



DISEÑO DE TRANSMISIÓN DE 2 VELOCIDADES MANUAL, PARA AGRICULTOR

TESIS PARA OBTENER EL GRADO DE
MAESTRO EN INGENIERÍA MECÁNICA
PRESENTA

DANIEL MARROQUÍN OLVERA

DIRECTOR:
DR. MARIO EMIGDIO RODRÍGUEZ CASTILLO

SINODALES:
DR. LUIS MANUEL PALACIOS PINEDA
DR. IGNACIO RAMÍREZ VARGAS

Pachuca de Soto, Hgo. Agosto 2022
No. de páginas 78



Dedicatoria

Este trabajo de tesis para obtener mi grado de maestro en ingeniería mecánica se lo dedico a mi esposa, que me ha ayudado en todo momento para lograr esta meta en mi vida.

Agradecimientos

Le agradezco a CONACYT por haberme apoyado económicamente con una beca para poder contribuir con este desarrollo tecnológico que impacta al sector agrícola en México.

INDICE GENERAL

INTRODUCCIÓN.....	- 1 -
CAPITULO 1 ESTADO DEL ARTE	- 3 -
1.1 Antecedentes del engrane en las primeras transmisiones.....	- 3 -
1.2 Antecedentes de las transmisiones en la agricultura	- 3 -
1.2 Transmisiones agrícolas actuales	- 6 -
CAPITULO 2 MARCO TEÓRICO	- 9 -
2.1 Metodología de diseño del autor Cross	- 9 -
2.2 Reductores de velocidad	- 12 -
2.3 Engranés.....	- 12 -
2.4 Trenes de engranes	- 13 -
2.5 Selección del acero adecuado para un engrane.....	- 15 -
2.6 Diseño de engranes	- 15 -
2.7 Lubricación.....	- 18 -
2.8 Retenes.....	- 18 -
2.9 Tomas de fuerza de un tractor.....	- 20 -
2.10 Acoplamiento entre transmisión y motor.....	- 22 -
2.11 Rodamientos	- 22 -
CAPITULO 3 METODOLOGÍA	- 25 -
3.1 Clasificación de objetivos	- 25 -
3.2 Establecimiento de funciones	- 27 -
3.3 Fijación de requerimientos.	- 29 -
3.4 Determinación de características.	- 31 -
3.5 Generación de alternativas.....	- 31 -
3.6 Evaluación de alternativas.....	- 31 -
3.7 Diseño conceptual.....	- 35 -
3.8 Metodología de la memoria de cálculo	- 36 -
CAPITULO 4 RESULTADOS.....	- 39 -

4.1 Engranés.....	- 39 -
4.2 Embrague	- 49 -
4.3 Ejes.....	- 51 -
4.4 Sistemas de cambios	- 56 -
4.5 Retenes.....	- 57 -
4.6 Rodamientos	- 58 -
4.7 Housing.....	- 58 -
4.8 Juntas	- 64 -
4.9 Juego entre engranes	- 66 -
CONCLUSIONES	- 68 -
BIBLIOGRAFÍA.....	- 69 -
Anexo 1 Casa de la calidad	- 72 -
Anexo 2 Evaluación de alternativas.	- 73 -
Anexo 3 Estimación del precio de la transmisión.	- 74 -
Anexo 4 Planos de la transmisión.....	- 75 -
Anexo 5 Memoria de cálculo.....	- 77 -
Anexo 6 Normas.....	- 78 -

INDICE DE TABLAS

TABLA	DESCRIPCIÓN	PÁGINA
TABLA 1	Se describe la altura de la toma de fuerza respecto al piso conforme a la norma ISO 500-1 2014	20
TABLA 2	Requerimientos de diseño.	29
TABLA 3	Cuadro morfológico para la generación de alternativas del diseño.	32
TABLA 4	Dimensiones de coraza bajo la norma SAE J617.	33
TABLA 5	Dimensiones de cada engrane	39
TABLA 6	Composición química ASTM A29/A29M-03.	39
TABLA 7	Comparativa de resultados obtenidos del análisis CAE y método analítico por AGMA de los engranes de la transmisión de dos velocidades para agricultor	48
TABLA 8	Deformación de ejes de la transmisión de dos velocidades para agricultor.	52
TABLA 9	Materiales y composición química de los materiales de los ejes de la transmisión.	54
TABLA 10	Materiales y composición química de los materiales de los ejes de la transmisión.	55
TABLA 11	comparación de CAE y el método tradicional de diseño analítico de un cuñero de los ejes laterales de la transmisión.	55
TABLA 12	Resultados obtenidos del análisis CAE del housing de una transmisión de dos velocidades para agricultor.	60
TABLA 13	Reducción de peso en housing con cambio de material y reducción de espesor con ayuda de un análisis topológico.	64
TABLA 14	Ficha técnica de una transmisión de dos velocidades para agricultor.	65
TABLA 15	Juego de tolerancias entre engranes de la transmisión de dos velocidades para agricultor	66

INDICE DE FIGURAS

FIGURA	DESCRIPCIÓN	PÁGINA
Figura 1	Prototipo de engrane de madera con bordes en alto y bajo relieve	3
Figura 2	Tractor que acciona una máquina trilladora de correa de la década 1920.	4
Figura 3	Operación de empacado antes y después de crear la TDF.	4
Figura 4	Mandos de cabina de la toma de fuerza de los tractores de la marca Deutz Fahr.	5
Figura 5	Caja de cambios divisor giratorio de tres vías para sistemas de accionamiento agrícolas.	6
Figura 6	Caja de cambios divisor de tres vías para sistemas de accionamiento agrícolas.	7
Figura 7	Transmisión china entre un generador eléctrico y la toma de fuerza de un tractor.	7
Figura 8	Siete etapas del proceso de diseño colocadas dentro del modelo simétrico de problema/solución.	8
Figura 9	Modelo de sistema caja negra	9
Figura 10	Modelo de la caja transparente.	9
Figura 11	Tren de engranes compuesto revertido.	13
Figura 12	Tren de engranes compuesto.	13
Figura 13	Factor de espesor del aro Kb-(ANSI/AGMA 2001-D04)	16
Figura 14	Sección transversal de un retén.	18
Figura 15	Pruebas realizadas a la toma de fuerza en el CENEMA 2005-2012	20
Figura 16	Tractores certificados	20
Figura 17	Acoplamiento flexible RB	21
Figura 18	Diagrama de la metodología a seguir para el diseño de una transmisión.	24
Figura 19	Jerarquía de objetivos del diseño de una transmisión agrícola utilizando herramientas CAD.	25
Figura 20	Esquema de caja negra con entradas y salidas para el diseño de una transmisión agrícola.	27
Figure 21	Esquema de caja transparente, para el diseño de una transmisión agrícola.	27
Figura 22	Dimensiones del volante de inercia de un motor con coraza bajo la norma SAE J617	33
Figura 23	Diseño conceptual en sus diferentes fases de diseño.	34
Figura 24	Diagrama de cuerpo libre de un diente de engrane recto.	36
Figura 25	Flujo de memoria de cálculo de una transmisión	37

Figura 26	- (a) Aplicación de sujeciones en el modelo de CAE del engrane N1; (b) Aplicación de fuerzas normal de 5631.9 N y tangencial de 15473 N en la cara del engrane a la altura del círculo de paso en el engrane N1;(C) El análisis CAE de esfuerzo equivalente del engrane N1 1007.4 Mpa.	39
Figura 27	(a) Caras de contacto entre los dientes a simular del juego de engranes N6 y N7.(b) Puntos remotos en juego de engranes N6 y N7.	43
Figura 28	El análisis por CAE del juego de engranes N1 y N2 se muestra el esfuerzo equivalente del engrane del lado izquierdo N1 de 959.03 MPa se puede apreciar el perfil de esfuerzo entre dos engranes.	44
Figura 29	El análisis por CAE del juego de engranes N3 y N4 se muestra el esfuerzo equivalente se puede apreciar el perfil de esfuerzo clásico entre dos engranes.	45
Figura 30	El análisis por CAE del juego de engranes N5 y N6 se muestra el esfuerzo equivalente del engrane del lado izquierdo N6 de 928.3 MPa, Cabe mencionar que este juego de engranes es helicoidal.	46
Figura 31	El análisis por CAE del juego de engranes N7 y N8 se muestra el esfuerzo equivalente del engrane del lado izquierdo N6 de 967.3 MPa.	47
Figura 32	Grafica de esfuerzo de contacto por CAE y el método AGMA.	48
Figura 33	(a) vista del tren de engranaje de la transmisión; (b) vista superior del tren de engranes; (c) vista isométrica; (d) vista lateral.	50
Figura 34	Embrague RB Renold.	50
Figura 35	Planta de alimento balanceado con motor de combustión interna para áreas donde no hay infraestructura eléctrica	51

Figura 36	Análisis por CAE de la deformación máxima que presenta bajo las cargas expuestas de los engranes en el eje central.	51
Figura 37	(a)Arreglo CAD del tren de engranes de una transmisión para agricultor con 2 velocidades, (b) coraza y embrague de transmisión, (c) eje central de la transmisión el cual se acopla al embrague de alto impacto.	52
Figura 38	Frecuencias de los modos de vibración de los ejes de la transmisión de dos velocidades para agricultor.	56
Figura 39	Arreglo de selección de salida de ejes.	57
Figura 40	Arreglo de retén en los extremos de los ejes en la transmisión.	57
Figura 41	Arreglo de rodamientos en los extremos de los ejes de la transmisión.	58
Figura 42	Configuración de análisis estructural y modal en Ansys Workbech.	59
Figura 43	Comparación de las frecuencias a las que entra en resonancia contra la frecuencia de excitación en operación normal del housing de la transmisión.	59
Figura 44	Dimensiones de transmisión de dos velocidades para agricultor (unidades en mm).	63
Figura 45	(a) Análisis de optimización estructural al 80% de masa, (b) Housing aligerado en zonas marcadas	63
Figura 46	Loctite SI 5900 junta instantánea negro 40478 Pasta 90 ml Lata de aerosol - 40478 - Conocido anteriormente como Loctite instant Gasket.	64
Figura 47	(a) vista frontal, (b) Vista posterior, (c) vista lateral izquierda, (d) vista lateral derecho, (e) vista isométrica, (f) Vista superior, (g) Vista isométrica del tren de engranes, (h) Vista superior de tren de engranes, (i) Vista inferior.	72

NOMENCLATURA	DESCRIPCIÓN
H	Potencia.
T1	Torque del engrane 1
N1-N4	Engrane recto 1,2,3 y 4
N5-N8	Engrane helicoidal 5,6,7 y 8
d	Diámetro de paso
n	Velocidad angular del engrane en R.P.M.
Wt	Fuerza tangencial
Kv	Factor dinámico
F	Ancho de cara
Km	Factor de distribución de la carga.
σ_c	Esfuerzo de contacto
L	Número de ciclos
Z_n	Factor de vida
Kr	Factor de confiabilidad
S_c	Esfuerzo permisible de contacto
n_c	Factor de seguridad
J	Factor geométrico
ϕ	Ángulo de presión
Kb	Factor de espesor del aro
Pd	Paso diametral
Yn	Factor de ciclos de esfuerzo
N	Número de ciclos de carga
St	Esfuerzo de flexión permisible
Sy	Esfuerzo de fluencia
σ_{eq}	Esfuerzo equivalente de Von Mises

ABREVIATURAS	DESCRIPCIÓN
TDF	Toma de Fuerza
PTO	Power take off (Toma de Fuerza)
CAD	Diseño Asistido por Computadora
A.C.	Antes de Cristo
ASABE	American Society of Agricultural and Biological Engineers (Sociedad Americana de Agricultura y Biología)
ASAE	Sociedad Americana de Ingenieros Agrícolas.
AGMA	Sociedad Americana de Manufactura de Engranés
ISO	Organización Internacional de Estandarización
DIN	Instituto Alemán para la Normalización
CENEMA	Centro Nacional de Estandarización de Maquinaria Agrícola
SAE	Sociedad de Ingenieros Automotrices
HP	Horse Power (Caballos de fuerza)
F.S.	Factor de seguridad
M.A.	Método analítico

RESUMEN

Este proyecto describe el diseño de una **transmisión manual de dos velocidades** para el uso agrícola, para reemplazar la utilización del tractor en las actividades estacionarias en las que se usa como elemento motriz en la molienda y homogeneización de alimento para ganado. El conjunto motor de combustión interna acoplado con la **transmisión manual de dos velocidades** sustituye al tractor, la transmisión está constituida por un arreglo de reducción de engranes de ejes paralelos con una entrada a 1500 rpm y dos salidas a 540 y 1000 rpm, respectivamente. Para el diseño de los elementos de salida de la transmisión manual, se ha prestado especial atención a los estándares de la maquinaria agrícola, por lo que los ejes de salida a través del acoplamiento cumplen con las especificaciones de una toma de fuerza (TDF) de un tractor tipo 1 y 2.

Palabras Clave — Transmisión, Diseño, Agricultura, Engranes y Diseño 3D.

ABSTRACT

This project describes the design developed of a two-gear manual transmission intended for agricultural use, the main objective of this project is to replace the use of a tractor in activities that are carried out stationary like grinding fodder and its homogenization. The internal combustion engine coupled with the two-speed manual transmission replaces the tractor, the transmission is constituted by a gear reduction arrangement of parallel shafts with an input at 1500 rpm and two outputs at 540 and 1000 rpm, respectively. For the design of the output elements of the manual transmission, special attention has been paid to the standards of agricultural machinery, so that the output shafts through the coupling comply with the specifications of a power take-off (PTO) of a tractor type 1 and 2.

Keywords— Transmission, Design, Agriculture, Gears and 3D Design.

INTRODUCCIÓN

En los países de Europa y norte de América en la producción de ganado para consumo humano planean los establos para poder acceder con maquinaria automatizada a los diferentes puntos donde se guarecen los animales es por ello que la maquinaria agrícola en otros países a diferencia de México, es viable tener un tractor para los procesos en la mayoría no son estacionarios para producir alimento balanceado para los animales existen hoyas que mientras mezclan el alimento van desplazándose y alimentando al ganado a todo lo largo del establo en los comederos, de los animales esto indica que en otros países se tienen una mejor planeación que va acorde con la tecnología y recursos como energía eléctrica que es basta que incentiva un desarrollo controlado. Acentuando en países como México en vías de desarrollo muchas veces el agricultor no tiene manera de tener la maquinaria necesaria para sobresalir y competir con la globalización mundial o en su defecto a la competencia de su entorno esto debido a un rezago en la agricultura que es generado por la marginación social en la cual atañe a las reformas agrarias de hace un siglo aproximadamente que han venido dejando al pequeño agricultor fuera de la jugada en un mundo incierto de competencia desleal [1]. Es por eso no menos importante resaltar que todo agricultor que no posee recurso necesario para un tractor o que no tienen energía eléctrica como servicio indispensable socialmente hablando tienen como alternativa un motor de combustión interna para poder automatizar de cierto modo los procesos estacionarios como la molienda de forrajes y mezcla de alimento para el ganado de consumo humano.

Este proyecto va destinado a los agricultores que tienen la necesidad de usar maquinaria agrícola estacionaria como molinos y revolvedoras de alimentos. Actualmente usan las tomas de fuerza de los tractores, motores eléctricos y otras adaptaciones con partes del tren motriz de ciertos vehículos para mover la maquinaria agrícola.

Derivado de la necesidad detectada en el sector industrial de la agricultura al no haber una transmisión entre un motor de combustión interna y la maquinaria agrícola, se tiene como objetivo presentar un diseño CAD de una transmisión de dos velocidades con dos cambios manuales mediante la herramienta de Solid Works. Esto cubre un sector agrícola que no cuenta con todos los servicios disponibles como la energía eléctrica, por lo consiguiente no se puede utilizar otra fuente motriz de movimiento como lo son los motores eléctricos.

Con ello se pretende sustituir el uso del tractor en las actividades donde los procesos que se realizan son de manera estacionaria, lo cual tiene un alto costo de producción ya que el tractor está diseñado para arrastrar los implementos dando movimiento angular a los mismos mediante la toma de fuerza en las tierras de cultivo.

En estos procesos destacan las revolvedoras de alimento y los molinos con los que se trituran las semillas y otros forrajes, que son la base de la alimentación del ganado de engorda.

CAPITULO 1 ESTADO DEL ARTE

1.1 Antecedentes del engrane en las primeras transmisiones

Cabe destacar que el registro más antiguo de un mecanismo de engranaje proviene de la escuela de Aristóteles de un trabajo titulado “Problemas de Mecánica”, alrededor del año 300 A.C. en él se describe un mecanismo de ruedas entrelazadas, en este prototipo existen dos ruedas con bordes en alto y bajo relieve en la figura 1 se muestra que, aún no poseían una dimensión determinada sin embargo cumplen con el objetivo de transmitir movimiento. Por otro parte Arquímedes se le atribuye el mecanismo de tornillo, el cual es el principio del mecanismo de corona sinfín y es de quien se tiene la evidencia del uso práctico de los engranes.[3]

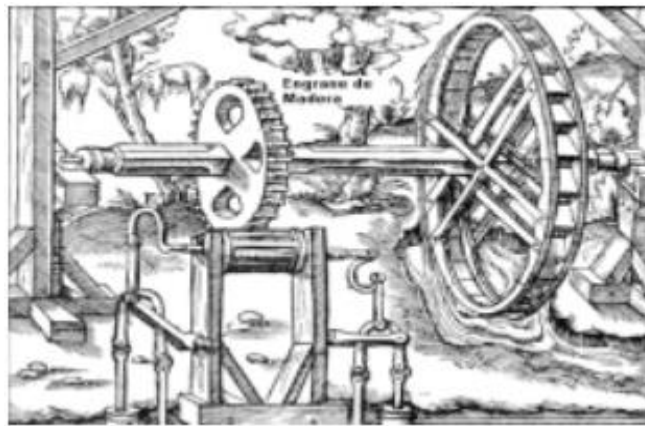


Figura 1. Prototipo de engrane de madera con bordes en alto y bajo relieve.

1.2 Antecedentes de las transmisiones en la agricultura

Uno de los accionamientos rotacionales y de potencia de la maquinaria agrícola como son los molinos y revolvedoras de alimento para ganado, se da mediante una toma de fuerza (TDF) del tractor. La ubicación más común para el eje de la TDF es en la parte posterior del tractor, pero algunos tractores tienen ejes auxiliares en otros lugares como es la parte frontal.

La dirección de rotación, velocidad de rotación, ubicación aproximada, y las dimensiones exactas del eje de la TDF fueron estandarizadas por la sociedad americana de ingenieros agrícolas (ASAE) en 1926 para que se pudieran intercambiar equipos de diferentes fabricantes. [4] Dado el crecimiento en las prestaciones de la maquinaria agrícola encaminadas a una mayor producción y eficiencia.

Las tomas de fuerza fueron instaladas por primera vez en un tractor por International Harvester Company (IHC) en 1918 y comercializado en 1920. Esto le dio a IHC tres formas de entregar energía útil: barra de tiro, bandas y TDF.

Los fabricantes de maquinaria agrícola vieron rápidamente los beneficios de tener una toma de fuerza; esto llevó a desarrollar la primera norma por la ASAE de las TDF siendo publicada en 1927, la cual estandarizó la TDF en términos de velocidad, tamaño y forma de las estrías y ubicación del



Figura 2. Tractor que acciona una máquina trilladora de correa de la década 1920.

eje de la TDF. La introducción de la TDF fue clave para aumentar la productividad en la agricultura, en la figura 2 se muestran las primeras aplicaciones formales que se dieron a través de bandas que eran impulsadas por una polea plana, lo anterior descrito generaba que la operación de la maquinaria agrícola fuera estacionaria.

Una TDF con salida posterior al tractor en forma de un eje estriado permitió transmitir potencia al movimiento desde el tractor a un implemento agrícola, como es el caso de la sembradora o una

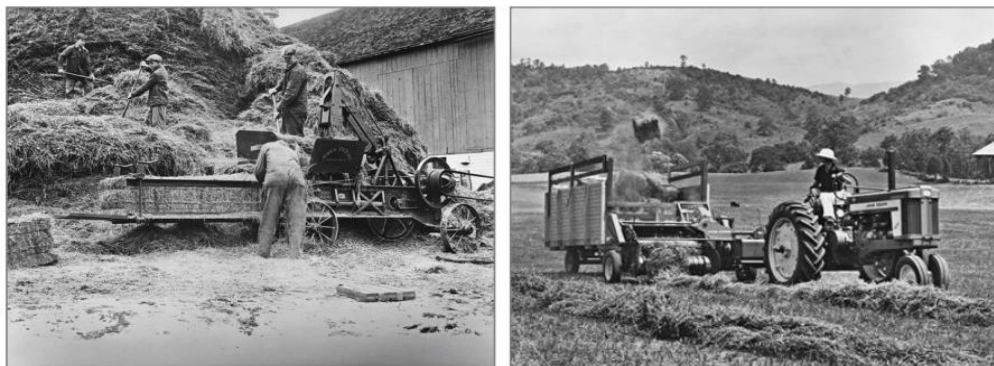


Figura 3. Operación de empacado antes y después de crear la TDF.

empacadora, que podría trabajar en una tierra de cultivo mientras son arrastradas por el tractor en movimiento lo cual en la figura 3 se muestra del lado derecho.[5]

Esto permitió generar desarrollos de maquinaria agrícola como recolectores de maíz, empacadoras, así como cosechadoras de tracción.

En referencia a lo anterior, el fabricante IHC de tractores y máquinas procesadoras de cultivos pudo desarrollar un sistema de máquinas que podría ser accionado por la TDF.

A lo largo de los años han existido tres configuraciones para accionamiento y control de la TDF, la primera fue la TDF impulsada por transmisión cuando se pisaba el embrague se detenía, esto generaba desventajas, estas fueron superadas por el TDF "en vivo" o en funcionamiento continuo. La TDF activa usualmente usaba un embrague doble o una mano separa el embrague del tren motriz del tractor de la TDF, lo cual permite que la línea de transmisión de la TDF continúe operando a velocidad constante incluso cuando el tractor deja de moverse, está ayudó al operador del tractor a ajustar la velocidad de desplazamiento del tractor en condiciones de campo variables. A mediados de la década de 1940, la empresa Cockshutt de tractores se convirtió en el primer fabricante de tractores en comercializar un tractor con una TDF activa [6], pronto otros fabricantes lo estaban ofreciendo. John Deere comenzó a ofrecer la TDF directa en 1953 en la serie numerada de tractores de dos cilindros.

La TDF independiente cuenta con los controles separados, como palancas o interruptores, controlan el acoplamiento de la TDF; la función es completamente independiente del embrague de tracción, generalmente, con controles de palanca que se ilustran en la figura 4, el operador del tractor puede acoplar la TDF para arrancar cargas pesadas.



Figura 4. Mandos de cabina de la toma de fuerza de los tractores de la marca Deutz Fahr.

En los embragues controlados electrónicamente a menudo se han programado esquemas de modulación que permiten el acoplamiento gradual del embrague durante un período de tiempo

determinado, a veces, estos controles pueden tener la opción de seleccionar diferentes tasas disponibles a través de las pantallas de control del tractor.

1.2 Transmisiones agrícolas actuales

De acuerdo con la patente, que se generó, en el estado de Texas, de los Estados Unidos en el año 2005 se tiene registro de una patente por el inventor Daniel, Jeffrey K. con dos sistemas de transmisión entre un tractor y las diferentes máquinas agrícolas.

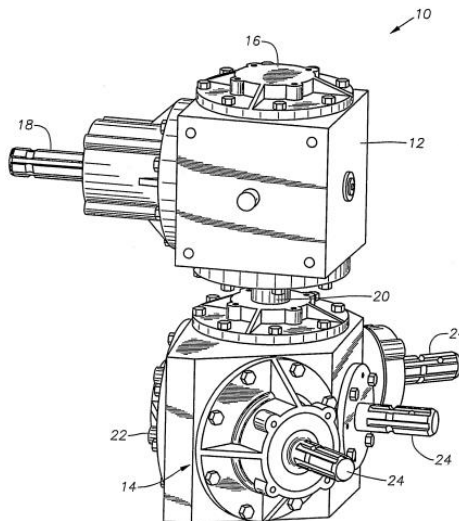


Figura 5. Caja de cambios divisor giratorio de tres vías para sistemas de accionamiento agrícolas.

En la figura 5 se presenta dos secciones, una caja de engranes giratoria y otra parte de la transmisión cuenta con tres salidas a diferentes ángulos, además los planos del eje de entrada y de salida no son iguales se encuentran desfasados.

Esta transmisión permite que el eje de entrada con respecto a la sección de salida permite la rotación entre sí y pueda tener un rango de giro de 360 grados. Los ejes de salida entregan las mismas relaciones de potencia y velocidad con respecto al eje de entrada, en este propósito, la sección de salida de la transmisión cuenta con múltiples salidas las cuales están a diferentes ángulos colocadas con respecto una de la otra, pero a su vez en planos descentrados, es el eje compartido entre la caja de cambios giratoria y la caja de cambios con múltiples salidas, están colocadas en un plano perpendicular con respecto a la entrada del sistema.

En la segunda transmisión de la figura 6, se refiere una caja de engranes que tienen un solo eje de entrada con tres salidas que se encuentran a diferentes ángulos de salida en el mismo plano, pero desfasadas entre sí, cabe destacar, que esta transmisión cuenta con un ángulo obtuso entre los

planos de salida y entrada. Estas aplicaciones facilitan la alineación de la toma de fuerza contra el eje de alimentación de la maquinaria agrícola contemplando el radio de giro limitado de un tractor que proporciona en su diseño, también ayuda amortiguar los efectos de fluctuación de potencia a lo largo del tren de transmisión entre la toma de fuerza de un tractor y los implementos agrícolas.[7]

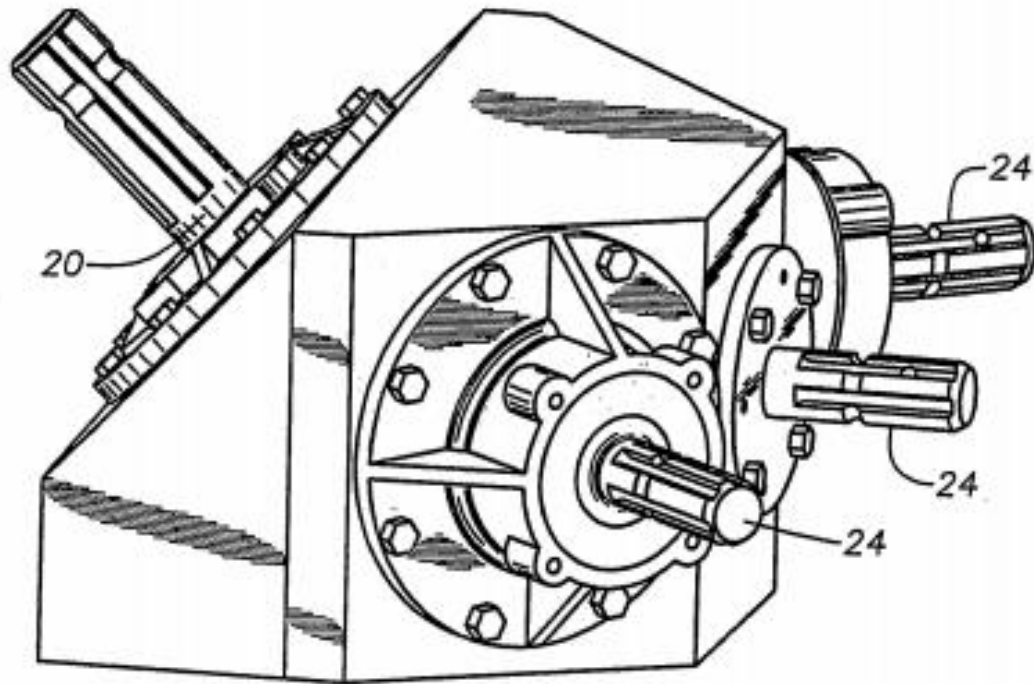


Figura 6. Caja de cambios divisor de tres vías para sistemas de accionamiento agrícolas.

Otra aplicación que tiene similitud con este proyecto en el uso de un acoplamiento SAE y una toma de fuerza, es una transmisión que se encontró con un fabricante chino Hangzhou Hengnie Machinery Co. el cual tiene desarrollado y comercializado, una transmisión que interactúa como salida con un generador eléctrico y de entrada con un tractor lo cual resulta interesante ya que en México no es común esta tecnología en los generadores eléctricos en la figura 7 se ilustra esta aplicación. [8]



Figura 7. Transmisión china entre un generador eléctrico y la toma de fuerza de un tractor.

CAPITULO 2 MARCO TEÓRICO

2.1 Metodología de diseño del autor Cross

Se selecciona la teoría del autor Croos para el desarrollo del diseño de la transmisión, este se entiende como un modelo simétrico de problema/solución el cual tiene siete etapas estas se muestran en la figura 8.

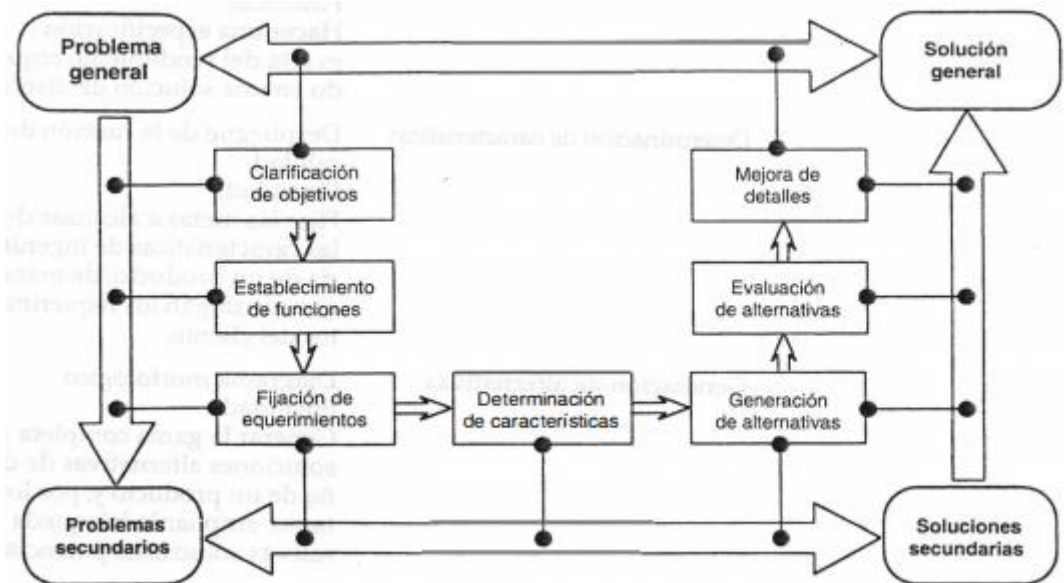


Figura 8. Siete etapas del proceso de diseño colocadas dentro del modelo simétrico de problema/solución.

La primera etapa se describe como la clasificación de objetivos, en este primer paso del diseño es se basa en clasificar los objetivos del diseño mediante el método del árbol de objetivos que ofrece un formato claro y útil para el planteamiento de los mismo a través de un diagrama que parte de establecer una lista de objetivos que se deben plantear en tres niveles jerárquicos y a su vez debe tener objetivos primarios y secundarios relacionados entre ellos.

La segunda etapa tenemos el método de análisis de funciones el cual ofrece un medio para considerar las funciones esenciales y el nivel en el que el problema debe abordarse.

Las funciones esenciales son aquéllas que deben satisfacer el elemento a diseñar, independientemente de los componentes físicos que pudieran utilizarse.

El nivel del problema se decide estableciendo límites alrededor de un subconjunto coherente de funciones. La forma más simple de expresarlo es tomar el elemento a diseñar y considerarlo como

una caja negra que convierte ciertas entradas en salidas deseadas, esto se puede ilustrar en la figura 9.

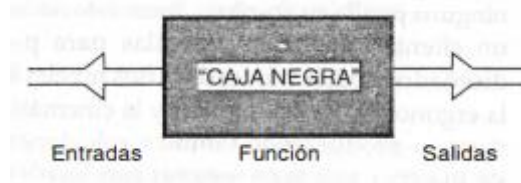


Figura 9. Modelo de sistema caja negra.

Se deben considerar todas las entradas y salidas del sistema para proceder a un diagrama de bloques que se compone de todas las funciones secundarias, que se identifican por separado encerrándolas en cuadros y enlazándolas mediante sus entradas y salidas de tal manera que satisfagan la función general del producto o el dispositivo que está siendo diseñado.

El dibujo de la figura 10 sirve para decidir la forma en que se enlazan las entradas y las salidas de las funciones secundarias, de manera que conformen un sistema factible y funcional. Se puede descubrir que se tiene que hacer diferentes adecuaciones con las entradas y salidas, y que quizás algunas de las funciones secundarias deben redefinirse manera que todo quede conectado.

El diagrama antes descrito debe mostrar las decisiones tomadas acerca de la extensión precisa y la ubicación de los límites del sistema, en el diagrama no puede haber entradas o salidas sueltas

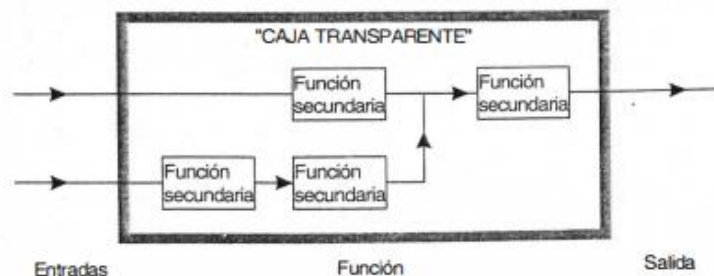


Figura 10. Modelo de la caja transparente.

excepto aquéllas que provienen de los límites del sistema o van hacia afuera. La tercera etapa consiste en el método de especificación del rendimiento que contribuye a definir el problema de diseño, dejando suficiente libertad para que el diseñador tenga espacio de maniobra en las formas y medios para obtener una solución de diseño satisfactoria. Una especificación define el rendimiento requerido y no el producto requerido. Este método hace énfasis en el rendimiento que debe alcanzar una solución de diseño y no en un componente físico en particular como medio para

alcanzar dicho fin. Como inicio de esta etapa se consideran diferentes niveles desde los más generales a los menos generales esto puede llegar a reducir o ampliar los conceptos generales que se tenía preestablecidos en los objetivos y funciones de diseño, con ello se genera una lista confiable de atributos y para cada uno se escribe una especificación de rendimiento, esta debe de expresarse en términos cuantificables.

En la etapa número cuatro se determinan las características del equipo a diseñar bajo el proceso siguiente:

Paso 1.- Identificar los requerimientos del consumidor final en términos de los atributos del producto.

Paso 2.- Determinar la importancia relativa de los atributos, normalmente se sugiere emplear un peso porcentual.

Paso 3.- Evaluar los atributos de los productos de la competencia en caso de existir algo semejante.

Paso 4.- Dibujar una matriz de los atributos del producto contra las características de ingeniería esto se realiza incluyendo todas las características de ingeniería que influyan en alguno de los atributos del producto y se deben de expresar en unidades que se puedan medir.

Paso 5.- Identificar las relaciones entre las características de ingeniería y los atributos del producto.

Paso 6.- Identificar las interacciones relevantes entre las características de ingeniería.

Paso 7.- Fijar las cifras meta que deben alcanzarse en el diseño del elemento.

En la etapa número cinco se encuentra con la generación de alternativas donde se obtiene la gama completa de soluciones de diseño para un producto y de esta manera ampliar la búsqueda de nuevas opciones potenciales.

Para esta etapa se debe generar una lista de características o funciones que sean esenciales para el producto, está no debe de ser demasiado larga, la lista debe cubrir completamente las funciones en un nivel apropiado de generalización, para cada característica o función, se debe mencionar los medios con los cuales podría realizarse.

Estas listas deben incluir nuevas ideas, así como componentes o soluciones secundarias existentes y conocidas, se debe elaborar un diagrama que contenga todas las soluciones secundarias posibles.

Este diagrama morfológico representa el espacio total de soluciones para el producto, conformado por las combinaciones de soluciones secundarias. El número total de combinaciones posibles puede ser muy grande y, por lo tanto, las estrategias de búsqueda tienen que guiarse por restricciones o criterios.

En la etapa número seis que es la evaluación de alternativas se comparan los valores de las propuestas de diseño alternativas, con base en su rendimiento frente a los objetivos diferencialmente ponderados.

Para este desarrollo se realiza una lista de los objetivos de diseño podría requerirse la modificación de estos objetivos con relación a la lista inicial; un árbol de objetivos también puede ser una característica útil de este método, se debe ordenar la lista de objetivos asignando ponderaciones. Por último y no menos importante se llega a la etapa 7 que se nombra método de mejoras que consta de incrementar o mantener el valor de un producto para el comprador y reducir al mismo tiempo su costo para el productor. [9]

2.2 Reductores de velocidad

Cabe destacar que los reductores de velocidad, ya sean unidades abiertas o cerradas, son utilizados cuando se requiere reducir la velocidad angular de un motor. La disminución de velocidad se obtiene mediante la reducción de las revoluciones de salida, aumentando de esta forma el torque, sin disminuir, teóricamente, la potencia. Estos son diseñados en base a engranajes, elementos circulares dentados con geometrías definidas de acuerdo con su tamaño, velocidad y trabajo a realizar. La geometría, capacidad de carga, resistencia de flancos y cálculo de vida de servicio, entre otros, se encuentran normadas por diferentes instituciones. Las normas internacionales comúnmente utilizadas son las AGMA, ISO y DIN. [10].

2.3 Engranajes

Resulta oportuno describir a groso modo los tipos de engranes, estos se fabrican en muchas configuraciones para aplicaciones particulares, algunos de los tipos más comunes son los engranes rectos, helicoidales y de espina de pescado.

Con referencia a lo anterior los Engranajes rectos en los cuales los dientes son paralelos al eje de simetría del engrane, Ésta es la forma de engrane más simple y menos costosa, los engranes sólo pueden engranarse si sus ejes son paralelos.

En los engranes helicoidales son engranes en los cuales los dientes forman un ángulo helicoidal y con respecto al eje del engrane, sus ejes pueden ser paralelos o perpendiculares, los engranes helicoidales son más costosos que los rectos, pero ofrecen algunas ventajas, son más silenciosos que los rectos, debido al contacto más uniforme y gradual entre sus superficies anguladas a medida

que los dientes se engranan. Los dientes de engrane recto se engranan de inmediato a todo lo ancho de su cara. El impacto repentino de un diente con otro provoca vibraciones que se escuchan como el “chillido”, el cual es característico de los engranes rectos, pero casi inexistente en los engranes helicoidales. Además, con el mismo diámetro y paso diametral del engrane.

Sin embargo, otra ventaja de un engrane helicoidal tiene que es más fuerte debido a la forma de diente un poco más gruesa en un plano perpendicular al eje de rotación.

Otro tipo que se presenta son los engranes helicoidales dobles o de espina de pescado se forman al unir dos engranes helicoidales de paso y diámetro idénticos, pero de sentido opuesto sobre el mismo eje. Ambos conjuntos de dientes con frecuencia se tallan en la misma pieza. La ventaja, en comparación con un engrane helicoidal, es la cancelación interna de sus cargas de empuje axiales puesto que cada una de las “mitades” del engrane de espina de pescado tiene una carga de empuje opuestamente dirigida. Por lo tanto, no se requieren cojinetes de empuje axial además de localizar el eje axialmente, este tipo de engrane es mucho más costoso que uno helicoidal y tiende a utilizarse en grandes aplicaciones de alta potencia, como en las transmisiones de buques, donde las pérdidas por fricción de cargas axiales serían prohibitivas.

2.4 Trenes de engranes

Después de lo anterior expuesto vamos hablar de los trenes de engranes que son cualquier conjunto de dos o más engranes conectados. En un tren de engranes simple cada eje porta sólo un engrane. La relación de velocidad m_V llamada relación del tren del engranaje se determina con la división del número de dientes del engrane de entrada N_{ent} sobre el número de dientes del engrane de salida N_{sal} . cómo se ilustra en la ecuación 1.

$$m_V = \pm \frac{N_{ent}}{N_{sal}} \quad (1)$$

Para obtener una relación de tren de más de 10:1 con engranes rectos, helicoidales, cónicos o con cualquier combinación de los mismos es necesario un tren de engranes del tipo compuesto. Un tren compuesto es aquel en el que por lo menos un eje tiene más de un engrane. Éste será un arreglo en paralelo o en serie, en lugar de las conexiones en serie puras del tren de engranes simple, esto se puede entender mejor en la figura 11 donde se ilustra un tren compuesto con cuatro engranes, dos

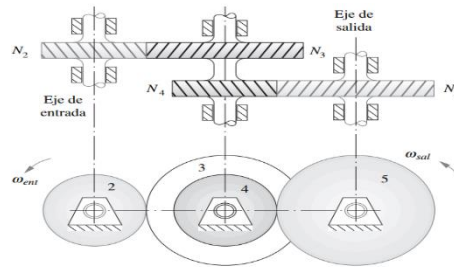


Figura 11. Tren de engranes compuesto revertido.

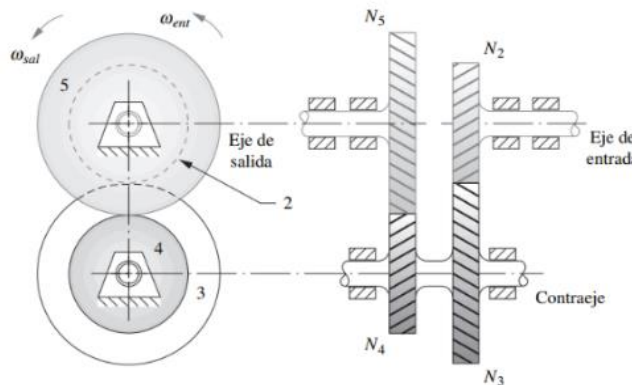


Figura 12. Tren de engranes compuesto.

de los cuales, el 3 y 4, están fijos sobre el mismo eje y por tanto tienen la misma velocidad angular. Respecto a lo anterior una caja de engranes cuyos ejes de entrada y salida no coinciden, se llama tren compuesto no revertido. En algunos casos, como transmisiones automotrices, es deseable o incluso es necesario tener el eje de salida concéntrico con el eje de entrada. Esto se conoce como “reversión del tren” o “retro aplicación del tren”.

El diseño de un tren compuesto revertido como se ilustra en la figura 12, es más complicado debido a la restricción adicional de que las distancias entre centros de las etapas deben ser iguales, esta restricción puede expresarse en función de sus radios de paso, diámetros de paso o número de dientes siempre que todos los engranes tengan el mismo paso diametral.[11]

Para el diseño de trenes de engranes compuestos los ejemplos de diseño de trenes de engranes compuestos antes presentados utilizaban relaciones de trenes de engranes enteros. Si la relación requerida no fuera entera, sería más difícil encontrar una combinación de número de dientes enteros que proporcione la relación de tren exacta. En ocasiones se requiere una relación de engranes irracional, como en la conversión de unidades inglesas a métricas en un tren de engranes de máquina herramienta cuando p es un factor en la relación. Entonces, se requiere la aproximación más cercana a la relación de tren de engranes irracional deseada que pueda estar contenida en un

paquete razonable. DilPare y Selfridge y Riddle han diseñado algoritmos para resolver este problema. Ambos requieren una computadora para su solución. El método Selfridge se aplica a trenes compuestos de dos o tres etapas y debe especificar un límite inferior conocido como $N_{\text{mín}}$ y un límite superior establecido como $N_{\text{máx}}$, en el número aceptable de dientes de cualquier engrane. También se elige una tolerancia de error establecida con la letra en la cual es expresada como un porcentaje de la relación de tren compuesto deseada R (siempre que sea > 1).

2.5 Selección del acero adecuado para un engrane

Con la gran cantidad de tipos de aceros disponibles para la fabricación de engranes, el diseñador frecuentemente se siente inseguro sobre el tipo de acero que debe aplicar. A continuación, se dan aquí algunos lineamientos generales para facilitar esta selección:

- 1.- Elija un acero con un contenido de agregados de aleación no mayor del precisamente necesario, para poder temprar correctamente el engrane de acuerdo con su tamaño.
- 2.- Si el desgaste es un problema, un contenido más alto de carbono puede ser de gran utilidad (el acero AISI 1060 ocasionará, por ejemplo, un desgaste excesivo en el AISI 1025).
3. Si el problema estriba en la dificultad para el maquinado, será ventajoso emplear aceros con contenido de carbono más bajo (el acero AISI 1025 es más fácil de maquinar que el AISI 1060, de la misma dureza).
- 4.- Hay que considerar los precios del acero en bruto y los costos para convertirlo en engranajes, seleccionando el material que arroje el costo total más bajo del engranaje adecuado, capaz de dar el rendimiento que se requiere. [12]

2.6 Diseño de engranes

Las características que requieren los materiales como tratamientos térmicos, en la microestructura, las pruebas destructivas y no destructivas se basan en el código ANSI/AGMA 2001-D04.

Esta norma proporciona un método teórico por el cual se deben diseñar los engranes. Sin embargo, no garantiza el rendimiento de los sistemas de transmisión por engranajes ensamblados, estas fórmulas fundamentales son aplicables para el cálculo de la resistencia a la picadura y la resistencia a la flexión de engranajes de dientes helicoidales y rectos que operan en ejes paralelos, las fórmulas evalúan la capacidad de los dientes del engrane teniendo en cuenta los factores principales que afectan el desgaste de los dientes y la fractura del diente en el radio del filete.

El conocimiento y el juicio necesarios para evaluar los diversos factores de calificación provienen de años de experiencia acumulada en el diseño, fabricación y operación de reductores.

Los factores empíricos dados en esta norma son de carácter general, este estándar está diseñado para ser utilizado por un experimentado diseñador de engranajes, capaz de seleccionando valores razonables para los factores, no es para ser utilizado por el público de ingeniería en general. [13]

Por otra parte, el proceso que se llevó en este proyecto fue el siguiente:

Paso 1.

- Se identifica las características de entrada y salida de la transmisión como son la velocidad angular, el par de torsión, la potencia que va ser demandada de la transmisión, las relaciones de reducción y la geometría general de los engranes como el diámetro de paso y número de dientes obtenido estos datos se procede a tener un contexto claro de lo se requiere diseñar para poder diseñar cada engrane involucrado en el tren de engranes.

Paso 2.

- se calculan los factores que se involucran en las fórmulas del cálculo de flexión y desgaste de un engrane como son K_v , K_o , K_s , K_m , K_b , K_t y K_r entre otros:

K_v : es el factor dinámico se emplean para tomar en cuenta imprecisiones en la fabricación y acoplamiento de dientes de engranes en movimiento. Como un intento de obtener algún control sobre estos efectos, la AGMA ha definido un conjunto de números de control de calidad. Estos números definen las tolerancias para engranes de diversos tamaños fabricados con una clase de calidad específica. Los números de calidad del 3 al 7 incluyen la mayoría de los engranes de calidad comercial. Los números del 8 al 12 son de calidad de precisión [14]

K_o : Es el factor de sobrecarga, considera la probabilidad de que variaciones de carga, vibraciones, choques, cambios de velocidad y otras condiciones específicas de la aplicación, pueden causar cargas máximas mayores que la fuerza tangencial W_t para fines prácticos se puede tomar como 1 en caso que la fuente de potencia sea uniforme o según la aplicación si presenta choque ligero, moderado y pesado es >1 . Para motores multi cilíndricos se toma un choque moderado y la aplicación de molinos se toma como choque pesado.

K_s : La AGMA indica que se puede suponer el factor de tamaño como 1 para la mayoría de lo engranes. Pero para engranes con dientes grandes o grandes anchos de caras, se recomienda manejar un valor mayor que 1 para pasos diametrales de 5 o mayores o para un módulo específico de 5 o menores. Para dientes más grandes se pueden manejar los valores de referencia. Para el diseño que tenemos un módulo de 6 nos recomiendan un valor 1.05. [15]

K_m : Es el factor de distribución de carga se modifican las ecuaciones de esfuerzo para reflejar la distribución no uniforme de la carga a lo largo de la línea de contacto. Lo ideal es ubicar el claro

medio del engrane entre dos cojinetes en el lugar con pendiente cero cuando se aplica a sin embargo esto no siempre es posible la carga, existe una fórmula que se puede aplicar analíticamente si cumple con las siguientes características:

-Relación del ancho neto de la cara con el diámetro de paso del piñón $F/d \leq 2$

-Elementos de engranes montados entre los cojinetes

-Anchos de cara de hasta 40 in

-Contacto, cuando está sometido a carga, a lo largo del ancho total del elemento más angosto

El factor de distribución de la carga bajo estas condiciones está dado regularmente por el factor de distribución de la carga en la cara C_{mf} donde se sigue la ecuación (2).

$$K_m = C_{mf} = 1 + C_{mc} (C_{pf} C_{pm} + C_{ma} C_e) \quad (2)$$

K_b es el factor de espesor de orilla, es el análisis básico con el que se dedujo la ecuación de Lewis supone que el diente del engrane se comporta como una viga en voladizo fija a una estructura de soporte perfectamente rígido en su base. Si la orilla del engrane es muy delgada se puede deformar, y causa que el punto de esfuerzo máximo se mueva, desde el área del chaflán del diente hasta un punto interior a la orilla. Se ilustra con la figura 13

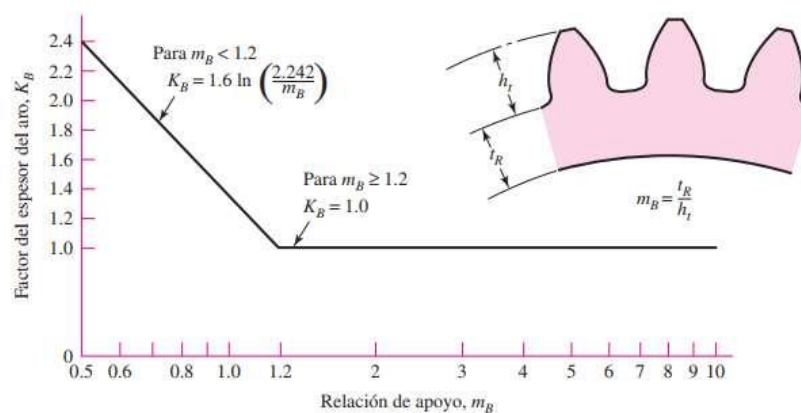


Figura 13. Factor del espesor del aro K_b -(ANSI/AGMA 2001-D04).

2.7 Lubricación

El sistema de lubricación de una transmisión de engranajes cónicos o helicoidales debe lubricar suficiente y enfríe adecuadamente los engranajes y cojinetes. La lubricación por salpicadura es generalmente satisfactoria para aplicaciones hasta velocidades periféricas de 2000 ft/min. El nivel de aceite debe cubrir toda la cara del engranaje más bajo, y la cantidad de aceite debe ser suficiente para mantener la temperatura del aceite dentro de los límites recomendados.

Se recomienda la lubricación a presión para velocidades superiores a 2000 pies / min. Los chorros debe ubicarse para dirigir el chorro para cubrir la longitud completa de los dientes de ambos miembros, preferiblemente cerca del punto de malla en el lado inclinado.

La experiencia ha demostrado que un flujo de aceite de 0,07 a 1,0 galones por minuto (gal / min) por 100 hp resultará en un aumento de la temperatura del aceite de aproximadamente 10 °F.

Se recomiendan lubricantes de extrema presión (EP) para engranajes hipoidales y para engranajes cónicos en espiral que están sujetos a condiciones extremas de choque, arranque severo condiciones o cargas pesadas. El sistema de lubricación debe estar completamente protegido contra contaminación por humedad o suciedad. Para un funcionamiento continuo a temperaturas superiores 160 °F, los lubricantes deben ser aprobados por el fabricante de lubricantes.

En general, para una lubricación por salpicadura, un aceite para engranajes SAE 80 o 90 debería ser satisfactorio.

Para un sistema de circulación con lubricación en aerosol de aceite, SAE 20 o 30 debería ser satisfactorio. AGMA "Especificaciones sobre lubricación de engranajes cerrados y abiertos" es un guía recomendada sobre el tipo y grado de aceite para diversas condiciones de funcionamiento.[16]

2.8 Retenes

Por otro lado, cabe destacar otro elemento importante en una transmisión, siempre que hay un eje con la posibilidad de girar existe un rodamiento que procura una operación silenciosa y efectiva, como consecuencia donde hay un rodamiento existe un sello o retén que ayuda alcanzar su vida útil.

El sello es una barrera con cuatro funciones principales

- Retención de lubricantes y líquidos.
- Excluir los contaminantes.
- Separación de fluidos.

-Soportar la presión de confinamiento.

Con ello se generan tres tipos básicos de sellos:

Sellos estáticos su función de sellos estáticos es crear una barrera entre superficies inmóviles. Un ejemplo sería una junta de tapa de válvula o una junta tórica.

Sellos mecánicos axiales, estos son sellos de tipo frontal en el cual el contacto de sellado está montado radialmente en sus componentes. Una parte suele ser estacionaria y la otra sella con la presión que se aplica mediante un mecanismo de resorte.

Los sellos dinámicos radiales crean una barrera entre las superficies en movimiento. Uno suele ser inmóvil mientras la otra gira. La sección transversal que se muestra en la figura 14 identifica las partes más comunes de un eje.

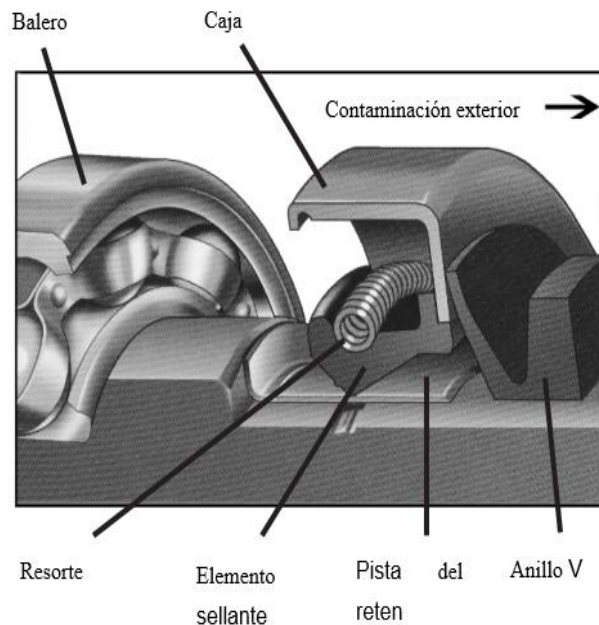


Figura 14. Sección transversal de un retén.

Este es el tipo principal de sello se describe en muchos diseños, el labio de sellado primario se mantiene en posición por un resorte de liga. Los labios con resorte, son para retener aceite y sin resorte se utilizan para retención de grasa a baja velocidad o separar contaminantes.

Algunas tasas tienen una cubierta interior para ayudar a proteger el labio por daño o deformación durante la instalación. El labio de sellado siempre debe apuntar hacia el material a ser contenido.

En sellos grandes de diámetro mayores a 200 mm el resorte está sostenido por un seguro para encerrar completamente el resorte, la cubierta del resorte debe usarse como protección contra la contaminación donde el resorte tiende a salirse durante la instalación.[17]

2.9 Tomas de fuerza de un tractor

No obstante, de acuerdo a un artículo de una revista en España conforme al desarrollo tecnológico describe 4 tipos de salidas en el eje de la TDF del tractor con respecto al número de estrías, altura al piso y rango de potencia.

El tipo 1 tiene una velocidad angular de 540 rpm. presenta en su diseño 6 estrías y está catalogada para un rango de trabajo de 48 kW, esta cuenta con una altura desde el suelo entre un rango 450 mm a 675 mm.

El tipo 2 tiene una velocidad angular de 1000 rpm. presenta en su diseño 21 estrías y está catalogada para un rango de trabajo de 48 kW a 92 kW, esta cuenta con una altura desde el suelo entre un rango 550 mm a 775 mm.

El tipo 3 tiene una velocidad angular de 1000 rpm. presenta en su diseño 20 estrías y está catalogada para un rango de trabajo de 92 kW a 185 kW, esta cuenta con una altura desde el suelo entre un rango 650 mm a 875 mm.

El tipo 4 tiene una velocidad angular de 1000 rpm. presenta en su diseño 18 estrías y está catalogada para un rango de trabajo de 340 kW, esta cuenta con una altura desde el suelo entre un rango 650 mm a 875 mm. [18,19].

Tabla 1. Se describe la altura de la toma de fuerza respecto al piso conforme a la norma ISO 500-1 2014.

Tipos de tomas de fuerza según ISO 500-1 2014				
Tipo de t.d.f.	1	2	3	4
Sentido de giro	horario, visto desde atrás			
Régimen de giro, rev/min	540	1000	1000	1000
Diámetro nominal, mm	35	35	45	57
Número de acanaladuras	6	21	20	18
Potencia máxima kW (CV)	48 (65)	92 (125)	1 8 5 (252)	340 (462)
Altura al suelo (max-min. mm)	450 - 675	550 - 775	650 - 875	800 - 1060

Con base a lo anterior nos damos cuenta que debemos delimitar el alcance de nuestro diseño tipo de toma de fuerza que más tractores haya en México esto es posible visualizarlo gracias a la CENEMA que conforme a la determinación de potencia de las Tomas de fuerza de los tractores, desde el 2005, se han probado 108 tractores agrícolas de diferentes marcas y orígenes, en el año 2006 se tuvieron la mayor cantidad, en ese año se hicieron 25 pruebas a distintos tractores de diferentes marcas, lo que representa el 23% del total de pruebas realizadas se ilustra en la figura 15.

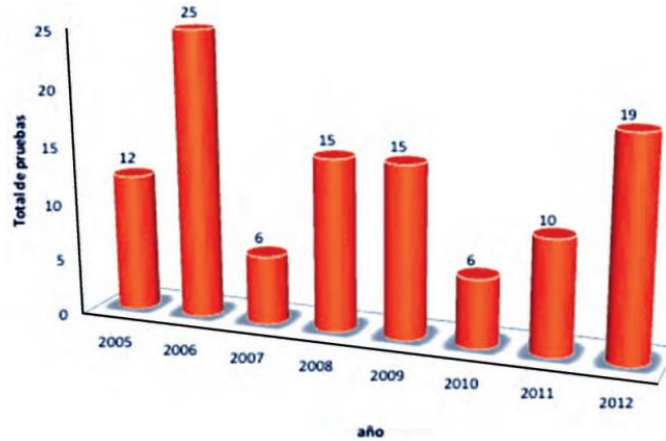


Figura 15. Pruebas realizadas a la toma de fuerza en el CENEMA, 2005-2012.

Hasta mayo de 2013 se contaba con 79 tractores certificados, su potencia varía de 18,3 hp hasta 131,1 hp. El 71% de tractores con certificación vigente cuentan con una potencia a la toma de fuerza que va de los 50,1 a los 100 hp la mayor concentración se da en los que van de 60,1 a 90 hp (49%). Esto se ilustra en la figura 16.[20]

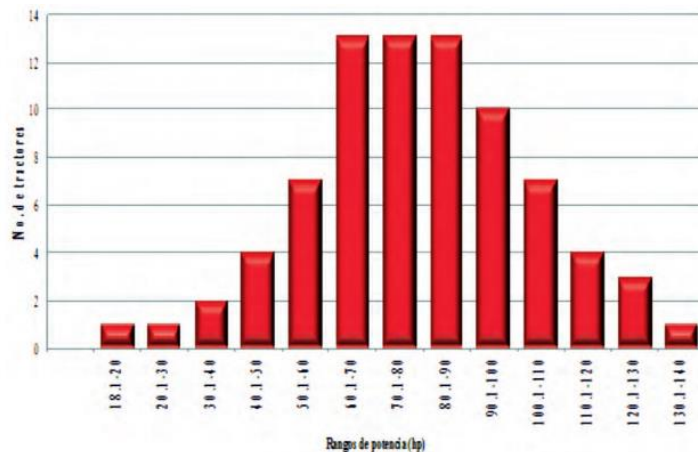


Figura 16. Tractores certificados.

Otro punto analizar para la delimitación de nuestro proyecto es la demanda de la maquinaria como molinos y revolvedoras de alimento que se conectaran a la transmisión con ello ponemos como tope de potencia de consumo de molinos de 70 Hp y revolvedoras de 80 Hp que tienen como producción entre 6-10 toneladas de producción por hora varía dependiendo el sustrato a moler y revolver.

2.10 Acoplamiento entre transmisión y motor

El acoplamiento de la figura 17 del tipo flexible RB está fabricado en hierro de grafito esferoidal es un acoplamiento de bajo costo, para aplicaciones en general, el cual soporta un par máximo de 41 KNm El seleccionado para este diseño va ser el SAE 14 RB volante SAE a eje 2.15 el cual tienen como características absorber las vibraciones y los impactos que pudiera generar la maquinaria agrícola en su funcionamiento habitual [21]



Figura 17. Acoplamiento flexible RB [17].

2.11 Rodamientos

Para aplicaciones en las que los rodamientos funcionan en condiciones de funcionamiento típicas, es decir, velocidad normal, buenas condiciones de lubricación y sin cargas elevadas o máximas, determine el tamaño adecuado del rodamiento en función de la vida útil requerida del rodamiento, teniendo en cuenta los posibles efectos de la fatiga por contacto de rodadura, los factores que deben determinarse para realizar una selección de un rodamiento son los siguientes. [22]

- Vida nominal del rodamiento en horas
- Capacidad de carga dinámica

- Velocidad nominal en R.P.M.

Existen otras condiciones como la lubricación y temperatura de trabajo a la que va estar expuesto el rodamiento, pero para una selección preliminar son las antes mencionadas.

La capacidad de carga dinámica se calcula con la siguiente fórmula (3):

$$C_{10} = F_D \left(\frac{L_D n_D 60}{10^6} \right)^{\frac{1}{a}} \quad (3)$$

C_{10} = Clasificación de la capacidad de carga que soporta un rodamiento de manera dinámica este factor se obtiene de cada rodamiento en los catálogos de proveedores de rodamientos como FAG, SKF, TIMKEN, NTN he INA entre otros, este caso de estudio se basa en la literatura de rodamientos de SKF.

F_D = La carga radial a la que va estar expuesta el rodamiento se calculó sacando la raíz del cuadrado de las reacciones en la zona donde va estar trabajando el rodamiento así se obtiene la fuerza resultante de las reacciones.

n_D = velocidad nominal en Rpm a la que va estar expuesta el rodamiento

L_D = Vida deseada en horas del rodamiento se validan de acuerdo a la tabla 1 del catálogo de rodamientos donde indica que las máquinas para 8 horas de trabajo diario, no siempre utilizadas al máximo: transmisiones por engranajes de uso general, motores eléctricos para uso industrial, trituradoras giratorias donde indica que una vida específica de 10000 a 25000 horas, este diseño entra en ese intervalo de horas.

a = es una constante que para cojinetes de bolas el valor es de 3 y para cojinetes de rodillos es 10/3 Despejando la ecuación 1 para C_{10} nos da como resultado la siguiente ecuación número 2, el producto $L_D n_D 60$ se simplifica a 10^6

Una vez obtenida la carga dinámica se preselecciona un rodamiento que cubra las necesidades básicas respecto a las necesidades del diseño al catálogo de SKF, un rodamiento de bolas resiste menos que un rodamiento de rodillos se toma la segunda alternativa para cubrir la carga dinámica necesaria.

2.12 Juego entre engranes

Para establecer la distancia entre centros para un juego de engranes se acostumbra determinar inicialmente la distancia entre centros teórica, pero esta no es suficiente para determinar la distancia entre centros real para la cual se deben de tomar en cuenta las tolerancias de las interrelaciones de las diversas piezas mecánicas como rodamientos, ejes, cajas de alojamiento en el housing, ensambles entre los engranes y el eje.

Para los rodamientos se deben cuidar las siguientes consideraciones: ajuste de la flecha contra el anillo interior del rodamiento, juego radial en el rodamiento, ajuste del anillo exterior del rodamiento contra la caja del housing en la transmisión.

Para los ejes se deben considerar las deflexiones del mismo y las tolerancias de todos los elementos que se ensamblan en el eje como son los engranes, rodamientos.

Considerando para el housing se deben tomar en cuenta las tolerancias del alojamiento de todos los elementos como los rodamientos y puntos de fijación que podrían interferir en la distancia operante de los engranes.

Expuesto lo anterior cabe resaltar que se debe de hacer una tabla sumando por cada juego de engranes estas consideraciones y cuidar el resultado final que se pretende llegar a un juego máximo entre engranes de .1524 mm a .3048 mm a criterio a priori se tiene la experiencia que es un juego ideal en varios sistemas de engranajes.

CAPITULO 3 METODOLOGÍA

Para desarrollar el diseño de una caja de 2 velocidades manual, para agricultores. Se toma como base la metodología del autor Croos, en la figura 18 se sintetiza la metodología a desarrollar donde se describen las 7 etapas principales de la metodología.

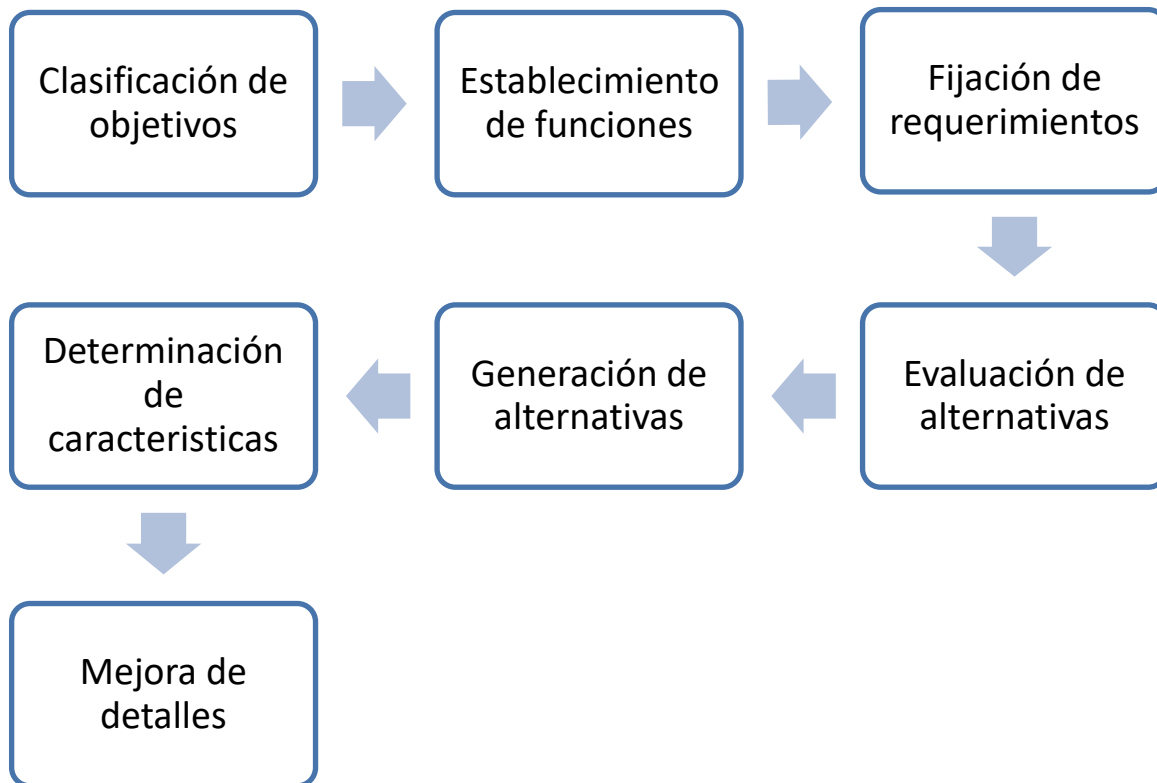


Figura 18. Diagrama de la metodología a seguir para el diseño de una transmisión.

