



Diseño del accionamiento electromecánico para un sistema de banda transportadora de mineral de hierro

**Harold Alfredo Aley Ávila
William Alexander García Soache**

Universidad Antonio Nariño
Facultad de Ingeniería Mecánica, Electrónica y Biomédica
Ciudad, Colombia
2021

Diseño del accionamiento electromecánico para un sistema de banda transportadora de mineral de hierro

**Harold Alfredo Aley Ávila
William Alexander García Soache**

Proyecto de grado presentado como requisito parcial para optar al título de:
Ingeniero Electromecánico

Director:
Magíster, Jhonattan Bulla Espinosa

Universidad Antonio Nariño
Facultad de Ingeniería Mecánica, Electrónica y Biomédica
Ciudad, Colombia

2021

Dedicamos este trabajo de grado a todas las personas que nos apoyaron emocionalmente y siempre estuvieron con nosotros, que a pesar de los contratiempos que tuvimos y las falencias pudimos terminar nuestros estudios profesionales.

A nuestros padres que siempre estuvieron, y que nos apoyaron todo el tiempo.

A nuestros maestros que tuvieron la paciencia y la dedicación para enseñarnos y nos dieron apoyo emocional.

Para ellos esta dedicatoria de trabajo de grado pues a ellos les debo por su apoyo emocional e incondicional.

Muchas gracias a todos.

Agradecimientos

En primer lugar, nos gustaría agradecer a nuestros tutores y a la universidad Antonio Nariño, por estar siempre con nosotros y a pesar de los altibajos que tuvimos a lo largo de nuestros estudios, les agradecemos por enfocarnos y guiarnos y siempre darnos el apoyo emocional para desarrollar nuestro trabajo de grado.

Por último, pero no por ello menos importante agradecemos a nuestras familias y amigos que siempre estuvieron dándonos apoyo emocional y moral para que siempre tuviéramos fuerzas para poder lograr nuestro trabajo de grado.

Un total agradecimiento a todas estas personas.

Resumen

Se realiza el proceso de diseño de un accionamiento electromecánico de un sistema de banda transportadora para mineral de hierro de capacidad de 2500 ton/hora. A partir de los datos requeridos en el tambor motriz de la banda transportadora se elige el accionamiento más adecuado y se realiza el diseño de detalle de los elementos del sistema motriz, selección de un motor eléctrico de 250 kW y el variador electrónico de frecuencia, la selección de los acoples del reductor al motor y del reductor al tambor de cabeza, la selección del mecanismo de anti retroceso unido al tambor y la selección del reductor de velocidad de ejes paralelos de tres etapas de engranajes. Basados en la transmisión mecánica seleccionada se realiza el cálculo de los engranajes bajo los lineamientos de la norma ISO 6336:2006 y de los ejes bajo criterios de falla por fatiga. Se elaboran los planos de ensamble del accionamiento al tambor motriz y los planos de fabricación del reductor de engranajes. Se concluye que existe una amplia variedad de opciones de disposición, diseño y selección de los equipos, de las cuales se prefirió una de las más óptimas por configuración, simplicidad y operación segura.

Palabras clave: Accionamiento, transmisión mecánica, engranajes, reductor de velocidad, banda transportadora, motor CA, mineral de hierro.

Abstract

It's carried out the design process of an electromechanics drive system for a belt conveyor system for iron ore transportation at 2500 ton per hour. From the requirements in the driving pulley, it is chosen the most convenient drive system and it's performed the detailed design of the mechanical components, such as the selection of the 250 kW electric motor and the electronic frequency inverter, the coupling from the motor to the gearbox and the coupling from the gearbox to the driving pulley, the selection of the backstop mounted in the pulley and the selection of the three gear stages parallel axis gearbox. It's carried out the gear calculus following the ISO 6336:2006 standard and the fatigue strength-based analysis of the shafts. The design process ends with the assembly drawings of the whole drive system and the production drawings of the gearbox. It's found that it exists a wide variety of alternatives of arrangement and equipment options, choosing one of the more optimal in terms of configuration, simplicity and safety.

Keywords: Drive, mechanical transmission, gears, speed reducer, belt conveyor, AC motor, iron ore.

Contenido

Pág.

Contents

1. Capítulo 1: Marco Teórico	20
1.1 Tipos de sistemas de transporte de materiales	20
1.1.1 Bandas transportadoras.....	20
1.1.2 Transportadores de rodillos	21
1.1.3 Transportadores de cangilones.....	22
1.1.4 Transportadores de cadena	22
1.1.5 Transportadores de tornillo	23
1.2 Sistemas de transporte en aplicaciones de minería.....	24
1.2.1 Ventajas del sistema de bandas transportadoras.....	24
▪ Flujo continuo de operación	24
▪ Variedad de materiales	24
▪ Amplio rango de capacidades.....	24
▪ Adaptabilidad	24
▪ Versatilidad en carga y descarga	24
▪ Ventajas ambientales	25
▪ Ventajas económicas.....	25
1.2.2 Sistemas de bandas transportadoras en el proceso de minería y transformación del hierro.....	25
1.3 Accionamientos para bandas transportadoras de mineral	26
2. Capítulo 2: Especificaciones de diseño.....	30
2.1 Funciones del accionamiento	30
2.2 Características del material	30
2.3 Características del sistema de banda transportadora	31
2.3.1 Trayectoria de viaje, longitud, carga y descarga	31
2.3.2 Configuración y especificaciones técnicas de la banda transportadora.....	32
2.4 Potencia motriz requerida y parámetros de potencia	34
2.5 Criterios de evaluación	35
3. Capítulo 3: Conceptos de diseño y selección de alternativas	36
3.1 Conceptos de diseño.....	36
3.1.1 Motor	36
3.1.2 Transmisión mecánica	37
3.1.3 Frenos y Backstops	41
3.2 Selección de alternativas óptimas	44
3.2.1 Motor y variador de frecuencia.....	45
3.2.2 Transmisión mecánica	45

3.2.3 Backstop (anti retroceso).....	45
4. Capítulo 4: Diseño de detalle	47
4.1 Selección del motor	48
4.2 Selección del variador de frecuencia.....	48
4.3 Diseño del reductor de velocidad de engranajes.....	49
4.3.1 Selección del reductor de velocidad	49
4.3.2 Diseño de detalle del reductor de velocidad	51
4.4 Selección de los acoples.....	61
4.4.1 Selección del acople HSS	61
4.4.2 Selección del acople LSS.....	62
4.5 Selección del sistema anti retroceso (backstop)	63
5. Conclusiones y recomendaciones	65
5.1 Conclusiones	65
5.2 Recomendaciones	66
A. Anexo A: Hojas de datos de los componentes del sistema motriz	67
A.1. Data sheet del motor	67
A.2. Data sheet del variador de frecuencia	68
A.3. Data sheet del reductor de velocidad	69
A.4. Data sheet del acople HSS	70
A.5. Data sheet del acople LSS.....	71
A.6. Data sheet del anti retorno	72
B. Anexo B: Memoria de cálculo de los engranajes	73
C. Anexo C: Planos de fabricación del reductor de velocidad.....	86
D. Anexo D: Planos de ensamble del sistema motriz	116
Bibliografía	121

Lista de figuras

	Pág.
Figura 1-1: Configuración de una banda transportadora.	21
Figura 1-2: Configuración de un transportador de rodillos.	21
Figura 1-3: Configuración de un transportador de rodillos con sistema motriz.	22
Figura 1-4: Configuración de un transportador de cangilones.	22
Figura 1-5: Configuración de un transportador de cadena.	23
Figura 1-6: Configuración de un transportador de tornillo.	23
Figura 1-7: Etapas del proceso de minería de hierro.	25
Figura 1-8: Esquema de partes de una banda transportadora de mineral.	26
Figura 1-9: Arreglo de banda transportadora sin polea de garganta.	26
Figura 1-10: Arreglo de banda transportadora con polea de garganta.	27
Figura 1-11: Arreglo de banda transportadora con una polea accionamiento.	28
Figura 1-12: Arreglo de banda transportadora con doble polea accionamiento.	28
Figura 1-13: Esquema de componentes de un accionamiento para banda transportadora.	29
Figura 2-1: Trayectoria de viaje de la banda transportadora.	31
Figura 2-2: Esquema del arreglo de descarga.	31
Figura 2-3: Disposición de banda cóncava.	33
Figura 2-4: Ángulos de concavidad del material e inclinación de los rodillos.	33
Figura 3-1: Motorreductor directo al tambor mediante acople.	38
Figura 3-2: Motorreductor y transmisión por correa.	38
Figura 3-3: Motor, reductor de ejes paralelos y acoples.	39
Figura 3-4: Motor, reductor de ejes paralelos y transmisión por cadena.	39
Figura 3-5: Motor, reductor de ejes perpendiculares y acoplamiento directo al tambor.	40
Figura 3-6: Motor, reductor de ejes perpendiculares y transmisión por cadena.	40

Figura 3-7: Reductor montado en el tambor, con transmisión por correa trapezoidal entre motor y reductor.	41
Figura 3-8: Doble accionamiento en dos tambores motrices.	41
Figura 3-9: Backstop con elementos de bloqueo tipo rodillo.	42
Figura 3-10: Backstop con elementos de bloqueo tipo cuña SPRAG.	42
Figura 3-11: Freno de platos.	43
Figura 3-12: Freno de banda.	43
Figura 3-13: Freno de disco.	43
Figura 3-14: Freno de zapata corta.	44
Figura 3-15: Freno de cono.	44
Figura 3-16: Freno de zapata larga.	44
Figura 4-1: Esquema de ensamble del accionamiento.	47
Figura 4-2: Esquema del reductor seleccionado.	51
Figura 4-3: Elementos rotativos del reductor seleccionado.	52
Figura 4-4: Esquema de montaje del primer eje.	54
Figura 4-5: Diagrama de cuerpo libre del primer eje.	57
Figura 4-6: Diagramas de fuerza cortante y momento flector del primer eje.	58
Figura 4-7: Montaje del acople LSS.	63
Figura 4-8: Esquema de montaje del backstop seleccionado.	64

Lista de tablas

	Pág.
Tabla 4-1: Datos de entrada para el cálculo de los engranajes.	54
Tabla 4-2: Datos de salida del cálculo de los engranajes.	55
Tabla 4-3: Datos de entrada del cálculo de los ejes.	60
Tabla 4-4: Datos de salida del cálculo de los ejes.	61

Introducción

Los sistemas de movimiento de materiales son aplicados para diversos propósitos y se presentan en una gran variedad de configuraciones o arreglos. Se encuentran en la industria en general para cualquier tipo de necesidad en la que se requiera transportar elementos de un lugar a otro. Sistemas de tambor y cable en puertos, puentes grúa en siderúrgicas, bandas transportadoras en aeropuertos, elevadores de cangilones en cementeras, polipastos en talleres metalmecánicos, y transportadores de tornillo en la industria agrícola, son tan solo algunos ejemplos de sistemas y aplicaciones que se podrían mencionar.

En la industria minera también son usados múltiples sistemas para movimiento de materiales, y el transporte de mineral desde la fuente al lugar de acopio puede llegar a cubrir varios kilómetros según la envergadura de la mina. El transporte del mineral se lleva a cabo por lo general mediante transportadores por sistemas de rodillos o por sistemas de bandas, siendo este último de conveniente aplicación cuando el mineral se transporta particulado en cierto grado, como es el caso del mineral de hierro.

La industria siderúrgica sigue siendo partícipe de la economía y tecnología global, y a pesar del desarrollo de nuevos materiales y alternativas, el mineral de hierro es la fuente primaria de dicho sector económico. La República Popular de China, Estados Unidos de América, la Unión Europea, India, Federación Rusa, y Japón, son los mayores consumidores de mineral de hierro (Nakajima, et al. 2018, p. 371); mientras que Australia, Brasil, la República Popular de China, India, y Rusia, encabezan por lejos la producción del mineral (CRU. 2018, p, 35). En Suramérica, además del ya mencionado Brasil, también Venezuela y Chile producen importantes cantidades de mineral; Colombia cuenta con una participación moderada en el mercado regional.

El propósito integral del presente trabajo es diseñar el accionamiento electromecánico de una banda transportadora de mineral de hierro de 2500 toneladas por hora, para lo cual es necesario en primera instancia identificar los requerimientos y parámetros de diseño del sistema motriz de una banda transportadora de mineral de hierro a gran escala. Una vez definidas las especificaciones de diseño, se procede a diseñar los componentes móviles de la transmisión mecánica y seleccionar todos los elementos componentes del accionamiento, finalmente se elaboran los planos de fabricación de la transmisión mecánica y planos de montaje de todo el sistema de accionamiento.

El proyecto está concebido para abarcar la etapa de diseño y selección de los elementos del sistema de accionamiento de la banda transportadora, esto involucra establecer los requerimientos y criterios de diseño, identificación del tipo de componentes requeridos, selección técnica del motor, variador electrónico de frecuencia, acoples de entrada y salida, mecanismo de antirretroceso, selección y diseño de los componentes mecánicos del reductor de velocidad, los engranajes siguiendo la norma ISO 6336:2006 (ISO 6336:2006. 2006). La última etapa concierne el desarrollo de los planos de fabricación del reductor de velocidad y los planos de ensamble del sistema de accionamiento completo.

El proyecto no contempla el proceso de diseño de la banda transportadora y estructuras aledañas, solo del accionamiento o sistema motriz. Sin embargo, si es absolutamente necesario involucrar los parámetros dinámicos de la banda como entrada de datos al sistema de accionamiento.

La metodología se basará en un proceso de diseño en ingeniería basado en planeación de proyectos constando de cuatro fases, como son:

Fase 1 - Definición de especificaciones: Se hará una revisión del estado del arte en la materia y conceptos teóricos. Definición de las funciones de los componentes que se diseñarán o seleccionarán, establecimiento de los requerimientos de diseño, características de potencia y definición de los criterios de evaluación de las alternativas.

Fase 2 - Conceptos de diseño: Se concebirán diferentes alternativas de diseño para el sistema motriz completo y para cada uno de los componentes.

Fase 3 - Selección del diseño óptimo: Con base en los criterios de evaluación definidos en la fase 1, se seleccionará la mejor de las alternativas para cada componente.

Fase 4 - Diseño de detalle: Es la etapa más larga del proyecto en el que se realizarán los procesos de cálculo y de elaboración de planos, consta de las siguientes actividades:

- a) Definición de las características técnicas y selección del motor.
- b) Definición de las características técnicas y selección del variador de frecuencia.
- c) Selección del acoplamiento flexible de motor a reductor.
- d) Diseño de detalle del reductor de velocidad, engranajes, ejes, selección de rodamientos, diseño geométrico de carcasa y elementos adicionales. Elaboración de los planos de fabricación del reductor de velocidad.
- e) Definición de las características técnicas y selección del mecanismo de antirretroceso.
- f) Selección del acoplamiento desde el reductor a la banda transportadora.
- g) Elaboración de los planos de ensamble y montaje del sistema completo.

Como resultados tangibles del documento, además de los cálculos de detalle ilustrados en el cuerpo del trabajo, se incluyen los anexos con las hojas de datos (data sheets) de cada uno de los componentes del sistema motriz tomados directamente de los catálogos de selección de los fabricantes, los planos de fabricación del reductor de velocidad y los planos de montaje del sistema motriz completo.

1. Capítulo 1: Marco Teórico

Los sistemas de transporte electromecánicos son dispositivos mecánicos que permiten el movimiento de materiales de un lugar a otro facilitando su manipulación y procurando el mínimo gasto energético, pueden ser accionados por un sistema motriz, por la acción de la gravedad o de forma manual. Existe una amplia gama de sistemas de transporte de materiales que pueden ser usados para diferentes aplicaciones comerciales, industriales o cotidianas. Dentro de dicho rango de aplicaciones, los sistemas de transporte de materiales por medio de bandas transportadoras son de los más utilizados en la industria.

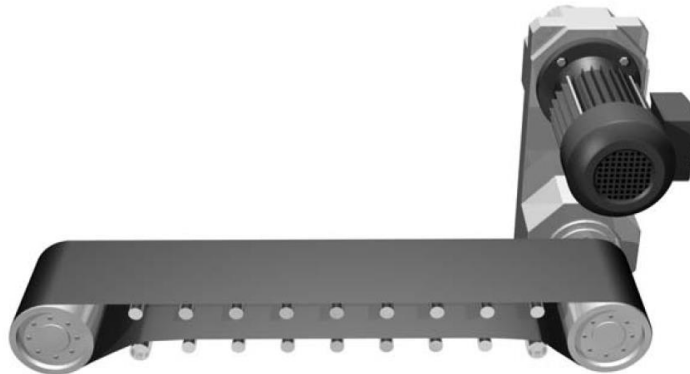
1.1 Tipos de sistemas de transporte de materiales

Para ajustarse a la necesidad de los materiales que se transportarán, hay variedades de sistemas transportadores, dentro de los que cabe mencionar: bandas transportadoras, transportadores de rodillos, transportadores de cadena, transportadores de plataforma, transportadores magnéticos, transportadores de cangilones, transportadores de tornillo, transportadores por vacío o neumáticos, transportadores vibratorios, sistemas de izamiento, entre otros.

1.1.1 Bandas transportadoras

Los sistemas de banda transportadora consisten en bandas continuas extendidas y dispuestas alrededor de dos tambores en los extremos, o en el caso de largas distancias con tambores o rodillos intermedios. La potencia es suministrada por un accionamiento constituido generalmente por motores eléctricos, reductores de velocidad de engranajes, componentes adicionales y estructura (figura 1-1).

Figura 1-1: Configuración de una banda transportadora.



Fuente: SEW. 2001, p. 117.

1.1.2 Transportadores de rodillos

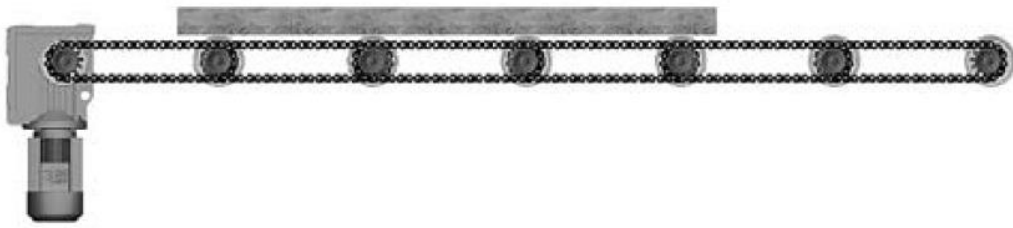
Los sistemas transportadores de rodillos usan rodillos paralelos montados en marcos para transportar el material de forma manual o principalmente por la acción de la gravedad (figura 1-2), una variedad de sistema de rodillos dispone de un sistema motriz (figura 1-3).

Figura 1-2: Configuración de un transportador de rodillos.



Fuente: MOVETEC. 2015, p. 488.

Figura 1-3: Configuración de un transportador de rodillos con sistema motriz.

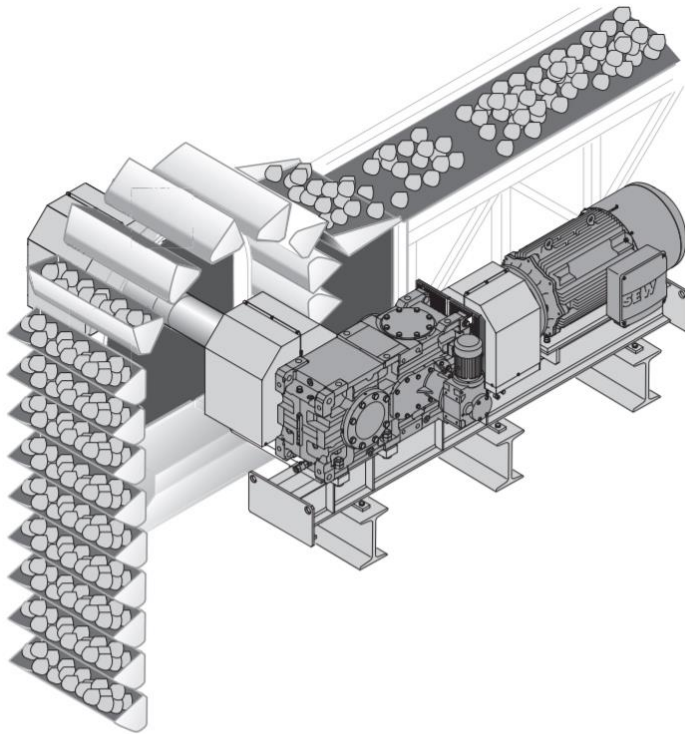


Fuente: SEW. 2001, p. 107.

1.1.3 Transportadores de cangilones

Los sistemas transportadores de cangilones o elevadores de cangilones operan por medio de contenedores o baldes que transportan el material por lo general en movimiento vertical manteniendo una posición horizontal y son girados en la posición superior para verter el material transportado (figura 1-4).

Figura 1-4: Configuración de un transportador de cangilones.

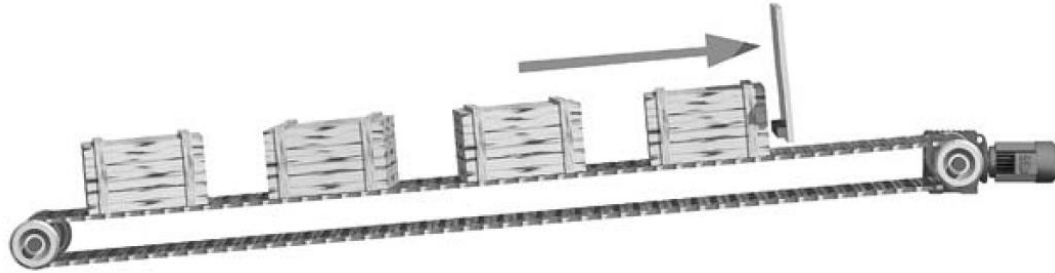


Fuente: SEW. 2018, p. 14.

1.1.4 Transportadores de cadena

Los transportadores de cadena se componen de una o múltiples cadenas de eslabones para mover productos rígidos, por lo general elementos grandes tipo cajas o contenedores (figura 1-5).

Figura 1-5: Configuración de un transportador de cadena.

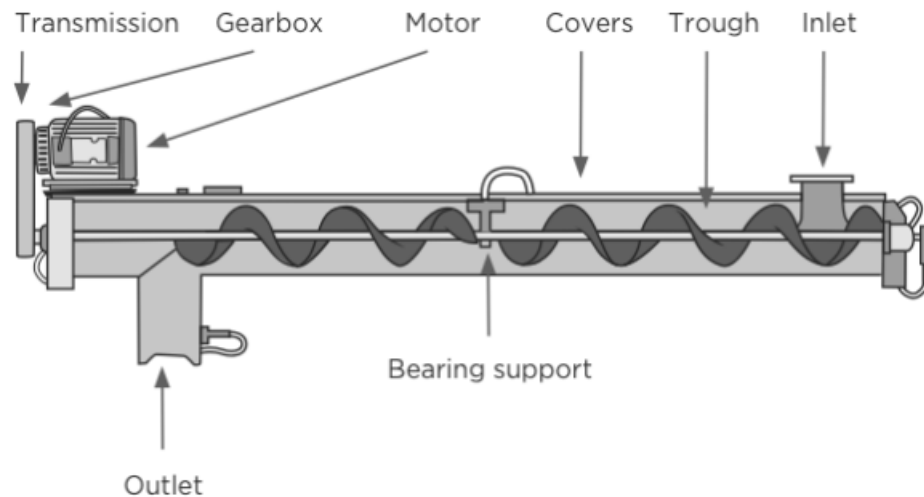


Fuente: SEW. 2001, p. 103.

1.1.5 Transportadores de tornillo

Los sistemas transportadores de tornillo usan elementos helicoidales para transportar el material (por lo general granulado) a través del avance de la hélice dado por la rotación del tornillo (figura 1-6).

Figura 1-6: Configuración de un transportador de tornillo.



Fuente: (<http://www.starsplas.com/horizontal-screw-conveyor/>, 11 de abril de 2021).

1.2 Sistemas de transporte en aplicaciones de minería

Los sistemas bandas transportadoras son los más usados para movimiento de materiales en minería, esto debido a ventajas propias de su configuración como instalación y operación económica, confiabilidad, versatilidad y amplio rango de capacidades.

1.2.1 Ventajas del sistema de bandas transportadoras

- **Flujo continuo de operación**

El material se alimenta y descarga de forma continua, no se requiere un tiempo de espera para carga y descarga ni retrocesos para regresar al punto de carga.

- **Variedad de materiales**

Pueden ser transportados materiales muy finos o materiales en mayores tamaños, diferentes tipos de mineral son extraídos en diversas medidas de la fuente, y el tamaño del ancho de la banda transportadora se ajusta a cada necesidad.

- **Amplio rango de capacidades**

Existen muy pocas características limitantes en la capacidad de transporte de un sistema de banda, son ajustables en cuanto a longitud y ancho para manejar grandes tonelajes y longitudes.

- **Adaptabilidad**

Por tratarse de elementos flexibles, las bandas pueden adaptarse a la trayectoria requerida del terreno de transporte en ángulos de inclinación y curvas de la topografía en sitio. Pueden ser instalados en sistemas mineros a cielo abierto o subterráneos.

- **Versatilidad en carga y descarga**

Se pueden diseñar sistemas con diferentes puntos de carga y descarga o vertientes de bandas para dirigir materiales a diferentes lugares de descarga.

▪ **Ventajas ambientales**

La operación silenciosa y de baja polución son considerables en términos ambientales, características propias de un sistema de transporte por banda.

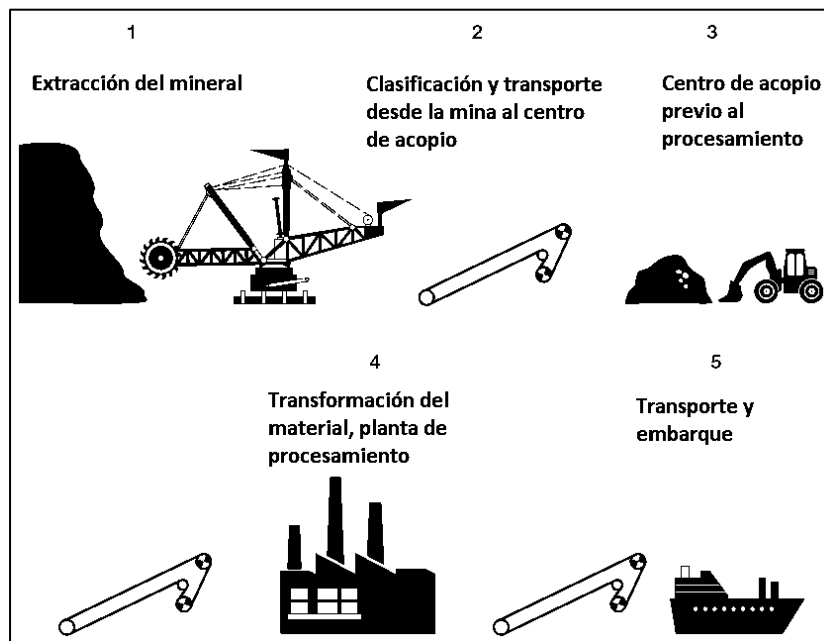
▪ **Ventajas económicas**

Comparativamente las bandas transportadoras ofrecen una operación a costo reducido, por ser elementos livianos consumen menor energía motriz. y el mantenimiento o reparación es relativamente bajo y de fácil intervención.

1.2.2 Sistemas de bandas transportadoras en el proceso de minería y transformación del hierro

En el proceso de minería es indispensable movilizar el material de una estación a otra, actividad en la que los sistemas de bandas transportadoras son dominantes, se utilizan primordialmente en la movilización del material extraído a cielo abierto o en mina subterránea a la estación de acopio, y clasificación, transporte del centro de acopio a la planta de proceso o transformación del mineral, y transporte de la estación de procesamiento hacia el embarque y despacho (ver figura 1-7).

Figura 1-7: Etapas del proceso de minería de hierro.



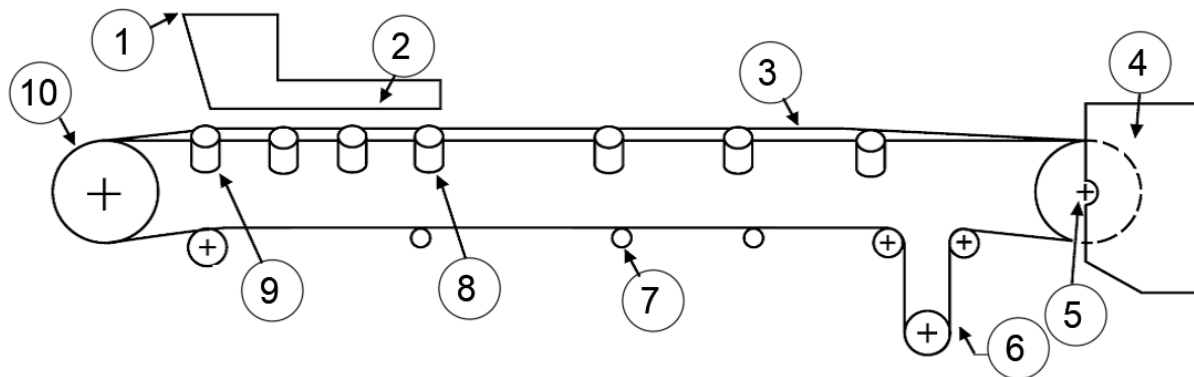
Fuente: Adaptado de CONTINENTAL. 2018, p. 4.

1.3 Accionamientos para bandas transportadoras de mineral

Las bandas transportadoras para mineral están compuestas típicamente por los elementos que se ilustran en la figura 1-8, que a continuación se relacionan de acuerdo con la numeración de la figura:

- (1) Tolva de alimentación.
- (2) Canal de carga.
- (3) Banda o cinta transportadora.
- (4) Tolva de descarga.
- (5) Tambor de cabeza o de descarga y accionamiento o sistema motriz.
- (6) Contrapeso.
- (7) Rodillo de retorno.
- (8) Rodillos de carga o superiores.
- (9) Rodillos de impacto.
- (10) Tambor de cola o de reenvío.

Figura 1-8: Esquema de partes de una banda transportadora de mineral.



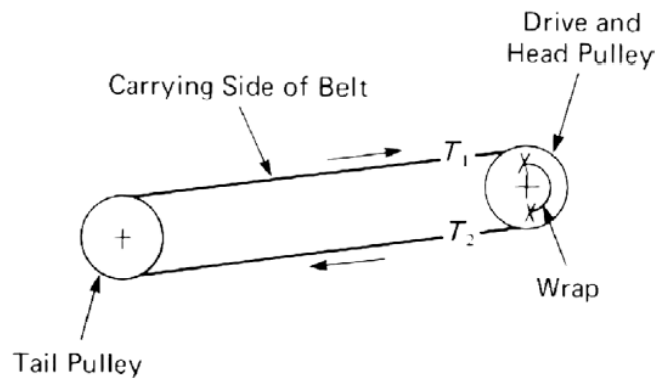
Fuente: Adaptado de CEMA. 2002, p. 52.

La banda transportadora es una cinta de material flexible elongada entre los tambores de cola y cabeza y soportada por rodillos intermedios. Cuando el tambor de cabeza es accionado por el sistema motriz, la banda se mueve debido a la acción de fricción, de esa manera el material que descansa sobre la banda es transportado de un lugar a otro.

El accionamiento por lo general se sitúa en el tambor de cabeza, de esa manera solo la sección de banda que carga el material, está sujeta a la máxima tensión. Para bandas horizontales o inclinadas, el accionamiento está en el tambor de descarga (cabeza), mientras que para bandas declinadas el accionamiento se instala en el tambor de cola. En condiciones de trabajo especiales, el sistema motriz se ubica en otras posiciones.

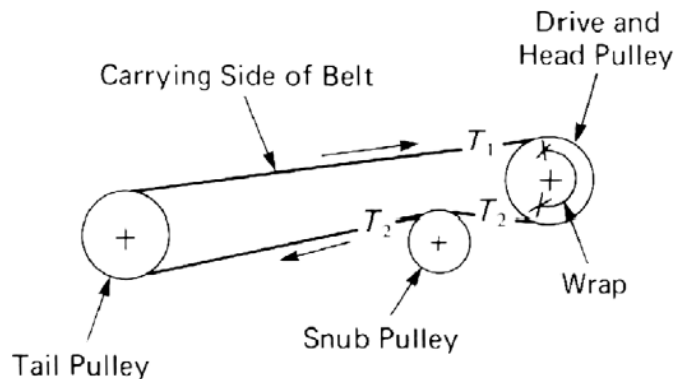
En las figuras 1-9, 1-10, 1-11 y 1-12 se ilustran diferentes tipos de arreglos constructivos de los accionamientos situados en el tambor de cabeza. La selección de la configuración del sistema motriz es influenciada por varios factores, incluyendo los requerimientos de desempeño, la ubicación física preferida, y los costos relacionados con los componentes e instalación y mantenimiento.

Figura 1-9: Arreglo de banda transportadora sin polea de garganta.

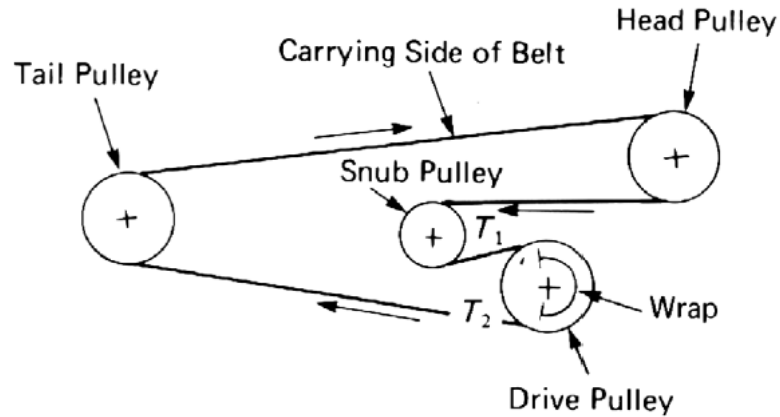


Fuente: CEMA. 2002, p. 144.

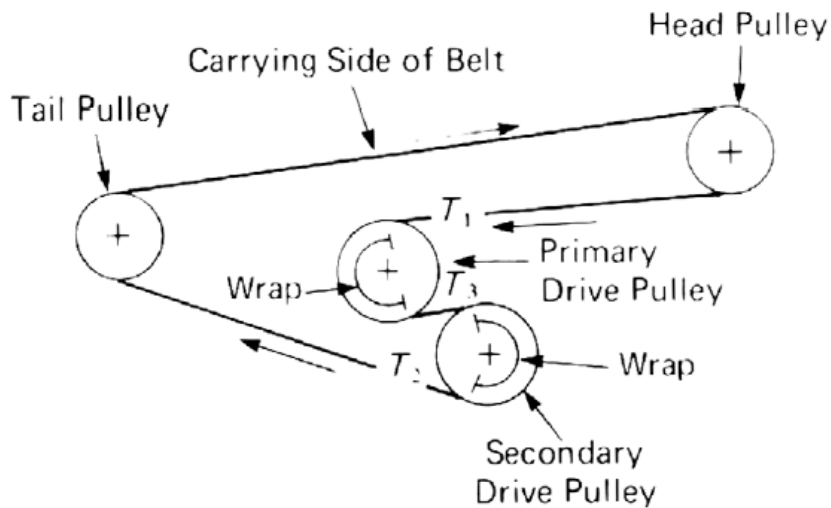
Figura 1-10: Arreglo de banda transportadora con polea de garganta.



Fuente: CEMA. 2002, p. 144.

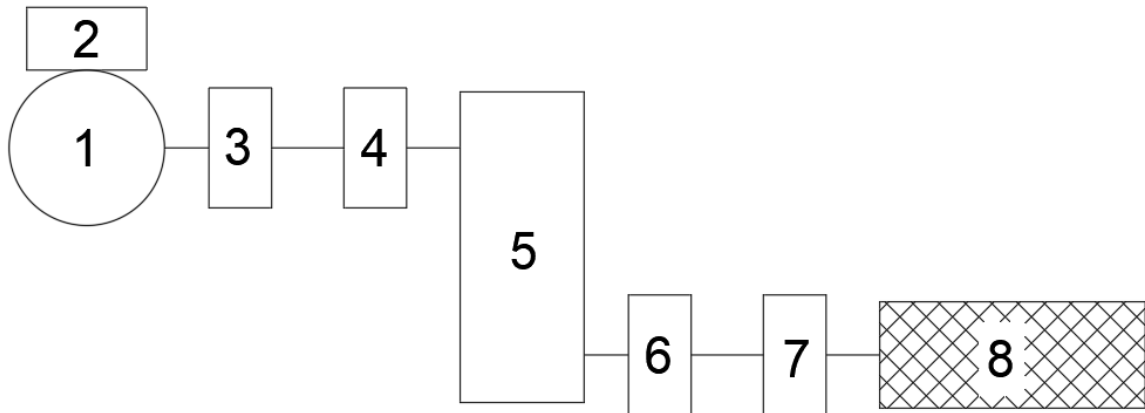
Figura 1-11: Arreglo de banda transportadora con una polea accionamiento.

Fuente: CEMA. 2002, p.145.

Figura 1-12: Arreglo de banda transportadora con doble polea accionamiento.

Fuente: CEMA. 2002, p.146.

El sistema motriz de la banda transportadora normalmente está compuesto por un motor eléctrico, un reductor de velocidad por engranajes, acoplado al eje motriz, en conjunto con los mecanismos necesarios para transmitir la potencia de una unidad a la otra como acoples mecánicos y elementos de seguridad (Figura 1-13).

Figura 1-13: Esquema de componentes de un accionamiento para banda transportadora.

Fuente: Autores.

- (1) Motor eléctrico.
- (2) Variador electrónico (opcional).
- (3) Acople mecánico, acople hidráulico, o de transmisión flexible.
- (4) Anti retorno o backstop (opcional).
- (5) Reductor de velocidad.
- (6) Acople rígido o transmisión flexible.
- (7) Freno industrial.
- (8) Tambor de cabeza (o tambor de cola).

2. Capítulo 2: Especificaciones de diseño

Se identifican a continuación los requerimientos de diseño de forma detallada y cuantitativa de los niveles de desempeño del sistema motriz, configuración del sistema de banda transportadora y características asociadas a la definición de las funciones del dispositivo que debe desarrollarse para accionar la banda.

2.1 Funciones del accionamiento

Las funciones del accionamiento son;

- Recibir la potencia eléctrica del suministro energético y convertirla en potencia mecánica en el tambor de cabeza.
- Transmitir el movimiento al tambor de cabeza con las cantidades de torque y velocidad angular requeridas para la operación de la banda transportadora.
- Proporcionar las condiciones de arranque, aceleración o desaceleración y frenado o antirretorno requeridas.

2.2 Características del material

Definiciones importantes en las especificaciones de la banda transportadora son basadas en las características del material que se debe transportar.

- Material: Mineral de hierro.
- Densidad promedio: $100 - 200 \frac{lb}{ft^3} \cong 1600 a 3200 \frac{kg}{m^3}$.
- Ángulo de reposo: 35° .
- Ángulo de inclinación máximo recomendado: $18^\circ - 20^\circ$.

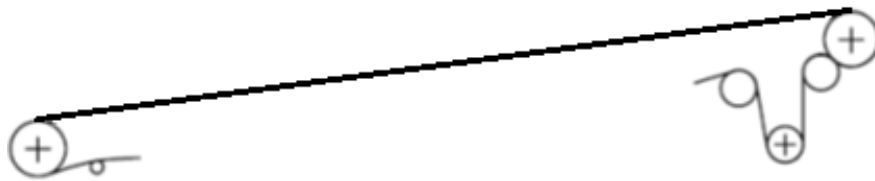
- Codificación: D36, correspondiente a una configuración con terrones de alrededor de $\frac{1}{2}$ pulgadas, con un flujo promedio comparativamente con otros materiales, y condiciones abrasivas medias.

2.3 Características del sistema de banda transportadora

2.3.1 Trayectoria de viaje, longitud, carga y descarga

La banda transportadora se especifica una trayectoria inclinada ascendente (figura 2-1).

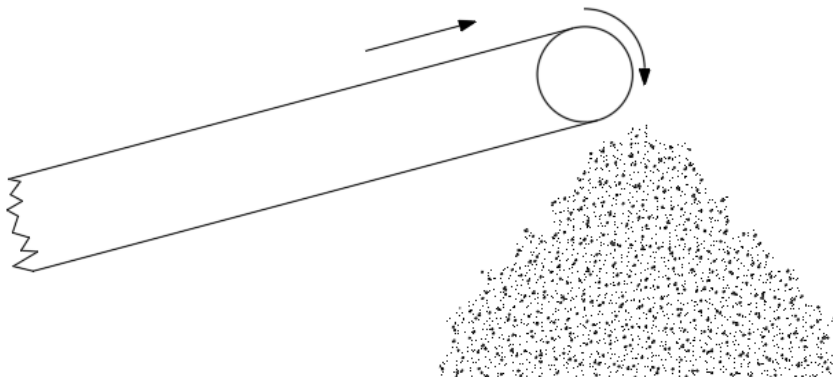
Figura 2-1: Trayectoria de viaje de la banda transportadora.



Fuente: Adaptado de CEMA. 2002, p.53.

La carga de material se especifica mediante una tolva de carga y canal en el lado del tambor de cola (ver figura 1-8). La descarga será única en el tambor de cabeza formando una pila cónica (figura 2-2).

Figura 2-2: Esquema del arreglo de descarga.



Fuente: Autores.

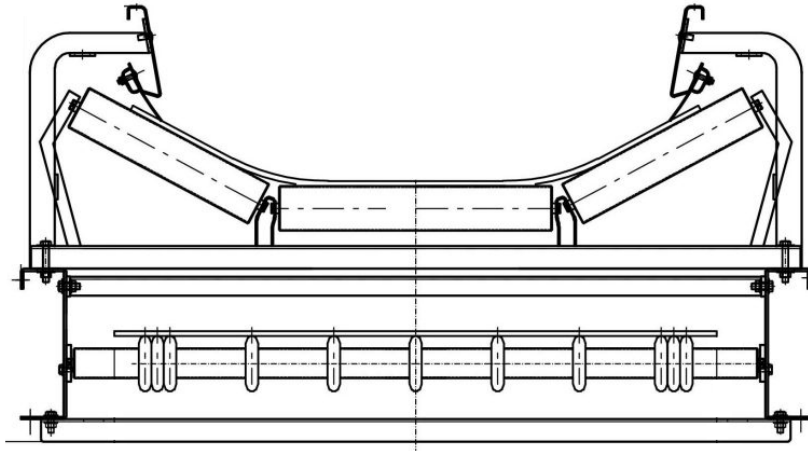
2.3.2 Configuración y especificaciones técnicas de la banda transportadora

La configuración transversal de la banda se define con base en las características del material transportado y de la capacidad requerida. Para el caso, las especificaciones se enumeran a continuación.

- Velocidad de la banda: $600 \frac{ft}{min} \cong 3,05 \frac{m}{s}$
- Tipo de sección de la banda: Banda cóncava (ver figura 2-3).
- Inclinación de los rodillos: 35° (ver figura 2-4).
- Ángulo de concavidad del material: 15° (ver figura 2-4).
- Ancho de la banda: 48 in.
- Diámetro de los rodillos de carga: 6 in.
- Diámetro del tambor de cabeza: 36 in.
- Longitud de la banda (longitud de transporte): $2600 \text{ ft} \cong 792 \text{ m.}$
- Elevación requerida de material: $50 \text{ ft} \cong 15,2 \text{ m.}$
- Capacidad volumétrica de la banda: Para las especificaciones dadas, la capacidad volumétrica de la banda es de aproximadamente $60000 \frac{ft^3}{h}$.
- Capacidad de la banda: En función de la capacidad volumétrica dada y de la densidad del material, la capacidad de la banda varía entre $2700 \frac{ton}{h}$ para el valor de densidad mínimo de $100 \frac{lb}{ft^3}$ y $5400 \frac{ton}{h}$ para el valor de densidad máximo de

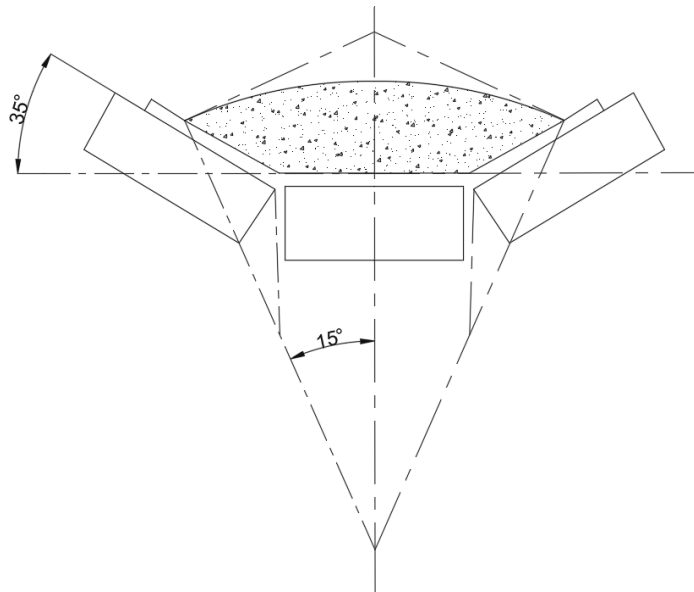
$200 \frac{lb}{ft^3}$. La capacidad nominal del sistema y bajo la cual se diseña el accionamiento es de $2500 \frac{ton}{h}$.

