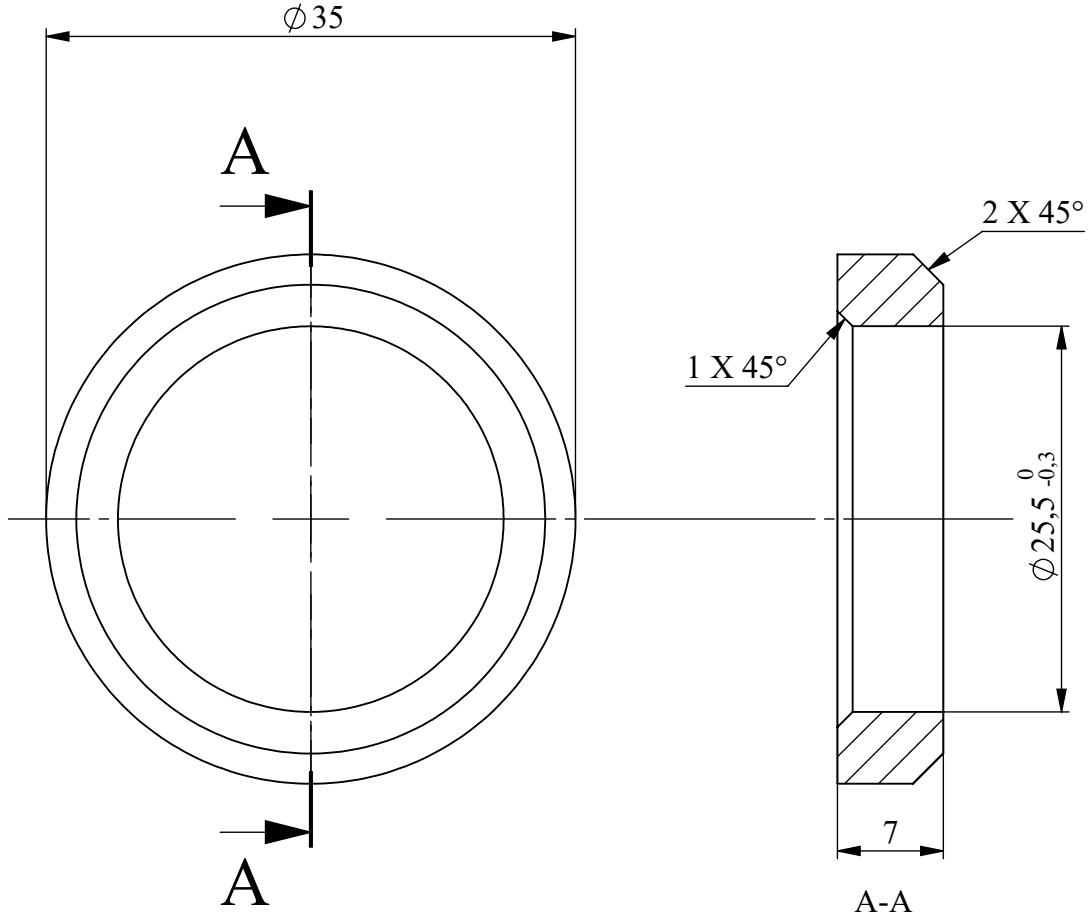
Heat treatment :

Everywhere

Protection of surf : PAVONADO

√ Ra 3.2
Unless Otherwise Indicated

A



A

EXEPT OTHER INDICATION

General tolerances to be respected :
 ISO 2768 : m & k
 Welding : v
 Sheet Metal : v
 Mould : ISO 8062
 Surface texture : ISO 1302
 Welding Symbols : ISO 2553

WA +10

-	15/06/2021	-
Mod	Date	By

Creación del documento

Modifications

Mass (g) :
22.68

Reference Number

Distanciador

CAUTION :
All dimensions are in millimeters
and projected view in ISO std

MICHELIN

Toute copie imprimée de ce document n'est pas gérée
 Propriété exclusive de notre société. Reproduction
 ou utilisation interdite sans notre accord écrit.
 Any printed copy of this document is not managed
 Exclusive property of our company. Reproduction
 or prohibited use without our written agreement.