3.1 Clasificación de objetivos

En la primera etapa tenemos como desarrollo la clasificación de los objetivos de nuestro diseño en un orden jerárquico como primer paso vamos enlistarlos para proceder el desarrollo de la jerarquización que se pretende en esta etapa del proyecto.

- Diseñar una transmisión agrícola utilizando herramientas CAD.
- Realizar simulaciones mediante herramientas CAD del funcionamiento de los elementos de la transmisión.
- Investigar las necesidades generales agrícolas en el área de molienda de alimentos para ganado.
- Diseñar la carcasa de la transmisión.

- Diseñar la carcasa con elementos para el “manejo fácil” de la transmisión.
- Seleccionar rodamientos y retenes.
- Diseñar el bastidor de manera “abierto” es decir que tenga varias alturas y posiciones.
- Considerar elementos de seguridad como guardas de seguridad entre otros.
- Seleccionar el tipo de transmisión a desarrollar.
- Determinar las condiciones de entrada y salida de la transmisión.

En base a la lista de objetivos se desplaza esta clasificación jerárquica según su orden de importancia que se esquematiza en la figura 19.

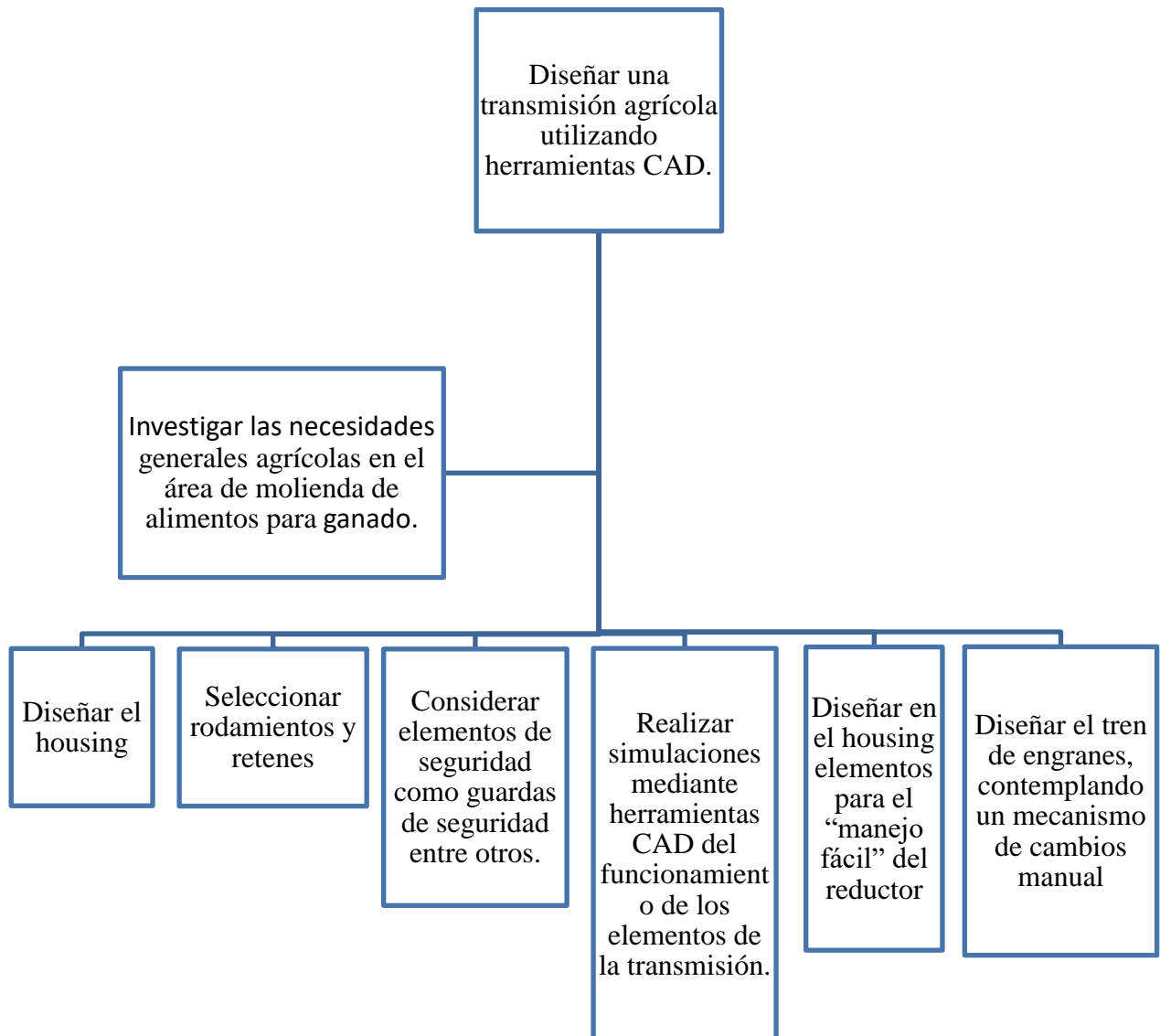


Figura 19. Jerarquía de objetivos del diseño de una transmisión agrícola utilizando herramientas CAD.

3.2 Establecimiento de funciones

Como segunda etapa tenemos el establecimiento de funciones la cual se va emplear el método de caja negra ilustrado en la figura 20 y 21 para enfatizar las entradas y salidas de la transmisión a diseñar.

En las entradas tenemos como la principal el motor de combustión interna usando como combustible el diésel ya que sus rangos de alta potencia y menor número de revoluciones son más compatibles en esta etapa temprana del diseño que su contraparte que usa gasolina ya que sus revoluciones son mayores en diferentes arreglos existentes.

Como segunda entrada tenemos el tipo de acoplamiento que debe existir entre la transmisión a diseñar y el motor de combustión interna el cual se pretende homogeneizar usando algún tipo de acoplamiento comercial SAE dado que es importante que el diseño sea estándar para tener una compatibilidad de motores.

Dadas las salidas con respecto a la potencia y la velocidad angular se define un rango de 160 hp tomando en cuenta molinos comerciales de una capacidad de 100 kg/min a 2100 kg/min de las marcas Swissmex en los modelos 610105 y 610130.

La velocidad angular de entrada se contempla 1500 rpm., que es donde se encuentra el mayor torque y eficiencia respecto al promedio de los datos técnicos de los motores diésel de las marcas Caterpillar, Cummins y Detroit, también se tienen antecedente de un par de estudios hechos para la medición de emisiones de los motores diésel donde muestran en sus pruebas que a 1500 rev. los motores diésel tienden a tener un torque en relación a las revoluciones del motor más estable. [23] Respecto a las salidas delimitamos a dos velocidades angulares de 540 rpm. Y 1000 rpm. estandarizados en la norma ISO 500-1:2004 que describe el tipo de tomas de fuerza en la parte trasera de un tractor agrícola en su parte 1 y 2.[24]

Respecto a acoplamiento de salida se tienen como idea principal planteada 2 ejes de salida en base a las características dimensionales que dicta la norma ISO 500-1-2004 [25], estos se contemplan independientes en su velocidad angular de salida y se pretende diseñar a que se han intercambiables en los 4 tipos de flechas que marca la norma descrita anteriormente con las que cuenta la toma de fuerza de un tractor con el objetivo de maximizar la diversificar el alcance del diseño de la transmisión con ejes de salida intercambiables. Permitiendo al usuario garantizar el manejo y selección de la velocidad angular dependiendo las necesidades de su máquina agrícola.

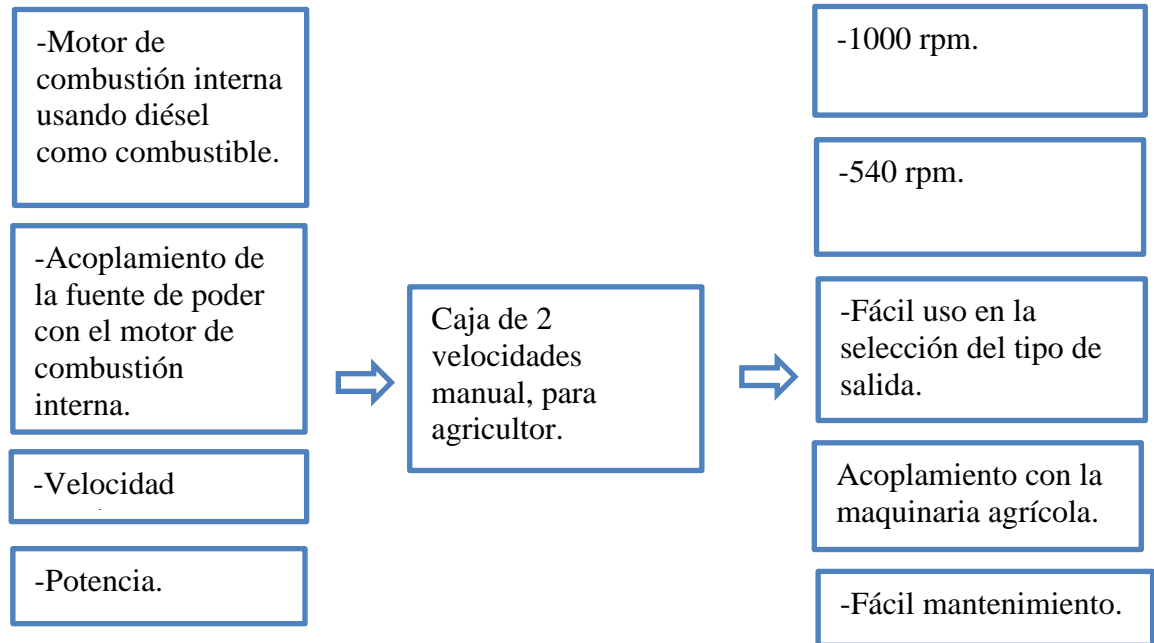


Figura 20. Esquema de caja negra con entradas y salidas para el diseño de una transmisión agrícola.

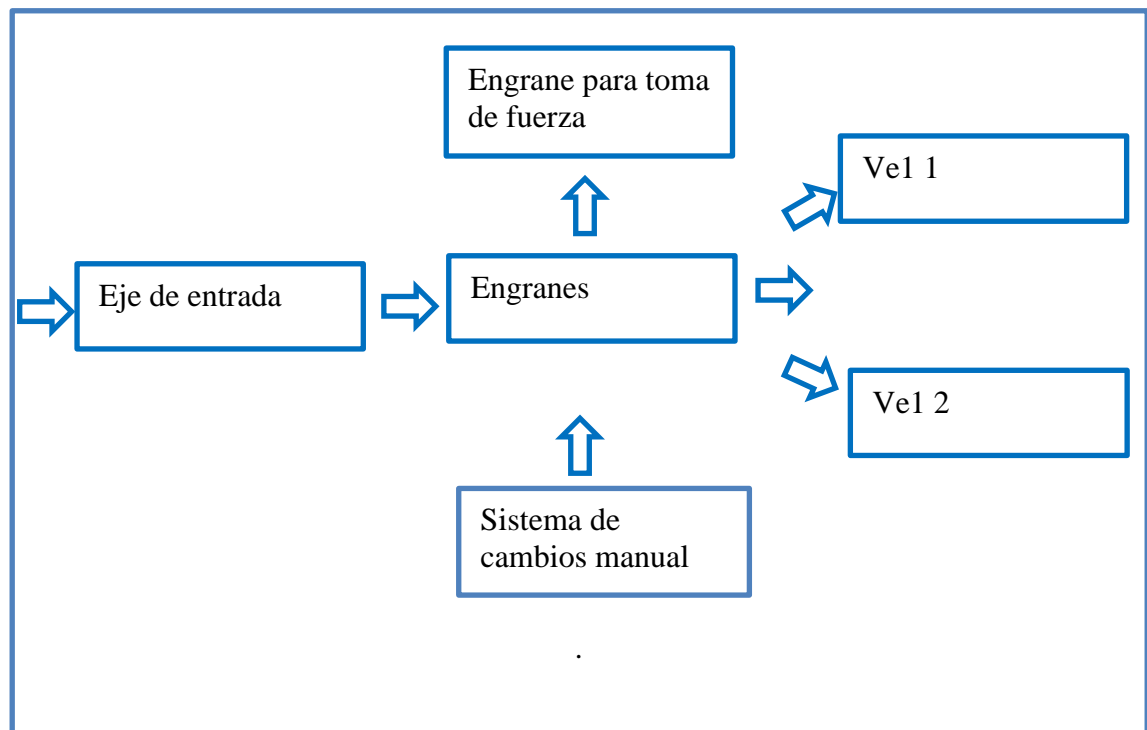


Figura 21. Esquema de caja transparente, para el diseño de una transmisión agrícola

3.3 Fijación de requerimientos.

Cabe destacar que en la siguiente etapa es la fijación de requerimientos del diseño de la transmisión de 2 velocidades. Se contempla la siguiente tabla 2, para saber si son obligatorios como base de diseño o son deseables por el cliente y no necesariamente alcanzables por la parte de ingeniería al desarrollar este nuevo diseño.

Tabla 2. Requerimientos de diseño.

#	Descripción del requerimiento	Requerido	Deseable
1	La Transmisión debe tener dos velocidades que cumplan las 540 rpm y 1000 rpm	x	
2	Las dimensiones de las transmisiones preliminares se establecen de 300 mm x 300 mm x 500 mm.		x
3	El peso de la transmisión debe ser fácilmente manejado entre dos personas		x
4	La transmisión debe ser capaz de ser impulsada por un motor de combustión interna usando diésel como combustible	x	
5	El mantenimiento debe ser mínimo y sencillo.		x
6	La utilización debe ser sencilla		x
7	La confiabilidad de la transmisión debe ser alta para un uso diario	x	
8	Durabilidad al menos se debe contemplar un uso de 5 años de 8 horas al día como mínimo.		x
9	Seguridad para el operador debe ser tan alta como sea posible	x	
10	Las revoluciones de entrada de un motor de combustión interna se establecen a 1500 rpm.	x	
11	El diseño de la carcasa debe permitir la alineación y manipulación de la transmisión con el entorno de sus elementos mecánicos como es el motor diésel y la maquinaria agrícola	x	
12	Se deben considerar partes planas para tener referencias en la instalación.	x	

13	Debe tener un nivel integrado o fijado a la carcasa de la transmisión para ayudar a la nivelación en la instalación		x
14	El bastidor de la transmisión o base debe permitir la variación de diferentes alturas.		x
15	La fijación debe ser segura y fácil de montar esta debe considerar la opción de absorber las vibraciones mecánicas mediante aislantes como tacones o soportes con material elástico.		x
16	Debe de tener guardas de seguridad en las zonas que tienen desplazamiento angular		x
17	El sistema de pintura debe de soportar por lo menos 5 años sin sufrir corrosión por condiciones normales de uso.	x	
18	Debe considerarse una respiración por la cual los gases generados por la presión interna de la transmisión puedan salir evitando deterioro prematuro de sellos y juntas.	x	
19	Los elementos expuestos a desgaste deben de tener la posibilidad de usar bujes que se cambian fácilmente para evitar el reemplazo de componentes mayores con el paso del tiempo.		x
20	Las refacciones de desgaste como baleros y retenes por citar algunos elementos deben ser seleccionados por catálogos de proveedores que sea común encontrar, para evitar de ser posible utilizar partes mecánicas únicas, esto con la finalidad que las refacciones de la transmisión se puedan adquirir en su mayoría en un centro de refacciones no especializado.	x	
21	Considerar la apertura para una entrada de una toma de fuerza esto puede permitir la diversificación de aplicaciones hidráulicas en la maquinaria agrícola.		x
22	Su funcionamiento debe ser diseñado para que sea silenciosa a las velocidades de trabajo establecidas		x
23	El precio no debe ser mayor a un reductor por engranes del mercado.		x
24	El diseño debe facilitar la manufactura de la transmisión desde la fabricación de los elementos mecánicos particulares hasta el armado de la misma.		x

3.4 Determinación de características.

En referencia a la clasificación anterior en la etapa número 4 se tiene contemplado la determinación de las características en la cual se analiza la factibilidad de la propuesta contra lo existente en el mercado con el objetivo de establecer las metas de deben alcanzarse en las características de ingeniería de la transmisión, de manera que satisfagan los requerimientos expresados por el usuario final, bajo el método de la casa de la calidad la cual se ilustra en el anexo 1.

3.5 Generación de alternativas.

En la etapa 5 tenemos la generación de alternativas, en la cual tenemos como objetivo establecer todas las posibles soluciones potenciales que contribuyan al diseño de un agricultor. Se procede a usar una combinación de soluciones secundarias a partir de un diagrama morfológico que se representa en la tabla 3.

3.6 Evaluación de alternativas.

Como siguiente etapa tenemos el análisis de las alternativas generadas las cuales vamos a desglosar para determinar cuál es la mejor para el diseño de la transmisión presentadas en la tabla 3. Como primer alternativa tenemos los tipo de transmisiones que son por poleas ,catarinas y engranes, la primera opción tienen desventaja sobre las otras ya que para nuestra aplicación se requiere una transmisión que sea para uso rudo y de fácil mantenimiento y el sistema de bandas y polea resulta poco eficaz porque puede llegar a tener deslizamiento y tienen una menor durabilidad la banda frente a una transmisión de engranes o cadena, dejando como opciones a un tren de engranes o de catarinas, se toma la alternativa por la opción de engranes ya que se ajusta más a la aplicación deseada debido a la ventaja que tiene como es que sea sellada, silenciosa y la velocidad de trabajo es mayor.

Como segunda alternativa a discusión tenemos el método de fabricación de la carcasa, ya sea por pailería, fundición o fijación por tornillería debido a la aplicación donde se busca un concepto de alto rendimiento respecto a su mantenimiento y uso. Se procede a seleccionar la fundición ya que es la manera más factible de obtener la geometría necesaria para conseguir un diseño optimo, conjuntamente se ve la opción de usar piezas atornilladas al interior y exterior del diseño para facilitar el mantenimiento y la manufactura.

Tabla 3. Cuadro morfológico para la generación de alternativas del diseño.

Características de la transmisión	1	2	3
Lubricación	Grasa 	Aceite 	
Acoplamiento motor-transmisión-maquinaria agrícola.	Atornillado a una base entre el motor y la transmisión 	Flecha tipo cardan 	
Numero de ejes de salida	1 	2 	Mas de 2 soldas de potencia en ejes o engrane
Posición de los ejes de salida con respecto a la entrada	Paralelos 	Colineales 	Perpendiculares entre ellos 
Sistemas de cambio en la velocidad	Sistema cvt 	Sistema de sincronizadores y tres ejes 	Sistema de engranes planetarios 
Tipos de embrague	hidráulico 	Clutch de pastas 	Embrague flexible de alto torque 
Material de la carcasa	Hierro fundido 	Aleaciones de aluminio 	Aleaciones Metálicas 
Toma de fuerza para bomba hidráulica	Con toma de fuerza 	Sin toma de fuerza.	

Como tercera alternativa tenemos que seleccionar la fuente de poder que va generar el movimiento angular a nuestra transmisión debido que nuestra aplicación es para el sector agrícola nos

encontramos en poder descartar la opción de un motor eléctrico ya que no siempre en las instalaciones agrícolas se cuentan con todas las condiciones de servicios de urbanización esenciales como es la energía eléctrica , quedando como opciones un tractor el cual es el que se pretende sustituir no es opción queda rescatar la opción de un motor de combustión interna pudiendo con esta opción ampliar la posibilidad de que se viable el proyecto en condiciones precarias.

Como cuarta alternativa de solución tenemos que analizar el tipo de lubricación que es esencial por el estudio de la tribología en los elementos mecánicos, entre los lubricantes más empleados se encuentran los aceites y las grasas. Los aceites se utilizan ampliamente para todo tipo de elementos de máquinas sobre grandes intervalos de velocidades, presiones y temperaturas de trabajo. Para su funcionamiento adecuado estos se eligen para consideraciones diferentes de los requisitos de lubricación. Debido a su fluidez el aceite posee varias ventajas sobre la grasa:

Puede entrar con mayor facilidad en la configuración para expulsar contaminantes, como agua y suciedad, transfiere más calor desde elementos de máquina fuertemente cargados. No obstante, a esto, las grasas poseen ventajas sobre los aceites, permiten diseños simplificados de las partes móviles permitiendo ser más eficaz para garantizar la hermeticidad de los elementos a lubricar contra ingreso de suciedad y otros contaminantes lo que requiere menos mantenimiento [26].

Como siguiente alternativa tenemos los acoplamientos tanto de entrada como de salida de la transmisión, en la entrada en base a lo analizado en los motores de línea tenemos el uso de acoplamientos tipo SAE los cuales se van a tomar bajo norma SAE J617 la cual especifica las principales dimensiones y tolerancias para las carcasas del volante del motor y las bridas de acoplamiento de la carcasa de la transmisión. También ubica la cara de la brida del cigüeñal o la cara de tope del orificio piloto de la transmisión en relación con la cara de la brida SAE de la carcasa [27] tal como se describe en la figura 22 y tabla 4. Se muestra en anexo 2 la evaluación de alternativas.

Tabla 4. Dimensiones de coraza bajo la norma SAE J617.

SAE No.	XD	XB	Cantidad de agujeros roscados
0	25.500 (678)	26,75 (679)	dieciséis
1	20,125 (511)	20,88 (530)	12
2	17.652 (448)	18,38 (467)	12
3	16,125 (410)	16,88 (429)	12

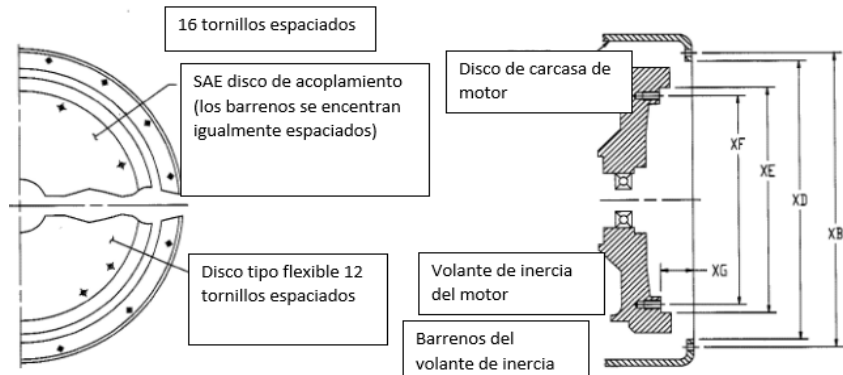


Figura 22 Dimensiones del volante de inercia de un motor con coraza bajo la norma SAE J617.

Por otra parte, tenemos a la salida de transmisión, se va mantener como opción un eje estriado el cual se pueda conectar un eje convencional cardan dependiendo el tipo de velocidad angular seleccionada.

Como última alternativa de solución tenemos la posición de los ejes de entrada con respecto a los engranes, los dos ejes de un engranaje pueden ser paralelos, cortarse o cruzarse. En el primer caso, se utilizan engranajes rectos o helicoidales, y cuando los ejes no son paralelos se utilizan engranajes que, en general, son helicoidales cruzados, de tornillo sinfín, cónicos o hipoidales. Si los ejes son paralelos o se cortan, se puede conseguir que el deslizamiento en los puntos de contacto sea pequeño y, por lo tanto, el rendimiento alto. Si los ejes son cruzados no se puede evitar un deslizamiento alto y, por tanto, el rendimiento será más bajo. Las pérdidas en el engranaje surgen debido al rozamiento de deslizamiento y rodamiento. La magnitud de estas pérdidas depende de la forma de los dientes, de su cantidad y del coeficiente de rozamiento en el engrane [19]. Por lo tanto, envase a lo analizado se determinan en usar una configuración de trenes de engranes paralelos.

En el sistema de cambio de velocidades debido a la alta confiabilidad de la transmisión se selecciona el tipo de cambios por sincronizadores que resulta más confiable que los sistemas por CVT y sistema de cambios por engranes planetarios.

El sistema de embrague se escoge de empuje con pastes por la duración que se requiere y el diseño sencillo de fácil uso para el agricultor.

Debido a que el peso es una característica con menos ponderación que el precio final de la transmisión se escoge como material del housing de la transmisión el acero colado dejando a un lado las aleaciones metálicas y de aluminio.

Como último punto analizar se tiene que descartar la implementación de la toma de fuerza lateral de la transmisión por costo y espacio dando como resultado un diseño más compacto y de menor costo.

3.7 Diseño conceptual

Al desarrollar la metodología completa del autor Crooss se tienen los fundamentos para empezar con el diseño conceptual, se debe de consolidar todos los parámetros que se desarrollaron anteriormente, el proceso que se toma para el crear el diseño conceptual es crear bosquejos simples durante el desarrollo de la metodología he ir creando los primeros modelos de manera digital en 3D con ayuda de los software como Solid Works lo cual es de gran ayuda para los diseñadores jóvenes de representar con facilidad las ideas digitalmente. Esto ayuda a ir tomando decisiones de la funcionalidad en un diseño mecánico como es el caso de esta transmisión en la Figura 23 se muestran los primeros dibujos a mano, que salen de las primeras etapas de la metodología como es la generación de alternativas hasta su evaluación obteniendo un concepto solido que cubre todos los objetivos y requerimientos de la metodología desarrollada.

Es importante mencionar que las herramientas de CAD de la actualidad ayudan a dimensionar rápidamente un diseño sin dejar a un lado que se pueden obtener ciertas características puntuales como es el peso que es un parámetro importante en el diseño de cualquier producto a desarrollar

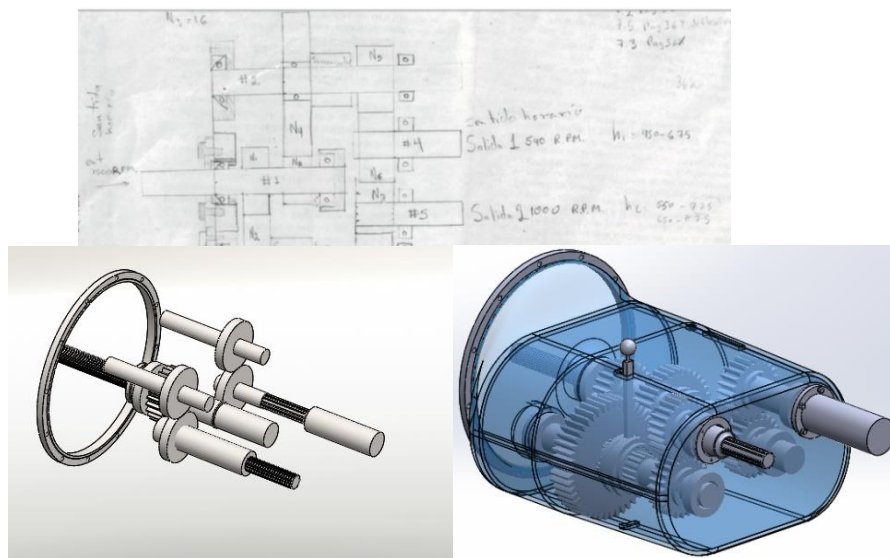


Figura 23 Diseño conceptual en sus diferentes fases de diseño.

3.8 Metodología de la memoria de cálculo

El proceso que se toma para la memoria de cálculo de la transmisión y pasar de un diseño conceptual a un diseño formal tomando en cuenta el procedimiento del libro de diseño en ingeniería de Shigley adecuando a la aplicación que se tiene para este caso de estudio.

Como primer paso tenemos que calcular el valor de tren de engranes para tener el número de dientes necesario a manera conceptual con la ec. (4) se verifica el mínimo número de dientes para un módulo (m) de 6, un factor k de 1 y un ángulo de presión de 20 grados lo cual nos da pauta a determinar el diámetro de paso con la ec. (5) donde N es el número de dientes y d es el diámetro de paso.

$$N_p = \frac{2k}{(1+2m)\text{sen}^2\phi} \left(m + \sqrt{m^2 + (1+2m)\text{sen}^2\phi} \right) \quad (4)$$

$$d = mN \quad (5)$$

Por lo consiguiente se calculan la velocidad de paso V, las cargas transmitidas (W) y proponiendo un ancho de caro de veces el diámetro de paso en cada engrane a partir de la ecs. (6)-(8) este puede oscilar entre 3 a 5 veces del diámetro de paso, para este diseño se toma 3. Para cada engrane se debe calcular los ciclos de vida finita de 8 horas diarias por 5 años dada las revoluciones de entrada nos da los ciclos de trabajo.

$$V = \frac{\pi \cdot d \cdot \omega}{12} \quad (6)$$

$$W = 33000 \frac{H}{V} \quad (7)$$

$$F = 3 \frac{\pi}{d} \quad (8)$$

En este mismo orden y dirección se obtienen todos los factores que intervienen en la validación del esfuerzo de contacto en la ec. (9) y el esfuerzo por flexión en la ec. (10) de la norma ANSI/AGMA 2001-D04.

$$S_c = C_p \sqrt{(W' K_0 K_v K_s \frac{K_m C_f}{d_p F I})} \quad (9)$$

$$S_t = W^t K_0 K_v K_s \frac{P_d}{F} \frac{K_m K_B}{J} \quad (10)$$

En ese mismo sentido se obtienen las fuerzas de cada engrane se ilustra un diagrama de cuerpo libre en la Fig. 24 para engranes de dientes rectos donde W_r es fuerza radial.

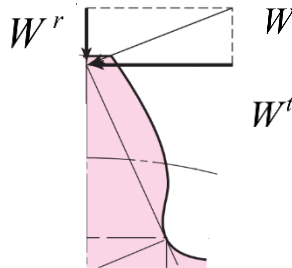


Figura 24 Diagrama de cuerpo libre de un diente de engrane recto.

Posteriormente se utiliza para el cálculo de los ejes en los cuales se determina la resistencia a la fatiga con la ec. (11), el diámetro (D) se calcula por el criterio de Goodman incluyendo los concentradores de esfuerzo en cada una de las secciones de cada eje con la ec. (12).

$$S_e = K_a K_b K_c K_d K_e K_f S'_e \quad (11)$$

$$D = \left\{ \frac{16n}{\pi} \left(\frac{2(K_f M_a)}{S_e} + \frac{[3(K_{fs} T_m)]^{1/2}}{S_{ut}} \right) \right\}^{1/3} \quad (12)$$

Con el conjunto de los engranes y ejes definidos podemos tener un dimensionamiento global de la dimensión del housing junto con el cálculo de los rodamientos y otros elementos como retenes y opresores como parte final de la memoria de cálculo se busca afinar los detalles del diseño buscando la rentabilidad del diseño, la durabilidad y seguridad del usuario final. Se muestra como anexo 3 la memoria de cálculo del espesor de cara de cada engrane y la obtención de las fuerzas normales, tangenciales y axiales en los engranes rectos y helicoidales, este proceso se ilustra en la figura 25.

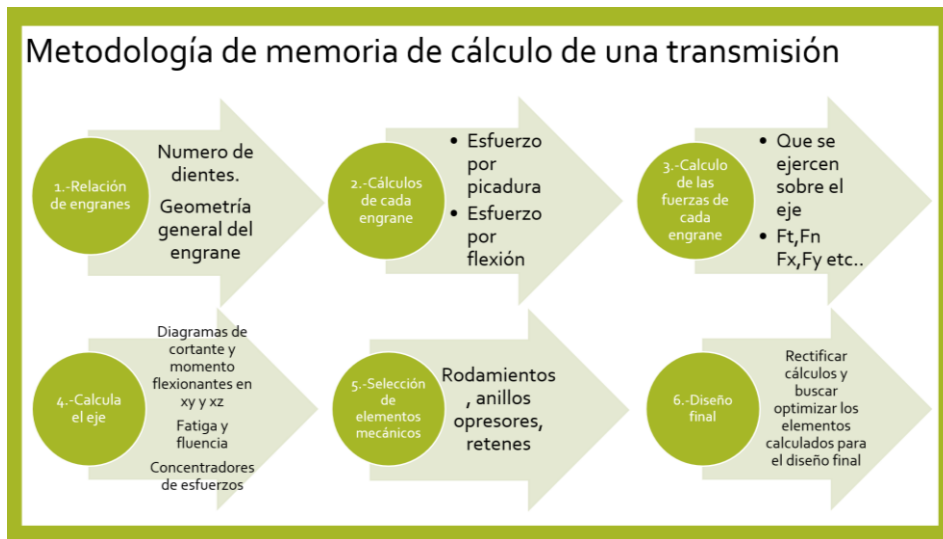


Figura 25 Flujo de memoria de cálculo de una transmisión.

CAPITULO 4 RESULTADOS

4.1 Engranajes

Se calculan las dimensiones de cada engrane con un módulo de 6 y con un material seleccionado acero ASTM A29/A29M-03 o AISI 4340 carbonizado y endurecido el cual cubre los requerimientos de esfuerzo por fatiga y flexión a los que está sometido cada engrane en esta primera fase de diseño de la transmisión, en la tabla 5 se refleja la geometría general de los engranes con los diámetros de pasos, ancho de cara y número de dientes, con estos datos se puede completar la geometría total de cada engrane. su composición química del material de los engranes se muestra en la tabla 6. [28-30]

Tabla 5 – Dimensiones de cada engrane.

Engrane #	GRADO AGMA	Ancho de cara	Diámetro de paso	Módulo	Material AISI 4340	Número de dientes	factor de seguridad esfuerzo	factor de seguridad flexión
Engrane 1	Grado 3	1.75	5.67	6.00	539.00	24.00	1.56	2.36
Engrane 2	Grado 2	1.75	8.50	6.00	539.00	36.00	1.69	1.58
Engrane 3	Grado 3	1.25	5.67	6.00	539.00	24.00	1.42	1.61
Engrane 4	Grado 2	1.25	8.50	6.00	539.00	36.00	1.54	1.69
Engrane 5	Grado 3	2.00	6.27	6.00	539.00	23.00	1.72	1.92
Engrane 6	Grado 3	2.00	10.91	6.00	539.00	40.00	2.14	1.36
Engrane 7	Grado 3	1.50	7.36	6.00	539.00	27.00	1.41	1.50
Engrane 8	Grado 3	1.50	7.36	6.00	539.00	27.00	1.41	1.50

En la tabla 6 se muestra la composición química del material de los engranes ASTM A29/A29M-03.

Tabla 6 – Composición química ASTM A29/A29M-03.

Elemento	Rango de %
Carbón	0.38-0.43
Magnesio	0.60-0.80
Fosforo	.035
Sulfuro	.040
Nickel	1.65-2.00
Cromo	0.70-0.90
Molibdeno	0.20-0.30
Sy	1896 MPa
Sut	1997 MPa
Dureza Vickers	617
Módulo de elasticidad	200Mpa

Para validar los cálculos tradicionales se realiza un análisis comparativo entre el análisis analítico usando el código ANSI/AGMA 001-D04 y por otra parte con la herramienta CAE con el software Ansys Workbench. Se toman para análisis los engranes N1, N3, N5, N6 y N7 como muestra del 62.5% del total de los 8 engranes. El esfuerzo de compresión del engrane N1 es de 985.32 MPa [31] calculado de manera analítica. El desarrollo de la memoria de cálculo se puede consultar en el anexo 5 sección memoria de cálculo de un engrane recto N1 y helicoidal N6, el proceso que se realiza para el resto de los engranes es similar en cada engrane. Los parámetros de los dos métodos de análisis por CAE son los siguientes:

Método 1 la malla que se usa tiene 47723 nodos, las restricciones en el modelado se introducen como soportes fijos, se ilustran en la figura 26 (a). Se muestra con la letra A, el primer soporte fijo lo cual simula como si estuviera el eje apoyando al engrane y la letra b simula la cuña del engrane en las caras de contacto del engrane y la cuña.

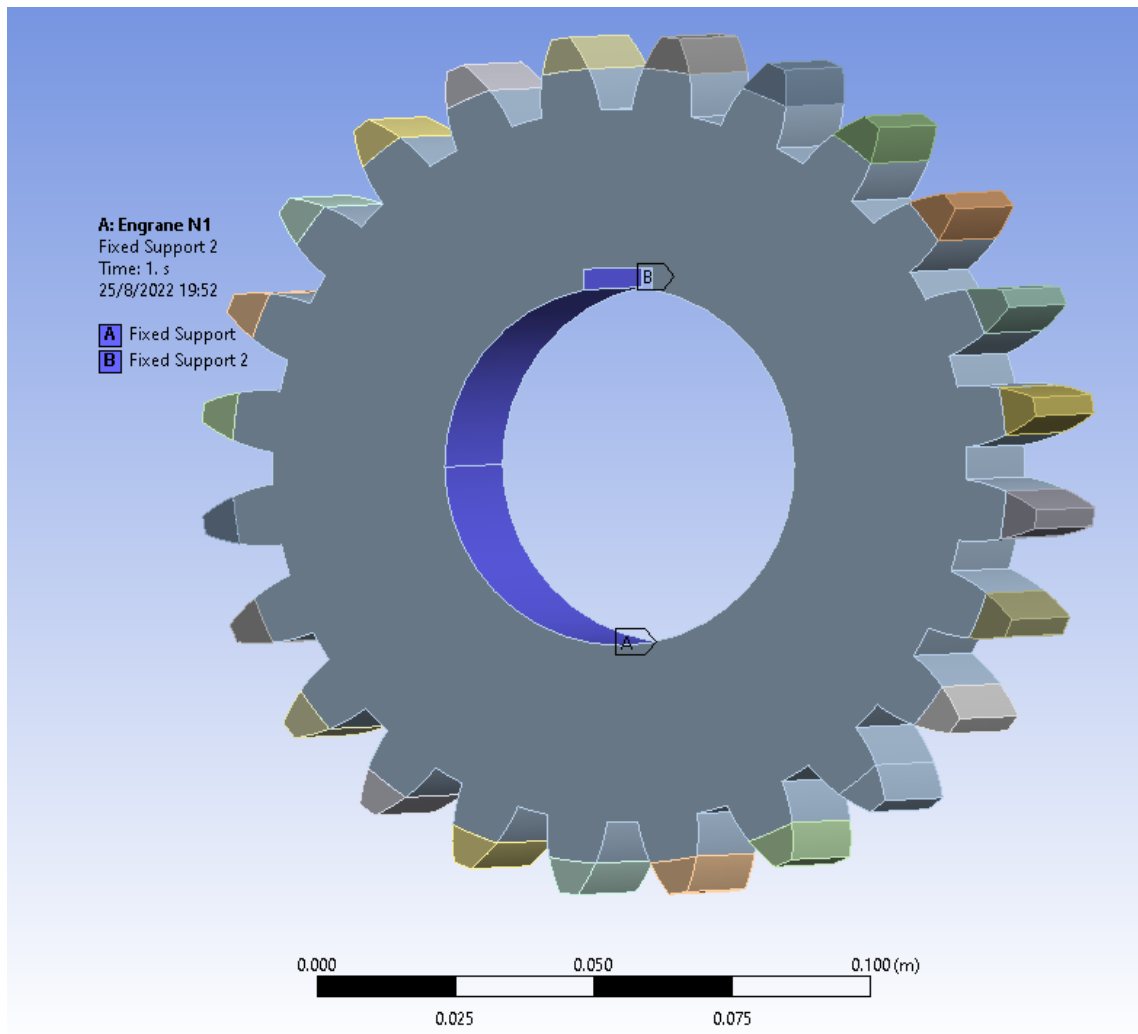


Figura 26- (a) Aplicación de sujeciones en el modelo de CAE del engrane N1.

Otro parámetro importante es la fuerzas tangencial y normal estas se ubican en la cara del diente del engrane a la altura del diámetro de paso, esto se logra partiendo el modelo del engrane en Solid Works para tener una línea de aplicación de las fuerzas antes mencionadas, esto se puede apreciar en la imagen 26 (b) los valores introducidos en CAE de 5631.9 N y 15473 N se puede apreciar su obtención en el anexo memoria de cálculo en la sección de fuerzas para engranes.

Los resultados por CAE se obtienen realizando un análisis estructural en Ansys Workbench usando la teoría de Von Mises arroja un esfuerzo equivalente de 1007.4 MPa que se ejemplifica en la figura 26 (c), la diferencia entre ambos métodos es 2.19%, con este valor se valida el procedimiento analítico del esfuerzo por contacto que se obtiene siguiendo el método de la normativa ANSI/AGMA 001-D04.

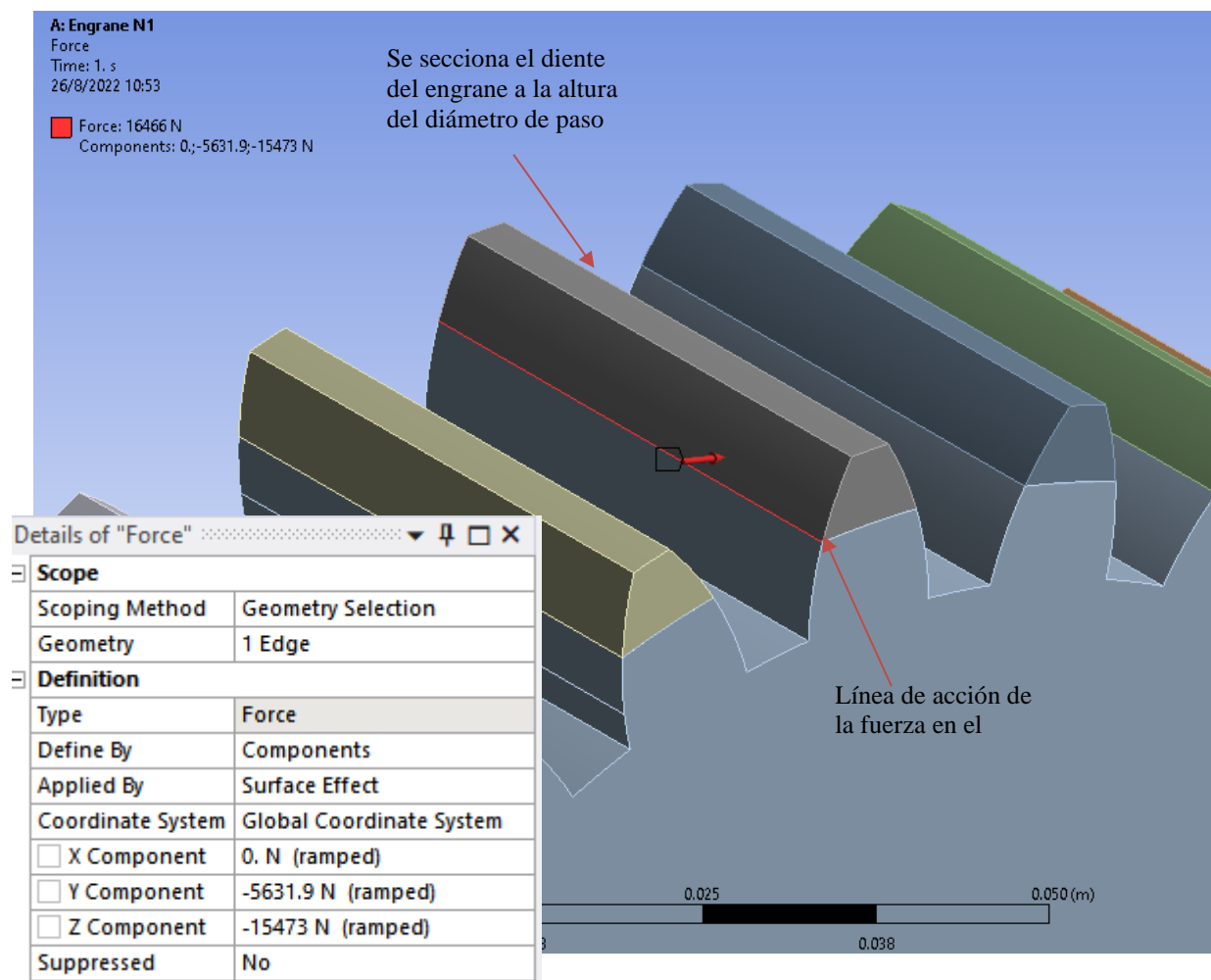


Figura 26- (b) Aplicación de fuerzas normal de 5631.9 N y tangencial de 15473 N en la cara del engrane a la altura del círculo de paso en el engrane N1.

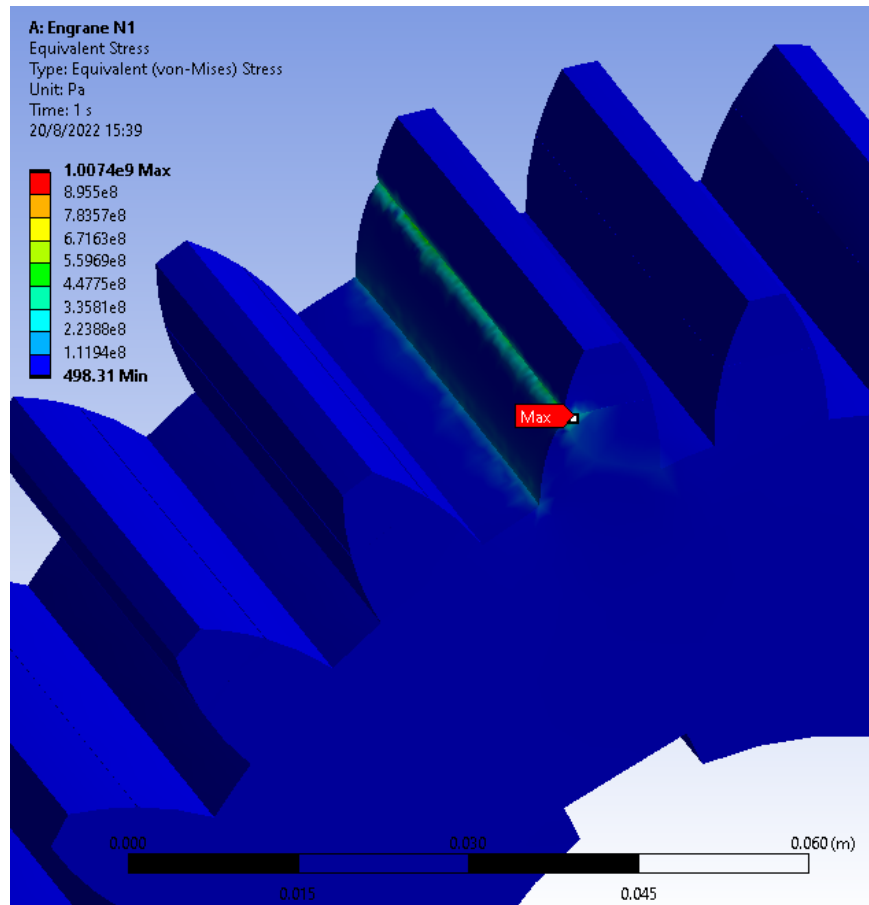


Figura 26- (c) El análisis CAE de esfuerzo equivalente del engrane N1 1007.4 Mpa.

El análisis anteriormente mencionado se aplica para los 8 engranes de la transmisión. Cabe mencionar que el comportamiento que se obtuvo al analizar por CAE las geometrías de los engranes completos en 3D bajo la extensión IGS desde Solid Works en Ansys Workbench es similar a estudios hechos por otros investigadores donde se encuentran antecedentes usando presión derivada de la fuerza tangencial sobre la cara del diente del engrane a la altura de la línea de paso, este análisis es la teoría desarrollada por Edgar Buckingham. [32]

Los resultados de los estudios antes mencionados de los engranes de la transmisión a diseñar se condensan en la tabla 7 comparando el esfuerzo por contacto y el esfuerzo equivalente obtenido por CAE. Un punto importante que el S_y del AISI 4340 se lleva a un esfuerzo de 1896 MPa psi por los tratamientos térmicos y requerimientos del material de acuerdo al grado 3 o 2 de la norma ANSI/AGMA 001-D04 mencionados en la tabla 5.

Método 2: para este método de análisis por CAE se contempla en el estudio el esfuerzo que resulta de introducir las caras de los dientes un contacto esto se ilustra en la figura 27a y se agregan puntos remotos y con desplazamiento remoto para simular las restricciones que tendría el engrane con el eje en la caja del mismo esto se puede visualizar en la figura 27b. De esta manera se obtiene la distribución de esfuerzos y el perfil clásico de la distribución de esfuerzos de dos dientes de engranes en contacto. Este proceso se acerca más a la realidad de lo que pasa en los engranes, en la figura 28-31 se aprecia la distribución de esfuerzos entre los engranes de la transmisión de dos velocidades para agricultor, este proceso se repite para el resto de los engranes para cotejar el método 1 por CAE y AGMA.

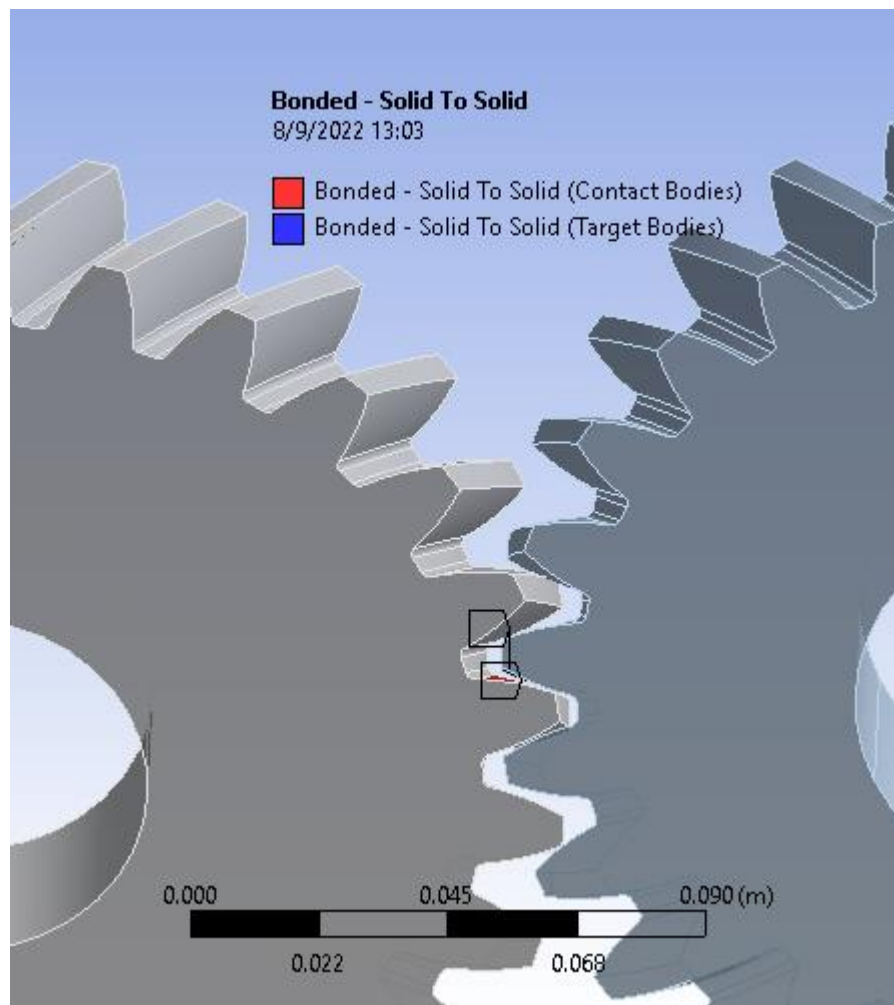


Figura 27a- caras de contacto entre los dientes a simular del juego de engranes N6 y N7.

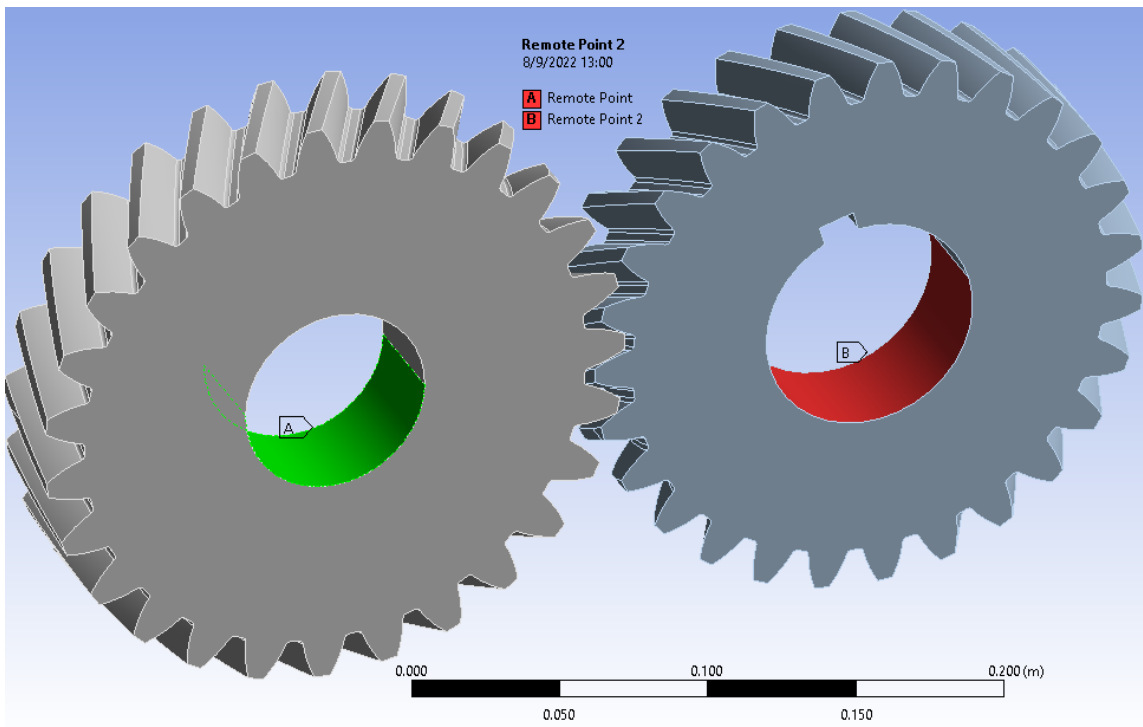


Figura 27b- Puntos remotos en juego de engranes N6 y N7.

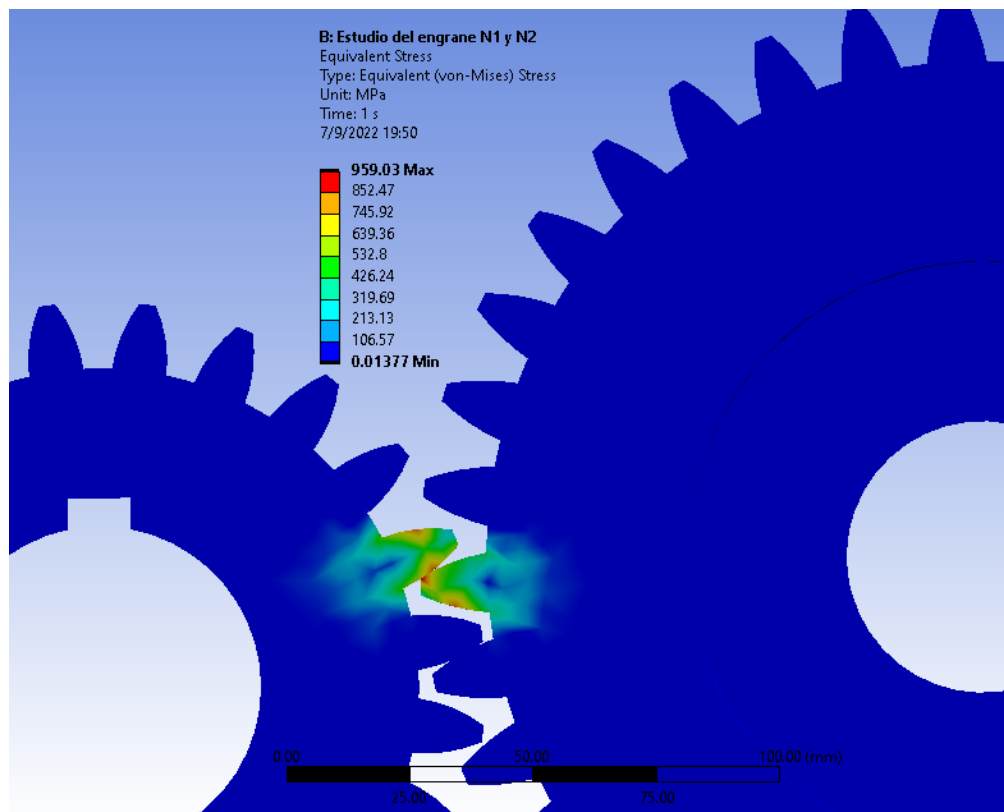


Figura 28- El análisis por CAE del juego de engranes N1 y N2 se muestra el esfuerzo equivalente del engrane del lado izquierdo N1 de 959.03 MPa se puede apreciar el perfil de esfuerzo entre dos engranes.

En la figura 29 se puede apreciar la distribución de esfuerzos al considerar un contacto entre las caras de cada diente lo que nos arroja es de esperarse. Es menor el esfuerzo en el radio de entalle del diente que en la raíz del engrane a la altura del diámetro de paso, ya que en ese punto es el punto crítico donde se concentra el mayor esfuerzo con la menor área de la cabeza del diente del engrane y después de ese punto en la cabeza del diente empieza a tener importancia el esfuerzo del diente inmediato gracias al contacto entre la raíz y la cabeza de los dientes siguientes

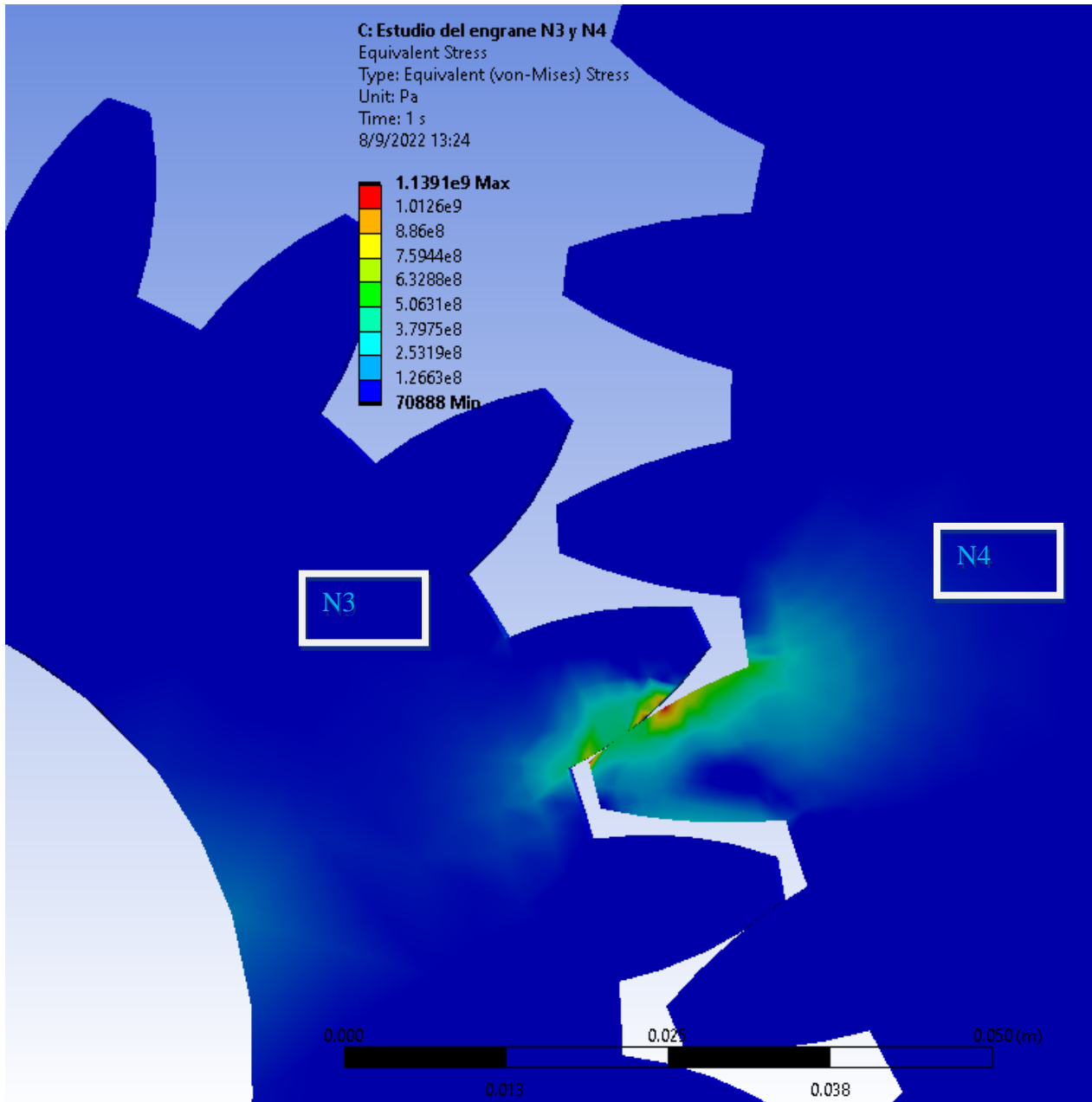


Figura 29- El análisis por CAE del juego de engranes N3 y N4 se muestra el esfuerzo equivalente se puede apreciar el perfil de esfuerzo clásico entre dos engranes.

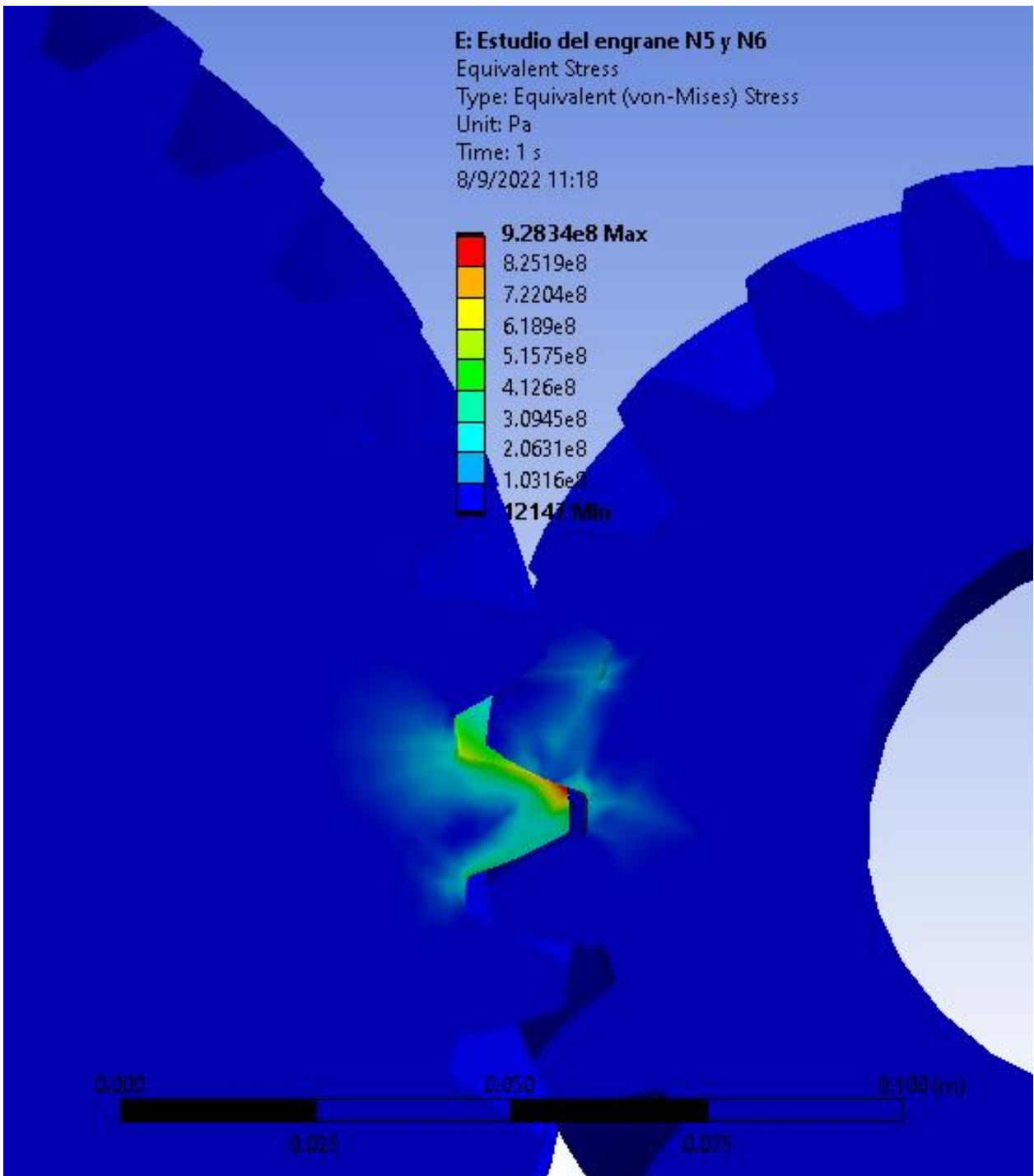


Figura 30- El análisis por CAE del juego de engranes N5 y N6 se muestra el esfuerzo equivalente del engrane del lado izquierdo N6 de 928.3 MPa, Cabe mencionar que este juego de engranes es helicoidal.