Figura 2-3: Disposición de banda cóncava.



Fuente: Autores

Figura 2-4: Ángulos de concavidad del material e inclinación de los rodillos.



Fuente: Autores

2.4 Potencia motriz requerida y parámetros de potencia

A partir de la velocidad lineal especificada y de la tensión efectiva que debe desarrollarse en la banda para el transporte de la cantidad de material, dependiente a su vez de, la fuerza gravitacional para transportar la carga, la fuerza de resistencia friccional de los componentes del sistema y del propio material, y de la fuerza necesaria para acelerar la carga a la velocidad requerida, se ha establecido el régimen de potencia motriz del accionamiento y la velocidad de rotación del tambor de cabeza a partir de la velocidad lineal de la banda y del diámetro del tambor.

- Potencia requerida: $300 \text{ hp} \cong 225 \text{ kW}$
- Velocidad angular en el tambor de cabeza: $31,8 \text{ rpm}$
- Requisitos de operación: Operación continua, impacto moderado.
- Temperatura ambiente: *Entre 22 °C y 36 °C.*
- Elementos eléctricos y electrónicos anti explosión.
- Condiciones de polvo, humedad y condiciones corrosivas severas.
- Condiciones de impacto moderadas.
- Servicio continuo.
- Altitud sobre el nivel del mar: 6 m .
- Lugar de instalación: Port Hedland – Australia.
- Voltaje nominal: $230 - 400 \text{ V}$.
- Frecuencia: 50 Hz .

2.5 Criterios de evaluación

Las características deseables del sistema motriz se establecen a continuación, con el propósito de esclarecer la selección de alternativas de los componentes durante el proceso de diseño conceptual, en su orden se priorizan los siguientes criterios:

- (1) Desempeño y cumplimiento de las características de potencia requeridas.
- (2) Seguridad de la operación.
- (3) Facilidad de manutención y ensamblaje.
- (4) Bajos costos iniciales, de operación y mantenimiento.
- (5) Vida útil.

3. Capítulo 3: Conceptos de diseño y selección de alternativas

Se establecen a continuación las alternativas de equipos o arreglos de dispositivos que pueden ser utilizados en el accionamiento y considerando las especificaciones técnicas y criterios de evaluación se seleccionarán los mecanismos óptimos para desarrollar el diseño de detalle y selección.

3.1 Conceptos de diseño

Existe una variedad de alternativas de solución al sistema motriz requerido para la banda transportadora, se enumeran a continuación los componentes y las posibilidades, con el propósito de identificarlas y poder seleccionar las opciones óptimas en el diseño.

3.1.1 Motor

- Motor de inducción de corriente alterna con arranque a voltaje completo y acople directo: La relación entre el torque y la velocidad angular es casi lineal, sin embargo, durante el arranque se debe considerar que el torque es altamente variable.
- Motor de inducción de corriente alterna con voltaje de arranque reducido y acople directo: Agregando un arrancador eléctrico tipo SCR (rectificador controlado de silicona) que permite aplicar un voltaje reducido al estator del motor, se puede controlar el torque durante el arranque.
- Motor de rotor bobinado de corriente alterna y acople directo: Es una construcción especial del motor de inducción, muy utilizado en accionamientos de medio y gran

tamaño. Las características pueden ser ajustadas incluyendo resistencia y reactancia en serie con las bobinas del rotor, proporcionando diferentes comportamientos de torque y velocidad angular.

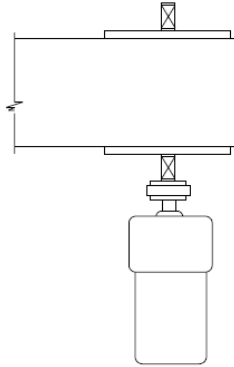
- Motor de corriente continua y acople directo: El comportamiento de torque y velocidad angular está determinado por la curva límite de conmutación del motor. El motor de corriente directa es una buena opción para sistemas de accionamientos múltiples o considerable precisión en el control del torque.
- Motor de inducción de corriente alterna con variador de frecuencia y acople directo: Un controlador electrónico aplica una onda de corriente alterna sintetizada al estator del motor. El motor opera a un torque constante, pero con potencia variable de acuerdo a la velocidad angular, que se manipula con la fuente de frecuencia de voltaje.
- Motor de inducción de corriente alterna con acople hidráulico: El acople hidráulico se monta entre el motor y el reductor de velocidad y provee una aceleración de carga progresiva que se transmite al reductor mientras que el acople absorbe la energía de deslizamiento.
- Motor de inducción de corriente alterna con acople hidro-cinético: Mediante un sistema de control del llenado de fluido en el acople durante el arranque y operación, la velocidad y el torque pueden ser manipulados.
- Motor de inducción de corriente alterna con transmisión mecánica variable: La transmisión mecánica es un reductor de engranajes planetarios con un controlador de presión hidráulico que manipula la salida del reductor.

3.1.2 Transmisión mecánica

Pueden aplicarse diferentes configuraciones de transmisión, por lo general reductores de velocidad de engranajes en diferentes disposiciones de ejes y mecanismos entre motor y reductor o entre reductor y tambor.

- Motorreductor acoplado directamente al tambor: Es la alternativa más sencilla (ver figura 3-1) y económica, se utiliza para sistemas de baja o moderada envergadura.

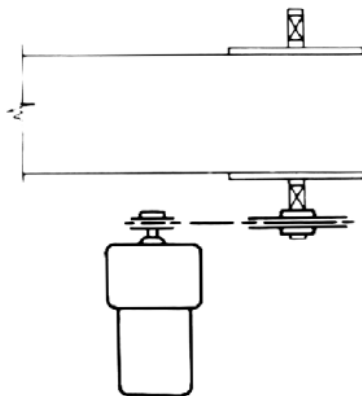
Figura 3-1: Motorreductor directo al tambor mediante acople.



Fuente: CEMA. 2002, p.211.

- Motorreductor y posterior transmisión por correa sincrónica al tambor: Es una configuración que proporciona un grado de flexibilidad a la transmisión y disminuye el tamaño del motorreductor (ver figura 3-2), se instala generalmente en sistemas de pequeño o moderado tamaño.

Figura 3-2: Motorreductor y transmisión por correa.

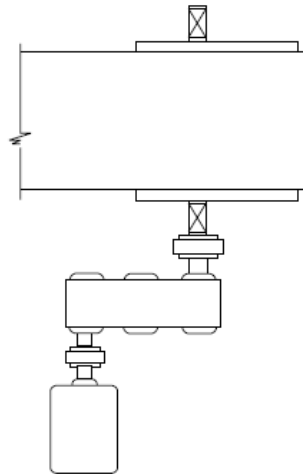


Fuente: CEMA. 2002, p.212.

- Motor, reductor de ejes paralelos, acople de motor a reductor, acoplamiento directo al tambor: Arreglo de fácil mantenimiento, los acoples pueden proporcionar cierta

flexibilidad al sistema (ver figura 3-3), se prefiere en sistemas de tamaño mediano o grande, alta potencia.

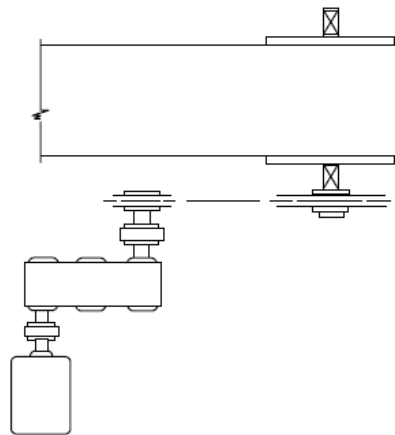
Figura 3-3: Motor, reductor de ejes paralelos y acoples.



Fuente: CEMA. 2002, p.212.

- Motor, reductor de ejes paralelos, acople entre motor y reductor y transmisión por cadena al tambor: Arreglo de fácil mantenimiento, la transmisión por cadena permite cierta flexibilidad (ver figura 3-4), se prefiere en sistemas de gran tamaño y alta potencia.

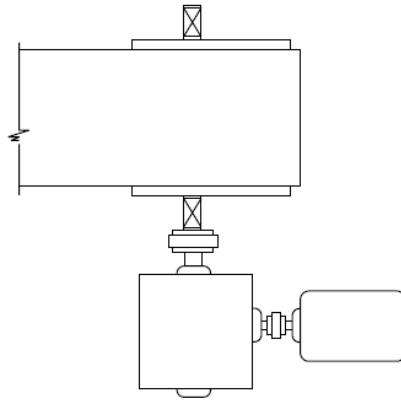
Figura 3-4: Motor, reductor de ejes paralelos y transmisión por cadena.



Fuente: CEMA. 2002, p.212.

- Motor, reductor de ejes perpendiculares, acople entre el motor el reductor y acoplamiento directo al tambor: Es preferible para accionamientos con restricciones de espacio, el reductor puede ser con engranajes cónicos o con engranaje de sinfín y corona (ver figura 3-5), el primero puede involucrar mayores costos y el segundo baja eficiencia.

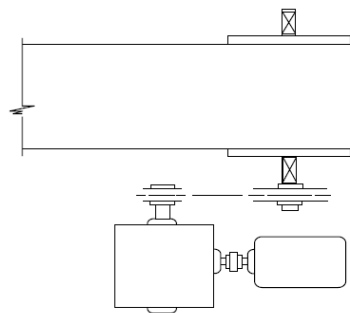
Figura 3-5: Motor, reductor de ejes perpendiculares y acoplamiento directo al tambor.



Fuente: CEMA. 2002, p. 213.

- Motor, reductor de ejes perpendiculares, acople entre el motor y el reductor y transmisión por cadena al tambor: Es preferible para accionamientos con restricciones de espacio, el reductor puede ser con engranajes cónicos o con engranaje de sinfín y corona, el primero puede involucrar mayores costos y el segundo baja eficiencia, preferible para bajas potencias y grandes relaciones de reducción (ver figura 3-6).

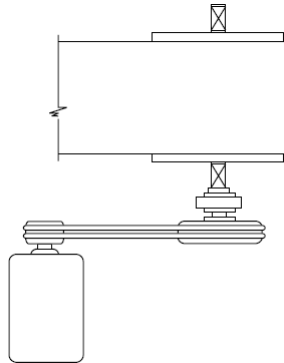
Figura 3-6: Motor, reductor de ejes perpendiculares y transmisión por cadena.



Fuente: CEMA. 2002, p. 213.

- Reductor montado en el tambor, con transmisión por correa trapezoidal entre motor y reductor: El reductor montado directamente en el tambor provee un considerable ahorro de espacio, operación con potencias bajas (ver figura 3-7).

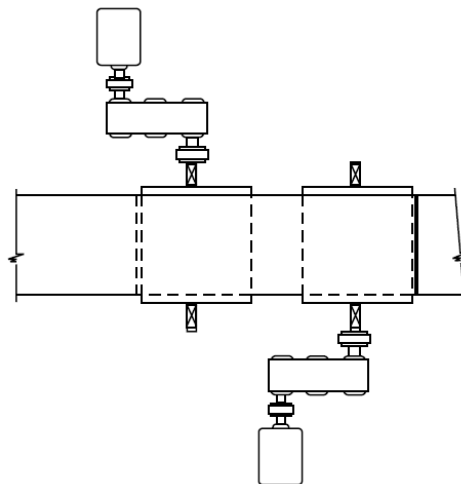
Figura 3-7: Reductor montado en el tambor, con transmisión por correa trapezoidal entre motor y reductor.



Fuente: CEMA. 2002, p.213.

- Doble accionamiento sobre dos tambores motrices, reductores de ejes paralelos con acoplos directos lado motor y lado tambor: Utilizados para grandes requerimientos de potencia (ver figura 3-8).

Figura 3-8: Doble accionamiento en dos tambores motrices.



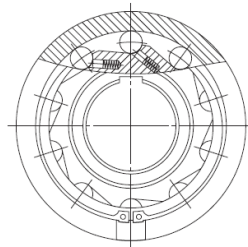
Fuente: CEMA. 2002, p.214.

3.1.3 Frenos y Backstops

Cuando la banda transportadora con inclinación se encuentra cargada y en operación, puede presentarse una parada en el sistema de potencia por diferentes motivos como cortes de suministro de energía, fallas en el motor o componentes de la transmisión. En ese caso la banda tenderá a devolverse por la inclinación del sistema y ocasionar daños en los componentes, operación insegura o largas paradas para ajuste. Para prevenir el movimiento hacia atrás se emplean dispositivos mecánicos como anti retornos “backstops” o frenos. Los primeros trabajan mediante la acción de “traba mecánica”, y los segundos mediante la acción de fuerzas de fricción.

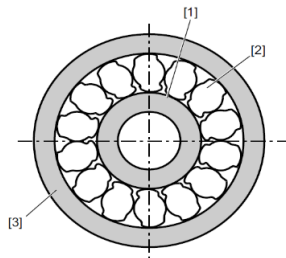
- Backstops: Permiten la rotación del eje en una sola dirección, previniendo la rotación en la dirección indeseable. Los elementos de bloqueo pueden ser cilíndricos (figura 3-9) o de tipo cuña SPRAG (figura 3-10), en esencia están compuestos como se puede observar en la figura 3-10 por una pista interior (1), una pista exterior (3) y el elemento de bloqueo (2).

Figura 3-9: Backstop con elementos de bloqueo tipo rodillo.



Fuente: VULKAN DRIVE TECH. 2010/02, p. 7.

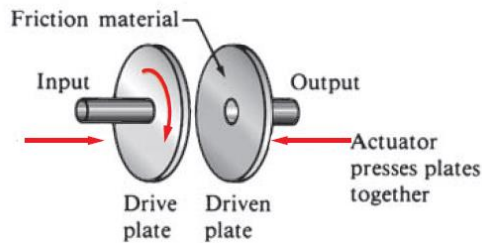
Figura 3-10: Backstop con elementos de bloqueo tipo cuña SPRAG.



Fuente: VULKAN DRIVE TECH. 2010/02, p. 7.

- Frenos: Los frenos con componentes mecánicos que utilizan superficies de fricción como medio de parada de mecanismos (Mott, R. L., Vavrek E.M., and Wang, J. 2018, p. 751) y se clasifican de acuerdo a su geometría general (ver figuras 3-11, 3-12, 3-13, 3-14, 3-15 y 3-16), existen varias alternativas de selección y se usan primordialmente en sistemas de bandas declinadas.

Figura 3-11: Freno de platos.



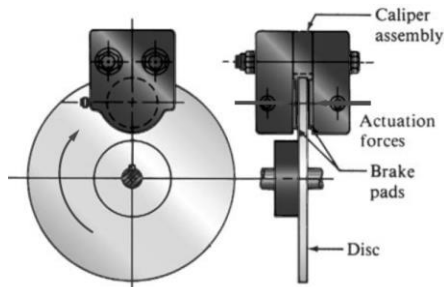
Fuente: Mott, R. L., Vavrek E.M., and Wang, J. 2018, p. 753.

Figura 3-12: Freno de banda.

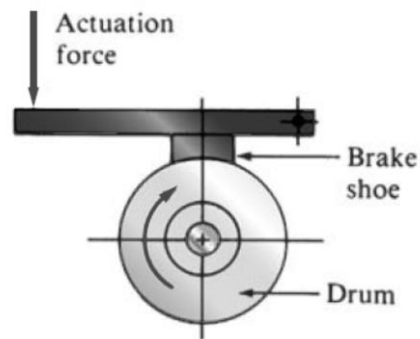


Fuente: Mott, R. L., Vavrek E.M., and Wang, J. 2018, p. 753.

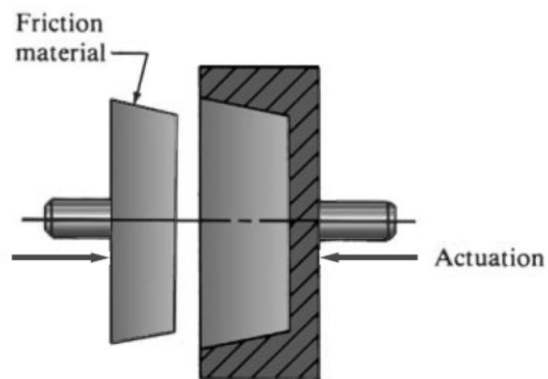
Figura 3-13: Freno de disco.



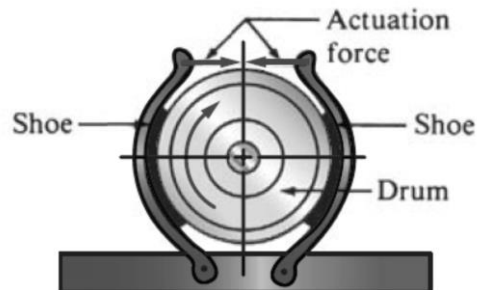
Fuente: Mott, R. L., Vavrek E.M., and Wang, J. 2018, p. 753.

Figura 3-14: Freno de zapata corta.

Fuente: Mott, R. L., Vavrek E.M., and Wang, J. 2018, p. 753.

Figura 3-15: Freno de cono.

Fuente: Mott, R. L., Vavrek E.M., and Wang, J. 2018, p. 753.

Figura 3-16: Freno de zapata larga.

Fuente: Mott, R. L., Vavrek E.M., and Wang, J. 2018, p. 753.

3.2 Selección de alternativas óptimas

La selección del mejor sistema motriz para la banda transportadora de mineral de hierro de 2500 Ton/hora se enmarca dentro de la dependencia de muchas variables, y que varias alternativas pueden cumplir la función solicitada. Sin embargo, y cumpliendo con los requerimientos del proceso y especificaciones, la mejor solución debe ser la que provea buen control de arranque, operación y parada del sistema, a un costo razonable, desempeñando las necesidades de seguridad, medio ambiente, y con alta confiabilidad.

3.2.1 Motor y variador de frecuencia

Se selecciona la opción de motor de inducción de corriente alterna con variador de frecuencia y acople directo al reductor. Cumple con los criterios (1) (2) y (5) plenamente y cuenta con desventajas en el criterio (4) comparativamente con las demás opciones. Sin embargo, la posibilidad de controlar plenamente el arranque y paradas (parte del criterio (1)), sumado a la protección al motor (parte del criterio (2)) y posibilidad de ajuste de velocidad para paradas de mantenimiento (criterio (3)), proporcionan unas ventajas comparativas esenciales.

3.2.2 Transmisión mecánica

Se selecciona la opción de motor, reductor de ejes paralelos, acople de motor a reductor, acoplamiento directo al tambor. Cumple con todos los criterios, con una ventaja superlativa en los criterios (3) y (5). La implementación de variador electrónico de frecuencia permite la selección de un acople elástico en el lado motor y uno semi rígido en el lado tambor, se elimina la necesidad de adicionar una transmisión por elementos flexibles en la salida del reductor en beneficio de disminuir la cantidad de mecanismos. El costo inicial es reducido en comparación con otras de las alternativas planteadas y la eficiencia es alta, disminuyendo así parte de los costos de operación. Se instalará un acople mecánico para transmitir desde el reductor hacia el tambor de cabeza.

3.2.3 Backstop (anti retroceso)

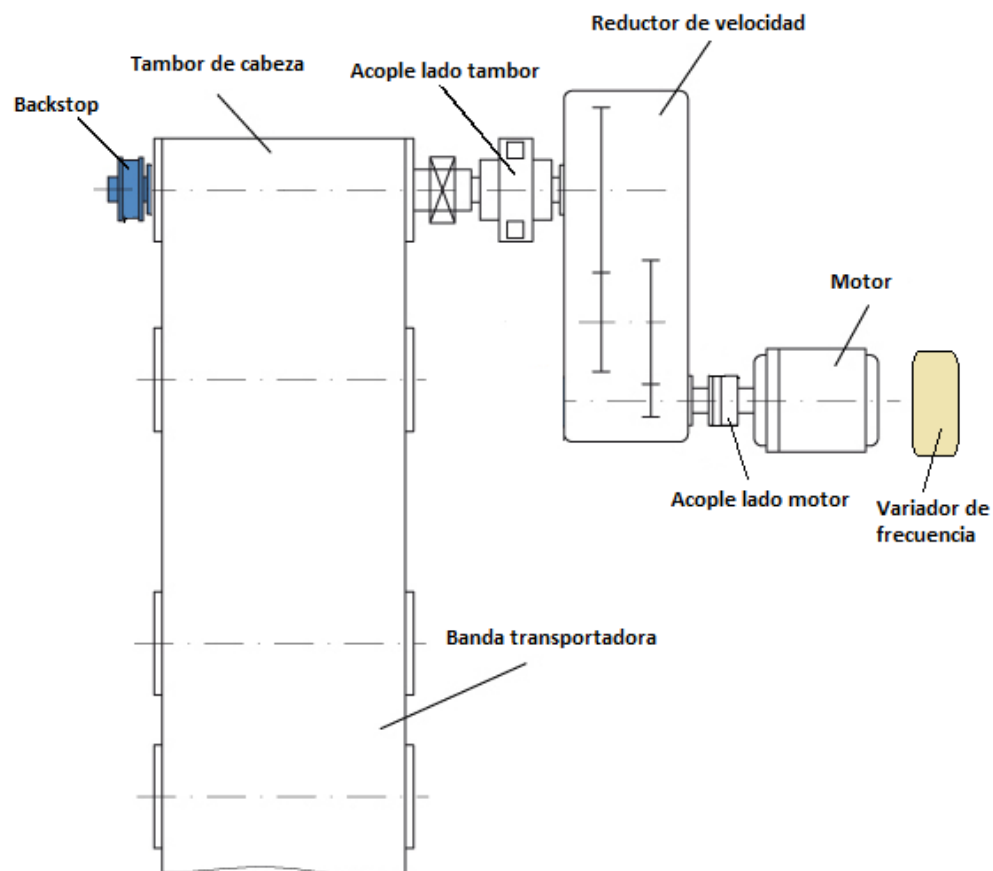
Se selecciona un mecanismo de anti retroceso tipo backstop dado que cumple con la necesidad de evitar la devolución de la carga en caso de falla del sistema motriz, además, por la facilidad de operación (prácticamente nula intervención de un operario) (criterio (3))

y disminución de mecanismos adicionales que implicaría un freno industrial, considerando además que para bandas inclinadas es preferible un anti retorno y que la acción de traba mecánica es inmediata y de mayor sincronización que un sistema de fricción. La vida útil (criterio (5)) del backstop también es beneficiosa en comparación con un freno industrial. En anti retroceso puede además brindar el servicio de frenado de parqueo mientras que el variador de frecuencia daría la opción de control de la velocidad para labores de mantenimiento. En beneficio de la seguridad de operación (criterio (2)) se instalará el backstop en el eje del tambor, permitiendo el desensamble de todo el accionamiento para eventuales labores de servicio de mantenimiento.

4. Capítulo 4: Diseño de detalle

A continuación, se ilustra el proceso de diseño de detalle del accionamiento, compuesto de la selección de los elementos mecánicos y dispositivos eléctricos y electrónicos del sistema motriz, y el proceso de cálculo del reductor de velocidad de engranajes. En la figura 4-1 se ilustran los componentes del accionamiento.

Figura 4-1: Esquema de ensamble del accionamiento.



Fuente: Autores

4.1 Selección del motor

Con base en los requisitos y especificaciones, se selecciona el motor eléctrico del catálogo del fabricante ABB (ABB. 2013.), p. 134) con las siguientes características:

Marca: ABB

Código del motor: M3GP 355 SMB // 3GGP 352 220-••K

Potencia requerida: 225 kW.

Potencia nominal del motor: 250 kW.

Voltaje: 400 V.

Número de polos: 4.

Velocidad del rotor: 1491 *rev/min*.

Torque: 1601 Nm.

Eficiencia: Premium IE3 - 96.6% a plena carga.

Clase térmica: Aislamiento clase F, aumento de temperatura clase B.

Derrateo: No requerido.

Tipo de ejecución: IM3B – Montado sobre patas de la carcasa.

Protección: II 65

Carcasa; Material en fundición de hierro gris.

Tamaño de carcasa: 355-SMB.

Factor de potencia: $\cos\phi = 0.90$.

Peso: 1780 kg.

Diámetro del eje: 80 mm.

Longitud del eje: 170 mm.

Momento de inercia: 6.9 kgm^2 .

4.2 Selección del variador de frecuencia

El variador de frecuencia se selecciona con base en las siguientes condiciones de operación:

Potencia del motor: 250 kW

Potencia de operación requerida: 225 kW

Velocidad del motor (motor): 1491 rpm

Voltaje: 400 V

Requisito 1: Rampa de velocidad configurable.

Requisito 2: Limitador del torque ofrecido por el motor

Requisito 3: Unidad de frenado interno con resistencia y reactancia en línea

Equipo seleccionado: Variador de frecuencia de la serie GA800

Marca: Yaskawa (YASKAWA AMERICA INC. 2019, p. 8.)

Control: Vectorial de lazo abierto

Referencia: GA80U4414ABM

Potencia: $350 \text{ HP} = 261 \text{ kW}$

Corriente: 414 Amps

Voltaje: 480 V compatible con 400 V

Red de comunicación: PROFIBUS DP

Retroalimentación: Encoder sencillo de colector abierto

Entradas digitales: Entradas multifunción

Salidas digitales: Salidas multifunción

Opciones de teclado y cables: Teclado LCD Bluetooth y cable USB-A.

Opciones de potencia: Reactancia, resistencia de frenado dinámico 10%

Cerramiento: UL tipo 12, protección contra polvo, tierra, fibras y goteo de líquidos no corrosivos.

4.3 Diseño del reductor de velocidad de engranajes

Se procede con la selección del reductor de velocidad y posterior diseño de detalle de los engranajes y ejes del equipo.

4.3.1 Selección del reductor de velocidad

A partir de las especificaciones de potencia y velocidad requeridas en el tambor de cabeza y la velocidad angular del motor se procede con la selección del reductor de velocidad:

- Datos de entrada

Potencia del motor: 250 kW

Potencia de operación requerida: 225 kW

Velocidad de entrada (motor): 1491 rpm

Velocidad de salida (tambor): 31,8 *rpm*

Torque de salida requerido: 67566 *Nm*

Relación de transmisión total requerida: 46,9

Operación reversible: No requerida

Fuerzas externas en el eje de entrada: No

Fuerzas externas en el eje de salida: No

Aplicación: Banda transportadora de mineral

Tipo de operación: Continua (24 horas)

Método de arranque: Variador de frecuencia

- Factores de selección

Factor de servicio mínimo: 1,5

Factor de cargas pico: 1,0 (entre 1 y 5 sobrecargas por hora)

Factor de arranque: 1,3 (variador de frecuencia)

Torque nominal mínimo requerido: $T_{n-min} = T_{op}FS = 101349 \text{ Nm}$

- Selección por catálogo

Se selecciona un equipo que satisface las condiciones de torque nominal y relación de reducción requerida. Se parte del catálogo de reductores industriales de la serie X de la compañía alemana SEW Eurodrive. Los valores de torque y velocidad de operación ofrecidos por el reductor seleccionado difieren de los valores requeridos en el tambor de cabeza por menos del 10%, valores aceptables y que pueden ser ajustados con la manipulación del variador de frecuencia.

Marca: SEW Eurodrive (SEW. 2019, p. 199)

Equipo seleccionado: X3FS220/HH/B

Configuración: Ejes paralelos (ver figura 4-2)

Etapas: Tres etapas de engranajes cilíndricos helicoidales.

Eje de salida: Sólido con chaveta

Montaje: Horizontal sobre carcasa

Torque nominal: 112000 *Nm*

Relación de transmisión: 44,65

Potencia nominal: 410 kW

Potencia térmica: 400 kW

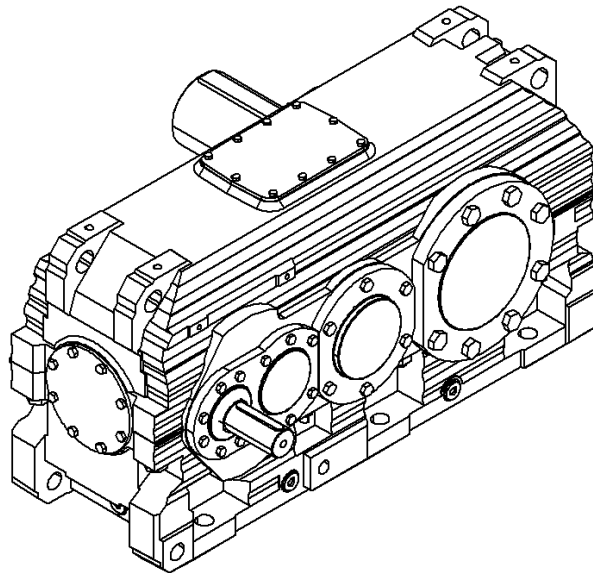
Torque pico permisible: 172308 Nm

Aditamentos especiales: Ventilador en el eje de entrada.

Torque disponible de operación: 63974 Nm

Velocidad de salida disponible de operación: 33,4 rpm

Figura 4-2: Esquema del reductor seleccionado.



Fuente: Autores

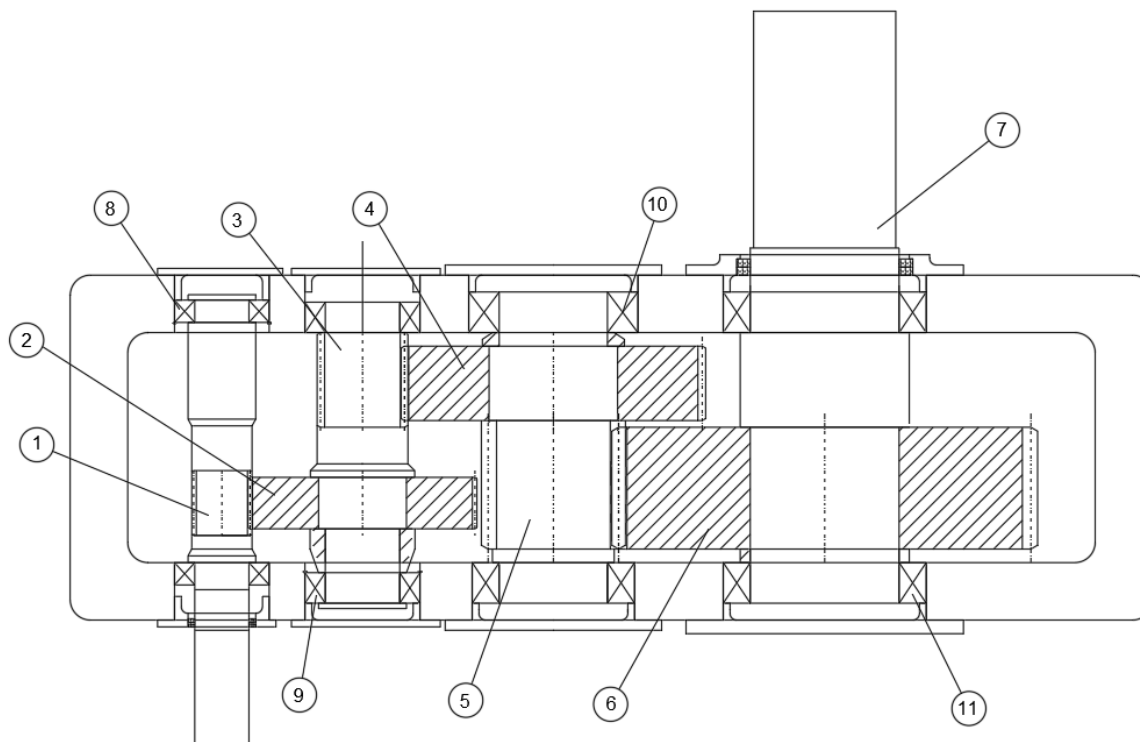
4.3.2 Diseño de detalle del reductor de velocidad

Con base en el reductor comercial seleccionado, se realiza a continuación un proceso de ingeniería inversa para determinar los engranajes y ejes (ver figura 4-3).

- (1) Piñón de la primera etapa (piñón 1) (primer eje)
- (2) Rueda de la primera etapa (rueda 2)
- (3) Piñón de la segunda etapa (piñón 3) (segundo eje)

- (4) Rueda de la segunda etapa (rueda 4)
- (5) Piñón de la tercera etapa (piñón 5) (tercer eje)
- (6) Rueda de la tercera etapa (rueda 6)
- (7) Eje de salida (cuarto eje)
- (8) Rodamientos del primer eje
- (9) Rodamientos del segundo eje
- (10) Rodamientos del tercer eje
- (11) Rodamientos del cuarto eje

Figura 4-3: Elementos rotativos del reductor seleccionado.



Fuente: Autores

- Diseño de los engranajes

Se establecen las condiciones preliminares para delimitar el diseño de los engranajes:

Potencia: Se diseña con base en la potencia de operación de la banda transportadora, la cual se asume constante a lo largo del mecanismo, es decir, no se consideran pérdidas de potencia, asumiendo una eficiencia de 100%.

$$P_w = 300 \text{ hp} = 225 \text{ kW}$$

Velocidad angular de entrada: Se toma la velocidad ofrecida por el motor.

$$n_1 = 1491 \text{ rpm} = 156,1 \text{ rad/s}$$

Velocidad angular de salida: Se toma la velocidad requerida en el tambor.

$$n_o = 31,8 \text{ rpm} = 3,33 \text{ rad/s}$$

Relación de transmisión total: Con base en las velocidades especificadas se calcula la relación de transmisión total requerida, la cual implica la construcción de tres etapas de engranajes.

$$i_{total} = 46,9$$

Distancia entre centros total: Se buscará como objetivo una distancia entre centros cercana a la del reductor comercial seleccionado.

$$A = 894 \text{ mm}$$

Los cálculos de la geometría y capacidad de los engranajes han sido desarrollados apoyados en la versión demostrativa del programa MITCalc®, módulo de cálculo de engranajes externos cilíndricos con perfil de evolvente. Todos los cálculos se han desarrollado mediante la norma ISO 6336:2006. Se establece un factor de seguridad objetivo de 1,0 para el valor mínimo, esto debido a que durante el diseño de los engranajes se toman en cuenta todos los factores de diseño que generarían incertidumbre, no es necesario especificar factores de seguridad mayores. En las tablas 4-1 y 4-2 se indican los parámetros de entrada y de salida respectivamente para cada etapa de engranajes, los cálculos detallados de cada etapa de engranajes se incluyen en la memoria de cálculo en el anexo B.

Tabla 4-1: Datos de entrada para el cálculo de los engranajes.

Datos de entrada para el cálculo de los engranajes ISO 6336						
Parámetro	Etapa 1		Etapa 2		Etapa 3	
	Piñón (1)	Rueda (2)	Piñón (3)	Rueda (4)	Piñón (5)	Rueda (6)
Potencia (kW)	224	224	224	224	224	224
Relación de transmisión	4,00		3,45		3,16	
Velocidad angular de entrada (rpm)	1491		372,8		105,3	
Material - Acero	AISI 4320	AISI 4320	AISI 4320	AISI 4320	AISI 4320	AISI 4320
Dureza superficial (HV)	650	610	650	610	650	610
Dureza superficial (HRC)	26	260	26	260	26	260
Carga de impacto conductora	A. Continuo					
Carga de impacto conducida	C. Moderado					
Tipo de montaje	C. Soportado en dos extremos de forma asimétrica.					
Grado de precisión ISO-1328	6	6	6	6	6	6
Coefficiente de sobrecarga	2	2	2	2	2	2
Vida deseada de servicio (horas)	80000	80000	80000	80000	80000	80000
Factor de seguridad mínimo flexión	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
Factor de seguridad mínimo desgaste	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
Cargas reversibles	No	No	No	No	No	No
Confiabilidad	99%	99%	99%	99%	99%	99%
Factor de adendo	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
Factor de dedendo	1,25	1,25	1,25	1,25	1,25	1,25
Corrección piñón/rueda	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Ángulo de presión normal	20°	20°	20°	20°	20°	20°
Ángulo de hélice	30°	30°	15°	15°	10°	10°

- Diseño de los ejes

A partir del torque transmitido en cada eje y las condiciones de fuerzas generadas por la propia transmisión en los engranajes y reacciones en los apoyos, se realizará el proceso de cálculo de los ejes.

Primer eje: El eje está simplemente apoyado en los dos rodamientos, las condiciones de carga involucran la transmisión de torque desde el motor hasta el piñón y las fuerzas y momentos externos generados por la transmisión entre el piñón y la rueda de la primera etapa de engranajes, sumadas a las fuerzas de reacción en los apoyos (ver figuras 4-4 y 4-5).

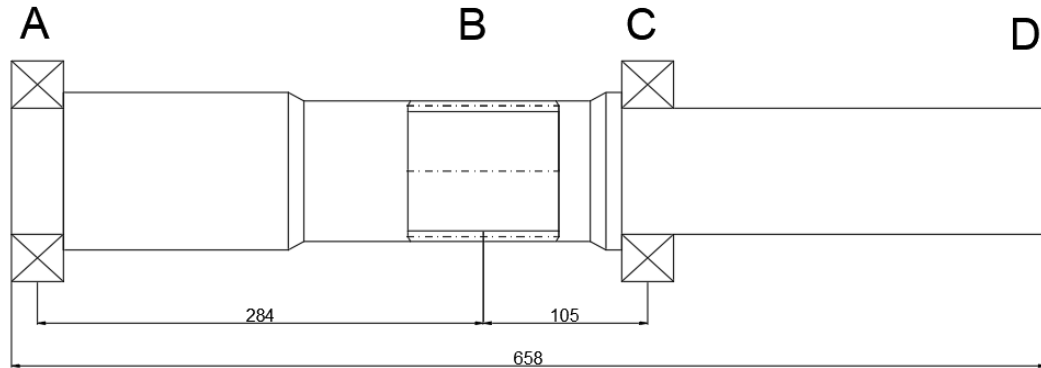
Diámetro primitivo del piñón:

$$d_1 = 83,14 \text{ mm}$$

Tabla 4-2: Datos de salida del cálculo de los engranajes.

Datos de salida del cálculo de los engranajes ISO 6336						
Parámetro	Etapa 1		Etapa 2		Etapa 3	
	Piñón (1)	Rueda (2)	Piñón (3)	Rueda (4)	Piñón (5)	Rueda (6)
Potencia (kW)	224	224	224	224	224	224
Relación de transmisión	4,00		3,54		3,16	
Velocidad angular de entrada (rpm)	1491		372,8		105,3	
Velocidad angular de salida (rpm)	372,8		105,3		33,30	
Torque de entrada (Nm)	1432		5728		20286	
Torque de salida (Nm)	5728		20286		64063	
Ángulo de presión normal	20°	20°	20°	20°	20°	20°
Ángulo de hélice	30°	30°	15°	15°	10°	10°
Ángulo de presión transversal	22,79°	22,79°	20,65°	20,65°	20,28°	20,28°
Módulo normal (mm)	3		5		10	
Número de dientes	24	96	24	85	19	60
Distancia entre centros (mm)	207,8		282,1		401,1	
Diámetro de paso (mm)	83,138	332,554	124,233	439,992	192,931	609,256
Diámetro exterior (mm)	89,138	338,554	134,233	449,992	212,931	629,256
Ancho de cara efectivo (mm)	76		110		180	
Factor de seguridad a la flexión	1,32	1,31	1,01	1,04	1,26	1,37
Factor de seguridad al desgaste	1,00	1,05	1,01	1,06	1,00	1,10

Figura 4-4: Esquema de montaje del primer eje.



Fuente: Autores

Ángulo de presión normal:

$$\alpha_n = 20^\circ$$

Ángulo de hélice:

$$\beta_1 = 30^\circ$$

Ángulo de presión transversal:

$$\alpha_{t1} = \tan^{-1} \left(\frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta} \right) = 22,79^\circ$$

Distancia AB:

$$\overline{AB} = 284 \text{ mm}$$

Distancia AC:

$$\overline{AC} = 389 \text{ mm}$$

Torque transmitido:

$$T_1 = \frac{P}{n_1} = 1432 \text{ Nm}$$

Fuerza tangencial transmitida:

$$F_{t1} = \frac{T_1}{\left(\frac{d_1}{2}\right)} = 34,4 \text{ kN}$$

Fuerza axial:

$$F_{a1} = F_{t1} \tan \beta_1 = 19,9 \text{ kN} = F_{12x}$$

Fuerza radial:

$$F_{r1} = F_{t1} \tan \alpha_{t1} = 14,5 \text{ kN}$$

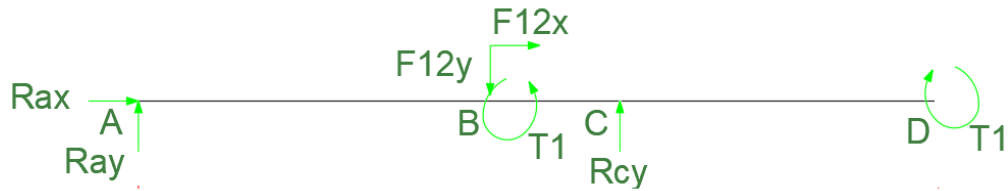
Fuerza radial combinada

$$F_{12y} = (F_{t1}^2 + F_{r1}^2)^{1/2} = 37,3 \text{ kN}$$

Momento por carga axial en B:

$$M_B = F_{12x} \frac{d_1}{2} = 0,827 \text{ kN}$$

Figura 4-5: Diagrama de cuerpo libre del primer eje.



Fuente: Autores

Ecuaciones de equilibrio

$$\Sigma F_x = 0$$

$$R_{Ax} + F_{12x} = 0 \rightarrow R_{Ax} = -F_{12x}$$

$$\Sigma F_y = 0$$

$$R_{Ay} + R_{By} - F_{12y} = 0 \rightarrow R_{Ay} = F_{12y} - R_{By}$$

$$\Sigma M_A = 0$$

$$-F_{12y}\overline{AB} - F_{12x}\frac{d_1}{2} + R_{By}\overline{AC} = 0 \rightarrow R_{By} = \frac{F_{12y}\overline{AB} + F_{12x}\frac{d_1}{2}}{\overline{AC}}$$

Resolviendo las ecuaciones simultáneas

$$R_{Ax} = -19,9 \text{ kN}$$

$$R_{Ay} = 7,90 \text{ kN}$$

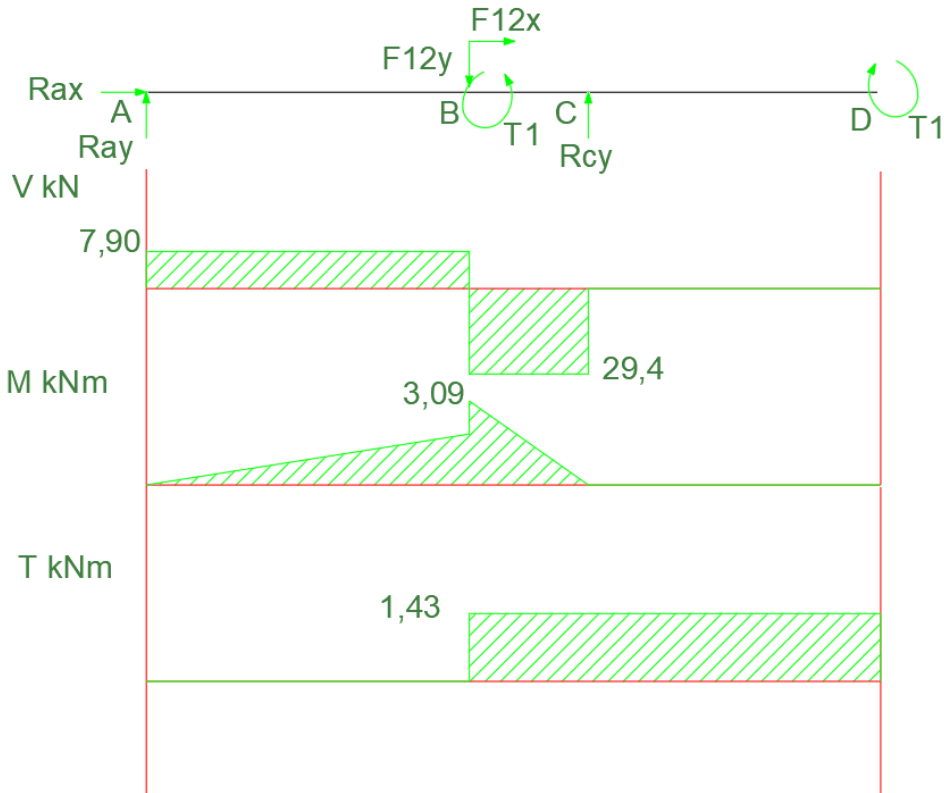
$$R_{By} = 29,4 \text{ kN}$$

Se procede a identificar el punto crítico del eje mediante los diagramas de fuerza cortante, momento flector y momento de torsión (figura 4-6).