19845-00321-MPE

Drawing Number

Rev :

-

DTM Class : 2-01-07

DTE Class : ...

D3

Sheet :

1/1

Size : A4

Scale : 2:1

Units : mm

SolidWorks 2020

1

2

3

4

MOD : 12663-00313-GS1 Rev : -

1

2

3

4

5

6

A

B

C

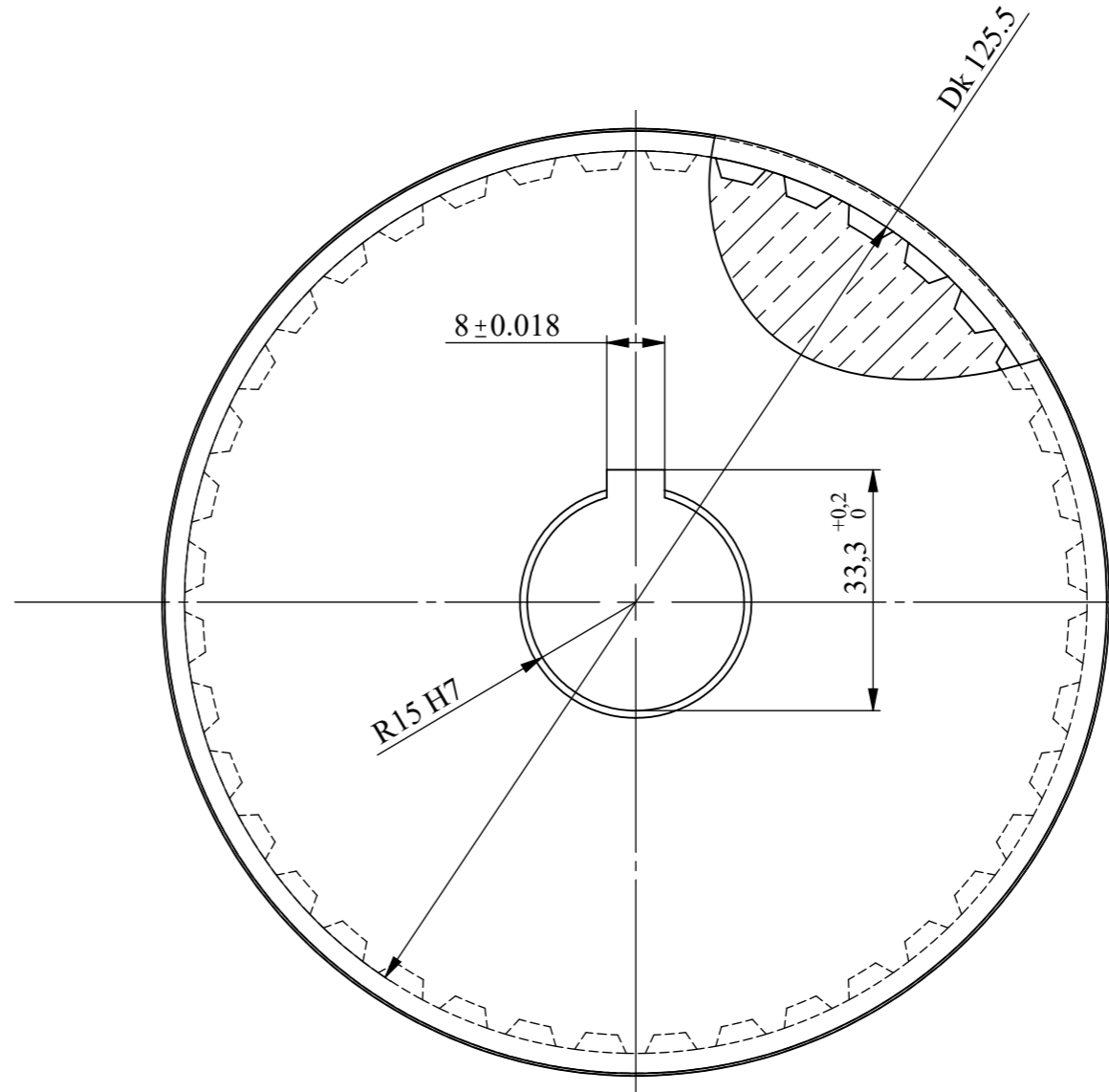
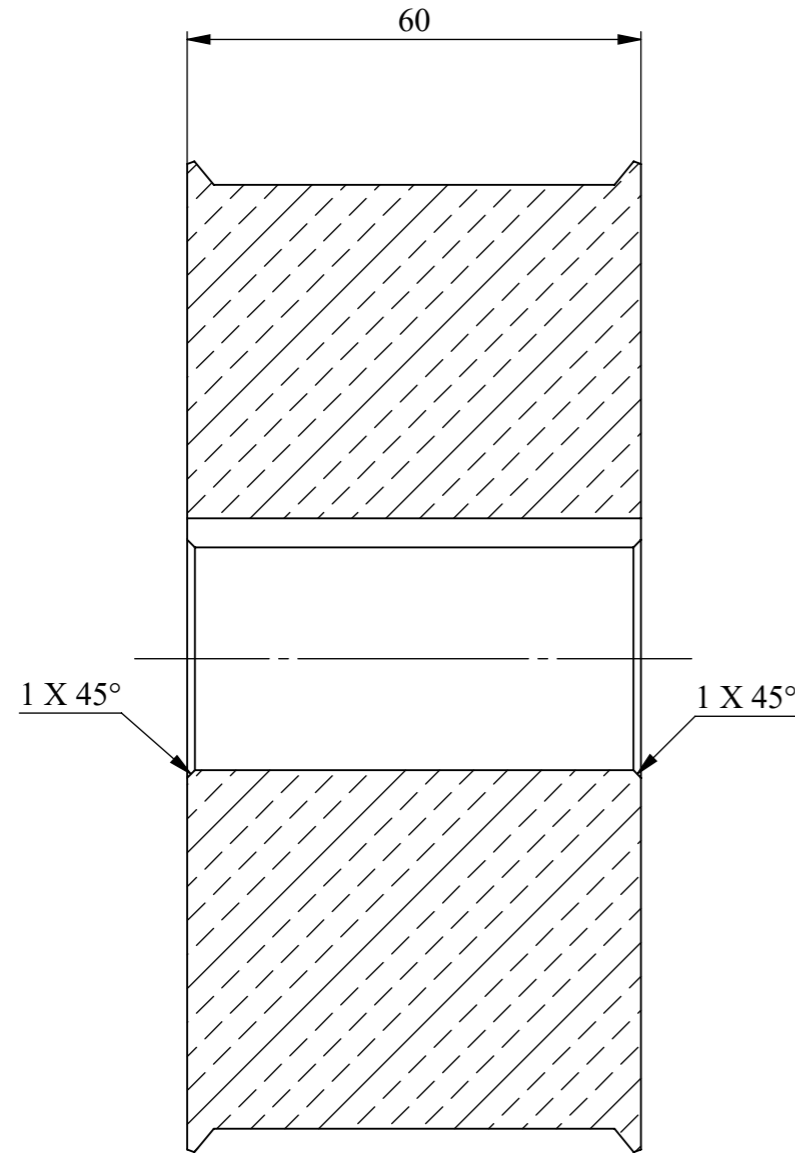
D