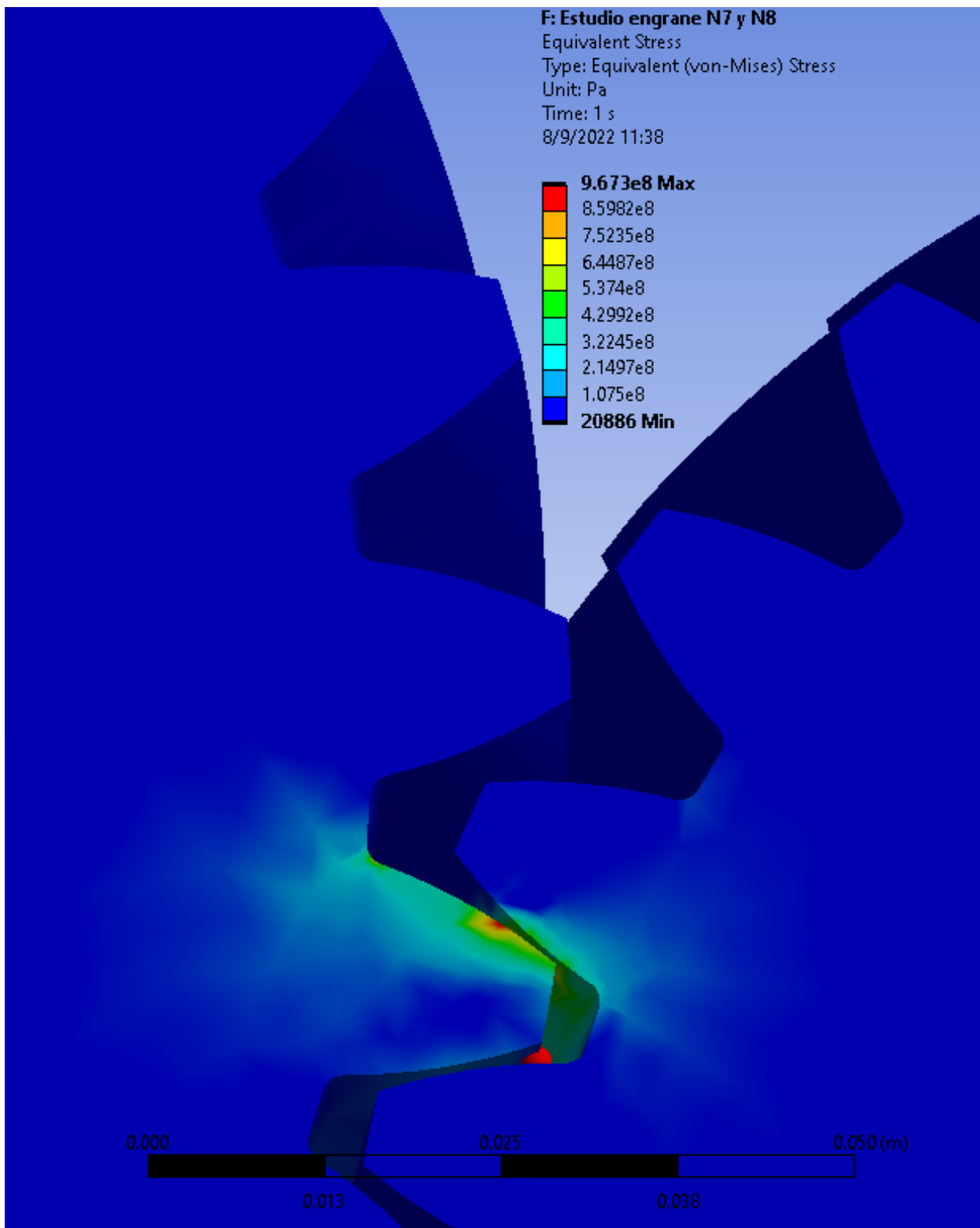


Figura 31- El análisis por CAE del juego de engranes N7 y N8 se muestra el esfuerzo equivalente del engrane del lado izquierdo N6 de 967.3 MPa.

en la tabla 7. Se condensan los resultados de obtenidos de los análisis CAE y método analítico por AGMA de los engranes de la transmisión de dos velocidades para agricultor.

Esfuerzo de contacto	AGMA (MPa)	CAE Método 1 (MPa)	Diferencia M1 vs M. A.	Diferencia M2 vs M. A.	CAE Método 2 (MPa)	Sy (MPa) AISI 4340
Estudio engrane N1	985.32	1007.4	2.19%	5.33%	1037.9	1896
Estudio engrane N3	1013.11	1187.9	17.25%	12.6%	1140.8	1896
Estudio engrane N5	979.53	890.53	1.72%	16.08%	821.96	1896
Estudio engrane N6	718.19	730.78	1.72%	29.26	928.34	1896
Estudio engrane N7 y N8	1086.56	840.61	22.63%	10.97	967.3	1896
Promedio			9.10%	14.85%		

En la Figura 32 se procede a graficar la diferencia que se tiene entre los métodos 1 y 2 de los análisis en CAE y el método analítico que indica la AGMA el cual en promedio refleja un 9.10% de diferencia contra el método 1 y 14.85% contra el método 2.

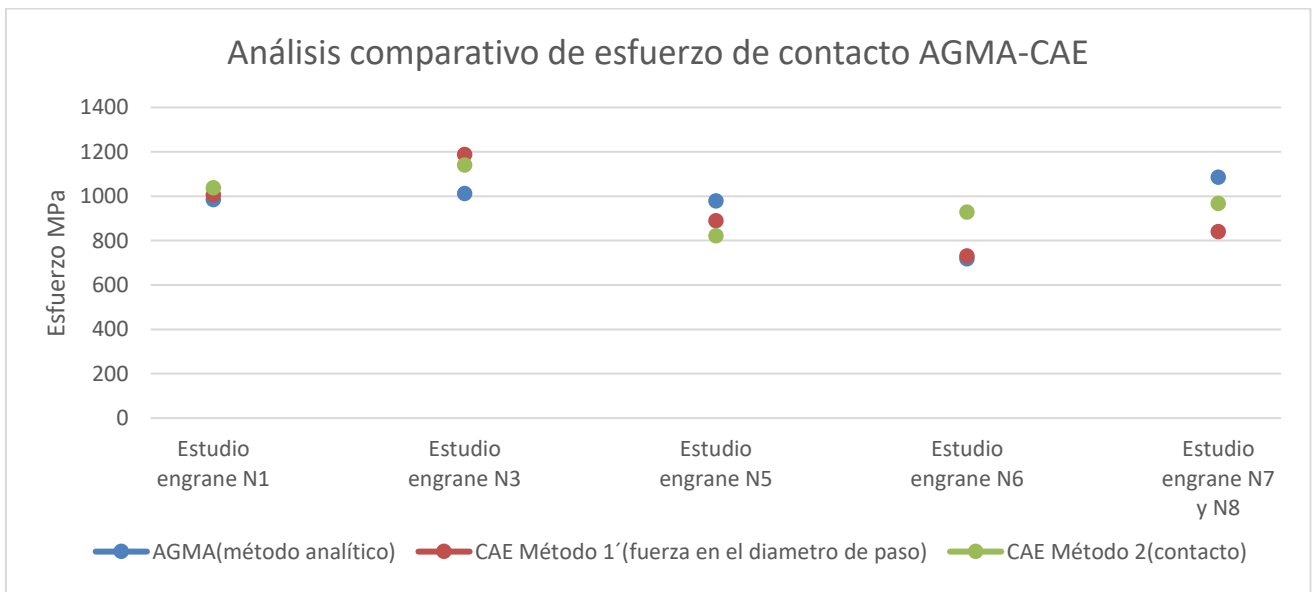


Figura 32 - Grafica de esfuerzo de contacto por CAE y el método AGMA.

En el estudio del esfuerzo de contacto del engrane 7 y 8 tiene la mayor variación del esfuerzo de contacto obtenido por CAE y AGMA con un 22.63% lo cual este estudio se toma como aceptable debido al promedio global de los demás estudios.

Dadas las dimensiones de los engranes se procede a plasmar el concepto obtenido en 3D con el software Solid Works con un dimensionamiento discreto a los cálculos obtenidos en la figura 33 (a) se muestra la vista isométrica de los trenes de engranes junto con los ejes en sus posiciones finales de trabajo. En este sistema se contempla un sistema de sincronizadores para la selección de marchas. Adicionalmente se menciona que se tuvo que aumentar un juego de engranes más a cada salida para conservar el sentido de giro al cual trabajan las tomas de fuerza y en la figura 33 (b) se muestra la vista superior y se ilustra la entrada del sistema a 1500 rpm que serán generadas por el motor de combustión interna y las salidas antes descritas a 540 rpm y 1000 rpm junto con el sistema de cambios que será por sincronizadores esto con la finalidad de mantener la seguridad del operador en todo momento, ya que los ejes de salida se deben accionar solo cuando esté conectado con el implemento agrícola que use el agricultor con la finalidad de evitar errores en los acoplamientos y al mismo tiempo no tener piezas móviles en movimiento sin guarda de seguridad para evitar atrapamientos y accidentes graves que pongan en riesgo al operador.

En la figura 33 (c) se muestra una vista isométrica de la transmisión en la cual cabe destacar que la brida de acoplamiento con el motor de combustión interna está conforme a la norma SAE 617J y en la figura 33 (d) se contempla una vista lateral de la transmisión en la cual cabe puntualizar que el proceso de fabricación será por fundición con ello se pretende en este diseño tener una geometría lo más simple posible y que al mismo tiempo se cumpla con un costo bajo de la carcasa de la transmisión. De igual manera es considerado un ángulo de salida en la parte trasera de la transmisión que ayudará para el proceso de fabricación seleccionado.

4.2 Embrague

El embrague que se contempla para la entrada de la transmisión es elástico de alta potencia esto nos simplifica el sistema de acoplamiento entre el motor de combustión interna y la transmisión, se toma en cuenta que estos embragues son libres de mantenimiento. La marca del embrague es Renold el modelo es Hi-Tec Couplings RB, se compone tanto de caucho que soportan la compresión y el esfuerzo cortante absorbiendo las vibraciones torsionales que se presenten en las variaciones de torque en el acoplamiento entre los motores de combustión interna a Diésel y la maquinaria agrícola proporcionando al diseño una larga vida, este tipo de embrague se ilustra en la figura 34. Este modelo de embrague se fija al volante de inercia del motor de combustión interna.

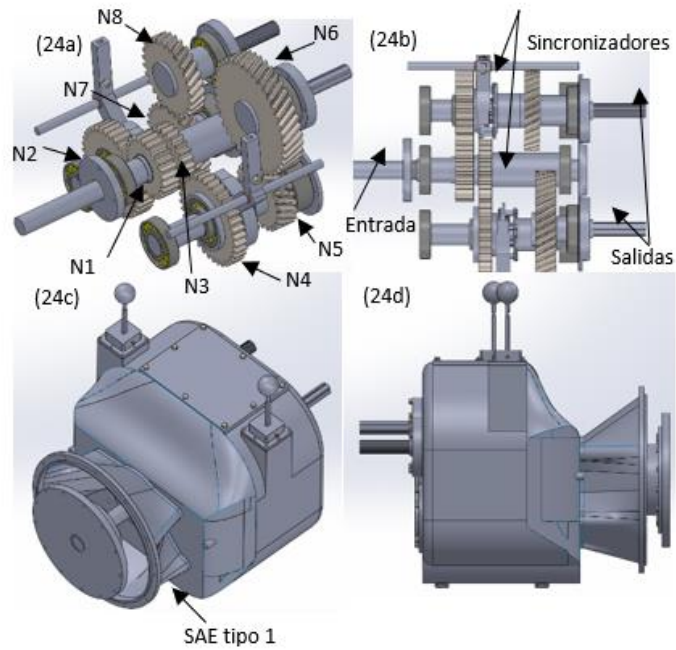


Figure 33 - (a) vista del tren de engranaje de la transmisión; (b) vista superior del tren de engranes; (c) vista isométrica; (d) vista lateral.

como lo haría tradicionalmente un embrague de un automóvil produciendo movimiento angular desde el arranque del motor de combustión interna.



Figura 34 – Embrague RB Renold.

Dado que se tiene la posibilidad de tener dos salidas se puede aplicar para generar una estación de producción de alimento balanceado conectando a cada salida un molino y una revolvedora de

alimento esto da como resultado una contribución sustancial en la mecanización de la producción de alimento en las granjas de animales para consumo humano esto se explica a manera de bloques en la figura 35.

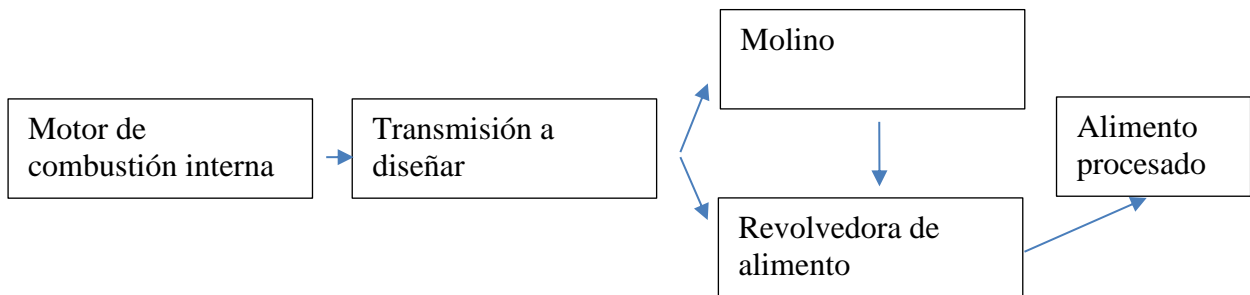


Figura 35- Planta de alimento balanceado con motor de combustión interna para áreas donde no hay infraestructura eléctrica.

4.3 Ejes

Con los engranes definidos en su totalidad se procede a calcular y determinar el eje central de la transmisión el cual se integra en su cálculo analítico, concentradores de esfuerzos necesarios para garantizar el correcto acoplamiento y funcionamiento de los engranes, baleros y seguros en él, también se verifica la deformación producida por las fuerzas mediante un análisis CAE por Ansys Workbench, el cual se muestra en la figura 36 teniendo la deformación máxima de .01073 mm la cual es admisible ya que está por debajo de los estándares típicos de pendientes y deflexión transversal del libro de diseño en ingeniería mecánica de Shigley [14] para engranes

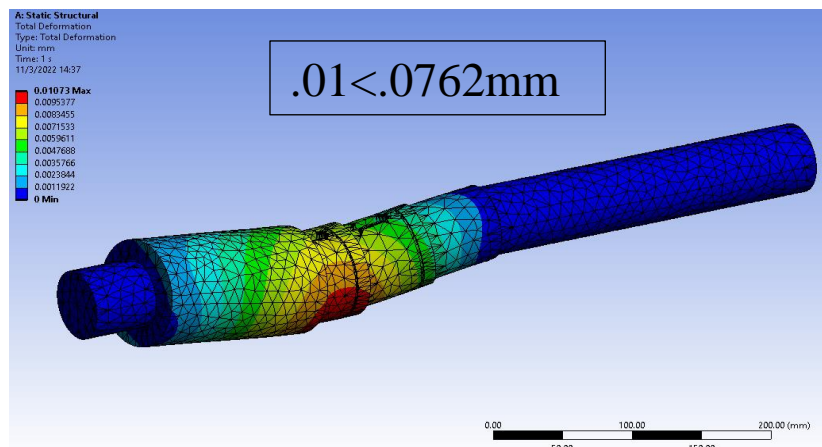


Figura 36 Análisis por CAE de la deformación máxima que presenta bajo las cargas expuestas de los engranes en el eje central.

rectos con $20 < p < 50$ donde p es el número de dientes entre el diámetro de paso indica que debe ser menor a .0762 mm.

En los demás ejes se analiza la deformación si está dentro de la permisible para el correcto ajuste entre los engranes los resultados de estos análisis se condensan en la tabla 8.

Tabla 8 Deformación de ejes de la transmisión de dos velocidades para agricultor

Eje de transmisión	Deformación en mm
Eje central	.0107
Eje lateral 540 rpm	.0674
Eje lateral 1000 rpm	.0393
Eje de salida 540 rpm	.0289
Eje de salida 1000 rpm	.0311

Aunado a este proceso se obtienen los ejes laterales de la transmisión ilustrados en la figura 37 (a), los cuales llevan el sistema de cambios que se realiza por un sistema de sincronizador que se toma de catálogo existente para minimizar costos en futuros mantenimientos al usuario final y pueda encontrar en refacciones automotrices las piezas que están sujetas a desgaste. Estos ejes antes mencionados llevan dos engranes uno de dientes rectos y el otro engrane es helicoidal debido a que se tenía que reducir el ancho de cara del engrane N5, N6, N7 y N8. Otra característica a mencionar de los ejes laterales es que se diseñan con arreglos con las mismas características, para poder hacerlos similares simplificando el diseño produciendo un arreglo en el cual sean el mínimo de número de partes o tener un diseño que permita unificar los materiales de fabricación como son los rodamientos los seguros y dimensiones de las piezas que ensamblan en los ejes como engranes y el sincronizador con esto se evita comprar diferentes diámetros de barras sólidas para maquinar los ejes, lo anterior mencionado se ilustran en la figura 37 (a) donde se visualizan el arreglo clásico de ejes paralelos que se realiza para obtener una transmisión de dos velocidades , que al usuario final le permite activar y desactivar las salidas de la transmisión a las necesidades de la maquinaria acoplar.

En la figura 37 (b) se muestra el acoplamiento que se integra al motor de combustión interna respetando la estandarización de la norma SAE 617J. En la figura 37 (c) se muestra el eje central que lleva el par de entrada de la transmisión a los ejes laterales gracias al acoplamiento directo del embrague de alto impacto RB antes mencionado en el punto 4.2 el cual mantiene un par constante que le ayuda a resistir las variaciones de torque que se presentan en la maquinaria agrícola.

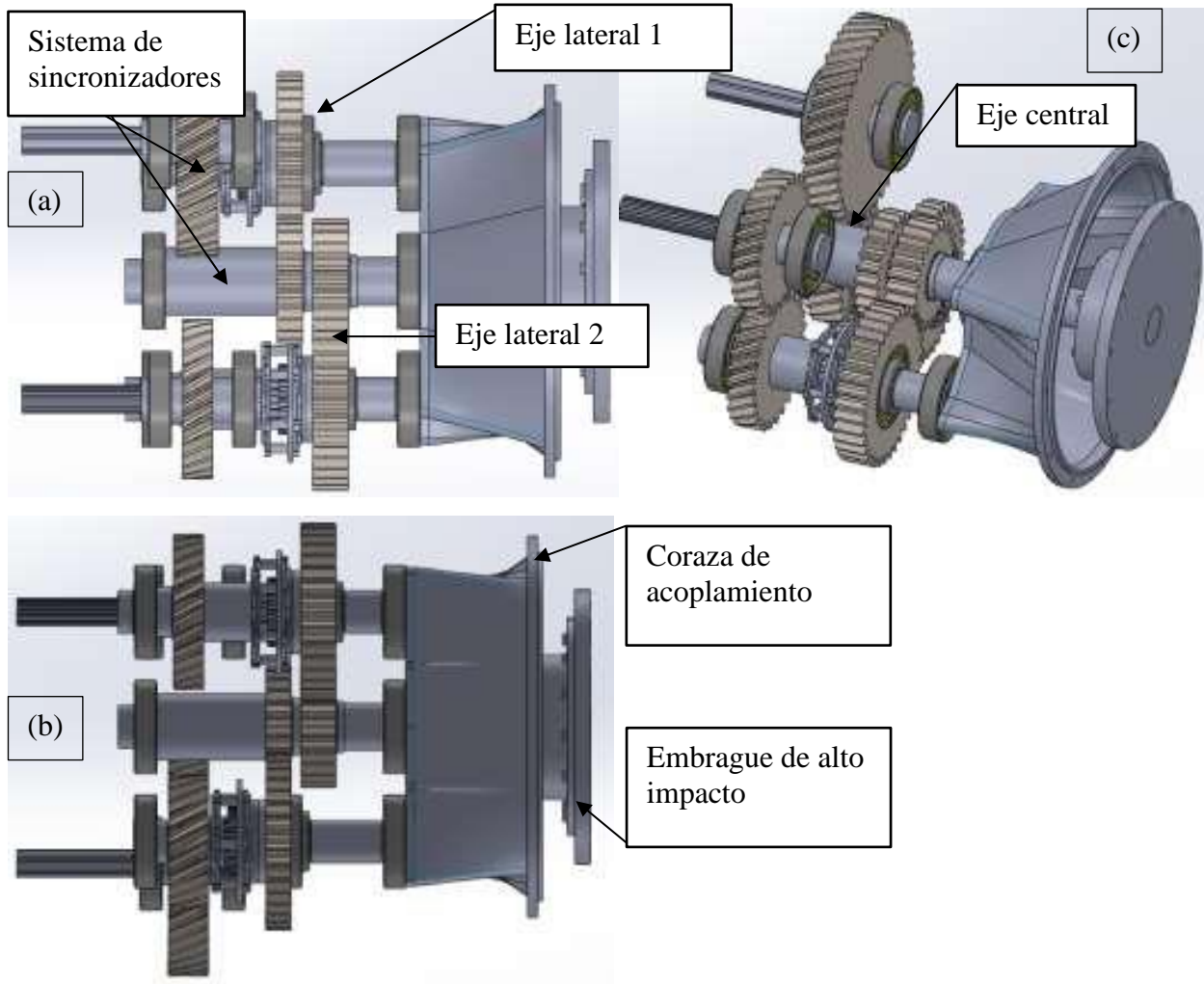


Figura 41 (a)Arreglo CAD del tren de engranes de una transmisión para agricultor con 2 velocidades, (b) coraza y embrague de transmisión, (c) eje central de la transmisión el cual se acopla al embrague de alto impacto.

Los materiales que se seleccionan para su diseño es el 1040 estirado en frío con una resistencia última a la tensión de 520 MPa y una dureza de Brinell de 140, entre otros que se resumen en la tabla 9 donde se tienen sus composiciones químicas, sus principales propiedades mecánicas como son el esfuerzo a la fluencia S_y , dureza y los tratamientos térmicos que marque el diseño de los ejes.

Tabla 9 – Materiales y composición química de los materiales de los ejes de la transmisión.

Eje de la transmisión	Material	Dureza	Sy (MPa)	Tratamiento térmico	Composición química						
					C	Mn	Si	P	S	Cr	Mo
Eje central	AISI 1040 CD	140 Brinell	290	-	.37-.44	.60-.90	-	.04	.05	-	-
Eje lateral 1	AISI 1040 CD	140 Brinell	290	-	.37-.44	.60-.90	-	.04	.05	-	-
Eje lateral 2	AISI 1040 CD	140 Brinell	290	-	.37-.44	.60-.90	-	.04	.05	-	-
Eje de salida 540 RPM	AISI 4142		1640	Templado y revenido 316 °C	.4-.45	.75-1	.15-.35	.04	.04	.8-1.1	.15-.25
Eje de salida 1000 RPM	AISI 1040	514 Brinell	593	Templado y revenido 205 °C	.48-.55	.6-.9	-	.04	.05	-	-

Para el cálculo del dimensionamiento de los ejes se basa en dos partes la primera es realizar el análisis de los esfuerzos, factor de seguridad, modos de vibración por CAE y la segunda es seleccionar un punto al azar para comparar el esfuerzo equivalente de Von Mises que se obtiene por medio de CAE con el cálculo de manera analítica del esfuerzo equivalente y la también cotejar el factor de seguridad de la teoría de distorsión de Goodman esto se puede consultar en el anexo correspondiente a la memoria de cálculo de eje lateral 1000 RPM.

Esto se hará en dos ejes solamente que son los laterales en un concentrador de esfuerzos de cuña para obtener un criterio de comparación entre CAE y el método analítico con esta comparación se analizarán los parámetros que se hayan introducido en el análisis estructural de Ansys Workbench estén proporcionando datos útiles para el diseño de la transmisión. En la tabla 10 se condensan los resultados de CAE del esfuerzo equivalente, el factor de seguridad y los modos de vibración de los ejes con las frecuencias de resonancia, estos resultados se reflejan una rigidez del sistema al encontrarse demasiado alejados de las frecuencias de sus modos de vibración de cada eje. En la figura 38 se grafican todos los modos de vibración para ser más visual que están muy alejados de la frecuencia de excitación, para la segunda parte del análisis se comparan en la tabla 11 los dos ejes laterales de la transmisión en el esfuerzo equivalente y los factores de seguridad en un concentrador de esfuerzos de ranura para cuña. Las teorías de cálculo analítico que se seleccionan son las Ed. de Goodman y el esfuerzo equivalente.

Tabla 10 – Materiales y composición química de los materiales de los ejes de la transmisión.

Ejes	F.S. por CAE	Sy/sut (MPa)	σ_{eq} por CAE (MPa)	Frecuencia de modos de vibración (Hz)
Eje Lateral 1000 RPM	3.63	290/520	129.78	Modo 1:2069.6 Modo 2:4088.1 Modo 3:5451.3 Modo 4: 6958.6
Eje Lateral 540 RPM	2.38	290/520	121.54	Modo 1:2313.9 Modo 3:5215.2 Modo 4: 5354.2 Modo 5:7927.6
Eje central 1500 RPM	2.70	290/520	107.22	Modo 1:558.19 Modo 3:2144.2 Modo 4:2155
Eje de salida 540 RPM	1.49	1640/1770	1152	Modo 1:1122.6 Modo 3:3696.3 Modo 4: 4966.4 Modo 5:5453.8
Eje de salida 1000 RPM	1.35	593/807	437.67	Modo 1:1124.7 Modo 3:2477.4 Modo 5:5475.3

Tabla 11 – comparación de CAE y el método tradicional de diseño analítico de un cuñero de los ejes laterales de la transmisión.

Eje	F.S. CAE	F.S. σ_{eq} Método analítico	F.S. Método analítico ED de Goodman	Sy/Sut	σ_{eq} Von Mises por CAE(MPa)	σ_{eq} Von Mises por método analítico	% de diferencia entre σ_{eq}
Eje lateral 1000 RPM	2.1398	2.68	3.01	590/520	129.78	107.85	25.9%
Eje lateral 540 RPM	2.386	3.84	2.34	590/520	121.54	86.60	40.34%

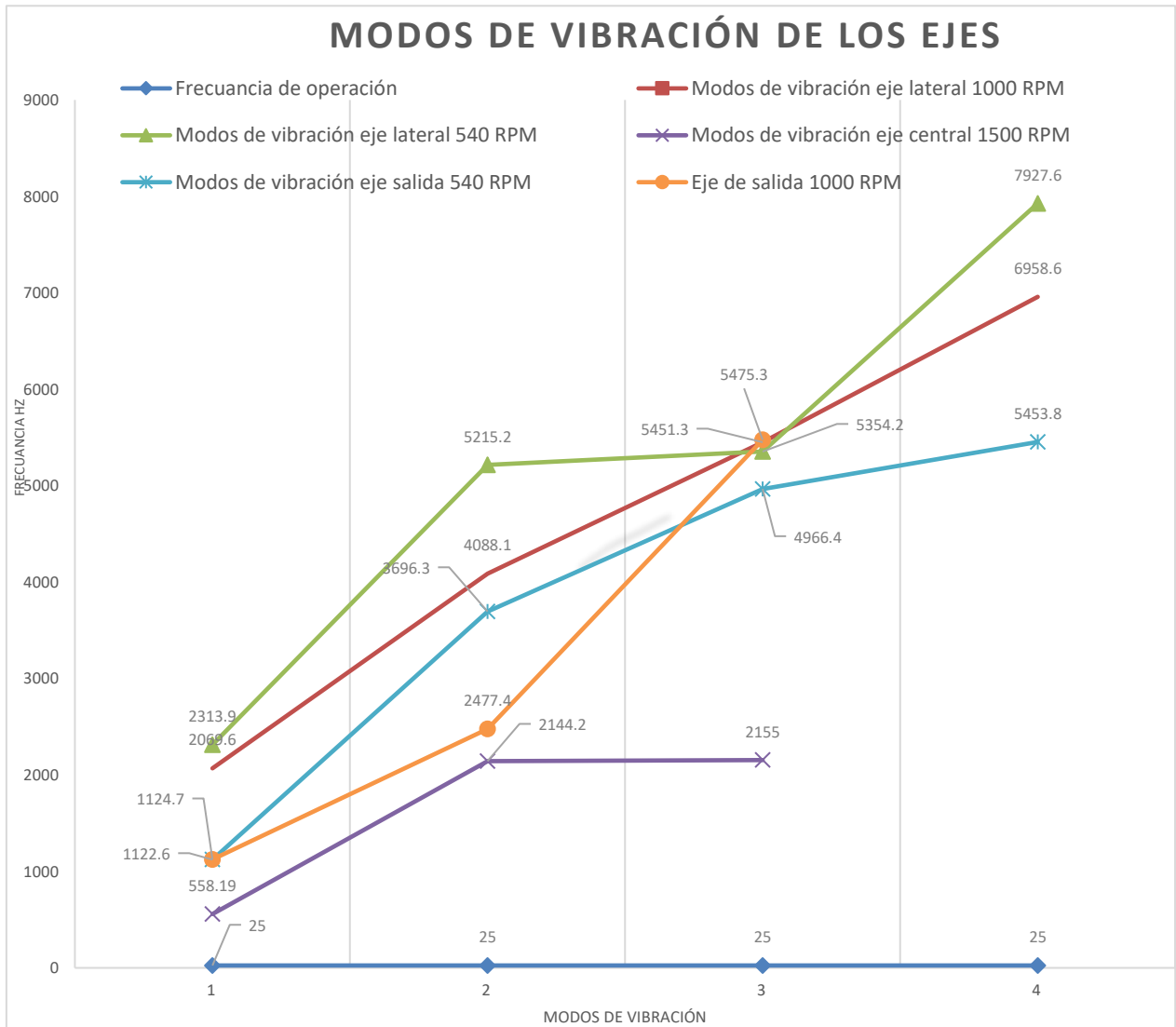


Figura 38- Frecuencias de los modos de vibración de los ejes de la transmisión de dos velocidades para agricultor.

4.4 Sistemas de cambios

El sistema de selección de cambios se realiza por medio de un sistema de sincronizadores independiente en cada eje lateral en la primera reducción, se ilustra en la figura 39. El cual tiene un sistema que le permite desplazar el sincronizador por medio de la traslación de una palanca como se hace en un sistema tradicional de una transmisión de un automóvil, con este sistema implementado se obtienen una serie de combinaciones productivas que se basan en tener en movimiento giratorio los dos ejes de salida, cualquiera de los dos ejes y por seguridad del usuario final en instalación y arranque del equipo ningún eje de salida debe estar en movimiento.

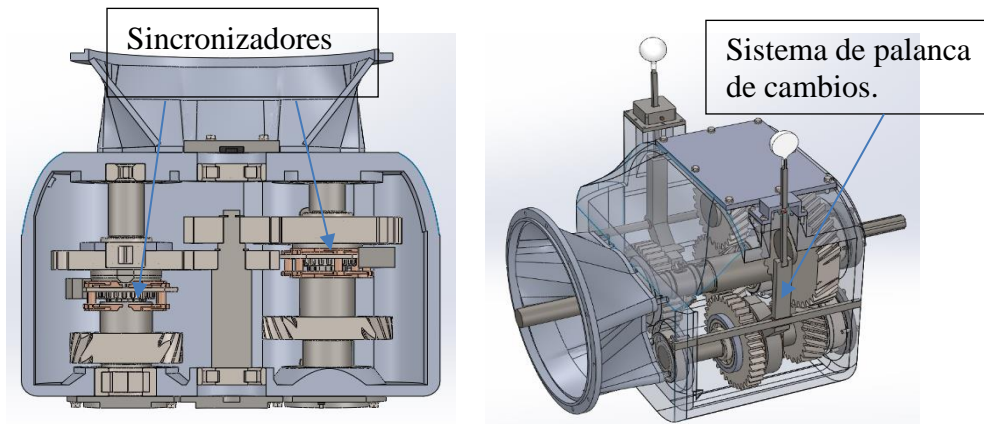


Figura 39 - Arreglo de selección de salida de ejes.

4.5 Retenes

El arreglo del área de los retenes de esta transmisión se ejemplifica en la figura 40 en la cual se muestra el retén SKF 47x70x10 HMSA 10 V este se usa con la pista SKF 99181 la cual evita daños en el área donde se encuentra en abrasión el labio del retén sobre la cara del eje, esta manera se elimina el mantenimiento correctivo en la superficie del eje y en caso de presentar desgaste excesivo y el arreglo presente en un futuro fuga de aceite solo se remplace la pista y el retén a manera de mantenimiento preventivo lo cual ahorra al futuro consumidor reparaciones costosas en donde el diámetro del eje se reduce por la abrasión del retén sobre la superficie expuesta a este desgaste, se tenga que devolver ese material con soldadura y para regresar su tolerancia funcional de diseño maquinando la pieza individualmente en un torno.

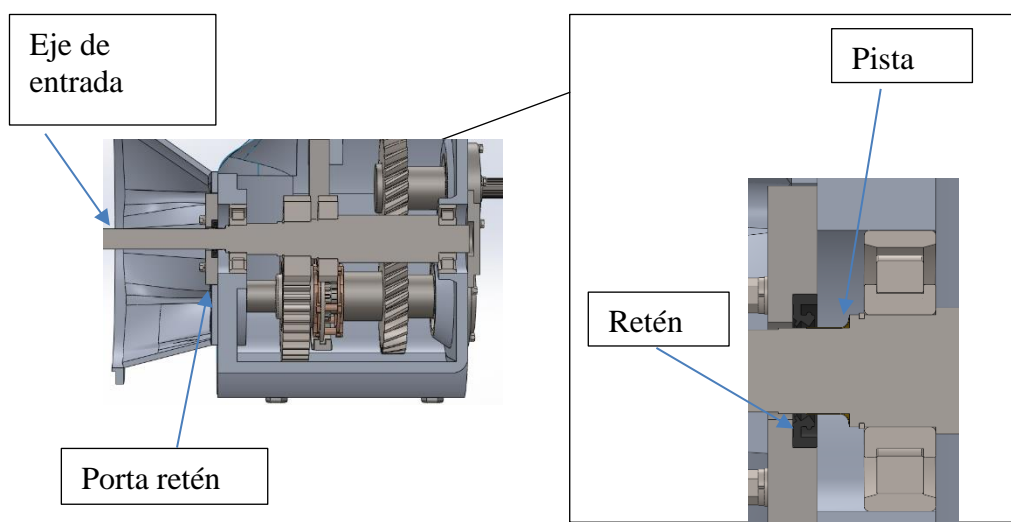


Figura 40 - Arreglo de retén en los extremos de los ejes en la transmisión.

4.6 Rodamientos

Los rodamientos fueron una limitante para el diseño ya que las fuerzas derivadas de las reacciones en los extremos de los ejes resultaron una selección de un rodamiento robusto dejando a un lado los rodamientos de bolas y seleccionando rodamientos de cilindros por su carga dinámica que es mayor que la de los rodamientos de bolas. Esto causó que los ejes se tuvieran que aumentar de diámetro para alojar los rodamientos y también el housing se tuvo que reforzar en el área de alojamiento de los rodamientos para apoyar en su totalidad el área de fijación del rodamiento haciendo un arreglo que se ilustra en la figura 41.

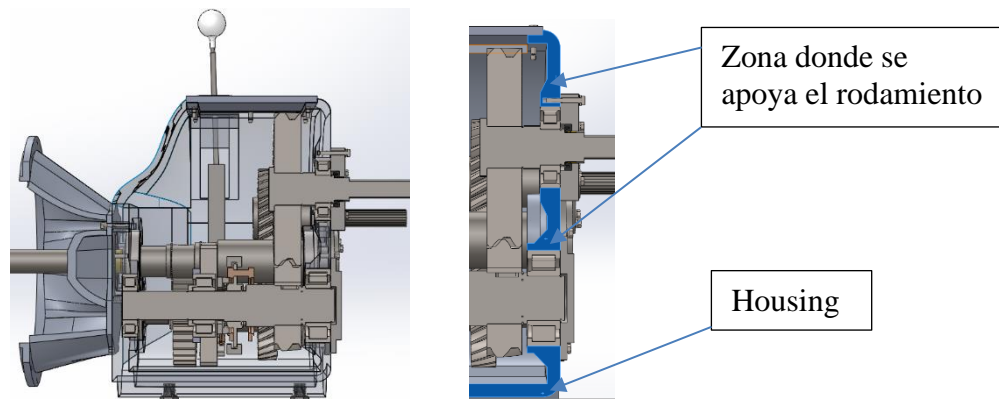


Figura 41 - Arreglo de rodamientos en los extremos de los ejes de la transmisión.

4.7 Housing

Continuando con el mismo orden de análisis por CAE, se analiza el housing de la transmisión de manera estructural y modal para definir la rigidez del sistema en su conjunto como geometría que recibe todos los elementos mecánicos de la transmisión en la tabla 12 se condensan y se resumen los resultados de un análisis CAE estructural vinculando sus resultados con un análisis modal para ver los modos de vibración del housing el cual se ilustra en la figura 42 como se configura el arreglo por CAE en Ansys Workbench.

Se procede explicar los resultados de la tabla 12 en los cuales la deformación máxima se presenta en la parte posterior de la transmisión con .22 mm lo cual es natural pensar que la parte posterior es la más propensa a grandes deformaciones por encontrarse en cantiléver sin embargo para el esfuerzo soportado por la transmisión es de 169.31 mm lo cual por la sujeción es lógico pensar que se encuentre el mayor esfuerzo en la parte frontal ya que soporta toda la transmisión.

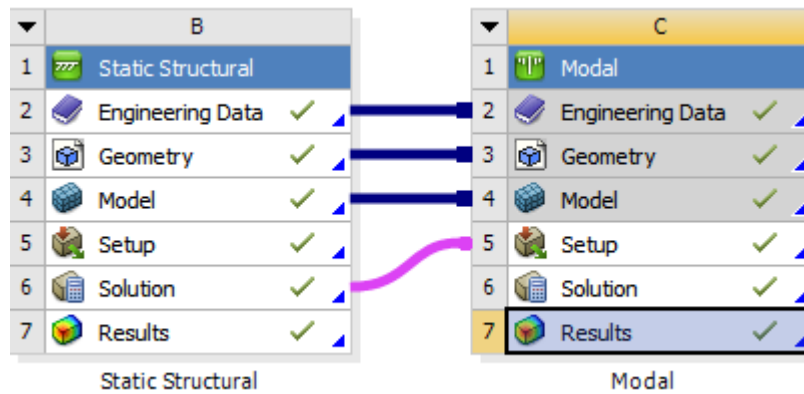


Figura 42 – Configuración de análisis estructural y modal en Ansys Workbench.

Por otra parte, el factor de seguridad nos arroja 1.67 con una aleación de aluminio 6061 con una S_y de 240 MPa [33] el cual es aceptable para la función del elemento. En ese mismo sentido es oportuno mencionar que del resultado de 6 análisis modal del housing tenemos un rango de 115.75 Hz a 498.79 Hz lo cual nos resulta fácil entender que la resonancia se encuentra a una frecuencia muy por arriba de la excitación de entrada que es 1500 rpm o 25 Hz lo anterior explicado se ilustrar en la figura 43.

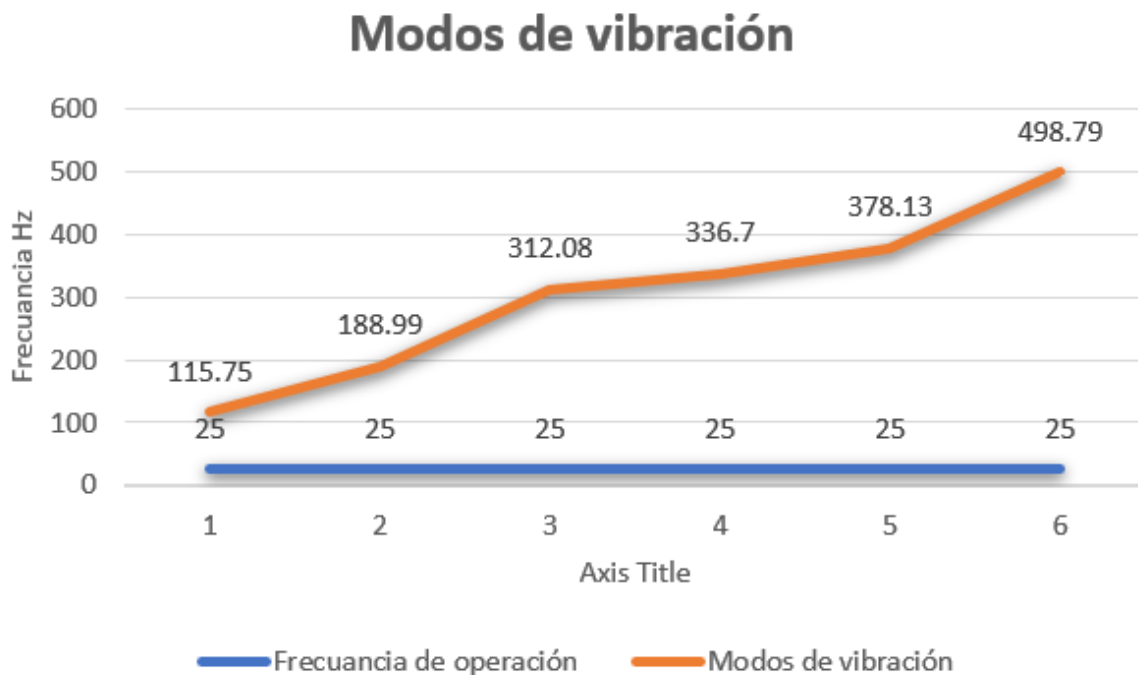
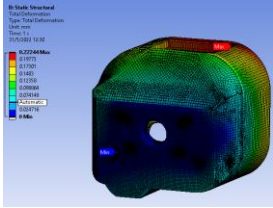
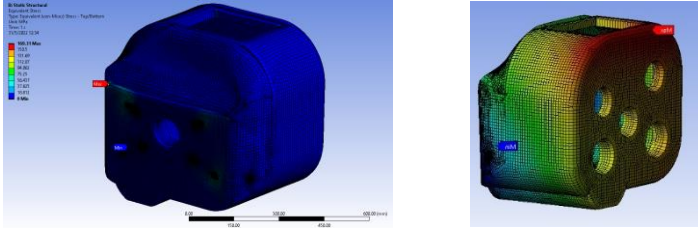
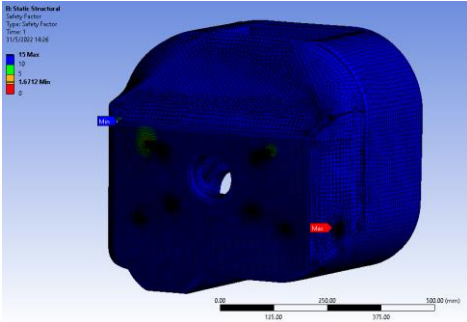
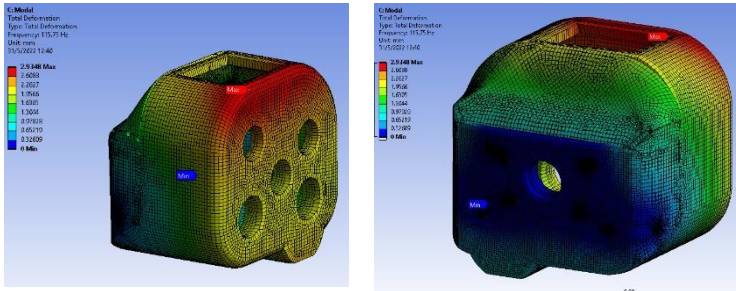
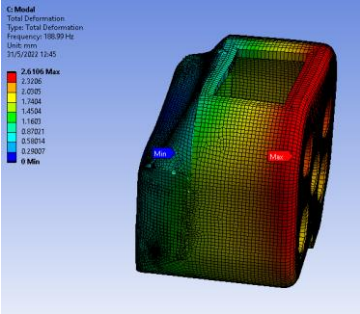
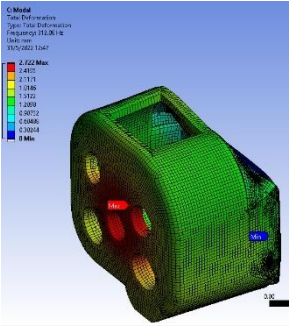
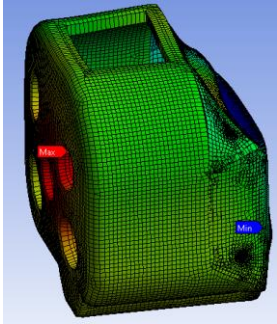
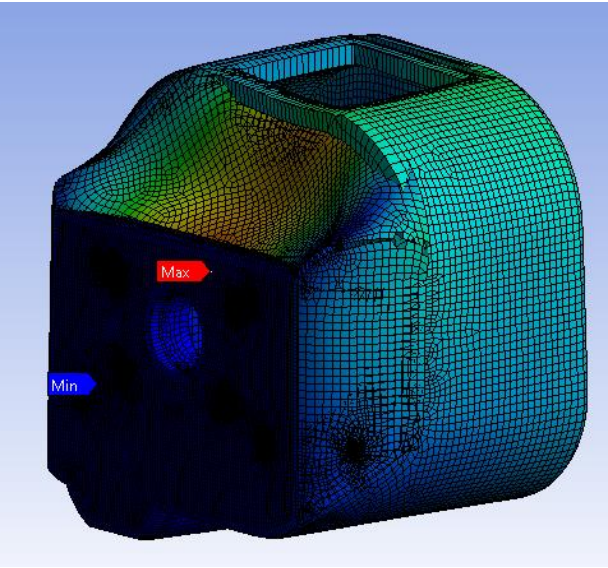
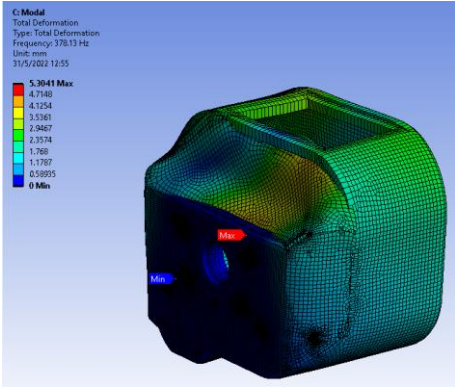
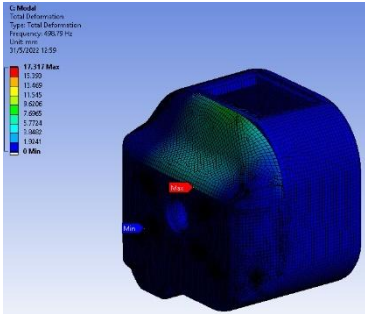
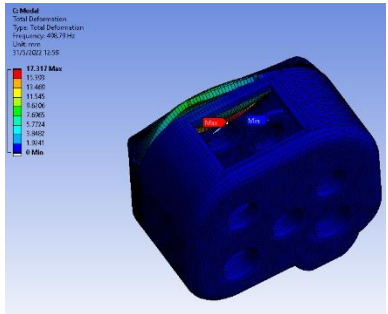


Figura 43 – Comparación de las frecuencias a las que entra en resonancia contra la frecuencia de excitación en operación normal del housing de la transmisión.

Tabla 12. Resultados obtenidos del análisis CAE del housing de una transmisión de dos velocidades para agricultor.

<p>Deformación / esfuerzo / factor de seguridad / análisis modal</p>	<p>Evidencias graficas de los resultados por CAE del Housing de la transmisión.</p>
<p>Deformación máxima en housing es de .2224 mm la mínima se encuentra en .0247mm</p>	
<p>El esfuerzo equivalente de Von Mises resulta de 169.31MPa</p>	
<p>El mínimo Factor de seguridad es de 1.67 contemplando una aleación de aluminio 6061 con un Sy 240 MPa</p>	
<p>Análisis modal 1 Frecuencia de resonancia 115.75 Hz</p>	

<p>Deformación / esfuerzo / factor de seguridad / análisis modal</p>	<p>Evidencias graficas de los resultados por CAE del Housing de la transmisión.</p>	
<p>Análisis modal 2 Frecuencia de resonancia 188.99 Hz</p>		
<p>Análisis modal 3 Frecuencia de resonancia 312.08 Hz</p>		
<p>Análisis modal 4 Frecuencia de resonancia 336.7 Hz</p>		

<p>Deformación / esfuerzo / factor de seguridad / análisis modal</p>	<p>Evidencias graficas de los resultados por CAE del Housing de la transmisión.</p>	
<p>Análisis modal 5</p> <p>Frecuencia de resonancia 378.13 Hz</p>		
<p>Análisis modal 6</p> <p>Frecuencia de resonancia 498.79 Hz</p>		

Posteriormente se tienen como dimensiones generales de la transmisión una altura completa de 611.45 mm con un ancho de 632 mm y un largo de 450 mm que ya contemplando los ejes de salida y entrada tiene una dimensión de 815 mm lo cual se ilustra en la figura 44.

Ya obteniendo la geometría final de la transmisión se procede a una optimización de material en el housing ya que es un elemento mecánico de mayor peso en la transmisión.

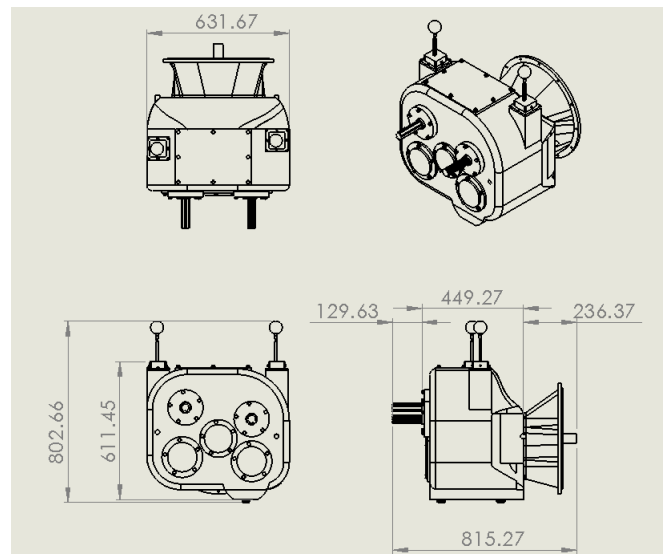


Figura 44 – Dimensiones de transmisión de dos velocidades para agricultor (unidades en mm).

Para este análisis en especial se toman en cuenta los análisis topológicos que se ilustra en la figura 45 (a) de Ansys Workbench el cual ayuda a identificar las zonas con menos esfuerzo rápidamente que pueden ser candidatas a minimizar el espesor de la pared, las zonas son señaladas en la figura 45 (b). esto trae a crear el resumen del resultado de optimización de peso del housing sin poner en riesgo la resistencia estructural en la tabla 13.

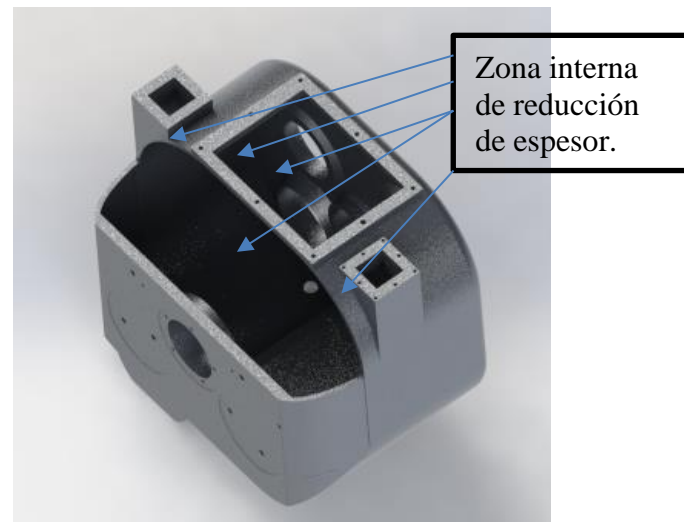
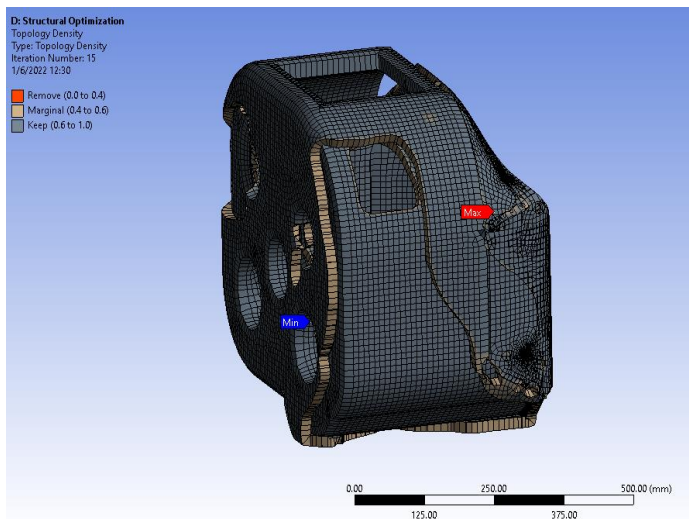


Figura 45 – (a) Análisis de optimización estructural al 80% de masa, (b) Housing aligerado en zonas marcadas

Tabla 13 Reducción de peso en housing con cambio de material y reducción de espesor con ayuda de un análisis topológico.

Analisis	Material acero colado y diseño original	Material Aleación de aluminio 6061	Reducción de espesor del housing con ayuda de un análisis topológico
Peso	177.44kg	60.97	46.29
% de reducción de peso	0	66%	73.91%

A manera de resumen final se muestra la ficha técnica de la transmisión de dos velocidades para agricultor en la tabla 14.

4.8 Juntas

Otro aspecto muy importante a mencionar son las juntas de toda la transmisión, como se espera un volumen de baja producción se opta por junta líquida que consiste en aplicar un adhesivo en una cara de las dos partes a sellar con un cordón uniforme de 3 mm a 5 mm el cual formara de forma automática al dar el torque los tornillos de la transmisión la junta necesaria para contener el fluido de lubricación interno de la transmisión y otra función a destacar que evita los contaminantes externos como polvo que ingresen al interior de la transmisión. El adhesivo a utilizar en este diseño es el Loctite SI 5900 junta instantánea negro 40478 este se muestra en la figura 46.

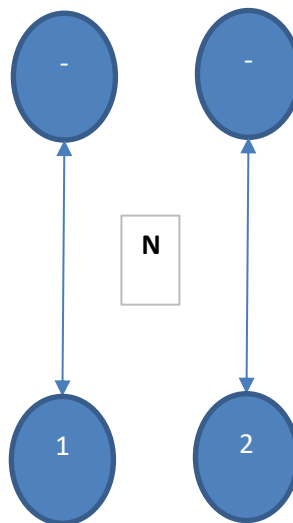


Figura 46- Loctite SI 5900 junta instantánea negro 40478 Pasta 90 ml Lata de aerosol - 40478 - Conocido anteriormente como Loctite instant Gasket.

Tabla 14 Ficha técnica de una transmisión de dos velocidades para agricultor.

Ficha técnica de una transmisión de dos velocidades para agricultor		
Numero de velocidades:	2	Manuales
Velocidad de entrada:	1500	rpm
Velocidad de salida 1:	540	rpm
Velocidad de salida 2:	1000	rpm
Capacidad de potencia soportada:	175	HP
Peso:	225.41	Kg
Diámetro de la flecha de entrada:	45	mm
Diámetro del eje de salida 1000 rpm:	35	mm
Diámetro del eje de salida 540 rpm:	35	mm
Tipo de engranes:	Helicoidales y rectos	tipo
Capacidad de aceite SAE 90 APIGL 1 O 2	19	litros
motor acoplar	Diésel	Combustible
Toma de fuerza	No	
Tipo de embrague	Acoplamiento flexible de alto impacto tipo RB	
Relación en la salida 1	1.5	
Relación en la salida 2	2.77	
Uso	Agrícola para impulso de molinos y revolvedoras de alimento	

Patrón de cambios independiente



4.9 Juego entre engranes

El juego entre engranes es fundamental para el buen desempeño del funcionamiento de los engranes se determina que el juego debe de respetar la tolerancia de .1524mm a .3048 mm este valor se saca del fabricante Muncie de tomas de fuerza el cual indica este intervalo para evitar el mal funcionamiento de los engranes que puede derivar ruido y desgaste prematuro. En la tabla 15 se muestra las tolerancias del juego entre engranes y lo que se toma encuentra para su cálculo real. Parte de este cálculo se muestra en el anexo de memoria de cálculo de tolerancias.

Tabla 15 Juego de tolerancias entre engranes de la transmisión de dos velocidades para agricultor

Tolerancia	Engranes N1 y N2 (mm)	Engranes N3 y N4 (mm)	Engranes N5 y N6 (mm)	Engranes N7 y N7 (mm)
Tolerancia N1	.0380			
Tolerancia N2	.0195+.0340=.0535			
Tolerancia eje central por rodamientos	.0340			
Tolerancia eje lateral 1000rpm por rodamientos	.0195			.0195
Tolerancia Housing eje central	.0195			
Deflexión de eje central	.01073	.01073		
Tolerancia N3.		.0380		
Tolerancia N4		.0195+.0340=.0535		
Tolerancia de eje lateral 540 RPM por rodamientos		.0340	.0340	
Deflexión eje lateral 540 RPM		.0674	.0674	
Deflexión eje lateral 1000 RPM	.0393			.0393
Tolerancia N5			.0380	
Tolerancia N6			.0380	
Deflexión eje de salida 540 RPM			.0289	
Tolerancia de eje de salida 540 RPM por rodamientos			.0340	
Tolerancia N7				.0380
Tolerancia N7				.0380
Deflexión eje de salida 1000 RPM				.0311
Tolerancia de eje de salida 1000 RPM por rodamientos				.0340
Tolerancia Housing	.0340	.0340	.0340	.0340
Total, del juego entre engranes (max .3048mm)	.2485	.2376	.2743	.2339

Se procede a mostrar el producto final de esta tesis que el CAD de una transmisión de dos velocidades para agricultor en la figura 47 con diferentes vistas renderizadas.

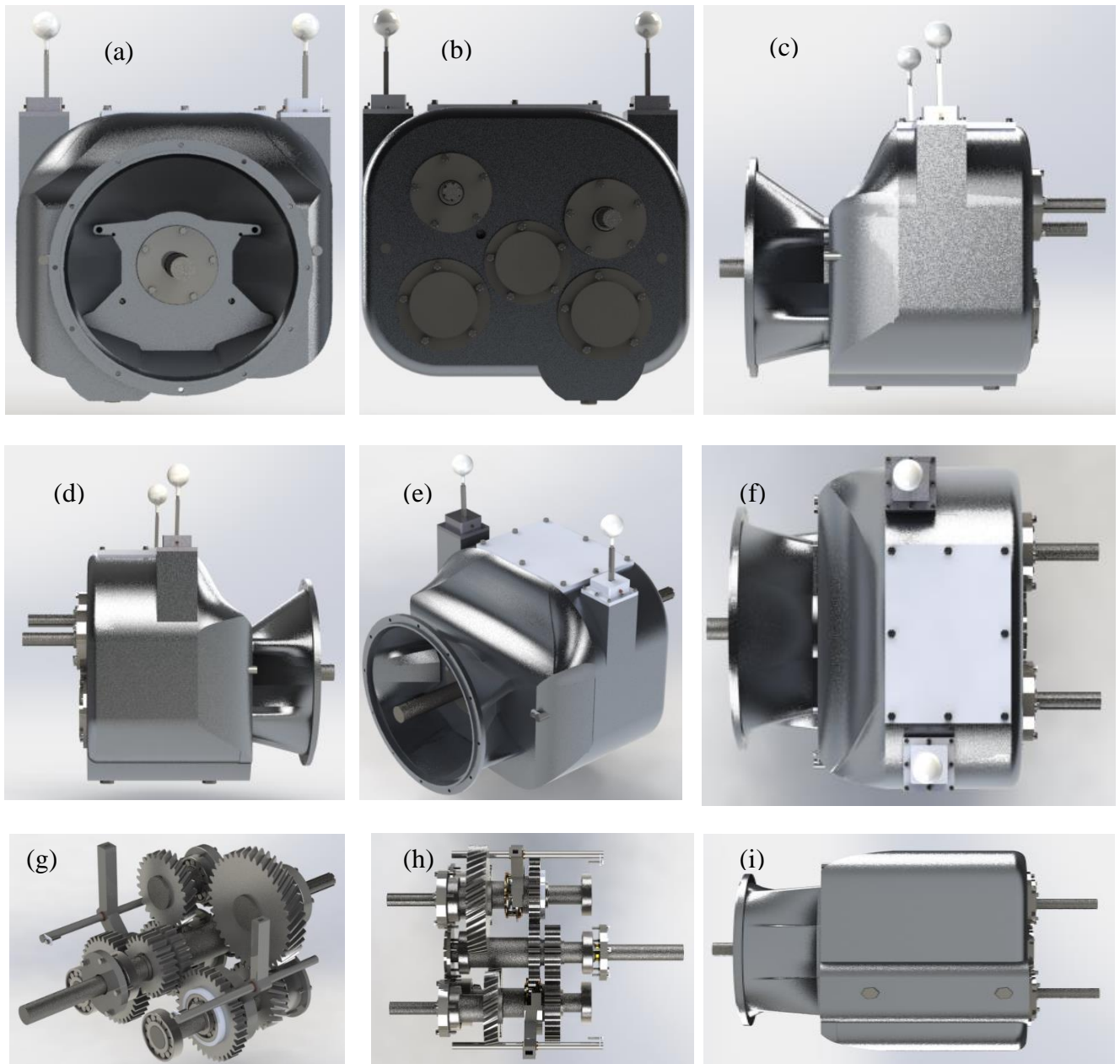


Figura 47– (a) vista frontal, (b) Vista posterior, (c) vista lateral izquierda, (d) vista lateral derecho, (e) vista isométrica, (f) Vista superior, (g) Vista isométrica del tren de engranes, (h) Vista superior de tren de engranes, (i) Vista inferior.

CONCLUSIONES

Esta transmisión tiene como velocidad de entrada 1500 rpm que son proporcionadas por el motor de combustión interna y dos velocidades de salida que son 540 rpm y 1000 rpm las cuales están estandarizadas por la ASABE desde que se introdujo la toma de fuerza a los tractores. Haciendo mención a lo antes descrito se cubren los tipos 1 y 2 de toma de fuerza con respecto a su velocidad.

Se han diseñado los 5 ejes y 8 engranes de una transmisión manual de 2 velocidades por el método tradicional de diseño mecánico. En Solid Works el tren de engranes se validó de acuerdo a los cálculos realizados.

Se han seleccionado elementos mecánicos complementarios como baleros, retenes, sincronizadores, embrague de alto impacto entre otros.

En el estudio del esfuerzo de contacto del engrane 7 y 8 tiene la mayor variación del esfuerzo de contacto obtenido por CAE y AGMA con un 22.63% lo cual este estudio se toma como aceptable debido al promedio global de los demás estudios que es del 9.10%.

Entre los dos métodos usados para analizar por CAE los engranes es más efectivo el método de Buckingham que el análisis por medio del contacto de las caras de los dientes de los engranes ya que el de contacto presenta una diferencia mayor de 5.7% teniendo una diferencia mayor con respecto al método analítico de un 14.85%.

Descrito lo anterior se tiene un diseño sólido que cubre las necesidades de un agricultor sustituyendo el uso del tractor en los procesos estacionarios de molienda y revoltura de alimento balanceado.

BIBLIOGRAFÍA

- [1] E. Romero Polanco, Un siglo de agricultura en México, p. 57, primera edición, Porrúa, México (2002).
- [2] ISO 500-1:2004 (E) Agricultural Tractors-Rear mounted power take -off types 1,2 and 3, Pag 2 Switzerland (2004).
- [3] M. G. Rodríguez R., M. Hinojosa R., U. Ortiz M. Breve y parcial historia de los engranes, *Ingenierías* Vol. V No. 16 PP. 18-23 Julio-septiembre (2002).
- [4] A.K. Srivastava, C.E. Goering, R.P. Rohrbach, and D.R. Buckmaster Bernal, *Engineering Principles of Agricultural Machines*, Peg McCann, 2nd edition. USA (2006).
- [5] K. J. Stoss, J.Sobotzik, B.Shi, E. R. Kreis “Tractor Power for Implement Operation—Mechanical, Hydraulic, and Electrical: An Overview”, P. 1-3 Agricultural Equipment Technology Conference, Kansas City, Missouri, USA. January (2013).
- [6] Goering, Carroll E., M. L Stone, D. W. Smith, and P. K. Turnquist. DEVELOPMENT OF OFF-ROAD VEHICLES, Pag 18, Turnquist, (2003).
- [7] D. Jeffrey K. “Caja de engranes divisor giratorio de tres vías para sistema de transmisión agrícola”, patente WO2005/07/0157 A2, agosto, 2005
- [8] AliExpress, Caja de cambios agrícola Lf205j, junio 2022, <https://es.aliexpress.com/item/1005003244896196.html?spm=a2g0o.productlist>.
- [9] N. Croos, Métodos de diseño estrategias para el diseño de productos, segunda reimpresión, México, editorial LIMUSA SA DE CV 2002
- [10] P. A. Duque Ramírez “Guía técnica para el diseño y cálculo de engranajes para reductores de velocidad”, Pag 12, Univ. Técnica Federico Santa María, Valparaíso Chile, (2017).
- [11] R L. Norton, Diseño de maquinaria síntesis y análisis de máquinas y mecanismos, cuarta edición, Pag 413-427, editorial McGraw Hill, Worcester, Massachusetts 2009
- [12] D. W. Dudley Manual de engranes diseño, manufactura y aplicación de engranajes, Pag 341 primera edición, Mc Graw-Hill Book Company (1973).
- [13] ANSI/AGMA2001-D04, Fundamental rating factors and calculation methods for involute spur and helical gear teeth, revision of ANSI AGMA 2001-C95
- [14] R. G. Budynas and J. K. Nisbett, Mechanical engineering design, ninth edition, New York, McGrawHill, 2011.
- [15] R.L. Mott, Machine Elements in Mechanical Design. Fourth edition, University of Dayton,

Pearson, 2006.