El punto crítico es el punto *B*, en donde se hace la transmisión por engranajes. Los valores de momento flector y torque son los máximos y sus valores son:

$$M_{m\acute{a}x} = 3,09 \text{ kNm}$$

$$T_{m\acute{a}x} = 1,43 \text{ kNm}$$

Figura 4-6: Diagramas de fuerza cortante y momento flector del primer eje.

Fuente: Autores

El diámetro en ese punto crítico ya ha sido establecido como el diámetro de paso del piñón, así que se debe chequear el factor de seguridad bajo las condiciones de carga y el diámetro asignado, las otras secciones del eje tienen diámetros muy cercanos o mayores, están sometidas a menor esfuerzo y los concentradores de esfuerzo no varían considerablemente, así pues, solo se hará hincapié en el cálculo del factor de seguridad en el punto crítico. Dado que el torque se supone constante se puede tomar el esfuerzo generado como uno medio sin alternante; por otra parte, el momento flector representaría un esfuerzo invertido con valor medio cero, pero con un valor alternante que debe ser considerado. Bajo estas condiciones, resulta aplicable la ecuación de diseño de ejes bajo estándar ANSI B106.1M-1985 (Mott, Vavrek, y Wang. 2018, p. 521) (Norton. 2011, p. 419).

$$D = \left[\frac{32N}{\pi} \sqrt{\left[\frac{k_t M}{s'_n} \right]^2 + \frac{3}{4} \left[\frac{T}{s_y} \right]^2} \right]^{1/3} \rightarrow N = \frac{D^3 \pi}{32} \left[\left[\frac{k_t M}{s'_n} \right]^2 + \frac{3}{4} \left[\frac{T}{s_y} \right]^2 \right]^{-1/2}$$

En donde,

$D = d_1 = 83,14 \text{ mm}$ es el diámetro del eje, en este caso el diámetro del piñón.

N es el factor de seguridad.

$k_t = 2,0$ es el factor de concentración de esfuerzos, en este caso asume el valor de 2,0 por el tallado del piñón.

$M = M_{m\acute{a}x} = 3,09 \text{ kNm}$ es el momento alternante, en este caso el momento flector máximo en el punto crítico.

s'_n es la resistencia a la fatiga corregida.

$T = T_{m\acute{a}x} = 1,43 \text{ kNm}$ es el torque medio, en este caso el torque máximo en el punto crítico.

Los valores de resistencia se obtienen a partir del material seleccionado, para el caso del primer piñón, el material es acero AISI 4320 con proceso de carburización.

$s_y = 635 \text{ MPa}$ es la resistencia o límite de fluencia del material.

$s_{ut} = 880 \text{ MPa}$ es la resistencia última a tensión, con la cual se calcula la resistencia a fatiga sin corregir.

$s_n = 405 \text{ MPa}$ es la resistencia a la fatiga sin corregir.

$$s'_n = s_n C_m C_{st} C_R C_S$$

$C_m = 1$ es un factor de material.

$C_{st} = 1$ es un factor de tipo de esfuerzo, para esfuerzos generados por momento flector toma el valor de 1,0.

$C_R = 0,81$ es un factor de confiabilidad, que para el 99% toma un valor de 0,81.

$C_s = 0,77$ es un factor de tamaño, que depende del diámetro del eje.

$$s'_n = 252,6 \text{ MPa}$$

Remplazando los valores y calculando el correspondiente factor de seguridad, se obtiene: $N = 2,30$ que es un valor aceptable.

El cálculo de los ejes restantes se efectúa bajo la misma metodología, en las tablas 4-3 y 4-4 se ilustran cada uno de los parámetros y el factor de seguridad obtenido para el diámetro crítico de cada eje. Los factores de seguridad resultantes son aceptables.

Tabla 4-3: Datos de entrada del cálculo de los ejes.

Parámetro	Eje 1	Eje 2	Eje 3	Eje 4
Torque Nm	1432	5728	20286	64063
Diámetro engrane 1 mm	83,14	124,23	439,99	609,26
Diámetro engrane 2 mm	-	332,55	192,93	-
Distancia AB mm	284	98	105	400
Distancia AC mm	389	275	260	260
Distancia AD mm	-	400	390	-
Ángulo de presión normal 1 grados	20	20	20	20
Ángulo de hélice 1 grados	30	15	15	10
Ángulo de presión transversal 1 grados	22,79	20,65	20,65	20,28
Fuerza tangencial 1 kN	34,4	92,1	92,1	37,1
Fuerza axial 1 kN	19,9	24,7	24,7	77,8
Fuerza radial 1 kN	14,5	34,7	34,7	210,4
Momento 1 kNm	0,827	1,53	5,43	11,3
Fuerza radial combinada 1 kN	37,3	98,4	98,64	224,3
Ángulo de presión normal 2 grados	-	20	20	-
Ángulo de hélice 2 grados	-	30	10	-
Ángulo de presión transversal 2 grados	-	22,79	20,28	-
Fuerza tangencial 2 kN	-	34,4	210,4	-
Fuerza axial 2 kN	-	19,9	37,1	-
Fuerza radial 2 kN	-	14,5	77,8	-
Momento 2 kNm	-	3,31	3,58	-
Fuerza radial combinada 2 kN	-	37,3	224,3	-
Rax kN	19,9	4,8	12,4	77,8
Ray kN	7,9	50,5	142,4	51,8
Rby kN	29,4	10,6	16,74	172,5

Tabla 4-4: Datos de salida del cálculo de los ejes.

Parámetro	Eje 1	Eje 2	Eje 3	Eje 4
Momento flector máximo kNm	3,09	8,26	19,95	25
Torque máximo kNm	1,43	5,73	20,3	64,1
Diámetro en el punto crítico mm	83,14	124,23	192,93	220
Factor de concentración de esfuerzo	2,0	2,0	2,0	2,0
Material	AISI 4320	AISI 4320	AISI 4320	AISI 1045
Límite de fluencia S_y Mpa	635	635	635	325
Límite último a tensión S_{ut} Mpa	880	880	880	540
Resistencia a la fatiga sin corregir MPa	405	405	405	210
Factor de material	1,00	1,00	1,00	1,00
Factor de tipo de esfuerzo	1,00	1,00	1,00	1,00
Factor de confiabilidad	0,81	0,81	0,81	0,81
Factor de tamaño	0,77	0,74	0,69	0,69
Resistencia a la fatiga corregida MPa	252,3	242,8	226,4	117,4
Factor de seguridad	2,30	2,74	3,95	2,27

Los cojinetes de elementos rodantes se seleccionan por carga a fatiga con un mínimo de 20000 horas de servicio. Por admisión de cargas combinadas y de desalineamientos, se seleccionan de rodillos a rótula.

4.4 Selección de los acoples

Se deben seleccionar dos acoples para el reductor, uno del lado motor o entrada que se denominará acople del HSS (high speed shaft) y otro del lado tambor o salida que se denominará como acople LSS (low speed shaft).

4.4.1 Selección del acople HSS

Considerando la velocidad que entrega el motor y el torque de entrada transmitido, se realiza el proceso de selección del acople, siguiendo el procedimiento del fabricante KTR se especifica el modelo y se verifican condiciones dimensionales.

Torque transmitido: 1432 Nm

Velocidad de rotación: 1491 rpm

Factor de temperatura: 1,0 entre 20 y 30 °C, 1,2 entre 30 y 40 °C

Factor de operación: 2,5 impacto moderado

Factor de arranque: 1,0 menos de 20 arranques por hora

Torque nominal mínimo del acople: 4298 Nm

Diámetro del eje del motor: 100 mm

Diámetro del eje del reductor: 80 mm

Acople seleccionado: ROTEX 98 tamaño 100 elemento púrpura

Marca: KTR (KTR. 2021, p. 33)

Tipo de acople: Flexible ROTEX

Características: De mandíbula y elastómero tipo araña

Capacidad de torque: 4950 Nm

Velocidad máxima de rotación: 3350 rpm

Diámetro del agujero: mínimo 0 mm , máximo 115 mm

Material de los cubos: Acero inoxidable

Código: Rotex 100 St 98ShA 2-d100 2-d80 Tipo 2

4.4.2 Selección del acople LSS

Para la selección del acople que conecta al reductor de velocidad con el tambor de cabeza se parte de los datos de torque de operación o transmitido y velocidad de rotación, además de las características dimensionales de los ejes acoplados. Se selecciona un acople de tipo flanche rígido de fácil ensamble y desensamble para labores de mantenimiento (ver figura 4-7). Se verifican las características de torque en el catálogo del fabricante.

Torque transmitido: 64063 Nm

Velocidad de rotación: 33,3 rpm

Diámetro del eje del tambor: 210 mm

Diámetro del eje del reductor: 210 mm

Acople seleccionado: FC500//210-K-F

Marca: SEW Eurodrive (SEW. 2018-10, p. 13)

Tipo de acople: Tipo flanche de transmisión por chavetas

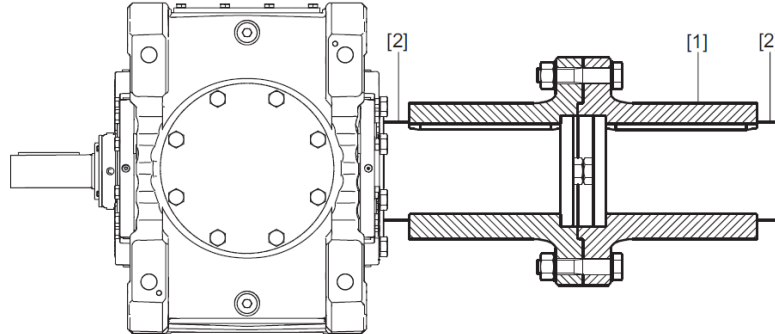
Capacidad de torque nominal: 135000 Nm

Torque máximo: 145500 Nm

Diámetro del agujero: mínimo 180 mm , nominal 210 mm , máximo 210 mm

Código: SEW FC500//210-K-F

Figura 4-7: Montaje del acople LSS.



Fuente: SEW acoples

4.5 Selección del sistema anti retroceso (backstop)

El backstop se sitúa en el eje del tambor motriz al lado contrario de la salida del reductor, esta ubicación permite varias utilidades. En principio, al ubicar el backstop en el “lado de baja velocidad” del accionamiento, brinda una mayor seguridad, puesto que en caso de alguna falla en el sistema motriz, sea en el motor o en el reductor o alguno de los acoples, el backstop seguirá actuando, previniendo un posible accidente; además, al estar posicionado en el eje del tambor de cabeza al lado contrario del eje de salida del reductor, opera de forma independiente, y permite el desensamble del motor y reductor sin la necesidad de dejar el backstop fuera de servicio. El sistema anti retroceso está equipado con elementos cilíndricos que mediante la acción de “traba mecánica” bloquean el movimiento del eje al acuñarse entre la pista interna y la pista externa. En sentido de giro contrario, los elementos cilíndricos quedan libres permitiendo así la rotación del sistema.

Se selecciona un backstop tipo con rodamientos y brazo de torsión, actúa como un elemento independiente, no embebido en el sistema motriz ni el tambor de cabeza, así que se hace necesario que se soporte en sus propios rodamientos. El brazo de torsión permite fijar el dispositivo a la estructura, operando como un mecanismo flotante (ver figura 4-8).

La selección del mecanismo se hace basada en el torque nominal del modelo comparado con el torque equivalente, resultante de multiplicar el torque de operación con un factor de

servicio resultante de la aplicación, basado en una vida de servicio de 10 millones de ciclos. Se verifican posteriormente los parámetros de velocidad de rotación admisible y diámetro.

Características requeridas:

Torque transmitido: 64063 Nm

Velocidad de rotación: $33,3 \text{ rpm}$

Diámetro del eje del tambor: 210 mm

Backstop seleccionado:

Serie: 257-4000

Marca: Vulkan DriveTech (Vulkan. 2010, p. 8)

Tipo de backstop: Elementos cilíndricos

Factor de servicio: 1,7 – Bandas transportadoras

Torque equivalente: 108907 Nm

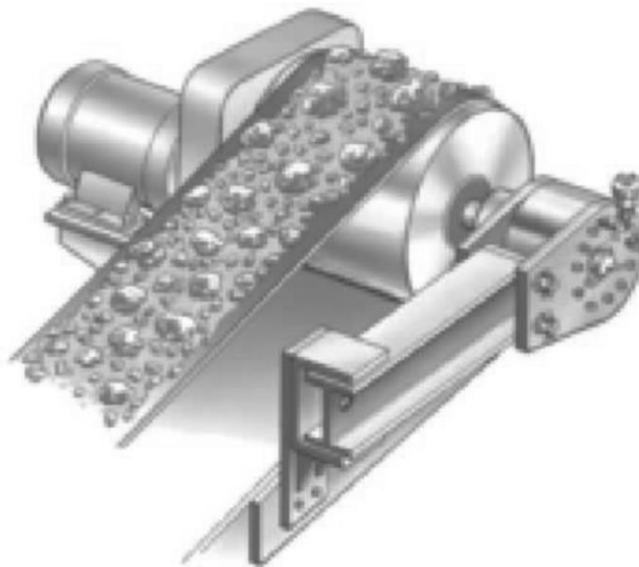
Capacidad de torque nominal: 110000 Nm

Torque máximo: 220000 Nm

Velocidad máxima de rotación: 150 rpm

Diámetro del agujero: Nominal 210 mm

Figura 4-8: Esquema de montaje del backstop seleccionado.



Fuente: VULKAN DRIVE TECH. 2010/04, p. 7.

5. Conclusiones y recomendaciones

5.1 Conclusiones

Se ha diseñado el sistema motriz de la banda transportadora para mineral de hierro bajo las especificaciones de entrada requeridas. Se encontraron diferentes alternativas de sistemas de bandas transportadoras y variedad de configuraciones de montaje de la banda y del accionamiento.

Las especificaciones de diseño se fundamentan en los cálculos de la banda y las respectivas tensiones, cálculos que no eran parte del presente trabajo, sin embargo, fue necesario concebir algunos análisis del sistema de bandas para llegar a definir los parámetros de entrada del accionamiento.

Se realizó el proceso de diseño para el accionamiento, partiendo de la definición de las funciones, especificaciones de diseño, y criterios de evaluación, a partir de los cuales se seleccionaron los dispositivos óptimos para el sistema motriz y posterior selección y diseño de detalle.

Se seleccionaron los elementos constitutivos del sistema motriz de la banda, como son, motor eléctrico, variador electrónico de frecuencia, reductor de velocidad, acoples de entrada y salida de la transmisión mecánica, y el antirretorno (backstop).

Se ejecutó el diseño de detalle de los elementos rotativos de la transmisión mecánica, como son, ejes, engranajes y rodamientos, a partir del concepto de retro ingeniería, por tanto, se realizó una selección previa de un reductor de velocidad comercial, y a partir de este se tomaron algunas referencias y aproximaciones geométricas que se usaron como

información de partida del diseño. Como parte del diseño de detalle, se elaboraron los planos de fabricación y de ensamble del reductor de velocidad, y los planos de ensamble del accionamiento completo.

5.2 Recomendaciones

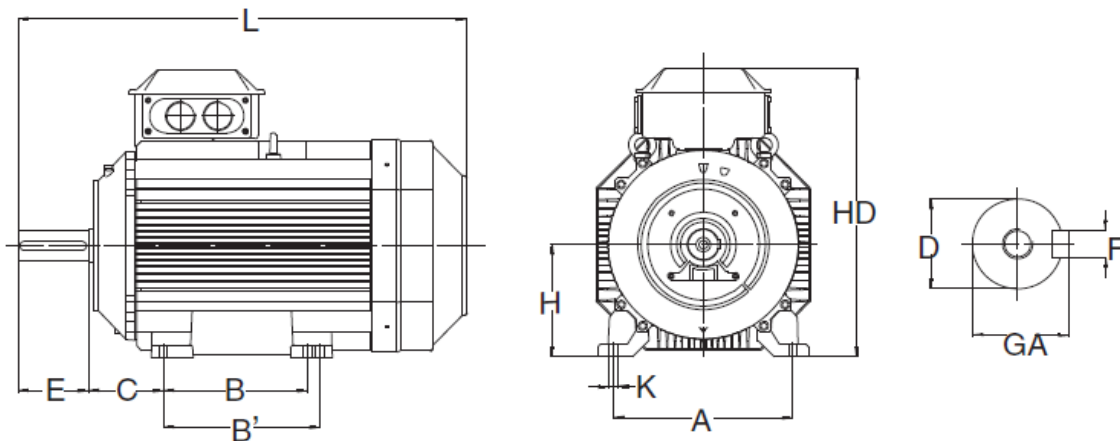
Resultaría interesante realizar el diseño completo del sistema de banda transportadora, no solo el accionamiento, para tener una visión más global de todo el equipamiento necesario y mayor certeza sobre todas las condiciones y necesidades de la operación. Esto sería muy útil para definir los componentes de forma más precisa, y hacer un diseño más integral.

Se sugiere un estudio de factibilidad económica del proyecto, como si se fuera a ejecutar. De esta forma, y optando por realizar el proceso de diseño para otras alternativas posibles, se podrían comparar las opciones en términos financieros.

A. Anexo A: Hojas de datos de los componentes del sistema motriz

A.1. Data sheet del motor

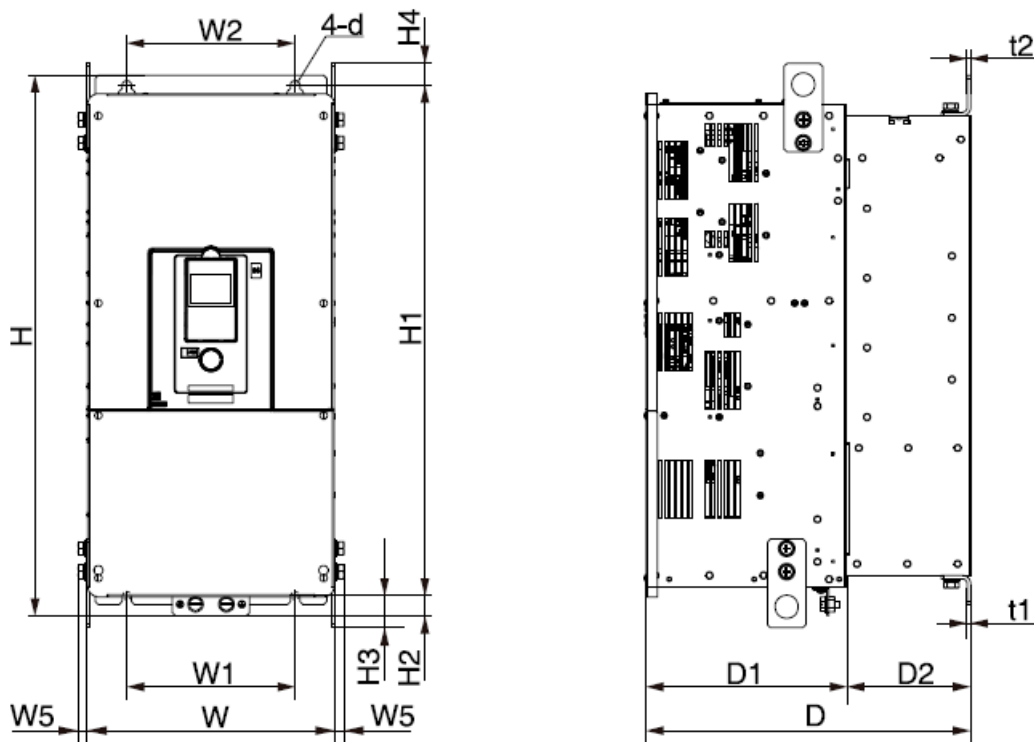
Output		Efficiency IEC 60034--2-1: 2007		Current		Torque			Moment of inertia $J = 1/4 GD^2$		Weight			
kW	Motor type	Product code	Speed r/min	Full load 100%	3/4 load 75%	1/2 load 50%	Power factor $\cos \phi$	I_N A	I_s I_N	T_N Nm	T_l T_N	T_b T_N	J kgm ²	kg
1500 r/min = 4-poles		400 V 50 Hz												
CENELEC-design														
250	M3GP 355 SMB	3GGP 352 220-••K	1491	96.6	96.6	96.3	0.87	429	7.8	1601	2.5	2.9	6.9	1780



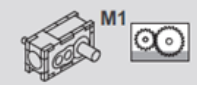




Motor size	IM 1001, IM B3 AND IM 3001, IM B5						IM 1001, IM B3										
	D	GA		F	E	L max	A	B	B'	C	HD	K	H				
poles	poles	poles	poles	poles	poles	poles											
2	4-8	2	4-8	2	4-8	2	4-8	2	4-6								
355 SM_	70	100	62.5	90	20	28	140	210	1409	1479	610	500	560	254	958	35	355

A.2. Data sheet del variador de frecuencia

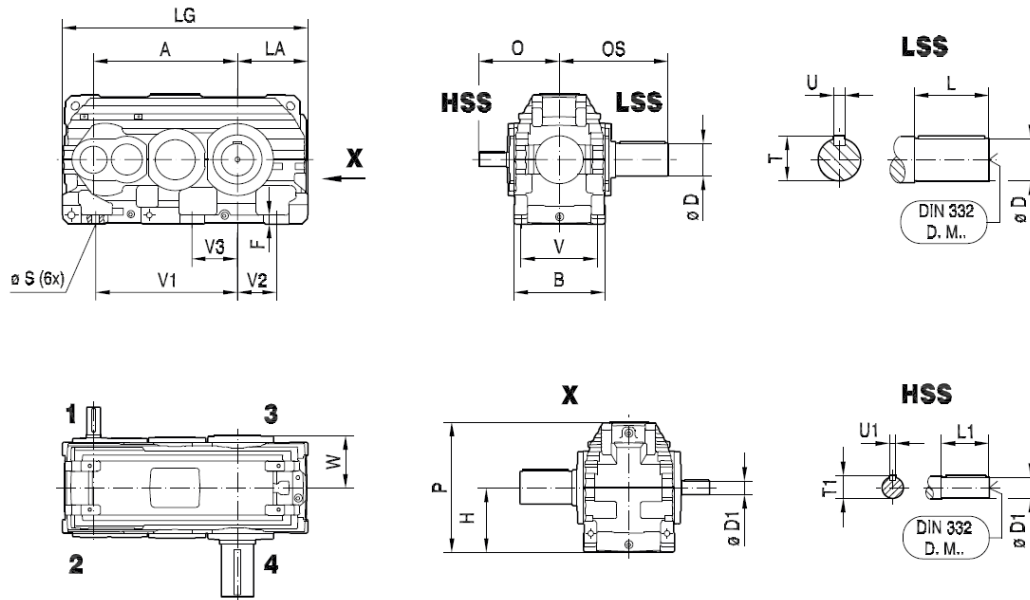
480V, 3-Phase, IP20/Protected Chassis								
Catalog Number	Normal Duty Output		Heavy Duty Output		Dimensions (in.)			Weight (lbs.) ¹
	HP	Amps	HP	Amps	H	W	D	
GA80U4414ABM	350	414	300	371	31.5	17.96	18.58	277.0




A.3. Data sheet del reductor de velocidad


X.F220... $n_1 = 1500$ 1/min								
i_N	i_{ex}	n_2 min ⁻¹	M_{N2} kNm	P_{N1} kW				
								
45	44.65	34	112	410	235	400	390	540

X3FS../HH



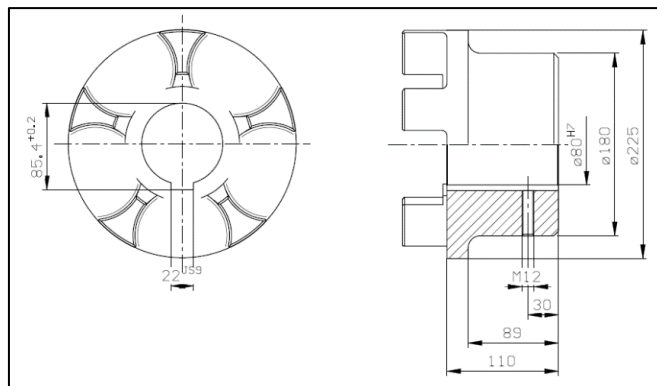
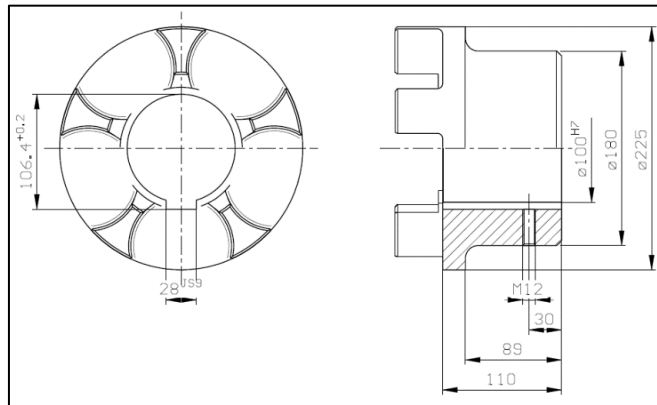
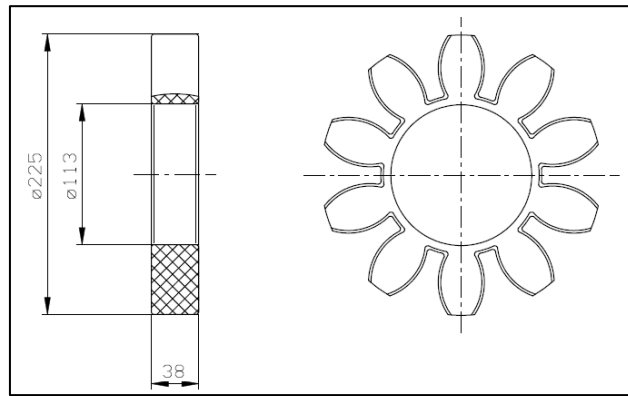
X.F..													
X3F..	A	B	F	H	LA	LG	P	$\varnothing S$ (6x)	V	V1	V2	V3	W
X220	894	540	62	425 _{±0.5}	465 _{±0.5}	1591	854	48	440	910	250	280	331

HSS	$i = 20 \dots 56^* / i = 22.4 \dots 63^{**}$					
	$\varnothing D1$	L1	O	T1	U1	DIN 332 DR.M..
X220*	80 _{m6}	170	487	85	22 _{h9}	M20

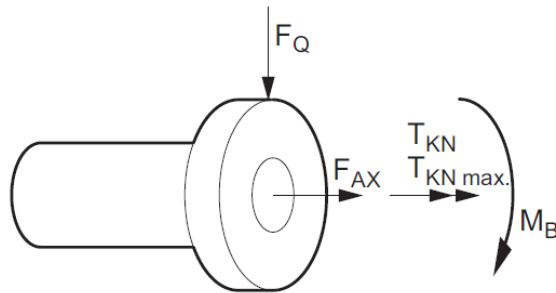
X.FS.. LSS						
	$\varnothing D$	L	OS	T	U	DIN 332 DR.M.. kg
	210 _{m6}	350	703	221	50 _{h9}	M30 2370

A.4. Data sheet del acople HSS

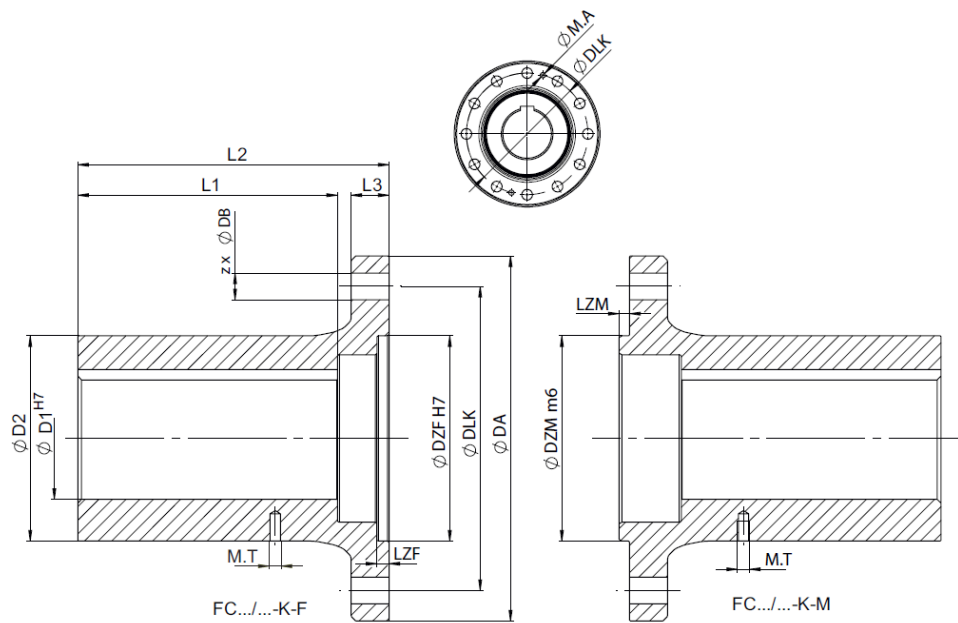
98 Shore A spider made of T-PUR® and PUR									
ROTEX® size	Max. speed		Torsion angle ϕ with		Torque [Nm]				Damping power P_{KW} [W] ³⁾
	v=35 m/s cast material	v=40 m/s steel	T_{KN}	$T_{K max}$	DIN 740 ¹⁾			$T_{K max}$ ²⁾	
					Rated T_{KN}	Max. $T_{K max}$	Vibratory T_{KW}		
100	2950	3350	3.2°	5°	4950	9900	1287	14850	36.0



A.5. Data sheet del acople LSS



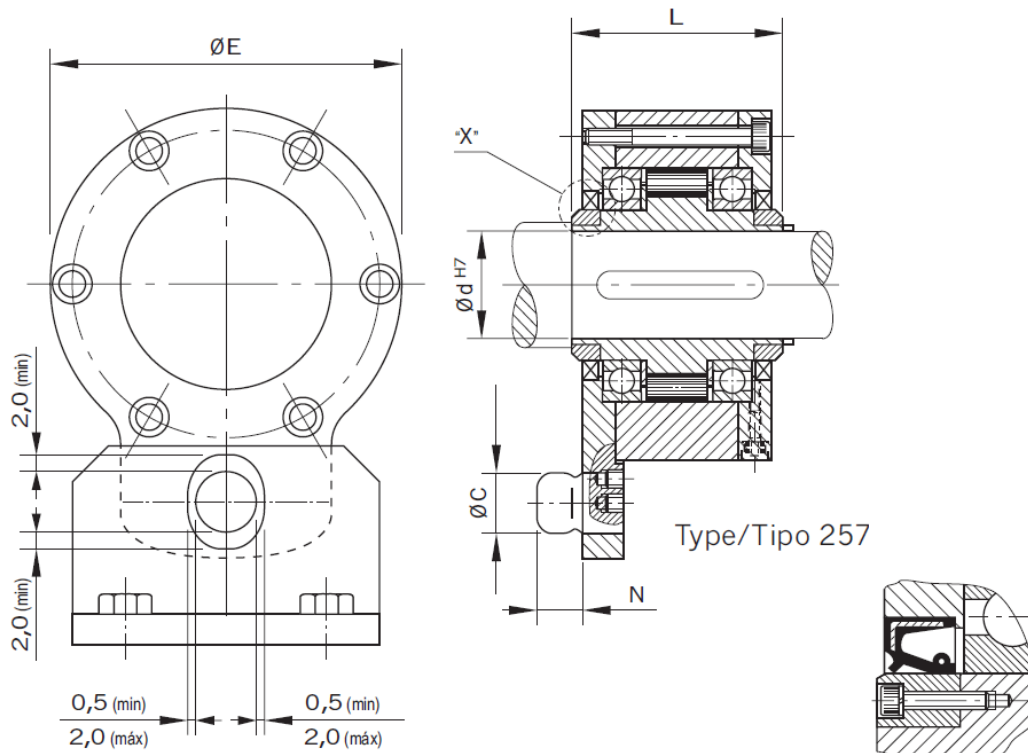
	$T_{K2}^{(1)}$ kNm	$T_{KN \max.}^{(1)}$ kNm	$M_B^{(1)}$ kNm	F_{Ax} kN
FC500/210 - K - F (M)	135.0	145.5	104.0	100



	L1	L2	L3	L4	LZF H7	LZM m6	M.A	M.T
	mm							
FC500/210 - K - F (M)	351	397	60	2.3	16	15	2× M16	M16

A.6. Data sheet del anti retorno

Size Tam.	Torque / Par		(1) n max. (rpm)	J (kgm ²)	Weight Peso (kg)	d (mm)
	nom. (Nm)	max. (Nm)				
4000*	110000	220000	150	2,220	470	210



Dimensions in mm / Medidas en mm

Detail "X" / Detalle "X"

Size Tam.	Torque / Par		(1) n max. (rpm)	J (kgm ²)	Weight Peso (kg)	d (mm)	B (mm)	C (mm)	E (mm)	L (mm)	N (mm)
	nom. (Nm)	max. (Nm)									
4000*	110000	220000	150	2,220	470	210	380	100	560	295	65

B. Anexo B: Memoria de cálculo de los engranajes

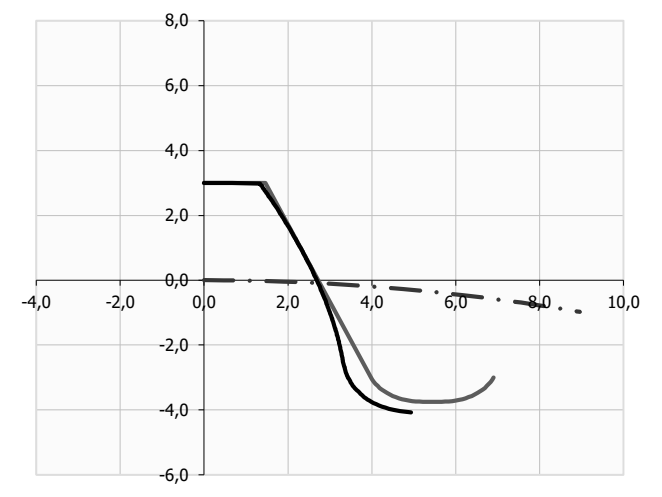
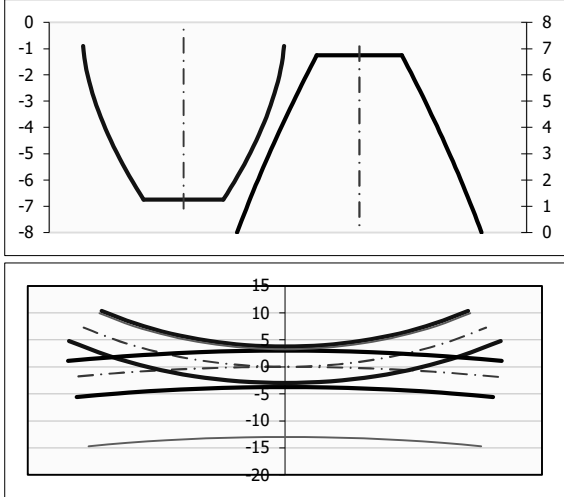


Spur gearing, Helical gearing [mm/ISO]

i Check lines:4.1;4.11;10.0;	Pinion	Gear	
ii <input type="checkbox"/> Project information			
? Input section			
1.0 <input checked="" type="checkbox"/> Options of basic input parameters			
1,1 Transferred power	Pw [kW]	223,710	220,840
1,2 Speed (Pinion / Gear)	n [/min]	1491,00	372,8
1,3 Torsional moment (Pinion / Gear)	Mk [Nm]	1432,88	5658,02
1,4 Transmission ratio / from table	i	4,000	
1,5 Actual transmission ratio / deviation	i	4,000	0,00%
2.0 <input checked="" type="checkbox"/> Options of material, loading conditions, operational and production parameters			
2.1 Material identification according standard :		ANSI	
2.2 Material of the pinion :		G...Alloy structural steel Gr.4320(A322) (Rm=880 MPa) case-hardened	
2.3 Material of the gear :		G...Alloy structural steel Gr.4320(A322) (Rm=880 MPa) case-hardened	
2.4 Loading of the gearbox, driving machine - examples		A...Continuous	
2.5 Loading of gearbox, driven machine - examples		C...Moderate shocks	
2.6 Type of gearing mounting		C. Double-sided non-symmetrically supported gearing - type 1	
2.7 Accuracy grade - ISO1328 Ra max v max		6.....(Ra max.= 0,8 / v max.= 30)	
2.8 Coefficient of one-off overloading	KAS	2,00	
2.9 Desired service life	Lh	80000	
2.10 Coefficient of safety (contact/bend)	SH / SF	1,00	1,00
2.11 Automatic design			
3.0 <input type="checkbox"/> Parameters of the cutting tool and tooth profile			
4.0 <input checked="" type="checkbox"/> Design of a module and geometry of toothing			
4.1 Number of teeth Pinion / Gear	z	24	96
4.2 Normal pressure angle	α	20	[°]
4.3 Base helix angle	β	30	[°]
4.4 Setting of the ratio of the width of the pinion to its diameter		-	
4.5 The ratio of the pinion width to its diameter	Ψ_d / \max	0,90	< 0,9
4.6 Module / Standardized value	mn [mm]	3	[mm]
4.7 Reference diameter Pinion / Gear	d1/d2	83,14	332,55
4.8 Recommended width of gearing		50,7 - 74,8	
4.9 Face width (Pinion / Gear)	b1/b2	76,00	76,00
4.10 Working face width	bw	76	<input checked="" type="checkbox"/> [mm]
4.11 The ratio of the pinion width to its diameter	Ψ_d / \max	0,91	< 0,9
4.12 Working center distance	aw	207,846	[mm]
4.13 Approximate weight of the gearing	m	54,907	[kg]
4.14 Minimum coefficient of safety	SH / SF	1,00	1,31
4.15 Normal backlash			
4.16 - Recommended min. max. value		0,087	0,346
4.17 - Selected normal backlash	j _n	0,0000	[mm]
5.0 <input checked="" type="checkbox"/> Correction of toothing (Addendum modification)			
5.1 Types			

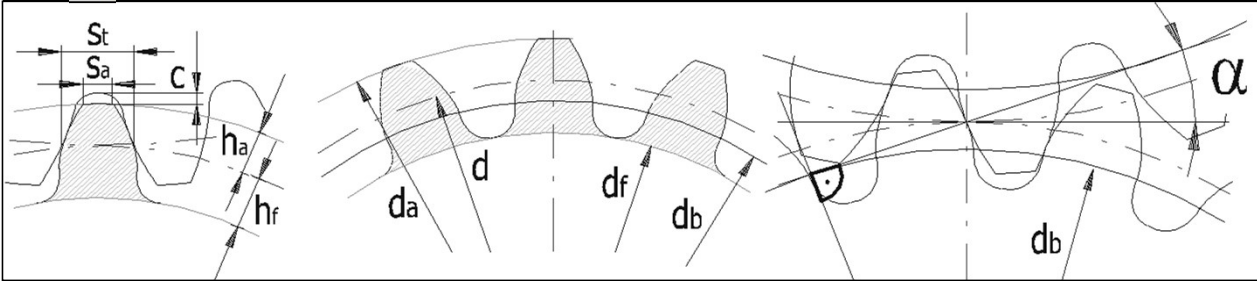
- 5.2 - Permissible undercutting of teeth (min. value)
- 5.3 - Preventing undercutting of teeth (min. value)
- 5.4 - Prevents tapering of teeth (min. value)
- 5.5 Pinion addendum modification coefficient setting
- 5.6 Addendum modification coefficient Pinion / Gear
- 5.7 Sum of addendum modification coefficients | min. value
- 5.8 Transverse / Total contact ratio
- 5.9 Unit tooth thickness on the tip diameter
- 5.10 Specific sliding on tooth root
- 5.11 Specific sliding on tooth tip
- 5.12 Sum of all specific slidings
- 5.13 Safety coefficient for surface durability
- 5.14 Safety coefficient for bending durability
- 5.15 Display of tooth and tool turn for: Pinion

	-0,625	-0,906	Σ=	-1,531
	-0,542	-0,885	Σ=	-1,427
	-0,971	-8,736	Σ=	-9,707
x	0,0000	0,0000		[modul]
Σx	0,0000	> -3,695		[modul]
$\epsilon\alpha/\epsilon\gamma$	1,3993	5,4312		
sa*	0,8888	0,9492		
$\vartheta A1/\vartheta E2$	-1,0596	-0,5755		
$\vartheta E1/\vartheta A2$	0,3653	0,5145		
Sum ϑ	2,5148			
SH	1,00	1,05		
SF	1,32	1,31		
				0 [°]



Results section

6.0 Basic dimensions of gearing



- 6.1 Number of teeth Pinion / Gear
- 6.2 Face width (Pinion / Gear)
- 6.3 Normal module
- 6.4 Transverse module
- 6.5 Circular pitch
- 6.6 Transverse circular pitch
- 6.7 Base circular pitch
- 6.8 Center distance (pitch)
- 6.9 Center distance (production)
- 6.10 Center distance (working)
- 6.11 Pressure angle
- 6.12 Transverse pressure angle
- 6.13 Pressure angle at the pitch cylinder
- 6.14 Transverse pressure angle at the pitch cylinder
- 6.15 Helix angle
- 6.16 Base helix angle
- 6.17 Tip diameter
- 6.18 Reference diameter

z	24	96	
b	76	76	[mm]
mn	3		[mm]
mt	3,4641		[mm]
p	9,425		[mm]
pt	10,883		[mm]
ptb	10,033		[mm]
a	207,8461		[mm]
av	207,8461		[mm]
aw	207,8461		[mm]
α	20,0000		[°]
α_t	22,7959		[°]
α_{wn}	20,0000		[°]
α_{wt}	22,7959		[°]
β	30,00		[°]
β_b	28,0243		[°]
da	89,1384	338,5537	[mm]
d	83,1384	332,5538	[mm]

6.19	Base diameter	db	76,6446	306,5783	[mm]
6.20	Root diameter	df	75,6384	325,0538	[mm]
6.21	Operating pitch diameter	dw	83,1384	332,5538	[mm]
6.22	Addendum	ha	3,0000	3,0000	[mm]
6.23	Dedendum	hf	3,7500	3,7500	[mm]
6.24	Tooth thickness on the tip diameter	sna	2,2672	2,4550	[mm]
6.25	Tooth thickness on the tip diameter (transverse)	sta	2,6664	2,8476	[mm]
6.26	Tooth thickness on the pitch diameter	sn	4,7124	4,7124	[mm]
6.27	Tooth thickness on the pitch diameter (transverse)	st	5,4414	5,4414	[mm]
6.28	Tooth thickness on the root diameter	sb	6,6458	12,6043	[mm]
6.29	Unit tooth thickness on the tip diameter	sa*	0,8888	0,9492	[modul]
6.30	Unit correction	dY	0,0000		[modul]
6.31	Total unit correction	x1+x2	0,0000		[modul]
6.32	Addendum modification coefficient	x	0,0000	0,0000	[modul]
6.33 Achieve the requested tip diameter with change the unit head clearance ca* [3.11]					
6.34	Unit head clearance	ca*	0,2500	0,2500	[modul]
6.35	Tip diameter can be varied from-to	da min/max	87,64/89,14	337,1/338,6	[mm]
6.36	Requested tip diameter	da req	89,140	338,600	