A

B

C

D



Polea STD. ATL10 40 dientes, ancho 60 mm. Dk 125,5
Proveedor: BINDER MAGNETIC

Ra0.2
 ✓ Sauf indic.

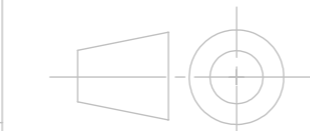
Matiere :
Material <sin especificar>

Traitement de surf :
 Everywhere
 Protection de surf :

SAUF INDICATIONS
 Tol generales a respecter:

ISO 2768 : 1 & 2
 Tol Generales : m & K
 Soudure : v
 Tolerie : v

Moules : ISO8062
 Etat de surface : ISO1302
 Symbole Soudure : AWS2.4



ATTENTION :
Toutes les dimensions sont en mm
et les vues en projection ISO

-	15/06/2021	-	Document creation	
Indice	Date	Par	Modifications	
			Identifiant utilisateur	
			Masse (Gr) : 2017.16	
			Polea dentada STD ATL10	
			Identifiant createur	
			19845-00322-MPE	
			Indice : -	
Classe DTM : 2-01-07		Classe DTE : ...		D3
Format : A3	Ech : 1:1	Unite : mm	SolidWorks 2020	Folio : 1/1

1

2

3

4

5

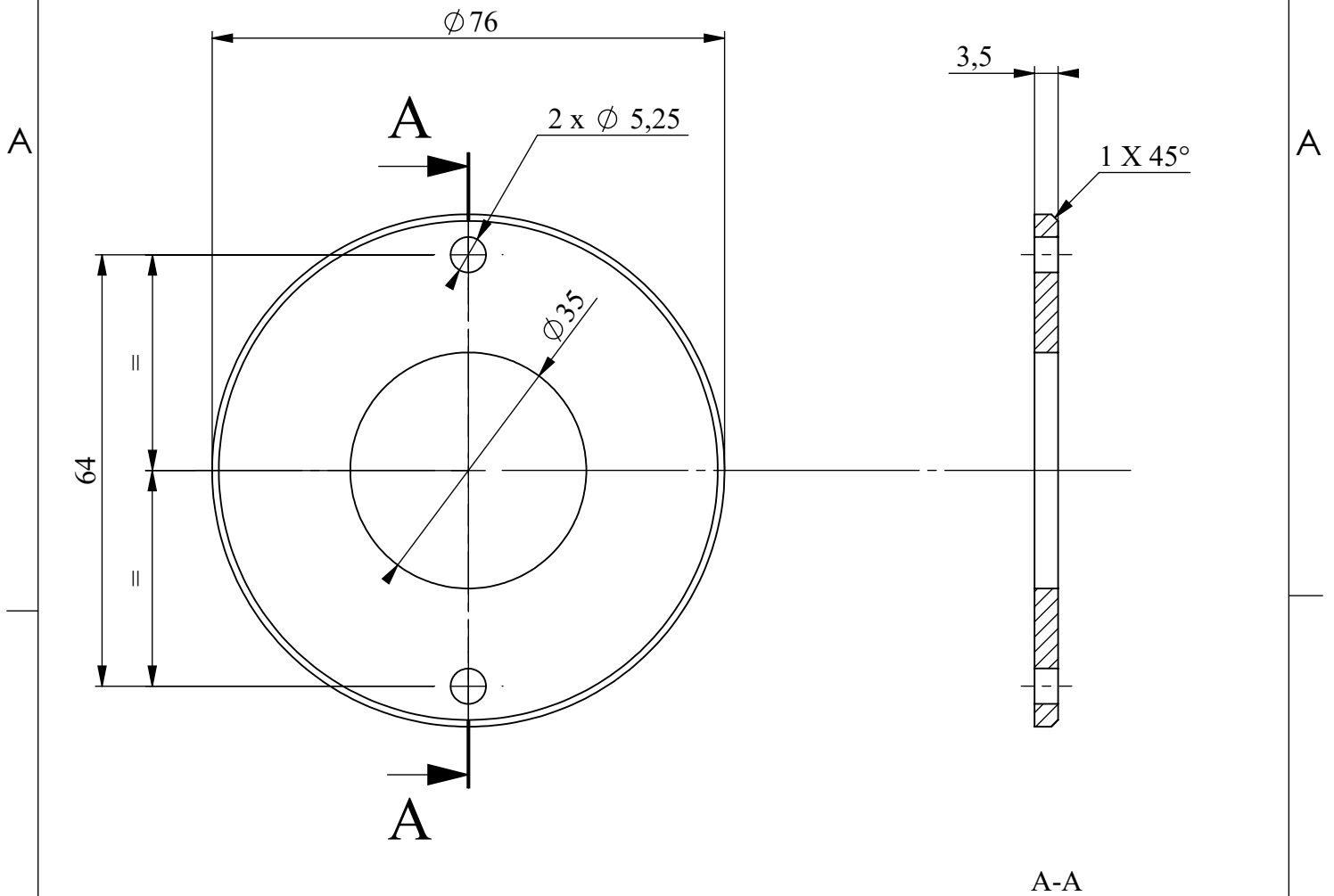
6

Material :
Acero C45 E (F-114)