- [16] J.E. Shigley, Charles R. Mischke, Standard Handbook of machine Design, Second edition, USA, McGraw-Hill 1996
- [17] Catálogo No.457010 SKF Seal Handbook, SKF Elgin, IL
- [18] M.A. Monge Redondo.,” Las Transmisiones”, AGRICULTURA, No. 750 PP 53-5 año 1995
- [19] F.N. Márquez Fernández, *mf1805_2 manejo y mantenimiento de equipos de preparación del suelo*. Edición 5.0. España: Elearning S.L.
- [20] A. Velia Ayala, G. I, M. A. Audelo Benítez, M. A. Sánchez Hernández, R. Cervantes Osornio, N. Velázquez López, J. M. Vargas Sállago, Biol. Martha, G. Hernández, M. Mijangos Santos, “Impacto de las pruebas de tractores agrícolas en México: determinación de potencia a la toma de fuerza, levante hidráulico, cabinas y marcos de seguridad”, *Revista Ciencias Técnicas Agropecuarias, Vol. 22, No. Esp. pp. 6-14, diciembre, 2013.*
- [21] Catálogo No. 0804 HITEC COUPLING, CATALOGO INDUSTRIAL ACOPLAMIENTOS RB Y PM, RENOLD USA OHIO
- [22] Catálogo PUB BU/P1 17000/1 ES, Rodamientos, Grupo SKF
- [23] J.M. Mantilla González, J. A. Roncancio, H. R. Acevedo “Análisis comparativo del desempeño y emisiones de un motor diésel de gran capacidad operando bajo dos escenarios: trabajo en ruta activa y trabajo en banco” *Ingeniería e Investigación*, ISSN 0120-5609 , Vol. 30, No. 1, páginas 118-124, 2010
- [24] A. Ramis Martorell “projecte d’una màquina trituradora de pedres accionada mitjançant la presa de força d’un tractor”, tesis, ingeniería mecánica, universidad Politécnica de Cataluña Barcelona 2019.
- [25] Agricultural tractors rear-mounted power take-off types 1, 2, 3 and 4 Part 1: General specifications, safety requirements, dimensions for master shield and clearance zone ISO 500-1 2014,2014.
- [26] Y. Pupo Pérez “Metodologías de cálculo para determinar la pérdida de potencia por fricción en elementos de máquinas. aplicación en las transmisiones por cadena del transportador de la ktp – 2 m”, tesis, facultad de ingeniera, Universidad de Holguín Oscar Lucero Moya, 2012
- [27] Caja del volante del motor y bridas de acoplamiento de la caja de la transmisión SAE-j617_202009,2020.
- [28] J. E. Bringas Handbook of comparative world steel standards, DS67B, Third edition, ASTM

International, 2004.

[29] A29/A29M-03 Standard Specification for steel bars, Carbon and Alloy, Hot-Wrought and Cold-Finished, General Requirements.

[30] L. Woei-Shyan , S.Tzay Tian mechanical properties and microstructural features of AISI 4340 high strength alloy steel under quenched and tempered conditions, journal materials processing technology, Taiwan, 1997, pp 4

[31] NORMA Oficial Mexicana NOM-008-SCFI-2002, Sistema General de Unidades de Medida 27,11,2002.

[32] J. Carro Suárez, F. Flores Salazar, I. Flores Nava, Análisis de engranes rectos con ingeniería asistida por computadora, XVIII CONGRESO INTERNACIONAL ANUAL DE LA SOMIM, Salamanca, Guanajuato,2012, 23

[33] W. D. Callister, D. G. Rethwisch, Ciencias e ingeniería de materiales, novena edición, España, Reverte, 2016.

Diseño de transmisión de dos velocidades para agricultor.

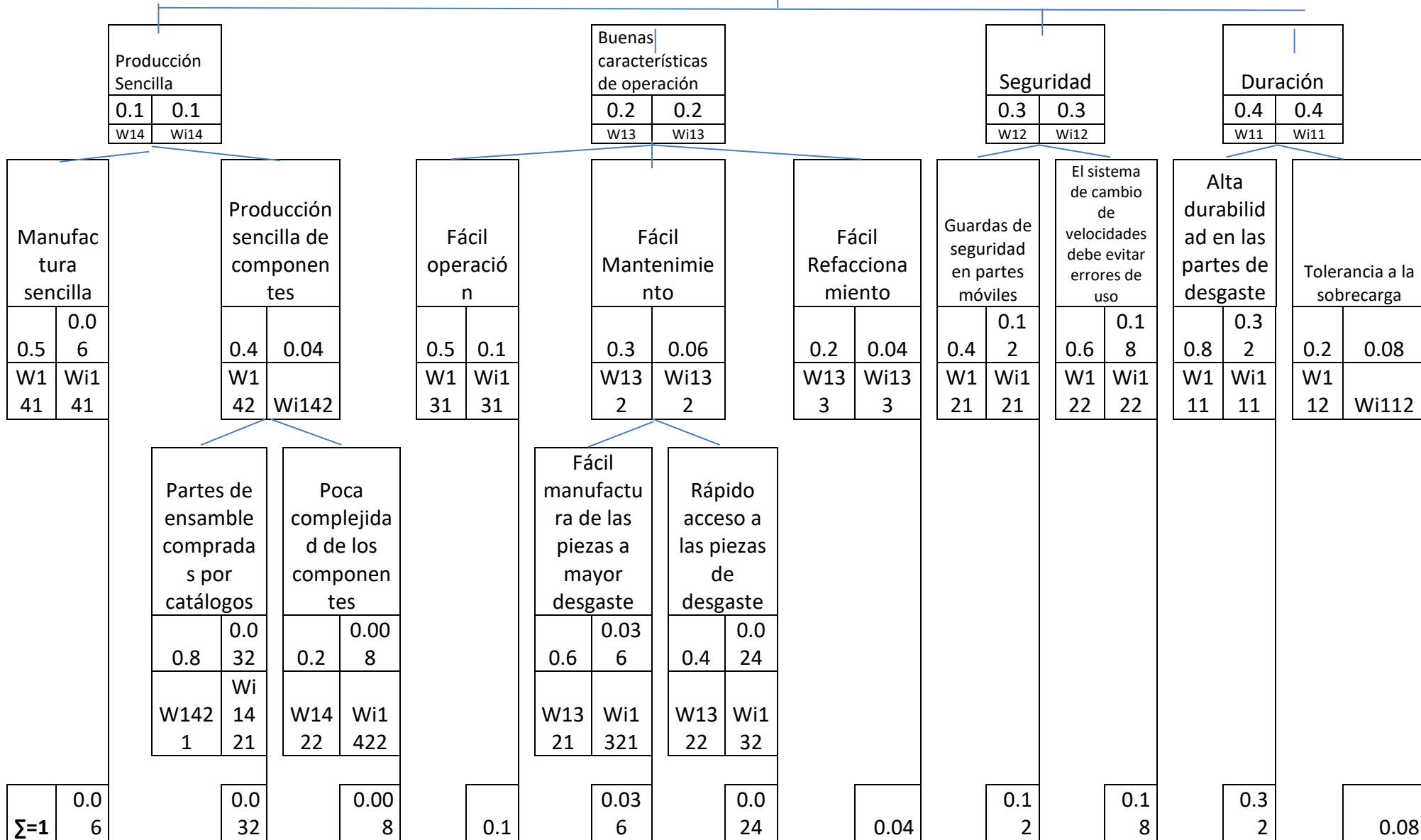
Anexo 1 Casa de la calidad

	a	b	c	d	f	g	h	i	k	l	Percepción del cliente					
											1	2	3	4	5	
Requerimientos del cliente	Entrada del sistema	Diseño					Características				Seguridad					
Requerimientos de ingeniería	Importancia relativa	La transmisión sera impulsada por un motor de combustion interna a diesel con una velocidad de 1500 rpm	El mantenimiento debe ser sencillo y minimo	La confiabilidad debe ser alta (considerar un uso diario de 8 horas por 5 años)	El diseño de la carcasa de la transmisión debe permitir la alineación,manipulación con los elementos de su entorno	El sistema de pintura debe de soportar por lo menos 5 años sin sufrir corrosion por condiciones normales de uso	El diseño debe facilitar la manufactura de la transmisión desde la fabricación de piezas hasta el armado de la misma	Debe considerarse una respiración por la cual los gases generados por la presión interna de la transmisión puedan salir evitando deterioro prematuro de sellos y juntas.	Debe tener un nivel integrado en la carcasa de la transmisión.	Debe de tener guardas de seguridad en las zonas que tienen desplazamiento angular	La seguridad del operador debe de ser tan alta como sea posible					
Requerimientos del cliente	9			✓												
La transmisión debe tener 2 velocidades	9			✓												
Las dimensiones deben de ser 30cm x 30cm x 50 cm	3				✓											
Debe ser facil de montar o ensamblar entre dos personas	2				✓		✓	✓								
La manipulación de la transmisión debe ser sencilla	7	✓							✓	✓						
Las refacciones expuestas a desgaste como baleros y retenes deben ser seleccionados por catalogos de proveedores que se pueda encontrar en una refaccionaria automotriz	8			✓				✓								
Disponibilidad de usar una toma de fuerza para conectar una bomba hidraulica	1			x					x							
El precio no debe ser mayor al del mercado	4			X					X							
Unidad de medicion 1-10 donde 10 es lo mas dificil																
Dificultad tecnica		7	9	10	5	4	10	3	2	7	6					
Metas y objetivos																
Sustituir a un tractor para procesos fijos	10										Tractor u otra maquinaria					
Disminuir costos de mantenimiento contra un tractor o maquinaria agricola convencional	10										Proceso manual					
											Maquinaria agricola impulsada por energia electrica					
											Transmision de 2 velocidades					

Relaciones	
X	Relacion Fuerte -
x	Mediana -
✓	Mediana +
✓	Relacion Fuerte +

Anexo 2 Evaluación de alternativas.

Transmisión de dos velocidades para agricultor	
1	1
W1	Wi1



Anexo 3 Estimación del precio de la transmisión.

Estimación de precio						
Transmisión de dos velocidades para agricultor						
Cantidad	Unidad	Lista de materiales	Precio unitario	Subtotal	Utilidad20%	total
1	Pz	Engrane N1	4575	4575	915	5490
1	Pz	Engrane N2	5780	5780	1156	6936
1	Pz	Engrane N3	5280	5280	1056	6336
1	Pz	Engrane N4	6120	6120	1224	7344
1	Pz	Engrane N5	6870	6870	1374	8244
1	Pz	Engrane N6	8500	8500	1700	10200
1	Pz	Engrane N7	7750	7750	1550	9300
1	Pz	Engrane N8	7750	7750	1550	9300
1	Pz	Eje central	6740	6740	1348	8088
1	Pz	eje lateral 1 540 rpm	4750	4750	950	5700
1	Pz	eje lateral 2 1000 rpm	5200	5200	1040	6240
2	Pz	sincronizadores	3599	7198	1439.6	8637.6
8	Pz	Balero skf-N-311-ECP	3665	29320	5864	35184
2	Pz	Balero SKF-NJG 2313	4250	8500	1700	10200
2	Pz	Seguros USC-255	85	170	34	204
5	Pz	Seguros USC-215	63	315	63	378
1	Pz	Seguros USC-275	120	120	24	144
1	Lote	tornillería	1500	1500	300	1800
5	Pz	Retenes	630	3150	630	3780
2	Conjuntos	Sistemas de cambios	6800	13600	2720	16320
1	Pz	Modelo parte desglosada para 100 transmisiones	2500	2500	500	3000
1	Pz	Molde	1500	1500	300	1800
1	Pz	Housing	8663	8663	1732.6	10395.6
19	Lt	Aceite 140 Hd	320	6080	1216	7296
1	Pz	Coraza	3243	3243	648.6	3891.6
1	Lote	Pintura	750	750	150	900
1	Lote	Imprevistos	10000	10000	0	10000
1	Pz	Embrague de alto impacto	11250	11250	2250	13500
Total				177174	33434.8	210608.8
Cantidad	Unidad	Mano de obra	Precio unitario	Subtotal	Utilidad20%	total
2.4	Horas	Armado de transmisión	450	1080	216	1296
					Total	211904.8

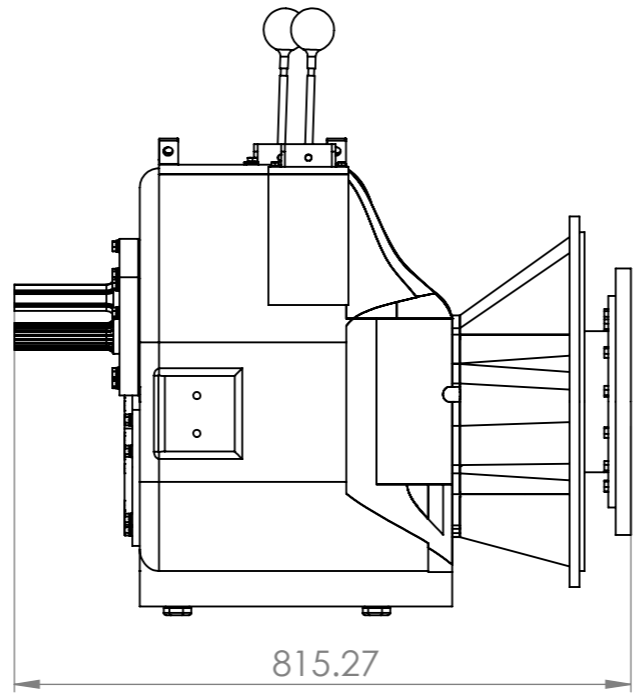
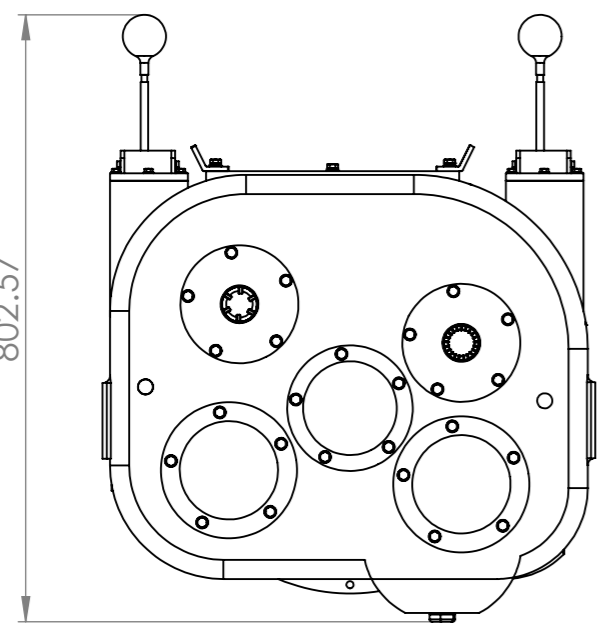
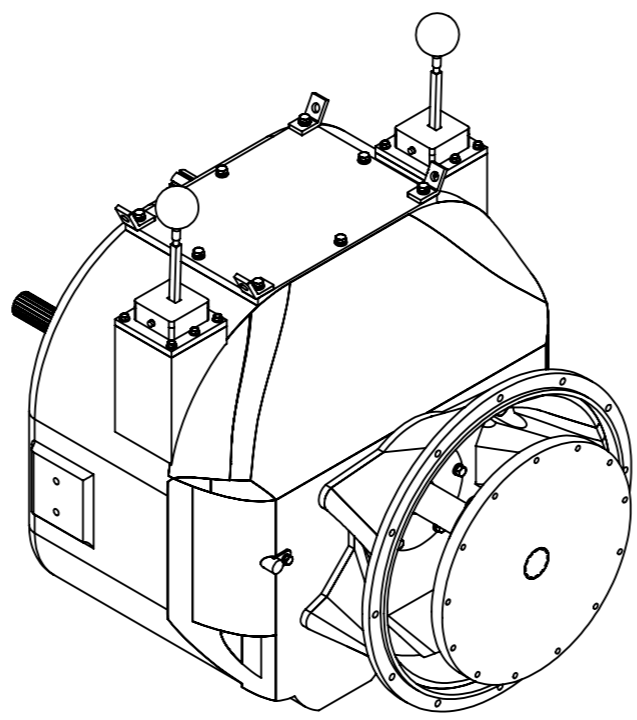
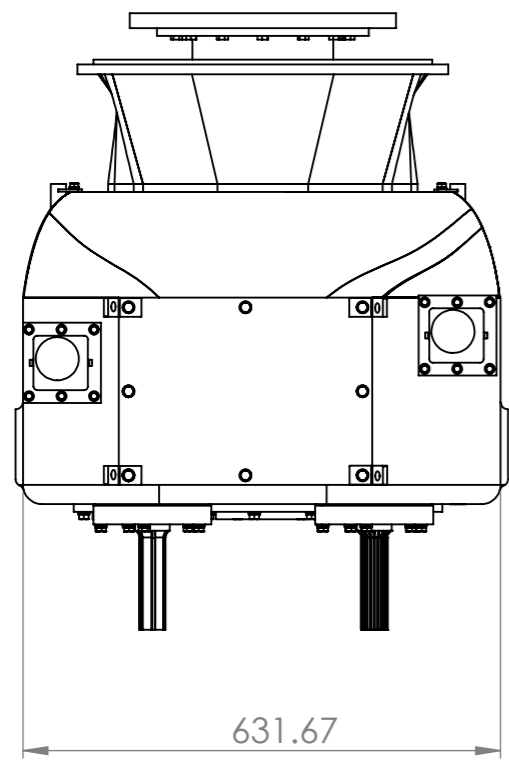
Anexo 4 Planos de la transmisión.

Plano Dimensiones generales transmisión de dos velocidades para agricultor	-D1
Plano BOM transmisión de dos velocidades para agricultor	-D2.1
Plano BOM transmisión de dos velocidades para agricultor	-D2.2
Plano BOM transmisión de dos velocidades para agricultor	-D2.3
Plano Selector de cambios	-D3
Plano Housing de transmisión	-D4.1
Plano Barrenos y cuerdas de housing	-D4.2
Plano Base de palanca	-D5
Plano Buje de cambio	-D6
Plano Engrane N1	-D7
Plano Engrane N2	-D8
Plano Engrane N3	-D9
Plano Engrane N4	-D10
Plano Engrane N5	-D11
Plano Engrane N6	-D12
Plano Engrane N7	-D13
Plano Engrane N8	-D14
Plano Eje Central	-D15
Plano Eje lateral 540 RPM	-D16
Plano Eje lateral 1000 RPM	-D17
Plano Eje de salida 540 RPM	-D18
Plano Eje de salida 1000 RPM	-D19
Plano Guía de cambio	-D20
Plano Palanca	-D21
Plano Perilla	-D22
Plano Perno de palanca	-D23
Plano Porta retén de eje central	-D24
Plano Porta retén de eje de salida 540 Rpm	-D25
Plano Porta retén de eje de salida 1000 Rpm	-D26
Plano Seguro de barra	-D27

Plano Separador de engrane N4	-D28
Plano Tapa de eje central	-D29
Plano Tapa inferior de eje lateral	-D30
Plano cuña ½ engrane N1	-D31
Plano cuña ½ engrane N3	-D32
Plano cuña ½ engrane N5	-D33
Plano cuña ½ engrane N7	-D34
Plano cuña de eje de salida 1000 Rpm	-D35
Plano cuña del engrane N6	-D36
Plano Tapa superior	-D37

8 7 6 5 4 3 2 1

F
E
D
C
B
A



REVISIONES				
ZONA	REV.	DESCRIPCIÓN	FECHA	APROBADO
	A	Fase de diseño	01/06/22	



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO LAS TOLERANCIAS +/- .5 mm NO CAMBIE LA ESCALA

TÍTULO:
**D1-DIMENSIONES
GENERALES TRANSMISION
DE DOS VELOCIDADES
PARA AGRICULTOR**

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM. ACABADO SUPERFICIAL:
REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS

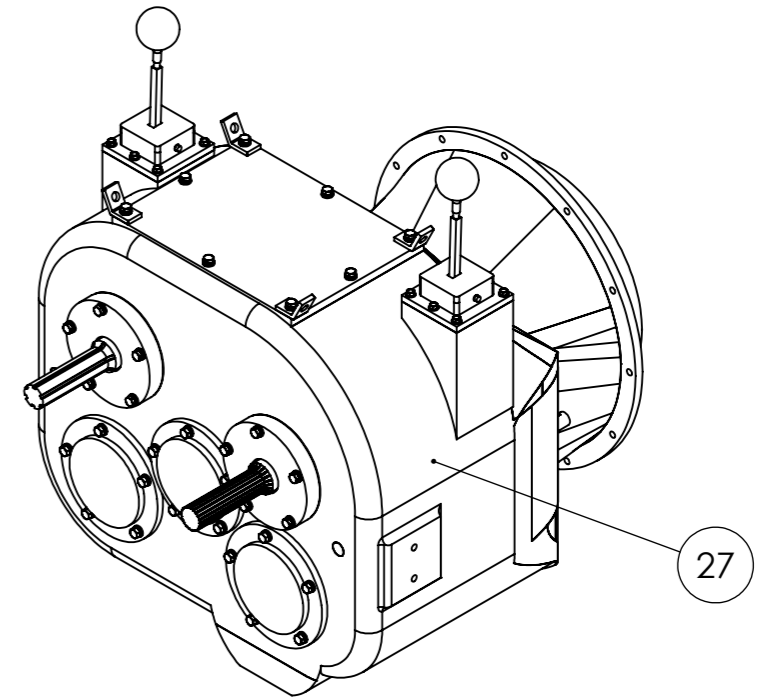
	NOMBRE	FIRMA	FECHA
DIBUJ.	Ing. Daniel Marroquin Olvera		
VERIF.	Dr. Mario Emigdio Rodríguez Castillo		
APROB.			


PESO:189.11Kg. MATERIAL:
ESCALA:1:10 HOJA 1 DE 3

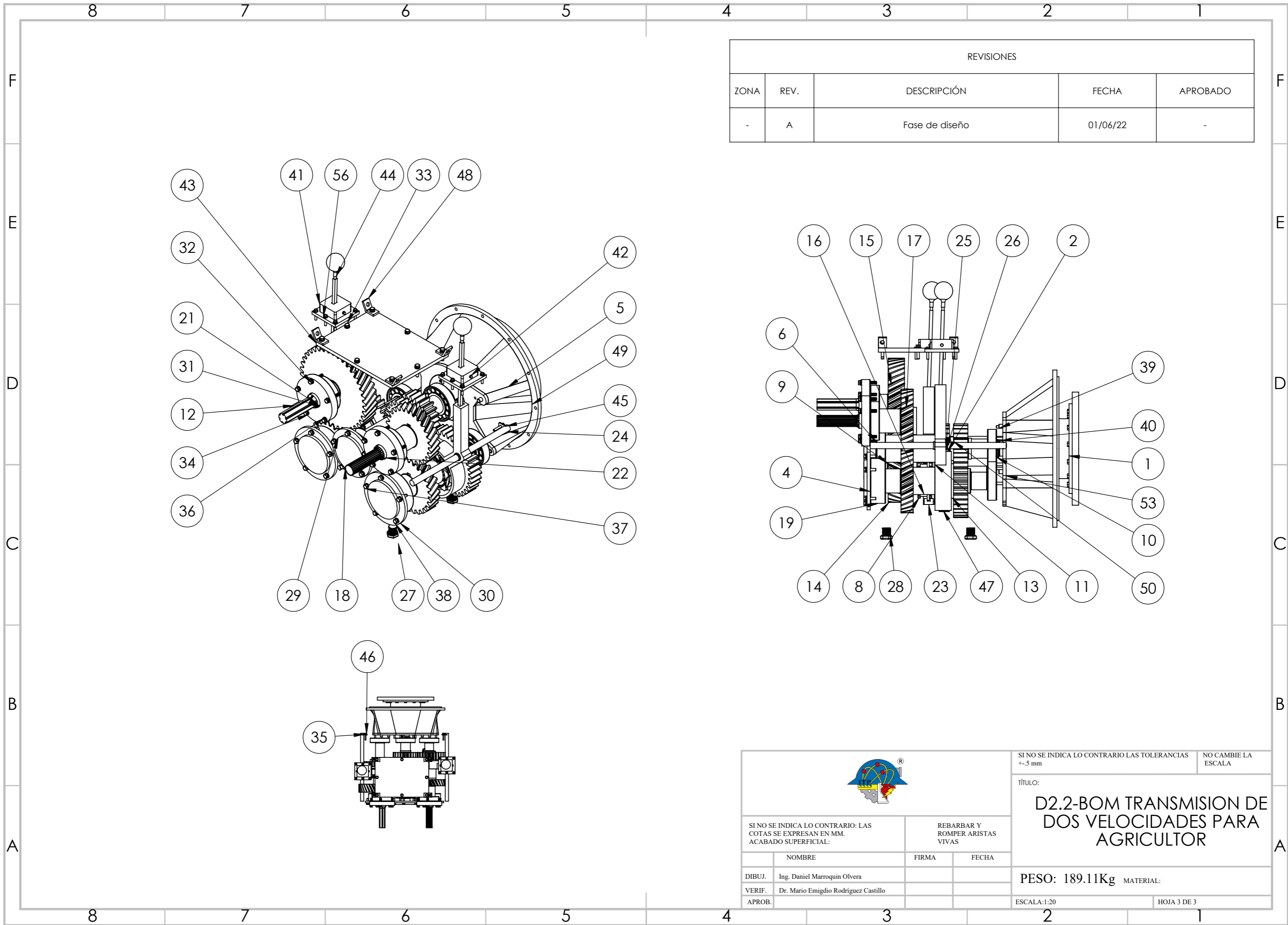
8 7 6 5 4 3 2 1

N.º DE ELEMENTO	Descripción	Referencia	CANTIDAD
1	eje central		1
2	Engrane N3		1
50	Engrane N1		1
4	USC-255		4
5	coraza		1
6	SKF_N 311 ECP	PART-SKF_N 311 ECP-DESC	6
11	Engrane N4		1
8	sincronizador completo		2
9	Pieza12		1
10	USC-215		10
11	separador de engrane N4		2
12	eje salida 540 rpm		1
13	Engrane N2		1
14	Engrane N5 helicoidal		1
15	Engrane N6 helicoidal		1
16	eje lateral derecho		1
17	Engrane N7 helicoidal		2
18	eje salida 1000 rpm		1
19	SKF_NJG 2313 VH	PART-SKF_NJG 2313 VH-DESC	2
22	SKF_99181	PART-SKF_99181-DESC	3
21	SKF_47X70X10 HMSA10 RG	PART-SKF_47X70X10 HMSA10 RG-DESC	3
22	Porta reten eje central		1
23	Selector de cambio 1000 rpm		1
24	GUIA DE CAMBIO		2
25	BUJE DE CAMBIO		2
26	Seguro SH-93		4
27	housing		1
28	Tapón de carter ntc-350		2
29	tapa de eje		1
30	Tapa inferior		2
31	Porta reten eje de salida 540rpm y 1000rpm		2
32	HFBOLT 0.3125-18x2x0.875-S		10
33	HFBOLT 0.3125-18x1.5x1.5-N		8
34	Arandela 5/16		39
35	Arandela 1/4		2
36	Arandela de presión 5/16		38
37	Tornillo de cabeza exagonal 5/16-18x1.25		14
38	Tornillo de cabeza exagonal 5/16-18x1.25		1
39	Tornillo de cabeza exagonal 5/16-18x1.75		5
40	Tornillo cabeza exagonal 1/4-20x1.5		2
41	sistema de cambios		2
42	Seguro C-RINGS B18.27.2 NA6-28		4
43	tapa de la transmisión		1
44	perilla		2
45	seguro de barra		2
46	Regular LW 0.25		2
47	Selector de cambios de 540 rpm		1
48	oreja de izaje		4
49	ACOPLAMIENTO RB 2.15		1
50	Cuña del Engrane N1		1
51	USC-300		2
52	USC-293		1
53	Arandela plana 1/2		4
54	Tornillo de Cabeza exagonal5/16 18x1.875		2
55	Tornillo cabeza exagonal 1/2-13x1		4
56	Tornillo de cabeza exagonal con arandela 1/4-20x1.25		12

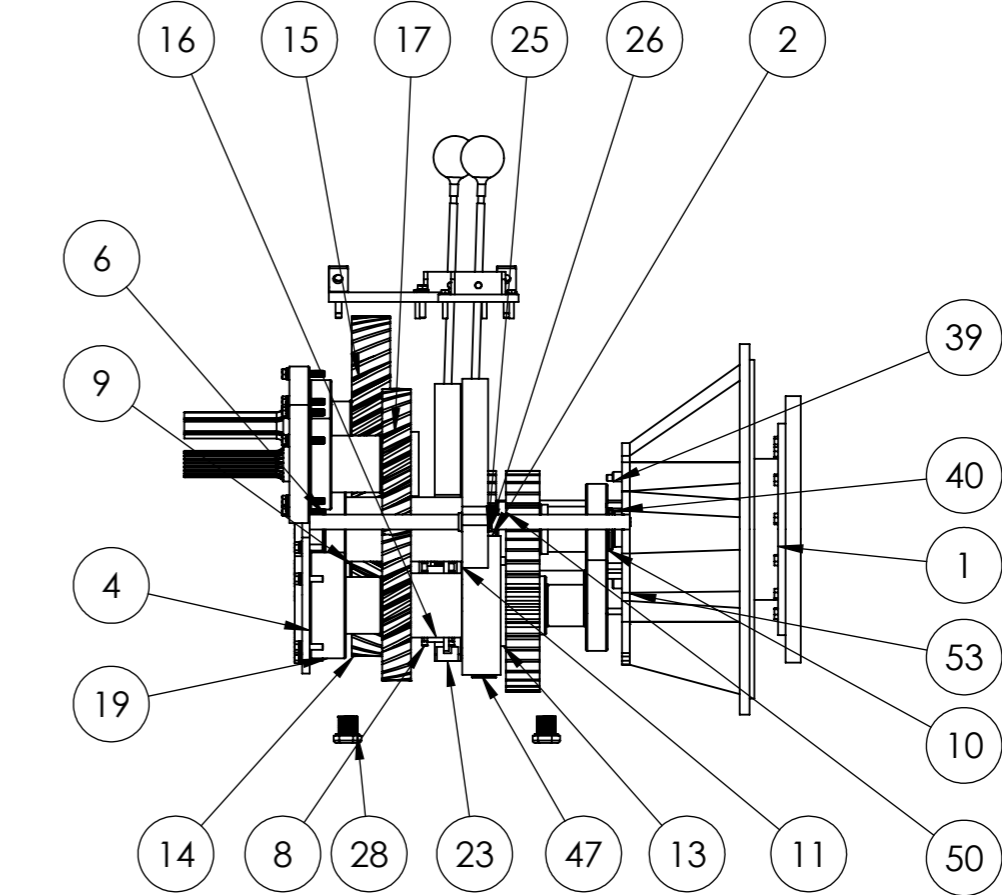
REVISIONES				
ZONA	REV.	DESCRIPCIÓN	FECHA	APROBADO
-	A	Fase de diseño	01/06/22	-




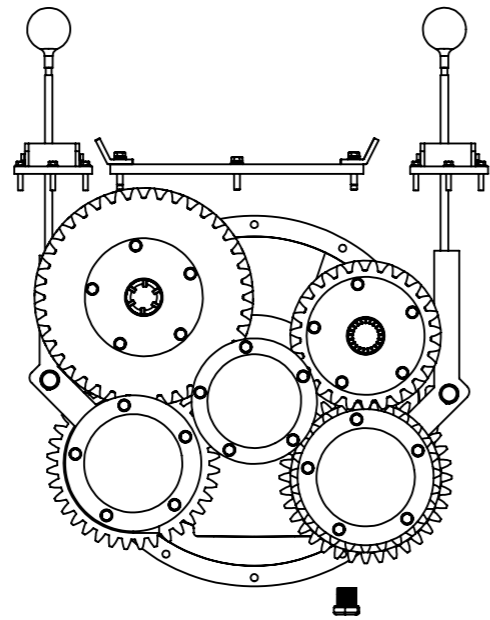
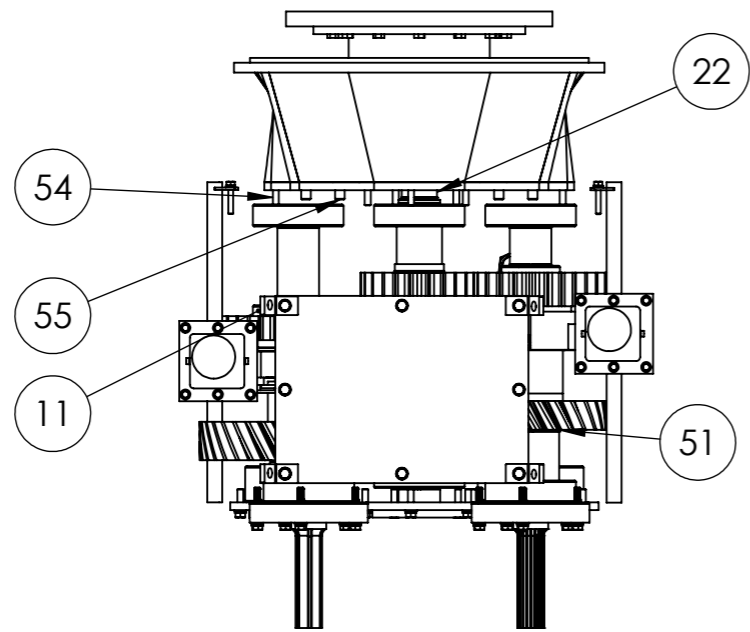
		SI NO SE INDICA LO CONTRARIO LAS TOLERANCIAS +/- .5 mm		NO CAMBIE LA ESCALA
		TÍTULO: D2.1-BOM TRANSMISION DE DOS VELOCIDADES PARA AGRICULTOR		
SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM. ACABADO SUPERFICIAL:		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS		
	NOMBRE	FIRMA	FECHA	
DIBUJ.	Ing. Daniel Marroquin Olvera			
VERIF.	Dr. Mario Emigdio Rodríguez Castillo			
APROB.				
PESO: 189.11 Kg. MATERIAL:			ESCALA:1:20 HOJA 2 DE 3	



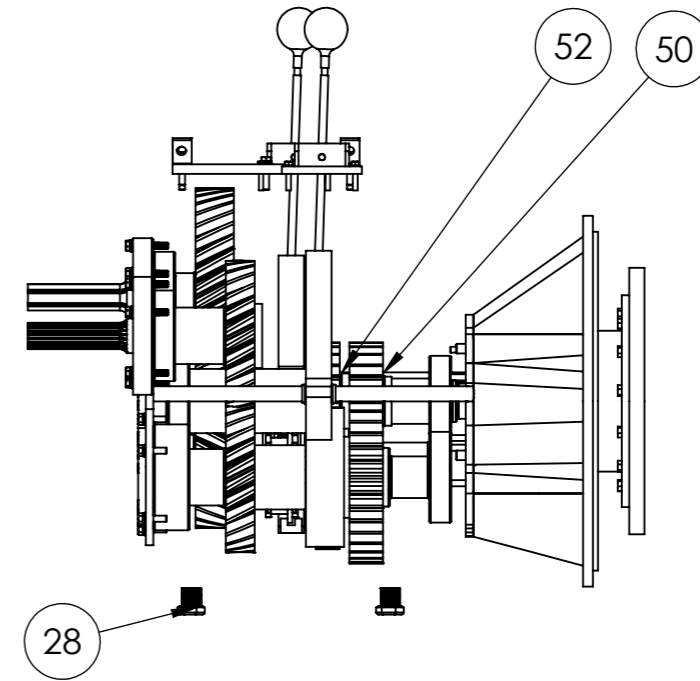
REVISIONES				
ZONA	REV.	DESCRIPCIÓN	FECHA	APROBADO
-	A	Fase de diseño	01/06/22	-




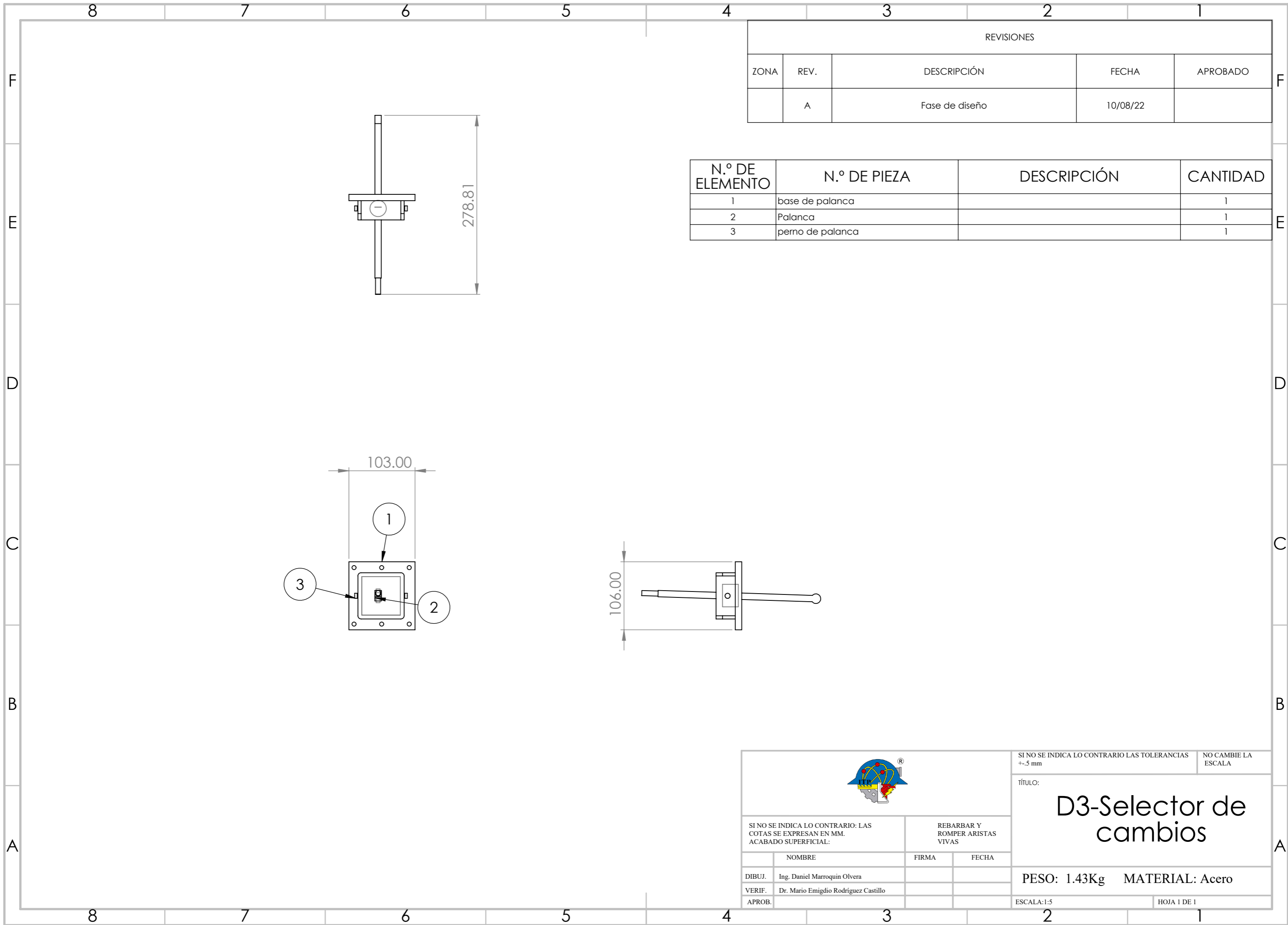
		SI NO SE INDICA LO CONTRARIO LAS TOLERANCIAS +/- .5 mm	NO CAMBIE LA ESCALA
		TÍTULO: D2.2-BOM TRANSMISION DE DOS VELOCIDADES PARA AGRICULTOR	
SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM. ACABADO SUPERFICIAL:		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	
	NOMBRE	FIRMA	FECHA
DIBUJ.	Ing. Daniel Marroquin Olvera		
VERIF.	Dr. Mario Emigdio Rodríguez Castillo		
APROB.			
PESO: 189.11Kg MATERIAL:			ESCALA: 1:20 HOJA 3 DE 3



REVISIONES				
ZONA	REV.	DESCRIPCIÓN	FECHA	APROBADO
-	A	Fase de Diseño	10/08/22	-




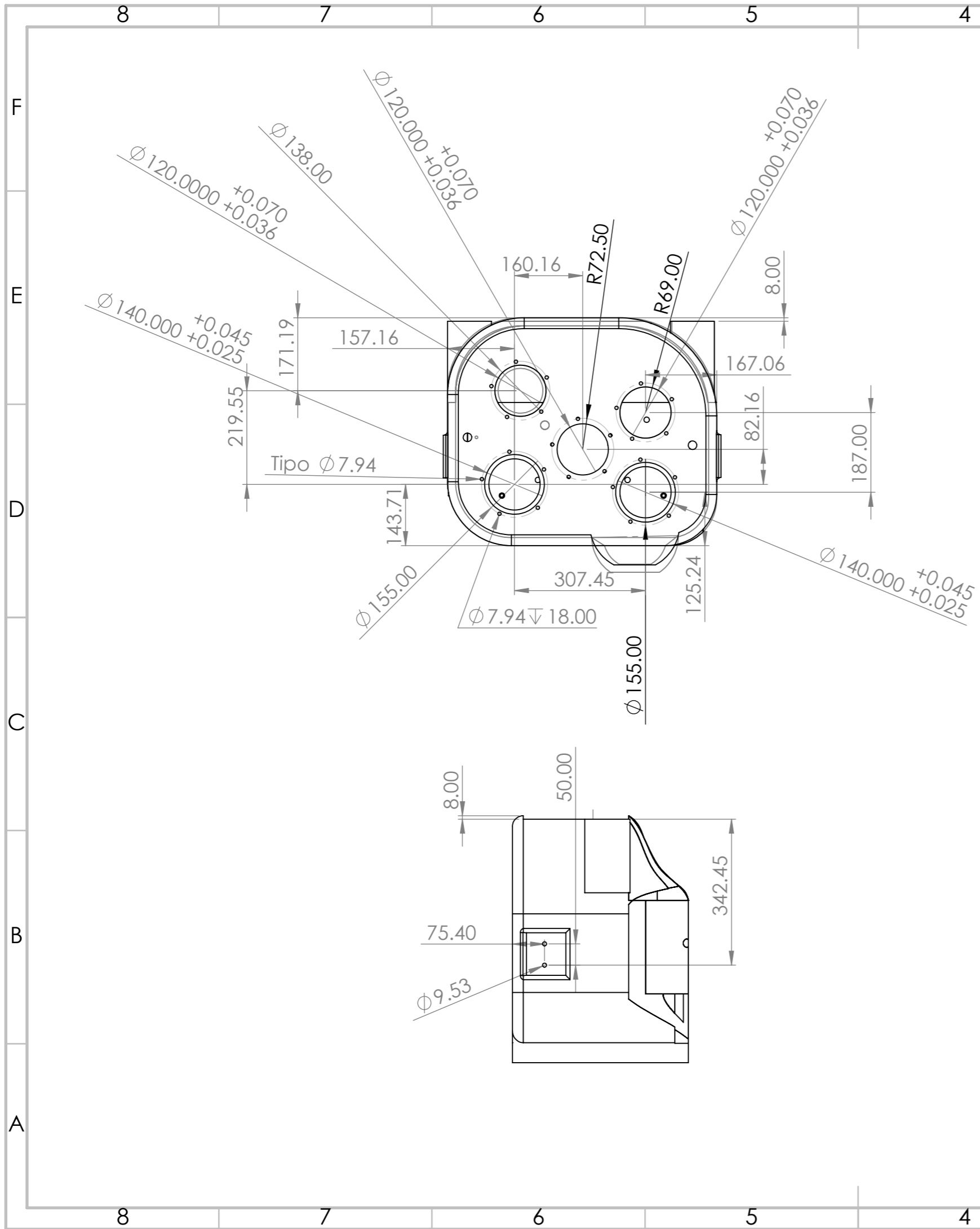
		SI NO SE INDICA LO CONTRARIO LAS TOLERANCIAS +/- .5 mm		NO CAMBIE LA ESCALA
		TÍTULO: D2.3-BOM DE TRANSMISION DE DOS VELOCIDADES PARA AGRICULTOR		
SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM. ACABADO SUPERFICIAL:		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS		
	NOMBRE	FIRMA	FECHA	
DIBUJ.	Ing. Daniel Marroquin Olvera			PESO: 189.11 KG MATERIAL:
VERIF.	Dr. Mario Emigdio Rodríguez Castillo			
APROB.				ESCALA: 1:10
				HOJA 1 DE 1



REVISIONES				
ZONA	REV.	DESCRIPCIÓN	FECHA	APROBADO
	A	Fase de diseño	10/08/22	

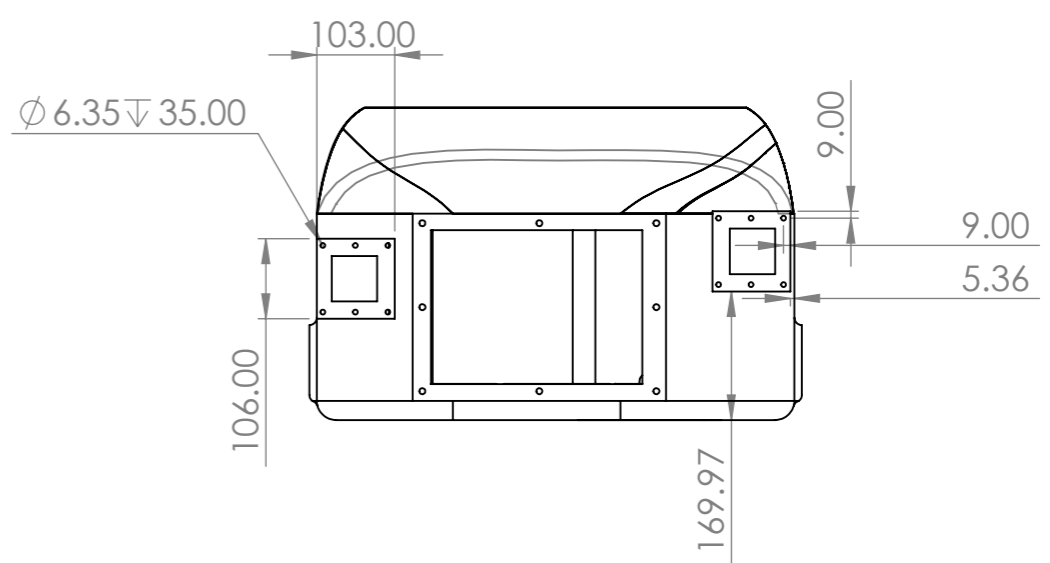
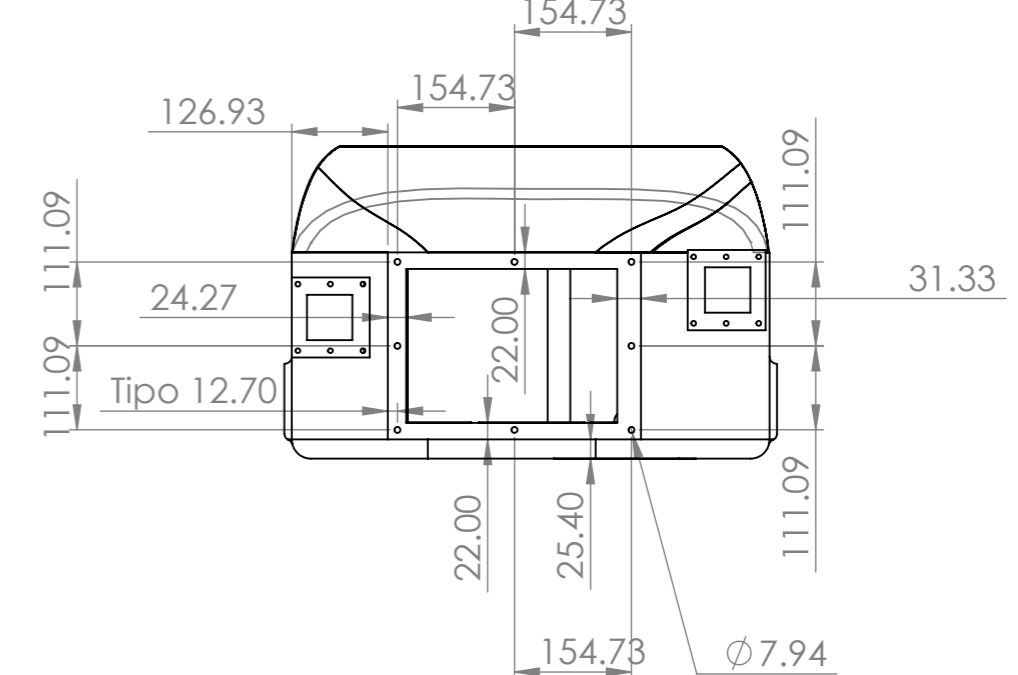
N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
1	base de palanca		1
2	Palanca		1
3	perno de palanca		1


		SI NO SE INDICA LO CONTRARIO LAS TOLERANCIAS +/- .5 mm	NO CAMBIE LA ESCALA
		TÍTULO: <h1>D3-Selector de cambios</h1>	
SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM. ACABADO SUPERFICIAL:		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	
	NOMBRE	FIRMA	FECHA
DIBUJ.	Ing. Daniel Marroquin Olvera		
VERIF.	Dr. Mario Emigdio Rodríguez Castillo		
APROB.			
		PESO: 1.43Kg	MATERIAL: Acero
		ESCALA: 1:5	HOJA 1 DE 1



REVISIONES				
ZONA	REV.	DESCRIPCIÓN	FECHA	APROBADO
	A	Fase de diseño	08/08/22	

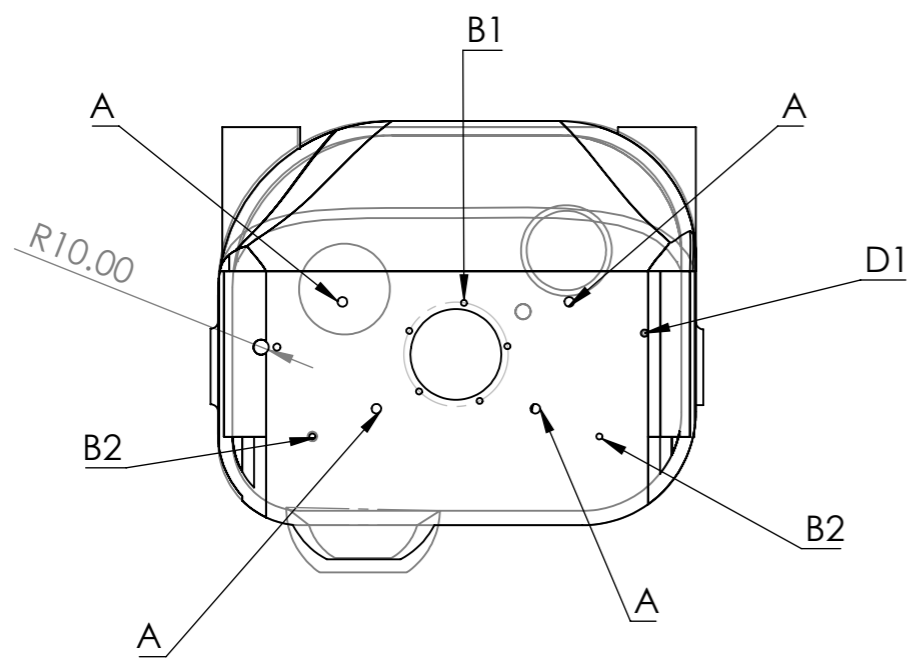
Nota1: Para la fabricación del modelo se proporcionara el modelo en 3d para su impresión.



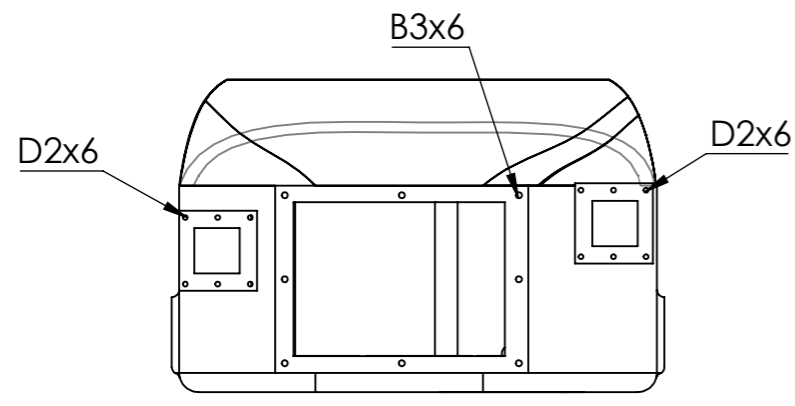
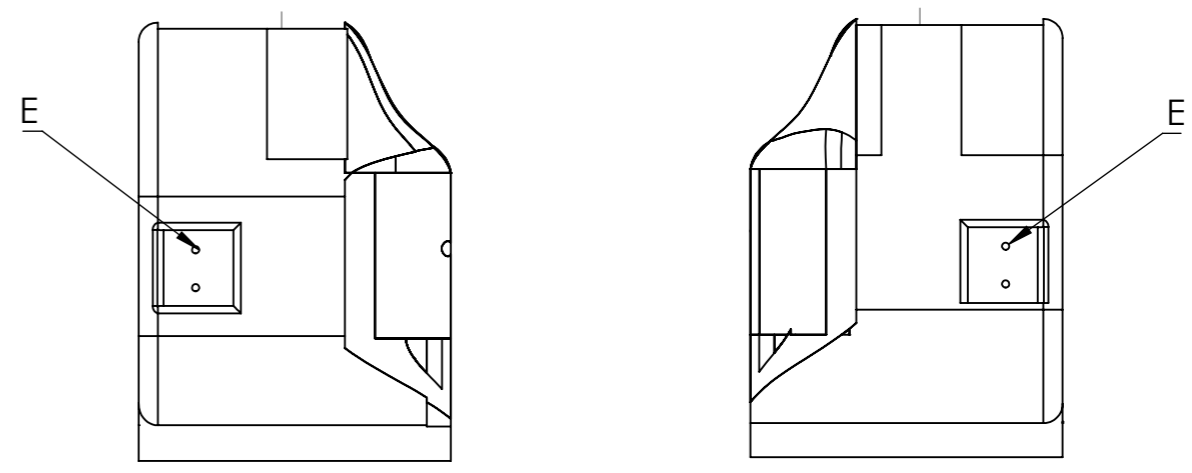
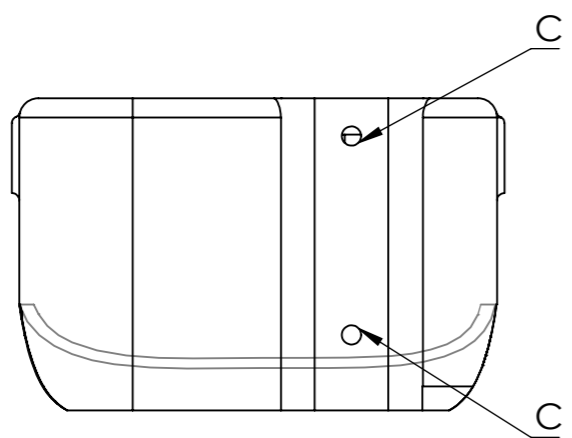
		SI NO SE INDICA LO CONTRARIO LAS TOLERANCIAS +/- .1 mm		NO CAMBIE LA ESCALA	
		TÍTULO: D4.1-Housing de transmisión			
SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM. ACABADO SUPERFICIAL:		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS		PESO: 52.95 Kg MATERIAL:Aluminio 1060	
NOMBRE		FIRMA		FECHA	
DIBUJ. Ing. Daniel Marroquin Olvera					
VERIF. Dr. Mario Emigdio Rodríguez Castillo					
APROB.				ESCALA:1:10	
				HOJA 1 DE 1	

8 7 6 5 4 3 2 1

REVISIONES				
ZONA	REV.	DESCRIPCIÓN	FECHA	APROBADO
-	A	Fase de diseño	09/08/22	-




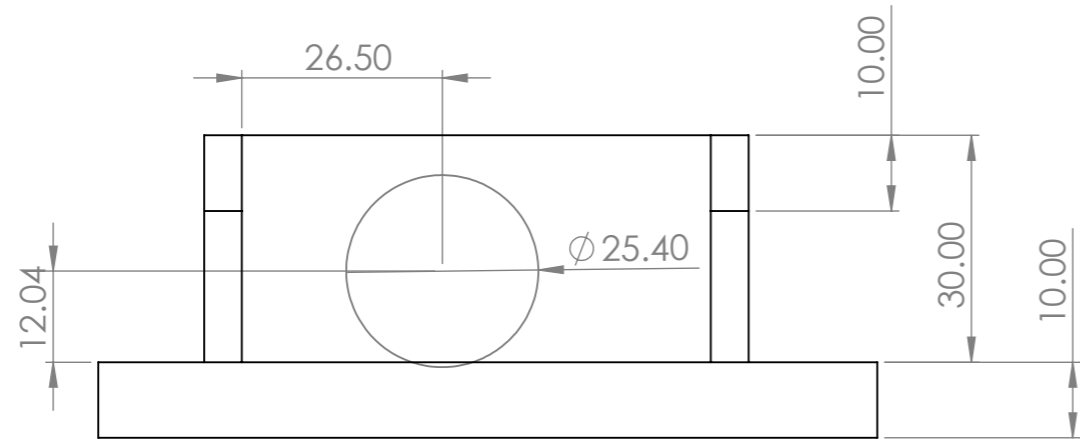
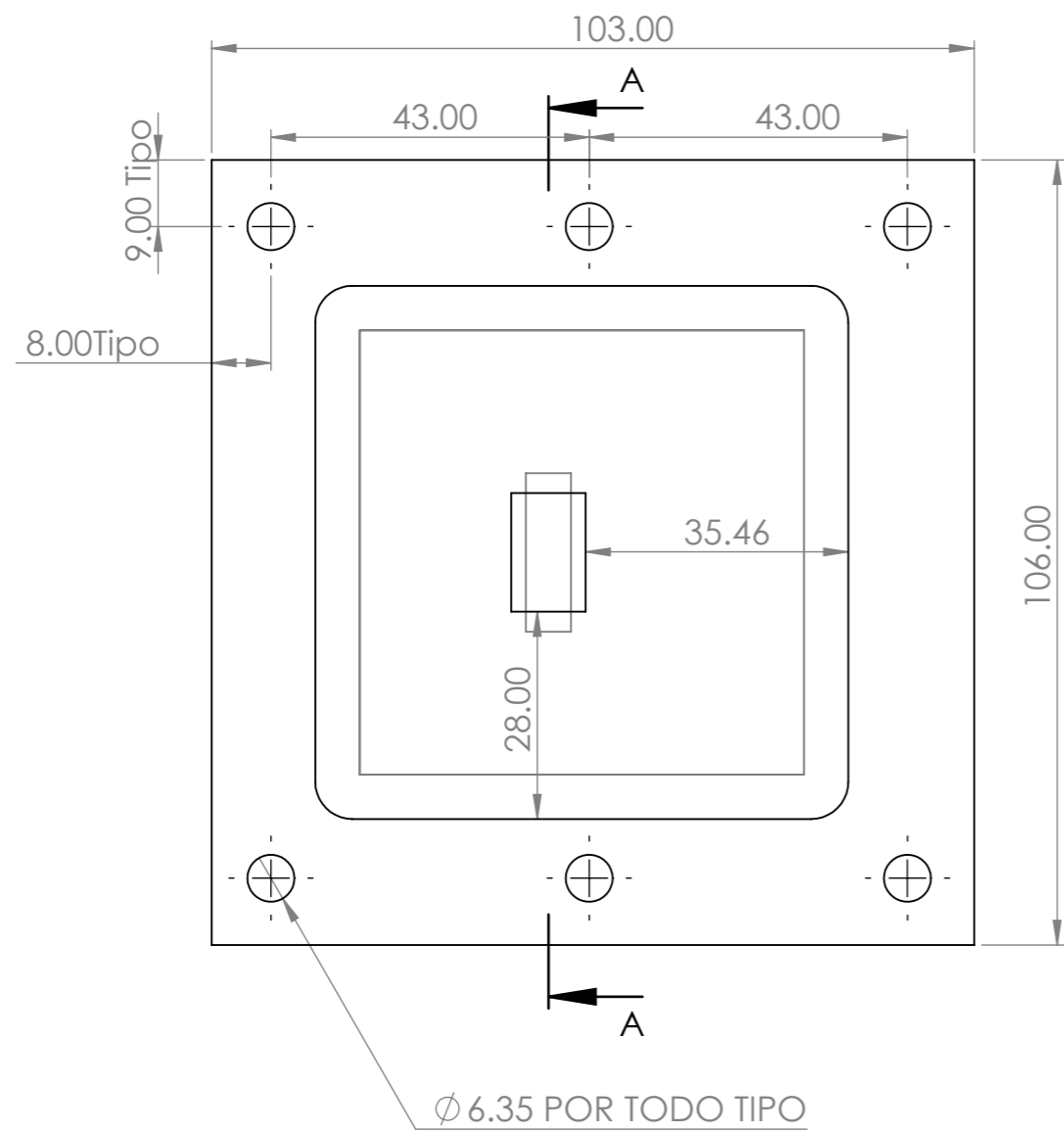
Cantidad de barrenos	Barreno	Diametro de barreno in	Profundidad in	Machuelear in/hilos
4	A	7/16	1	1/2-13hilos
5	B1	F ó 1/4	1.75	5/16-18
2	B2	F ó 1/4	1.875	5/16-18
6	B3	F ó 1/4	1.875	5/16-18
2	C	15/16	Por todo	1-18
2	D1	13/64	1.5	1/4-20
12	D2	13/64	1.25	1/4-20
4	E	3/8	1	7/16-14



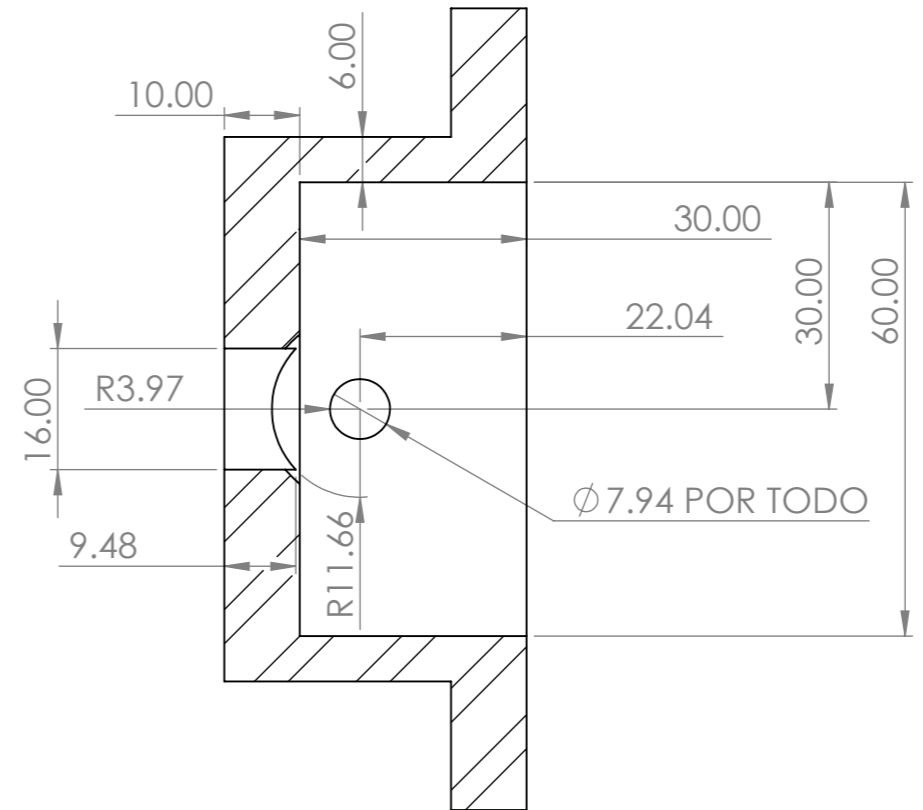
A

8 7 6 5 4 3 2 1


		SI NO SE INDICA LO CONTRARIO LAS TOLERANCIAS +/- .5 mm		NO CAMBIE LA ESCALA
		TÍTULO: D4.2 Barrenos y cuerdas de housing		
SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM. ACABADO SUPERFICIAL:		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS		
	NOMBRE	FIRMA	FECHA	
DIBUJ.	Ing. Daniel Marroquin Olvera			PESO: 52.95 Kg MATERIAL: Aluminio 1060
VERIF.	Dr. Mario Emigdio Rodríguez Castillo			
APROB.				
			ESCALA: 1:10	HOJA 1 DE 1