7.0 **Supplemental parameters of gearing**

8.0 **Qualitative indices of gearing**

9.0 **Coefficients for safety calculation**

9.1 Setting the parameters for calculation						
9.2	Dynamic factor KV (max. value)	KV _{max}	5,00	KV (B) ..2006	▼	
9.3	Face load factor contact stress KHbeta (max. value)	KHβ _{max}	5,00	Calculation ISO6336-1(2006)	▼	
9.4	Reversals of the load (factor YA)		Without reversals (YA=1)			▼
9.5	Calculation of "Work hardening factor ZW"		Automatic			▼
9.6	Tooth profile modification (KHalfa, KHbeta)		Optimum profile modification			▼
9.7	Oil type (ZL)		Synthetic oil			▼
9.8	Used / Recomendated lubricant viscosity	v50	204	204	<input checked="" type="checkbox"/> [mm ² /sec]	
9.9	Tooth roughness (factor ZR)	Ra	Auto (0,4)	Auto (0,4)	[μm]	
9.10	Roughness in the tooth root fillets (factor YR)	Ra	Auto (1,6)	Auto (1,6)	[μm]	
9.11 Common for the gearing						
9.12	Theoretical single stiffness	c' _{th}	18,721		[N/(μm*mm)]	
9.13	Stiffness of a tooth pair (single stiffness)	c'	12,646		[N/(μm*mm)]	
9.14	Meshing stiffness per unit face width	c _{γα}	16,433		[N/(μm*mm)]	
9.15	Application factor	KA	1,500			
9.16	Dynamic factor	KV	1,014			
9.17	Number of cycles	NK	7,16E+09	1,79E+09		
9.18 For pitting safety calculation						
9.19	Face load factor (contact stress)	K _{Hβ}	1,080			
9.20	Transverse load factor (contact stress)	K _{Hα}	1,000			
9.21	Total factor of additional loads	KH	1,643			
9.22	Elasticity factor	ZE	189,81			
9.23	Zone factor	ZH	2,223			
9.24	Helix angle factor	Z _β	1,075			
9.25	Contact ratio factor	Z _e	0,845			
9.26	Work hardening factor	ZW	1,000	1,000		
9.27	Size factor	ZX	1,000	1,000		
9.28	Lubricant factor	ZL	1,157	1,157		
9.29	Peripheral speed factor	ZV	0,988	0,988		
9.30	Roughness factor affecting surface durability	ZR	1,025	1,025		
9.31	Life factor for contact stress	ZNT	0,860	0,903	n=∞; ZNT=0.85 ▼	
9.32	Single pair tooth contact factor	ZB/ZD	1,000	1,000		
9.33 For bending safety calculation						
9.34	Face load factor (root stress)	K _{Fβ}	1,073			
9.35	Transverse load factor (root stress)	K _{Fα}	1,000			
9.36	Total factor of additional loads	KF	1,632			
9.37	Helix angle factor	Y _β	0,750			
9.38	Rim thickness factor	YB	1,000	1,000		

9.39 Deep tooth factor	YDT	1,000	1,000	
9.40 Notch sensitivity factor	Y_{δ}	0,995	1,001	
9.41 Size factor	YX	1,000	1,000	
9.42 Tooth-root surface factor	YR	1,004	1,004	
9.43 Alternating load factor	YA	1,000		
9.44 Production technology factor	YT	1,000		
9.45 Life factor for bending stress	YNT	0,856	0,880	$n=\infty$; YNT=0.85 ▼
9.46 Stress correction factor	YST	1,000	1,000	
9.47 Form factor (bending)	YF	1,185	1,089	
9.48 Stress correction factor	YS	2,071	2,337	
9.49 Stress correction factor for gears with notches in fillets	YSg	2,310	2,737	<input type="checkbox"/>

10.0 Stress and safety coefficients

10.1 Safety coefficient for surface durability	SH	1,00	1,05	
10.2 Safety coefficient for bending durability	SF	1,32	1,31	
10.3 Safety in contact in one-time overloading	SHst	1,43	1,43	
10.4 Safety in bending in one-time overloading	SFst	2,89	2,78	
10.5 Variability coefficient for calculation of probability of a failure	vH/vF	0,06	0,1	
10.6 Probability of a failure	P	1,37		[%]
10.7 Nominal contact stress	SigmaH0	1001,05		[MPa]
10.8 Contact stress	SigmaH	1283,20	1283,20	[MPa]
10.9 Pitting stress limit	SigmaHG	1280,77	1344,99	[MPa]
10.10 Permissible contact stress	SigmaHP	1280,77	1344,99	[MPa]
10.11 Nominal tooth-root stress	SigmaF0	278,34	288,57	[MPa]
10.12 Tooth-root stress	SigmaF	454,25	470,94	[MPa]
10.13 Tooth-root stress limit	SigmaFG	598,25	618,75	[MPa]
10.14 Permissible bending stress	SigmaFP	598,25	618,75	[MPa]

11.0 Check dimensions of gearing, ISO 1328 system of accuracy

12.0 Force conditions (forces acting on the tothing)

13.0 Parameters of the chosen material

Additions section

14.0 Calculation of gearing for the given axis distance

15.0 Power, warming-up, gearbox surface

16.0 Preliminary design of shaft diameters (steel)

17.0 Approximate module calculation from the existing gear

18.0 Auxiliary calculations, calculation KHbeta, calculation YSg

19.0 Calculation of SHlim and SFlim based on ISO 6336-5, proposal of material properties

20.0 Graphical output, CAD systems

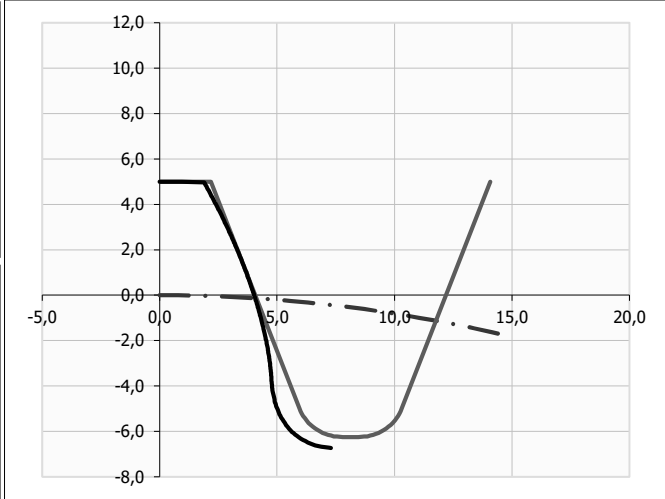
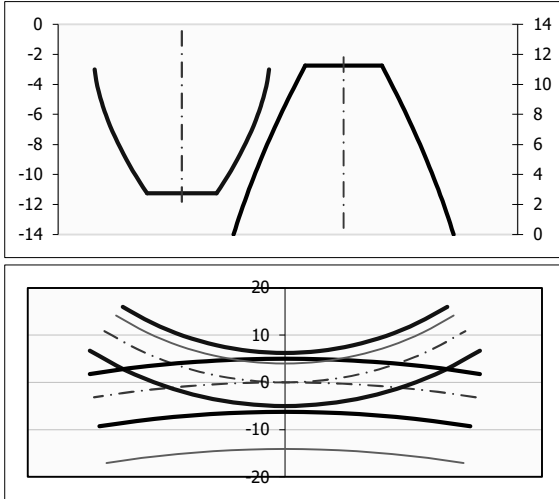


Spur gearing, Helical gearing [mm/ISO]

i	<input checked="" type="checkbox"/> Calculation without errors.	Pinion	Gear		
ii	<input type="checkbox"/> Project information				
?	Input section				
1.0	<input checked="" type="checkbox"/> Options of basic input parameters				
1,1	Transferred power	Pw [kW]	223,710	222,035	
1,2	Speed (Pinion / Gear)	n [/min]	372,75	105,2	[/min]
1,3	Torsional moment (Pinion / Gear)	Mk [Nm]	5731,54	20147,22	[Nm]
1,4	Transmission ratio / from table	i	3,550		
1,5	Actual transmission ratio / deviation	i	3,542	-0,24%	
2.0	<input checked="" type="checkbox"/> Options of material, loading conditions, operational and production parameters				
2.1	Material identification according standard :		ANSI		
2.2	Material of the pinion :		G...Alloy structural steel Gr.4320(A322) (Rm=880 MPa) case-hardened		
2.3	Material of the gear :		G...Alloy structural steel Gr.4320(A322) (Rm=880 MPa) case-hardened		
2.4	Loading of the gearbox, driving machine - examples		A...Continuous		
2.5	Loading of gearbox, driven machine - examples		C...Moderate shocks		
2.6	Type of gearing mounting		C. Double-sided non-symmetrically supported gearing - type 1		
2.7	Accuracy grade - ISO1328 Ra max v max		6.....(Ra max.= 0,8 / v max.= 30)		
2.8	Coefficient of one-off overloading	KAS	2,00		
2.9	Desired service life	Lh	80000		[h]
2.10	Coefficient of safety (contact/bend)	SH / SF	1,00	1,00	
2.11	Automatic design				
3.0	<input type="checkbox"/> Parameters of the cutting tool and tooth profile				
4.0	<input checked="" type="checkbox"/> Design of a module and geometry of toothing				
4.1	Number of teeth Pinion / Gear	z	24	85	
4.2	Normal pressure angle	α	20		[°]
4.3	Base helix angle	β	15		[°]
4.4	Setting of the ratio of the width of the pinion to its diameter				
4.5	The ratio of the pinion width to its diameter	Ψ_d / \max	0,90	< 0,9	
4.6	Module / Standardized value	mn [mm]	5		[mm]
4.7	Reference diameter Pinion / Gear	d1/d2	124,23	439,99	[mm]
4.8	Recommended width of gearing		76 - 112		[mm]
4.9	Face width (Pinion / Gear)	b1/b2	110,00	110,00	[mm]
4.10	Working face width	bw	110		[mm] <input checked="" type="checkbox"/>
4.11	The ratio of the pinion width to its diameter	Ψ_d / \max	0,89	< 0,9	
4.12	Working center distance	aw	282,113		[mm]
4.13	Approximate weight of the gearing	m	141,165		[kg]
4.14	Minimum coefficient of safety	SH / SF	1,01	1,01	
4.15	Normal backlash				
4.16	- Recommended min. max. value		0,101	0,403	[mm]
4.17	- Selected normal backlash	jn	0,0000		[mm]
5.0	<input checked="" type="checkbox"/> Correction of toothing (Addendum modification)				
5.1	Types				

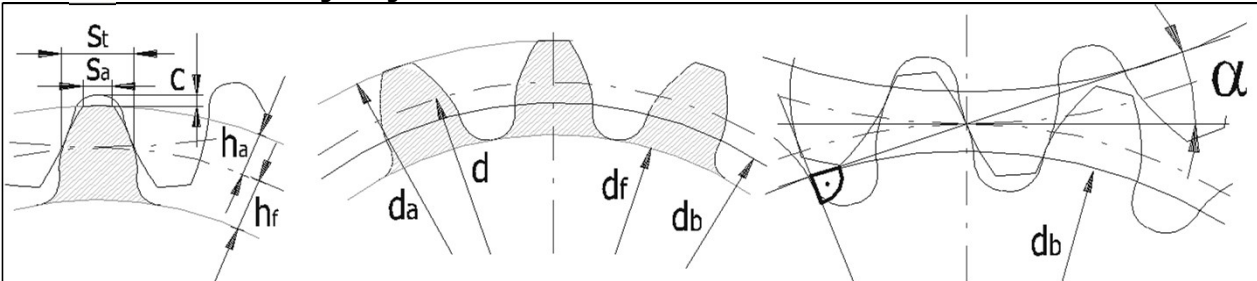
- 5.2 - Permissible undercutting of teeth (min. value)
- 5.3 - Preventing undercutting of teeth (min. value)
- 5.4 - Prevents tapering of teeth (min. value)
- 5.5 Pinion addendum modification coefficient setting
- 5.6 Addendum modification coefficient Pinion / Gear
- 5.7 Sum of addendum modification coefficients | min. value
- 5.8 Transverse / Total contact ratio
- 5.9 Unit tooth thickness on the tip diameter
- 5.10 Specific sliding on tooth root
- 5.11 Specific sliding on tooth tip
- 5.12 Sum of all specific slidings
- 5.13 Safety coefficient for surface durability
- 5.14 Safety coefficient for bending durability
- 5.15 Display of tooth and tool turn for: Pinion

-0,458	-0,847	Σ=	-1,305
-0,375	-0,824	Σ=	-1,199
-0,292	-4,749	Σ=	-5,041
x	0,0000		[modul]
Σx	0,0000	> -2,464	[modul]
$\epsilon\alpha/\epsilon\gamma$	1,6341		
sa*	0,7564		
$\vartheta A1/\vartheta E2$	-1,9508		
$\vartheta E1/\vartheta A2$	0,4453		
Sum ϑ	3,8599		
SH	1,01		1,06
SF	1,01		1,04
			[°]
			0



Results section

6.0 Basic dimensions of gearing



- 6.1 Number of teeth Pinion / Gear
- 6.2 Face width (Pinion / Gear)
- 6.3 Normal module
- 6.4 Transverse module
- 6.5 Circular pitch
- 6.6 Transverse circular pitch
- 6.7 Base circular pitch
- 6.8 Center distance (pitch)
- 6.9 Center distance (production)
- 6.10 Center distance (working)
- 6.11 Pressure angle
- 6.12 Transverse pressure angle
- 6.13 Pressure angle at the pitch cylinder
- 6.14 Transverse pressure angle at the pitch cylinder
- 6.15 Helix angle
- 6.16 Base helix angle
- 6.17 Tip diameter
- 6.18 Reference diameter

z	24	85	
b	110	110	[mm]
mn	5		[mm]
mt	5,1764		[mm]
p	15,708		[mm]
pt	16,262		[mm]
ptb	15,218		[mm]
a	282,1128		[mm]
av	282,1128		[mm]
aw	282,1127		[mm]
α	20,0000		[°]
α_t	20,6469		[°]
α_{wn}	20,0000		[°]
α_{wt}	20,6469		[°]
β	15,00		[°]
β_b	14,0761		[°]
da	134,2330	449,9923	[mm]
d	124,2331	439,9924	[mm]

6.19	Base diameter	db	116,2538	411,7322	[mm]
6.20	Root diameter	df	111,7331	427,4924	[mm]
6.21	Operating pitch diameter	dw	124,2331	439,9923	[mm]
6.22	Addendum	ha	4,9999	4,9999	[mm]
6.23	Dedendum	hf	6,2500	6,2500	[mm]
6.24	Tooth thickness on the tip diameter	sna	3,6328	4,0262	[mm]
6.25	Tooth thickness on the tip diameter (transverse)	sta	3,7820	4,1746	[mm]
6.26	Tooth thickness on the pitch diameter	sn	7,8540	7,8540	[mm]
6.27	Tooth thickness on the pitch diameter (transverse)	st	8,1310	8,1310	[mm]
6.28	Tooth thickness on the root diameter	sb	9,1513	14,9337	[mm]
6.29	Unit tooth thickness on the tip diameter	sa*	0,7564	0,8349	[modul]
6.30	Unit correction	dY	0,0000		[modul]
6.31	Total unit correction	x1+x2	0,0000		[modul]
6.32	Addendum modification coefficient	x	0,0000	0,0000	[modul]
6.33 Achieve the requested tip diameter with change the unit head clearance ca* [3.11]					
6.34	Unit head clearance	ca*	0,2500	0,2500	[modul]
6.35	Tip diameter can be varied from-to	da min/max	131,7/134,2	447,5/450	[mm]
6.36	Requested tip diameter	da req	134,200	450,000	

7.0 **Supplemental parameters of gearing**

8.0 **Qualitative indices of gearing**

9.0 **Coefficients for safety calculation**

9.1 Setting the parameters for calculation

9.2	Dynamic factor KV (max. value)	KV _{max}	5,00	KV (B) ..2006	
9.3	Face load factor contact stress KHbeta (max. value)	KHβ _{max}	5,00	Calculation ISO6336-1(2006)	
9.4	Reversals of the load (factor YA)			Without reversals (YA=1)	
9.5	Calculation of "Work hardening factor ZW"			Automatic	
9.6	Tooth profile modification (KHalfa, KHbeta)			Optimum profile modification	
9.7	Oil type (ZL)			Synthetic oil	
9.8	Used / Recomendated lubricant viscosity	v50	428	428	<input checked="" type="checkbox"/> [mm ² /sec]
9.9	Tooth roughness (factor ZR)	Ra	Auto (0,4)	Auto (0,4)	[μm]
9.10	Roughness in the tooth root fillets (factor YR)	Ra	Auto (1,6)	Auto (1,6)	[μm]

9.11 Common for the gearing

9.12	Theoretical single stiffness	c' _{th}	17,897	[N/(μm*mm)]
9.13	Stiffness of a tooth pair (single stiffness)	c'	13,484	[N/(μm*mm)]
9.14	Meshing stiffness per unit face width	c _{γα}	19,896	[N/(μm*mm)]
9.15	Application factor	KA	1,500	
9.16	Dynamic factor	KV	1,005	
9.17	Number of cycles	NK	1,79E+09	5,05E+08

9.18 For pitting safety calculation

9.19	Face load factor (contact stress)	K _{Hβ}	1,062		
9.20	Transverse load factor (contact stress)	K _{Hα}	1,000		
9.21	Total factor of additional loads	KH	1,601		
9.22	Elasticity factor	ZE	189,81		
9.23	Zone factor	ZH	2,425		
9.24	Helix angle factor	Z _β	1,017		
9.25	Contact ratio factor	Z _e	0,782		
9.26	Work hardening factor	ZW	1,000	1,000	
9.27	Size factor	ZX	1,000	1,000	
9.28	Lubricant factor	ZL	1,207	1,207	
9.29	Peripheral speed factor	ZV	0,967	0,967	
9.30	Roughness factor affecting surface durability	ZR	1,033	1,033	
9.31	Life factor for contact stress	ZNT	0,903	0,944	n=∞; ZNT=0.85
9.32	Single pair tooth contact factor	ZB/ZD	1,000	1,000	

9.33 For bending safety calculation

9.34	Face load factor (root stress)	K _{Fβ}	1,056	
9.35	Transverse load factor (root stress)	K _{Fα}	1,000	
9.36	Total factor of additional loads	KF	1,591	
9.37	Helix angle factor	Y _β	0,875	
9.38	Rim thickness factor	YB	1,000	1,000

9.39 Deep tooth factor	YDT	1,000	1,000	
9.40 Notch sensitivity factor	Y _δ	0,993	0,999	
9.41 Size factor	YX	1,000	1,000	
9.42 Tooth-root surface factor	YR	1,004	1,004	
9.43 Alternating load factor	YA	1,000		
9.44 Production technology factor	YT	1,000		
9.45 Life factor for bending stress	YNT	0,880	0,902	n=∞; YNT=0.85 ▼
9.46 Stress correction factor	YST	1,000	1,000	
9.47 Form factor (bending)	YF	1,337	1,175	
9.48 Stress correction factor	YS	1,951	2,213	
9.49 Stress correction factor for gears with notches in fillets	YSg	2,175	2,591	<input type="checkbox"/>

10.0 Stress and safety coefficients

10.1 Safety coefficient for surface durability	SH	1,01	1,06	
10.2 Safety coefficient for bending durability	SF	1,01	1,04	
10.3 Safety in contact in one-time overloading	SHst	1,35	1,35	
10.4 Safety in bending in one-time overloading	SFst	2,11	2,11	
10.5 Variability coefficient for calculation of probability of a failure	vH/vF	0,06	0,1	
10.6 Probability of a failure	P	1,37		[%]
10.7 Nominal contact stress	SigmaH0	1077,95		[MPa]
10.8 Contact stress	SigmaH	1363,95	1363,95	[MPa]
10.9 Pitting stress limit	SigmaHG	1382,94	1446,06	[MPa]
10.10 Permissible contact stress	SigmaHP	1382,94	1446,06	[MPa]
10.11 Nominal tooth-root stress	SigmaF0	382,85	381,78	[MPa]
10.12 Tooth-root stress	SigmaF	609,24	607,53	[MPa]
10.13 Tooth-root stress limit	SigmaFG	614,22	633,62	[MPa]
10.14 Permissible bending stress	SigmaFP	614,22	633,62	[MPa]

11.0 Check dimensions of gearing, ISO 1328 system of accuracy

12.0 Force conditions (forces acting on the tothing)

13.0 Parameters of the chosen material

Additions section

14.0 Calculation of gearing for the given axis distance

15.0 Power, warming-up, gearbox surface

16.0 Preliminary design of shaft diameters (steel)

17.0 Approximate module calculation from the existing gear

18.0 Auxiliary calculations, calculation KHbeta, calculation YSg

19.0 Calculation of SHlim and SFlim based on ISO 6336-5, proposal of material properties

20.0 Graphical output, CAD systems

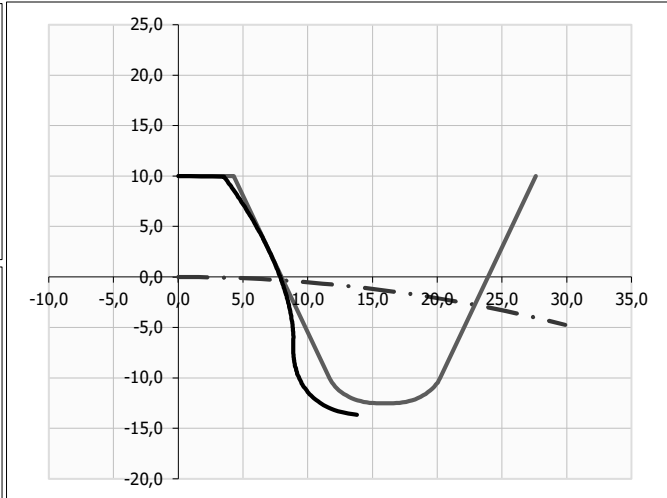
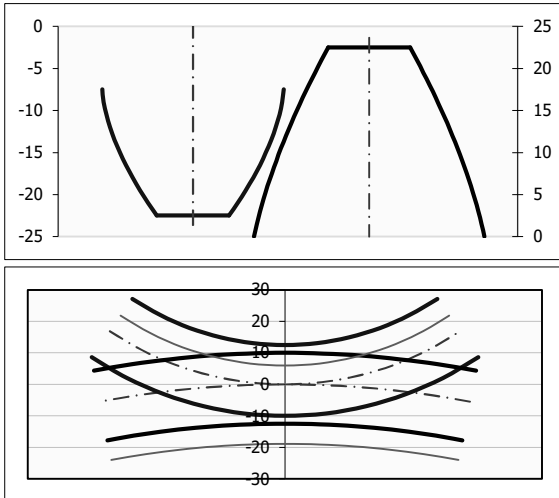


Spur gearing, Helical gearing [mm/ISO]

i	Check lines:4.11;	Pinion	Gear	
ii	<input type="checkbox"/> Project information			
?	Input section			
1.0	<input checked="" type="checkbox"/> Options of basic input parameters			
1,1	Transferred power	Pw [kW]	223,710	222,088
1,2	Speed (Pinion / Gear)	n [/min]	105,25	33,3
1,3	Torsional moment (Pinion / Gear)	Mk [Nm]	20298,63	63636,06
1,4	Transmission ratio / from table	i	3,150	
1,5	Actual transmission ratio / deviation	i	3,158	0,25%
2.0	<input checked="" type="checkbox"/> Options of material, loading conditions, operational and production parameters			
2.1	Material identification according standard :		ANSI	
2.2	Material of the pinion :		G...Alloy structural steel Gr.4320(A322) (Rm=880 MPa) case-hardened	
2.3	Material of the gear :		G...Alloy structural steel Gr.4320(A322) (Rm=880 MPa) case-hardened	
2.4	Loading of the gearbox, driving machine - examples		A...Continuous	
2.5	Loading of gearbox, driven machine - examples		C...Moderate shocks	
2.6	Type of gearing mounting		C. Double-sided non-symmetrically supported gearing - type 1	
2.7	Accuracy grade - ISO1328 Ra max v max		6.....(Ra max.= 0,8 / v max.= 30)	
2.8	Coefficient of one-off overloading	KAS	2,00	
2.9	Desired service life	Lh	80000	[h]
2.10	Coefficient of safety (contact/bend)	SH / SF	1,00	1,00
2.11	Automatic design			
3.0	<input type="checkbox"/> Parameters of the cutting tool and tooth profile			
4.0	<input checked="" type="checkbox"/> Design of a module and geometry of toothing			
4.1	Number of teeth Pinion / Gear	z	19	60
4.2	Normal pressure angle	α	20	[°]
4.3	Base helix angle	β	10	[°]
4.4	Setting of the ratio of the width of the pinion to its diameter			
4.5	The ratio of the pinion width to its diameter	Ψ_d / \max	0,90	< 0,9
4.6	Module / Standardized value	mn [mm]	10	[mm]
4.7	Reference diameter Pinion / Gear	d1/d2	192,93	609,26
4.8	Recommended width of gearing		118 - 174	
4.9	Face width (Pinion / Gear)	b1/b2	180,00	180,00
4.10	Working face width	bw	180	<input checked="" type="checkbox"/> [mm]
4.11	The ratio of the pinion width to its diameter	Ψ_d / \max	0,93	< 0,9
4.12	Working center distance	aw	401,094	[mm]
4.13	Approximate weight of the gearing	m	449,952	[kg]
4.14	Minimum coefficient of safety	SH / SF	1,00	1,26
4.15	Normal backlash			
4.16	- Recommended min. max. value		0,120	0,481
4.17	- Selected normal backlash	jn	0,0000	[mm]
5.0	<input checked="" type="checkbox"/> Correction of toothing (Addendum modification)			
5.1	Types			

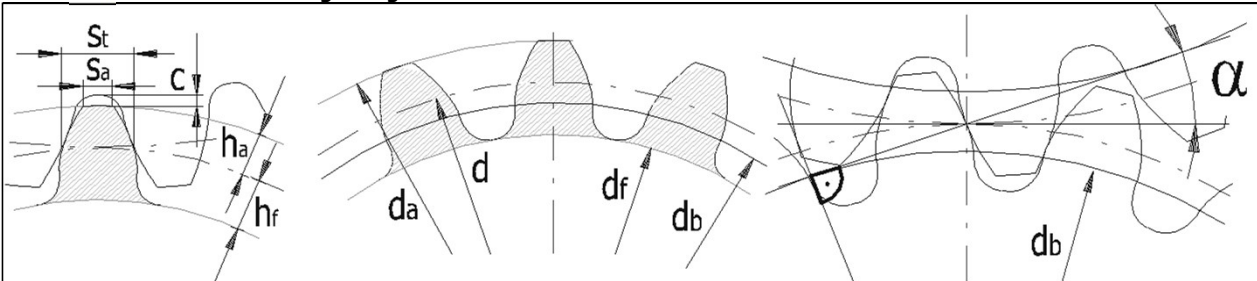
- 5.2 - Permissible undercutting of teeth (min. value)
- 5.3 - Preventing undercutting of teeth (min. value)
- 5.4 - Prevents tapering of teeth (min. value)
- 5.5 Pinion addendum modification coefficient setting
- 5.6 Addendum modification coefficient Pinion / Gear
- 5.7 Sum of addendum modification coefficients | min. value
- 5.8 Transverse / Total contact ratio
- 5.9 Unit tooth thickness on the tip diameter
- 5.10 Specific sliding on tooth root
- 5.11 Specific sliding on tooth tip
- 5.12 Sum of all specific slidings
- 5.13 Safety coefficient for surface durability
- 5.14 Safety coefficient for bending durability
- 5.15 Display of tooth and tool turn for: Pinion

	-0,263	-0,767	Σ=	-1,030
	-0,158	-0,733	Σ=	-0,891
	0,137	-2,677	Σ=	-2,539
x	0,0000	0,0000		[modul]
Σx	0,0000	> -1,69		[modul]
$\epsilon\alpha/\epsilon\gamma$	1,6295	2,6244		
sa*	0,7075	0,8010		
$\vartheta A1/\vartheta E2$	-4,6773	-1,1361		
$\vartheta E1/\vartheta A2$	0,5319	0,8239		
Sum ϑ	7,1691			
SH	1,00	1,10		
SF	1,26	1,37		
				0 [°]



Results section

6.0 Basic dimensions of gearing



- 6.1 Number of teeth Pinion / Gear
- 6.2 Face width (Pinion / Gear)
- 6.3 Normal module
- 6.4 Transverse module
- 6.5 Circular pitch
- 6.6 Transverse circular pitch
- 6.7 Base circular pitch
- 6.8 Center distance (pitch)
- 6.9 Center distance (production)
- 6.10 Center distance (working)
- 6.11 Pressure angle
- 6.12 Transverse pressure angle
- 6.13 Pressure angle at the pitch cylinder
- 6.14 Transverse pressure angle at the pitch cylinder
- 6.15 Helix angle
- 6.16 Base helix angle
- 6.17 Tip diameter
- 6.18 Reference diameter

z	19	60	
b	180	180	[mm]
mn	10		[mm]
mt	10,1543		[mm]
p	31,416		[mm]
pt	31,901		[mm]
ptb	29,922		[mm]
a	401,0935		[mm]
av	401,0935		[mm]
aw	401,0935		[mm]
α	20,0000		[°]
α_t	20,2836		[°]
α_{wn}	20,0000		[°]
α_{wt}	20,2836		[°]
β	10,00		[°]
β_b	9,3913		[°]
da	212,9311	629,2560	[mm]
d	192,9311	609,2560	[mm]

6.19	Base diameter	db	180,9671	571,4751	[mm]
6.20	Root diameter	df	167,9311	584,2560	[mm]
6.21	Operating pitch diameter	dw	192,9311	609,2560	[mm]
6.22	Addendum	ha	10,0000	10,0000	[mm]
6.23	Dedendum	hf	12,5000	12,5000	[mm]
6.24	Tooth thickness on the tip diameter	sna	6,9448	7,8804	[mm]
6.25	Tooth thickness on the tip diameter (transverse)	sta	7,0751	8,0100	[mm]
6.26	Tooth thickness on the pitch diameter	sn	15,7080	15,7080	[mm]
6.27	Tooth thickness on the pitch diameter (transverse)	st	15,9503	15,9503	[mm]
6.28	Tooth thickness on the root diameter	sb	16,4982	24,3927	[mm]
6.29	Unit tooth thickness on the tip diameter	sa*	0,7075	0,8010	[modul]
6.30	Unit correction	dY	0,0000		[modul]
6.31	Total unit correction	x1+x2	0,0000		[modul]
6.32	Addendum modification coefficient	x	0,0000	0,0000	[modul]
6.33	Achieve the requested tip diameter with change the unit head clearance ca* [3.11]				
6.34	Unit head clearance	ca*	0,2500	0,2500	[modul]
6.35	Tip diameter can be varied from-to	da min/max	207,9/212,9	624,3/629,3	[mm]
6.36	Requested tip diameter	da req	212,900	629,300	

7.0 **Supplemental parameters of gearing**

8.0 **Qualitative indices of gearing**

9.0 **Coefficients for safety calculation**

9.1	Setting the parameters for calculation				
9.2	Dynamic factor KV (max. value)	KV _{max}	5,00	KV (B) ..2006	
9.3	Face load factor contact stress KHbeta (max. value)	KHβ _{max}	5,00	Calculation ISO6336-1(2006)	
9.4	Reversals of the load (factor YA)		Without reversals (YA=1)		
9.5	Calculation of "Work hardening factor ZW"		Automatic		
9.6	Tooth profile modification (KHalfa, KHbeta)		Optimum profile modification		
9.7	Oil type (ZL)		Synthetic oil		
9.8	Used / Recomendated lubricant viscosity	v50	539	539	<input checked="" type="checkbox"/> [mm ² /sec]
9.9	Tooth roughness (factor ZR)	Ra	Auto (0,8)	Auto (0,8)	[μm]
9.10	Roughness in the tooth root fillets (factor YR)	Ra	Auto (1,6)	Auto (1,6)	[μm]
9.11	Common for the gearing				
9.12	Theoretical single stiffness	c' _{th}	16,893		[N/(μm*mm)]
9.13	Stiffness of a tooth pair (single stiffness)	c'	12,976		[N/(μm*mm)]
9.14	Meshing stiffness per unit face width	c _{γα}	19,103		[N/(μm*mm)]
9.15	Application factor	KA	1,500		
9.16	Dynamic factor	KV	1,002		
9.17	Number of cycles	NK	5,05E+08	1,60E+08	
9.18	For pitting safety calculation				
9.19	Face load factor (contact stress)	K _{Hβ}	1,048		
9.20	Transverse load factor (contact stress)	K _{Hα}	1,000		
9.21	Total factor of additional loads	KH	1,576		
9.22	Elasticity factor	ZE	189,81		
9.23	Zone factor	ZH	2,463		
9.24	Helix angle factor	Z _β	1,008		
9.25	Contact ratio factor	Z _e	0,784		
9.26	Work hardening factor	ZW	0,955	1,000	
9.27	Size factor	ZX	1,000	1,000	
9.28	Lubricant factor	ZL	1,219	1,219	
9.29	Peripheral speed factor	ZV	0,955	0,955	
9.30	Roughness factor affecting surface durability	ZR	0,987	0,987	
9.31	Life factor for contact stress	ZNT	0,944	0,984	n=∞; ZNT=0.85
9.32	Single pair tooth contact factor	ZB/ZD	1,000	1,000	
9.33	For bending safety calculation				
9.34	Face load factor (root stress)	K _{Fβ}	1,042		
9.35	Transverse load factor (root stress)	K _{Fα}	1,000		
9.36	Total factor of additional loads	KF	1,567		
9.37	Helix angle factor	Y _β	0,917		
9.38	Rim thickness factor	YB	1,000	1,000	

9.39 Deep tooth factor	YDT	1,000	1,000	
9.40 Notch sensitivity factor	Y_{δ}	0,992	0,997	
9.41 Size factor	YX	0,950	0,950	
9.42 Tooth-root surface factor	YR	1,004	1,004	
9.43 Alternating load factor	YA	1,000		
9.44 Production technology factor	YT	1,000		
9.45 Life factor for bending stress	YNT	0,902	0,923	$n=\infty$; YNT=0.85 ▼
9.46 Stress correction factor	YST	1,000	1,000	
9.47 Form factor (bending)	YF	1,542	1,280	
9.48 Stress correction factor	YS	1,834	2,089	
9.49 Stress correction factor for gears with notches in fillets	YSg	2,045	2,446	<input type="checkbox"/>

10.0 Stress and safety coefficients

10.1 Safety coefficient for surface durability	SH	1,00	1,10	
10.2 Safety coefficient for bending durability	SF	1,26	1,37	
10.3 Safety in contact in one-time overloading	SHst	1,40	1,40	
10.4 Safety in bending in one-time overloading	SFst	2,51	2,65	
10.5 Variability coefficient for calculation of probability of a failure	v_H/v_F	0,06	0,1	
10.6 Probability of a failure	P	1,37		[%]
10.7 Nominal contact stress	σ_{H0}	1043,32		[MPa]
10.8 Contact stress	σ_H	1310,29	1309,67	[MPa]
10.9 Pitting stress limit	σ_{HG}	1316,00	1435,73	[MPa]
10.10 Permissible contact stress	σ_{HP}	1316,00	1435,73	[MPa]
10.11 Nominal tooth-root stress	σ_{F0}	303,27	286,72	[MPa]
10.12 Tooth-root stress	σ_F	475,13	449,20	[MPa]
10.13 Tooth-root stress limit	σ_{FG}	597,63	614,91	[MPa]
10.14 Permissible bending stress	σ_{FP}	597,63	614,91	[MPa]

11.0 Check dimensions of gearing, ISO 1328 system of accuracy

12.0 Force conditions (forces acting on the tothing)

13.0 Parameters of the chosen material

Additions section

14.0 Calculation of gearing for the given axis distance

15.0 Power, warming-up, gearbox surface

16.0 Preliminary design of shaft diameters (steel)

17.0 Approximate module calculation from the existing gear

18.0 Auxiliary calculations, calculation KHbeta, calculation YSg

19.0 Calculation of SHlim and SFlim based on ISO 6336-5, proposal of material properties

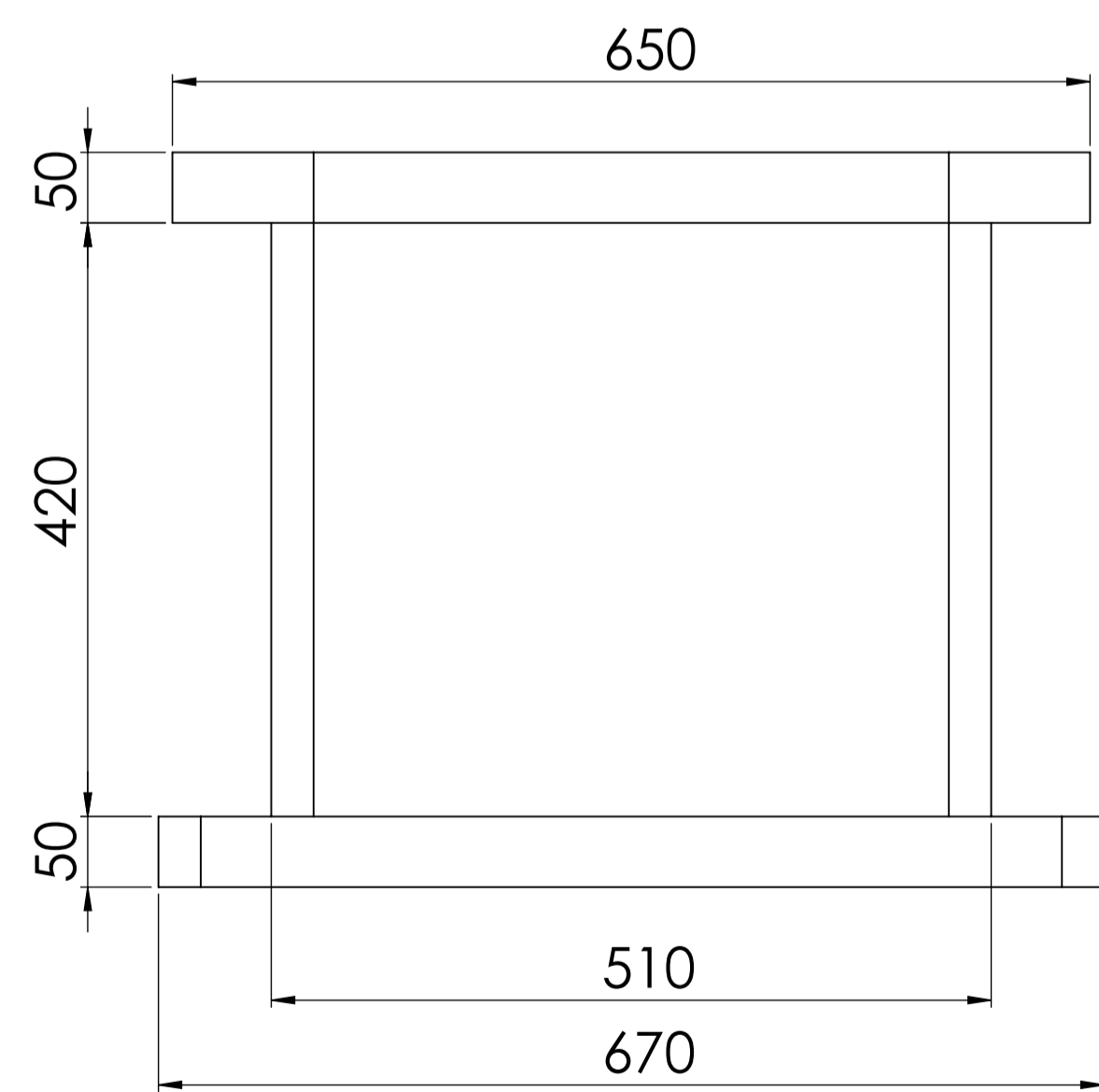
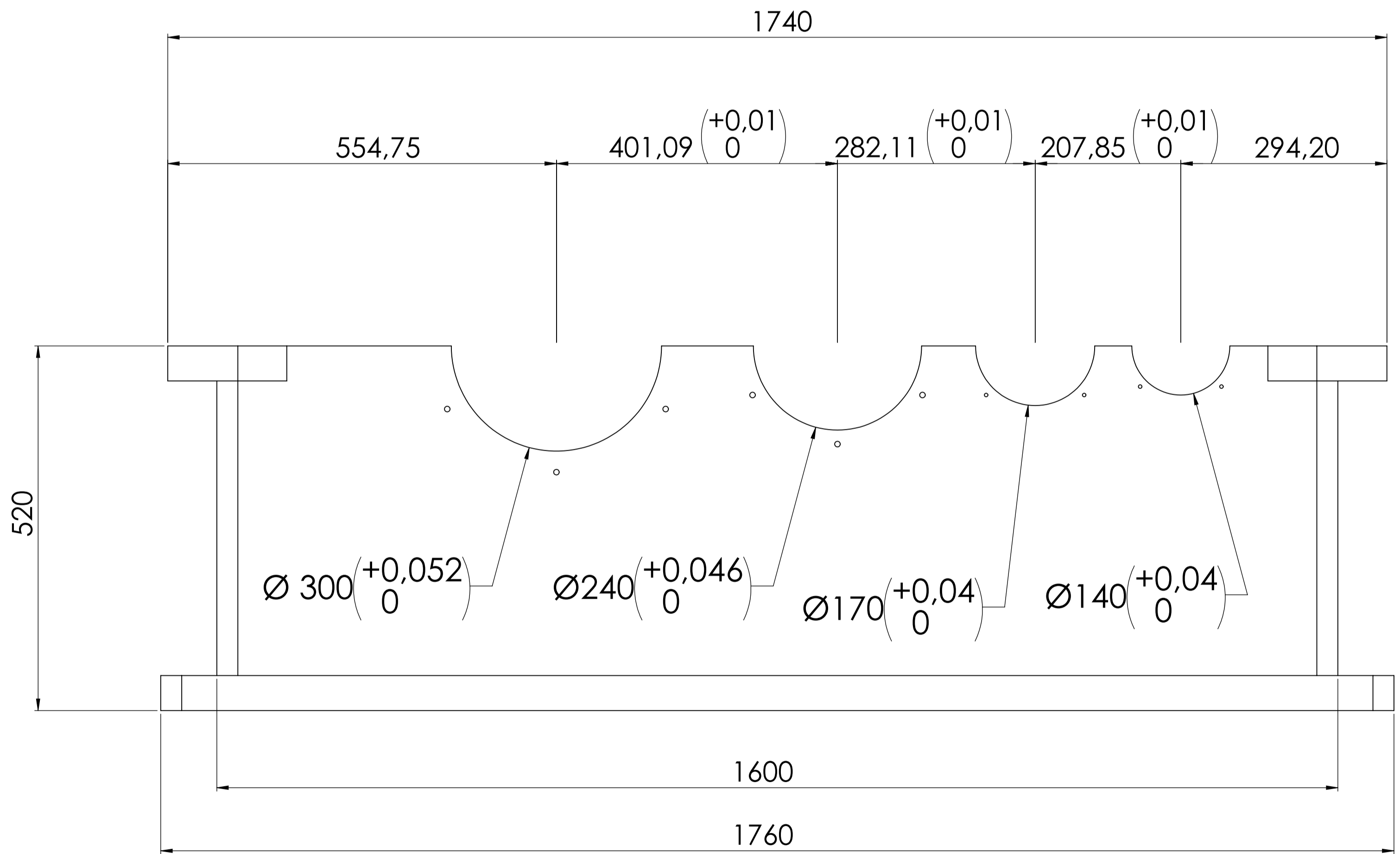
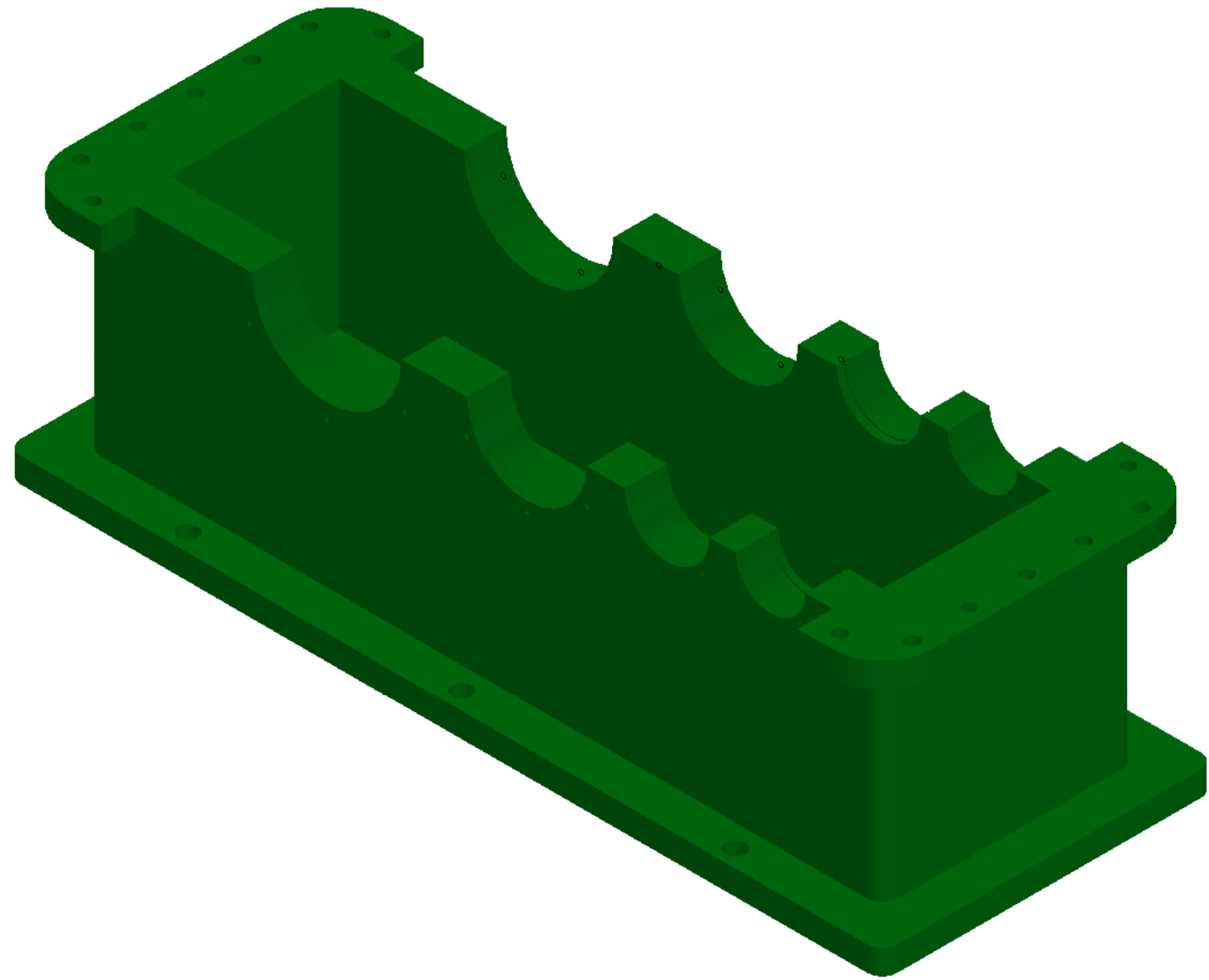
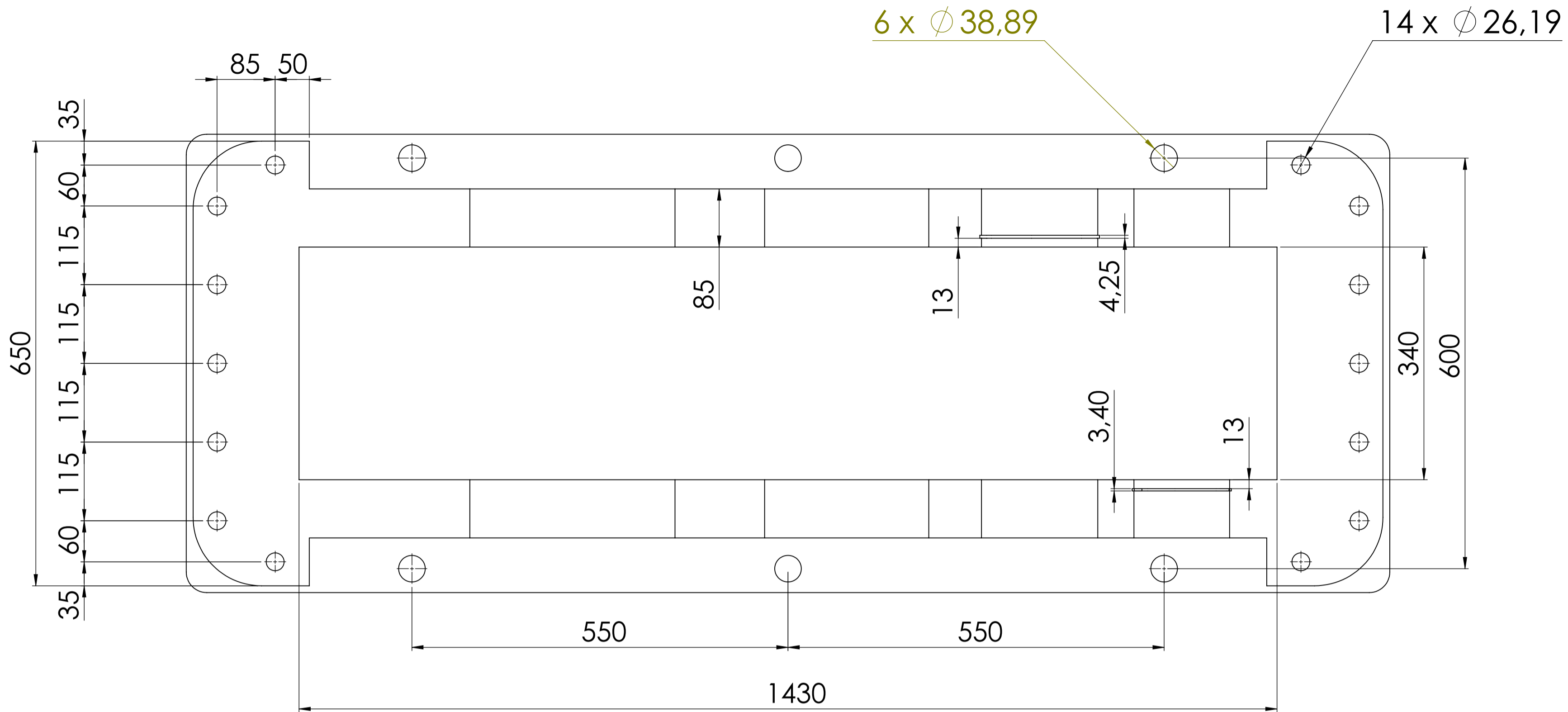
20.0 Graphical output, CAD systems