Heat treatment :
Everywhere

Protection of surf : PAVONADO

√ Ra 3.2
Unless Otherwise Indicated



EXEPT OTHER INDICATION

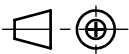
General tolerances to be respected :
ISO 2768 : m & k
Welding : v
Sheet Metal : v
Mould : ISO 8062
Surface texture : ISO 1302
Welding Symbols : ISO 2553

WA +10

-	15/06/2021	-	Creation du document
Mod	Date	By	Modifications

Reference Number

Mass (g) :
95.8419



CAUTION :
All dimensions are in millimeters
and projected view in ISO std

Arandela de cierre

MICHELIN

Toute copie imprimée de ce document n'est pas gérée
Propriété exclusive de notre société. Reproduction
ou utilisation interdite sans notre accord écrit.
Any printed copy of this document is not managed
Exclusive property of our company. Reproduction
or prohibited use without our written agreement.

19845-00323-MPE

Rev :
-


Drawing Number

DTM Class : 2-01-07	DTE Class : ...	D3
Size : A4	Scale : 1:1	Units : mm
SolidWorks 2020		Sheet : 1/1

Matiere : **E295 (St50.2)**

Traitement de surf :

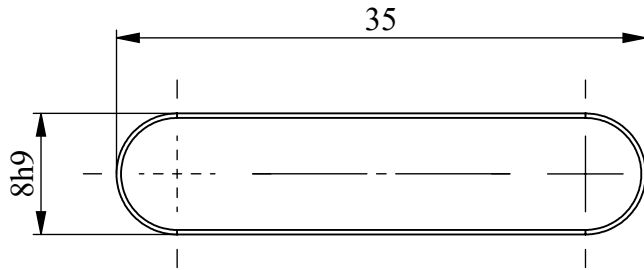
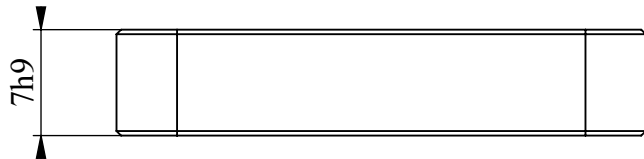
Protection de surf :

Ra0.2
 Sauf indic.

Chaflan 0.3 mm

A

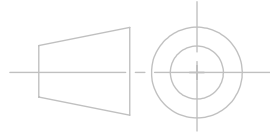
A



SAUF INDICATIONS
 Tol generales a respecter:

ISO 2768 : 1 & 2
 Tol Generales : m & K
 Soudure : v
 Tolerie : v

Moules : ISO8062
 Etat de surface : ISO1302
 Symbole Soudure : AWS2.4



ATTENTION :
 Toutes les dimensions sont en mm
 et les vues en projection ISO

B

B

-	15/06/2021	-	Document creation	
Indice	Date	Par	Modifications	
			Identifiant utilisateur	Masse (Gr) : 14.54
			Chaveta 8x7x35 long.	
MANUFACTURE FRANCAISE DES PNEUMATIQUES MICHELIN CLERMONT-FERRAND This document, and its contents, is the exclusive property of the above said entity. Reproduction, communication or use, without the exclusive written permission of the above said entity, is prohibited. Propriete exclusive de notre societe. Reproduction, communication ou utilisation interdite sans notre accord ecrit			19845-00324-MPE	
			Identifiant createur	
Classe DTM : 2-01-07		Classe DTE : ...		D3
Format : A4		Ech : 2:1	Unite : mm	SolidWorks 2020
				Folio : 1/1