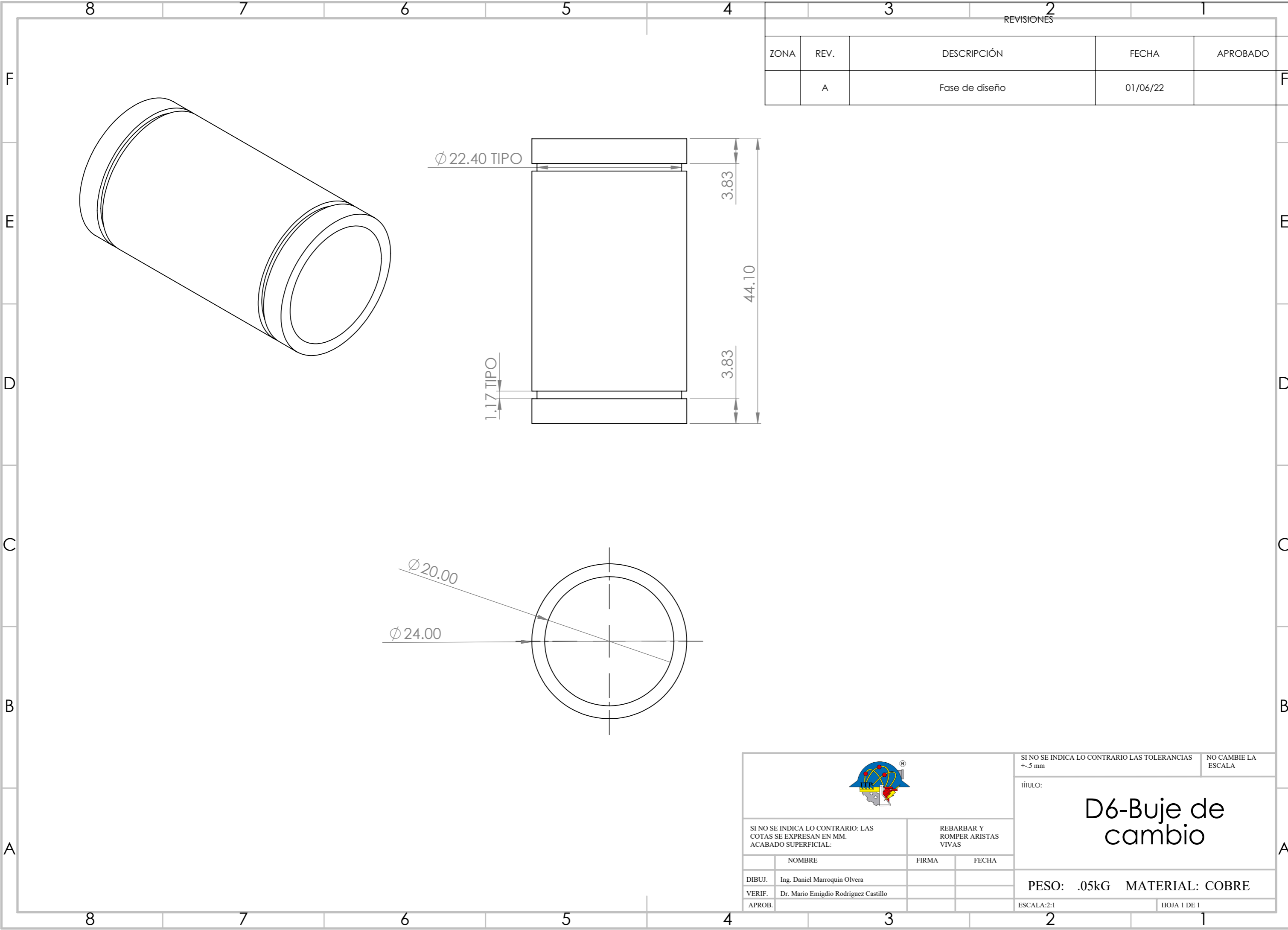


REVISIONES				
ZONA	REV.	DESCRIPCIÓN	FECHA	APROBADO
	A	Fase de diseño	01/06/22	




SECCIÓN A-A

	SI NO SE INDICA LO CONTRARIO LAS TOLERANCIAS +/- .1 mm		NO CAMBIE LA ESCALA
	<h2>D5-Base de palanca</h2>		
SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM. ACABADO SUPERFICIAL:	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS		
	NOMBRE	FIRMA	FECHA
DIBUJ.	Ing. Daniel Marroquin Olvera		
VERIF.	Dr. Mario Emigdio Rodríguez Castillo		
APROB.			
PESO: 1.12 Kg. MATERIAL: AISI 1020			ESCALA: 1:1
			HOJA 1 DE 1

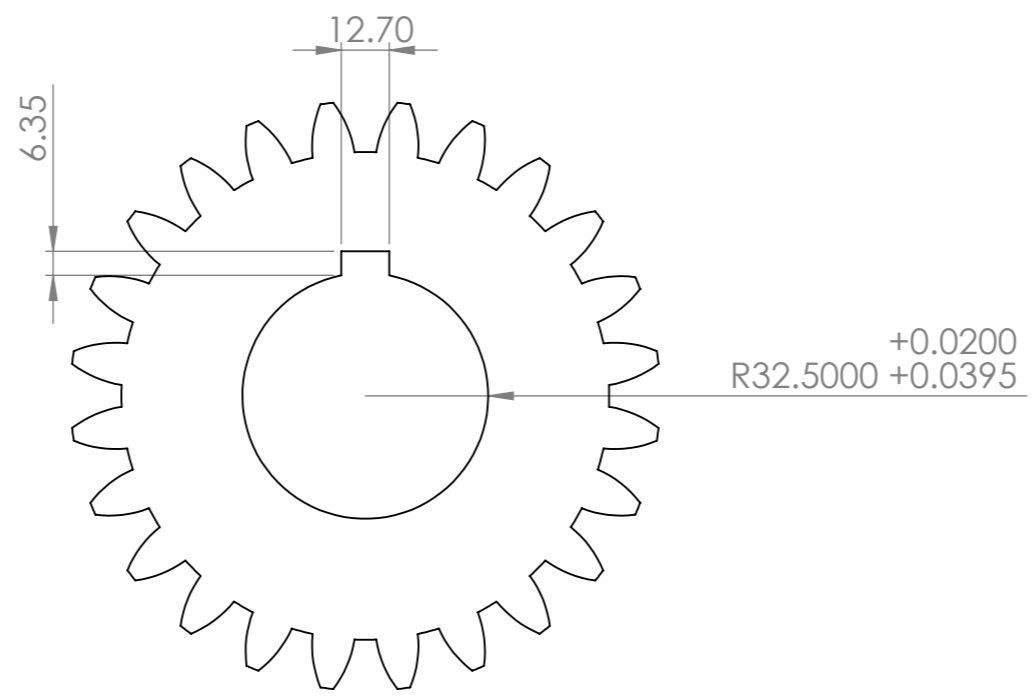
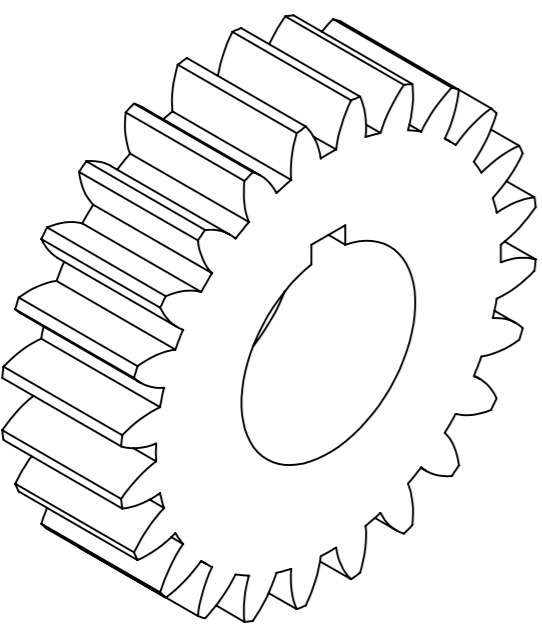


REVISIONES				
ZONA	REV.	DESCRIPCIÓN	FECHA	APROBADO
	A	Fase de diseño	01/06/22	

		SI NO SE INDICA LO CONTRARIO LAS TOLERANCIAS +/- .5 mm		NO CAMBIE LA ESCALA	
		TÍTULO: <h2 style="text-align: center;">D6-Buje de cambio</h2>			
SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM. ACABADO SUPERFICIAL:		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS			
	NOMBRE	FIRMA	FECHA		
DIBUJ.	Ing. Daniel Marroquin Olvera				
VERIF.	Dr. Mario Emigdio Rodríguez Castillo				
APROB.					
			ESCALA: 2:1	HOJA 1 DE 1	
PESO: .05kg		MATERIAL: COBRE			

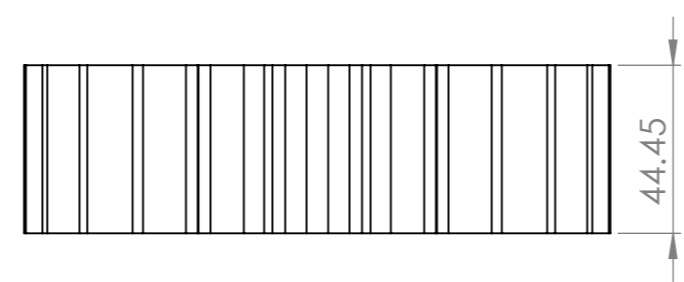
8 7 6 5 4 3 2 1

F
E
D
C
B
A



Notas:
 Diametro de paso : 144.01mm
 Modulo:6
 Numero de dientes: 24
 Grado 3 AGMA
 Tolerancias de diametros y radios: +/-1mm
 Tolerancias longitudinales:+/-5

REVISIONES				
ZONA	REV.	DESCRIPCIÓN	FECHA	APROBADO
	A	Fase de diseño	01/06/22	



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO LAS TOLERANCIAS +/-5 mm NO CAMBIE LA ESCALA

TÍTULO:
D7-Engrane N1

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM. ACABADO SUPERFICIAL:

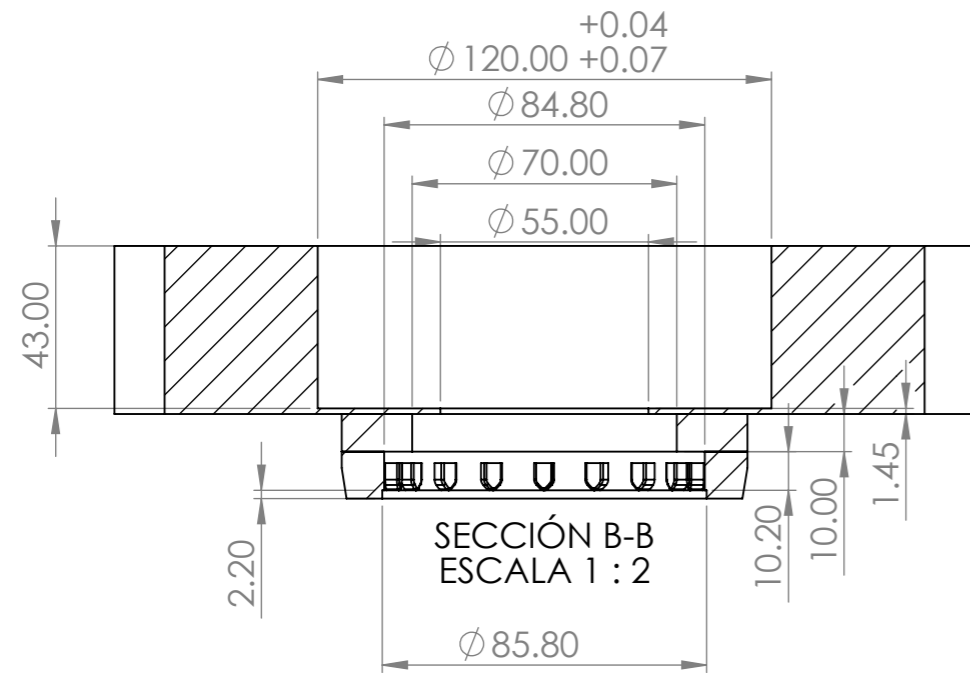
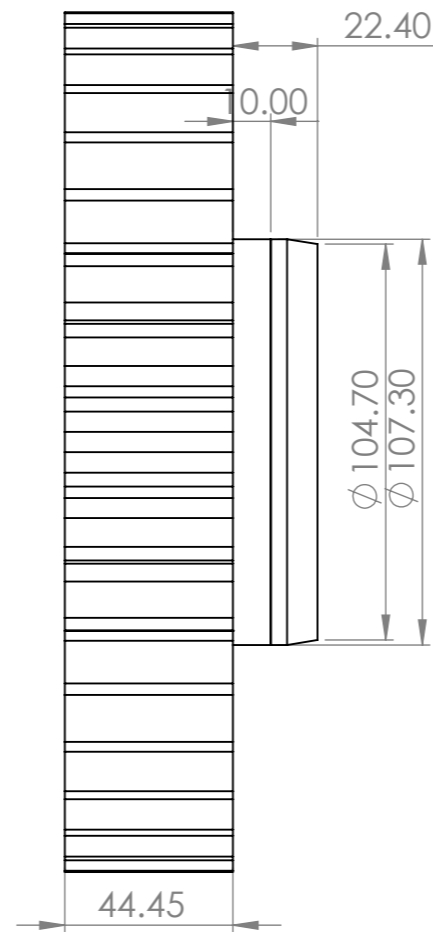
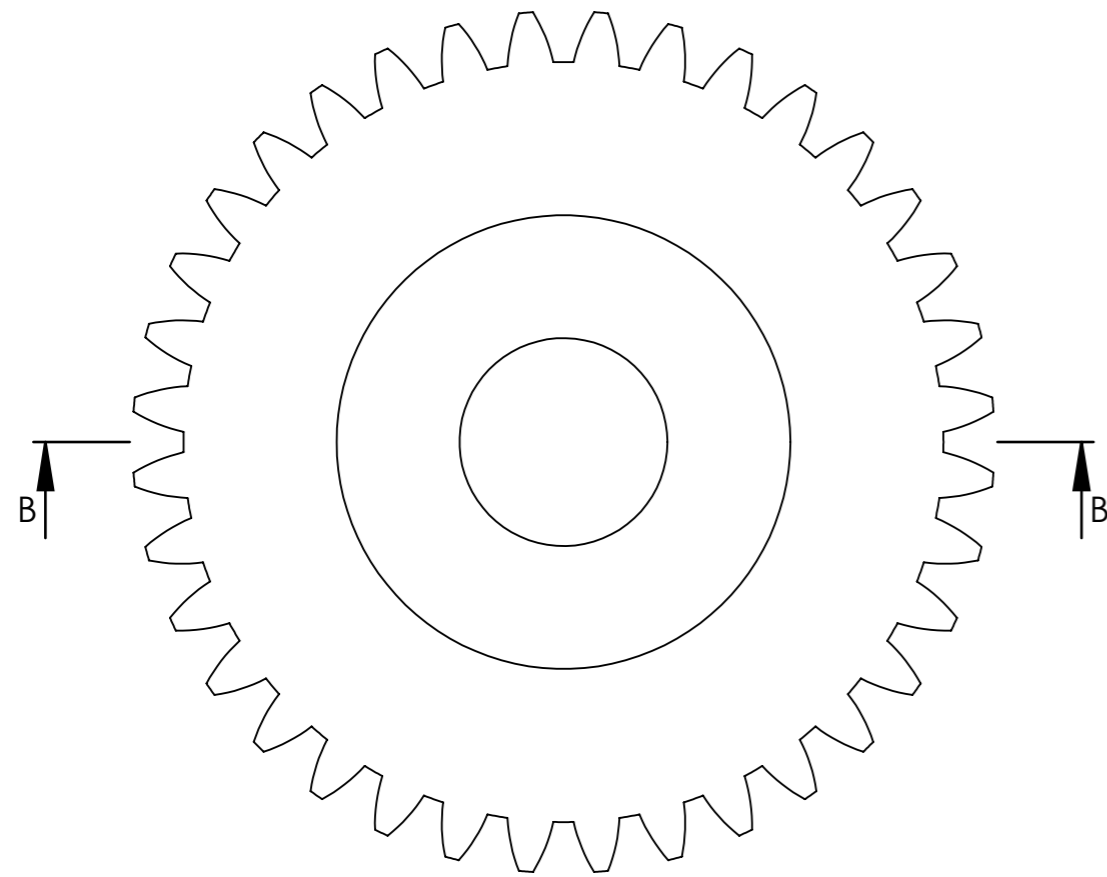
REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS

	NOMBRE	FIRMA	FECHA
DIBUJ.	Ing. Daniel Marroquin Olvera		
VERIF.	Dr. Mario Emigdio Rodríguez Castillo		
APROB.			

PESO: 4.35 Kg MATERIAL: AISI 4340

ESCALA:1:2 HOJA 1 DE 1

8 7 6 5 4 3 2 1



REVISIONES				
ZONA	REV.	DESCRIPCIÓN	FECHA	APROBADO
	A	Fase de diseño	01/06/22	

Notas:
 Diámetro de paso: 215.9 mm
 Modulo:6
 Numero de dientes: 36
 Grado 3AGMA
 Tolerancias de diámetros y radios: ± 0.1 mm
 Tolerancias longitudinales: ± 0.1



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO LAS TOLERANCIAS ± 0.5 mm
 NO CAMBIE LA ESCALA

TÍTULO:
D8-ENGRANE N2

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM. ACABADO SUPERFICIAL:

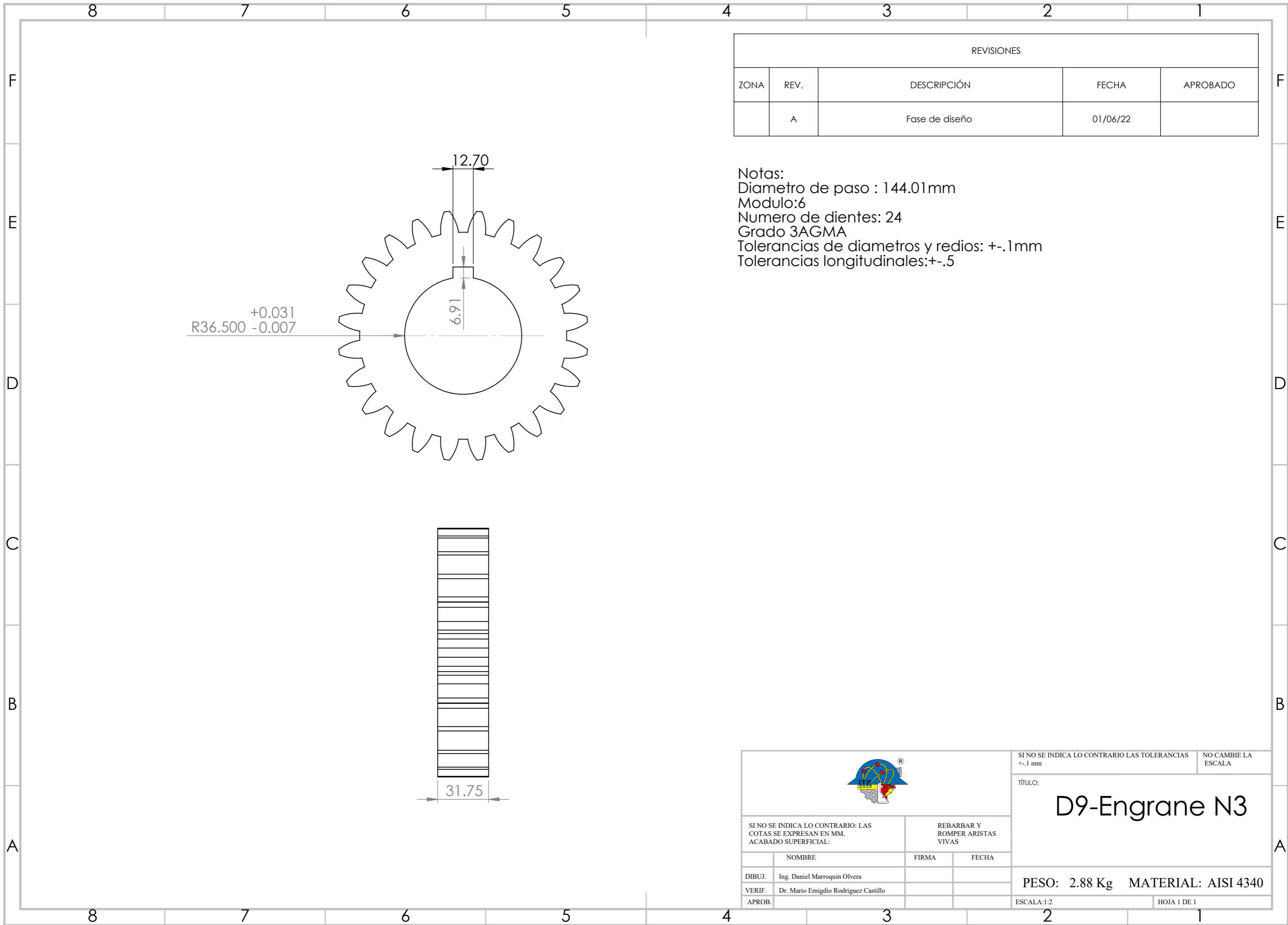
REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS

	NOMBRE	FIRMA	FECHA
DIBUJ.	Ing. Daniel Marroquin Olvera		
VERIF.	Dr. Mario Emigdio Rodríguez Castillo		
APROB.			

PESO: 9.45 Kg. MATERIAL: AISI 4340


ESCALA: 1:5

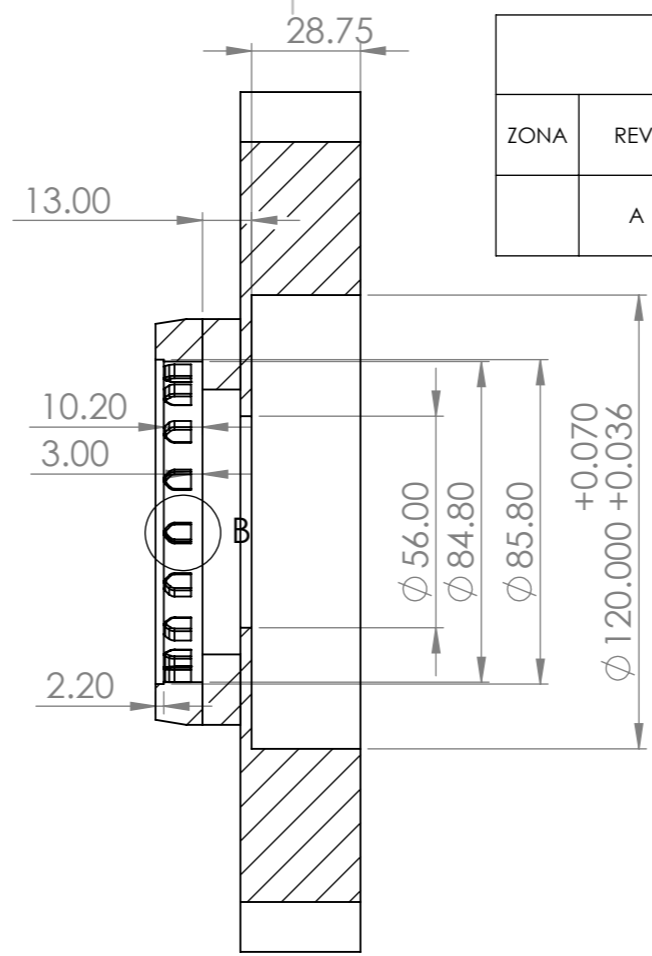
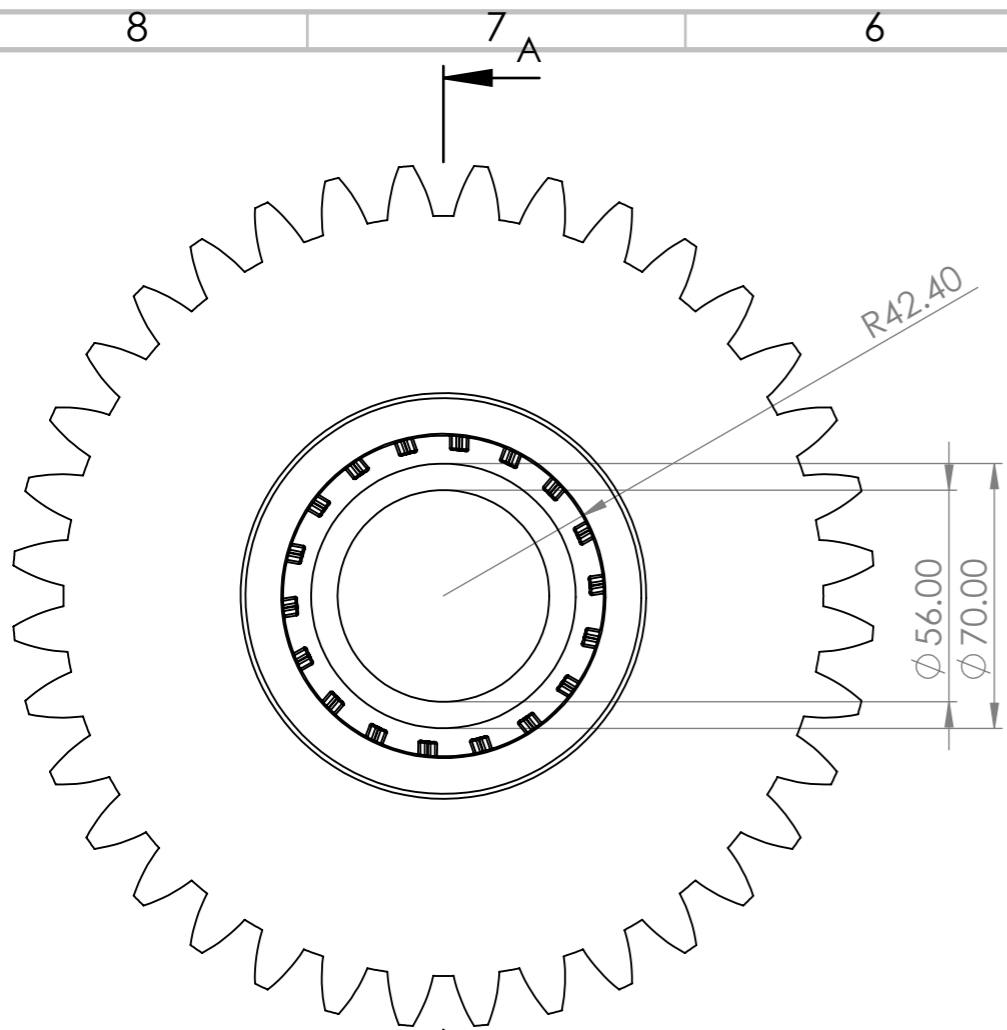
HOJA 1 DE 1



REVISIONES				
ZONA	REV.	DESCRIPCIÓN	FECHA	APROBADO
	A	Fase de diseño	01/06/22	

Notas:
 Diametro de paso : 144.01mm
 Modulo:6
 Numero de dientes: 24
 Grado 3AGMA
 Tolerancias de diametros y radios: +/- .1mm
 Tolerancias longitudinales:+/- .5

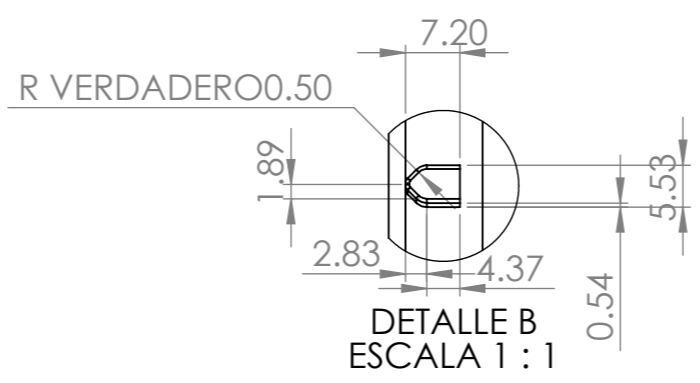
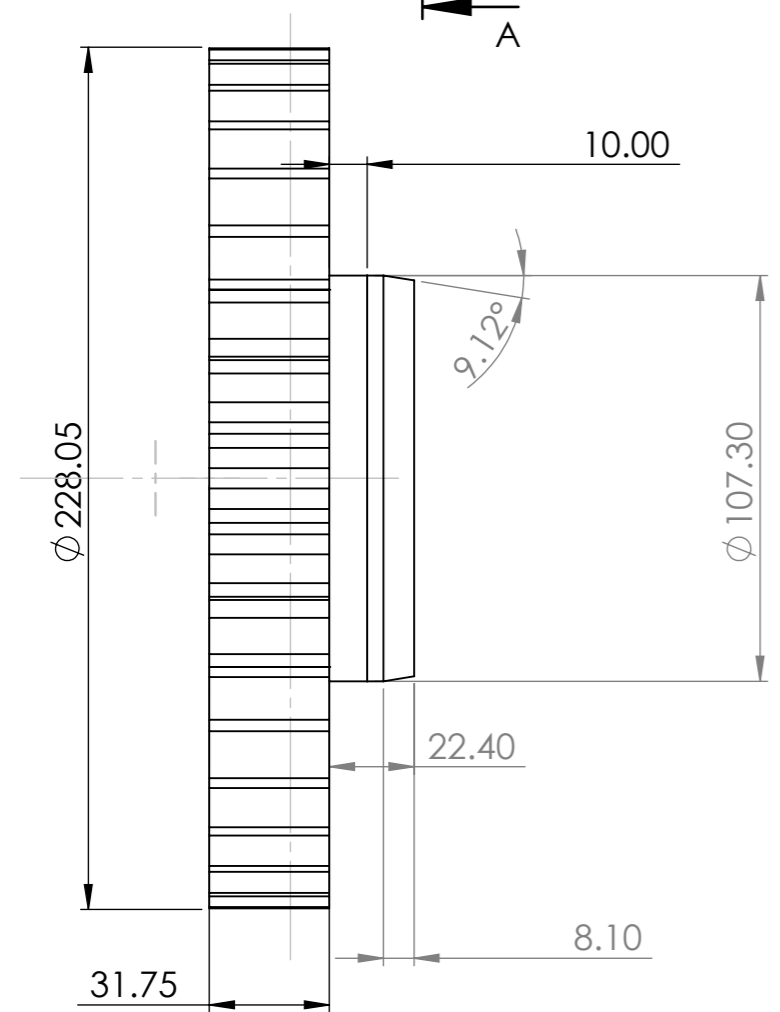
		SI NO SE INDICA LO CONTRARIO LAS TOLERANCIAS +/- .1 mm	NO CAMBIE LA ESCALA
		TÍTULO: <h1 style="text-align: center;">D9-Engrane N3</h1>	
SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM. ACABADO SUPERFICIAL:		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	
	NOMBRE	FIRMA	FECHA
DIBUJ.	Ing. Daniel Marroquin Olvera		
VERIF.	Dr. Mario Emigdio Rodríguez Castillo		
APROB.			
		PESO: 2.88 Kg MATERIAL: AISI 4340	
		ESCALA:1:2	HOJA 1 DE 1




REVISIONES				
ZONA	REV.	DESCRIPCIÓN	FECHA	APROBADO
	A	Fase de diseño	01/06/22	

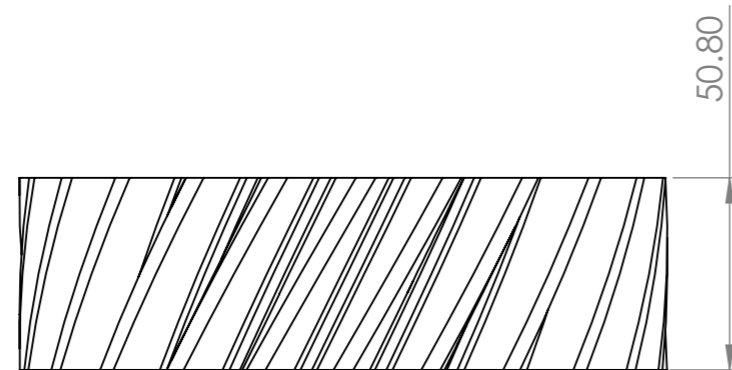
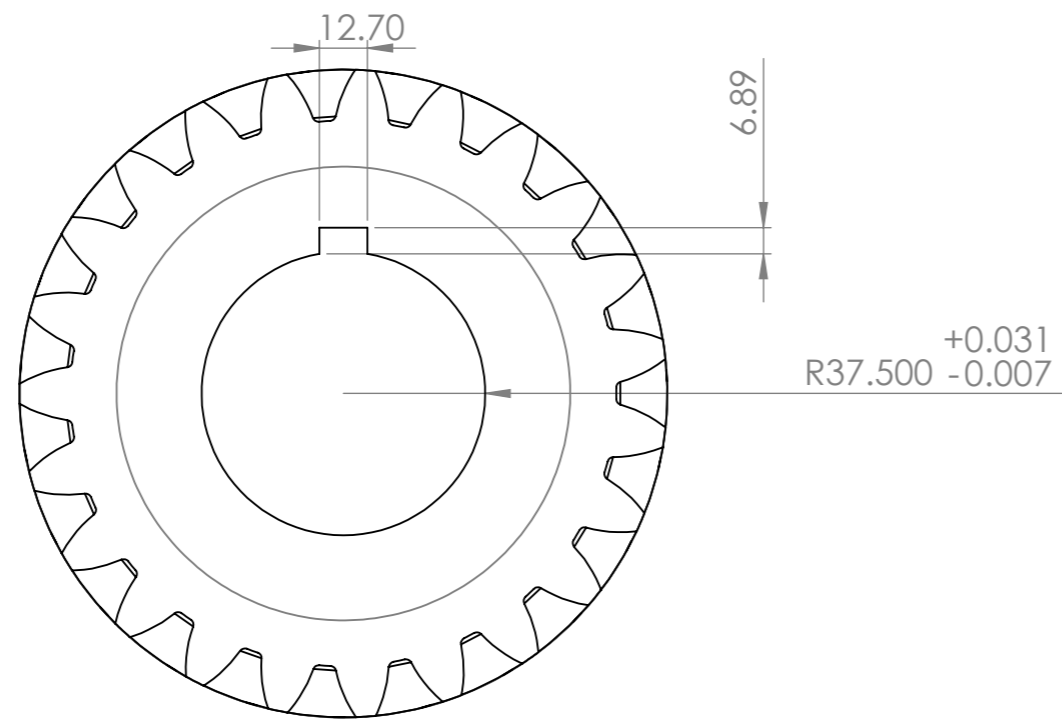
Notas:
 Diámetro de paso : 215.9 mm
 Modulo:6
 Numero de dientes: 36
 Grado 2 AGMA
 Tolerancias de diámetros y radios: +/- .1mm
 Tolerancias longitudinales: +/- .1

SECCIÓN A-A
 ESCALA 1 : 2



DETALLE B
 ESCALA 1 : 1

		SI NO SE INDICA LO CONTRARIO LAS TOLERANCIAS +/- .5 mm		NO CAMBIE LA ESCALA	
		TÍTULO: D10-Engrane N4			
SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM. ACABADO SUPERFICIAL:		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS			
NOMBRE		FIRMA		FECHA	
DIBUJ. Ing. Daniel Marroquin Olvera					
VERIF. Dr. Mario Emigdio Rodríguez Castillo					
APROB.				PESO:9.58 Kg MATERIAL:AISI 4340	
				ESCALA:1:5	
				HOJA 1 DE 1	



REVISIONES				
ZONA	REV.	DESCRIPCIÓN	FECHA	APROBADO
	A	Fase de diseño	01/06/22	

Notas:
 Diámetro de paso: 159.25 mm
 Modulo:6
 Numero de dientes: 23
 Grado 3 AGMA
 Tolerancias de diámetros y radios: +/-1mm
 Tolerancias longitudinales: +/-1
 Angulo de hélice: 30 grados
 Tipo de engrane: helicoidal



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO LAS TOLERANCIAS +/- .5 mm
 NO CAMBIE LA ESCALA

TÍTULO:
D11-Engrane N5

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM.
 ACABADO SUPERFICIAL:

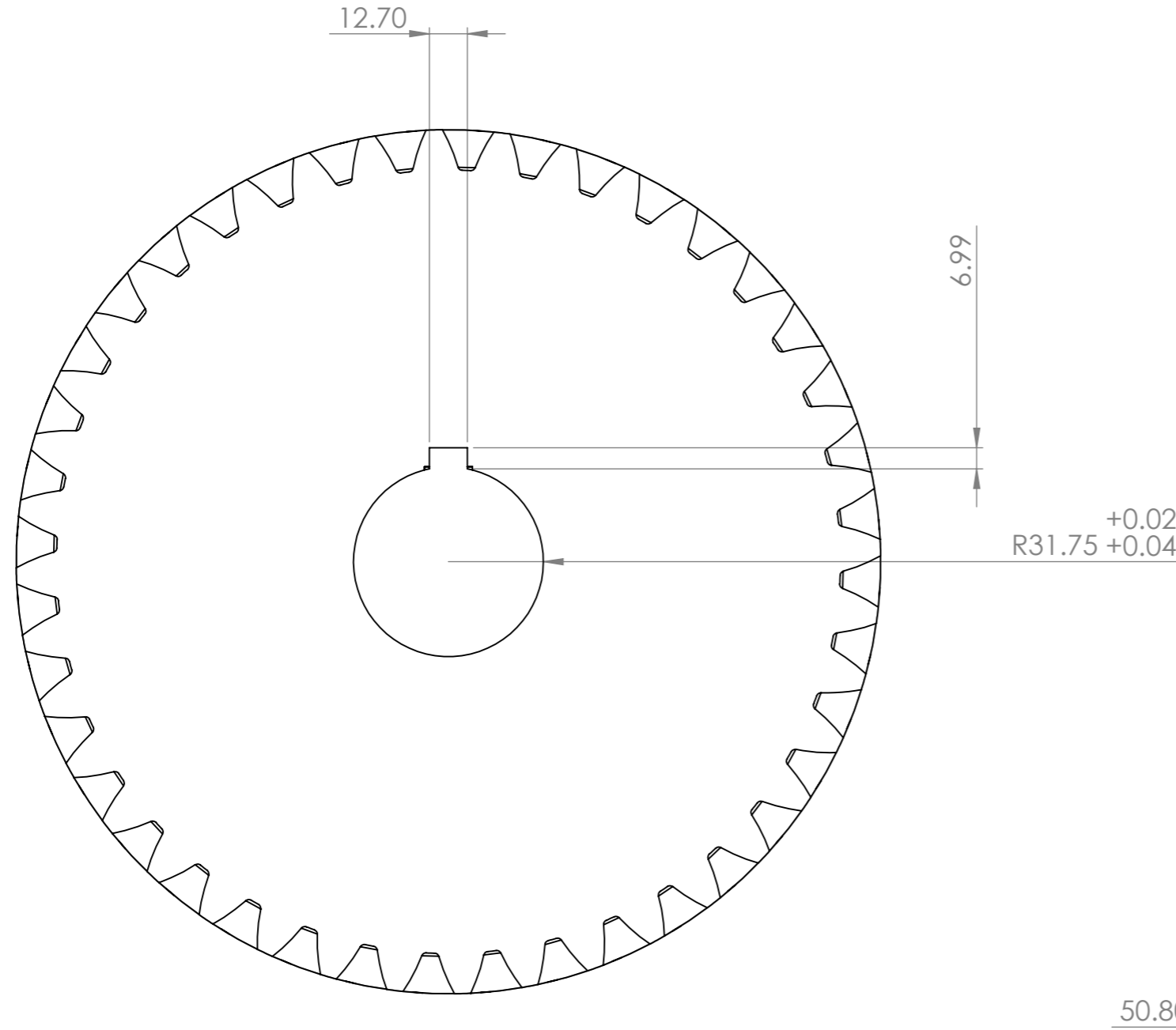
REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS

	NOMBRE	FIRMA	FECHA
DIBUJ.	Ing. Daniel Marroquin Olvera		
VERIF.	Dr. Mario Emigdio Rodríguez Castillo		
APROB.			


PESO: 6.08 Kg. MATERIAL: AISI 4340

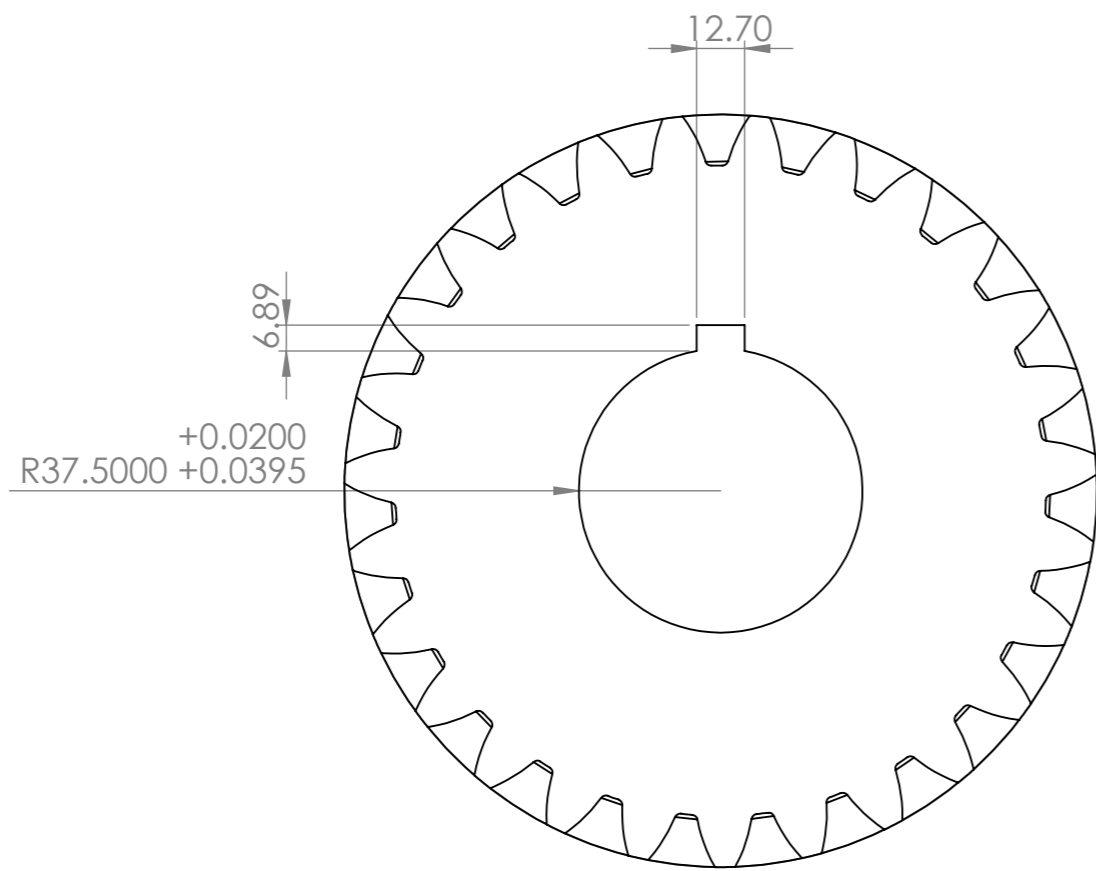
ESCALA:1:5 HOJA 1 DE 1

REVISIONES				
ZONA	REV.	DESCRIPCIÓN	FECHA	APROBADO
	A	Fase de diseño	01/06/22	




Notas:
 Diámetro de paso: 277.11 mm
 Modulo:6
 Numero de dientes: 40
 Grado 3 AGMA
 Tolerancias de diámetros y radios: ± 0.1 mm
 Tolerancias longitudinales: ± 0.1
 Angulo de hélice: 30 grados
 Tipo de engrane helicoidal

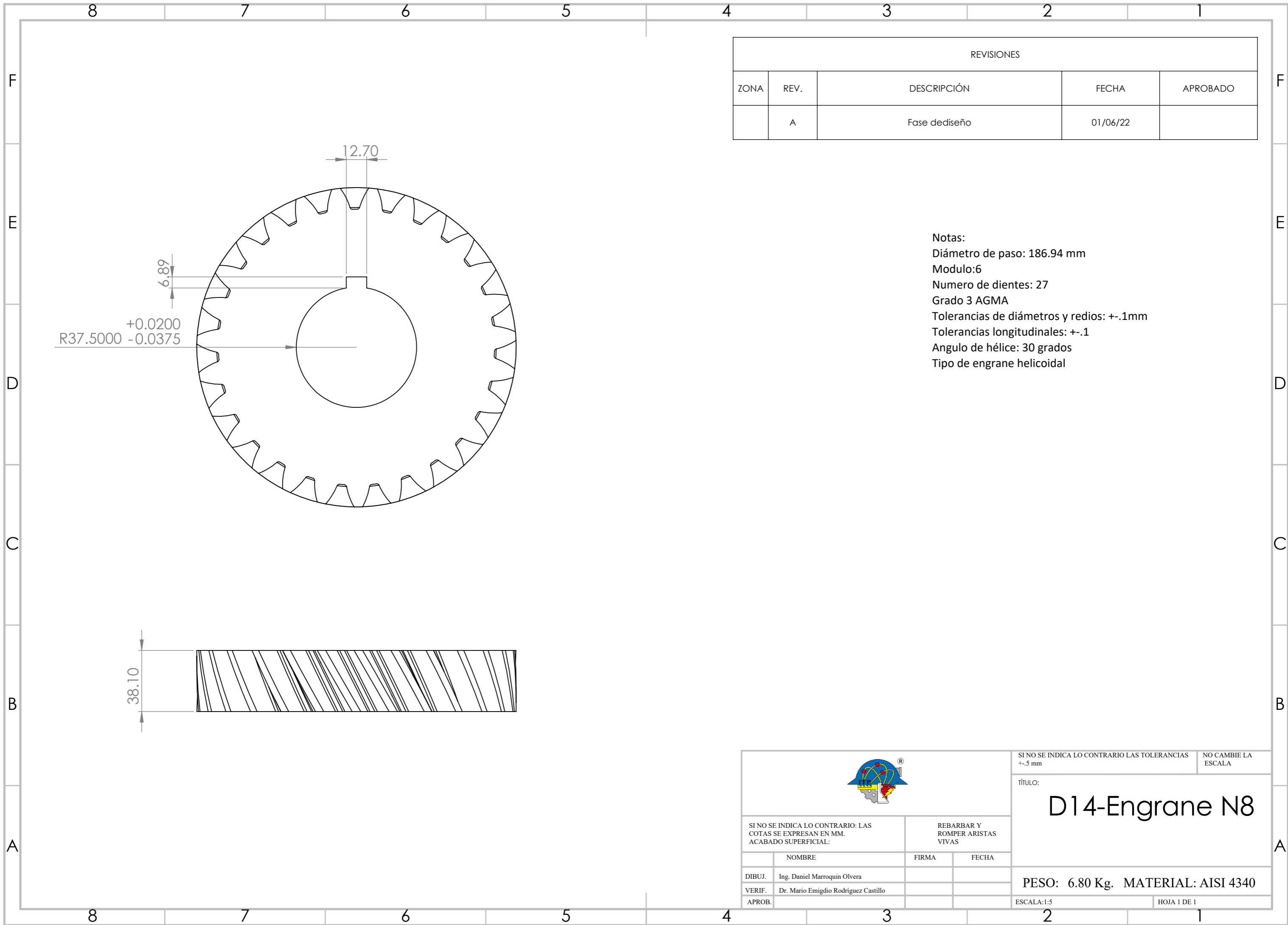
		SI NO SE INDICA LO CONTRARIO LAS TOLERANCIAS ± 0.5 mm		NO CAMBIE LA ESCALA	
		TÍTULO: <h1 style="text-align: center;">D12-Engrane N6</h1>			
SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM. ACABADO SUPERFICIAL:		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS			
	NOMBRE	FIRMA	FECHA		
DIBUJ.	Ing. Daniel Marroquin Olvera				
VERIF.	Dr. Mario Emigdio Rodríguez Castillo				
APROB.					
			PESO: 22.62 Kg. MATERIAL: AISI 4340		
			ESCALA: 1:5		HOJA 1 DE 1



REVISIONES				
ZONA	REV.	DESCRIPCIÓN	FECHA	APROBADO
	A	Fase dediseño	01/06/22	

Notas:
 Diámetro de paso: 186.94 mm
 Modulo:6
 Numero de dientes: 27
 Grado 3 AGMA
 Tolerancias de diámetros y radios: ± 0.1 mm
 Tolerancias longitudinales: ± 0.1
 Angulo de hélice: 30 grados
 Tipo de engrane helicoidal

		SI NO SE INDICA LO CONTRARIO LAS TOLERANCIAS ± 0.5 mm		NO CAMBIE LA ESCALA
		TÍTULO: D13-Engrane N7		
SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM. ACABADO SUPERFICIAL:		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS		
	NOMBRE	FIRMA	FECHA	
DIBUJ.	Ing. Daniel Marroquin Olvera			PESO: 6.80 Kg. MATERIAL: AISI 4340
VERIF.	Dr. Mario Emigdio Rodríguez Castillo			
APROB.				ESCALA:1:5 HOJA 1 DE 1

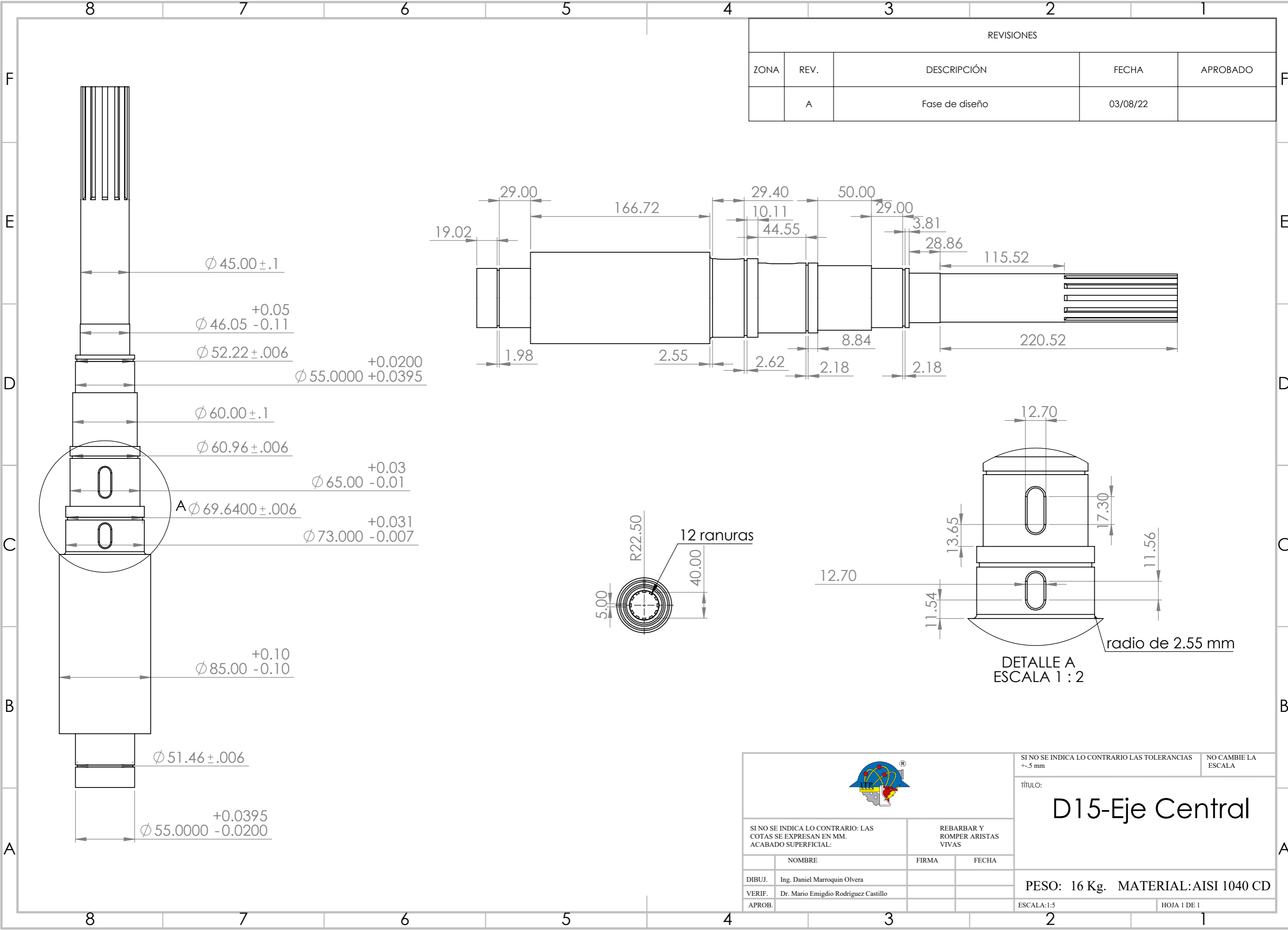



REVISIONES				
ZONA	REV.	DESCRIPCIÓN	FECHA	APROBADO
	A	Fase dediseño	01/06/22	

Notas:
 Diámetro de paso: 186.94 mm
 Modulo:6
 Numero de dientes: 27
 Grado 3 AGMA
 Tolerancias de diámetros y radios: +/-1mm
 Tolerancias longitudinales: +/-1
 Angulo de hélice: 30 grados
 Tipo de engrane helicoidal

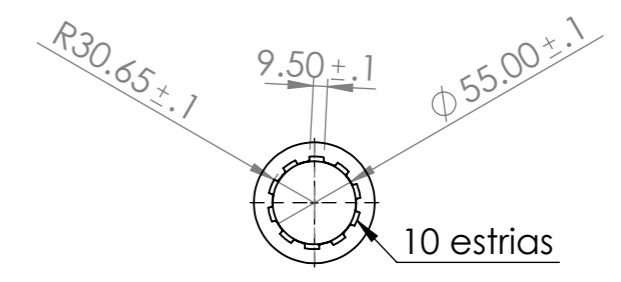
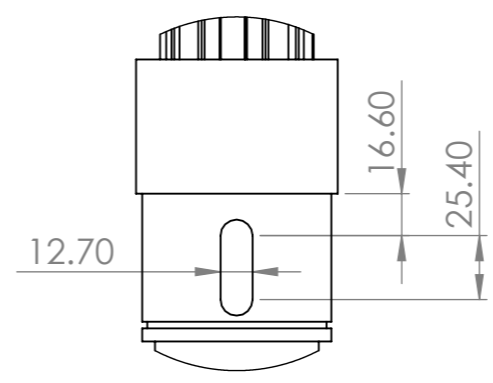
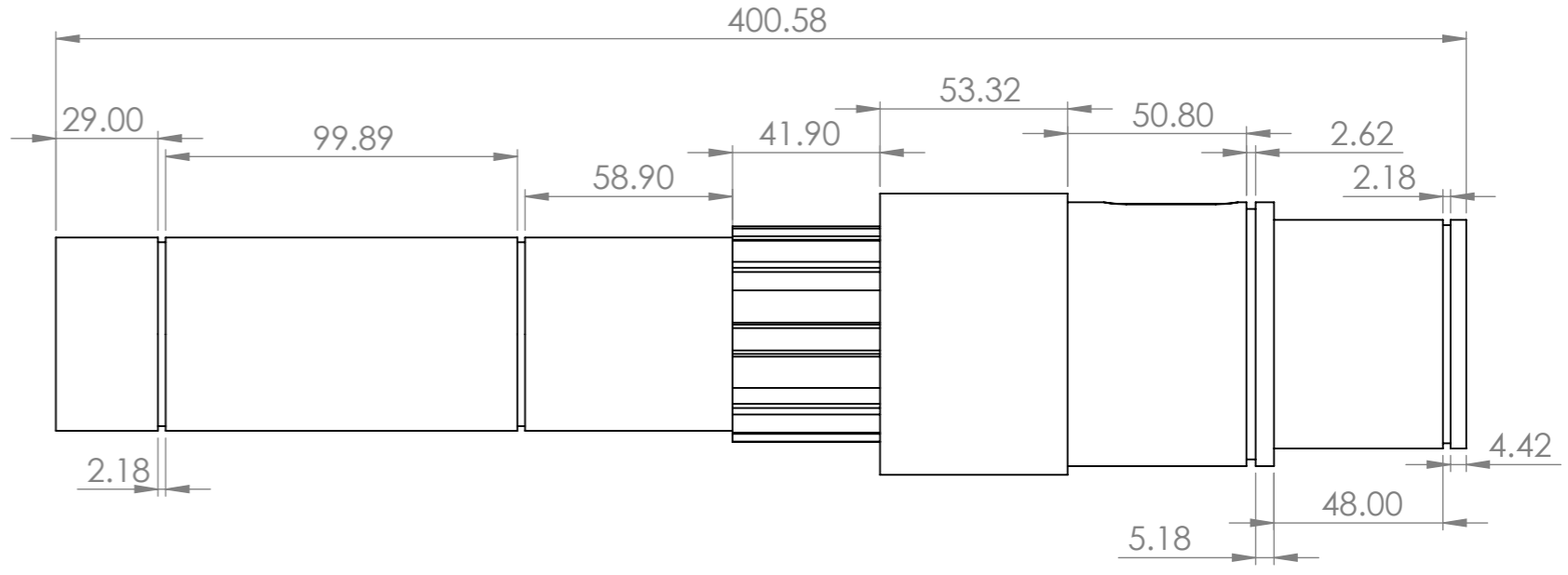
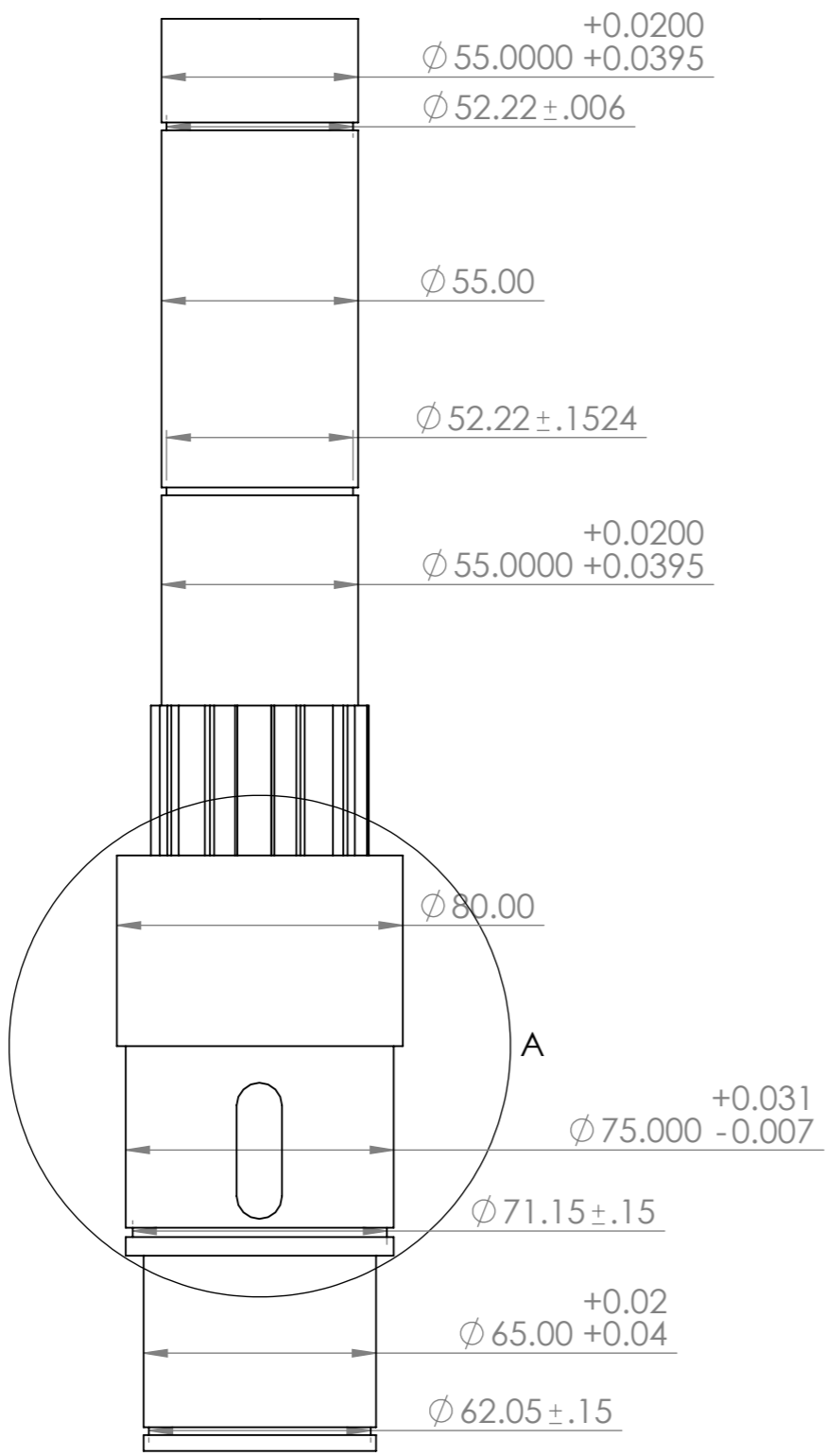
		SI NO SE INDICA LO CONTRARIO LAS TOLERANCIAS +/-5 mm		NO CAMBIE LA ESCALA	
		TÍTULO: <h1>D14-Engrane N8</h1>			
SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM. ACABADO SUPERFICIAL:		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS			
	NOMBRE	FIRMA	FECHA		
DIBUJ.	Ing. Daniel Marroquin Olvera			PESO: 6.80 Kg. MATERIAL: AISI 4340	
VERIF.	Dr. Mario Emigdio Rodríguez Castillo				
APROB.					
			ESCALA:1:5	HOJA 1 DE 1	


REVISIONES				
ZONA	REV.	DESCRIPCIÓN	FECHA	APROBADO
	A	Fase de diseño	03/08/22	



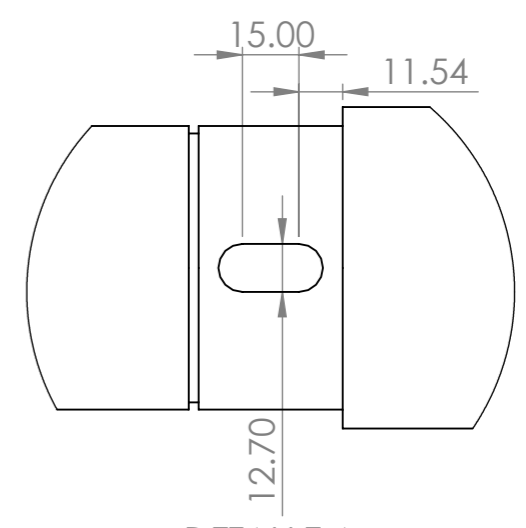
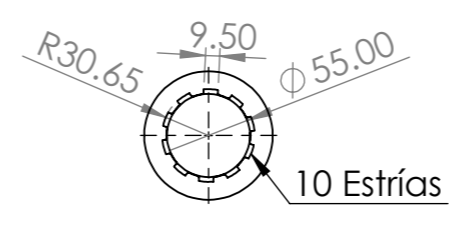
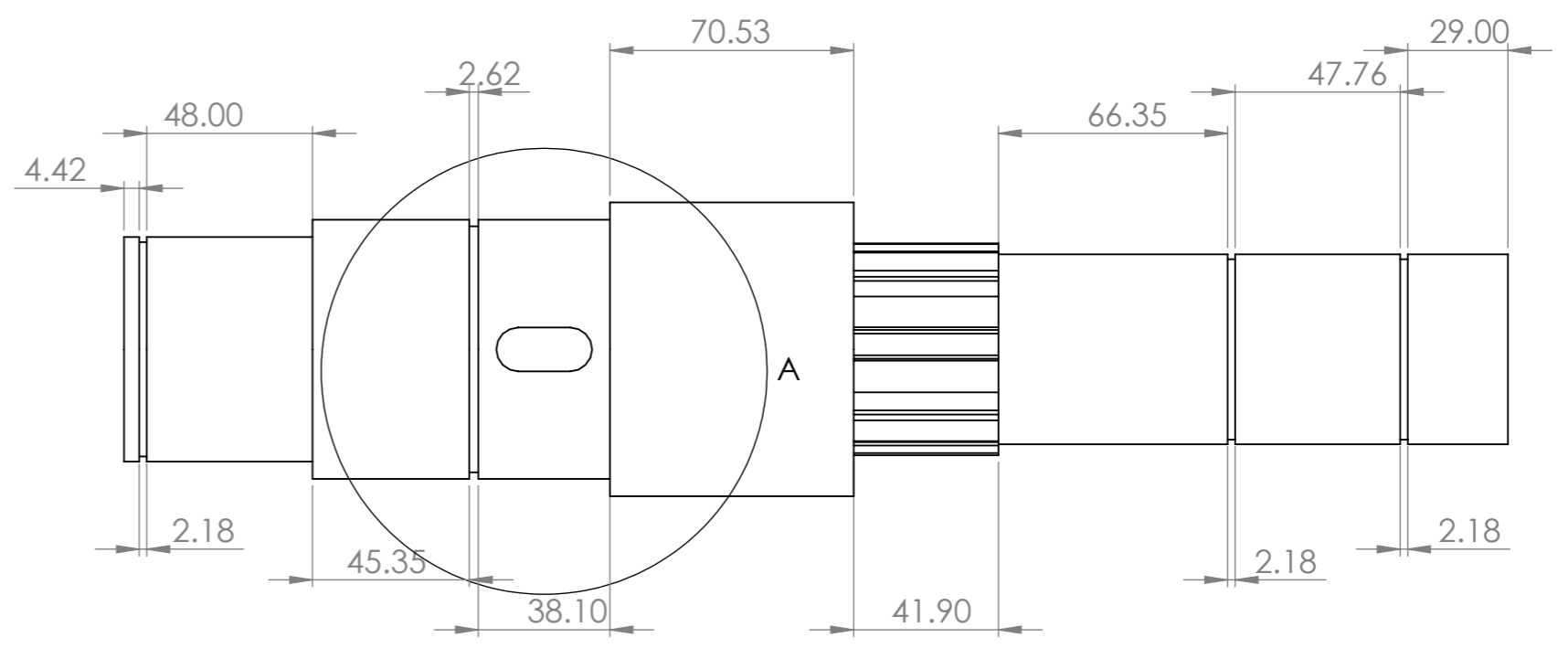
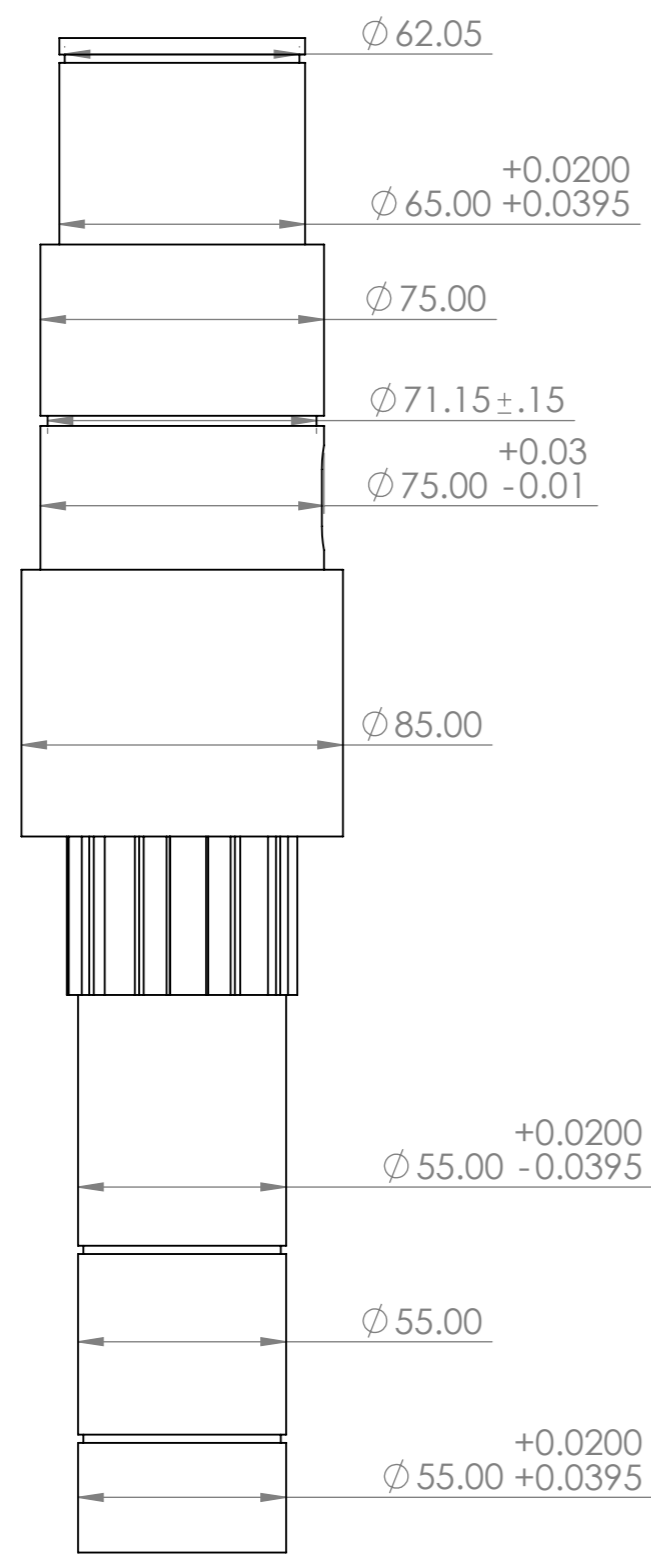
		SI NO SE INDICA LO CONTRARIO LAS TOLERANCIAS +/- .5 mm		NO CAMBIE LA ESCALA	
		TÍTULO: D15-Eje Central			
SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM. ACABADO SUPERFICIAL:		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS			
	NOMBRE	FIRMA	FECHA		
DIBUJ.	Ing. Daniel Marroquin Olvera				
VERIF.	Dr. Mario Emigdio Rodríguez Castillo				
APROB.					
				PESO: 16 Kg. MATERIAL: AISI 1040 CD	
				ESCALA: 1:5	
				HOJA 1 DE 1	

REVISIONES				
ZONA	REV.	DESCRIPCIÓN	FECHA	APROBADO
	A	Fase de diseño	03/08/22	



		SI NO SE INDICA LO CONTRARIO LAS TOLERANCIAS $\pm .5$ mm		NO CAMBIE LA ESCALA	
		TÍTULO: D16-Eje lateral 540 RPM			
SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM. ACABADO SUPERFICIAL:		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS		PESO: 9.98 KG MATERIAL: 1040 CD	
	NOMBRE	FIRMA	FECHA	ESCALA: 1:5	
DIBUJ.	Ing. Daniel Marroquin Olvera			HOJA 1 DE 1	
VERIF.	Dr. Mario Emigdio Rodríguez Castillo				
APROB.					