C. Anexo C: Planos de fabricación del reductor de velocidad

16 15 14 13 12 11 10 9 8 7 6 5 4 3 2 1

M L K J H G F E D C B A

M L K J H G F E D C B A



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:		ACABADO:	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	NO CAMBE LA ESCALA	REVISIÓN
UNIVERSIDAD ANTONIO NARIÑO					
TÍTULO:					
ACCIONAMIENTO Reductor					
N° DE DIBUJO				A1	
001 - Carcasa inferior					
ESCALA: 1:10				HOJA 1 DE 1	
DIBUJ:	NOMBRE	FIRMA	FECHA		
VERF:	W.A.G.S.		08.05.21		
APROB:	J.B.E.		08.05.21		
FABR:					
CAID:					
MATERIAL:					
PESO:					

16 15 14 13 12 11 10 9 8 7 6 5 4 3 2 1

16 15 14 13 12 11 10 9 8 7 6 5 4 3 2 1

M

M

L

L

K

K

J

J

H

H

G

G

F

F

E

E

D

D

C

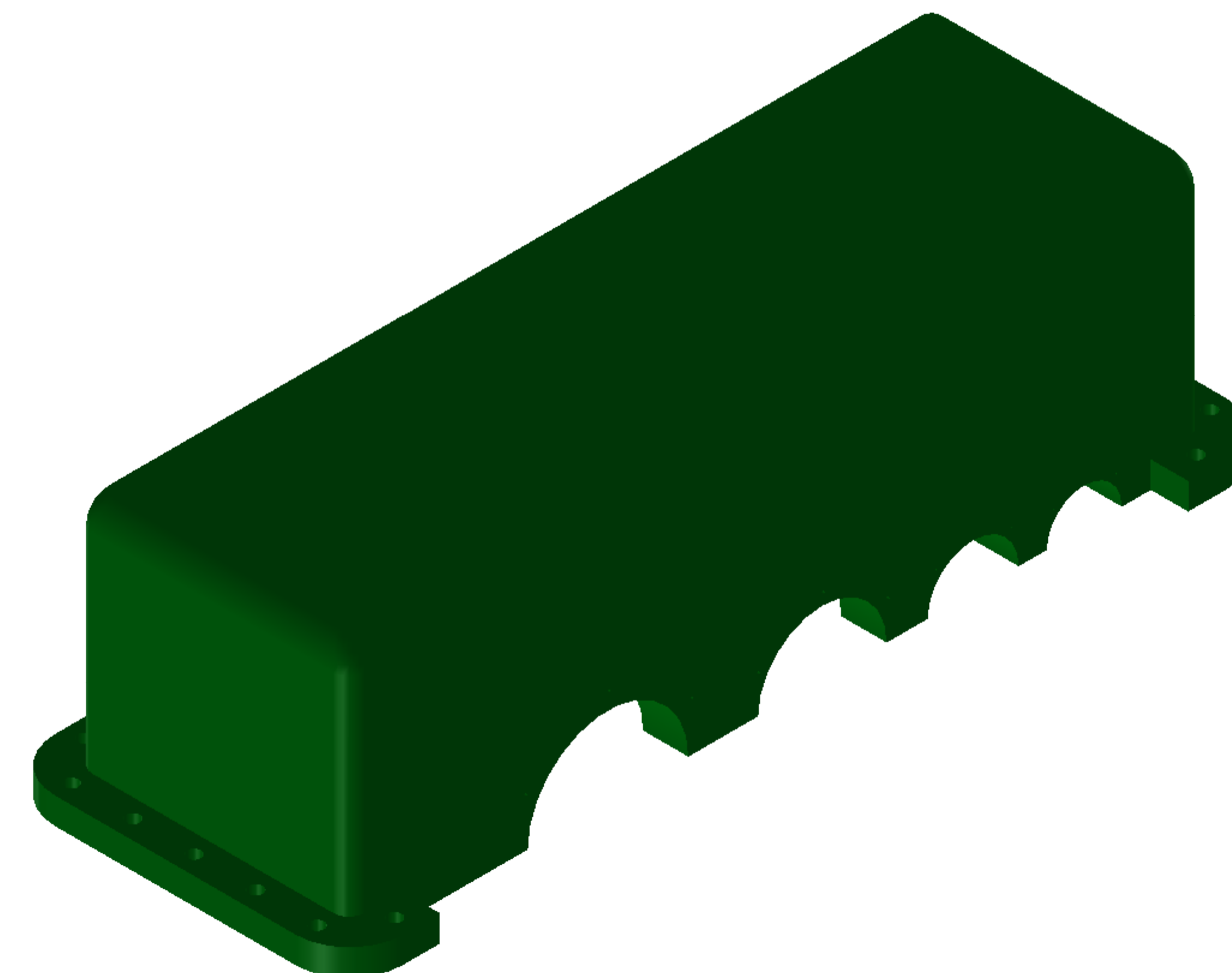
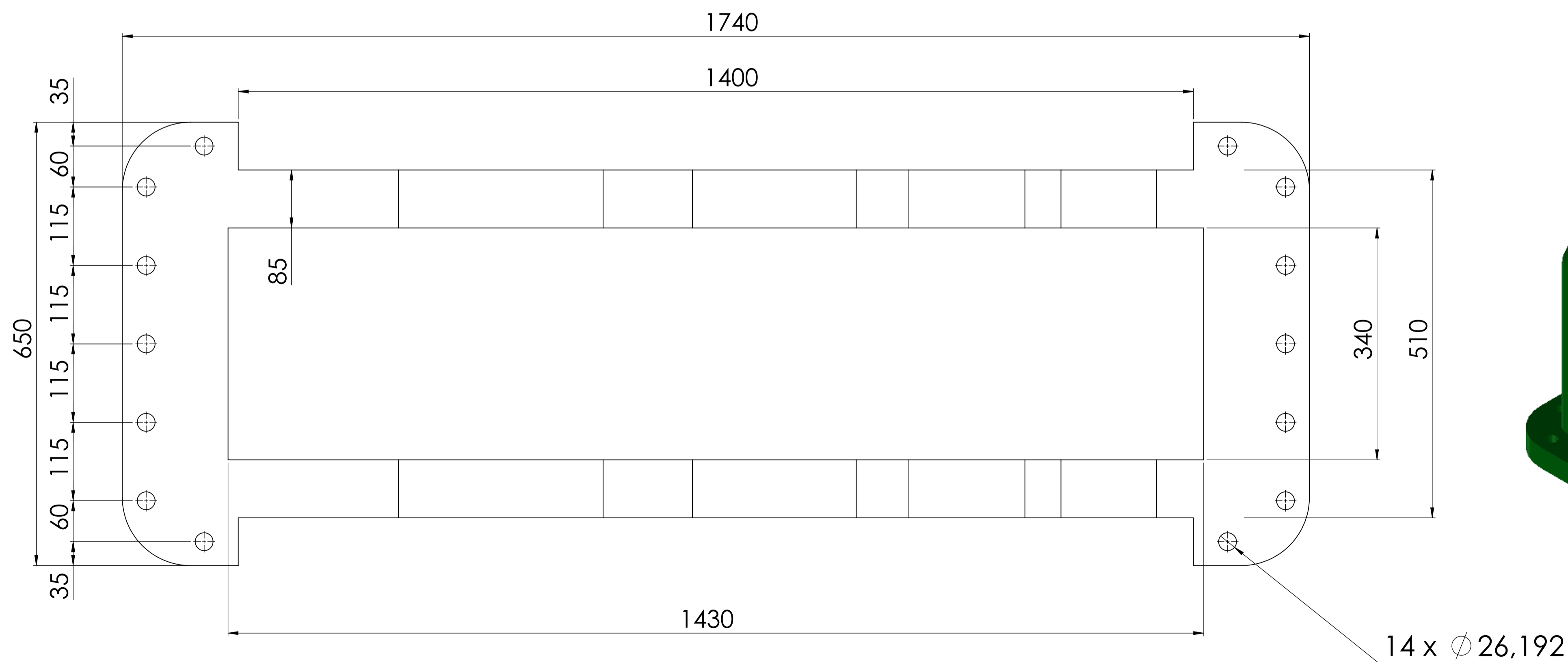
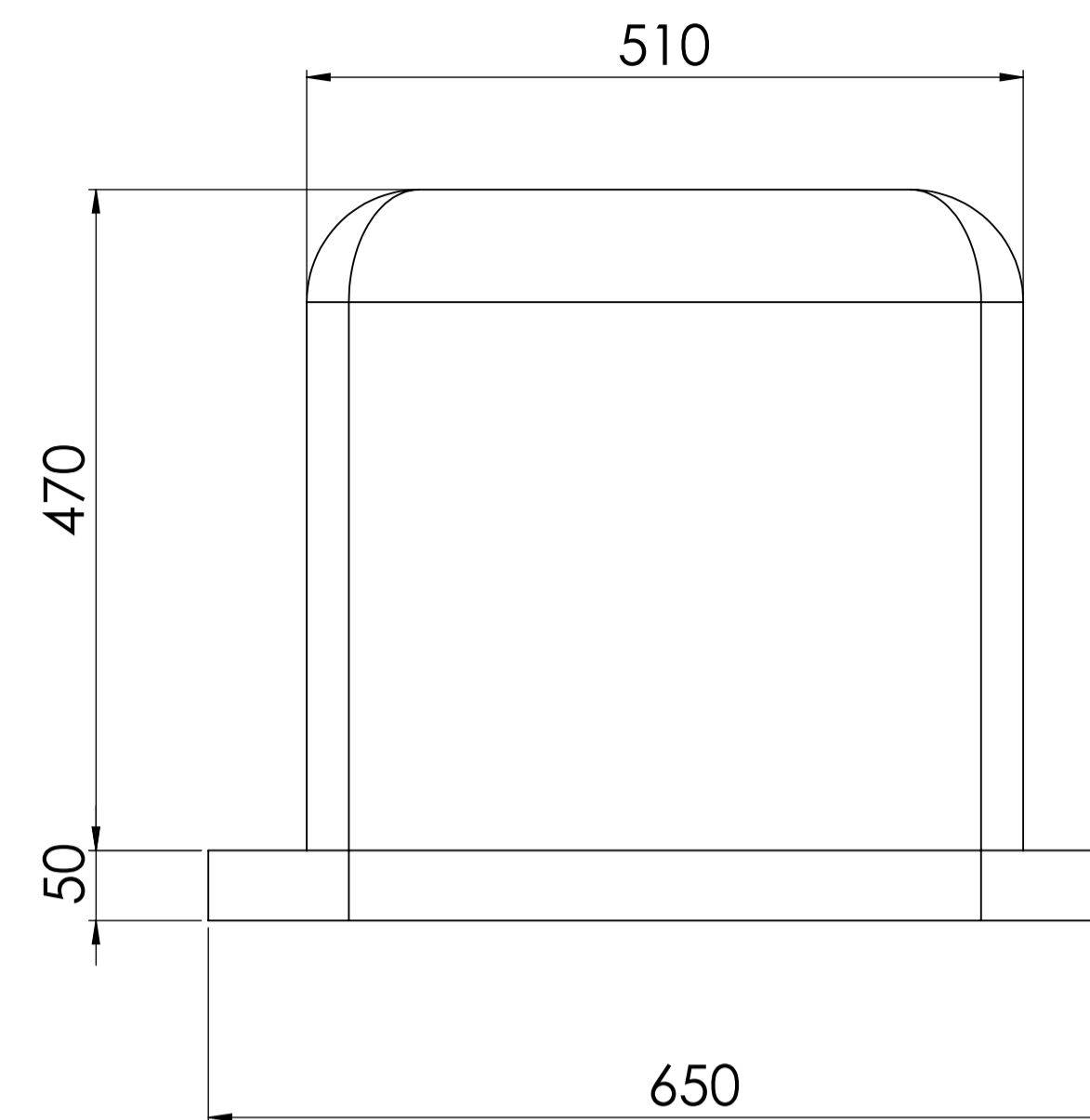
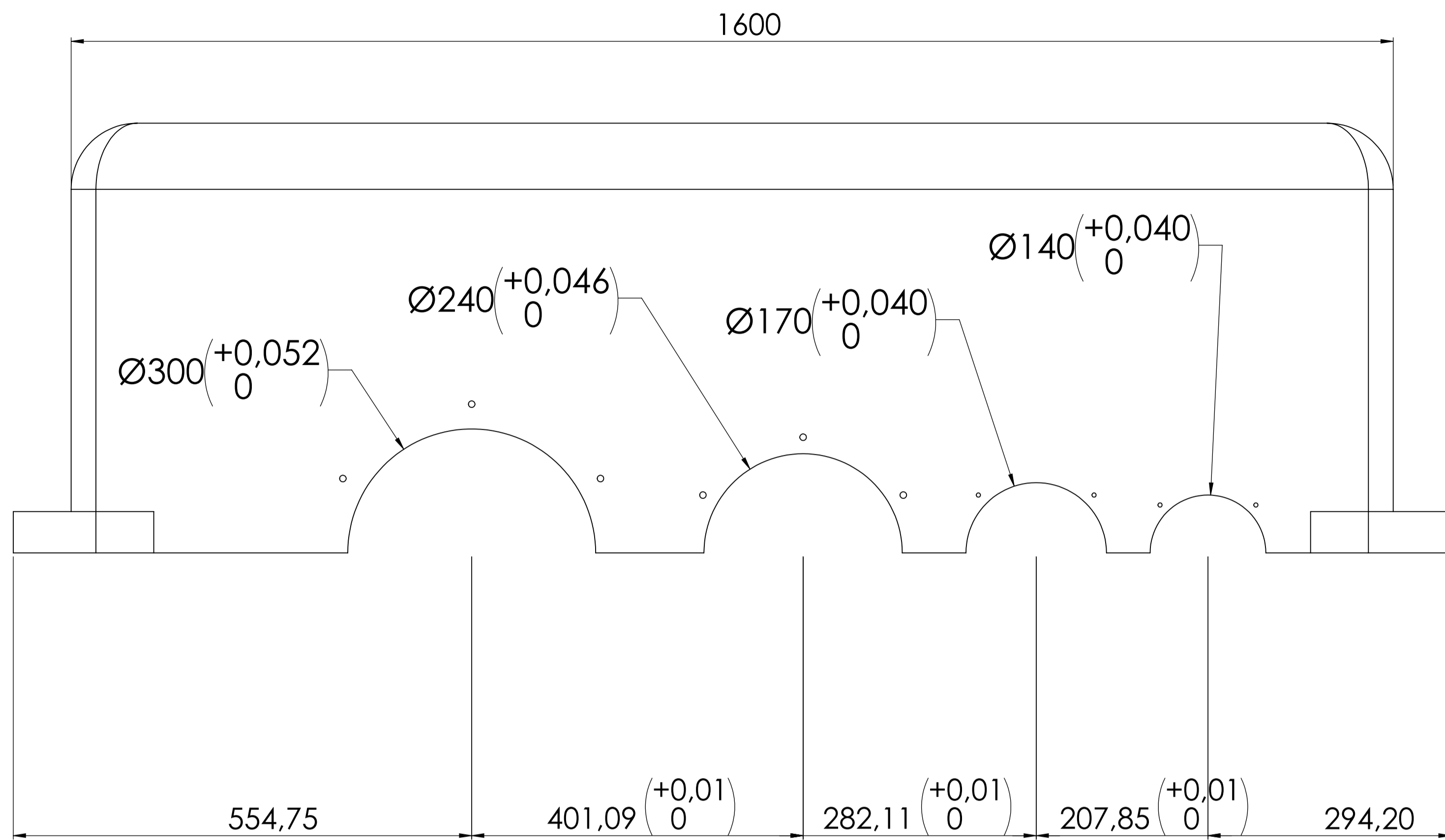
C

B

B

A

A



Todos radios y chaflanes
 Radios : 2 mm.
 Chaflanes: 2 mm x 45°

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:		ACABADO:	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	NO CAMBE LA ESCALA	REVISIÓN
UNIVERSIDAD ANTONIO NARIÑO					
TÍTULO: ACCIONAMIENTO Reductor					
DIBUJ. VERIF. APROB. FABR. CALID.	NOMBRE H.A.A.A. W.A.G.S. J.B.E.	FIRMA	FECHA 08.05.21 08.05.21 08.05.21	Nº DE DIBUJO 002 - Carcasa superior	A1
MATERIAL:			ESCALA:1:10	HOJA 1 DE 1	

16 15 14 13 12 11 10 9 8 7 6 5 4 3 2 1

16 15 14 13 12 11 10 9 8 7 6 5 4 3 2 1

M

M

L

L

K

K

J

J

H

H

G

G

F

F

E

E

D

D

C

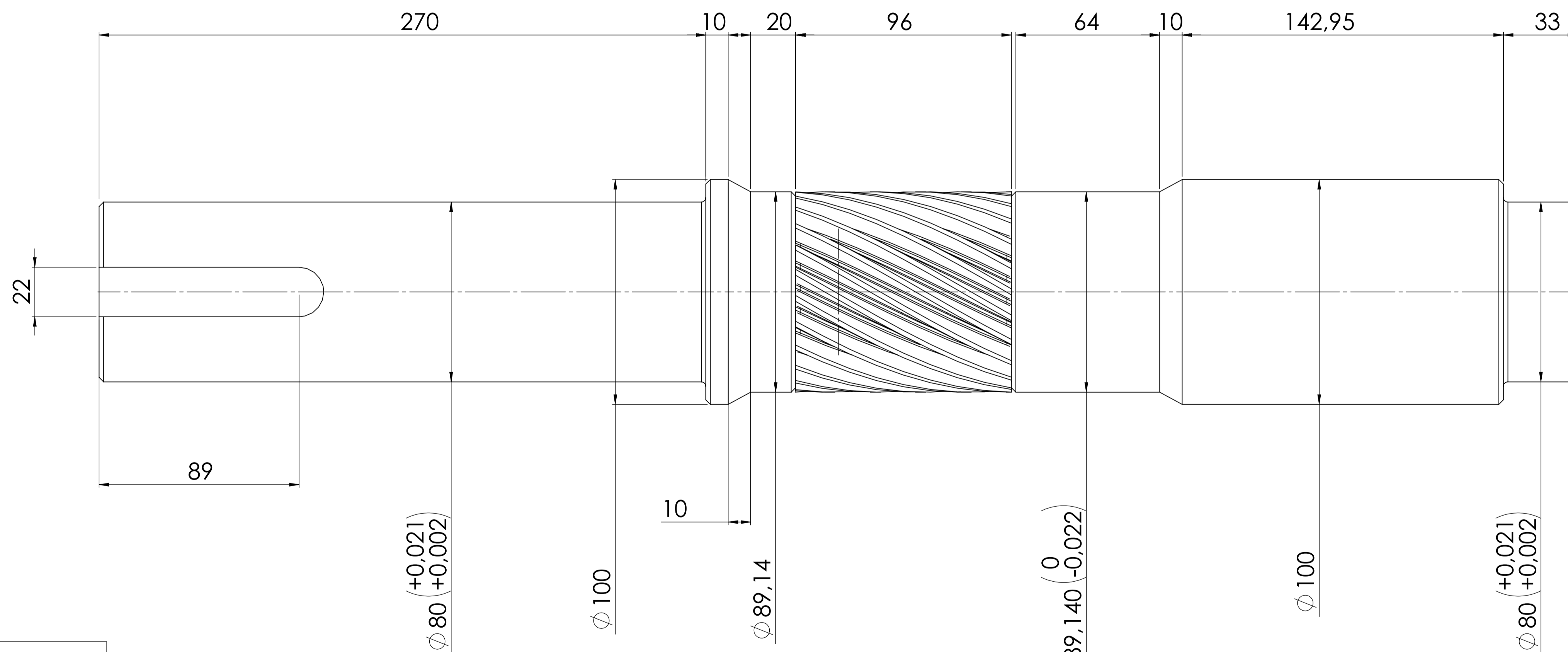
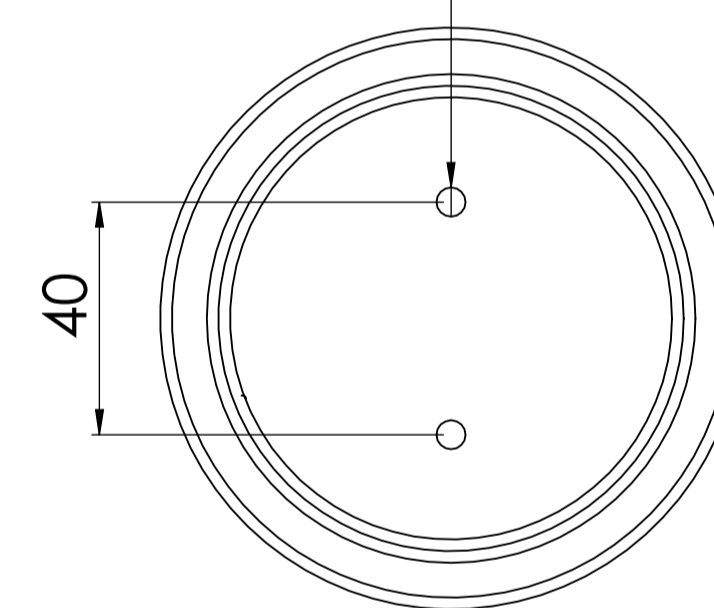
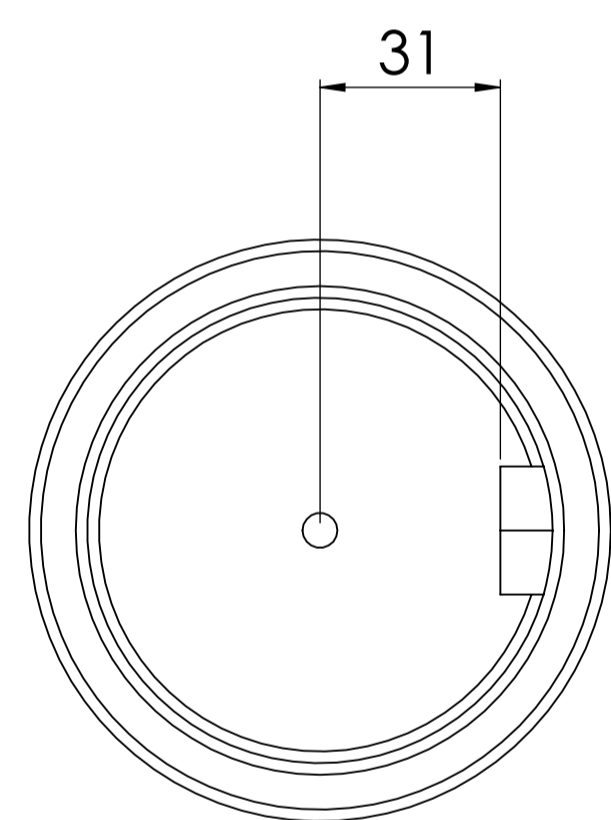
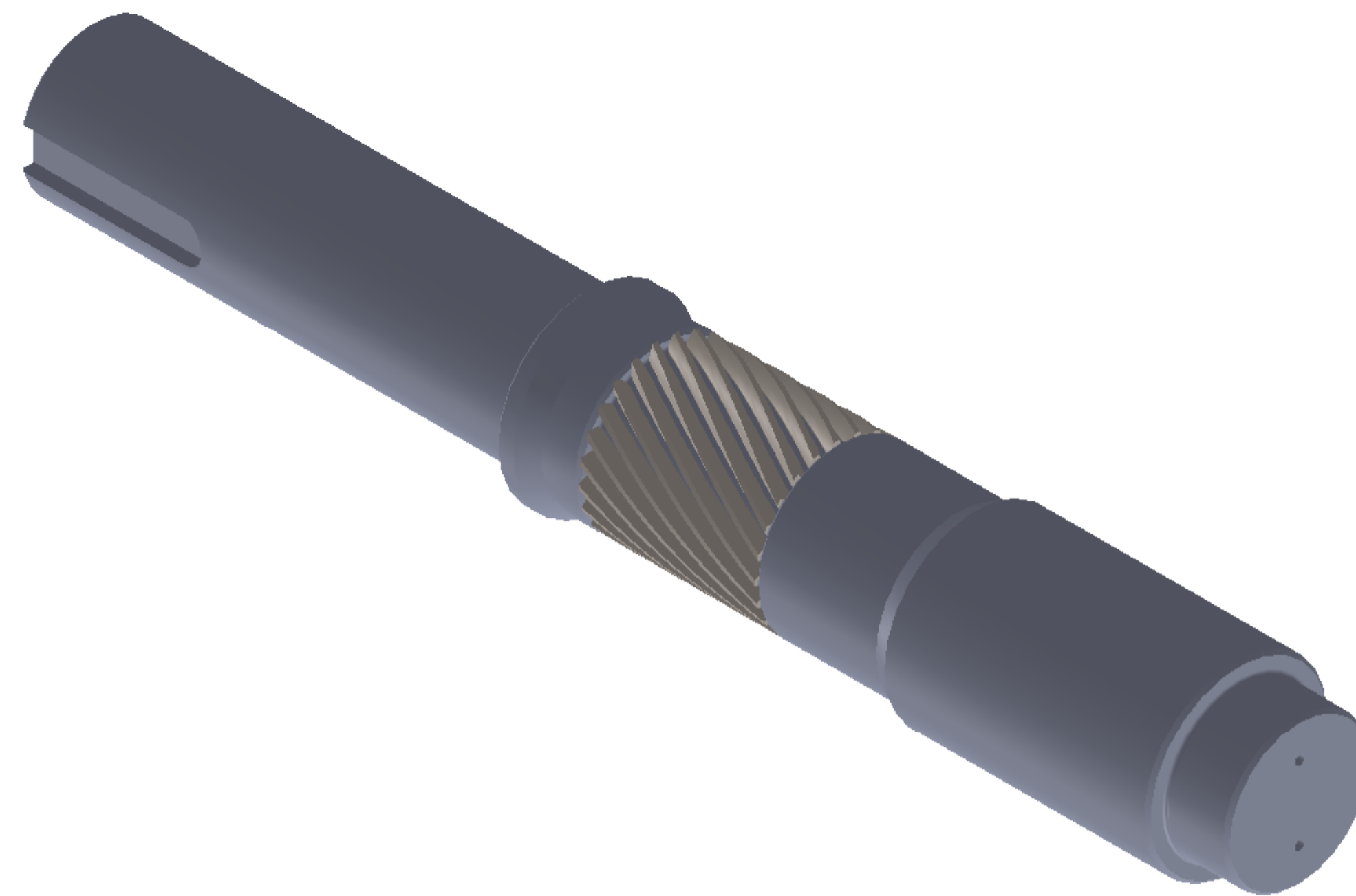
C

B

B

A

A



2 x M6 prof 15 mm.

Todos radios y chaflanes
Radios : 2 mm.
Chaflanes: 2 mm x 45°

Datos de corte	
Módulo	3
No. Dientes	24
Angulo de presión normal	20°
Angulo de hélice	30°
Hélice	Izquierda

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:		ACABADO:	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	NO CAMBE LA ESCALA	REVISIÓN
UNIVERSIDAD ANTONIO NARIÑO		TÍTULO:			
DIBUJ: H.A.A.A.		FECHA: 08.05.21		ACCIONAMIENTO	
VERF: W.A.G.S.		FECHA: 08.05.21		Reductor	
APROB: J.B.E.		FECHA: 08.05.21		N° DE DIBUJO	
FABR:		MATERIAL:		003 - Eje piñon entrada	
CALD:		PESO:		A1	
				ESCALA: 1:10	
				HOJA 1 DE 1	

16 15 14 13 12 11 10 9 8 7 6 5 4 3 2 1

16 15 14 13 12 11 10 9 8 7 6 5 4 3 2 1

M

M

L

L

K

K

J

J

H

H

G

G

F

F

E

E

D

D

C

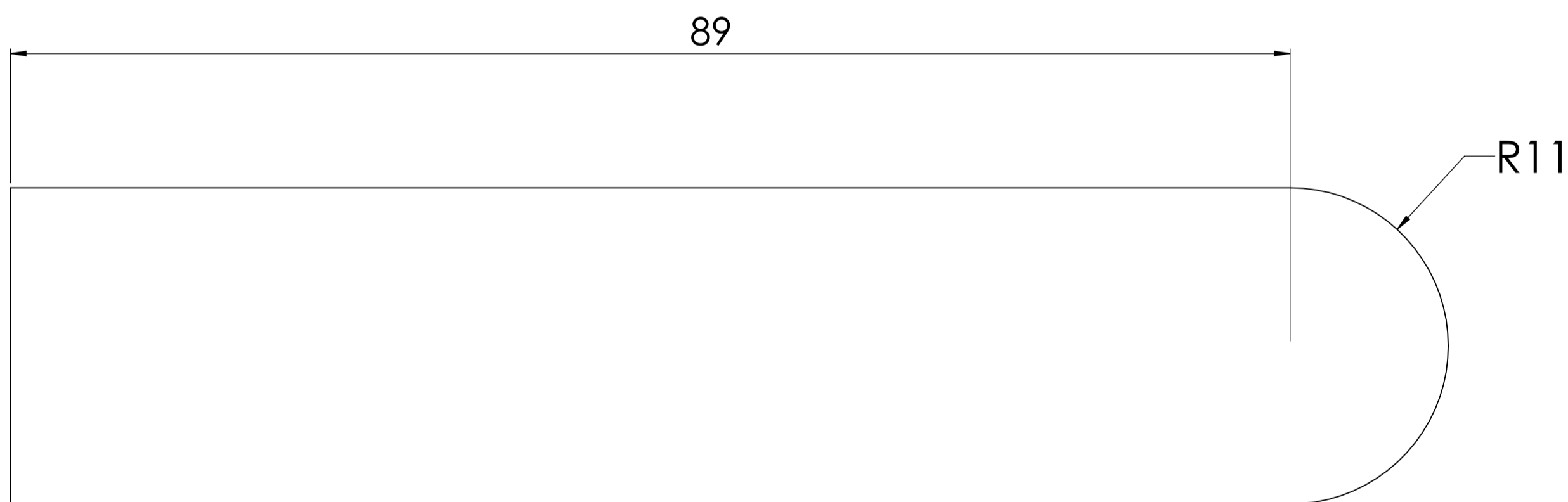
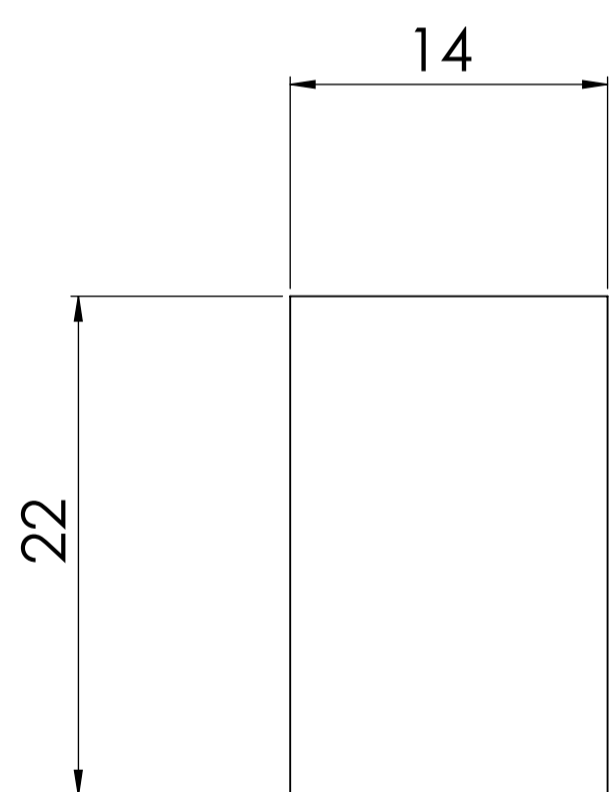
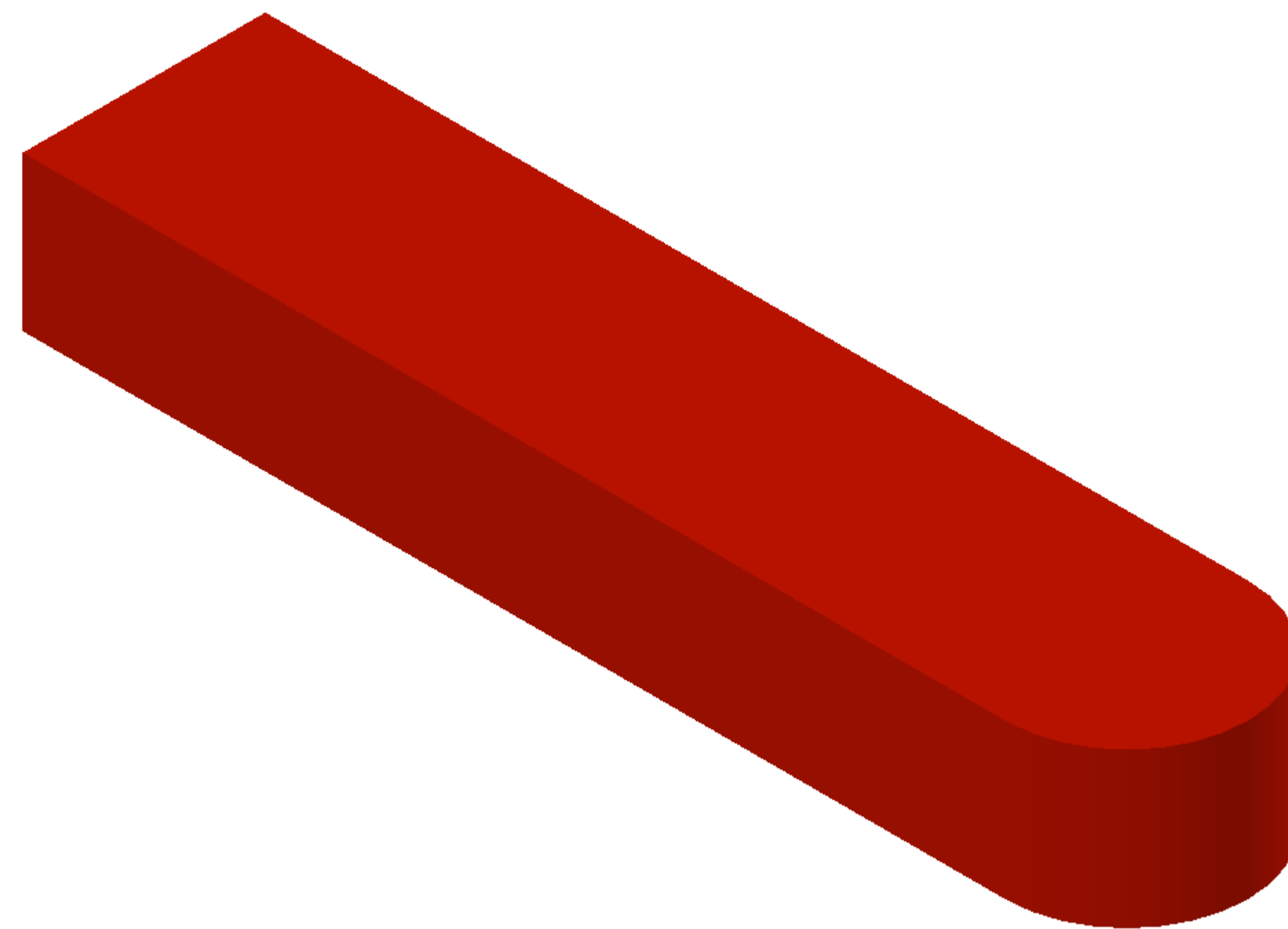
C

B

B

A

A



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:		ACABADO:	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	NO CAMBE LA ESCALA	REVISIÓN
UNIVERSIDAD ANTONIO NARIÑO					
TÍTULO: ACCIONAMIENTO Reductor					
DIBUJ:	NOMBRE: H.A.A.A.	FIRMA:	FECHA: 08.05.21	Nº DE DIBUJO: 004 - Cuña eje piñon entrada reductor	A1
VERF:	W.A.G.S.		08.05.21	ESCALA: 1:10	HOJA 1 DE 1
APROB:	J.B.E.		08.05.21		
FABR:					
CAID.					