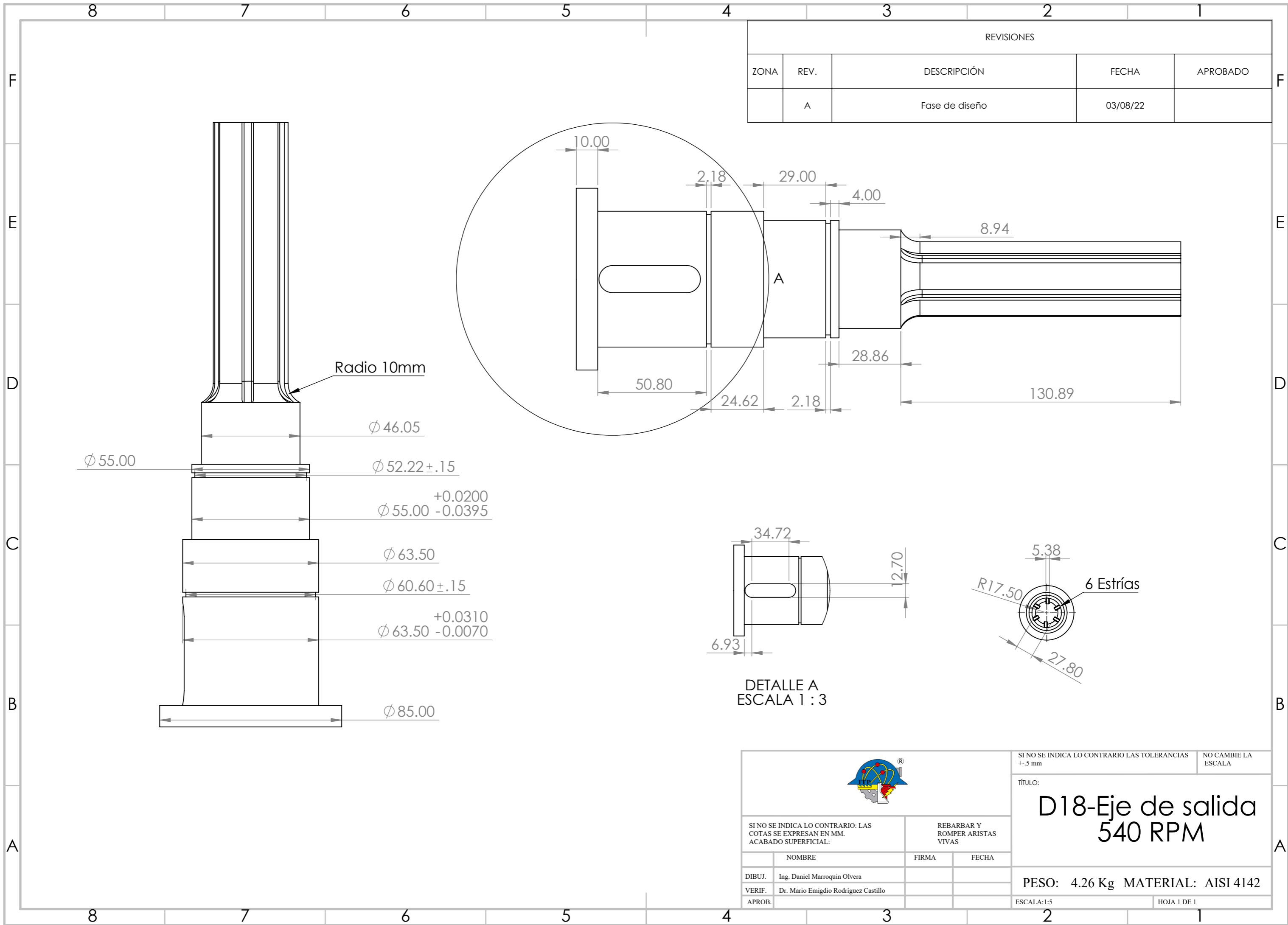
REVISIONES				
ZONA	REV.	DESCRIPCIÓN	FECHA	APROBADO
	A	Fase de diseño	03/08/22	



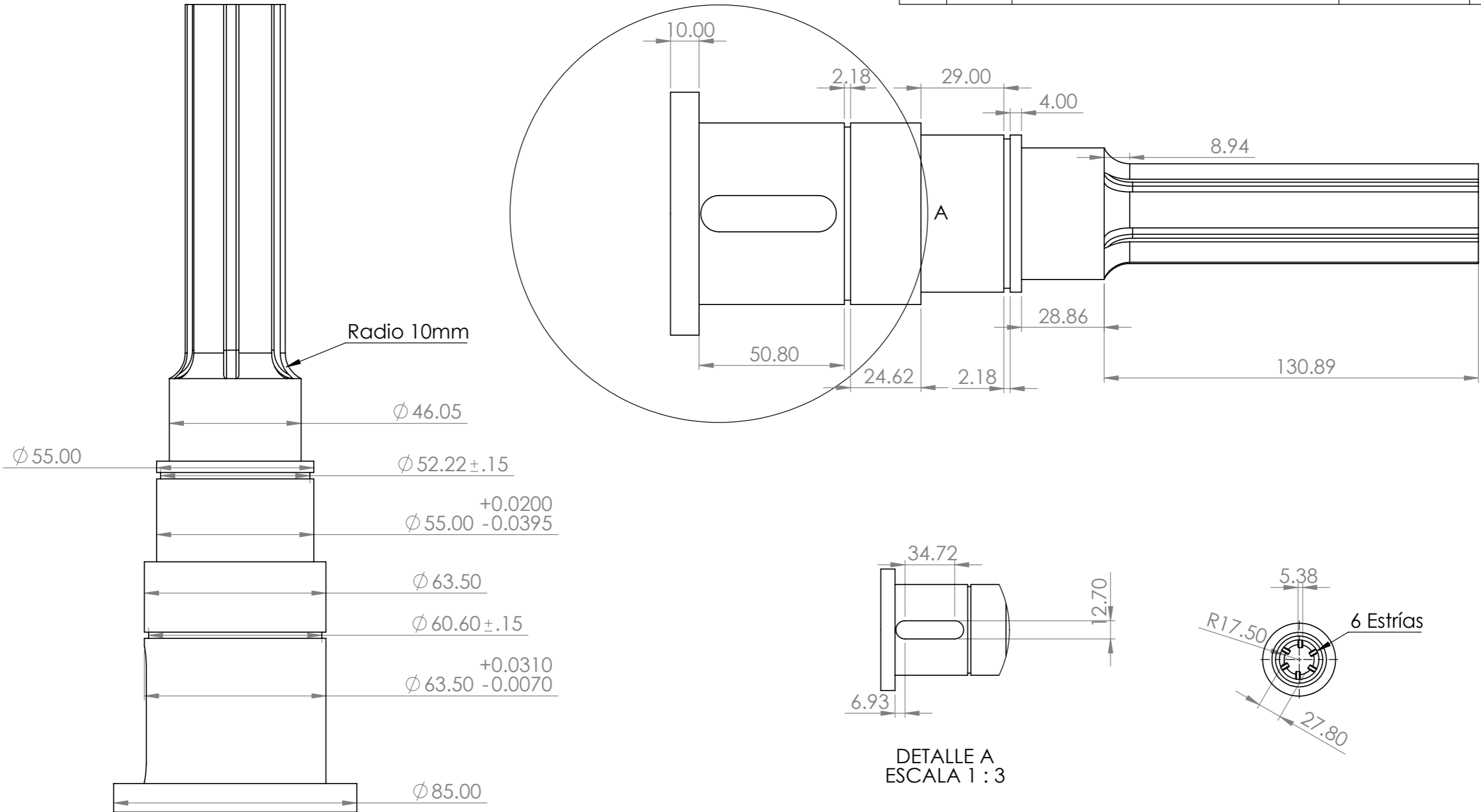
DETALLE A
ESCALA 1 : 2

		SI NO SE INDICA LO CONTRARIO LAS TOLERANCIAS $\pm .5$ mm		NO CAMBIE LA ESCALA	
SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM. ACABADO SUPERFICIAL:					
		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS			
	NOMBRE	FIRMA	FECHA		
DIBUJ.	Ing. Daniel Marroquin Olvera				
VERIF.	Dr. Mario Emigdio Rodríguez Castillo				
APROB.					


<h1>D17-Eje lateral 1000 RPM</h1>	
PESO: 11.15 Kg MATERIAL: 1040 CD	
ESCALA: 1:5	HOJA 1 DE 1

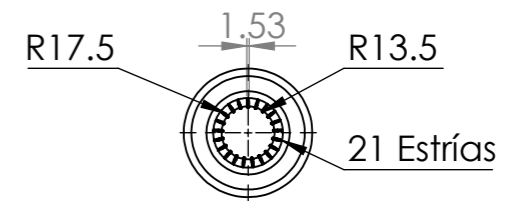
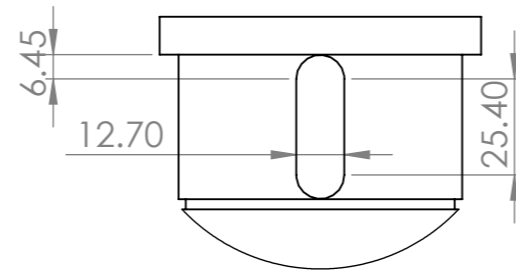
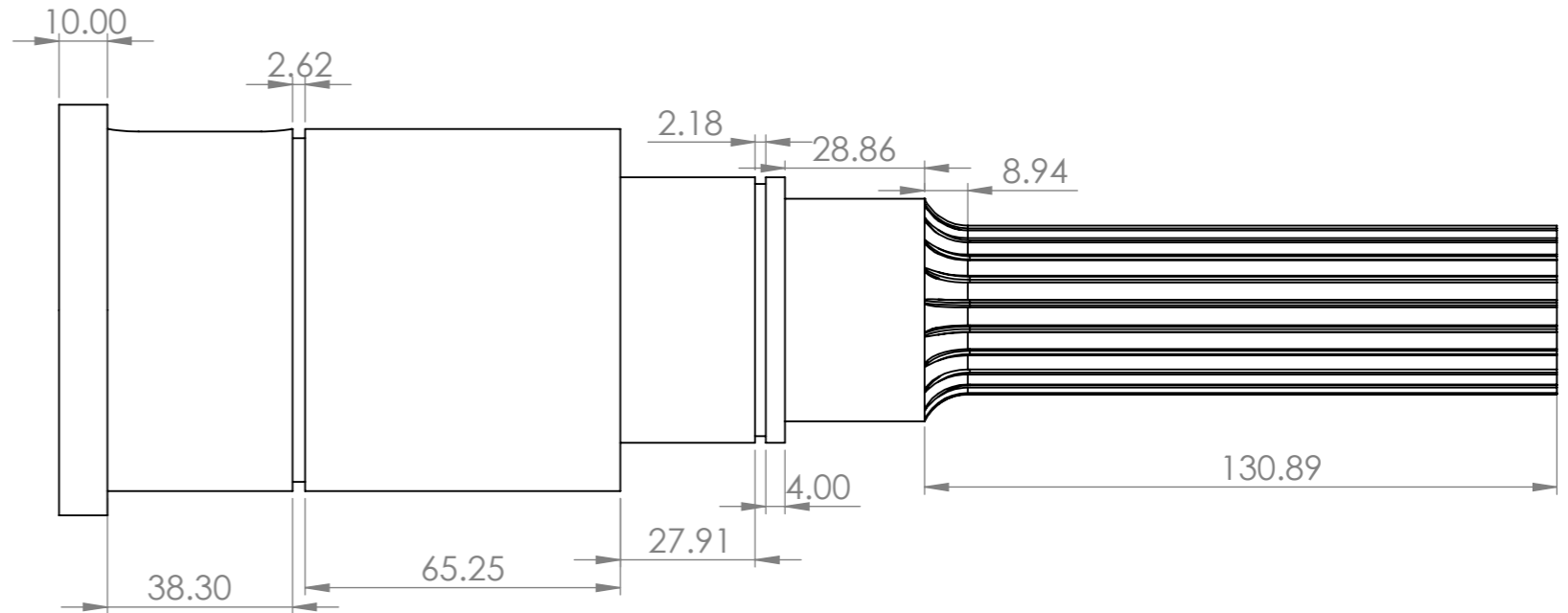
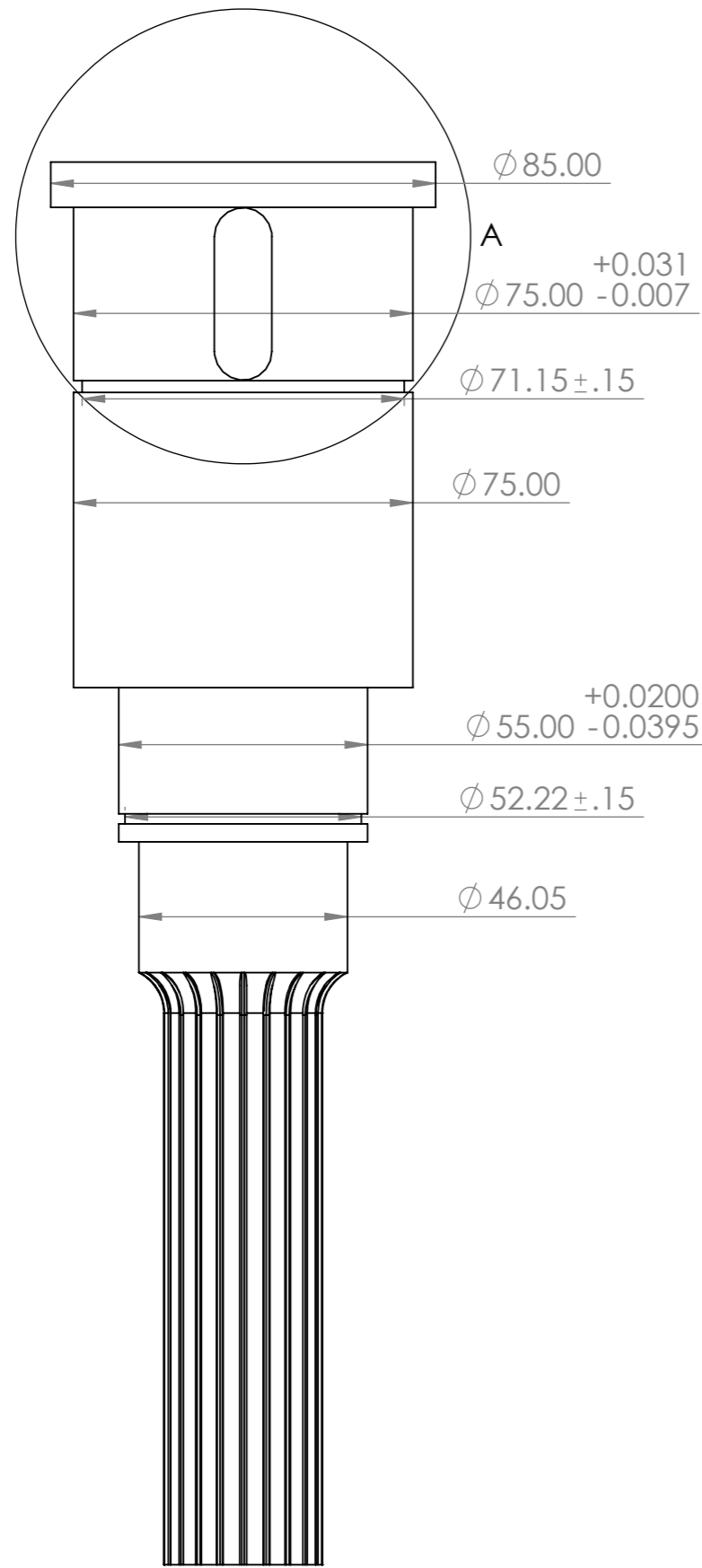


REVISIONES				
ZONA	REV.	DESCRIPCIÓN	FECHA	APROBADO
	A	Fase de diseño	03/08/22	




DETALLE A
ESCALA 1 : 3

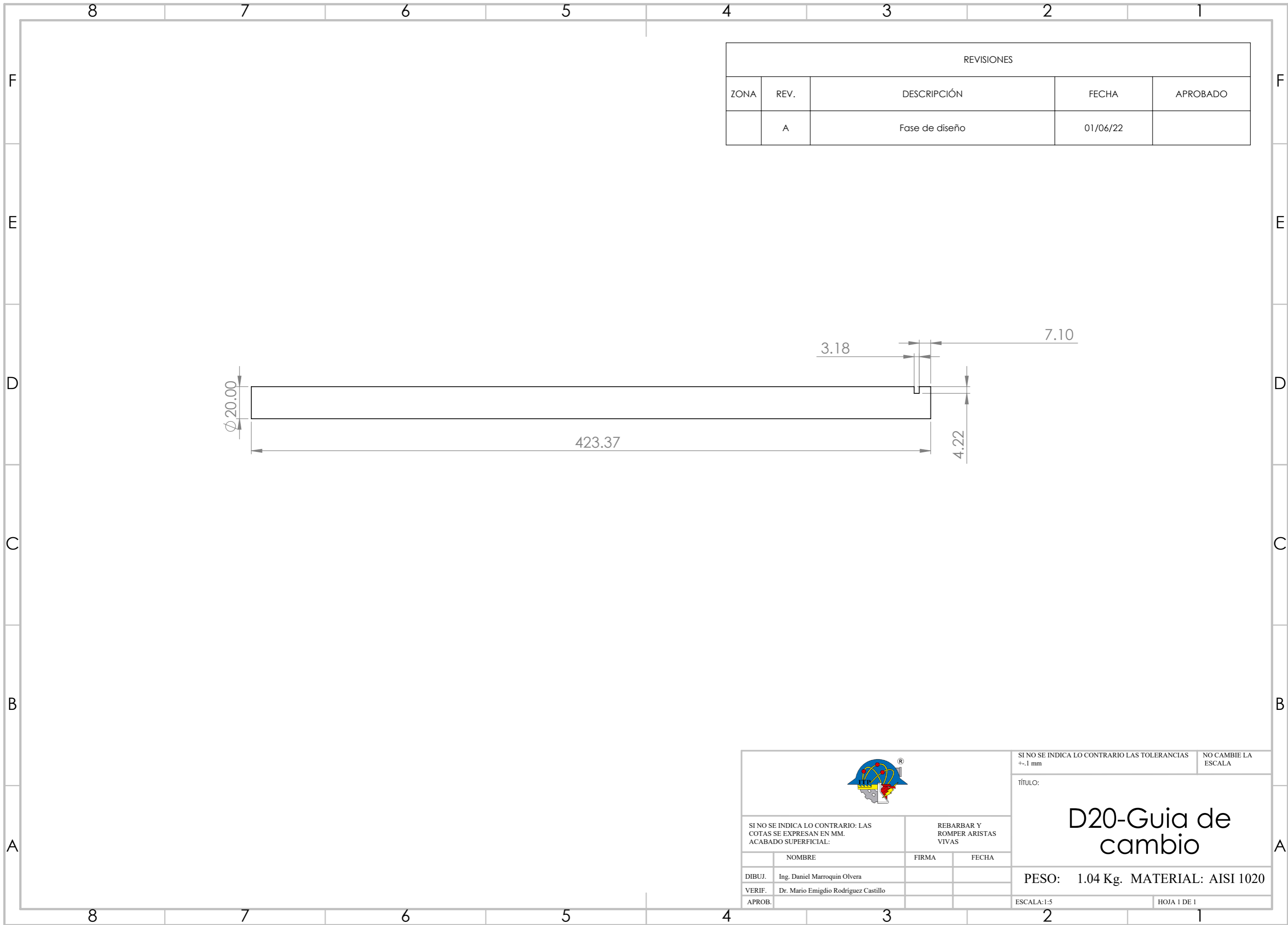
		SI NO SE INDICA LO CONTRARIO LAS TOLERANCIAS +/- .5 mm	NO CAMBIE LA ESCALA	
		TÍTULO: <h2>D18-Eje de salida 540 RPM</h2>		
SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM. ACABADO SUPERFICIAL:	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	NOMBRE	FIRMA	FECHA
DIBUJ.	Ing. Daniel Marroquin Olvera			
VERIF.	Dr. Mario Emigdio Rodríguez Castillo			
APROB.				
		ESCALA: 1:5	HOJA 1 DE 1	
		PESO: 4.26 Kg MATERIAL: AISI 4142		




DETALLE A
ESCALA 1 : 2

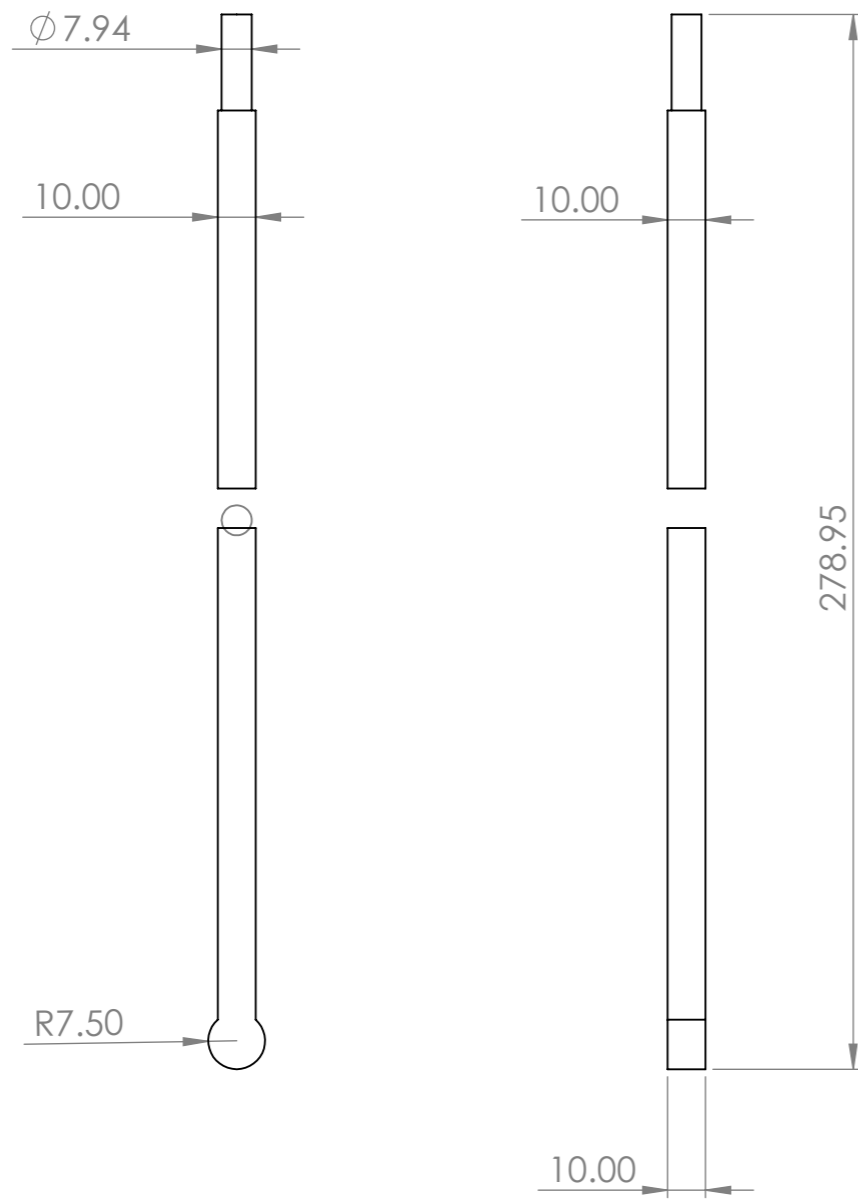
REVISIONES				
ZONA	REV.	DESCRIPCIÓN	FECHA	APROBADO
	A	Fase de diseño	03/08/22	

		SI NO SE INDICA LO CONTRARIO LAS TOLERANCIAS +/- .5 mm		NO CAMBIE LA ESCALA	
		TÍTULO: D19-Eja de salida 1000 RPM			
SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM. ACABADO SUPERFICIAL:		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS		PESO: 6.08 Kg MATERIAL: AISI 1040 T y R 205 °C	
NOMBRE		FIRMA		FECHA	
DIBUJ. Ing. Daniel Marroquin Olvera					
VERIF. Dr. Mario Emigdio Rodríguez Castillo					
APROB.				ESCALA: 1:5	
				HOJA 1 DE 1	




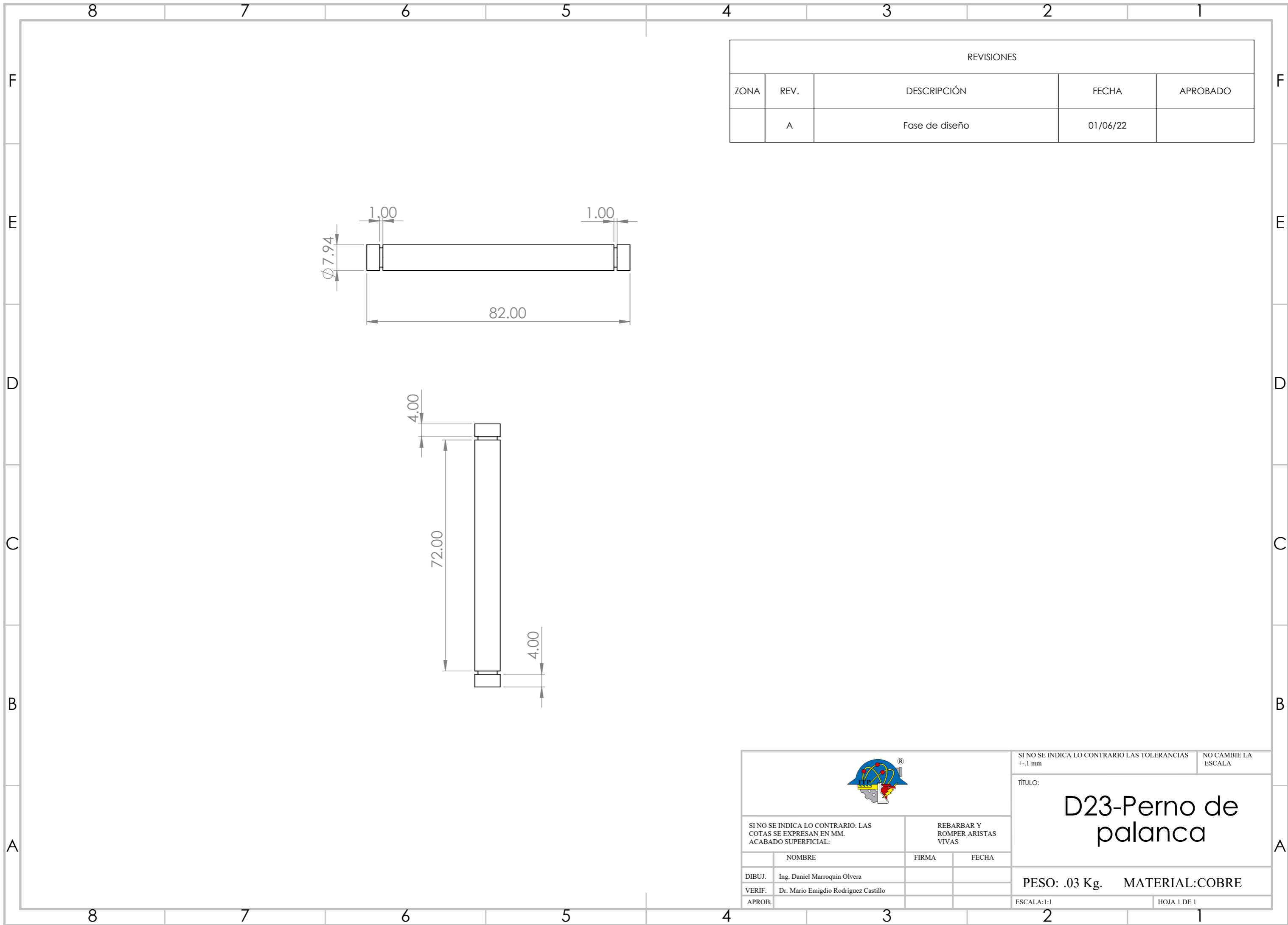
REVISIONES				
ZONA	REV.	DESCRIPCIÓN	FECHA	APROBADO
	A	Fase de diseño	01/06/22	

		SI NO SE INDICA LO CONTRARIO LAS TOLERANCIAS +/- .1 mm	NO CAMBIE LA ESCALA
		TÍTULO: <h2 style="text-align: center;">D20-Guia de cambio</h2>	
SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM. ACABADO SUPERFICIAL:		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	
	NOMBRE	FIRMA	FECHA
DIBUJ.	Ing. Daniel Marroquin Olvera		
VERIF.	Dr. Mario Emigdio Rodríguez Castillo		
APROB.			
		ESCALA: 1:5	HOJA 1 DE 1
		PESO: 1.04 Kg. MATERIAL: AISI 1020	




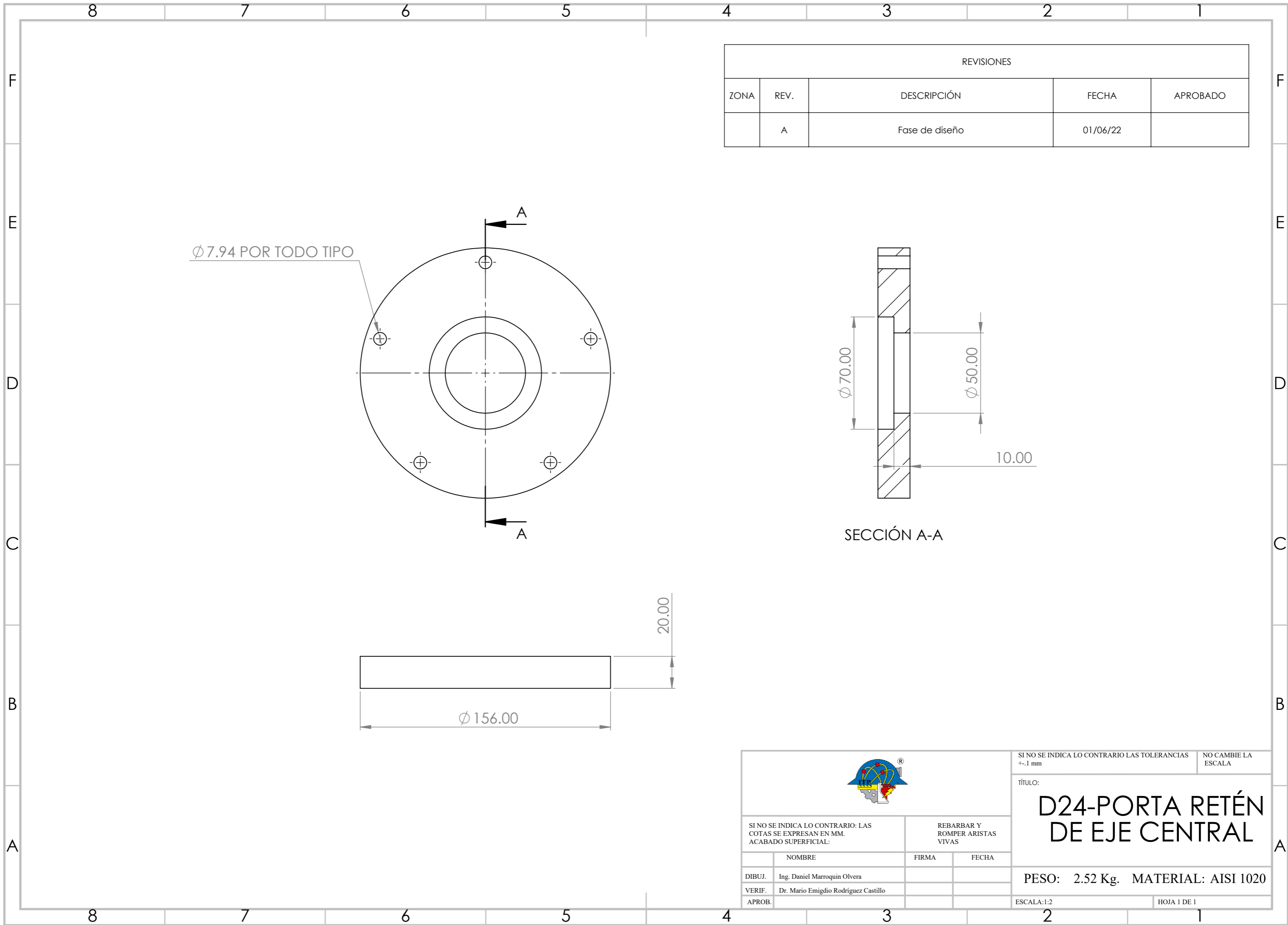
REVISIONES				
ZONA	REV.	DESCRIPCIÓN	FECHA	APROBADO
	A	Fase de diseño	01/06/22	

		SI NO SE INDICA LO CONTRARIO LAS TOLERANCIAS +/- .1 mm		NO CAMBIE LA ESCALA
		TÍTULO: D21-Palanca		
SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM. ACABADO SUPERFICIAL:		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS		
	NOMBRE	FIRMA	FECHA	
DIBUJ.	Ing. Daniel Marroquin Olvera			PESO: .20 Kg MATERIAL: AISI 1020
VERIF.	Dr. Mario Emigdio Rodríguez Castillo			
APROB.				ESCALA:1:2 HOJA 1 DE 1




REVISIONES				
ZONA	REV.	DESCRIPCIÓN	FECHA	APROBADO
	A	Fase de diseño	01/06/22	

		SI NO SE INDICA LO CONTRARIO LAS TOLERANCIAS +/- .1 mm		NO CAMBIE LA ESCALA
		TÍTULO: <h2 style="text-align: center;">D23-Perno de palanca</h2>		
SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM. ACABADO SUPERFICIAL:		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS		
	NOMBRE	FIRMA	FECHA	
DIBUJ.	Ing. Daniel Marroquin Olvera			
VERIF.	Dr. Mario Emigdio Rodríguez Castillo			
APROB.				
			PESO: .03 Kg.	MATERIAL: COBRE
			ESCALA: 1:1	HOJA 1 DE 1

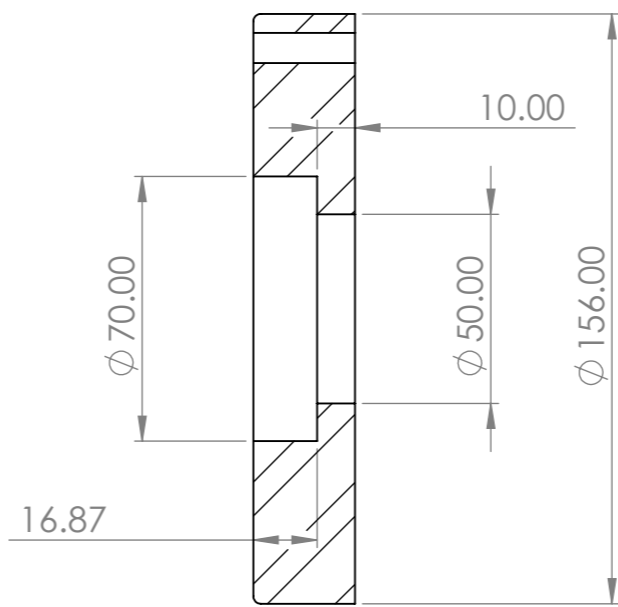
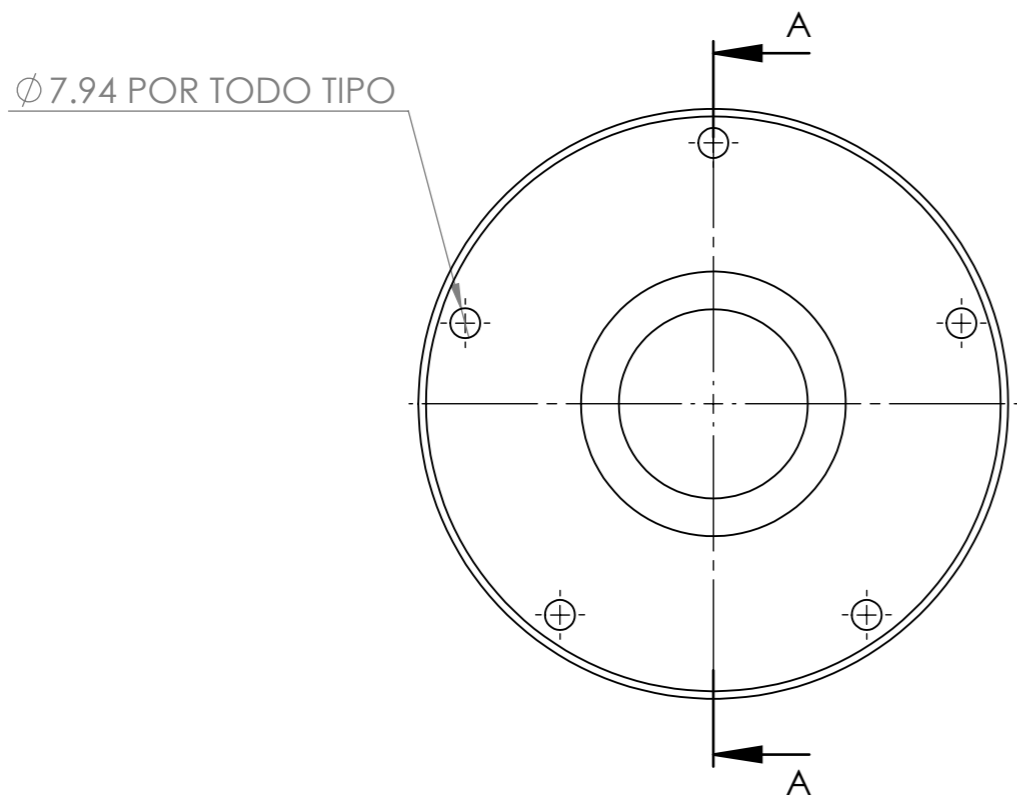


REVISIONES				
ZONA	REV.	DESCRIPCIÓN	FECHA	APROBADO
	A	Fase de diseño	01/06/22	

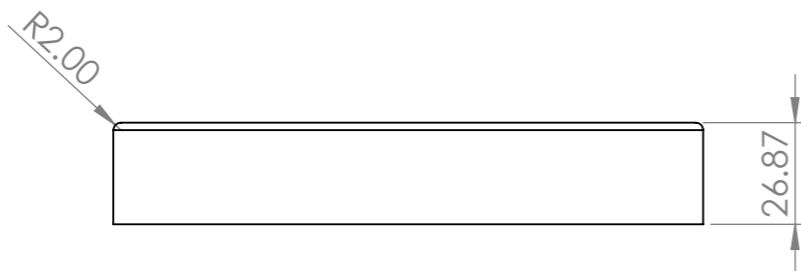
SECCIÓN A-A


		SI NO SE INDICA LO CONTRARIO LAS TOLERANCIAS +/- .1 mm		NO CAMBIE LA ESCALA	
		TÍTULO: D24-PORTA RETÉN DE EJE CENTRAL			
SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM. ACABADO SUPERFICIAL:		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS			
	NOMBRE	FIRMA	FECHA		
DIBUJ.	Ing. Daniel Marroquin Olvera				
VERIF.	Dr. Mario Emigdio Rodríguez Castillo				
APROB.					
				PESO: 2.52 Kg. MATERIAL: AISI 1020	
				ESCALA: 1:2	
				HOJA 1 DE 1	

REVISIONES				
ZONA	REV.	DESCRIPCIÓN	FECHA	APROBADO
	A	Fase de diseño	01/06/22	



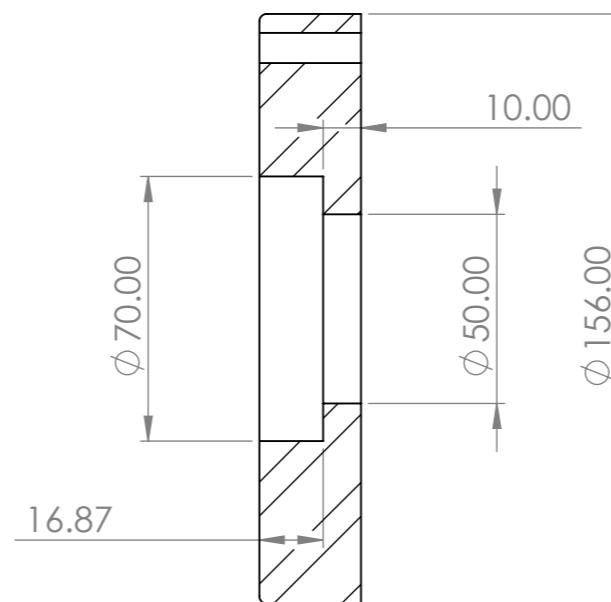
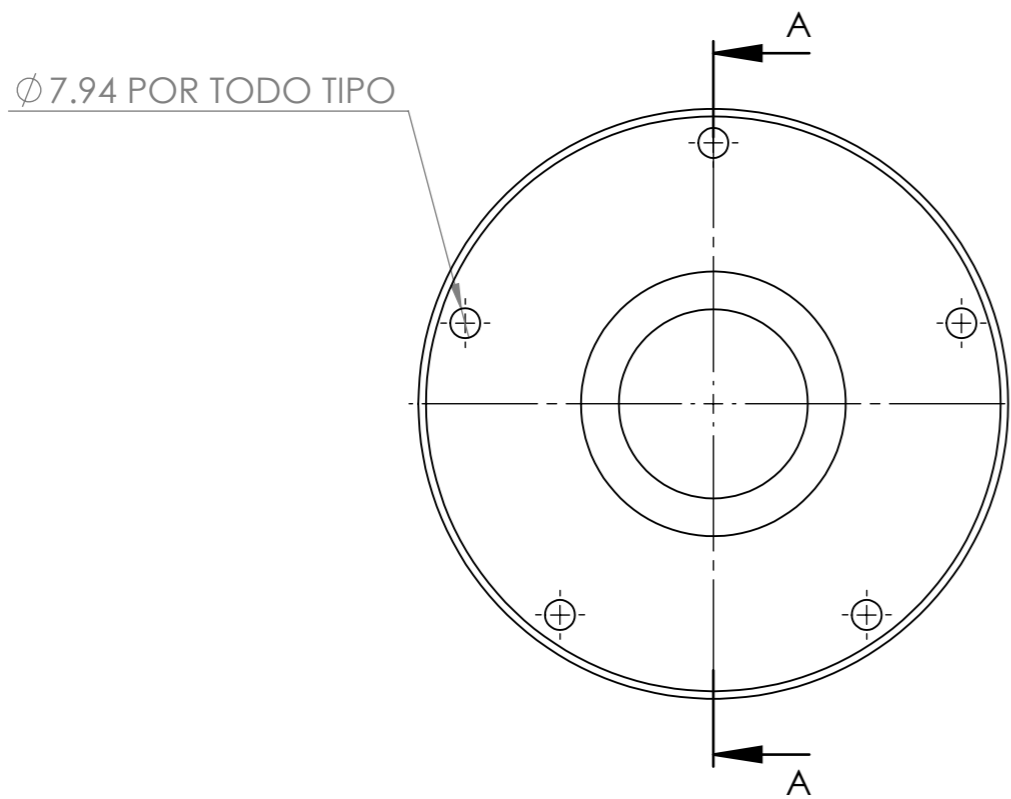
SECCIÓN A-A



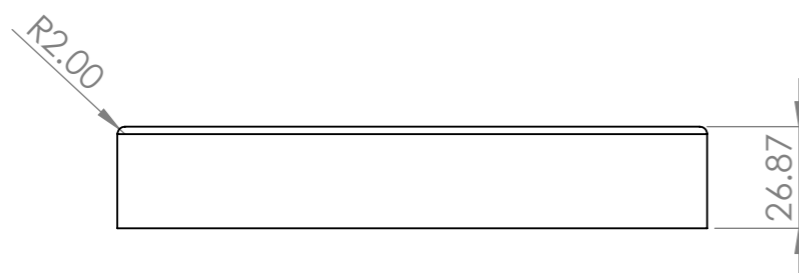
		SI NO SE INDICA LO CONTRARIO LAS TOLERANCIAS +/- .1 mm		NO CAMBIE LA ESCALA	
		TÍTULO: D25-PORTA RETÉN DE EJE DE SALIDA 540 RPM			
SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM. ACABADO SUPERFICIAL:		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS			
	NOMBRE	FIRMA	FECHA		
DIBUJ.	Ing. Daniel Marroquin Olvera				
VERIF.	Dr. Mario Emigdio Rodríguez Castillo				
APROB.					
				ESCALA: 1:2	HOJA 1 DE 1


PESO: 3.33 Kg. MATERIAL: AISI 1020

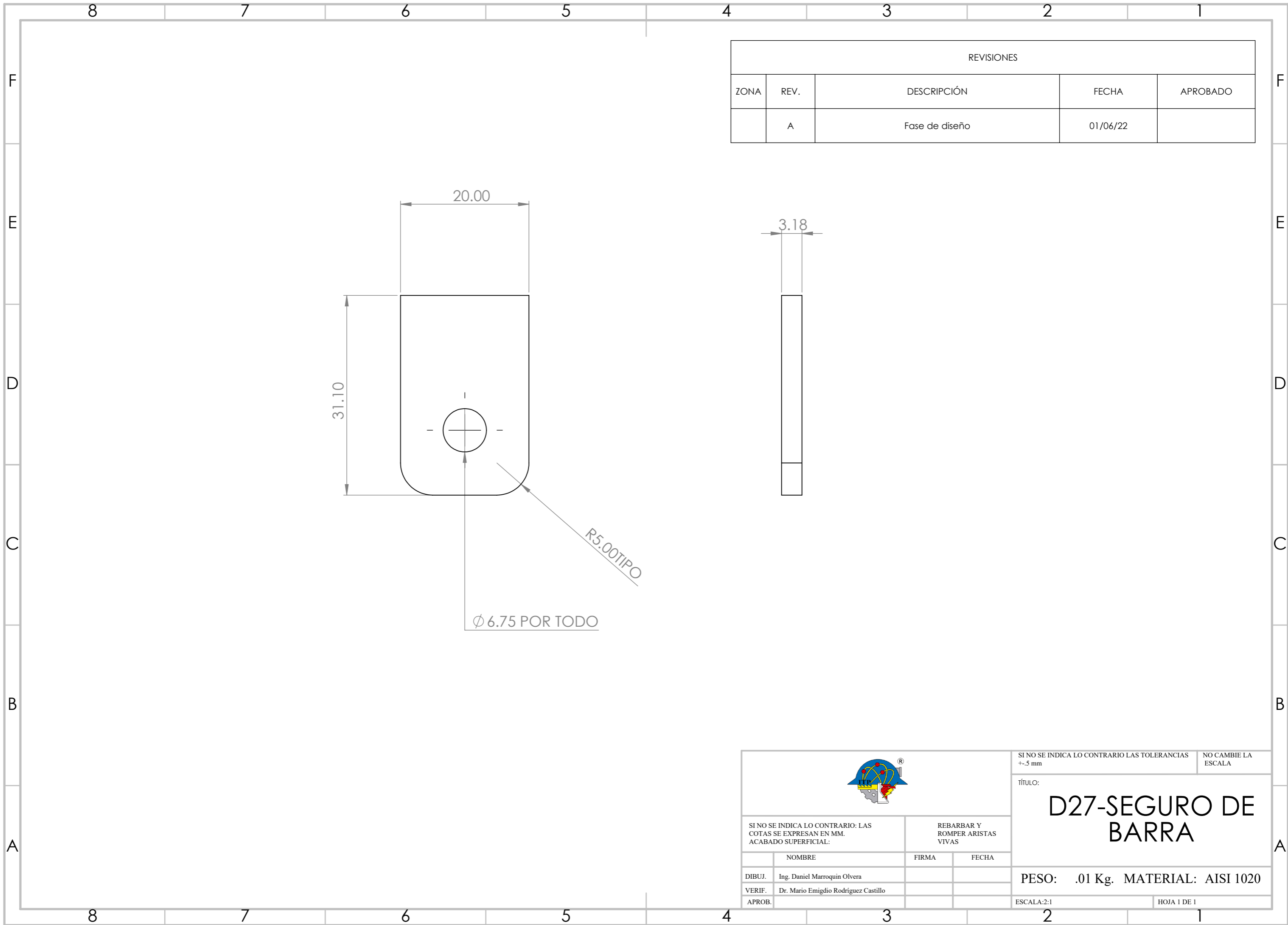
REVISIONES				
ZONA	REV.	DESCRIPCIÓN	FECHA	APROBADO
	A	Fase de diseño	01/06/22	



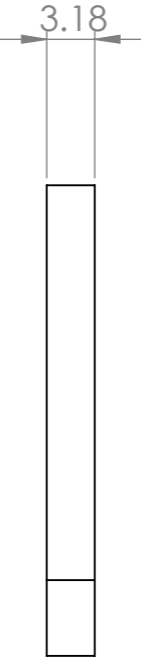
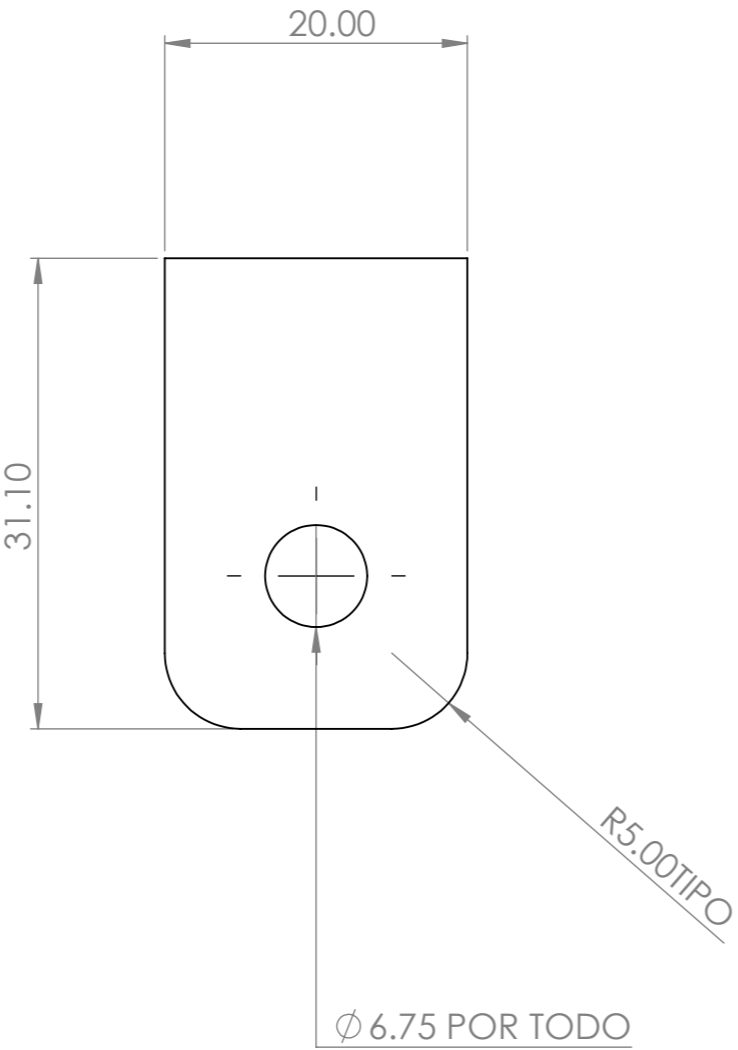
SECCIÓN A-A




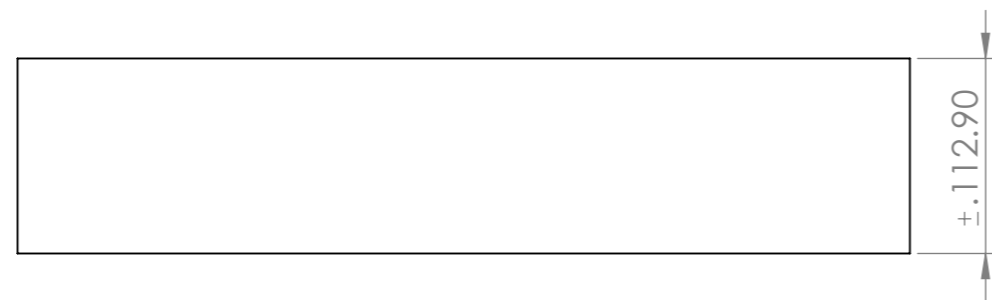
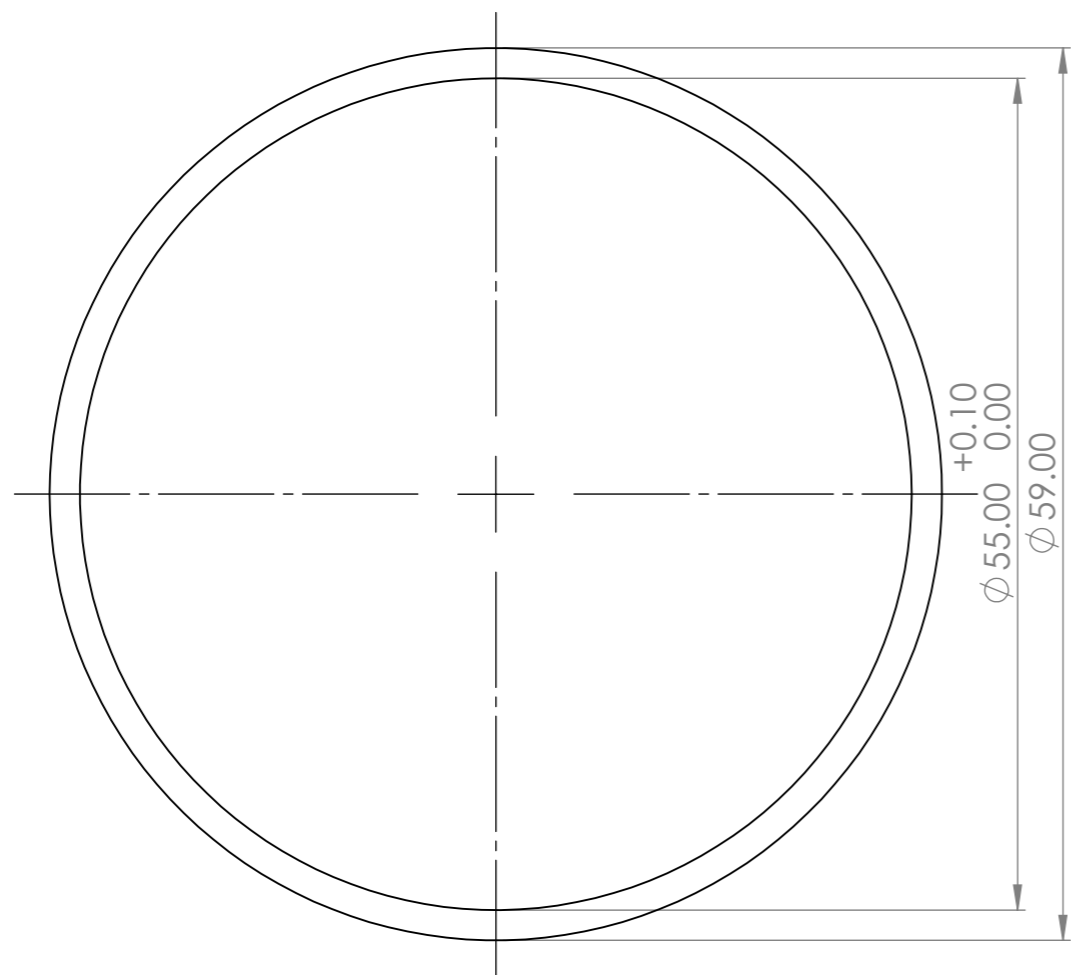
		SI NO SE INDICA LO CONTRARIO LAS TOLERANCIAS +/- .1 mm		NO CAMBIE LA ESCALA	
		TÍTULO: D26-PORTA RETÉN DE EJE DE SALIDA 1000 RPM			
SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM. ACABADO SUPERFICIAL:		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS			
	NOMBRE	FIRMA	FECHA		
DIBUJ.	Ing. Daniel Marroquin Olvera				
VERIF.	Dr. Mario Emigdio Rodríguez Castillo				
APROB.					
				PESO: 3.33 Kg. MATERIAL: AISI 1020	
				ESCALA: 1:2	
				HOJA 1 DE 1	




REVISIONES				
ZONA	REV.	DESCRIPCIÓN	FECHA	APROBADO
	A	Fase de diseño	01/06/22	



		SI NO SE INDICA LO CONTRARIO LAS TOLERANCIAS +/- .5 mm		NO CAMBIE LA ESCALA	
		TÍTULO: <h1>D27-SEGURO DE BARRA</h1>			
SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM. ACABADO SUPERFICIAL:		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS			
	NOMBRE	FIRMA	FECHA		
DIBUJ.	Ing. Daniel Marroquin Olvera			PESO: .01 Kg. MATERIAL: AISI 1020	
VERIF.	Dr. Mario Emigdio Rodríguez Castillo				
APROB.				ESCALA:2:1	HOJA 1 DE 1



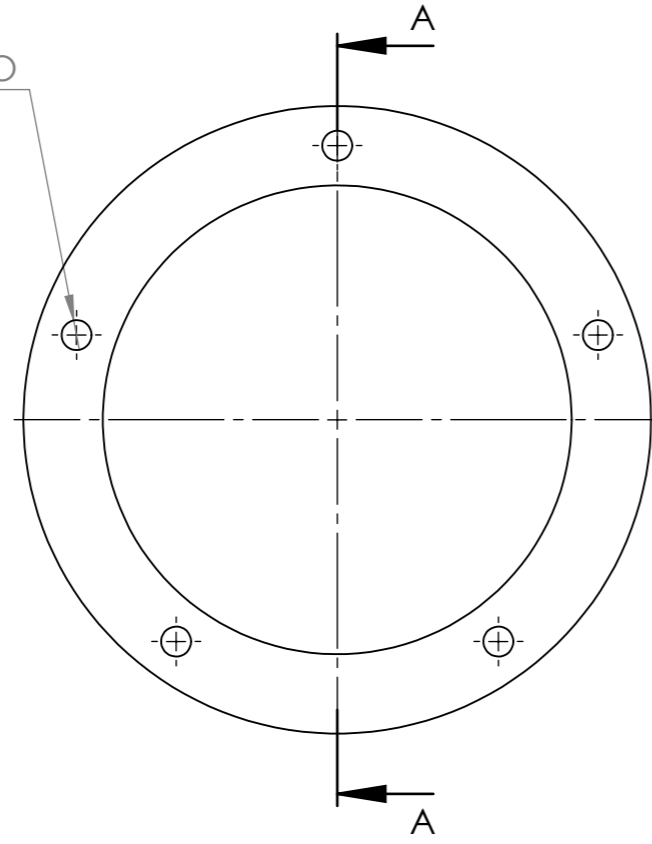
REVISIONES				
ZONA	REV.	DESCRIPCIÓN	FECHA	APROBADO
	A	Fase de diseño	01/06/22	

		SI NO SE INDICA LO CONTRARIO LAS TOLERANCIAS ±.5 mm	NO CAMBIE LA ESCALA
		TÍTULO: <h2 style="text-align: center;">D28-Separador de engrane N4</h2>	
SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM. ACABADO SUPERFICIAL:		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	
	NOMBRE	FIRMA	FECHA
DIBUJ.	Ing. Daniel Marroquin Olvera		
VERIF.	Dr. Mario Emigdio Rodríguez Castillo		
APROB.			
ESCALA:2:1			HOJA 1 DE 1
		PESO: .04 Kg. MATERIAL: AISI 1020	

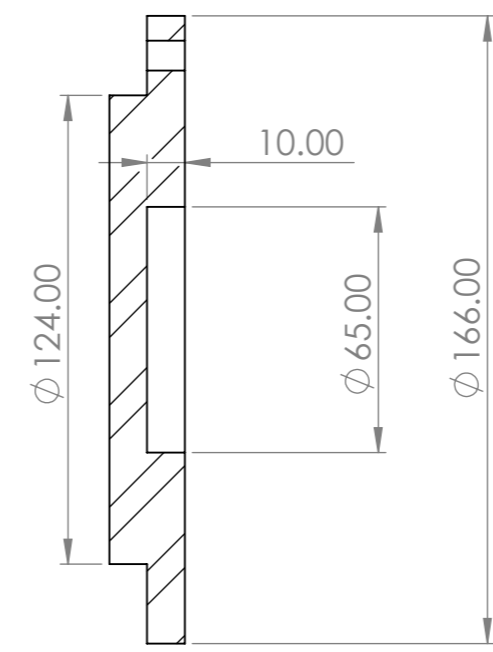
8 7 6 5 4 3 2 1

F
E
D
C
B
A

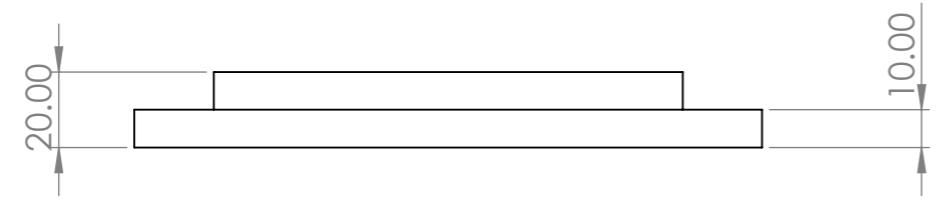
Ø 7.94 POR TODO TIPO



REVISIONES				
ZONA	REV.	DESCRIPCIÓN	FECHA	APROBADO
	A	Fase de diseño	01/06/22	



SECCIÓN A-A



8 7 6 5 4 3 2 1



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO LAS TOLERANCIAS
+/- .1 mm

NO CAMBIE LA
ESCALA

TÍTULO:
D29-Tapa de eje central

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM. ACABADO SUPERFICIAL:

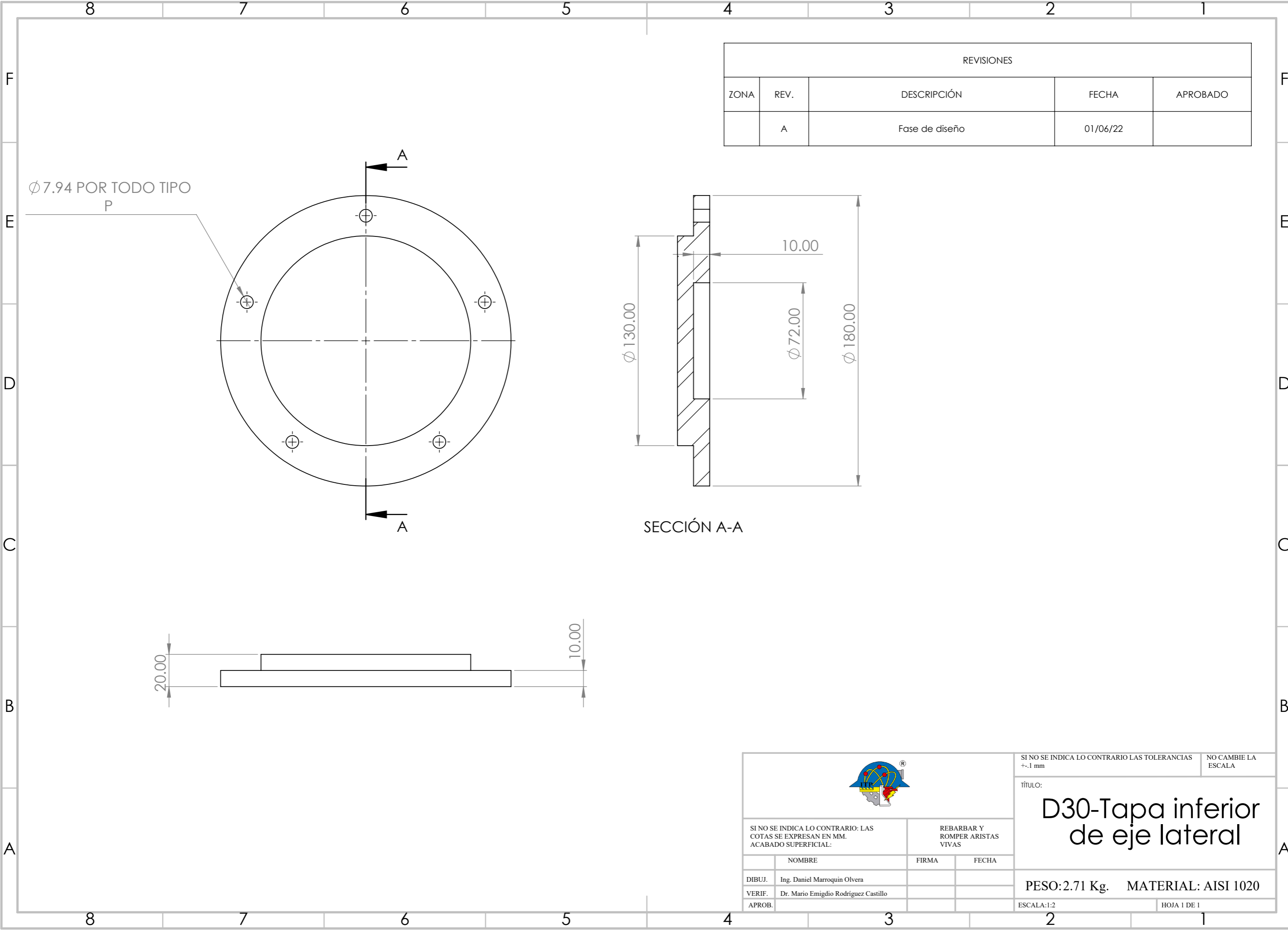
REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS

	NOMBRE	FIRMA	FECHA
DIBUJ.	Ing. Daniel Marroquin Olvera		
VERIF.	Dr. Mario Emigdio Rodríguez Castillo		
APROB.			