16 15 14 13 12 11 10 9 8 7 6 5 4 3 2 1

16 15 14 13 12 11 10 9 8 7 6 5 4 3 2 1

M

M

L

L

K

K

J

J

H

H

G

G

F

F

E

E

D

D

C

C

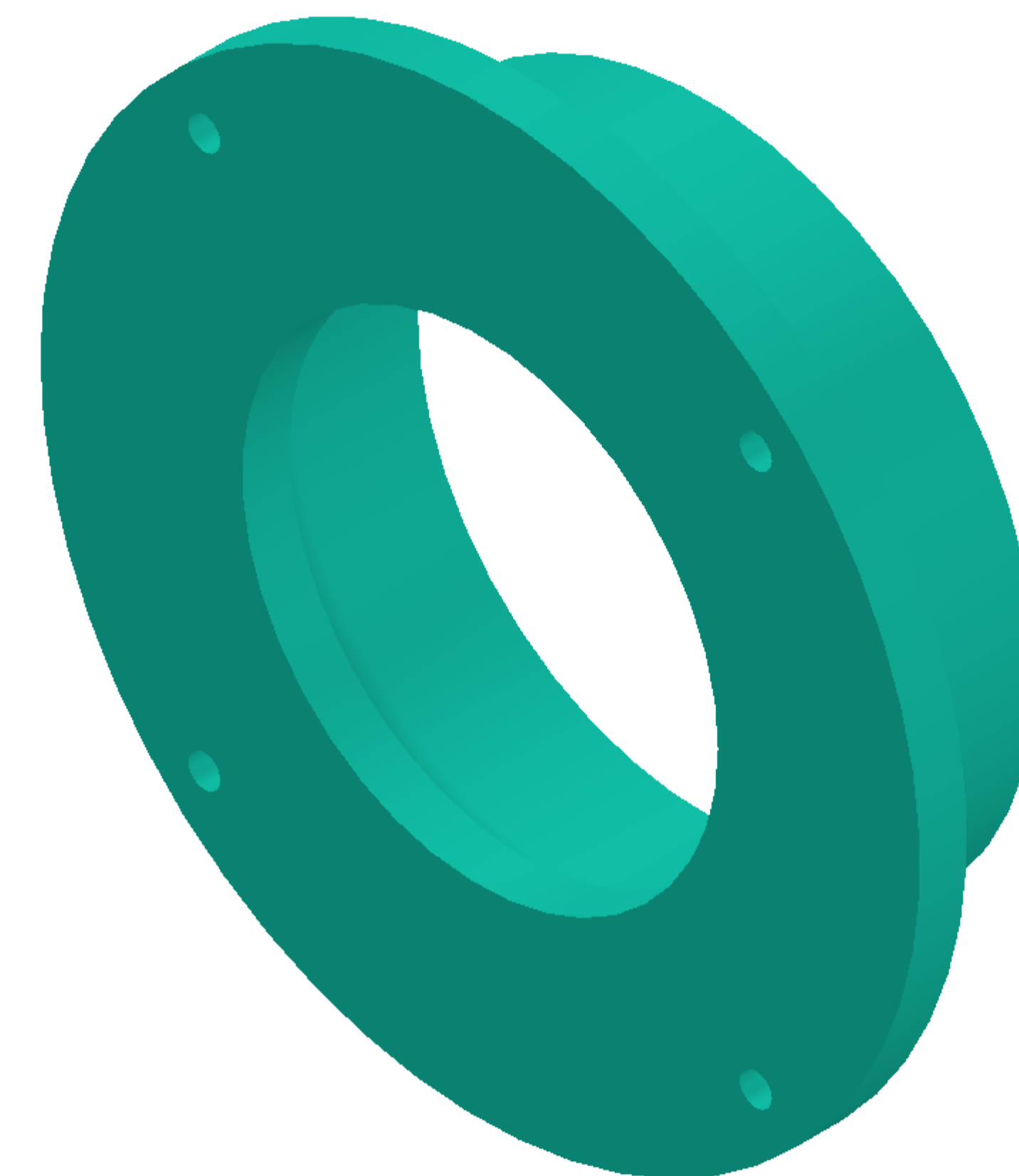
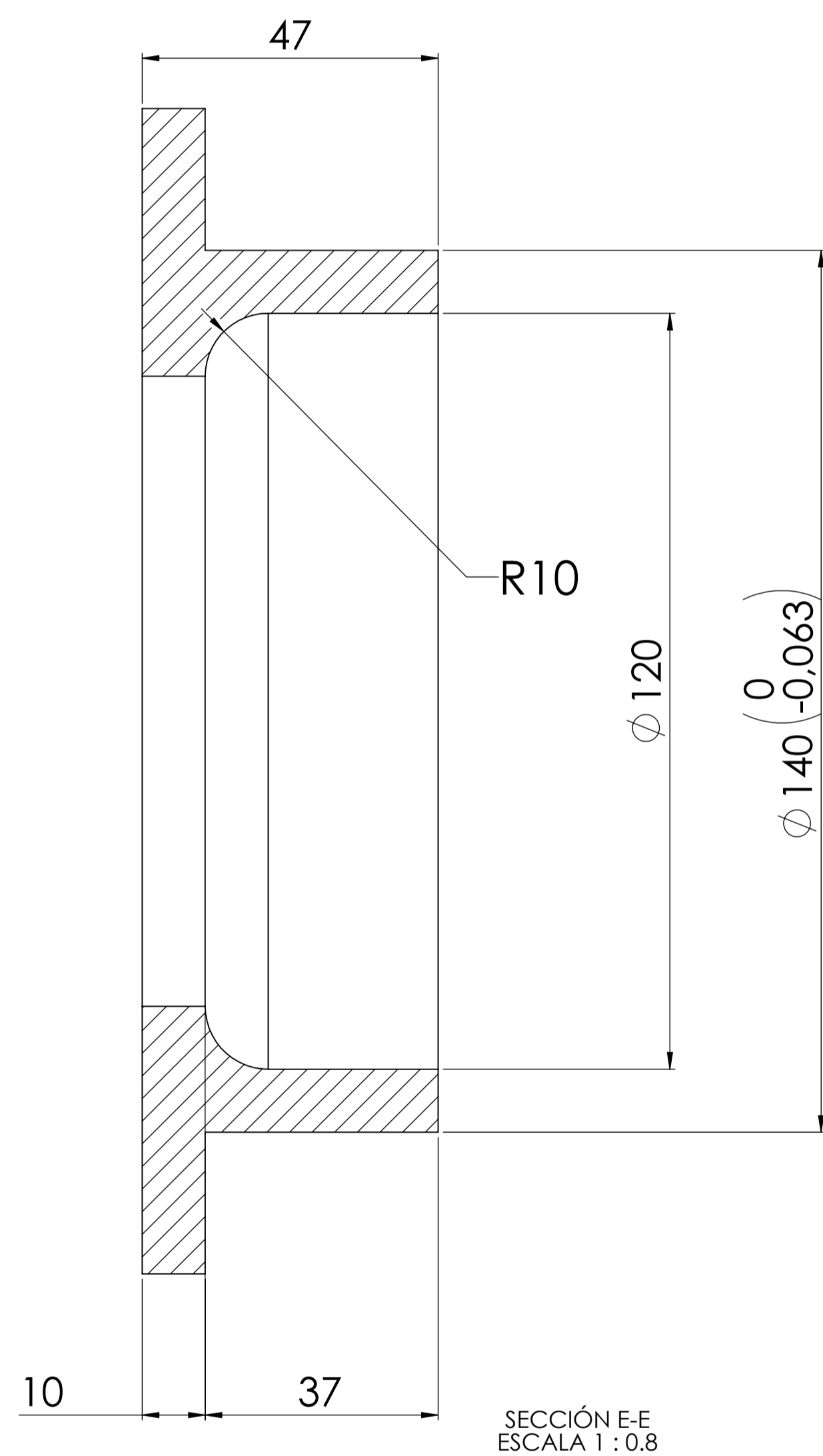
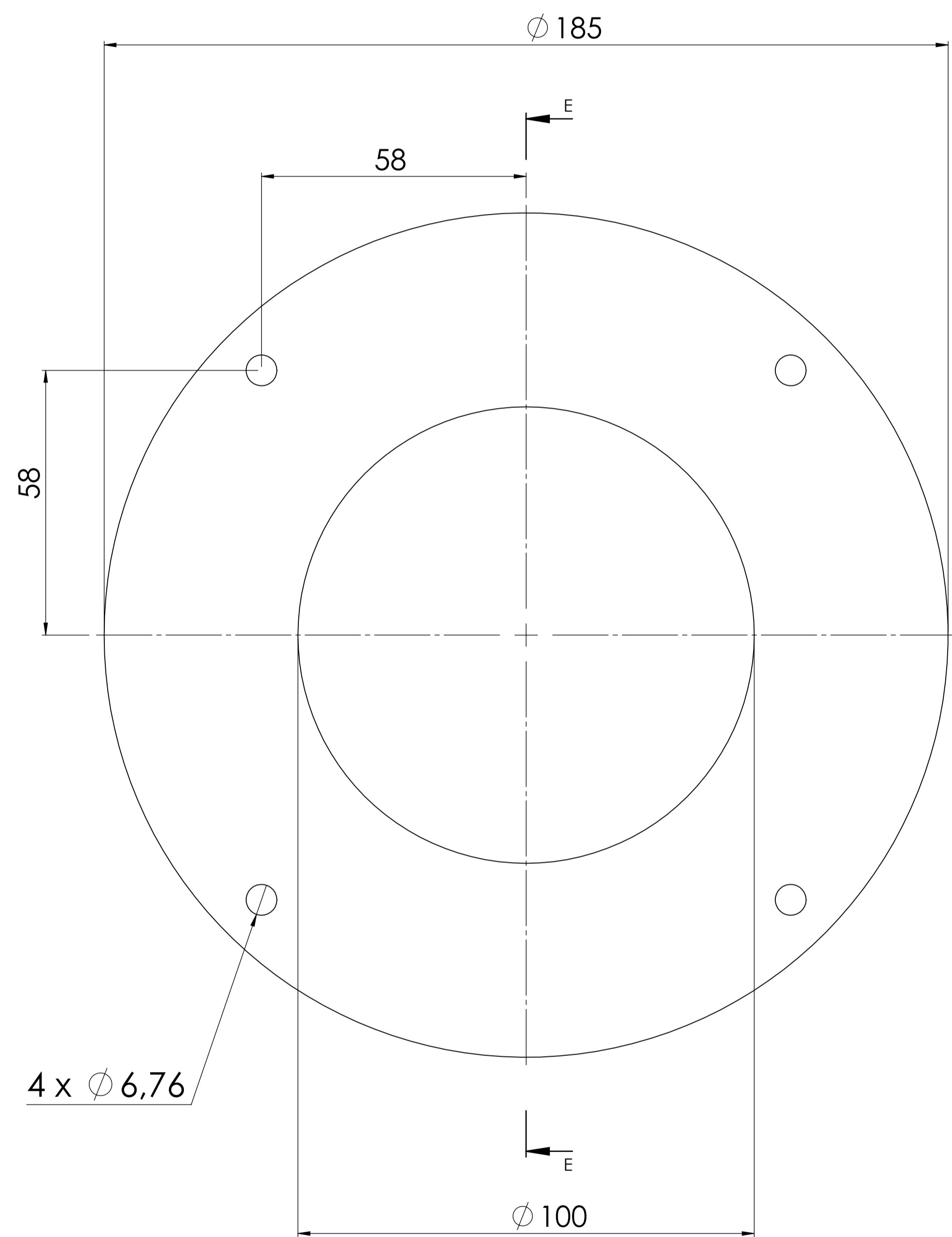
B

B

A

A

16 15 14 13 12 11 10 9 8 7 6 5 4 3 2 1



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:		ACABADO:	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	NO CAMBE LA ESCALA	REVISIÓN
UNIVERSIDAD ANTONIO NARIÑO					
TÍTULO: ACCIONAMIENTO Reductor					
DIBUJ:	NOMBRE: H.A.A.A.	FIRMA:	FECHA: 08.05.21	Nº DE DIBUJO: 005 - Tapa abierta eje piñon entrada	A1
VERF:	W.A.G.S.		08.05.21	ESCALA: 1:10	HOJA 1 DE 1
APROB:	J.B.E.		08.05.21		
FABR:					
CAID:					

16

15

14

13

12

11

10

9

8

7

6

5

4

3

2

1

M

M

L

L

K

K

J

J

H

H

G

G

F

F

E

E

D

D

C

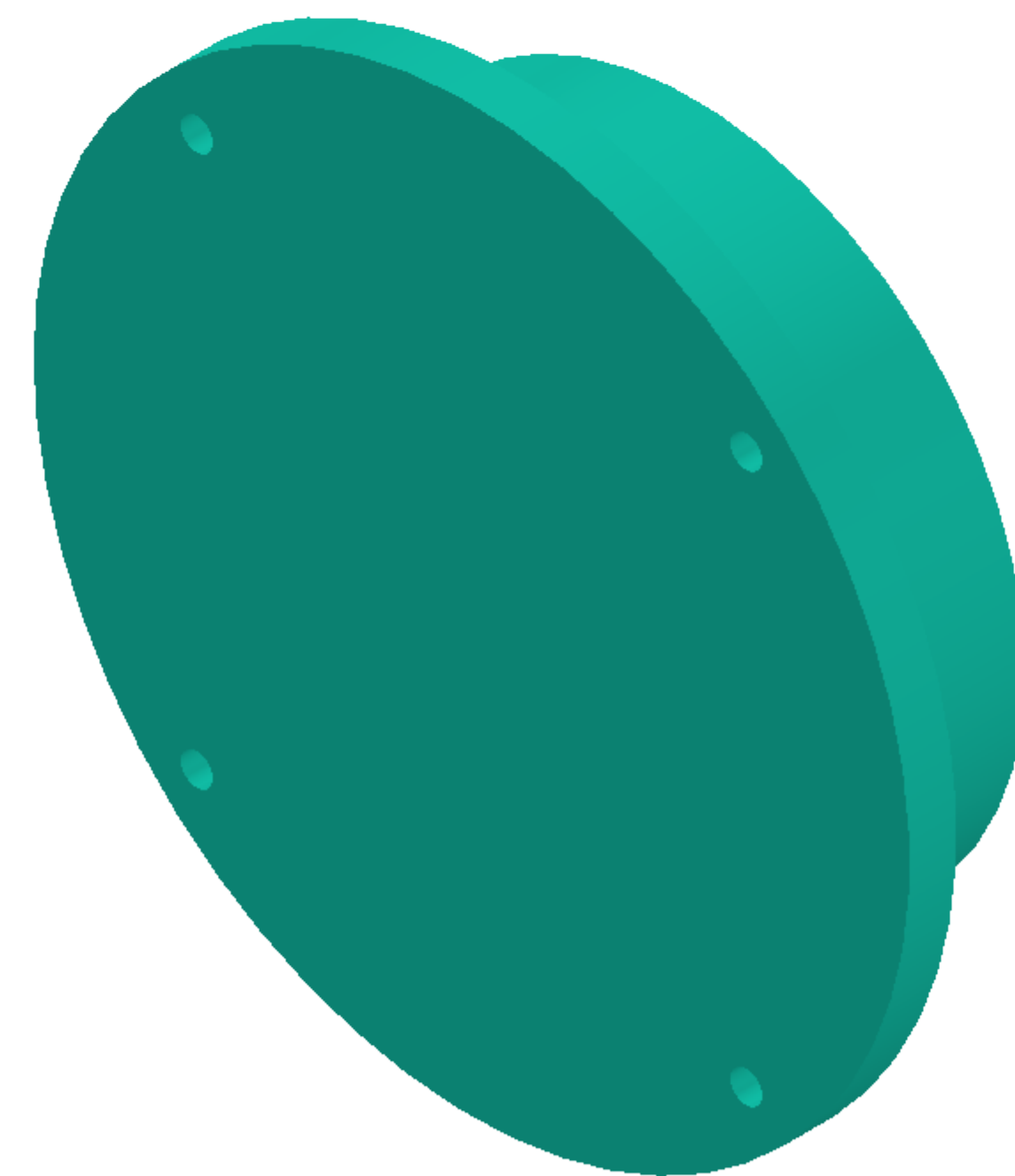
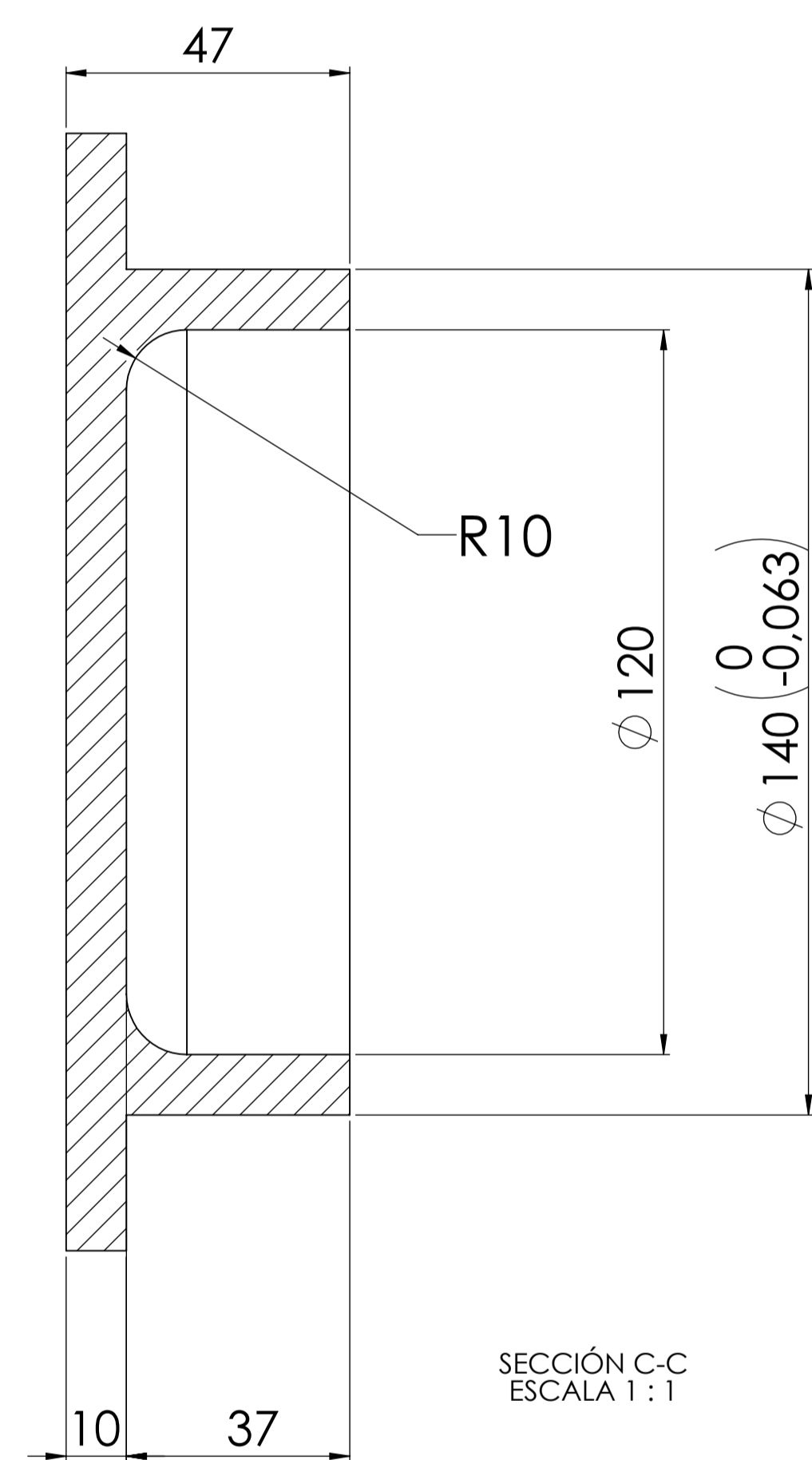
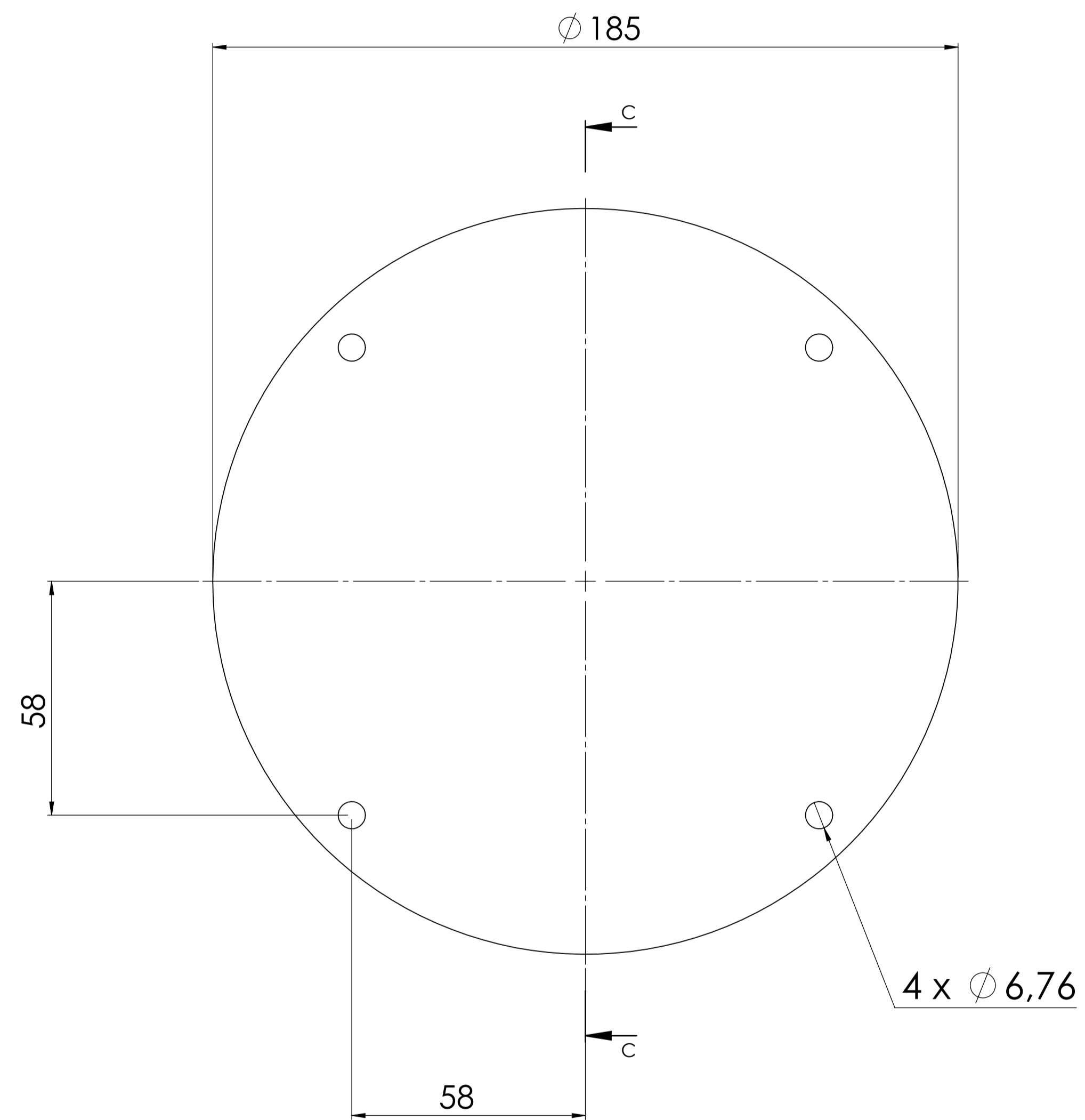
C

B

B

A

A



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:		ACABADO:	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	NO CAMBE LA ESCALA	REVISIÓN
UNIVERSIDAD ANTONIO NARIÑO					
TÍTULO:					
ACCIONAMIENTO					
Reductor					
N° DE DIBUJO				A1	
006 - Tapa cerrada eje piñon entrada					
ESCALA: 1:10				HOJA 1 DE 1	
DIBUJ.	NOMBRE	FIRMA	FECHA		
VERF.	W.A.G.S.		08.05.21		
APROB.	J.B.E.		08.05.21		
FABR.					
CAID.					
MATERIAL:					
PESO:					

16

15

14

13

12

11

10

9

8

7

6

5

4

3

2

1

16

15

14

13

12

11

10

9

8

7

6

5

4

3

2

1

M

M

L

L

K

K

J

J

H

H

G

G

F

F

E

E

D

D

C

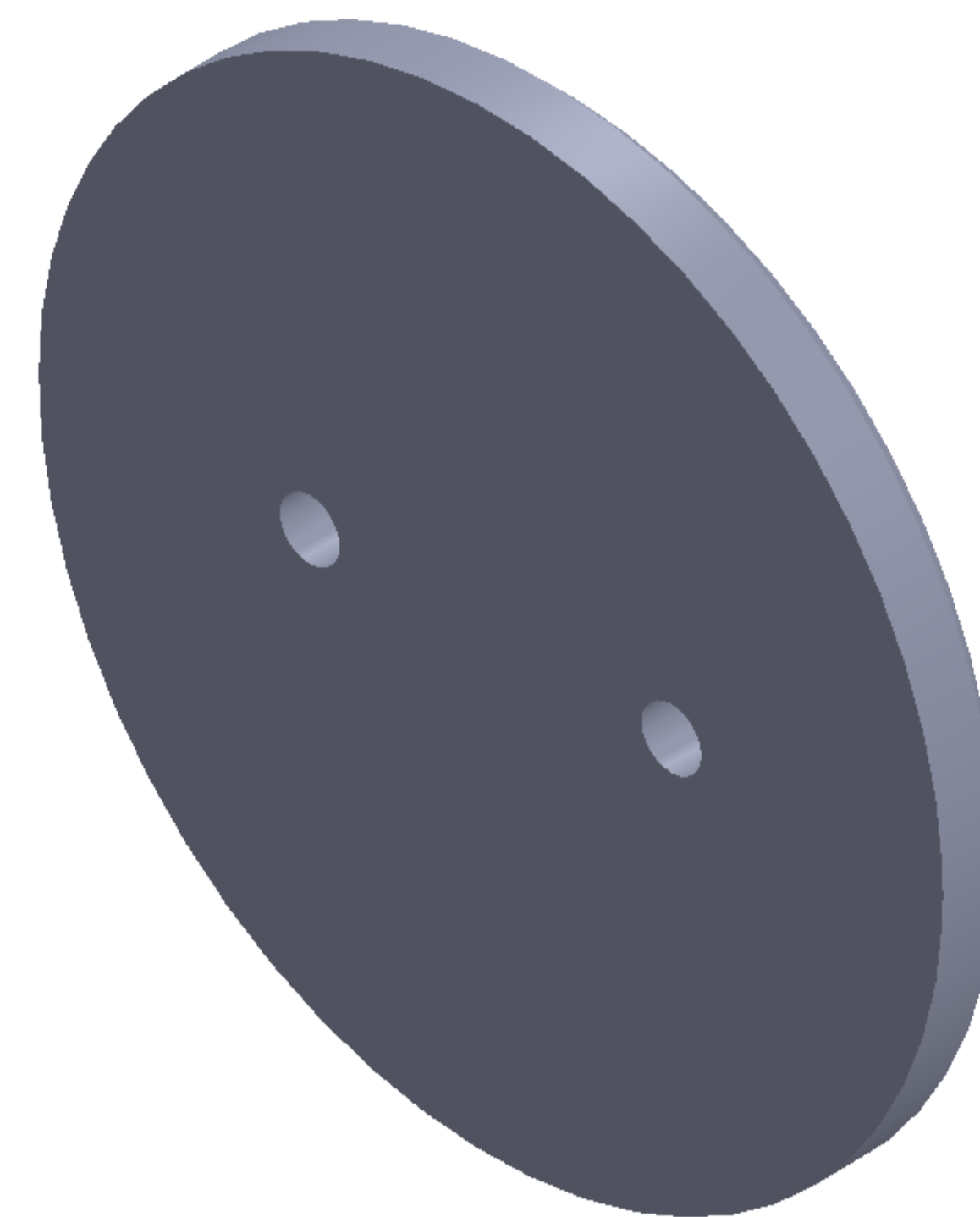
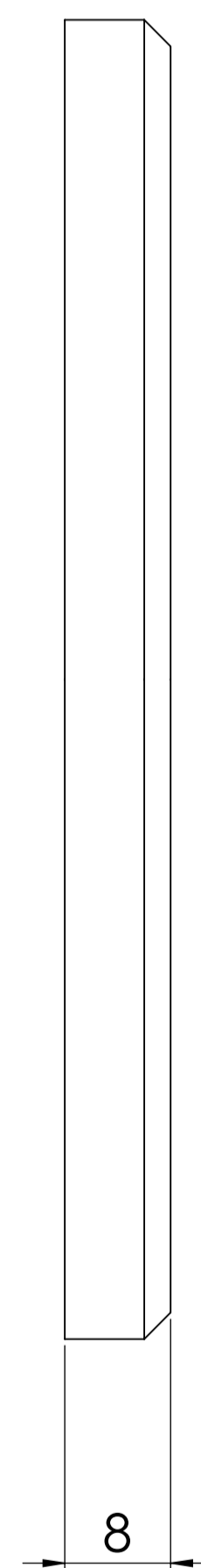
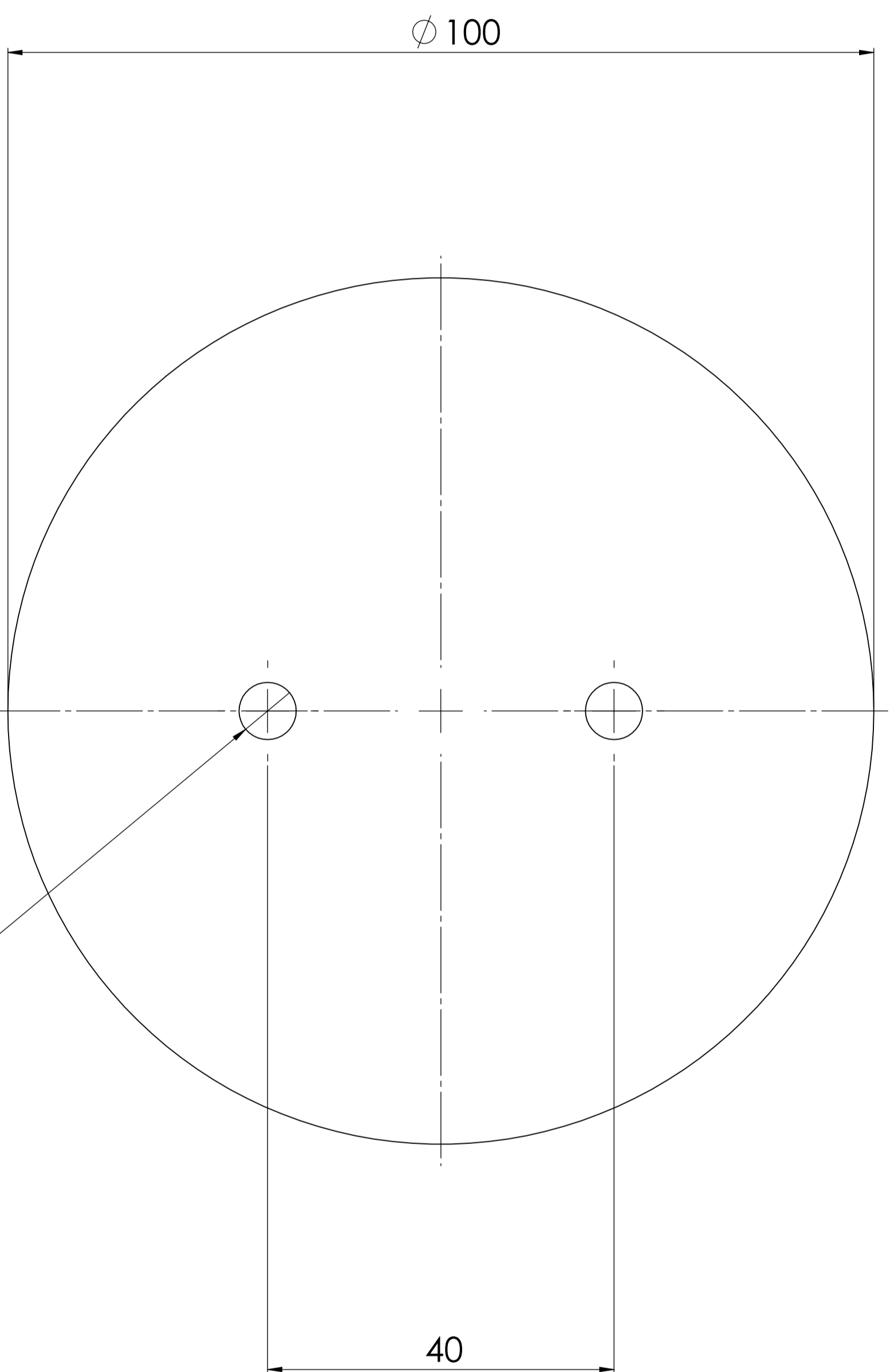
C

B

B

A

A



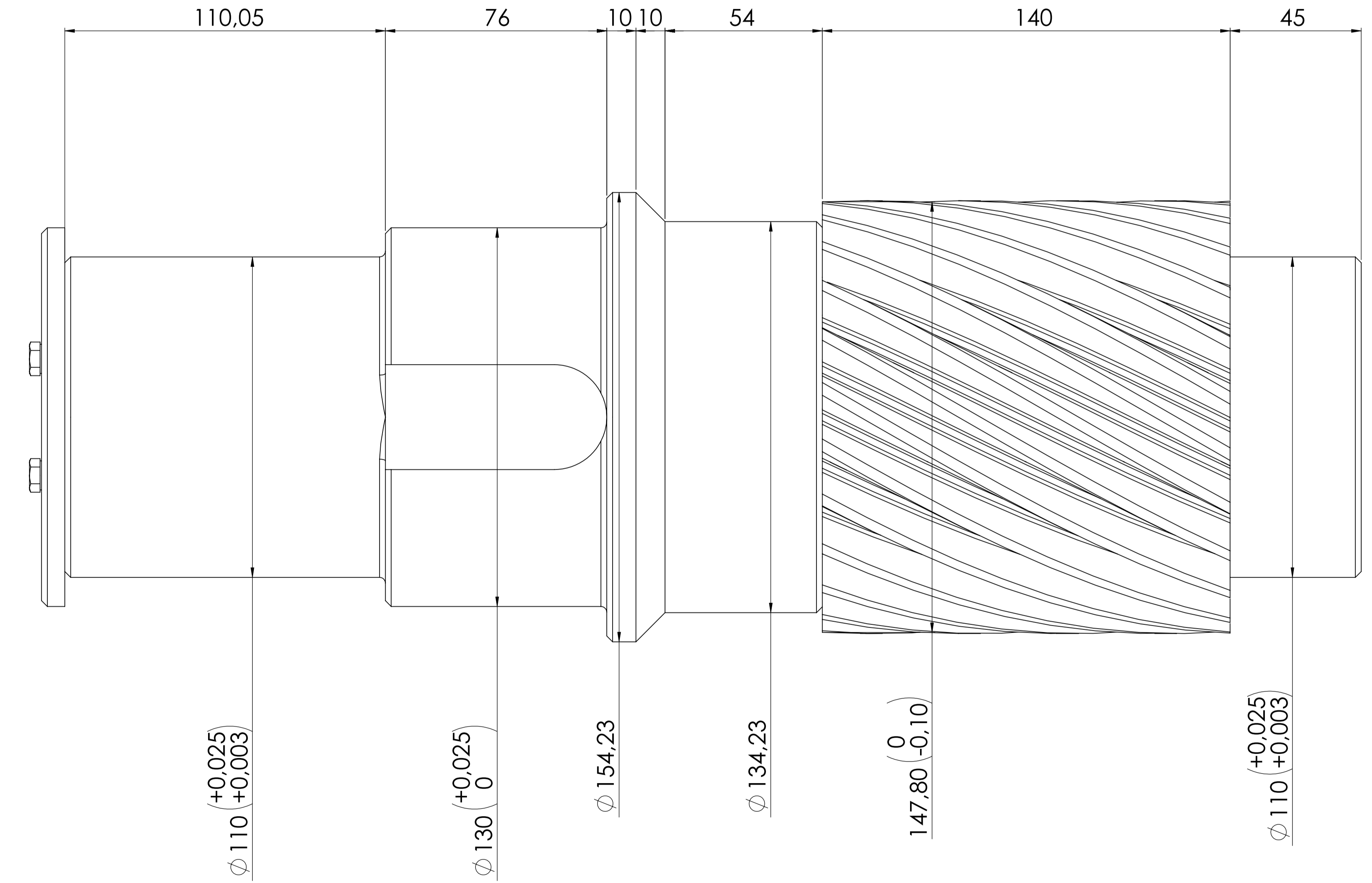
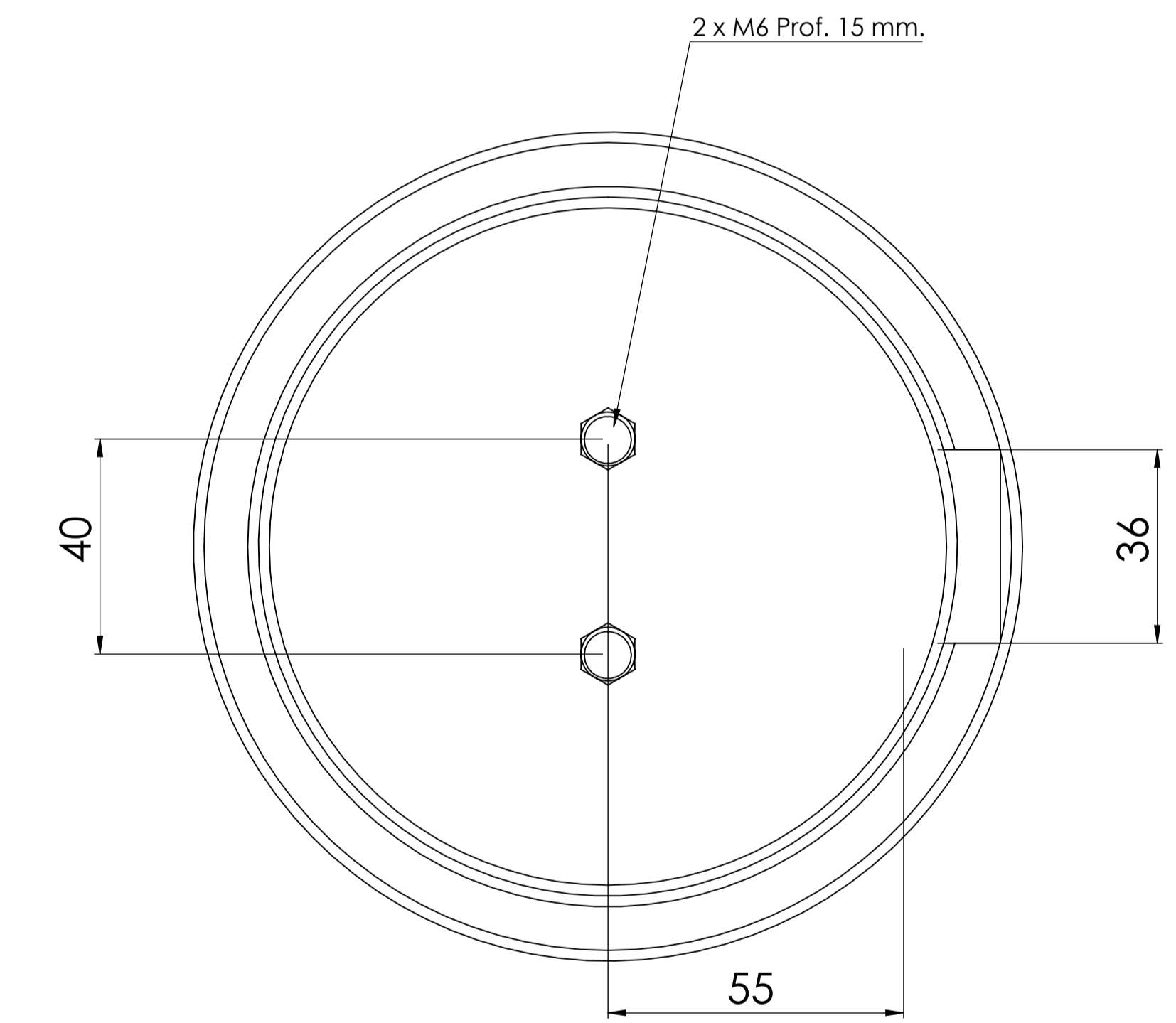
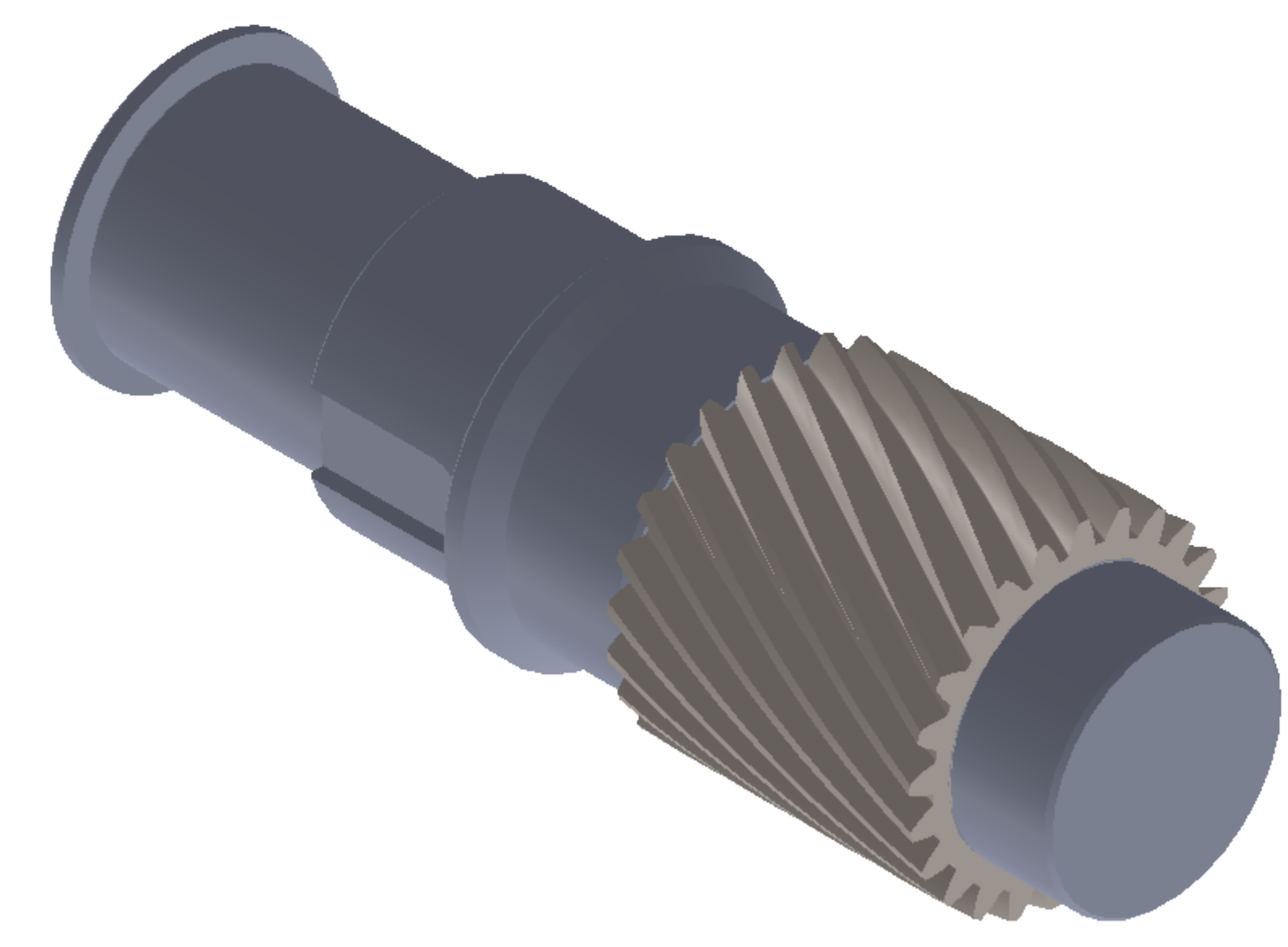
Todos radios y chaflanes
 Radios : 2 mm.
 Chaflanes: 2 mm x 45°

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM		ACABADO:	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	NO CAMBE LA ESCALA	REVISIÓN
ACABADO SUPERFICIAL:				UNIVERSIDAD ANTONIO NARIÑO	
TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:				ACCIONAMIENTO Reductor	
DIBUJ:	NOMBRE	FIRMA	FECHA	TÍTULO:	
VERF:	W.A.G.S.		08.05.21	N° DE DIBUJO	
APROB:	J.B.E.		08.05.21	007 - Puntera eje piñon entrada	
FABR:			MATERIAL:		A1
CAID.			PESO:		ESCALA: 1:10
				HOJA 1 DE 1	

16 15 14 13 12 11 10 9 8 7 6 5 4 3 2 1

M
L
K
J
H
G
F
E
D
C
B
A

M
L
K
J
H
G
F
E
D
C
B
A



Datos de corte	
Módulo	5
No. Dientes	24
Angulo de presión normal	20°
Angulo de hélice	15°
Hélice	Izquierda

Todos radios y chaflanes
Radios : 2 mm.
Chaflanes: 2 mm x 45°

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:		ACABADO:	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	NO CAMBE LA ESCALA	REVISIÓN
UNIVERSIDAD ANTONIO NARIÑO		TÍTULO:			
DIBUJ: H.A.A.A.		FECHA: 08.05.21		ACCIONAMIENTO	
VERF: W.A.G.S.		FECHA: 08.05.21		Reductor	
APROB: J.B.E.		FECHA: 08.05.21		N° DE DIBUJO	
FABR:		MATERIAL:		008 - Eje piñon 2	
CALD:		PESO:		A1	
				ESCALA: 1:10	
				HOJA 1 DE 1	