PESO: 2.38 Kg. MATERIAL: AISI 1020

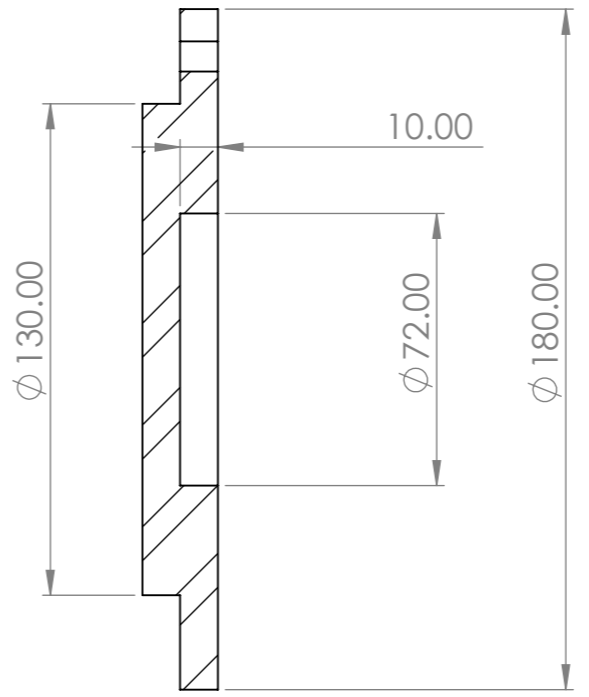
ESCALA: 1:2

HOJA 1 DE 1

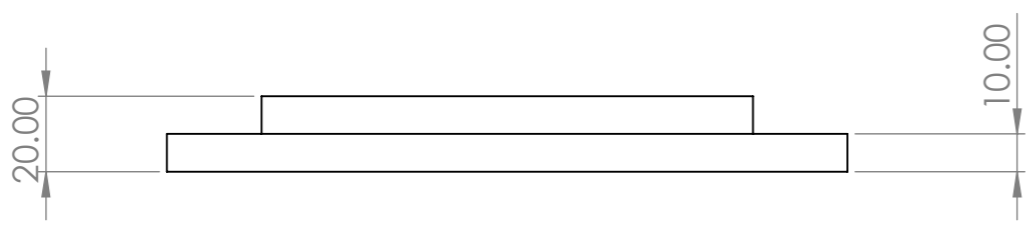



REVISIONES				
ZONA	REV.	DESCRIPCIÓN	FECHA	APROBADO
	A	Fase de diseño	01/06/22	

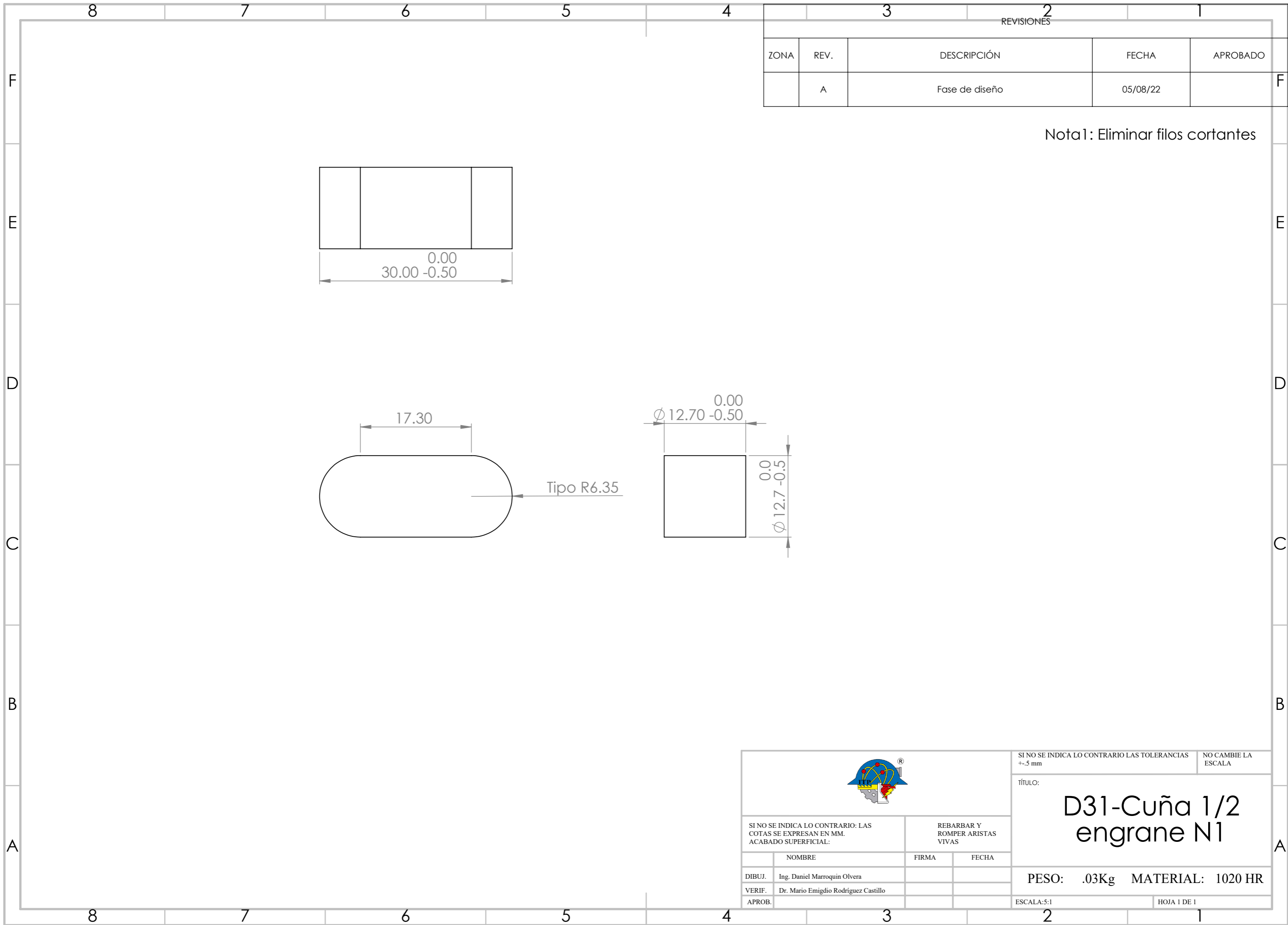
Ø 7.94 POR TODO TIPO
P



SECCIÓN A-A




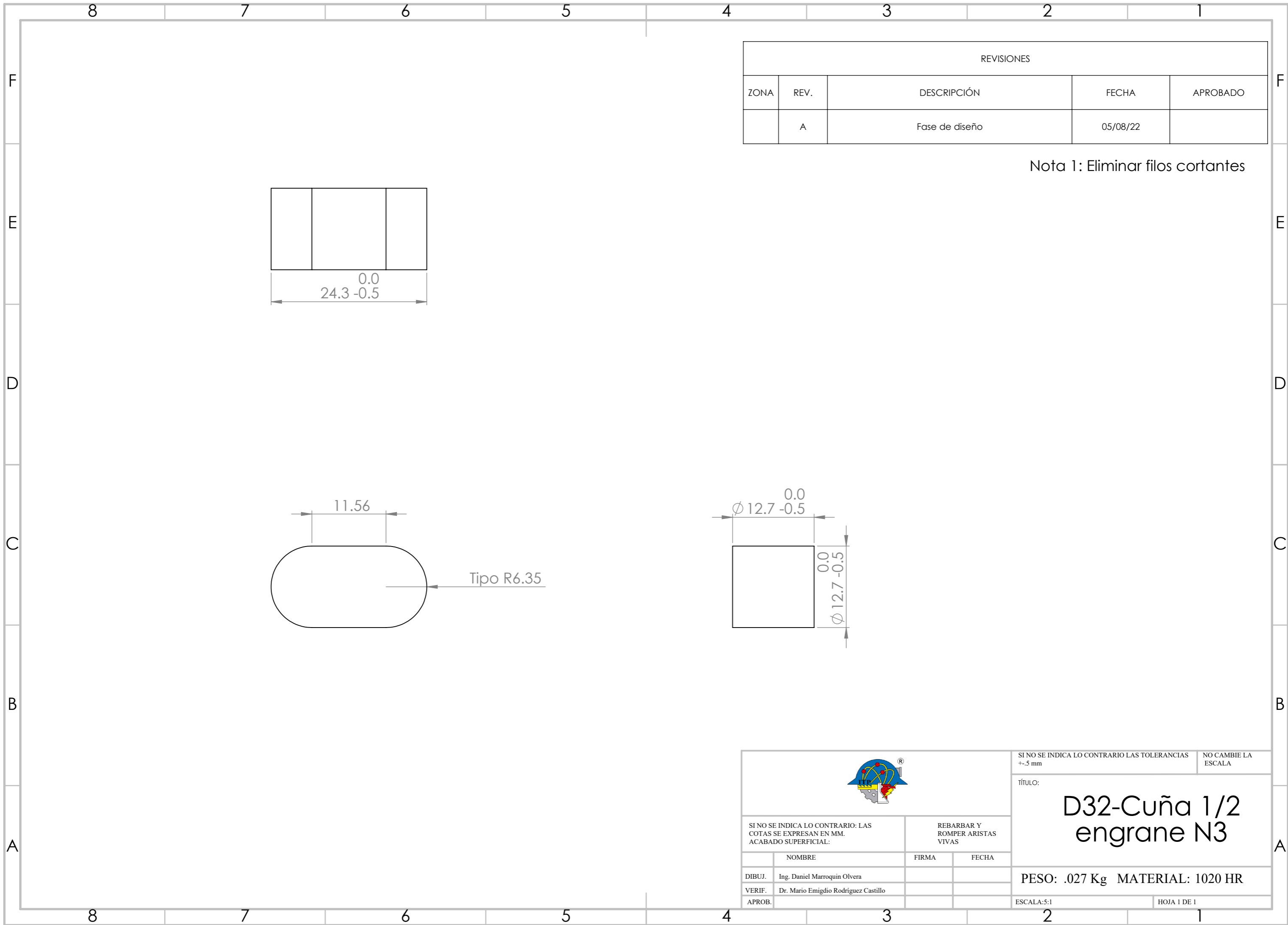
		SI NO SE INDICA LO CONTRARIO LAS TOLERANCIAS +/- .1 mm		NO CAMBIE LA ESCALA	
		TÍTULO: <h2 style="text-align: center;">D30-Tapa inferior de eje lateral</h2>			
SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM. ACABADO SUPERFICIAL:		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS			
	NOMBRE	FIRMA	FECHA		
DIBUJ.	Ing. Daniel Marroquin Olvera			PESO: 2.71 Kg. MATERIAL: AISI 1020	
VERIF.	Dr. Mario Emigdio Rodríguez Castillo			ESCALA: 1:2	
APROB.				HOJA 1 DE 1	



REVISIONES				
ZONA	REV.	DESCRIPCIÓN	FECHA	APROBADO
	A	Fase de diseño	05/08/22	


Nota1: Eliminar filos cortantes

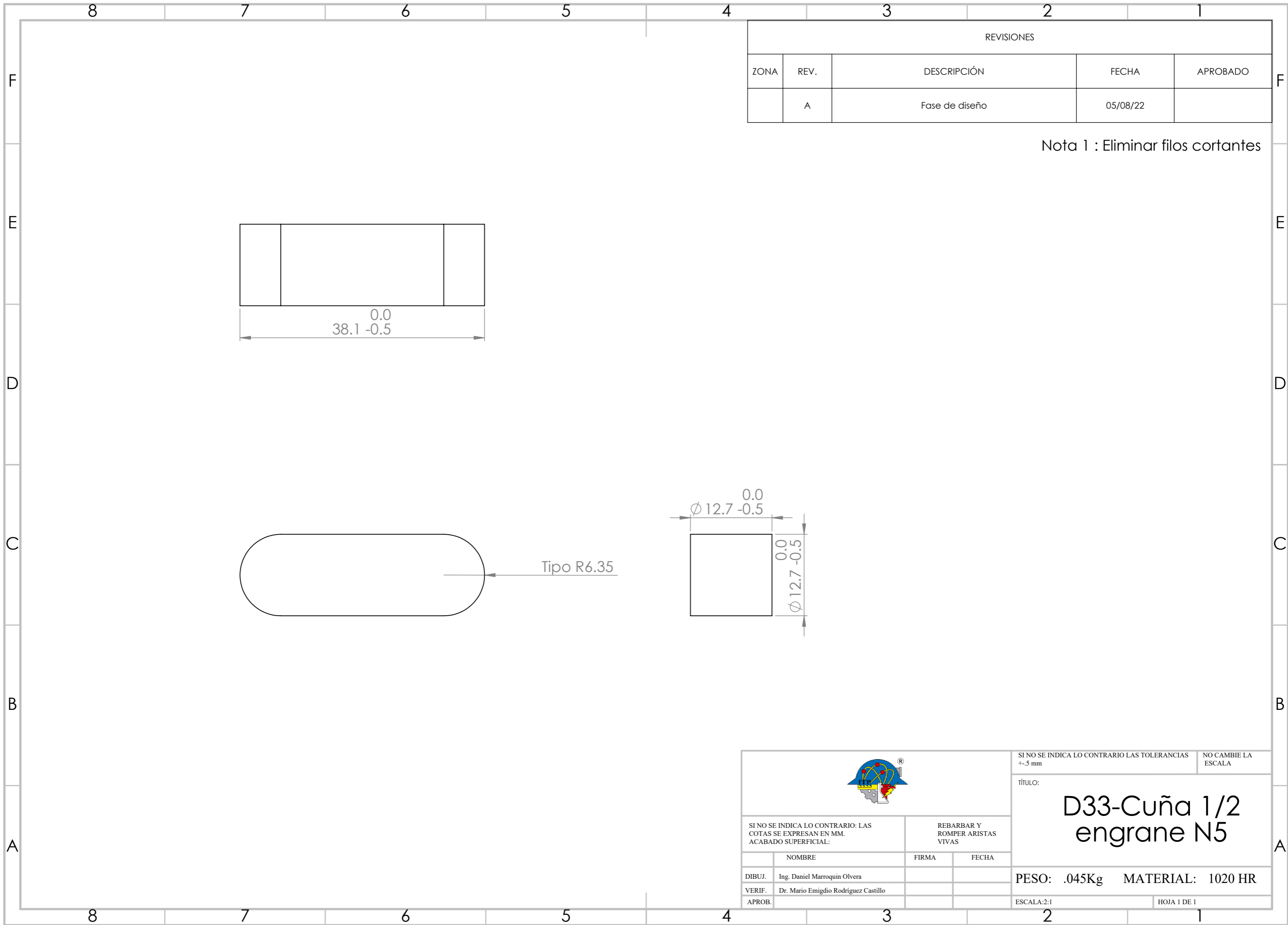
		SI NO SE INDICA LO CONTRARIO LAS TOLERANCIAS +/- .5 mm		NO CAMBIE LA ESCALA	
		TÍTULO: <h2 style="text-align: center;">D31-Cuña 1/2 engrane N1</h2>			
SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM. ACABADO SUPERFICIAL:		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS			
	NOMBRE	FIRMA	FECHA		
DIBUJ.	Ing. Daniel Marroquin Olvera			PESO: .03Kg MATERIAL: 1020 HR	
VERIF.	Dr. Mario Emigdio Rodríguez Castillo				
APROB.				ESCALA:5:1	HOJA 1 DE 1



REVISIONES				
ZONA	REV.	DESCRIPCIÓN	FECHA	APROBADO
	A	Fase de diseño	05/08/22	

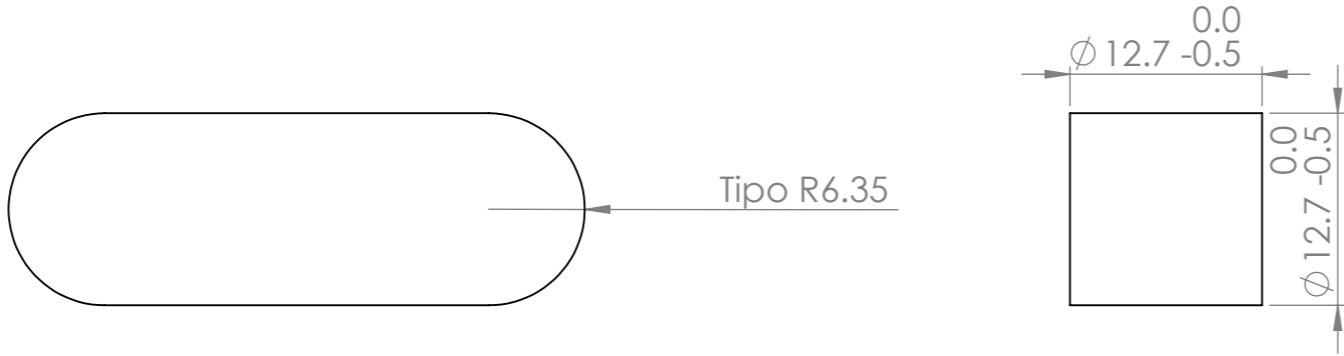
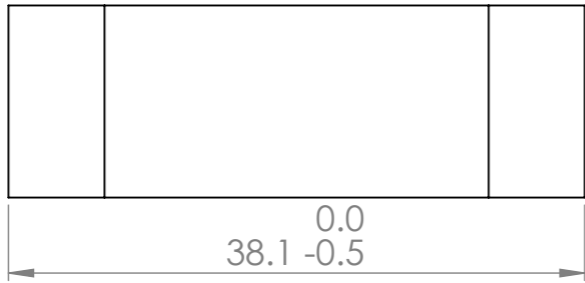
Nota 1: Eliminar filos cortantes


		SI NO SE INDICA LO CONTRARIO LAS TOLERANCIAS +/- .5 mm		NO CAMBIE LA ESCALA	
		TÍTULO: D32-Cuña 1/2 engrane N3			
SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM. ACABADO SUPERFICIAL:		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS		PESO: .027 Kg MATERIAL: 1020 HR	
	NOMBRE	FIRMA	FECHA	ESCALA:5:1	
DIBUJ.	Ing. Daniel Marroquin Olvera			HOJA 1 DE 1	
VERIF.	Dr. Mario Emigdio Rodríguez Castillo				
APROB.					

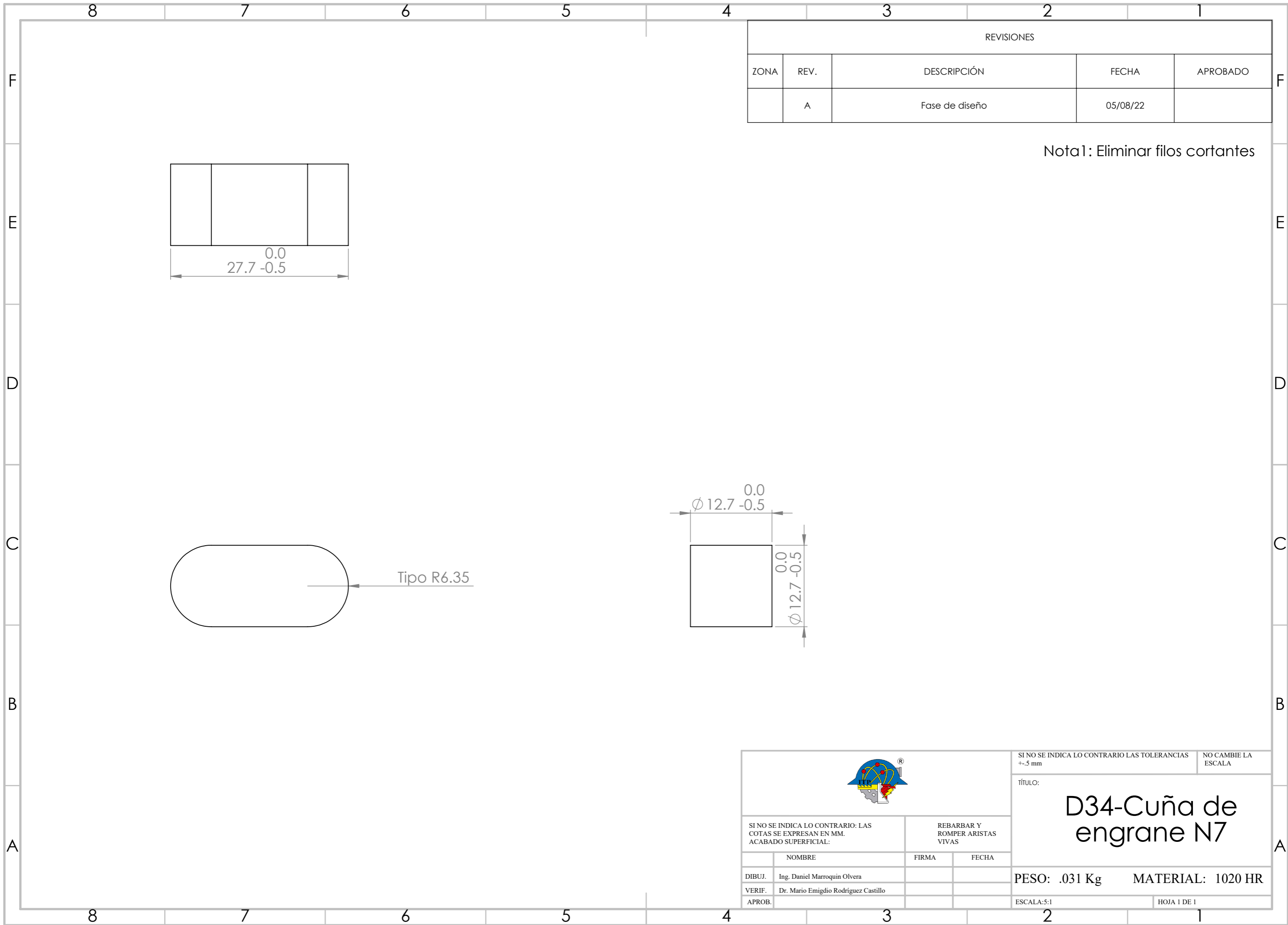


REVISIONES				
ZONA	REV.	DESCRIPCIÓN	FECHA	APROBADO
	A	Fase de diseño	05/08/22	

Nota 1 : Eliminar filos cortantes

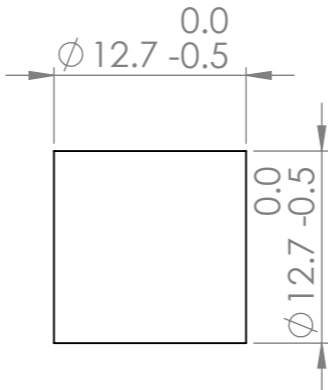
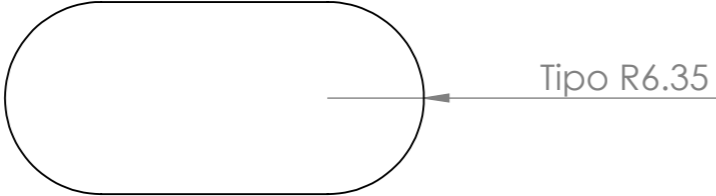
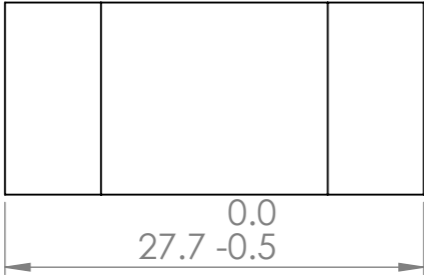



		SI NO SE INDICA LO CONTRARIO LAS TOLERANCIAS +/- .5 mm	NO CAMBIE LA ESCALA
		TÍTULO: D33-Cuña 1/2 engrane N5	
SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM. ACABADO SUPERFICIAL:		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	
	NOMBRE	FIRMA	FECHA
DIBUJ.	Ing. Daniel Marroquin Olvera		
VERIF.	Dr. Mario Emigdio Rodríguez Castillo		
APROB.			
		ESCALA:2:1	HOJA 1 DE 1
		PESO: .045Kg	MATERIAL: 1020 HR

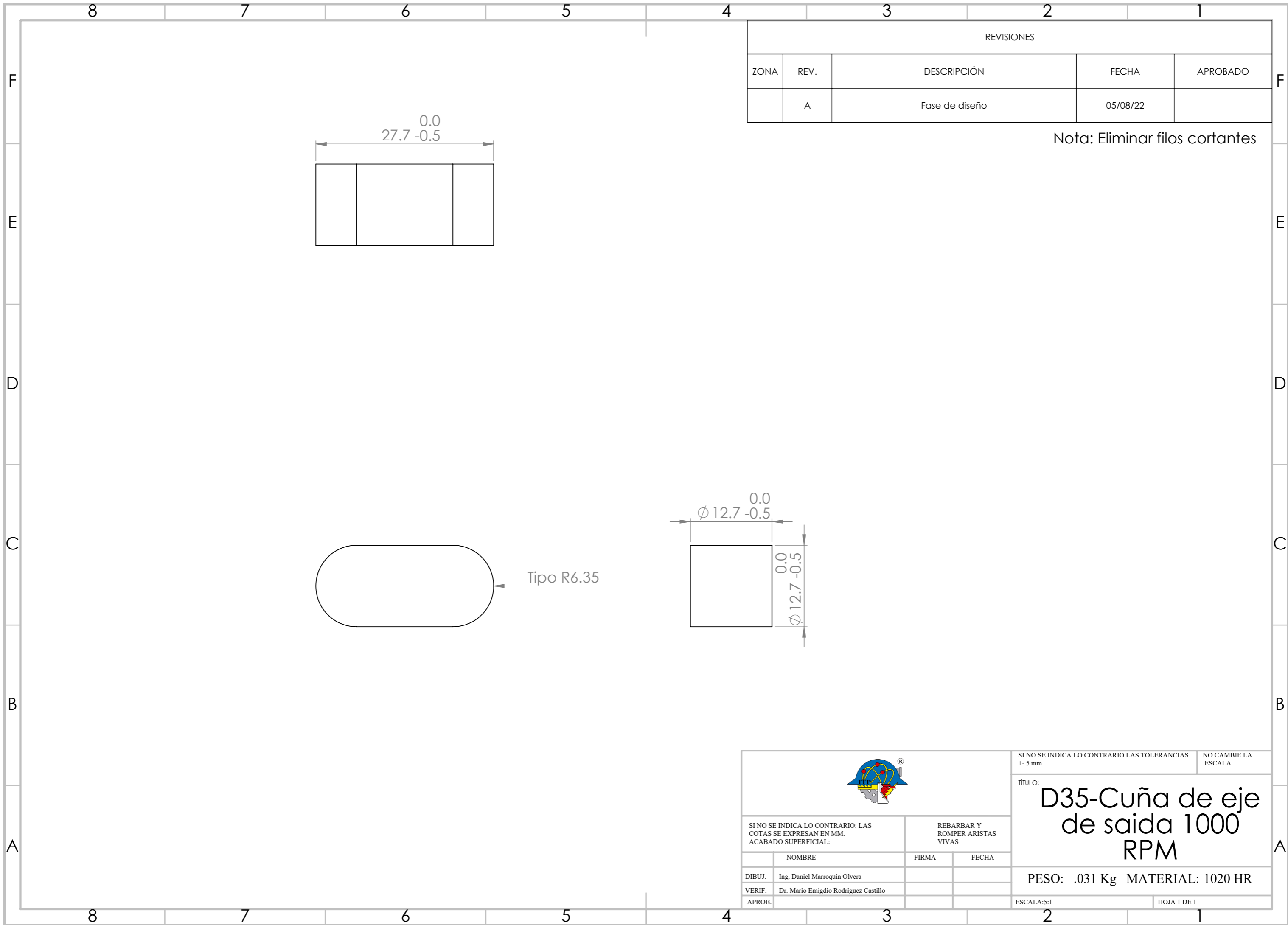


REVISIONES				
ZONA	REV.	DESCRIPCIÓN	FECHA	APROBADO
	A	Fase de diseño	05/08/22	

Nota1: Eliminar filos cortantes

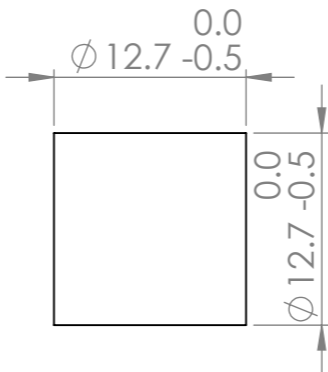
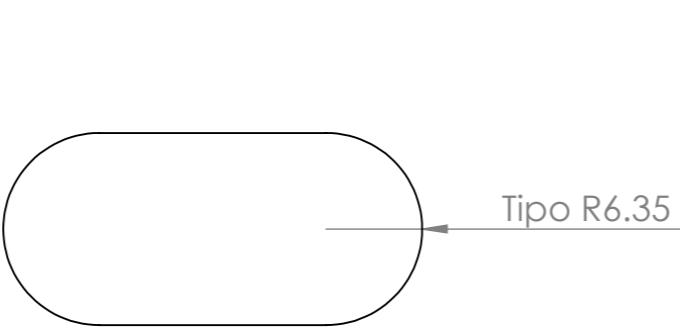
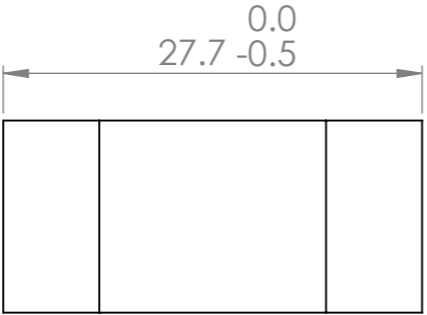


		SI NO SE INDICA LO CONTRARIO LAS TOLERANCIAS +/- .5 mm		NO CAMBIE LA ESCALA	
		TÍTULO: <h2 style="text-align: center;">D34-Cuña de engrane N7</h2>			
SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM. ACABADO SUPERFICIAL:		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS			
	NOMBRE	FIRMA	FECHA		
DIBUJ.	Ing. Daniel Marroquin Olvera			PESO: .031 Kg MATERIAL: 1020 HR	
VERIF.	Dr. Mario Emigdio Rodríguez Castillo				
APROB.				ESCALA:5:1 HOJA 1 DE 1	



REVISIONES				
ZONA	REV.	DESCRIPCIÓN	FECHA	APROBADO
	A	Fase de diseño	05/08/22	

Nota: Eliminar filos cortantes

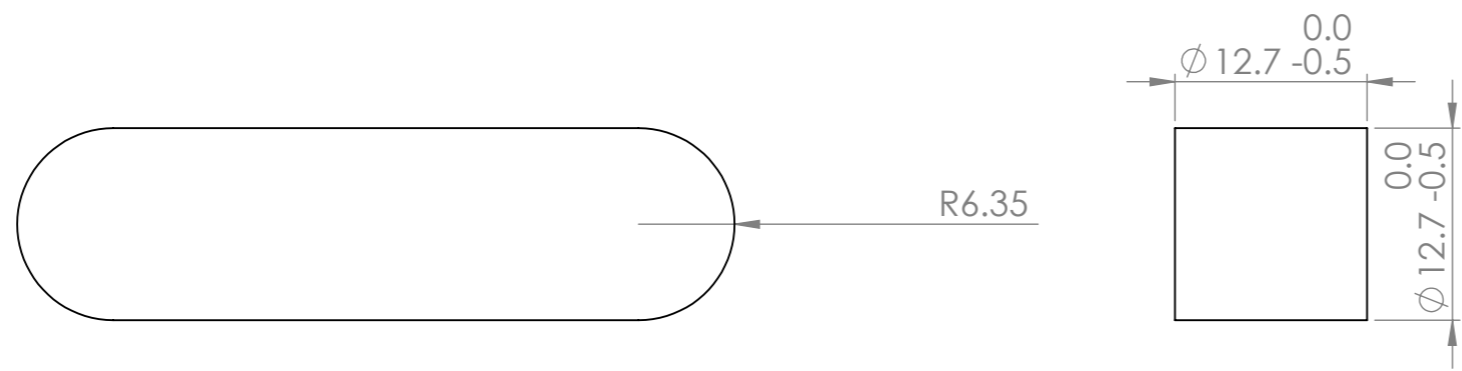
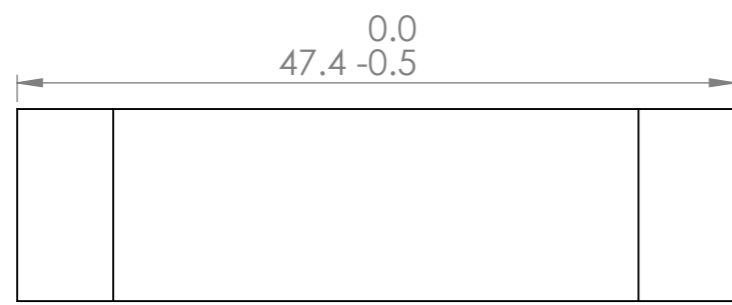


		SI NO SE INDICA LO CONTRARIO LAS TOLERANCIAS +/- .5 mm		NO CAMBIE LA ESCALA	
		TÍTULO: D35-Cuña de eje de saída 1000 RPM			
SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM. ACABADO SUPERFICIAL:		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS			
	NOMBRE	FIRMA	FECHA		
DIBUJ.	Ing. Daniel Marroquin Olvera				
VERIF.	Dr. Mario Emigdio Rodríguez Castillo				
APROB.					
				ESCALA:5:1	
				HOJA 1 DE 1	

PESO: .031 Kg MATERIAL: 1020 HR

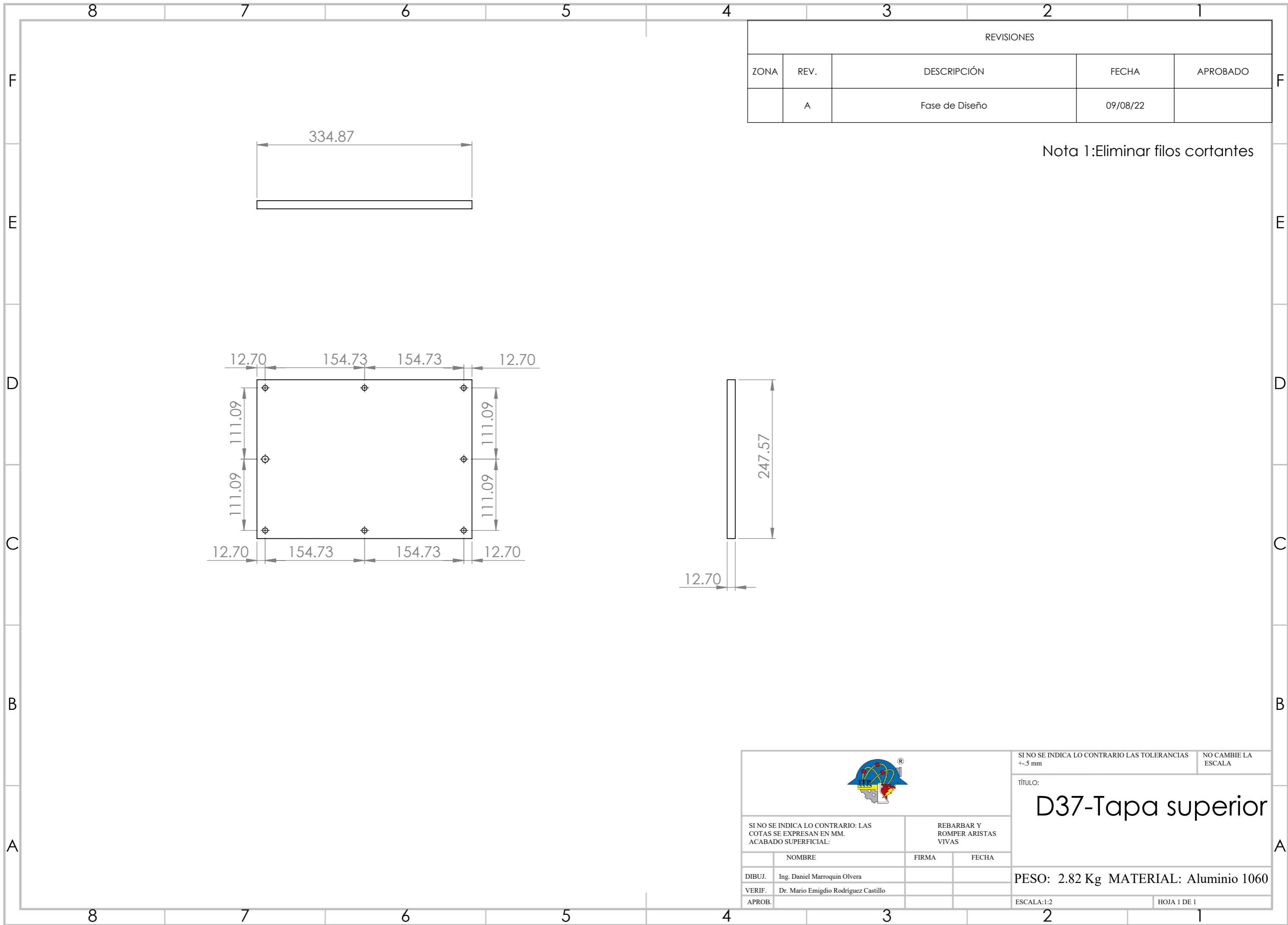
REVISIONES				
ZONA	REV.	DESCRIPCIÓN	FECHA	APROBADO
	A	Fase de diseño	05/08/22	

Nota 1: Eliminar filos cortantes




		SI NO SE INDICA LO CONTRARIO LAS TOLERANCIAS +/- .5 mm		NO CAMBIE LA ESCALA	
		TÍTULO: D36-Cuña del engrane N6			
SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM. ACABADO SUPERFICIAL:		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS			
	NOMBRE	FIRMA	FECHA		
DIBUJ.	Ing. Daniel Marroquin Olvera				
VERIF.	Dr. Mario Emigdio Rodríguez Castillo				
APROB.					

PESO: .05 Kg MATERIAL: 1020HR	
ESCALA:2:1	HOJA 1 DE 1



REVISIONES				
ZONA	REV.	DESCRIPCIÓN	FECHA	APROBADO
	A	Fase de Diseño	09/08/22	

Nota 1: Eliminar filos cortantes

		SI NO SE INDICA LO CONTRARIO LAS TOLERANCIAS +/- .5 mm		NO CAMBIE LA ESCALA
		TÍTULO: <h1>D37-Tapa superior</h1>		
SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM. ACABADO SUPERFICIAL:		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS		
	NOMBRE	FIRMA	FECHA	
DIBUJ.	Ing. Daniel Marroquin Olvera			PESO: 2.82 Kg MATERIAL: Aluminio 1060
VERIF.	Dr. Mario Emigdio Rodríguez Castillo			
APROB.				ESCALA: 1:2
				HOJA 1 DE 1

Anexo 5 Memoria de cálculo.

Memoria de cálculo de un engrane recto N3 y helicoidal N6	E1
Memoria de cálculo de las fuerzas de un engrane helicoidal y recto	E2
Memoria de cálculo de eje lateral 1000 RPM.	E3
Memoria de cálculo de rodamientos y cuñas	E4
Memoria de cálculo de tolerancias de rodamientos para ejes, engranes y housing	E5

Cálculo engrane N1

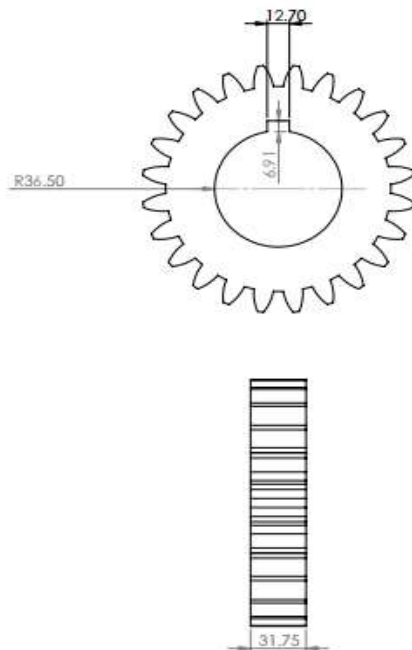
Antes de comenzar esta memoria de calculo del espesor de cara del engrane y la selección de material se menciona que la literatura base es el libro Diseño en ingeniería mecánica de shigley y la norma ANSI/AGMA 2001-D04 Fundamental rating factors and calculation methods for involute spur and helical gear teeth, revision of ANSI AGMA 2001-C95. De estas literaturas se encontraran figuras y tablas para el desarrollo de este método analítico

La potencia requerida es un parametro requerido para el calculo de los engranes ya que se deriva el par torsor que por consecuencia se obtiene la fuerza tangencial , el medio que se implemento para calcular el requerimiento de potencia es sumar la potencia requerida de la maquinaria que se va acoplar sumando el molino de 70 hp y la revolovedora de alimento de 90 hp, otro parametro a considerar es la potencia de la toma de fuerza del tractor a la que vamos a tener como meta igualarla . Las tomas de fuerza de los tractores existen 4 tipos la mas comun es la tipo 1 la cual tiene una potencia de 65 hp y tipo 2 125 hp. Se toma la suma de la potencia de la maquinaria que son $70+90=160$ hp se le da un 9.3 porciento mas para tener una potencia de 175 hp que es mas familiar con los motores comerciales a diésel.

La velocidad de entrada se toma de las revoluciones donde es mas estable el torque esto lo demuestra un estudio de un articulo que concuerda con el analisis de 50 motores de diferentes marcas como caterpillar,cummins y detroit de su curva de potencia

La velocidad de salida lo rige la norma de las tomas de fuerza de los tractores se toma el tipo 1 y tipo 2 que son 540 rpm y 1000 rpm lo cual nos abre el mercado a no solo latinoamerica que la mas comun es tipo 1 .

Los ciclos se trabajo se determinan de la vida util de los automoviles en la vida actual que son 5 años. Dando 8 horas de trabajo sin parar nos entregan 14600 horas



Notas:
Diámetro de paso : 144.01mm
Modulo:6
Numero de dientes: 24
Grado 3AGMA
Tolerancias de diámetros y radios: +/- .1mm
Tolerancias longitudinales: +/- .5

Potencia de entrada		175 hp
Velocidad angular entrada	1500	rpm
Velocidad de salida 1	0	rpm
Velocidad de salida 2	1000	rpm
Ciclos 8 horas 5 años	14600	horas
Valor del tren e2=wo/wi	0.666666667 relacion 1	1.5

$$H = T_i \cdot W_i$$

Se calcula el torque al que va estar espuesto el engrane

$$T_1 = H / W_i = (W_t \cdot (d/2)) \cdot \text{vel angul} \quad 612.7465309 \quad \text{lbf} \cdot \text{ft}$$

Envase a una proposición de numero de dientes se optiene un diametro de paso estimado
Diametro de paso in modulo angulo de presión(radianes)

N1	5.669291339	6	0.349065
----	-------------	---	----------

Se procede a calcular la velocidad de la linea de paro ft/min

$$V_{12} = \pi \cdot d_n / 12 = \text{ft/min} \quad 2226.325503 \quad \text{ft/min}$$

d= diametro de paso in

n vel del engrane rpm

Se procede a calcular la carga transmitida Wt

$$W_t = 33000 \cdot (H/V) = \text{LBF} \quad 2593.960314 \text{ Lbf}$$

$$H_{\text{potencia}} = H_p$$

V vel. de la linea de paro ft/min

Se procede a calcular el desgaste del engrane N3

$$I = \frac{\text{Cos } \phi_I \text{ Sen } \phi_I}{2m_N} \frac{m_G}{m_G + 1} \quad \text{engranes externos}$$

mn=1	1
------	---

mg=relacion de velocidades	2.77
----------------------------	------

I=	0.118159487
----	-------------

Se procede a calcular Kv para perfil cortado o fresado

$$K_v = \left(\frac{A + \sqrt{V}}{A} \right)^B \quad V \text{ en ft/min}$$

$$K_v = \left(\frac{A + \sqrt{200}}{A} \right)^B \quad V \text{ en m/s}$$

$$kv = 1200 + v/1200 \quad 2.855271252$$

Se propone un Qv de 7

$$B = .25 * (12 - 7)^{2/3} \quad 0.731004435$$

$$A = 50 + 56 * (1 - 7.31) \quad 65.06375167$$

$$kv = \quad 1.489806618$$

El ancho de la cara es de 3 a 5 veces el paso diametral se propone de 3

$$F = 3 * \pi / dp \quad 1.662426113 \quad 1.75 \text{ in}$$

Se procede a calcular Km

El factor de distribución de la carga bajo estas condiciones esta dado regularmente por el factor de

$$K_m = C_{mf} = 1 + C_{mc} (C_{pf} C_{pm} + C_{ma} C_e)$$

Dado el ancho de cara que se calculo anteriormente :

1.75 in

Para el factor $C_{pf} =$ corresponde $1 < F \leq 17$

$$C_{pf} = \begin{cases} \frac{F}{10d} - .025 & F \leq 1 \\ \frac{F}{10d} - .0375 + .0125F & 1 < F \leq 17 \\ \frac{F}{10d} - .1109 + .0207F - .000228F^2 & 17 < F \leq 40 \end{cases}$$

$$C_{pf} = \quad 0.015243056$$

E1.3

$$C_{mc} = 1$$

$$C_{ma} = A + BF + CF^2$$

Se calculan las constantes A,B y C para el ancho de cara

Tabla 14-9

Constantes empíricas A, B y C de la ecuación (14-34), ancho de la cara F en pulgadas*

Fuente: ANSI/AGMA 2001-D04.

Condición	A	B	C
Engranajes abiertos	0.247	0.0167	-0.765(10 ⁻⁴)
Unidades comerciales, cerradas	0.127	0.0158	-0.930(10 ⁻⁴)
Unidades de precisión, cerradas	0.0675	0.0128	-0.926(10 ⁻⁴)
Unidades de precisión extrema, cerradas	0.00360	0.0102	-0.822(10 ⁻⁴)

*Vea la norma ANSI/AGMA 2101-D04, pp. 20-22, para formular en unidades SI.

A	0.127
B	0.0158
C	-0.000093

$$C_{ma} = A + BF + CF^2 = 0.154365188$$

$$C_e = \begin{cases} .8 \\ 1 \end{cases}$$

Para engranes ajustados durante el ensamble o si la compatibilidad se mejora mediante lapeado, o ambos

Para todas las otras condiciones

$$C_e = 1$$

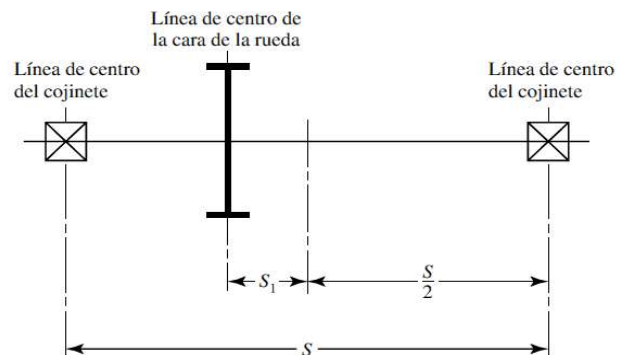
$$C_{pm} = \begin{cases} 1 \\ 1.1 \end{cases}$$

Para piñón montado separado con $S_1 / S < .175$

Para piñón montado separado con $S_1 / S \geq .175$

Figura 14-10

Definiciones de las distancias S y S₁ que se utilizan para evaluar C_{pm}, ecuación (14-33). (ANSI/AGMA 2001-D04.)



$$C_{pm} = 1.1$$

Se procede a calcular Km

E1.4

El factor de distribución de la carga bajo estas condiciones esta dado regularmente por el factor de

$$K_m = C_{mf} = 1 + C_{mc} (C_{pf} C_{pm} + C_{ma} C_e)$$

$$K_m = 1.171132549$$

$$C_p = 2300$$

Se calcula esfuerzo σ_c

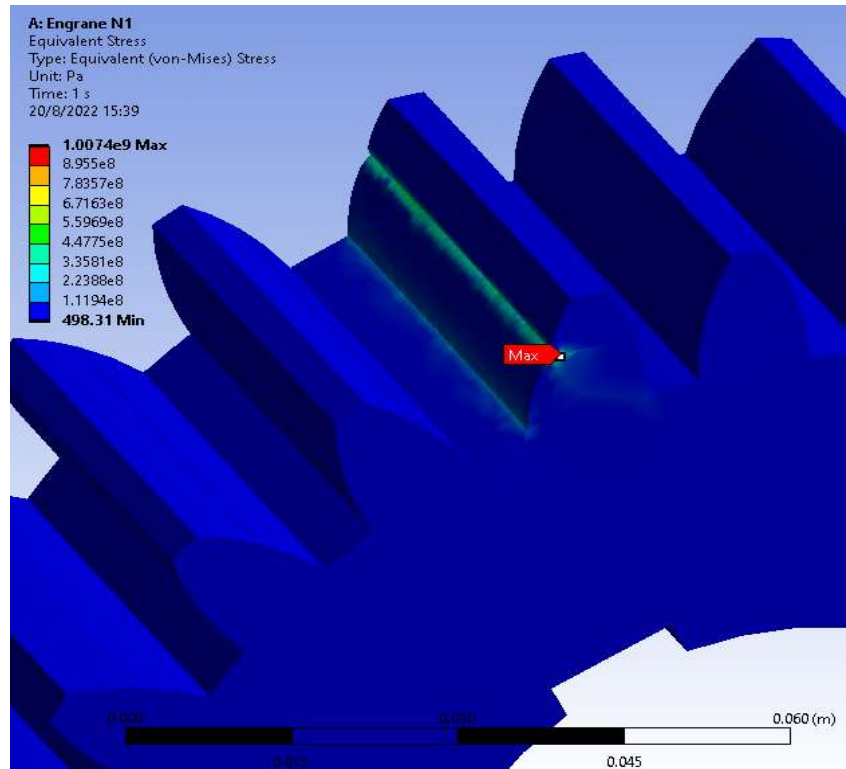
La ecuación fundamental del esfuerzo de contacto se expresa como:

$$\sigma_c = C_p \sqrt{W^t K_0 K_v K_s \frac{K_m C_f}{d_p F I}} \quad (\text{unidades habituales en Estados Unidos})$$

$$\sigma_c = C_p \sqrt{W^t K_0 K_v K_s \frac{K_H Z_R}{d_{w1} b Z_I}} \quad (\text{unidades SI})$$

$$\sigma_c = 142909.0606 \text{ psi} \quad 985.323 \text{ Mpa}$$

A esta altura de la memoria de cálculo se hace la comparacion con el esfuerzo equivalente de von mises



En la tabla 1 se obtiene una comparacion entre el esfuerzo por contacto y el esfuerzo equivalente

Tabla 1

Esfuerzo de contacto	AGMA (MPa)	CAE (Mpa)	Diferencia porcentual
Estudio del engrane N1	985.323	1007.4	2.19%

Se procede a calcular factor de vida Zn

L4=horas de vida *60min*1500rpm que gira el eje donde estara el engrane

$$L4 = 1314000000 \times 10^9 \quad X10^8 \text{ coinciden CON } ZN = .9$$

Se procede a calcular factor de vida Zn se toma el valor de .99

$$Zn = .99$$

Kr con una confiabilidad .99

$$K_r = 1$$

$$Sc = Sh * \sigma_c / Zn = 158787.85 \quad \text{psi}$$

Table 3 - Allowable contact stress number, s_{ac} , for steel gears

Material designation	Heat treatment	Minimum surface hardness ¹⁾	Allowable contact stress number ²⁾ , s_{ac} lb/in ²		
			Grade 1	Grade 2	Grade 3
Steel ³⁾	Through hardened ⁴⁾	see figure 8	see figure 8	see figure 8	--
	Flame ⁵⁾ or induction hardened ⁵⁾	50 HRC	170 000	190 000	--
		54 HRC	175 000	195 000	--
	Carburized and hardened ⁵⁾	see table 9	180 000	225 000	275 000
	Nitrided ⁵⁾ (through hardened steels)	83.5 HR15N	150 000	163 000	175 000
84.5 HR15N		155 000	168 000	180 000	

Sc esta resistencia se puede alcanzar con un endurezido y carburado acero grado 3

$$Sc = 275000 \text{ psi}$$

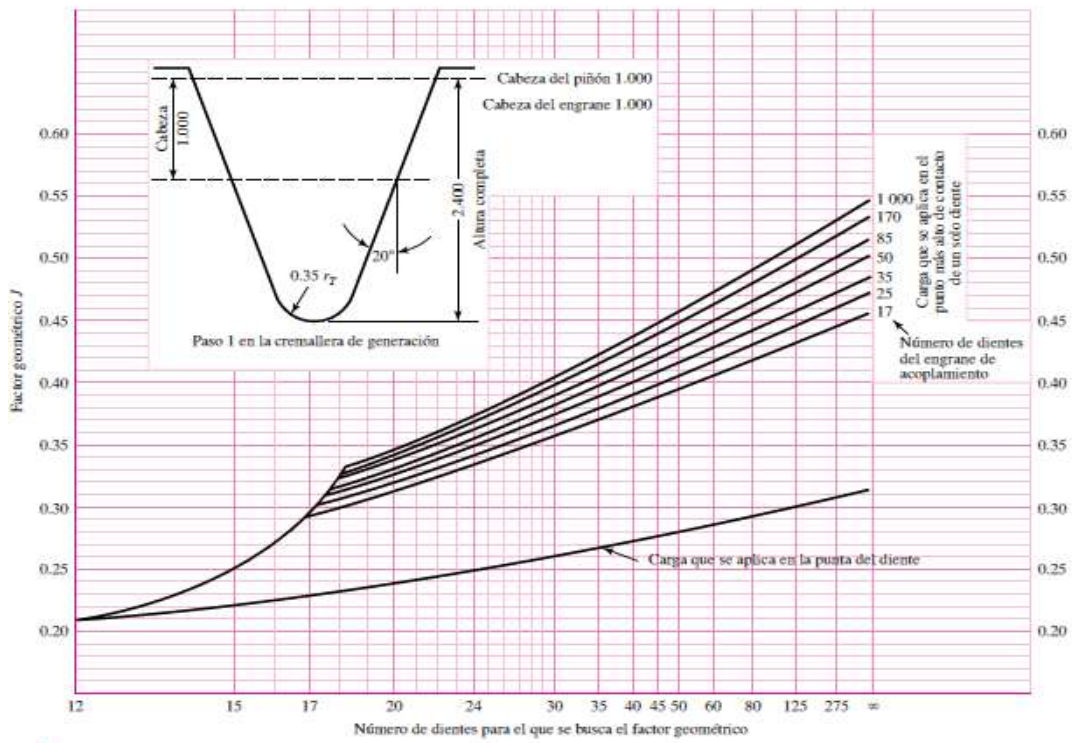
Se procede a calcular el factor de seguridad

$$n_c = \frac{\sigma_{c,perm}}{\sigma_c} = \frac{S_c Z_N}{\sigma_c}$$

$$n_c = \frac{\text{grado 3}}{1.71455189} = \frac{\text{grado 2}}{1.27528653}$$

Se calcula flexión del engrane

Se calcula el factor de forma



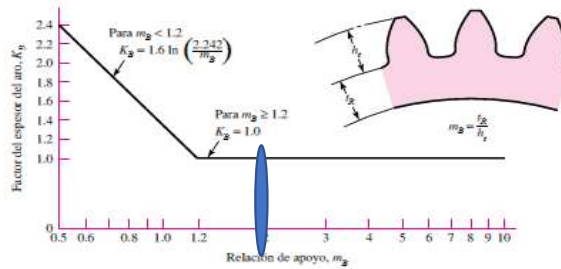
$$j = 0.35$$

Se calcula K_B con una aproximacion a 1 según la figura 14.16

$$K_B = \begin{cases} 1.6 \ln \frac{2.242}{m_B} & m_B < 1.2 \\ 1 & m_B \geq 1.2 \end{cases}$$

Figura 14-16

Factor del espesor del aro K_B
(ANSI/AGMA 2001-D04.)



$$K_B =$$

1

E1.7

El esfuerzo por flexión se calcula con la fórmula 10 de la norma AGMA 2001-D04 antes mencionada, también se describen cada uno de sus factores que están involucrados en la misma

$$\sigma = W^t K_0 K_v K_S \frac{P_d}{F} \frac{K_m K_B}{J} =$$

W^t es la carga tangencial transmitida, en lbf(N)

K_0 es el factor de sobrecarga

K_v es el factor dinámico

K_S es el factor de tamaño

P_d es el paso diametral transversal

$F(b)$ es el ancho de la cara del elemento más angosto, en pulg (mm)

$K_m(K_H)$ es el factor de distribución de la carga

$J(Y_j)$ es el factor del espesor del aro

$\sigma =$ 41891.11889 psi

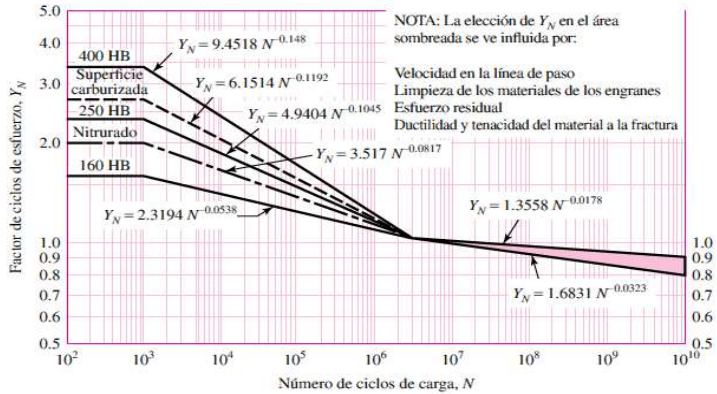
Se calcula Y_N

En base a los ciclos de carga L_4 que se calcularon con anterioridad $\times 10^8$

$Y_N =$ 0.89

Figura 14-14

Factor de ciclos de esfuerzo repetidamente aplicados de resistencia a la flexión Y_N .
(Fuente: ANSI/AGMA 2001-D04.)



Se selecciona s_t de la tabla 14-3 del libro anteriormente mencionado del autor Shigley un acero

$n = \sigma_{perm} / \sigma$ 1.593416499

Tienen un factor de seguridad cercano a un criterio conservador

Resultados

espesor de engrane

1.75 in

Tabla 14-3

Resistencia a la flexión aplicada de manera repetida S_f a 10^7 ciclos y confiabilidad de 0.99 para engranes de acero

Fuente: ANSI/AGMA 2001-D04.

Designación del material	Tratamiento térmico	Dureza superficial mínima ¹	Número de esfuerzo de flexión permisible S_f , ² psi		
			Grado 1	Grado 2	Grado 3
Acero ³	Endurecido completamente	Vea la figura 14-2	Vea la figura 14-2	Vea la figura 14-2	—
	Endurecido por flama ⁴ o por inducción ⁴ con patrón del tipo A ⁵	Vea la tabla 8*	45 000	55 000	—
	Endurecido por flama ⁴ o por inducción ⁴ con patrón tipo B ⁵	Vea la tabla 8*	22 000	22 000	—
	Carburizado y endurecido	Vea la tabla 9*	55 000	65 000 o 70 000 ⁶	75 000
	Nitrurado ^{4,7} (aceros endurecidos completamente)	83.5 HR15N	Vea la figura 14-3	Vea la figura 14-3	—
Nitralloy 135M, Nitralloy N y 2.5% de cromo (sin aluminio)	Nitrurado ^{4,7}	87.5 HR15N	Vea la figura 14-4	Vea la figura 14-4	Vea la figura 14-4

$s_t = 75000$

$\sigma_{perm} = 66750$

$n = \sigma_{perm} / \sigma = 2.20542076$

Resultados

Se da por bueno el dimensionamiento y la selección de material tenemos como resultado lo siguiente

Espeor de engrane

1.75 in

E1.9

Cálculo del engrane N6

Potencia de entrada		164.5 hp
Velocidad de entrada	1000	rpm
Velocidad de salida 1	540	rpm
ciclos 8 horas 5 años	14600	horas
valor del tren $e1=w_o/w_i$	0.54 relacion 1	1.851851852

$$H = T_i * W_i$$

$$T1 = H / W_i \quad 1599.949275 \quad \text{lbf * ft}$$

$$T3 = T1 * w1 / w2 \quad 2962.869028 \quad \text{lbf * ft}$$

Envase a una proposición de número de dientes se optiene un diámetro de paso

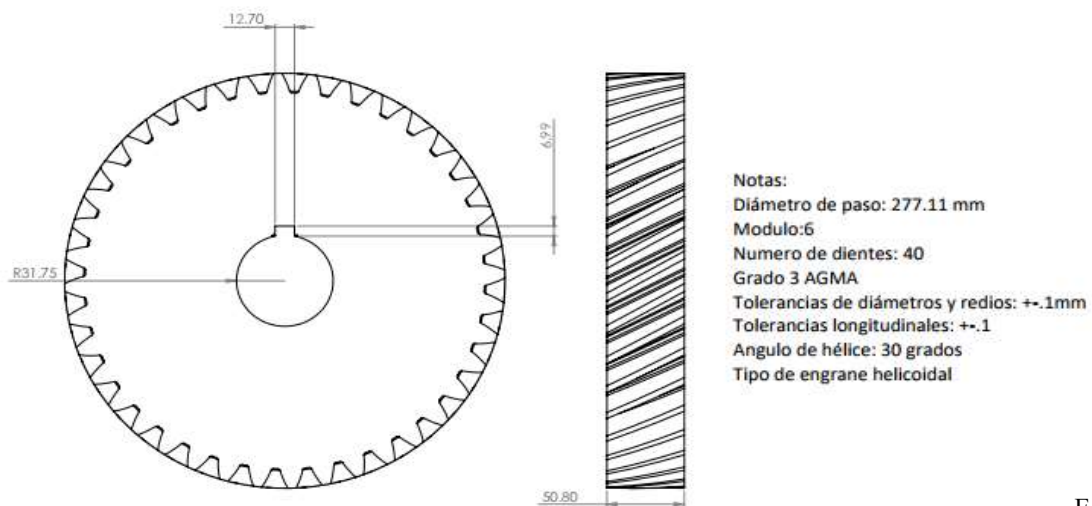
$$dp = dp_{\text{engrane recto}} / \cos(\text{ángulo de hélice en rad})$$

$$dp = 10.9105$$

	Diámetro de paso in	módulo	ángulo de presión	ángulo de hélice
N6 si fuera engrane recto	9.448818898	6	20	
N6	10.91055627	6	20	30

Cabe destacar que entre un engrane N6 recto y un helicoidal del engrane se tienes un 15.46% de incremento del diámetro de paso debido a que el diámetro de paso se toma perpendicular a la cara del diente del engrane tomando la considferacion del ángulo de hélice.

Apartir de este punto se repite el proceso de los engranes de dientes rectos anteriormente descritos



Cálculo de las fuerzas de engranes

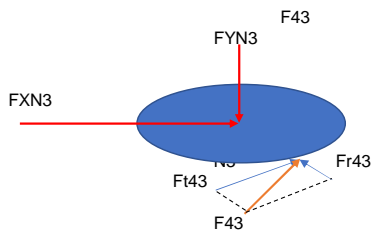
En resumen, las especificaciones de engranes resultados son:

Engrane	Ancho de cara	Diametro de paso interno	Diametro de	Modulo	rpm
Engrane 1	1.75	5.669291339	144	6	1500
Engrane 2	1.75	8.503937008	216	6	1000
Engrane 3	1.25	5.669291339	144	6	1500
Engrane 4	1.25	8.503937008	216	6	1000
Engrane 5	2	6.273569783	159.348672	6	1000
Engrane 6	2	10.91055627	277.128129	6	540
Engrane 7	1.5	7.364625481	187.061487	6	1000
Engrane 8	1.5	7.364625481	187.061487	6	1000

Cálculo de fuerzas	N3	Θ	45grados	0.78539816 rad
		ángulo de presión Φ	20grados	$\text{PI}()/9=$ 0.34906585 rad
		ángulo de hélice ψ	30 grados	0.52359878 rad

Cálculo de fuerzas N3 engrane de dientes rectos

Para el cálculo de ejes se necesitan todas las fuerzas las que van a estar expuestas a causa de los engranes ensamblados en el, la diferencia entre los engranes rector y helicoidales es la fuerza axial en el eje de la caja del engrane.