16 15 14 13 12 11 10 9 8 7 6 5 4 3 2 1

16

15

14

13

12

11

10

9

8

7

6

5

4

3

2

1

M

M

L

L

K

K

J

J

H

H

G

G

F

F

E

E

D

D

C

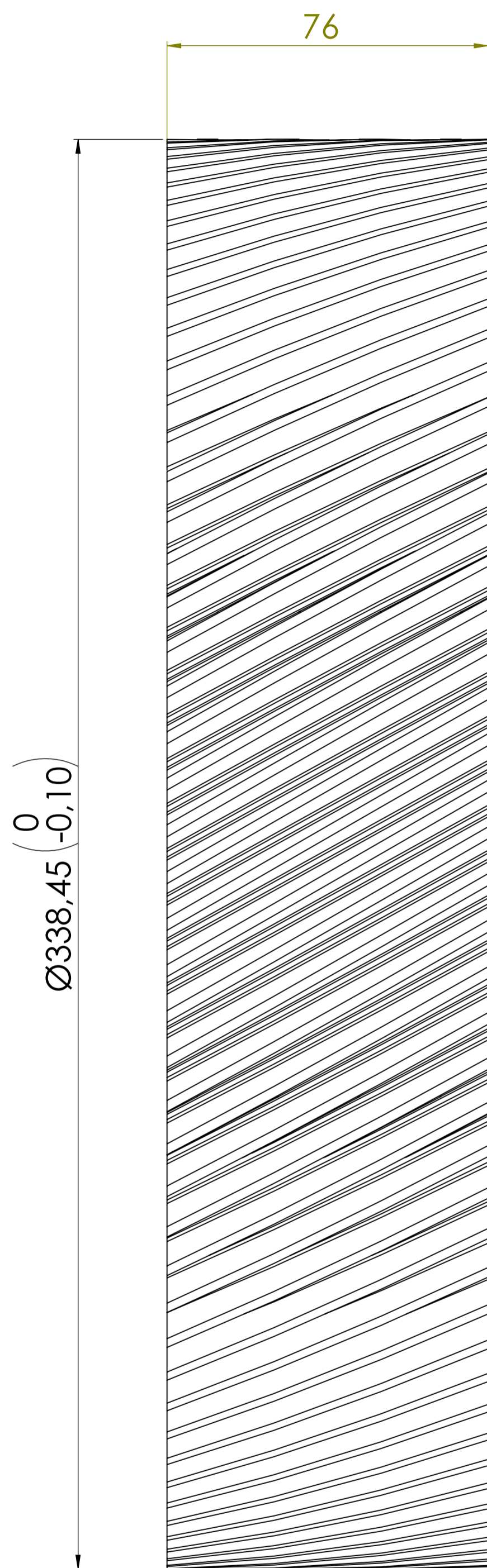
C

B

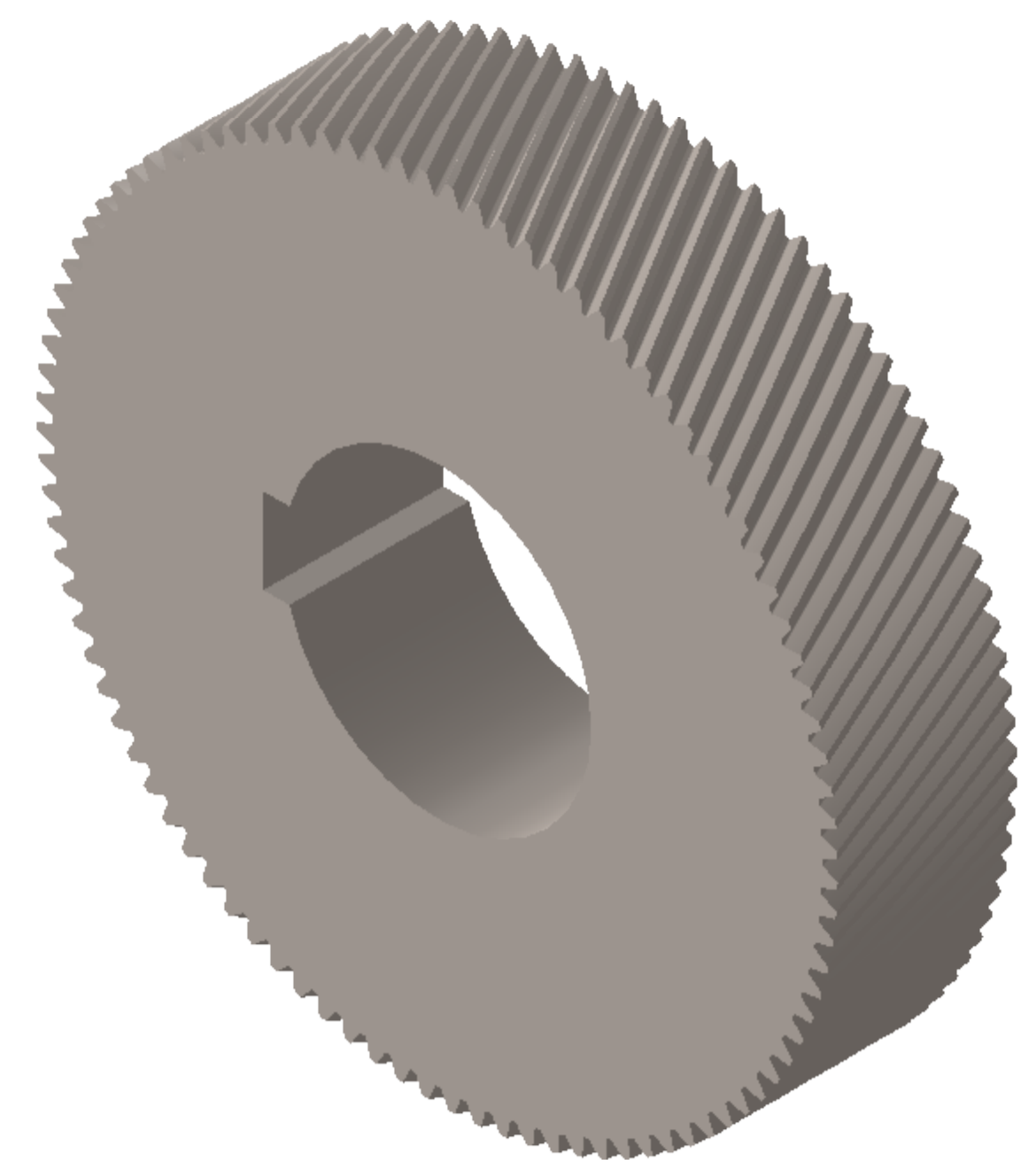
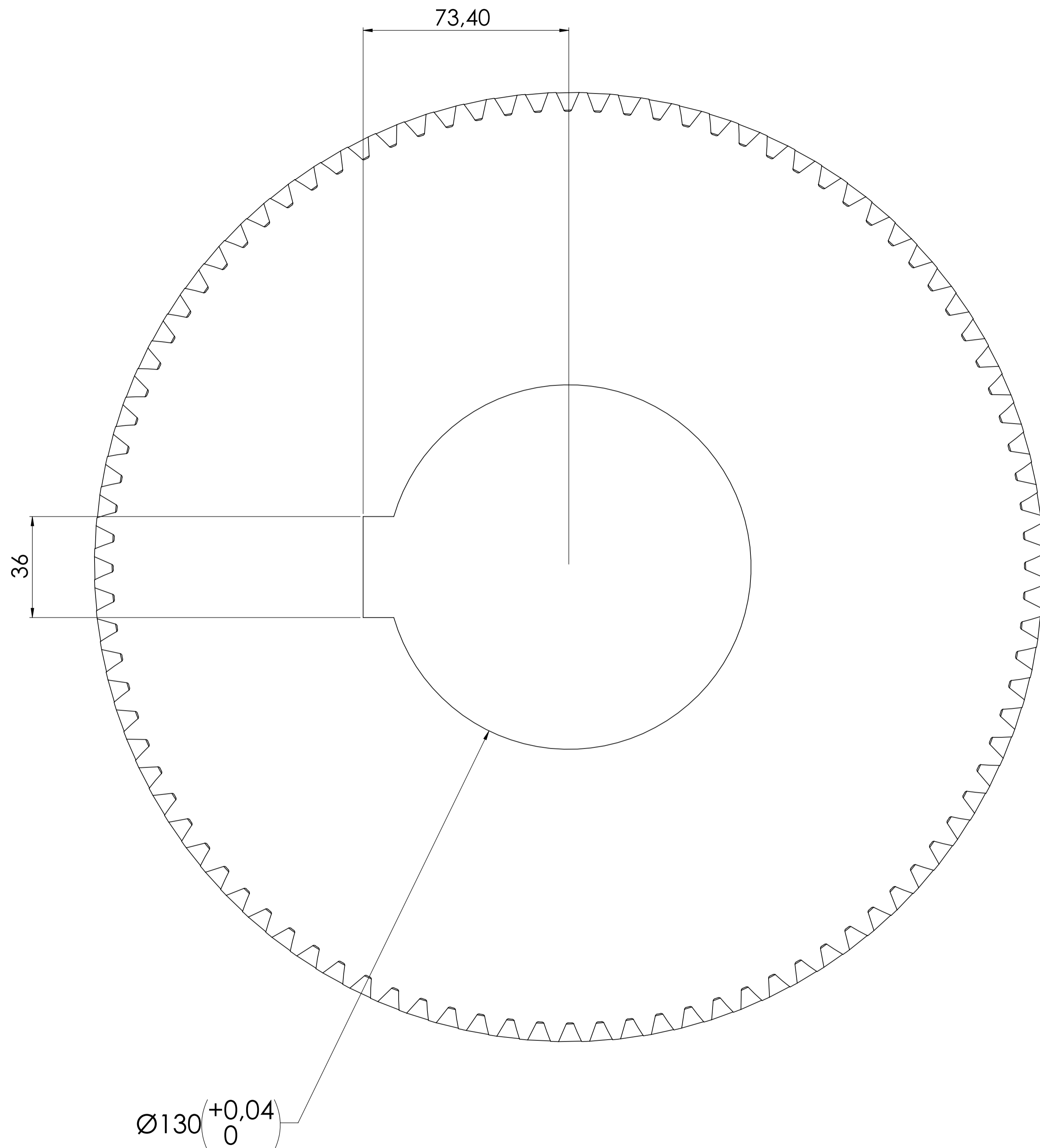
B

A

A



Todos radios y chaflanes
 Radios : 2 mm.
 Chaflanes: 2 mm x 45°



Datos de corte	
Módulo	5
No. Dientes	85
Angulo de presión normal	20°
Angulo de hélice	15°
Hélice	Derecha

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM		ACABADO:	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	NO CAMBIE LA ESCALA	REVISIÓN
ACABADO SUPERFICIAL:				UNIVERSIDAD ANTONIO NARIÑO	
TOLERANCIAS:				TÍTULO:	
LINEAL:				ACCIONAMIENTO	
ANGULAR:				Reductor	
DIBUJ.	NOMBRE	FIRMA	FECHA	N° DE DIBUJO	
VERF.	W.A.G.S.		08.05.21	009 - Corona eje piñon 2	
APROB.	J.B.E.		08.05.21	A1	
FABR.			MATERIAL:	ESCALA: 1:10	
CAID.			PESO:	HOJA 1 DE 1	

16

15

14

13

12

11

10

9

8

7

6

5

4

3

2

1

M

M

L

L

K

K

J

J

H

H

G

G

F

F

E

E

D

D

C

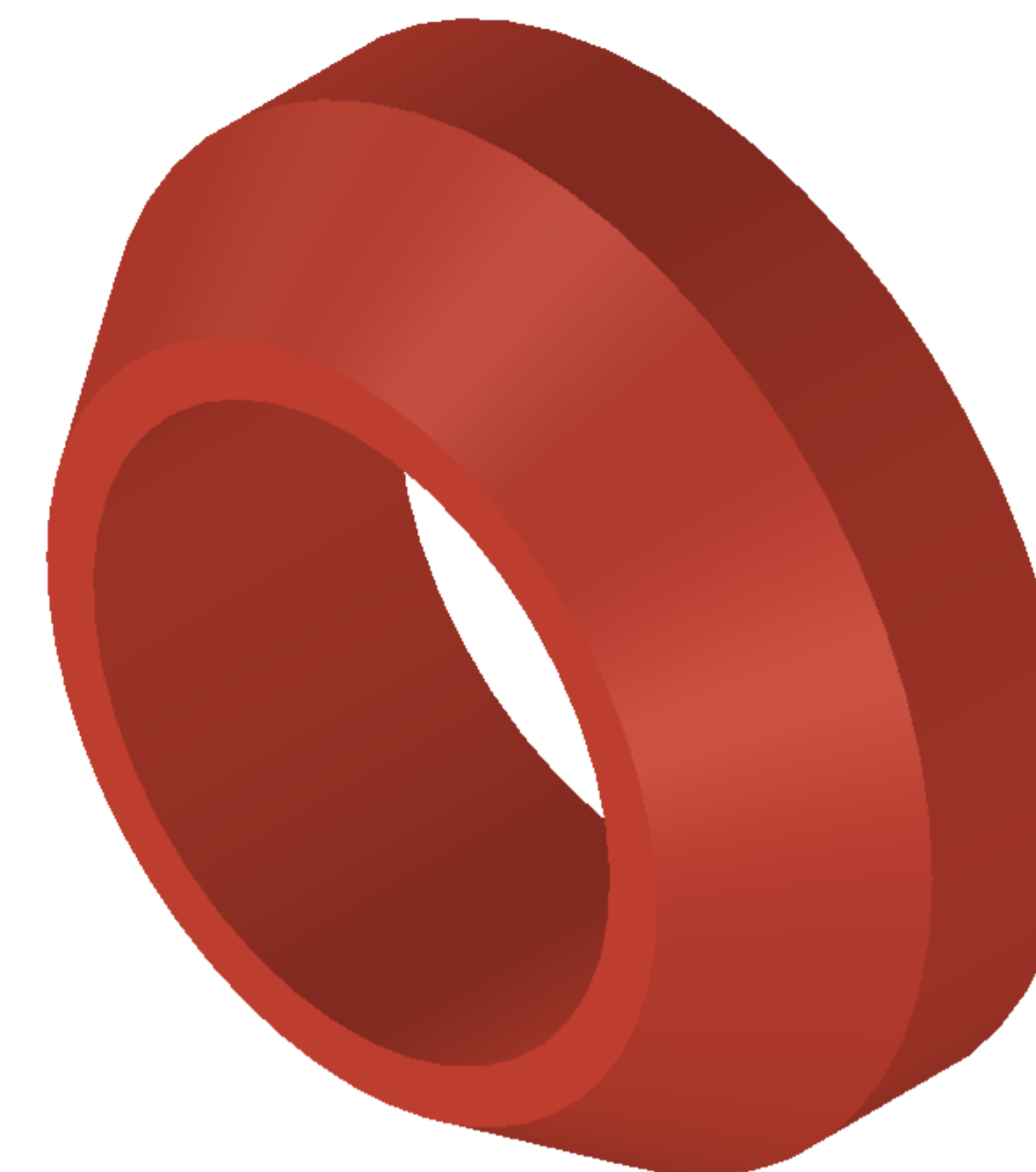
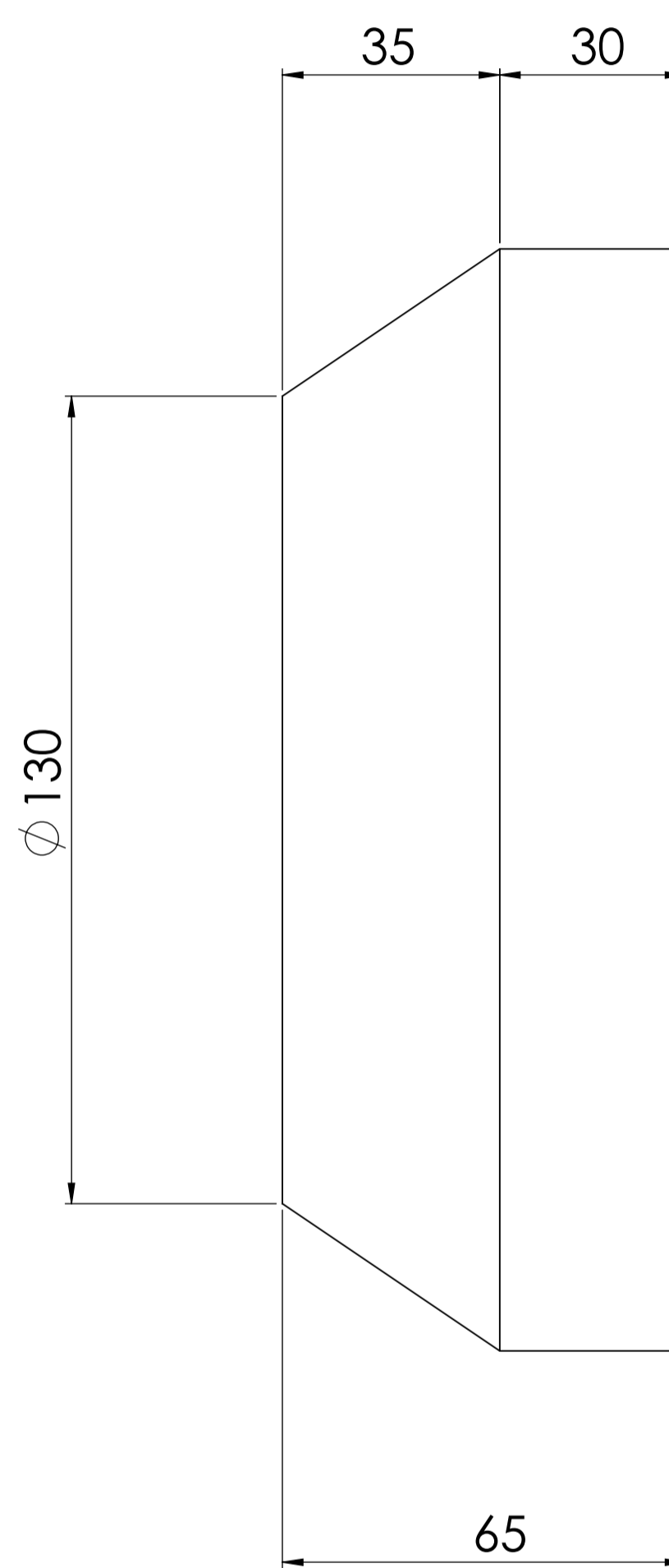
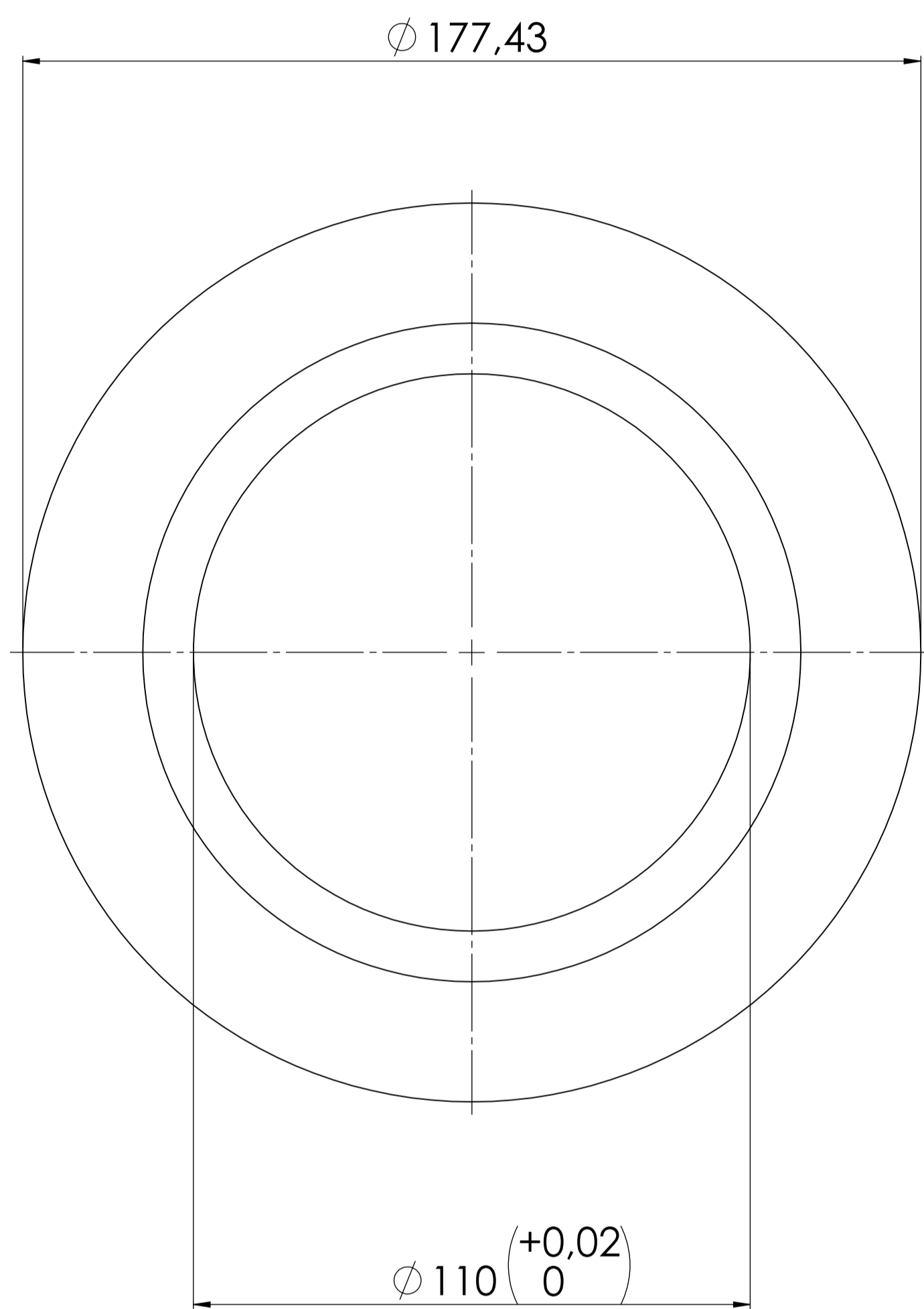
C

B

B

A

A



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM		ACABADO:		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS		NO CAMBE LA ESCALA		REVISIÓN	
ACABADO SUPERFICIAL:								UNIVERSIDAD ANTONIO NARIÑO	
TOLERANCIAS: LINEAL:								TÍTULO:	
ANGULAR:								ACCIONAMIENTO	
								Reductor	
DIBUJ.	NOMBRE	FIRMA	FECHA			N° DE DIBUJO		A1	
VERF.	W.A.G.S.		08.05.21			010 - Separador corona eje 2			
APROB.	J.B.E.		08.05.21			ESCALA: 1:10		HOJA 1 DE 1	
FABR.						MATERIAL:			
CAID.						PESO:			

16

15

14

13

12

11

10

9

8

7

6

5

4

3

2

1

16

15

14

13

12

11

10

9

8

7

6

5

4

3

2

1

M

M

L

L

K

K

J

J

H

H

G

G

F

F

E

E

D

D

C

C

B

B

A

A

16

15

14

13

12

11

10

9

8

7

6

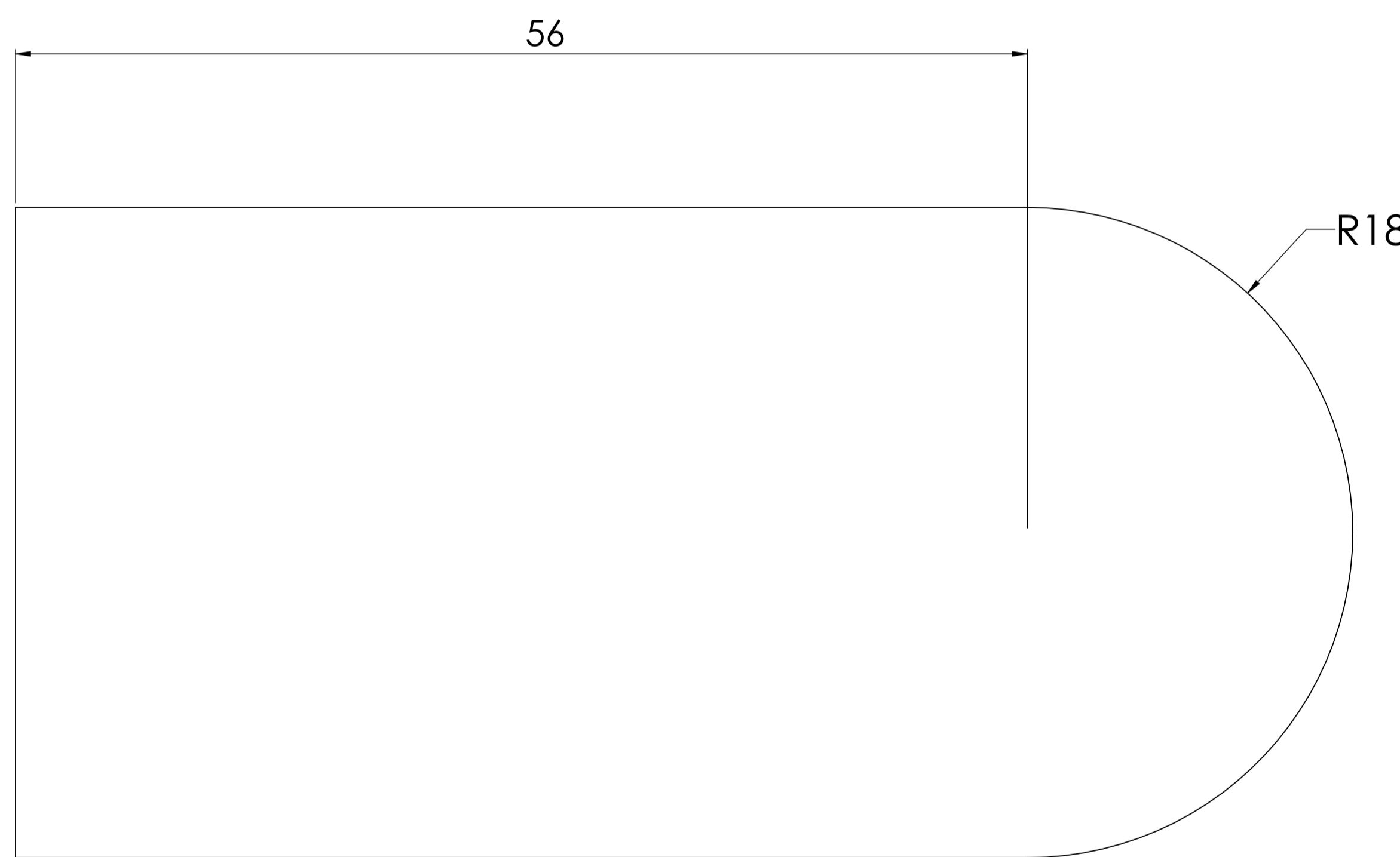
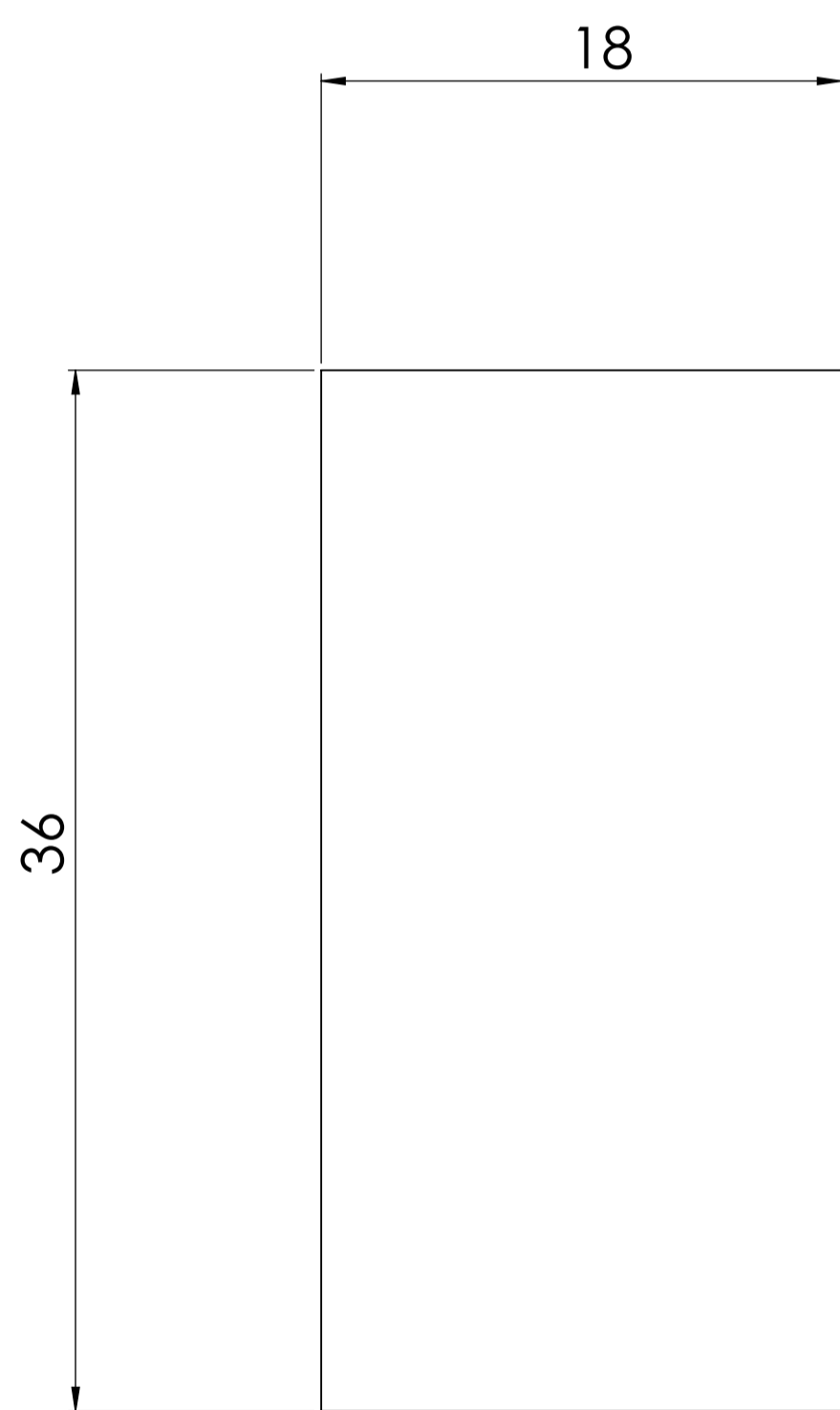
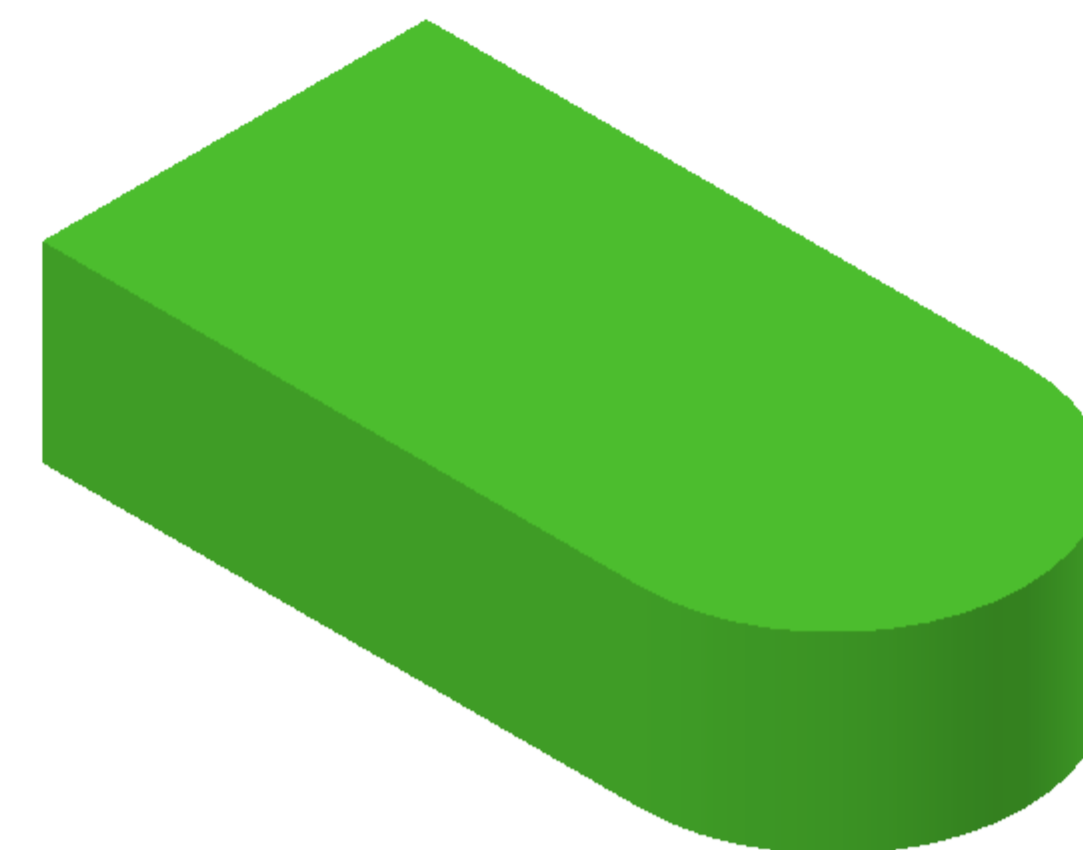
5

4

3

2

1



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:			ACABADO:	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	NO CAMBE LA ESCALA	REVISIÓN
UNIVERSIDAD ANTONIO NARIÑO						TÍTULO:
DIBUJ.	NOMBRE	FIRMA	FECHA			ACCIONAMIENTO
VERF.	W.A.G.S.		08.05.21			Reductor
APROB.	J.B.E.		08.05.21			Nº DE DIBUJO
FABR.						011 - Separador corona eje 2
CAID.						A1
						ESCALA: 1:10
						HOJA 1 DE 1

16

15

14

13

12

11

10

9

8

7

6

5

4

3

2

1

M

M

L

L

K

K

J

J

H

H

G

G

F

F

E

E

D

D

C

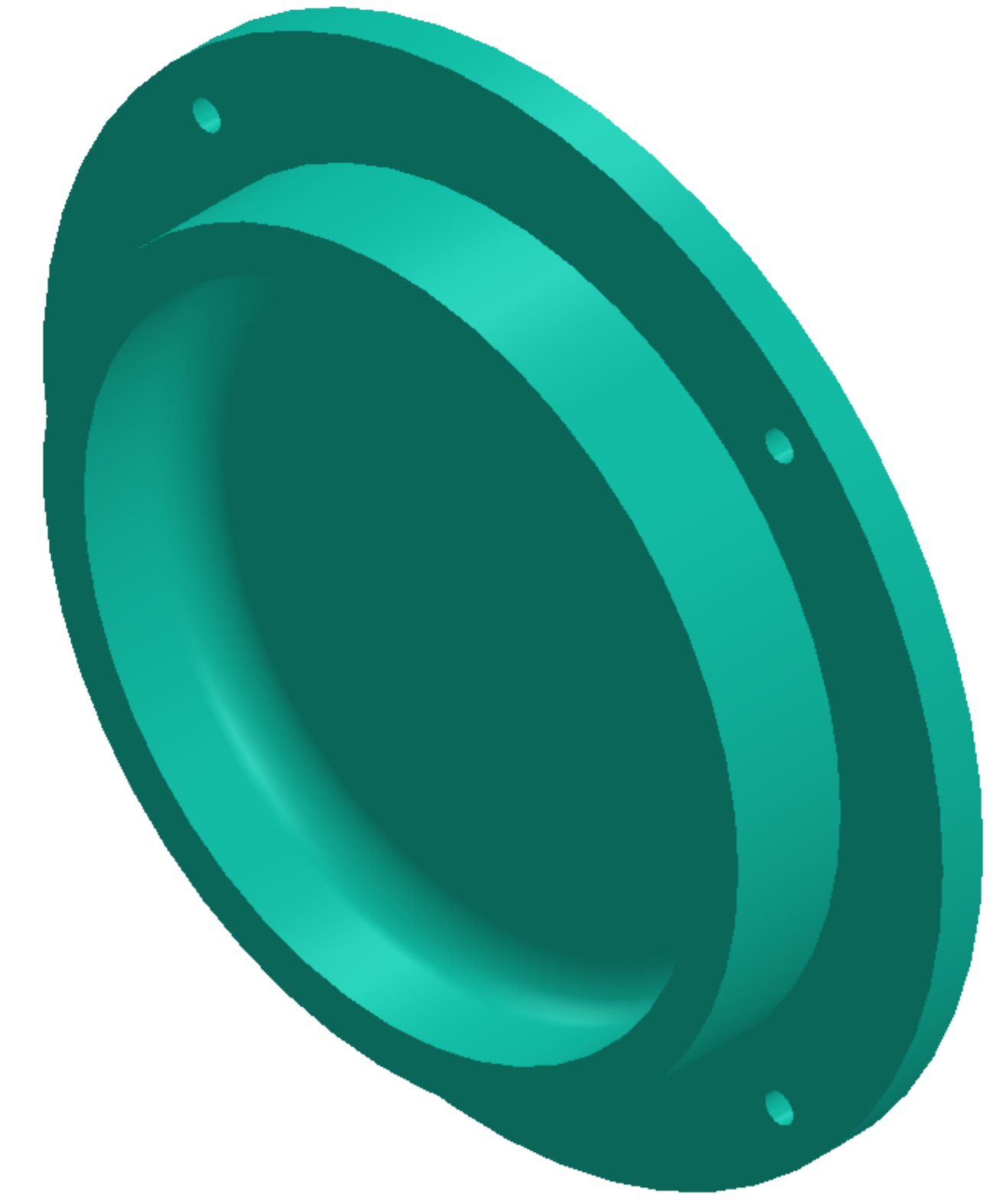
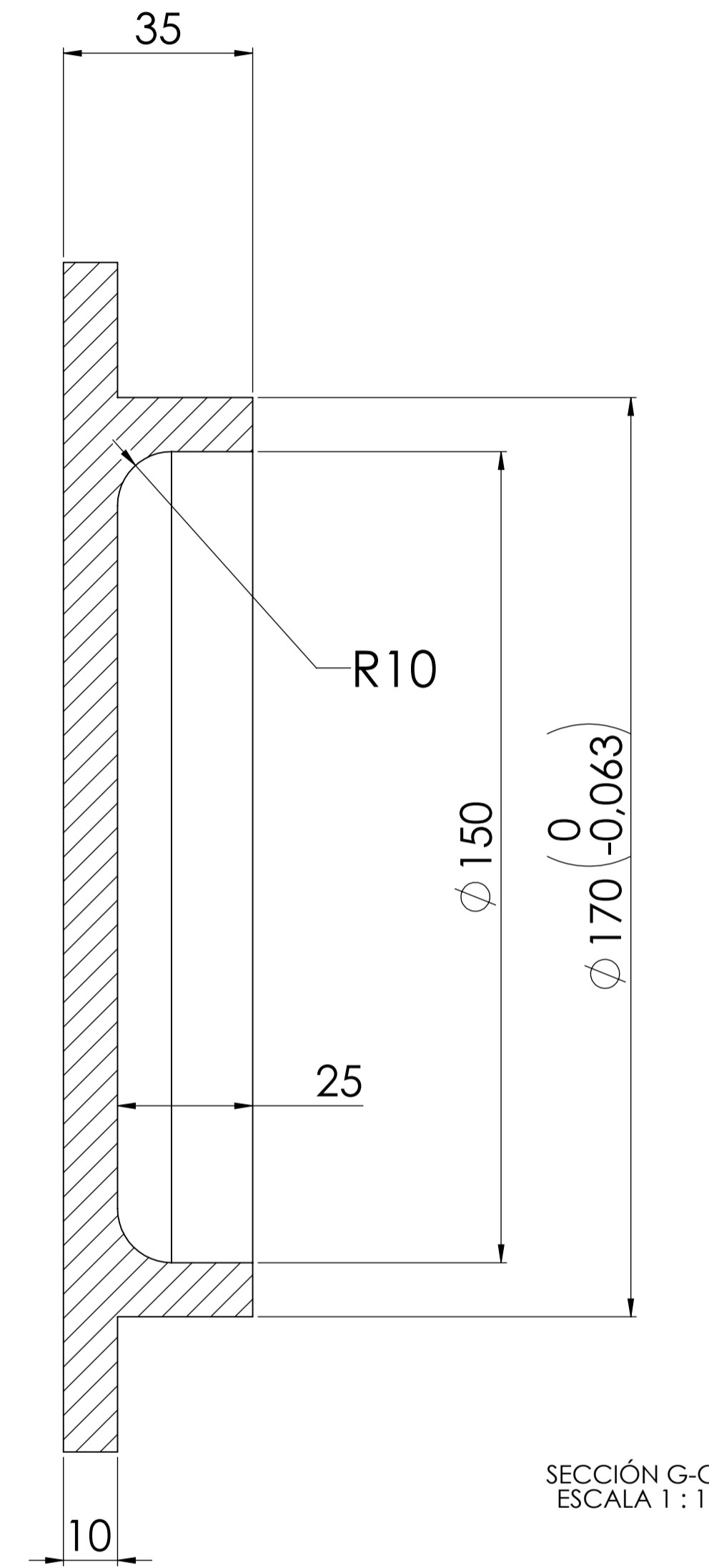
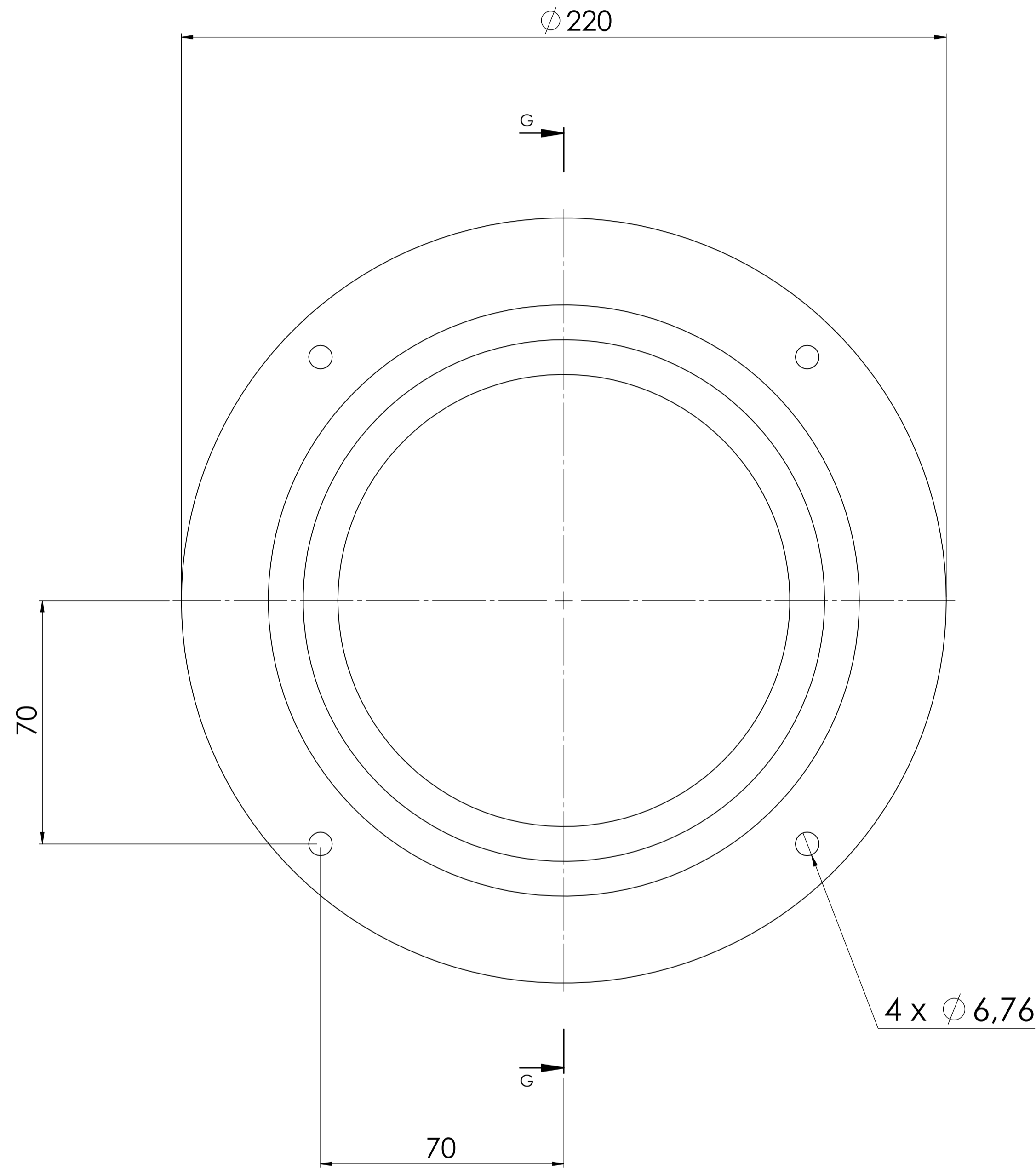
C

B

B

A

A



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:		ACABADO:	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	NO CAMBE LA ESCALA	REVISIÓN
UNIVERSIDAD ANTONIO NARIÑO		TÍTULO:			
DIBUJ: H.A.A.A.		FECHA:	ACCIONAMIENTO		
VERIF: W.A.G.S.		FECHA:	Reductor		
APROB: J.B.E.		FECHA:	N° DE DIBUJO		
FABR:		MATERIAL:	012 - Tapa eje 2		
CALD:		PESO:	A1		
			ESCALA: 1:10		
			HOJA 1 DE 1		