Se procede calcular F_{t21}

$$Wt = \frac{60000H}{\pi * D * n}$$

$Wt=KN$ 15.4733972

$Fr_{21}=F_{t21}\tan 20$ 5.63185602 KN

Suma de fuerzas x=0

se calcula $-Fr_{43}\cos 45 + F_{t43}\cos 45 + F_{XN3}$

se calcula $F_{XN3} = +Fr_{43}\cos 45 - F_{t43}\cos 45$

se calcula $F_{XN3} = -6.9590205$ 6.95902054 KN ← N_{3x}

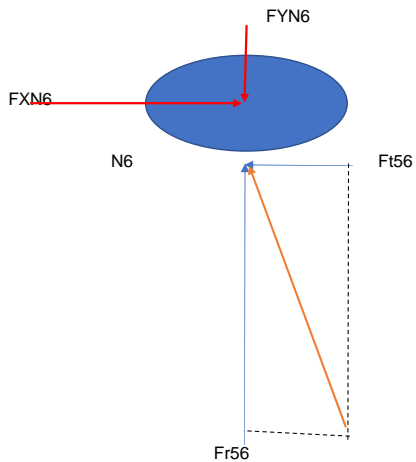
Suma de fuerzas y=0

se calcula $0 = Fr_{43}\cos 45 + F_{t43}\cos 45 - F_{YN3}$

se calcula $F_{YN3} = +Fr_{43}\cos 45 + F_{t43}\cos 45$

se calcula $F_{YN3} = +14.9236677$ 14.9236677 KN ↓ N_{3y}

Cálculo de fuerzas N6 engrane de dientes helicoidales



Se procede calcular F_{t21}

Fuerza tangencial
 $Wt = \frac{60000H}{\pi * D * n}$

$Wt=KN$ 21.4405682

Fuerza radial
 $Fr_{56}=F_{t56}\tan 20$ 7.80372861 KN

Fuerza Axial
 $Fa_{65}=F_{t65}\tan 30$ 12.3787178

Suma de fuerzas x=0

se calcula $0 = -F_{t56} + F_{XN6}$

se calcula $F_{XN6} = 21.4405682$ 21.4405682 KN → N_{6x}

Suma de fuerzas y=0

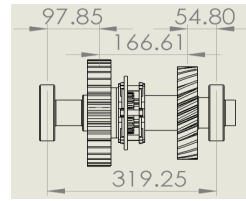
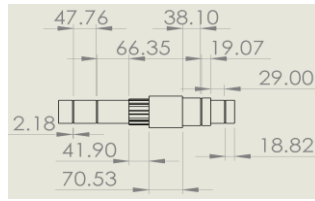
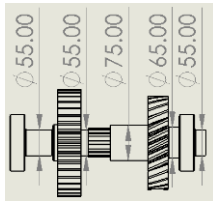
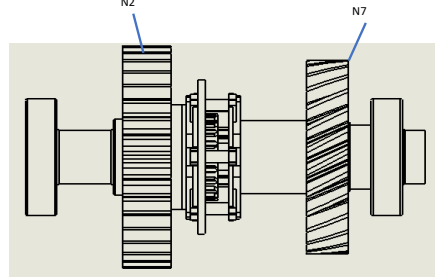
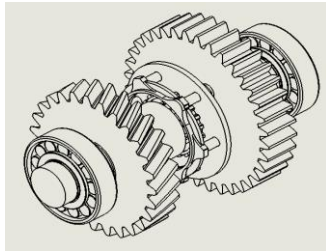
se calcula $0 = +F_{r56} - F_{YN6}$

se calcula $F_{YN6} = 7.80372861$ 7.80372861 KN ↓ N_{6y}

$W_a = W_t \tan \psi = 12.3787178$ KN

CÁLCULO DEL EJE LATERAL 1000 RPM

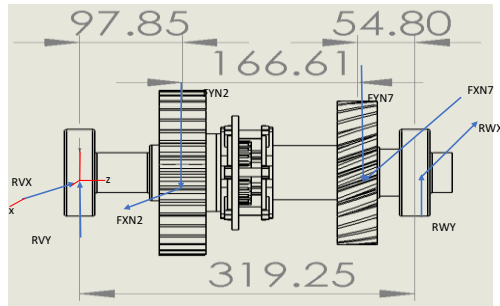
Con el desarrollo del diseño a nivel conceptual tenemos el dimensionamiento del eje de entrada de la transmisión



Como primer paso vamos a trasladar las fuerzas de los engranes al eje para poder tener las fuerzas en las reacciones y de los apoyos y así poder calcular los diagramas de cortante y momento flexionante en los planos xz y xy.

Calculando reacciones para los rodamientos

sentido en los ejes



- FYN2= 6.959 KN ↓
- FXN2= 14.924 KN →
- FYN7= 4.390 KN ↓
- FXN7= 12.060 KN →

Se realiza suma de momentos en el punto V para la obtención de la reacción RWX

$$\sum_{M_A \neq y} = 0 \quad \curvearrowright +$$

$$-FXN2 \cdot 0.09785m - FXN7 \cdot 0.26446m + RWX \cdot 0.31926m = 0$$

$$RWX = 14.564 \text{ KN} \quad \leftarrow$$

Se realiza suma de momentos en el punto V para la obtención de la reacción RKY

$$\sum_{M_A \neq x} = 0 \quad \curvearrowright +$$

$$-FYN2 \cdot 0.09785m - FYN7 \cdot 0.26446m + RWY \cdot 0.31926m = 0$$

$$RWY = 5.770 \text{ KN} \quad \uparrow$$

Eje y

Se realiza suma de fuerzas en el eje y para la obtención de la reacción RKY

$$\sum_{F_y} = 0$$

$$-FYN2 - FYN7 + RWY + RVY = 0$$

$$-6.959 - 4.390 + 5.77 + RVY = 0$$

$$RVY = 5.579 \text{ KN} \quad \uparrow$$

Eje X

Se realiza suma de fuerzas en el eje X para la obtención de la reacción RVX

$$\sum_{F_x} = 0$$

$$FXN2 + FXN7 - RWX - RVX = 0$$

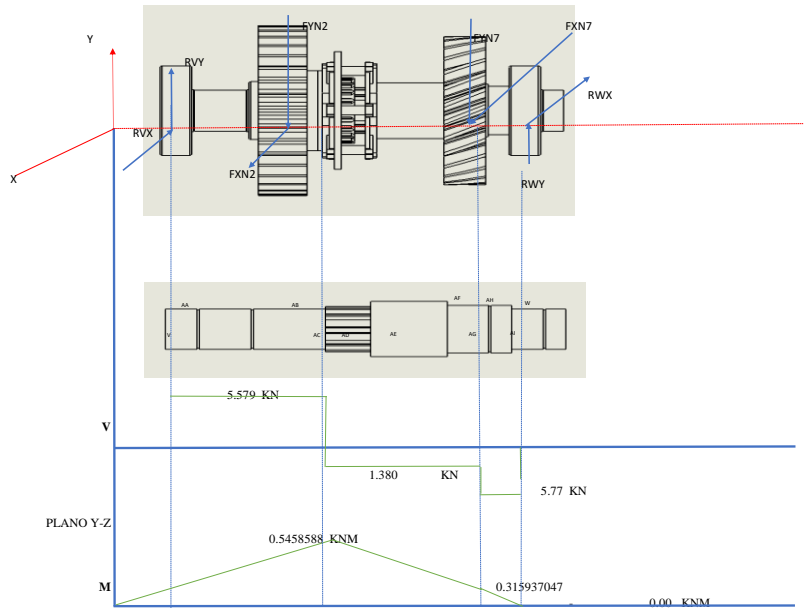
$$+14.924 + 12.06 - 5.416 - RVX = 0$$

$$RVX = 12.420 \text{ KN} \leftarrow$$

Resumen de fuerzas

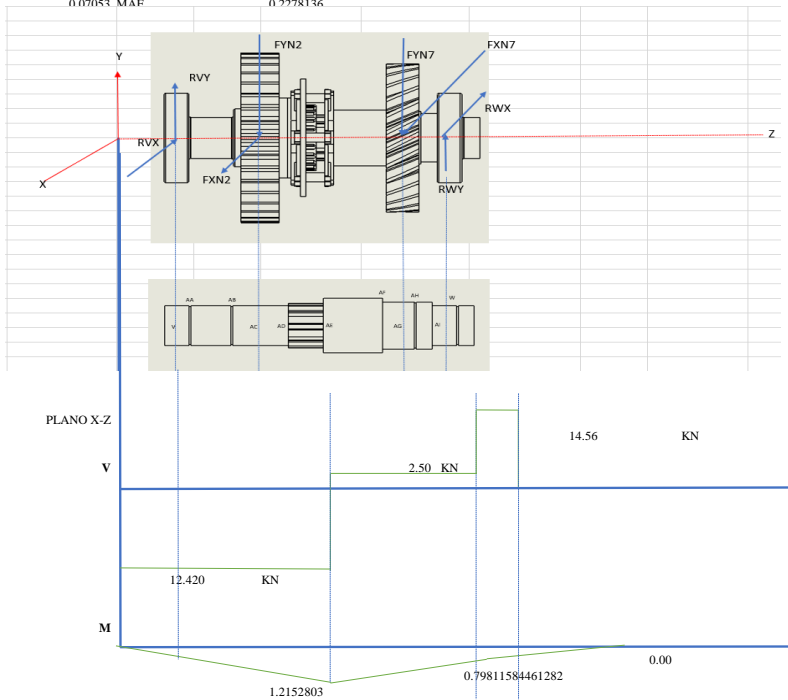
FXN2=	6.95902 KN	↓
FXN7=	14.92367 KN	→
FYN2=	4.38960 KN	↓
FYN7=	12.06032 KN	→
RVX=	12.41983 KN	←
RVY=	5.57853 KN	↑
RWY=	5.77009 KN	↑
RWX=	14.56416 KN	←

Se procede a calcular los diagramas de torsion, cortante y momento flector.



Resumen de momentos flexionantes en Y-X

MV	0	DAFAG	0.01905	MAG	0.2015152
MAA	0.0557853	DAGAH	0.01905	MAH	0.09
MAB	0.3222157	DAHAI	0.019	MAI	0.02
MAC	0.4443854	DAIWI	0.029	MW	0.00
MAD	0.3830225				
MAE	0.3251798				
MAF	0.7778136				



Resumen de momentos flexionantes en X-Z

	MV	0	DAFAG	0.01905	MAG	0.77	
DVAA	0.015	MAA	0.1862974	DAGAH	0.01905	MAH	0.50
DAAAB	0.04776	MAB	0.7794685	DAHAI	0.019	MAI	0.22
DABAC	0.0219	MAC	1.2152803	DAW	0.029	MW	0.00
DACAD	0.04445	MAD	1.10				
DADAE	0.0419	MAE	1.00				
DAEAF	0.07053	MAF	0.82				

Se combinan los planos ortogonales como vectores para obtener momentos totales

Punto c

$$J = \sqrt{0.1332^2 + 0.0965^2}$$

JAA	0.194470392	Knm	Valores Mayores en principales concentradores de esfuerzo
JAB	0.843441823	Knm	
JAC	1.29398017	Knm	
JAD	1.168541178	Knm	
JAE	1.050661962	Knm	
JAF	0.853445607	Knm	
JAG	0.80	Knm	
JAH	0.51	Knm	
JAI	0.22	Knm	

En los puntos AC,AD,AE Y AG tenemos los momentos mas altos es inherente calcular los factores de seguridad y diametros en estas zonas de concentracion de esfuerzo.

Tambien se debe obtener el momento torsor del eje con la potencia de diseño o la fuerza tangencial

Radio	0.11 m
Fuerza tangencial	11.54 KN
Par de torsion en eje central de la transmision	
T=	1.24632 KNm

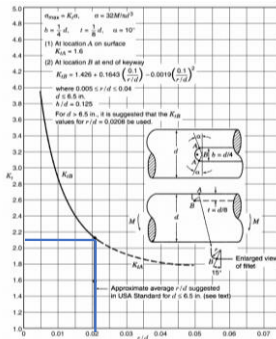
Punto AG

Se procede a calcular el eje en la zona mas critica empezando por el punto AC donde se encuentra una cuña que funje como concentrador de esfuerzos lo esfuerzos pertinentes.

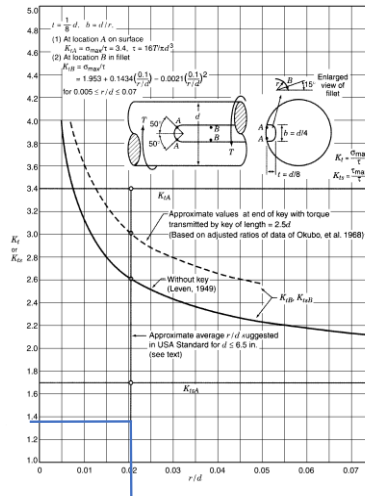
r=	1	mm
d=	65	mm

Calculando Kt y Kts

$$\frac{r}{d} = \frac{1}{65} = 0.02$$



Factores de concentracion de tension Kt para doblar un eje de seccion transversal circular con un chavetero de extremo semicircular (basado en datos de Fessler et al. 1969).



Factores de concentración de tensión K_t , K_{ts} para un eje de torsión con asiento de chaveta semicircular (Leven 1949; Okubo et al. 1968).

Con las figuras de los factores de concentración del libro PETERSON'S Stress Concentration factors second edition

$$k_t = 2.15$$

$$k_{ts} = 1.7$$

Se procede a calcular la sensibilidad de la muesca q con la figura 6-20 del libro diseño en ingeniería mecánica de shigley

Preselección del material del eje 1050 T Y R 205 °C con un $s_{ut}=1120$ Mpa y resistencia a fluencia 807 Mpa, con una dureza brinell 514 el cual se obtienen sus propiedades de la tabla A-21 del libro diseño en ingeniería mecánica de shigley.

$$s_{ut} = 520 \text{ Mpa}$$

$$q = 0.82$$

$$q_{cortante} = 0.95$$

$$K_f = 1 + q(K_t - 1)$$

$$k_f = 1.943$$

$$K_{fs} = 1 + q_{cortante}(K_{ts} - 1)$$

$$K_{fs} = 1.665$$

Se calcula el límite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria

$$S'_e = 0.5 S_{ut} \text{ ya que el rango cae en } S_{ut} \leq 1400 \text{ MPa (200 kpsi)}$$

$$S'_e = 0.5 \cdot 1120$$

$$S'_e = 260 \text{ Mpa}$$

Se calcula el factor de modificación de la condición superficial K_a

$$K_a = a S_{ut}^b$$

Se seleccionan de la tabla 6-2 del libro diseño en ingeniería mecánica de shigley

$$a = 4.51$$

$$b = -0.265$$

$$K_a = 0.85987566$$

Se calcula el factor de modificación de tamaño K_b

$$K_b = 1.51d^{-0.157}$$

Se seleccionan de los valores para la ecuación 6-20 del libro diseño en ingeniería mecánica de shigley

$$d = 51 < 254 \text{ mm}$$

$$K_b = 1.51(51)^{-0.157}$$

$$K_b = 0.784060455$$

Se calcula el factor de modificación de carga, cuando la torsión está combinada con otros esfuerzos, como la flexión, $K_c=1$

$$K_c = 1$$

Se calcula el factor de modificación de la temperatura K_d con una estimación de 100 °C, se toma una mayor temperatura de diseño por un juicio conservador en la selección de este factor en la tabla 6-4 del libro diseño en ingeniería mecánica de shigley.

$$K_d = 1.02$$

Se calcula el factor de confiabilidad K_e con una confiabilidad de 99

$$Z_a = 2.326$$

$$K_e = 1 - 0.082Z_a$$

$$K_e = 0.81392$$

Se calcula el límite de resistencia a la fatiga en la ubicación crítica de un eje.

$$S_e = K_a K_b K_c K_d K_e K_f S'_e$$

$$S_e = 282.7569229 \text{ Mpa}$$

Para la primera estimación del diámetro en el punto D se usa el criterio de ED.-Goodman, considerando $M_m = T_a = 0$ la ecuación 7-5 y 7-6 del libro diseño en ingeniería de shigley se reduce a lo siguiente.

$$\sigma_a = \frac{32K_f M_a}{\pi d^3}$$

$$\sigma_a = 57,693.31 \text{ kpa} \quad 57.693308 \text{ Mpa}$$

$$\sigma_m = \left[3 \left(\frac{16K_f T_m}{\pi d^3} \right)^2 \right]^{1/2}$$

$$\sigma_m = 66655.26656 \text{ kpa} \quad 66.655267 \text{ Mpa}$$

Se calcula el factor de seguridad con el criterio de Goodman en el punto D

$$\frac{1}{n_f} = \frac{\sigma'_a}{S_e} + \frac{\sigma'_m}{S_{ut}}$$

$$n_f = \frac{1}{\frac{\sigma'_a}{S_e} + \frac{\sigma'_m}{S_{ut}}}$$

$$n_f = 3.010037824$$

Resumen de esfuerzos	$\sigma'_a =$	$\sigma'_m =$	$n_f =$
	Mpa	Mpa	Mpa
	57.69	66.66	3.01

Cálculo de rodamientos

Como primer punto en esta selección de rodamientos se calcula la fuerza radial deseable en el punto v y w del eje para poder calcular la carga dinámica a la que va estar sujeto el balero.

$$F_{Dv} = \sqrt{RV_x^2 + RV_y^2}$$

En el punto v

$$F_{Denv} = 13.62 \text{ KN}$$

En el punto W

$$F_{DenW} = 15.67 \text{ KN}$$

En el engrane N2

$$F_{DenN2} = 16.47 \text{ KN}$$

Se procede a calcular la carga dinámica

$$L_D = 14600 \text{ horas}$$

$$n_D = 1000 \text{ rpm}$$

$$C_{10} = F_D \left(\frac{L_D n_D 60}{L_R n_R 60} \right)^{\frac{1}{\alpha}}$$

$$C_{10} = F_D \left(\frac{L_D n_D 60}{10^6} \right)^{\frac{1}{\alpha}}$$

$$C_{10} = 103.94 \text{ KN} \quad \text{en V}$$

$$C_{10} = 119.59 \text{ KN} \quad \text{en W}$$

$$C_{10} = 119.59 \quad \text{El engrane de N2}$$

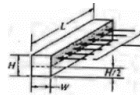
Dadas las características de carga dinámica se procede a seleccionar el balero adecuado en el catalogo de SKF, el NJ311ECP con una carga dinámica 156 KN que cubre la carga necesaria para los puntos V,W y el engrane N2 del eje lateral de la transmisión para la salida de 1000 RPM.

Cálculo de cuñas

Cuña en N7		
Par de torsión	882.3550045	
Radio de eje en N7	0.306859395	ft
Fuerza aplicada a la cuña	2875.437476	lbf
Material	1020 laminado en caliente	30000 kpsi de sy
H	0.5	
factor de seguridad	2.5	
$l = \frac{2Fn}{tSy} =$	0.958479159	in
	24.34537063	mm

Geometría de la cuña

w	0.5	
H	0.5	
L	24.34537063	mm
		1 in



Este calculo de los rodamientos y las cuñas de este eje se repite en todos los ejes de la transmisión, en total son 5 ejes

Flexión punto AG

$$Kt = \frac{2.15}{0.80} = 2.6875$$

$$M3 = 8.76241E-07 \text{ m}^4$$

$$63,839.74 \text{ kpa} \quad 63.84 \text{ mpa}$$

Torsión punto AE

$$Kts = 1.7$$

$$\tau = \frac{Kts T \rho}{J} = 28976843.93 \text{ pa} = 28.976844 \text{ Mpa}$$

$$T = K \frac{4 V}{3 A} = 2,163.05 \text{ kpa} = 2.1630515 \text{ Mpa}$$

$$T \max = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - 0}{2}\right)^2 + 3\tau^2} = 59.48 \text{ Mpa}$$

$$\sigma_1 = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} + T \max = 91.40 \text{ Mpa}$$

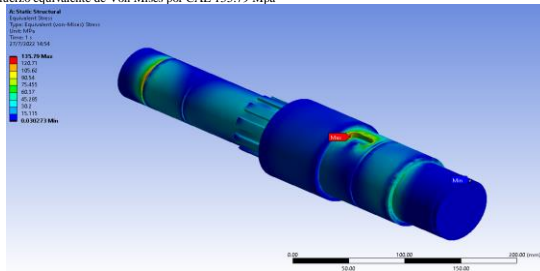
$$\sigma_2 = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} - T \max = 27.56 \text{ Mpa}$$

$$\sigma_{eq}^2 = \sigma_1^2 + \sigma_2^2 - \sigma_1 \sigma_2 = 11632.43$$

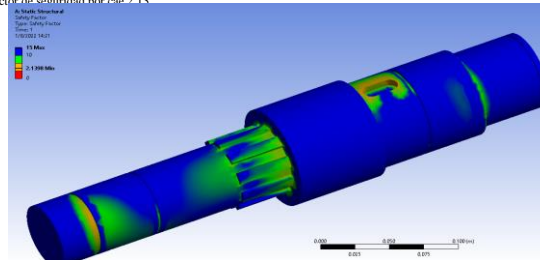
$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 - \sigma_1 \sigma_2} = 107.8537416418200 \text{ Mpa}$$

$$\text{Factor de seguridad } n = \frac{107.85}{2.68826513} = 39.74$$

Comparando con los analisis por cae nos entrega lo siguiente
Esfuerzo equivalente de Von Mises por CAE 135.79 Mpa



Factor de seguridad por cae 2.13



Eje	F.S. CAE	F.S. Método analítico	F.S. Método analítico ED de Goodman	Sy/Sut	σ_{eq} Von Mises por CAE(Mpa)	σ_{eq} Von Mises por método analítico	% de diferencia entre
Eje lateral 1000 RPM	2.1398	2.68	3.01	590/520	135.79	107.85	25.90%

Este proceso se repite para cada punto del eje es la razon que se toma la decisión de realizar el calculo de los ejes por la herramienta CAE con Ansys Worbench

Cálculo de rodamientos

Como primer punto en esta selección de rodamientos se calcula la fuerza radial deseable en el punto v y w del eje para poder calcular la carga dinámica a la que va estar sujeto el balero.

$$F_D = \sqrt{RV_x^2 + RV_y^2}$$

En el punto v

$$F_{DenV} = 13.62 \text{ KN}$$

En el punto W

$$F_{DenW} = 15.67 \text{ KN}$$

En el engrane N2

$$F_{DenN2} = 16.47 \text{ KN}$$

Se procede a calcular la carga dinámica

$$L_D = 14600 \text{ horas}$$

$$n_D = 1000 \text{ rpm}$$

$$C_{10} = F_D \left(\frac{L_D n_D 60}{L_R n_R 60} \right)^{\frac{1}{\alpha}}$$

$$C_{10} = F_D \left(\frac{L_D n_D 60}{10^6} \right)^{\frac{1}{\alpha}}$$

$$C_{10} = 103.94 \text{ KN} \quad \text{en V}$$

$$C_{10} = 119.59 \text{ KN} \quad \text{en W}$$

$$C_{10} = 119.59 \quad \text{El engrane de N2}$$

Dadas las características de carga dinámica se procede a seleccionar el balero adecuado en el catalogo de SKF, el NJ311ECP con una carga dinámica 156 KN que cubre la carga necesaria para los puntos V,W y el engrane N2 del eje lateral de la transmisión para la salida de 1000 RPM.

Cálculo de cuñas

Cuña en N7

Par de torsión 882.3550045

Radio de eje en N7 0.306859395 ft

Fuerza aplicada a la cuña 2875.437476 lbf

Material 1020 laminado en caliente 30000 kpsi de sy

H 0.5

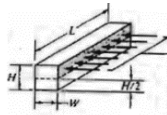
factor de seguridad 2.5

$$l = \frac{2Fn}{tSy} = \frac{0.958479159 \text{ in}}{24.34537063 \text{ mm}}$$

Geometría de la cuña

w 0.5
H 0.5
L 24.34537063 mm

1 in



Este calculo de los rodamientos y las cuñas de este eje se repite en todos los ejes de la transmisión, en total son 5 ejes

Tabla 1			
Condiciones de giro			
Condiciones de funcionamiento	Ilustración esquemática	Condición de carga	Ajustes recomendados
Aro interior giratorio Aro exterior fijo Dirección de carga constante		Carga giratoria sobre el aro interior Carga fija sobre el aro exterior	Ajuste de interferencia para el aro interior Ajuste flojo para el aro exterior (posible)
Aro interior giratorio Aro exterior fijo Carga que gira con el aro interior		Carga fija sobre el aro interior Carga giratoria sobre el aro exterior	Ajuste flojo para el aro interior (posible) Ajuste de interferencia para el aro exterior
Aro interior fijo Aro exterior giratorio Dirección de carga constante		Carga fija sobre el aro interior Carga giratoria sobre el aro exterior	Ajuste flojo para el aro interior (posible) Ajuste de interferencia para el aro exterior
Aro interior fijo Aro exterior giratorio Carga que gira con el aro exterior		Carga giratoria sobre el aro interior Carga fija sobre el aro exterior	Ajuste de interferencia para el aro interior Ajuste flojo para el aro exterior (posible)

Paro los puntos donde se ubican los rodamientos en los ejes se observa de n6 para el eje se encuentra en un ajuste de apriete

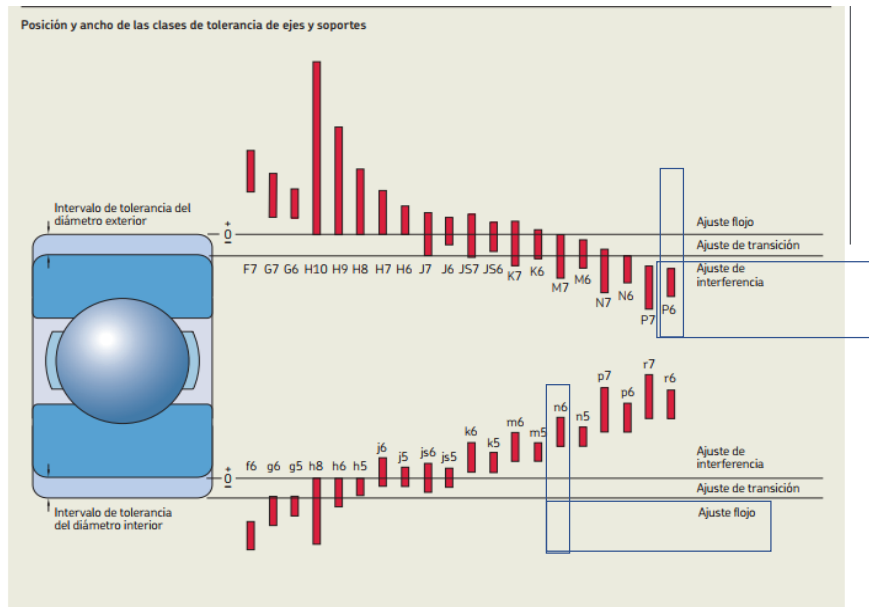
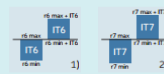


Tabla 6

Condiciones	Diámetro del eje	Tolerancia dimensional ²⁾	Tolerancia de variación radial total ³⁾	Tolerancia de variación axial total ³⁾	Ra
	mm	-	-	-	µm
Carga giratoria en el aro interior o dirección indeterminada de la carga					
Cargas ligeras (P ≤ 0,05 C)	≤ 25	j6	IT5/2	IT5	0,8
	> 25 a 60	k6	IT5/2	IT5	0,8
	> 60 a 140	m6	IT5/2	IT5	0,8
Cargas normales a elevadas (0,05 C < P ≤ 0,1 C)	≤ 30	k6	IT5/2	IT5	0,8
	> 30 a 50	m5	IT5/2	IT5	0,8
	> 50 a 65	n5	IT5/2	IT5	0,8
	> 65 a 100	n6	IT5/2	IT5	0,8
	> 100 a 280	p6	IT5/2	IT5	1,6
	> 280 a 500	r6	IT5/2	IT5	1,6
	> 500	r7	IT6/2	IT6	3,2
Cargas pesadas a muy pesadas y cargas máximas elevadas en condiciones de funcionamiento difíciles (P > 0,1 C)	> 50 a 65	n5	IT5/2	IT5	0,8
	> 65 a 85	n6	IT5/2	IT5	0,8
	> 85 a 140	p6	IT5/2	IT5	0,8
	> 140 a 300	r6	IT5/2	IT5	1,6
	> 300 a 500	r6 + IT6 ⁴⁾	IT5/2	IT5	1,6
	> 500	r7 + IT7 ⁴⁾	IT6/2	IT6	3,2
Carga fija sobre el aro interior					
Fácil desplazamiento axial del aro interior en el eje: deseable		g6 ⁵⁾	IT5/2	IT5	1,6
Fácil desplazamiento axial del aro interior en el eje: innecesario		h6	IT5/2	IT5	1,6
Cargas puramente axiales					
		j6	IT5/2	IT5	1,6

1) Para los rodamientos de agujas, consulte las secciones correspondientes en Rodamientos de agujas, página 581.
 2) El requisito de recubrimiento (símbolo E) de ISO 24409-1 no se muestra, pero se aplica a todas las clases de tolerancia.
 3) Los valores indicados son válidos para rodamientos con tolerancias normales. En el caso de los rodamientos con clases de tolerancia más ajustadas, se utilizan las recomendaciones de la tabla 2, página 144.
 4) Campo de tolerancia desplazada.



De nuestra literatura de proveedor SKF tomamos la decisión que para el eje central se van a tomar las siguientes consideraciones en las tolerancias.

Rodamientos del eje central

Marca	Grado de tolerancia	Ajuste
SKFN311ECP	IT5/2	n5

Ajuste optenemos de la norma ISO 286-2:2010 de la tabla 25 el ajuste al diámetro que se tienen que son 55 mm

ISO 286-2:2010(E)



Table 25 — Limit deviations for shafts (fundamental deviations m and n)
 Upper limit deviation = *es*
 Lower limit deviation = *ei*

Deviations in micrometres

Nominal size mm	m								n							
	Above	Up to and including	3	4	5	6	7	8	9	3	4	5	6	7	8	9
—	3	+4 +2	+5 +2	+6 +2	+8 +2	+12 +2	+16 +2	+27 +2	+6 +4	+7 +4	+8 +4	+10 +4	+14 +4	+18 +4	+29 +4	
3	6	+6,5 +4	+8 +4	+9 +4	+12 +4	+16 +4	+22 +4	+34 +4	+10,5 +8	+12 +8	+13 +8	+16 +8	+20 +8	+26 +8	+38 +8	
6	10	+8,5 +6	+10 +6	+12 +6	+15 +6	+21 +6	+28 +6	+42 +6	+12,5 +10	+14 +10	+16 +10	+19 +10	+25 +10	+32 +10	+46 +10	
10	18	+10 +7	+12 +7	+15 +7	+18 +7	+25 +7	+34 +7	+50 +7	+15 +12	+17 +12	+20 +12	+23 +12	+30 +12	+39 +12	+55 +12	
18	30	+12 +8	+14 +8	+17 +8	+21 +8	+29 +8	+41 +8	+60 +8	+19 +15	+21 +15	+24 +15	+28 +15	+36 +15	+48 +15	+67 +15	
30	50	+13 +9	+16 +9	+20 +9	+25 +9	+34 +9	+48 +9	+71 +9	+21 +17	+24 +17	+28 +17	+33 +17	+42 +17	+56 +17	+79 +17	
50	80		+19 +11	+24 +11	+30 +11	+41 +11				+28 +20	+33 +20	+39 +20	+50 +20			
80	120		+23 +13	+28 +13	+35 +13	+48 +13				+33 +23	+38 +23	+45 +23	+58 +23			
120	180		+27 +15	+33 +15	+40 +15	+55 +15				+39 +27	+45 +27	+52 +27	+67 +27			
180	250		+31 +17	+37 +17	+46 +17	+63 +17				+45 +31	+51 +31	+60 +31	+77 +31			
250	315		+36 +20	+43 +20	+52 +20	+72 +20				+50 +34	+57 +34	+66 +34	+86 +34			
315	400		+39 +21	+46 +21	+57 +21	+78 +21				+55 +37	+62 +37	+73 +37	+94 +37			
400	500		+43 +23	+50 +23	+63 +23	+86 +23				+60 +40	+67 +40	+80 +40	+103 +40			

para el intervalo de tolerancia optenemos de la norma ISO 286-2:2010 de la tabla 1 el ajuste al diámetro que se tienen que son 55 mm



ISO 286-2:2010(E)

Table 1 — Values of standard tolerance grades for nominal sizes up to 3 150 mm

NOTE This table, taken from ISO 286-1:2010, has been included in this part of ISO 286 to facilitate the use and understanding of the tables for limit deviations and of Figures 1 and 2.

Nominal size mm	IT01	IT0	IT1	IT2	IT3	IT4	IT5	Standard tolerance grades															
								IT6	IT7	IT8	IT9	IT10	IT11	IT12	IT13	IT14	IT15	IT16	IT17	IT18			
								Standard tolerance values															
								μm															
								mm															
—	3	0,3	0,5	0,8	1,2	2	3	4	6	10	14	20	30	40	60	0,1	0,14	0,20	0,3	0,5	0,8	1,2	1,8
3	6	0,4	0,6	1	1,5	2,5	4	5	8	12	18	25	36	50	70	0,12	0,18	0,25	0,36	0,50	0,70	1,0	1,5
6	10	0,5	0,8	1,2	2	3	4	6	10	15	22	30	40	55	75	0,15	0,22	0,30	0,40	0,55	0,75	1,0	1,5
10	18	0,6	1	1,5	2,5	4	6	8	12	18	27	36	50	70	100	0,18	0,27	0,36	0,50	0,70	1,0	1,5	2,0
18	30	0,8	1,2	1,8	3	4	6	9	14	20	28	38	50	70	100	0,25	0,36	0,50	0,70	1,0	1,5	2,0	3,0
30	50	1	1,5	2,5	4	6	9	14	20	28	38	50	70	100	150	0,3	0,45	0,60	0,80	1,1	1,5	2,0	3,0
50	80	1,2	1,8	3	4	6	9	14	20	28	38	50	70	100	150	0,36	0,50	0,70	1,0	1,5	2,0	3,0	4,5
80	120	1,5	2,5	4	6	9	14	20	28	38	50	70	100	150	200	0,45	0,60	0,80	1,1	1,5	2,0	3,0	4,5
120	180	2	3,5	6	9	14	20	28	38	50	70	100	150	200	250	0,6	0,80	1,1	1,5	2,0	3,0	4,5	7
180	250	3	4,5	7	10	14	20	28	38	50	70	100	150	200	250	0,8	1,1	1,5	2,0	3,0	4,5	7	10
250	315	4	6	9	14	20	28	38	50	70	100	150	200	250	300	0,9	1,2	1,6	2,0	2,8	3,6	4,5	7
315	400	5	7	10	14	20	28	38	50	70	100	150	200	250	300	1,0	1,4	1,8	2,5	3,2	4,0	5,0	7
400	500	6	9	14	20	28	38	50	70	100	150	200	250	300	360	1,2	1,6	2,0	2,8	3,6	4,5	5,6	7
500	630	8	11	16	22	30	40	50	70	100	150	200	250	300	360	1,5	2,0	2,5	3,6	4,5	5,6	7	10
630	800	10	14	20	28	38	50	70	100	150	200	250	300	360	450	1,8	2,5	3,2	4,5	5,6	7	10	15
800	1 000	12	18	25	36	50	70	100	150	200	250	300	360	450	560	2,0	2,8	3,6	5,0	6,3	8,0	10	15
1 000	1 250	14	20	28	38	50	70	100	150	200	250	300	360	450	560	2,5	3,2	4,0	5,6	7,1	9,0	11	15
1 250	1 600	16	22	30	40	50	70	100	150	200	250	300	360	450	560	3,0	4,0	5,0	7,0	8,8	11	14	18
1 600	2 000	18	25	36	50	70	100	150	200	250	300	360	450	560	700	3,6	4,8	6,0	8,0	10	12,5	16	20
2 000	2 500	20	30	40	50	70	100	150	200	250	300	360	450	560	700	4,5	6,0	8,0	10	12,5	16	20	25
2 500	3 150	25	36	50	70	100	150	200	250	300	360	450	560	700	800	6,0	8,0	10	14	18	22,5	28	36

$D =$ diámetro básico del agujero 55 mm
 $\Delta d =$ Intervalo de tolerancia del agujero IT5/2 (se usa entre dos el IT5 por recomendación del fabricante SKF) 0.0065 mm
 $\hat{d}_F =$ ajuste max n6 0.033 mm
 ajuste min n6 0.013
 $d_{\min} = d + \hat{d}_F =$
 $d_{\max} = d + \hat{d}_F + \Delta d =$
 $D_{\max} =$ 55.0065

se toman las formulas que sugiere el autor Shigley para interferencias k,n,p,s y u

$d_{\min} = d + \hat{d}_F =$ 55.020 mm Tolerancia en plano 0.020
 $d_{\max} = d + \hat{d}_F + \Delta d =$ 55.0395 mm 0.0395
 juego maximo 0.0195 mm
 se comprueba que el eje queda en un ajuste de interferencia ya que es mayor el diámetro del eje que el del agujero

Tolerancias del engrane N1 sobre el eje central

$D =$ diámetro básico del agujero 65 mm
 $\Delta d =$ Intervalo de tolerancia del agujero IT6 0.019 mm
 $\hat{d}_F =$ ajuste max J6 0.012 mm
 ajuste min J6 -0.007 mm
 $d_{\min} = d + \hat{d}_F =$
 $d_{\max} = d + \hat{d}_F + \Delta d =$
 $D_{\max} =$ 65.019

se toman las formulas que sugiere el autor Shigley para interferencias k,n,p,s y u

$d_{\min} = d + \hat{d}_F =$ 64.993 mm Tolerancia en plano -0.007
 $d_{\max} = d + \hat{d}_F + \Delta d =$ 65.0310 mm 0.0310
 juego maximo 0.0380 mm
 JUEGO MAXIMO A CONSIDERAR PARA N1 0.0575 mm
 DEFLEXIÓN DEL EJE CENTRAL EN LA ZONA DE N1 0.01073 mm
 JUEGO MAXIMO PERMITIDO PARA ENGRANES RECTOS 0.0682 mm Juego aceptable en el engrane N1
 .0762MM

Tolerancias del engrane N3 sobre el eje central

$D =$	diámetro basico del agujero	73 mm
$\Delta\hat{d} =$	Intervalo de tolerancia del agujero IT6	0.019 mm
$\hat{d}_F =$	ajuste max J6	0.012 mm
	ajuste min J6	-0.007 mm

$$d_{\min} = d + \hat{d}_F =$$

$$d_{\max} = d + \hat{d}_F + \Delta d =$$

$$D_{\max} = 73.019$$

se toman las formulas que sugiere el autor Shigley para interferencias k,n,p,s y u

$$d_{\min} = d + \hat{d}_F = 72.993 \text{ mm}$$

Tolerancia en plano -0.007

$$d_{\max} = d + \hat{d}_F + \Delta d = 73.0310 \text{ mm}$$

0.0310

juego maximo 0.0380 mm

JUEGO MAXIMO A CONSIDERAR PARA N1 0.0575 mm

DEFLEXIÓN DEL EJE CENTRAL EN LA ZONA DE N3 0.01073 mm

JUEGO MAXIMO PERMITIDO PARA ENGRANES RECTOS .0762MM

Juego aceptable en el engrane N3

Cálculo de ajustes y tolerancias del eje lateral a 540 rpm

Rodamientos del eje lateral 540 rpm

Marca	Grado de tolerancia	Ajuste
SKFN311ECP	IT5/2	n5
SKF_NU 2311	IT5/2	n5
SKF_NIG 2313 VH	IT5/2	n5

Ajuste optenemos de la norma ISO 286-2:2010 de la tabla 25 el ajuste al diámetro que se tienen que son 55 mm

ISO 286-2:2010(E)



Table 25 — Limit deviations for shafts (fundamental deviations m and n)
Upper limit deviation = *es*
Lower limit deviation = *ei*

Deviations in micrometres

Nominal size mm		m							n						
Above	Up to and including	3	4	5	6	7	8	9	3	4	5	6	7	8	9
—	3	+4 +2	+5 +2	+6 +2	+8 +2	+12 +2	+16 +2	+27 +2	+6 +4	+7 +4	+8 +4	+10 +4	+14 +4	+18 +4	+29 +4
3	6	+6,5 +4	+8 +4	+9 +4	+12 +4	+16 +4	+22 +4	+34 +4	+10,5 +8	+12 +8	+13 +8	+16 +8	+20 +8	+26 +8	+38 +8
6	10	+8,5 +6	+10 +6	+12 +6	+15 +6	+21 +6	+28 +6	+42 +6	+12,5 +10	+14 +10	+16 +10	+19 +10	+25 +10	+32 +10	+46 +10
10	18	+10 +7	+12 +7	+15 +7	+18 +7	+25 +7	+34 +7	+50 +7	+15 +12	+17 +12	+20 +12	+23 +12	+30 +12	+39 +12	+55 +12
18	30	+12 +8	+14 +8	+17 +8	+21 +8	+29 +8	+41 +8	+60 +8	+19 +15	+21 +15	+24 +15	+28 +15	+36 +15	+48 +15	+67 +15
30	50	+13 +9	+16 +9	+20 +9	+25 +9	+34 +9	+48 +9	+71 +9	+21 +17	+24 +17	+28 +17	+33 +17	+42 +17	+56 +17	+79 +17
50	80		+19 +11	+24 +11	+30 +11	+41 +11			+28 +20	+33 +20	+39 +20	+50 +20			
80	120		+23 +13	+28 +13	+35 +13	+48 +13			+33 +23	+38 +23	+45 +23	+58 +23			
120	180		+27 +15	+33 +15	+40 +15	+55 +15			+39 +27	+45 +27	+52 +27	+67 +27			
180	250		+31 +17	+37 +17	+46 +17	+63 +17			+45 +31	+51 +31	+60 +31	+77 +31			
250	315		+36 +20	+43 +20	+52 +20	+72 +20			+50 +34	+57 +34	+66 +34	+86 +34			
315	400		+39 +21	+46 +21	+57 +21	+78 +21			+55 +37	+62 +37	+73 +37	+94 +37			
400	500		+43 +23	+50 +23	+63 +23	+86 +23			+60 +40	+67 +40	+80 +40	+103 +40			

Para el intervalo de tolerancia optenemos de la norma ISO 286-2:2010 de la tabla 1 el ajuste al diámetro que se tienen que son 55 mm



ISO 286-2:2010(E)

Table 1 — Values of standard tolerance grades for nominal sizes up to 3 150 mm

NOTE This table, taken from ISO 286-1:2010, has been included in this part of ISO 286 to facilitate the use and understanding of the tables for limit deviations and of Figures 1 and 2.

Nominal size mm	Standard tolerance grades																				
	IT01	IT0	IT1	IT2	IT3	IT4	IT5	IT6	IT7	IT8	IT9	IT10	IT11	IT12	IT13	IT14	IT15	IT16	IT17	IT18	
Up to and including	Standard tolerance values																				
	μm																				
	mm																				
—	3	0,3	0,5	0,8	1,2	2	3	4	6	10	14	25	40	80	0,1	0,14	0,25	0,4	0,6	1	1,4
3	6	0,4	0,6	1	1,5	2,5	4	5	8	12	18	30	48	75	0,12	0,18	0,3	0,48	0,75	1,2	1,8
6	10	0,4	0,6	1	1,5	2,5	4	6	9	15	22	36	58	90	0,15	0,22	0,36	0,58	0,9	1,5	2,2
10	18	0,5	0,8	1,2	2	3	5	8	11	18	27	43	70	110	0,18	0,27	0,43	0,7	1,1	1,8	2,7
18	30	0,6	1	1,5	2,5	4	6	9	13	21	33	52	84	130	0,21	0,33	0,52	0,84	1,3	2,1	3,3
30	50	0,6	1	1,5	2,5	4	7	11	16	25	39	62	100	160	0,25	0,39	0,62	1	1,6	2,5	3,9
50	80	0,8	1,2	2	3	5	8	13	19	30	46	74	120	190	0,3	0,46	0,74	1,2	1,9	3	4,6
80	120	1	1,5	2,5	4	6	10	15	22	35	54	87	140	220	0,35	0,54	0,87	1,4	2,2	3,5	5,4
120	180	1,2	2	3,5	5	8	12	18	25	40	63	100	160	250	0,4	0,63	1	1,6	2,5	4	6,3
180	250	2	3	4,5	7	10	14	20	29	46	72	115	185	290	0,46	0,72	1,15	1,85	2,9	4,6	7,2
250	315	2,5	4	6	8	12	16	23	32	52	81	130	210	320	0,52	0,81	1,3	2,1	3,2	5,2	8,1
315	400	3	5	7	9	13	18	25	36	57	89	140	230	360	0,57	0,89	1,4	2,3	3,6	5,7	8,9
400	500	4	6	8	10	15	20	27	40	63	97	155	250	400	0,63	0,97	1,55	2,5	4	6,3	9,7
500	630		9	11	16	22	32	44	70	110	175	280	440	0,7	1,1	1,75	2,8	4,4	7	11	
630	800		10	13	18	25	36	50	80	125	200	320	500	0,8	1,25	2	3,2	5	8	12,5	
800	1 000		11	15	21	28	40	56	90	140	230	360	560	0,9	1,4	2,3	3,6	5,6	9	14	
1 000	1 250		13	18	24	33	47	66	105	165	260	420	660	1,05	1,65	2,6	4,2	6,6	10,5	16,5	
1 250	1 600		15	21	29	39	55	78	125	195	310	500	780	1,25	1,95	3,1	5	7,8	12,5	19,5	
1 600	2 000		18	25	35	46	65	92	150	230	370	600	920	1,5	2,3	3,7	6	9,2	15	23	
2 000	2 500		22	30	41	55	78	110	175	280	440	700	1 100	1,75	2,8	4,4	7	11	17,5	28	
2 500	3 150		26	36	50	68	96	135	210	330	540	860	1 350	2,1	3,3	5,4	8,6	13,5	21	33	

$D =$ diámetro basico del agujero 55 mm

$\Delta d =$ Intervalo de tolerancia del agujero IT5/2 (se usa entre dos el IT5 por recomendación del fabricante SKF) 0.0065 mm

$\hat{d}_F =$ ajuste max n6 0.033 mm
ajuste min n6 0.02 mm
0.013

$d_{min} = d + \hat{d}_F =$

$d_{max} = d + \hat{d}_F + \Delta d =$

$D_{max} =$ 55.0065

se toman las formulas que sugiere el autor Shigley para interferencias k,n,p,s y u

$d_{min} = d + \hat{d}_F =$ 55.020 mm Tolerancia en plano 0.020

$d_{max} = d + \hat{d}_F + \Delta d =$ 55.0395 mm 0.0395

juego máximo 0.0195 mm

se comprueba que el eje queda en un ajuste de interferencia ya que es mayor el diámetro del eje que el del agujero

Tolerancias del engrane N5 sobre el eje central

$D =$ diámetro basico del agujero 75 mm

$\Delta d =$ Intervalo de tolerancia del agujero IT6 0.019 mm

$\hat{d}_F =$ ajuste max J6 0.012 mm

ajuste min J6 -0.007 mm

$d_{min} = d + \hat{d}_F =$

$d_{max} = d + \hat{d}_F + \Delta d =$

$D_{max} =$ 75.019

se toman las formulas que sugiere el autor Shigley para interferencias k,n,p,s y u

$d_{min} = d + \hat{d}_F =$ 74.993 mm Tolerancia en plano -0.007

$d_{max} = d + \hat{d}_F + \Delta d =$ 75.0310 mm 0.0310

juego máximo 0.0380 mm

JUEGO MAXIMO A CONSIDERAR PARA N1 0.0575 mm

DEFLEXIÓN DEL EJE CENTRAL EN LA ZONA DE N5 0.01073 mm

JUEGO MAXIMO PERMITIDO PARA ENGRANES RECTOS

.0762MM 0.0682 mm Juego aceptable en el engrane N5

Tolerancias del RODAMIENTO SKF_NU 2311

$D =$	diámetro basico del agujero	55 mm	
$\Delta\hat{c} =$	Intervalo de tolerancia del agujero IT5/2 (se usa entre dos el IT5 por recomendación del fabricante SKF)	0.0065 mm	
$\hat{c}_F =$	ajuste max n6 ajuste min n6	0.033 mm 0.02 mm	
$d_{\min} = d + \hat{c}_F =$			0.013
$d_{\max} = d + \hat{c}_F + \Delta d =$			
$D_{\max} =$		55.0065	

se toman las formulas que sugiere el autor Shigley para interferencias k,n,p,s y u

		55.020 mm	Tolerancia en plano 0.020
$d_{\min} = d + \hat{c}_F =$		55.0395 mm	0.0395
$j_{u\epsilon} d_{\max} = d + \hat{c}_F + \Delta\hat{c} =$		0.0195 mm	

JUEGO MAXIMO A CONSIDERAR PARA RODAMIENTOS DEL EJE LATERAL DEFLEXIÓN DEL EJE CENTRAL EN LA ZONA

	0.0390 mm		
	mm		Juego aceptable en el engrane N5

JUEGO MAXIMO PERMITIDO PARA ENGRANES RECTOS .0762MM

	0.0390 mm		N5
--	-----------	--	----

Tolerancias del RODAMIENTO SKF_NJG 2313 VH

$D =$	diámetro basico del agujero	65 mm	
$\Delta\hat{c} =$	Intervalo de tolerancia del agujero IT5/2 (se usa entre dos el IT5 por recomendación del fabricante SKF)	0.0065 mm	
$\hat{c}_F =$	ajuste max n6 ajuste min n6	0.033 mm 0.02 mm	
$d_{\min} = d + \hat{c}_F =$			0.013
$d_{\max} = d + \hat{c}_F + \Delta d =$			
$D_{\max} =$		65.0065	

se toman las formulas que sugiere el autor Shigley para interferencias k,n,p,s y u

		65.020 mm	Tolerancia en plano 0.020
$d_{\min} = d + \hat{c}_F =$		65.0395 mm	0.0395
$d_{\max} = d + \hat{c}_F + \Delta\hat{c} =$		0.0195 mm	
juego máximo		0.0195 mm	

JUEGO MAXIMO A CONSIDERAR PARA RODAMIENTOS DEL EJE LATERAL DEFLEXIÓN DEL EJE CENTRAL EN LA ZONA

	0.0195 mm		
	mm		Juego aceptable en el engrane N5

JUEGO MAXIMO PERMITIDO PARA ENGRANES .0762MM

	0.0195 mm		N5
--	-----------	--	----

Cálculo de ajustes y tolerancias del eje lateral a 1000 rpm

Rodamientos del eje lateral 540 rpm

Marca	Grado de tolerancia	Ajuste
SKFN311ECP	IT5/2	n5
SKF_NU 2311	IT5/2	n5
SKF_NJG 2313 VH	IT5/2	n5

Ajuste optenemos de la norma ISO 286-2:2010 de la tabla 25 el ajuste al diámetro que se tienen que son 55 mm

ISO 286-2:2010(E)



Table 25 — Limit deviations for shafts (fundamental deviations m and n)

Upper limit deviation = *es*
Lower limit deviation = *ei*

Deviations in micrometres

Nominal size mm	m								n							
	3	4	5	6	7	8	9	3	4	5	6	7	8	9		
—	+4 +2	+5 +2	+6 +2	+8 +2	+12 +2	+16 +2	+27 +2	+6 +4	+7 +4	+8 +4	+10 +4	+14 +4	+18 +4	+29 +4		
3	+6.5 +4	+8 +4	+9 +4	+12 +4	+16 +4	+22 +4	+34 +4	+10.5 +8	+12 +8	+13 +8	+16 +8	+20 +8	+26 +8	+38 +8		
6	+8.5 +6	+10 +6	+12 +6	+15 +6	+21 +6	+28 +6	+42 +6	+12.5 +10	+14 +10	+16 +10	+19 +10	+25 +10	+32 +10	+46 +10		
10	+10 +7	+12 +7	+15 +7	+18 +7	+25 +7	+34 +7	+50 +7	+15 +12	+17 +12	+20 +12	+23 +12	+30 +12	+39 +12	+55 +12		
18	+12 +8	+14 +8	+17 +8	+21 +8	+29 +8	+41 +8	+60 +8	+19 +15	+21 +15	+24 +15	+28 +15	+36 +15	+48 +15	+67 +15		
30	+13 +9	+16 +9	+20 +9	+25 +9	+34 +9	+48 +9	+71 +9	+21 +17	+24 +17	+28 +17	+33 +17	+42 +17	+56 +17	+79 +17		
50		+19 +11	+24 +11	+30 +11	+41 +11				+28 +20	+33 +20	+39 +20	+50 +20				
80			+23 +13	+28 +13	+35 +13	+48 +13			+33 +23	+38 +23	+45 +23	+58 +23				
120			+27 +15	+33 +15	+40 +15	+55 +15			+39 +27	+45 +27	+52 +27	+67 +27				
180			+31 +17	+37 +17	+46 +17	+63 +17			+45 +31	+51 +31	+60 +31	+77 +31				
250			+36 +20	+43 +20	+52 +20	+72 +20			+50 +34	+57 +34	+66 +34	+86 +34				
315			+39 +21	+46 +21	+57 +21	+78 +21			+55 +37	+62 +37	+73 +37	+94 +37				
400			+43 +23	+50 +23	+63 +23	+86 +23			+60 +40	+67 +40	+80 +40	+103 +40				

Para el intervalo de tolerancia optenemos de la norma ISO 286-2:2010 de la tabla 1 el ajuste al diámetro que se tienen que

ISO 286-2:2010(E)



Table 1 — Values of standard tolerance grades for nominal sizes up to 3 150 mm

NOTE This table, taken from ISO 286-1:2010, has been included in this part of ISO 286 to facilitate the use and understanding of the tables for limit deviations and of Figures 1 and 2.

Nominal size mm	IT01	IT0	IT1	IT2	IT3	IT4	IT5	Standard tolerance grades															
								IT6	IT7	IT8	IT9	IT10	IT11	IT12	IT13	IT14	IT15	IT16	IT17	IT18			
—	3	0.3	0.5	0.8	1.2	2	3	4	6	10	14	25	40	60	0.1	0.14	0.25	0.4	0.6	1	1.4		
3	6	0.4	0.6	1	1.5	2.5	4	5	8	12	18	30	48	75	0.12	0.18	0.3	0.48	0.75	1.2	1.8		
6	10	0.4	0.6	1	1.5	2.5	4	6	9	15	22	36	58	90	0.15	0.22	0.36	0.58	0.9	1.5	2.2		
10	18	0.5	0.8	1.2	2	3	5	8	11	18	27	43	70	110	0.18	0.27	0.43	0.7	1.1	1.8	2.7		
18	30	0.6	1	1.5	2.5	4	6	9	13	21	33	52	84	130	0.21	0.33	0.52	0.84	1.3	2.1	3.3		
30	50	0.6	1	1.5	2.5	4	7	11	16	25	39	62	100	160	0.25	0.39	0.62	1	1.6	2.5	3.9		
50	80	0.8	1.2	2	3	5	8	13	19	30	46	74	120	190	0.3	0.46	0.74	1.2	1.9	3	4.6		
80	120	1	1.5	2.5	4	6	10	15	22	35	54	87	140	220	0.35	0.54	0.87	1.4	2.2	3.5	5.4		
120	180	1.2	2	3	5	8	12	18	25	40	63	100	160	250	0.4	0.63	1	1.6	2.5	4	6.3		
180	250	2	3	4.5	7	10	14	20	29	46	72	115	185	290	0.46	0.72	1.15	1.85	2.9	4.6	7.2		
250	315	2.5	4	6	8	12	16	23	32	52	81	130	210	320	0.52	0.81	1.3	2.1	3.2	5.2	8.1		
315	400	3	5	7	9	13	18	26	36	57	89	140	230	360	0.57	0.89	1.4	2.3	3.6	5.7	8.9		
400	500	4	6	8	10	15	20	27	40	63	97	155	250	400	0.63	0.97	1.55	2.5	4	6.3	9.7		
500	630																						
630	800																						
800	1 000																						
1 000	1 250																						
1 250	1 600																						
1 600	2 000																						
2 000	2 500																						
2 500	3 150																						

RODAMIENTO SKFN311ECP

$D =$ diámetro básico del agujero 55 mm

$\Delta\hat{d} =$ Intervalo de tolerancia del agujero IT5/2 (se usa entre dos el IT5 por recomendación del fabricante SKF) 0.0065 mm

$\hat{d}_F =$ ajuste max n6 0.033 mm
ajuste min n6 0.02 mm

$d_{\min} = d + \hat{d}_F =$ 0.013

$d_{\max} = d + \hat{d}_F + \Delta\hat{d} =$

$D_{\max} =$ 55.0065

se toman las formulas que sugiere el autor Shigley para interferencias k,n,p,s y u

$d_{\min} = d + \hat{d}_F =$ 55.020 mm Tolerancia en plano 0.020

$d_{\max} = d + \hat{d}_F + \Delta\hat{d} =$ 55.0395 mm 0.0395

juego maximo 0.0195 mm
se comprueba que el eje queda en un ajuste de interferencia ya que es mayor el diámetro del eje que el del agujero

Tolerancias del engrane N7 sobre el eje central

$D =$	diámetro basico del agujero	75 mm
$\Delta\hat{d} =$	Intervalo de tolerancia del agujero IT6	0.019 mm
$\hat{d}_F =$	ajuste max J6	0.012 mm
	ajuste min J6	-0.007 mm
$d_{\min} = d + \hat{d}_F =$		
$d_{\max} = d + \hat{d}_F + \Delta d =$		
$D_{\max} =$		75.019

se toman las formulas que sugiere el autor Shigley para interferencias k,n,p,s y u

$d_{\min} = d + \hat{d}_F =$	74.993 mm	Tolerancia en plano -0.007
$d_{\max} = d + \hat{d}_F + \Delta\hat{d} =$	75.0310 mm	0.0310
juego maximo	0.0380 mm	
JUEGO MAXIMO A CONSIDERAR PARA N1 DEFLEXIÓN DEL EJE CENTRAL EN LA ZONA DE N5	0.0575 mm	
JUEGO MAXIMO PERMITIDO PARA ENGRANES RECTOS .0762MM	0.0575 mm	Juego aceptable en el engrane N5

Tolerancias del RODAMIENTO SKF_NU 2311

$D =$	diámetro basico del agujero	55 mm
$\Delta\hat{d} =$	Intervalo de tolerancia del agujero IT5/2 (se usa entre dos el IT5 por recomendación del fabricante SKF)	0.0065 mm
$\hat{d}_F =$	ajuste max n6	0.033 mm
	ajuste min n6	0.02 mm
$d_{\min} = d + \hat{d}_F =$		0.013
$d_{\max} = d + \hat{d}_F + \Delta d =$		
$D_{\max} =$		55.0065

se toman las formulas que sugiere el autor Shigley para interferencias k,n,p,s y u

$d_{\min} = d + \hat{d}_F =$	55.020 mm	Tolerancia en plano 0.020
$d_{\max} = d + \hat{d}_F + \Delta\hat{d} =$	55.0395 mm	0.0395
juego maximo	0.0195 mm	
JUEGO MAXIMO A CONSIDERAR PARA RODAMIENTOS DEL EJE LATERAL DEFLEXIÓN DEL EJE CENTRAL EN LA ZONA	0.0390 mm	
JUEGO MAXIMO PERMITIDO PARA ENGRANES RECTOS .0762MM	0.0390 mm	Juego aceptable en el engrane N5

Tolerancias del RODAMIENTO SKF_NJG 2313 VH

$D =$	diámetro basico del agujero	65 mm
$\Delta\hat{d} =$	Intervalo de tolerancia del agujero IT5/2 (se usa entre dos el IT5 por recomendación del fabricante SKF)	0.0065 mm
$\hat{d}_F =$	ajuste max n6 ajuste min n6	0.033 mm 0.02 mm
$d_{\min} = d + \hat{d}_F =$		0.013
$d_{\max} = d + \hat{d}_F + \Delta\hat{d} =$		
$D_{\max} =$		65.0065

se toman las formulas que sugiere el autor Shigley para interferencias k,n,p,s y u

$d_{\min} = d + \hat{d}_F =$	65.020 mm	Tolerancia en plano 0.020
$d_{\max} = d + \hat{d}_F + \Delta\hat{d} =$	65.0395 mm	0.0395
juego maximo	0.0195 mm	

JUEGO MAXIMO A CONSIDERAR PARA RODAMIENTOS DEL EJE LATERAL DEFLEXIÓN DEL EJE CENTRAL EN LA ZONA

0.0195 mm
mm

Juego aceptable en el engrane N5

JUEGO MAXIMO PERMITIDO PARA ENGRANES .0762MM

0.0195 mm

Cálculo de ajustes y tolerancias del eje de salida lateral a 1000 rpm

RODAMIENTO SKFN311ECP

$D =$	diámetro basico del agujero	55 mm
$\Delta\hat{d} =$	Intervalo de tolerancia del agujero IT5/2 (se usa entre dos el IT5 por recomendación del fabricante SKF)	0.0065 mm
$\hat{d}_F =$	ajuste max n6 ajuste min n6	0.033 mm 0.02 mm
$d_{\min} = d + \hat{d}_F =$		0.013
$d_{\max} = d + \hat{d}_F + \Delta\hat{d} =$		
$D_{\max} =$		55.0065

se toman las formulas que sugiere el autor Shigley para interferencias k,n,p,s y u

$d_{\min} = d + \hat{d}_F =$	55.020 mm	Tolerancia en plano 0.020
$d_{\max} = d + \hat{d}_F + \Delta\hat{d} =$	55.0395 mm	0.0395
juego maximo	0.0195 mm	

se comprueba que el eje queda en un ajuste de interferencia ya que es mayor el diámetro del eje que el del agujero

Tolerancias del engrane N7 sobre el eje central

$D =$	diámetro basico del agujero	75 mm
$\Delta\hat{d} =$	Intervalo de tolerancia del agujero IT6	0.019 mm
$\hat{d}_F =$	ajuste max J6 ajuste min J6	0.012 mm -0.007 mm
$d_{\min} = d + \hat{d}_F =$		
$d_{\max} = d + \hat{d}_F + \Delta\hat{d} =$		
$D_{\max} =$		75.019

se toman las formulas que sugiere el autor Shigley para interferencias k,n,p,s y u

$d_{\min} = d + \hat{d}_F =$	74.993 mm	Tolerancia en plano -0.007
$d_{\max} = d + \hat{d}_F + \Delta\hat{d} =$	75.0310 mm	0.0310
juego maximo	0.0380 mm	

JUEGO MAXIMO A CONSIDERAR PARA N7 DEFLEXIÓN DEL EJE CENTRAL EN LA ZONA DE N5

0.0575 mm
0.01073 mm

Juego aceptable en el engrane N7

JUEGO MAXIMO PERMITIDO PARA ENGRANES RECTOS .0762MM

0.0682 mm

Cálculo de ajustes y tolerancias del eje de salida lateral a 540 rpm

RODAMIENTO SKF N311ECP

$D =$	diámetro básico del agujero	55 mm
$\Delta\hat{d} =$	Intervalo de tolerancia del agujero IT5/2 (se usa entre dos el IT5 por recomendación del fabricante SKF)	0.0065 mm
$\hat{d}_F =$	ajuste max n6 ajuste min n6	0.033 mm 0.02 mm 0.013
$d_{\min} = d + \hat{d}_F =$		
$d_{\max} = d + \hat{d}_F + \Delta d =$		
$D_{\max} =$		55.0065

se toman las formulas que sugiere el autor Shigley para interferencias k,n,p,s y u

$d_{\min} = d + \hat{d}_F =$	55.020 mm	Tolerancia en plano 0.020
$d_{\max} = d + \hat{d}_F + \Delta\hat{d} =$	55.0395 mm	0.0395
juego maximo	0.0195 mm	

se comprueba que el eje queda en un ajuste de interferencia ya que es mayor el diámetro del eje que el del agujero

Tolerancias del engrane N6 sobre el eje central

$D =$	diámetro básico del agujero	63.5 mm
$\Delta\hat{d} =$	Intervalo de tolerancia del agujero IT6	0.019 mm
$\hat{d}_F =$	ajuste max J6 ajuste min J6	0.012 mm -0.007 mm
$d_{\min} = d + \hat{d}_F =$		
$d_{\max} = d + \hat{d}_F + \Delta d =$		
$D_{\max} =$		63.519

se toman las formulas que sugiere el autor Shigley para interferencias k,n,p,s y u

$d_{\min} = d + \hat{d}_F =$	63.493 mm	Tolerancia en plano -0.007
$d_{\max} = d + \hat{d}_F + \Delta\hat{d} =$	63.5310 mm	0.0310
juego maximo	0.0380 mm	
JUEGO MAXIMO A CONSIDERAR PARA N1 DEFLEXIÓN DEL EJE CENTRAL EN LA ZONA DE N6	0.0575 mm 0.01073 mm	
JUEGO MAXIMO PERMITIDO PARA ENGRANES RECTOS .0762MM	0.0682 mm	Juego aceptable en el engrane N6

Cálculo de ajustes y tolerancias para el aro exterior de rodamiento SKF N 311 ECP

RODAMIENTO SKF N311ECP

$D =$	diámetro básico del agujero	120 mm
$\Delta\hat{d} =$	Intervalo de tolerancia del agujero IT5/2 (se usa entre dos el IT5 por recomendación del fabricante SKF)	0.009 mm
$\hat{d}_F =$	ajuste max P6 ajuste min P6	0.061 mm 0.036 mm 0.025
$d_{\min} = d + \hat{d}_F =$		
$d_{\max} = d + \hat{d}_F + \Delta d =$		
$D_{\max} =$		120.009

se toman las formulas que sugiere el autor Shigley para interferencias k,n,p,s y u

$d_{\min} = d + \hat{d}_F =$	120.036 mm	Tolerancia en plano 0.036
$d_{\max} = d + \hat{d}_F + \Delta\hat{d} =$	120.0700 mm	0.0700
juego maximo	0.0340 mm	

se comprueba que el eje queda en un ajuste de interferencia ya que es mayor el diámetro del eje que el del agujero

Cálculo de ajustes y tolerancias para el aro exterior de rodamiento SKF NJG 2313 VH

$D =$	diámetro básico del agujero	140 mm	
$\Delta\hat{c} =$	Intervalo de tolerancia del agujero IT5/2 (se usa entre dos el IT5 por recomendación del fabricante SKF)	0.009 mm	
$\hat{c}_F =$	ajuste max J6	0.036 mm	
	ajuste min J6	0.025 mm	
$d_{\min} = d + \hat{c}_F =$			
$d_{\max} = d + \hat{c}_F + \Delta d =$			
$D_{\max} =$		140.009	
se toman las formulas que sugiere el autor Shigley para interferencias k,n,p,s y u			
$d_{\min} = d + \hat{c}_F =$		140.025 mm	Tolerancia en plano 0.025
$d_{\max} = d + \hat{c}_F + \Delta d =$		140.0450 mm	0.0450
juego máximo		0.0200 mm	
JUEGO MAXIMO A CONSIDERAR PARA N1		0.0540 mm	
DEFLEXIÓN DEL EJE CENTRAL EN LA ZONA DE N6		0.01073 mm	
JUEGO MAXIMO PERMITIDO PARA ENGRANES RECTOS .0762MM		0.0647 mm	Juego aceptable en el engrane N6

Anexo 6 Normas.

- Norma SAE J617 Rev. May92
- Norma ANSI/AGMA 2001-DC04 (Revisión of ANSI/AGMA 2001-C95)
- Norma ISO 286-2
- Norma ISO 500-1-2004
- ASTM A29/A29M-03