16

15

14

13

12

11

10

9

8

7

6

5

4

3

2

1

16

15

14

13

12

11

10

9

8

7

6

5

4

3

2

1

M

L

K

J

H

G

F

E

D

C

B

A

M

L

K

J

H

G

F

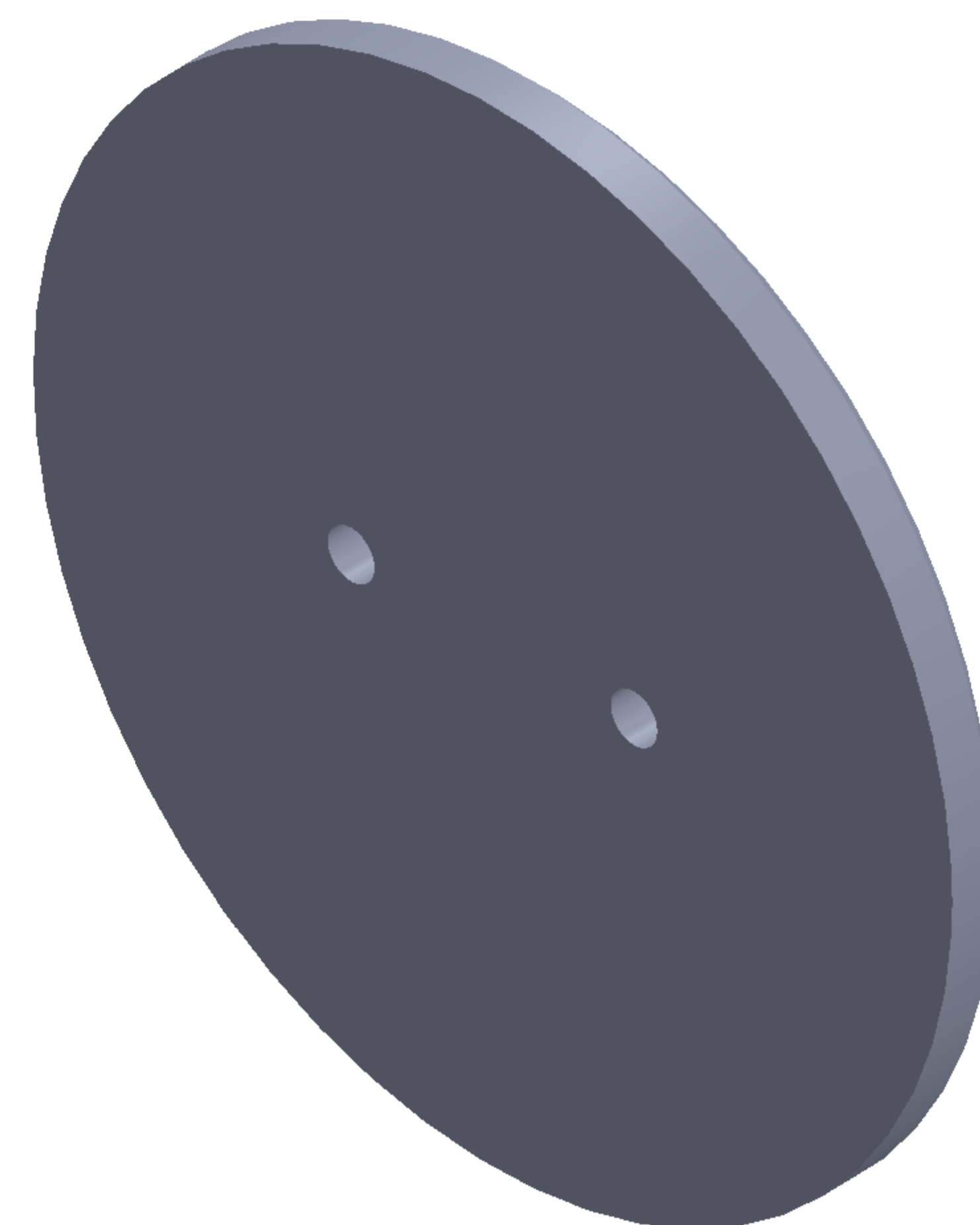
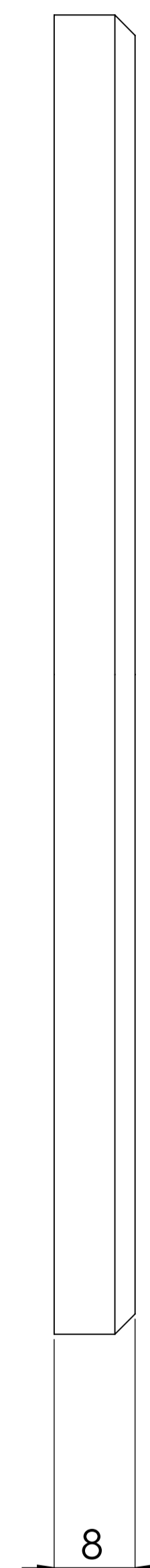
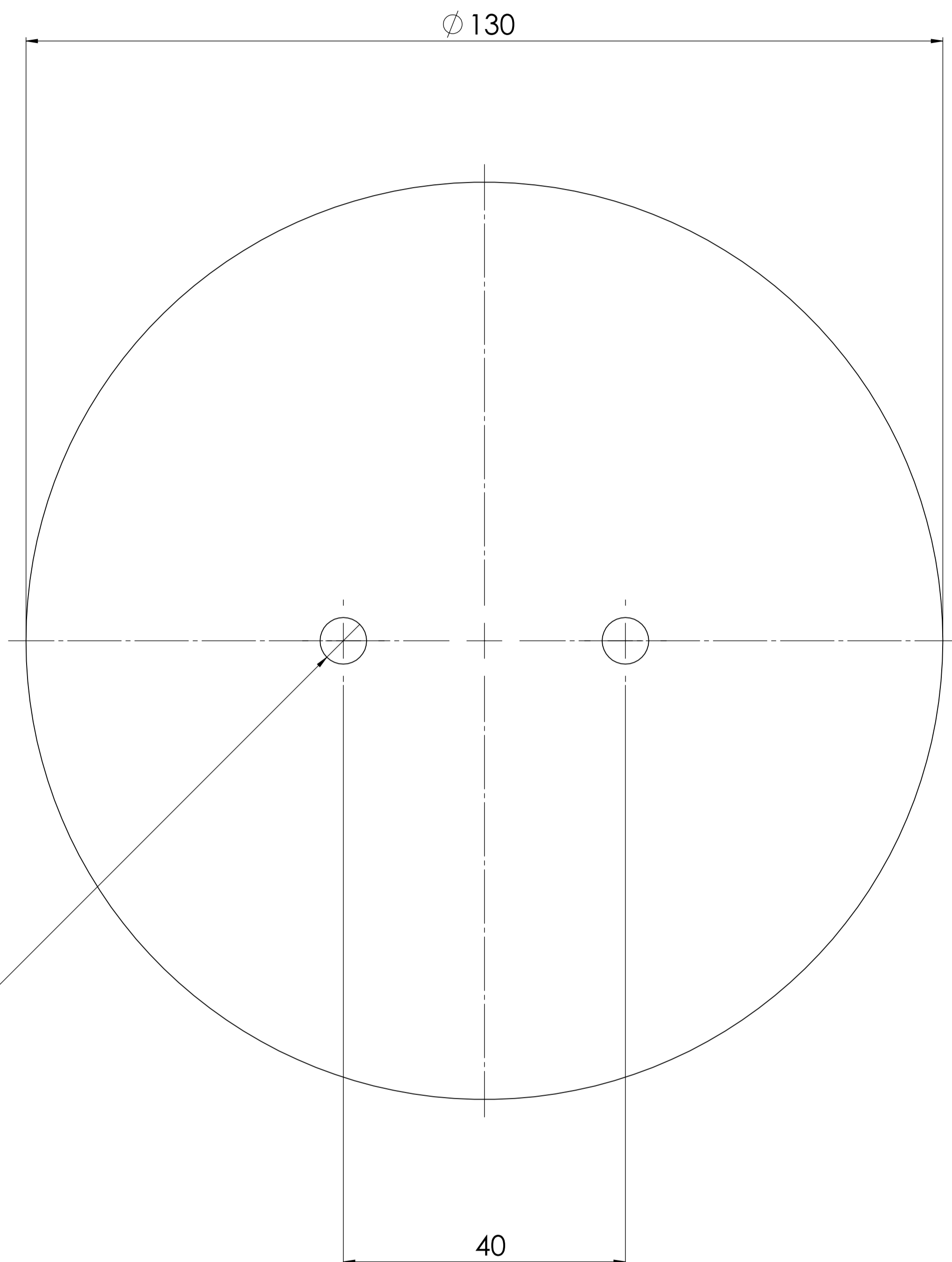
E

D

C

B

A



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM		ACABADO:	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	NO CAMBE LA ESCALA	REVISIÓN
ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:					UNIVERSIDAD ANTONIO NARIÑO
NOMBRE		FIRMA	FECHA	TÍTULO:	
DIBUJ.	H.A.A.A.		08.05.21	ACCIONAMIENTO	
VERIF.	W.A.G.S.		08.05.21	Reductor	
APROB.	J.B.E.		08.05.21	N° DE DIBUJO	
FABR.				013 - Puntero eje 2	
CAID.				A1	
		MATERIAL:		ESCALA: 1:10	
		PESO:		HOJA 1 DE 1	

16

15

14

13

12

11

10

9

8

7

6

5

4

3

2

1

16 15 14 13 12 11 10 9 8 7 6 5 4 3 2 1

M

M

L

L

K

K

J

J

H

H

G

G

F

F

E

E

D

D

C

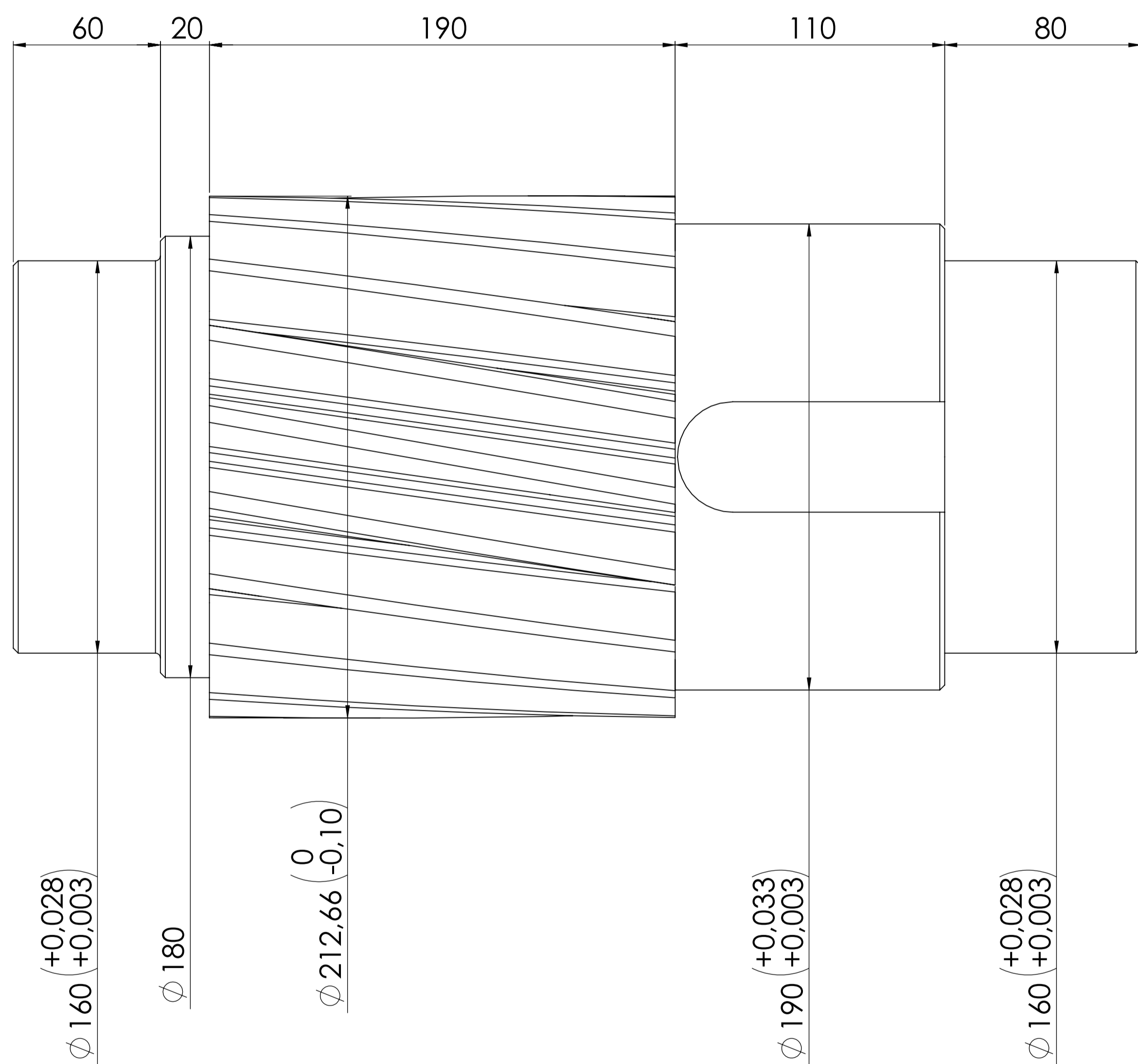
C

B

B

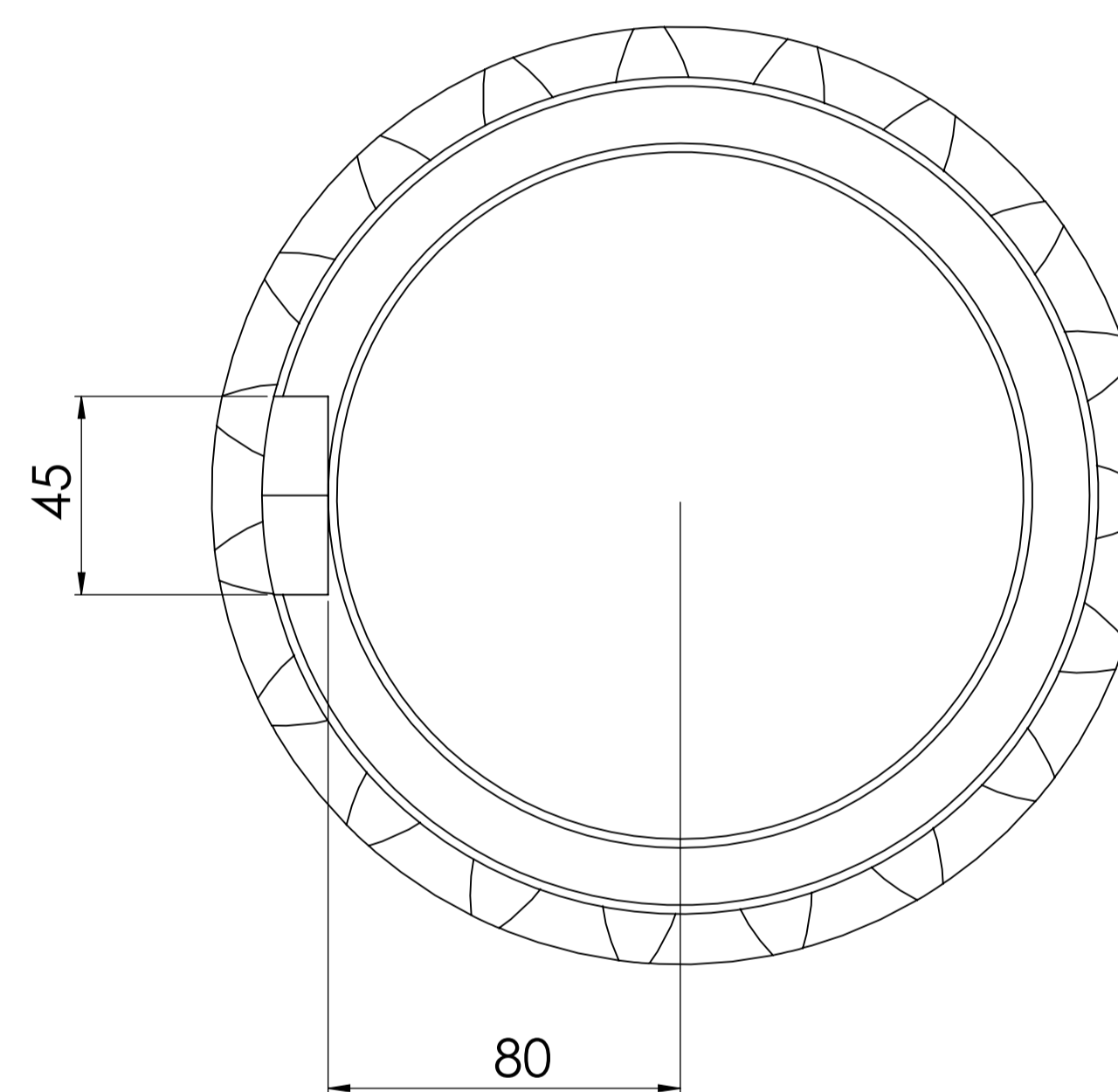
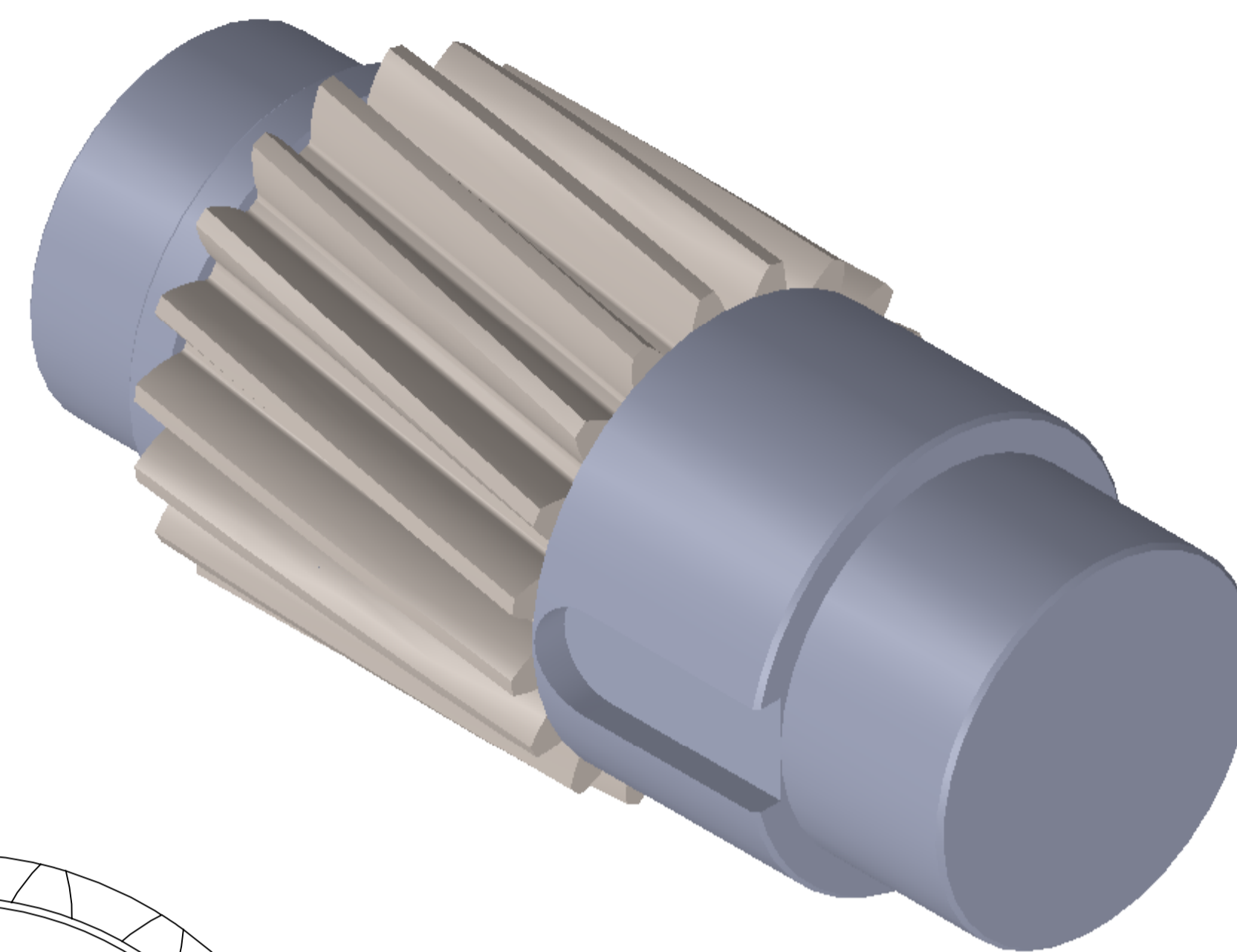
A

A



Datos de corte	
Módulo	10
No. Dientes	19
Angulo de presión normal	20°
Angulo de hélice	10°
Hélice	Izquierda

Radios : 2 mm.
Chafilanes: 2 mm x 45°



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:		ACABADO:	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	NO CAMBE LA ESCALA	REVISIÓN
UNIVERSIDAD ANTONIO NARIÑO					
TÍTULO: ACCIONAMIENTO Reductor					
N° DE DIBUJO 014 - Eje piñon 3				A1	
ESCALA: 1:10				HOJA 1 DE 1	

16 15 14 13 12 11 10 9 8 7 6 5 4 3 2 1

16

15

14

13

12

11

10

9

8

7

6

5

4

3

2

1

M

M

L

L

K

K

J

J

H

H

G

G

F

F

E

E

D

D

C

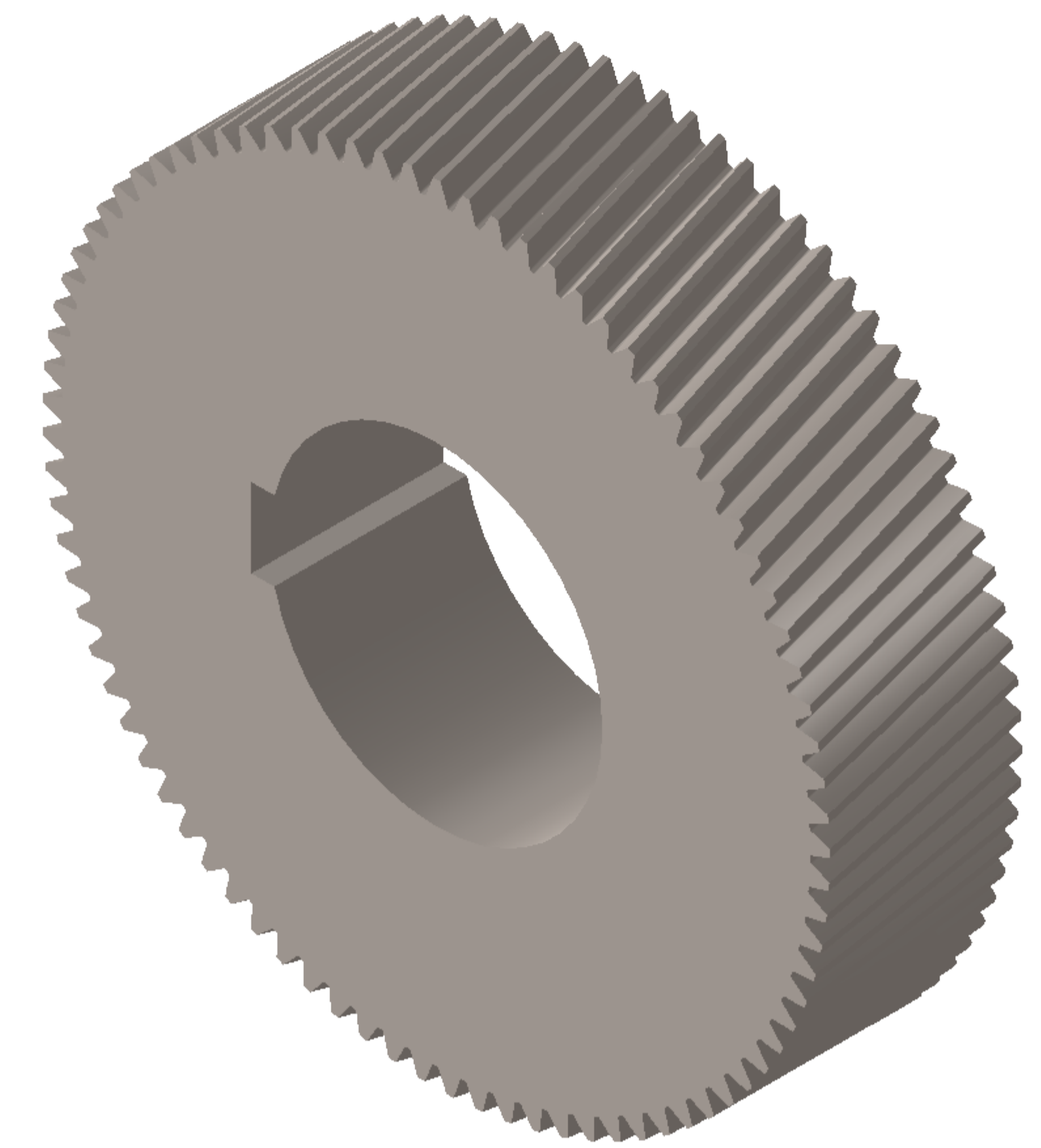
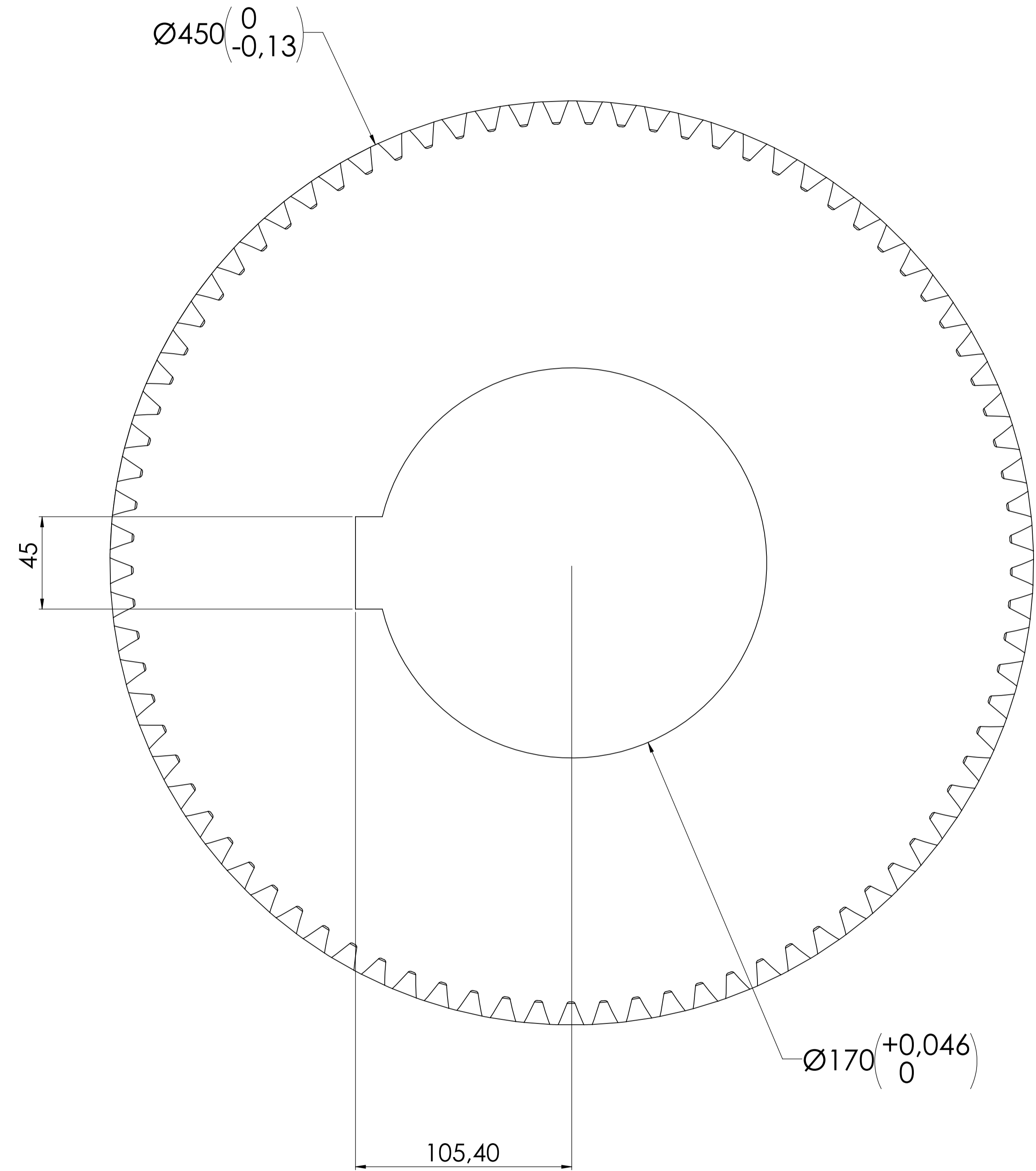
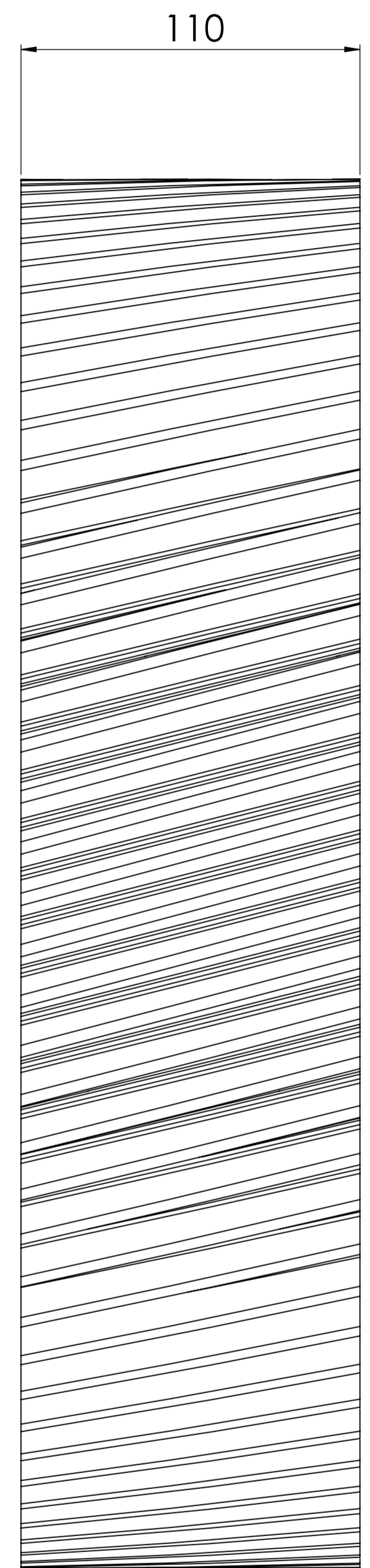
C

B

B

A

A



Datos de corte	
Módulo	5
No. de dientes	85
Angulo de presión normal	20
Angulo de hélice	15
Hélice	Derecha

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: ACABADO: REBARBAR Y LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ROMPER ARISTAS ACABADO SUPERFICIAL: VIVAS		NO CAMBE LA ESCALA		REVISIÓN
UNIVERSIDAD ANTONIO NARIÑO				
TÍTULO: ACCIONAMIENTO Reductor				
N° DE DIBUJO 015 - Corona eje 3			A1	
ESCALA: 1:10			HOJA 1 DE 1	

16

15

14

13

12

11

10

9

8

7

6

5

4

3

2

1

16

15

14

13

12

11

10

9

8

7

6

5

4

3

2

1

M

M

L

L

K

K

J

J

H

H

G

G

F

F

E

E

D

D

C

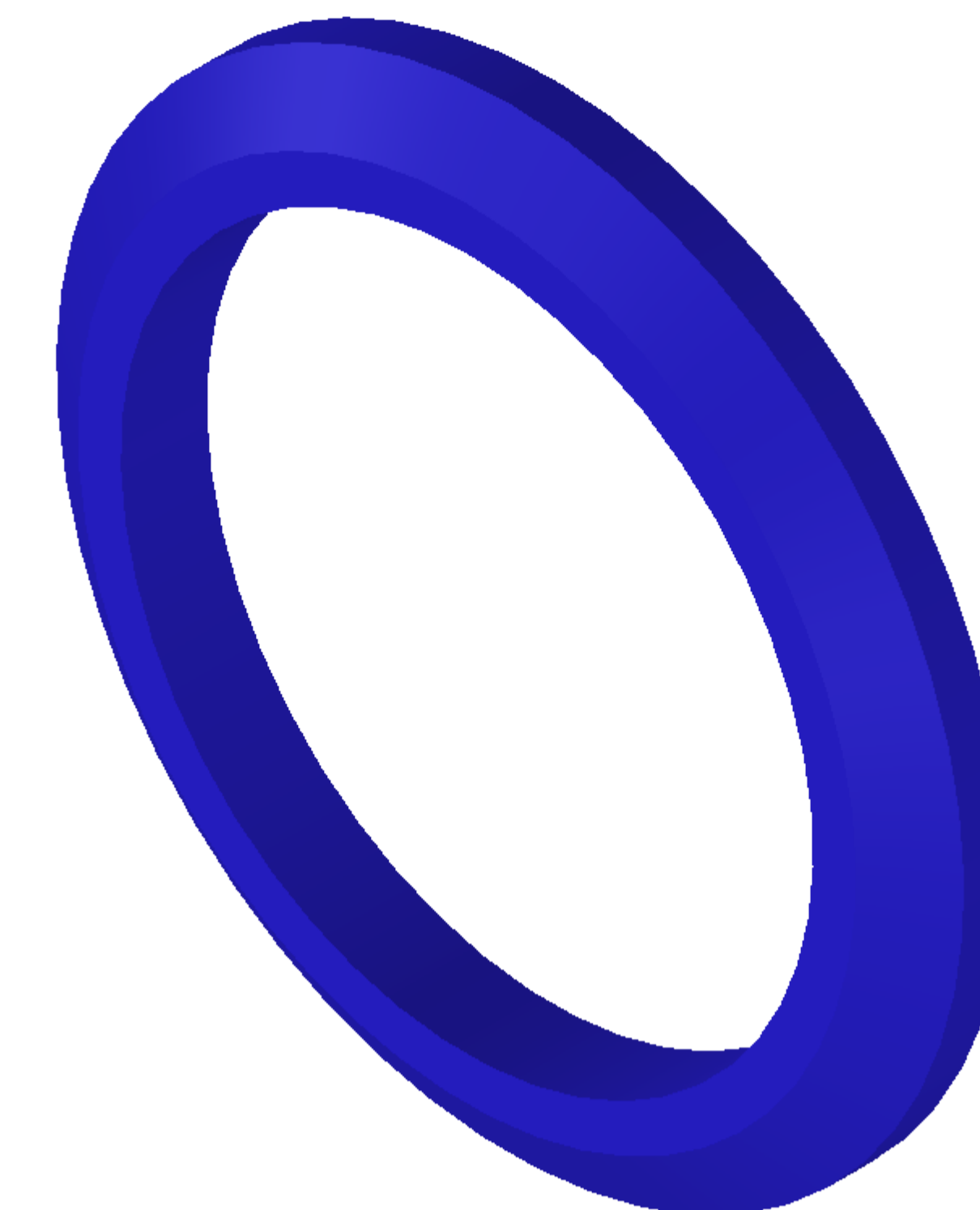
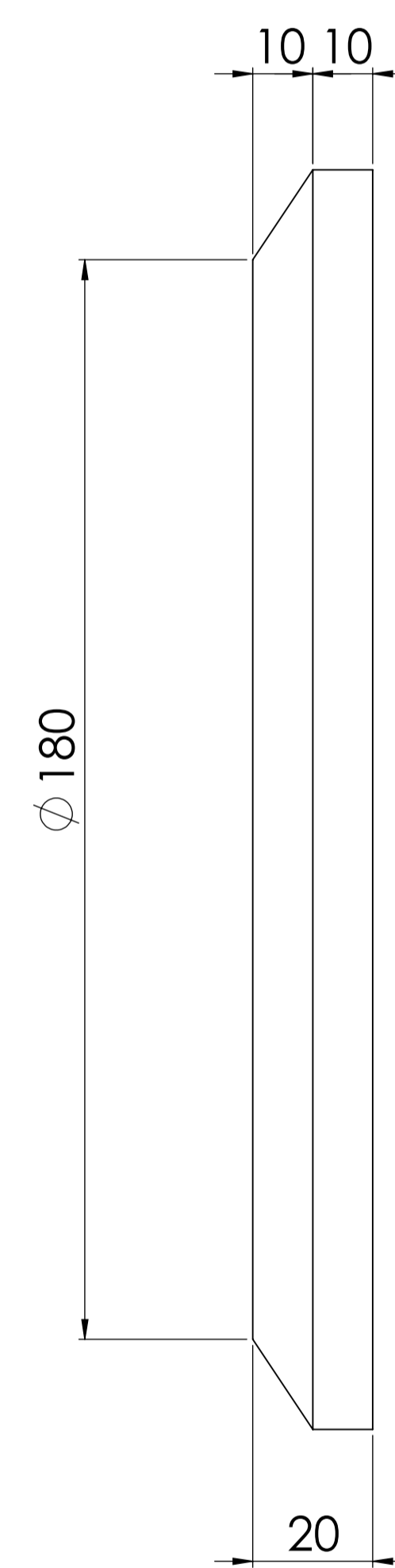
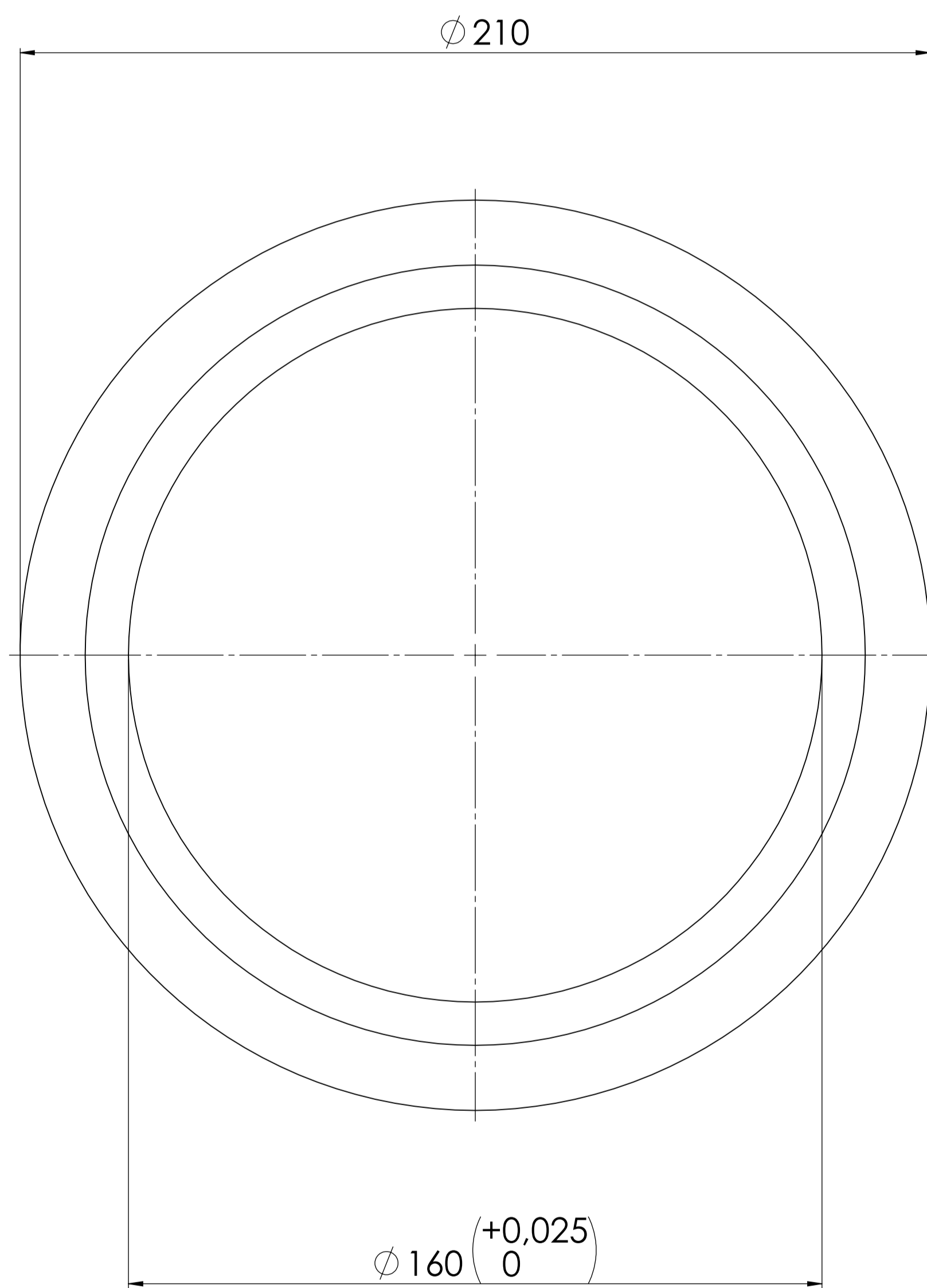
C

B

B

A

A



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:		ACABADO:	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	NO CAMBE LA ESCALA	REVISIÓN
UNIVERSIDAD ANTONIO NARIÑO					
TÍTULO:					
ACCIONAMIENTO					
Reductor					
N° DE DIBUJO				A1	
016 - Separador corona eje 3					
ESCALA: 1:10				HOJA 1 DE 1	
DIBUJ.	NOMBRE	FIRMA	FECHA		
VERF.	W.A.G.S.		08.05.21		
APROB.	J.B.E.		08.05.21		
FABR.					
CAID.					
MATERIAL:					
PESO:					

16

15

14

13

12

11

10

9

8

7

6

5

4

3

2

1

16 15 14 13 12 11 10 9 8 7 6 5 4 3 2 1

M

M

L

L

K

K

J

J

H

H

G

G

F

F

E

E

D

D

C

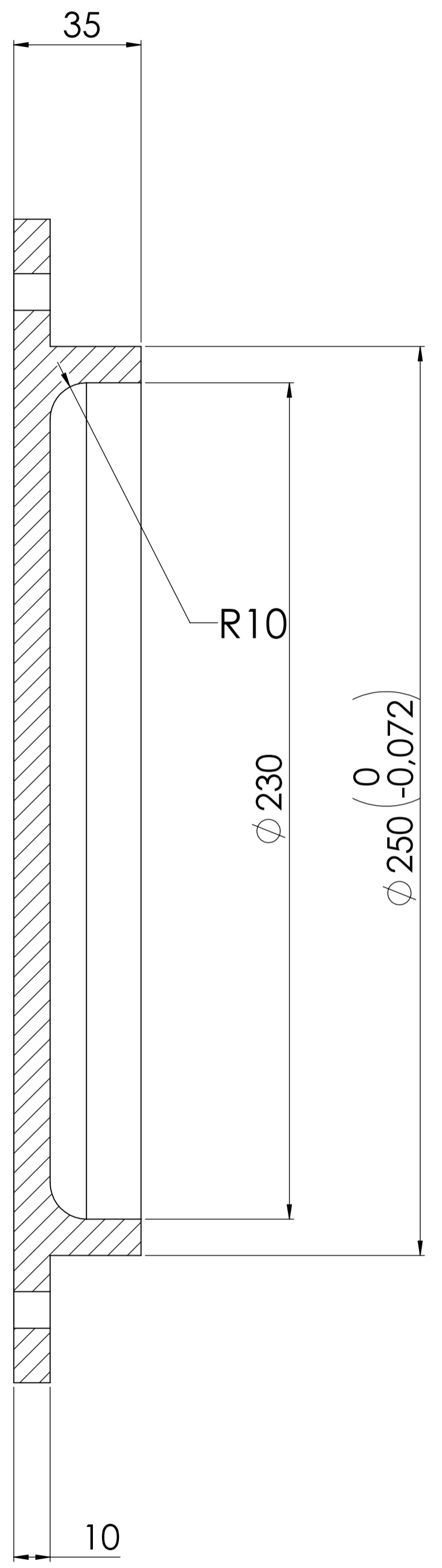
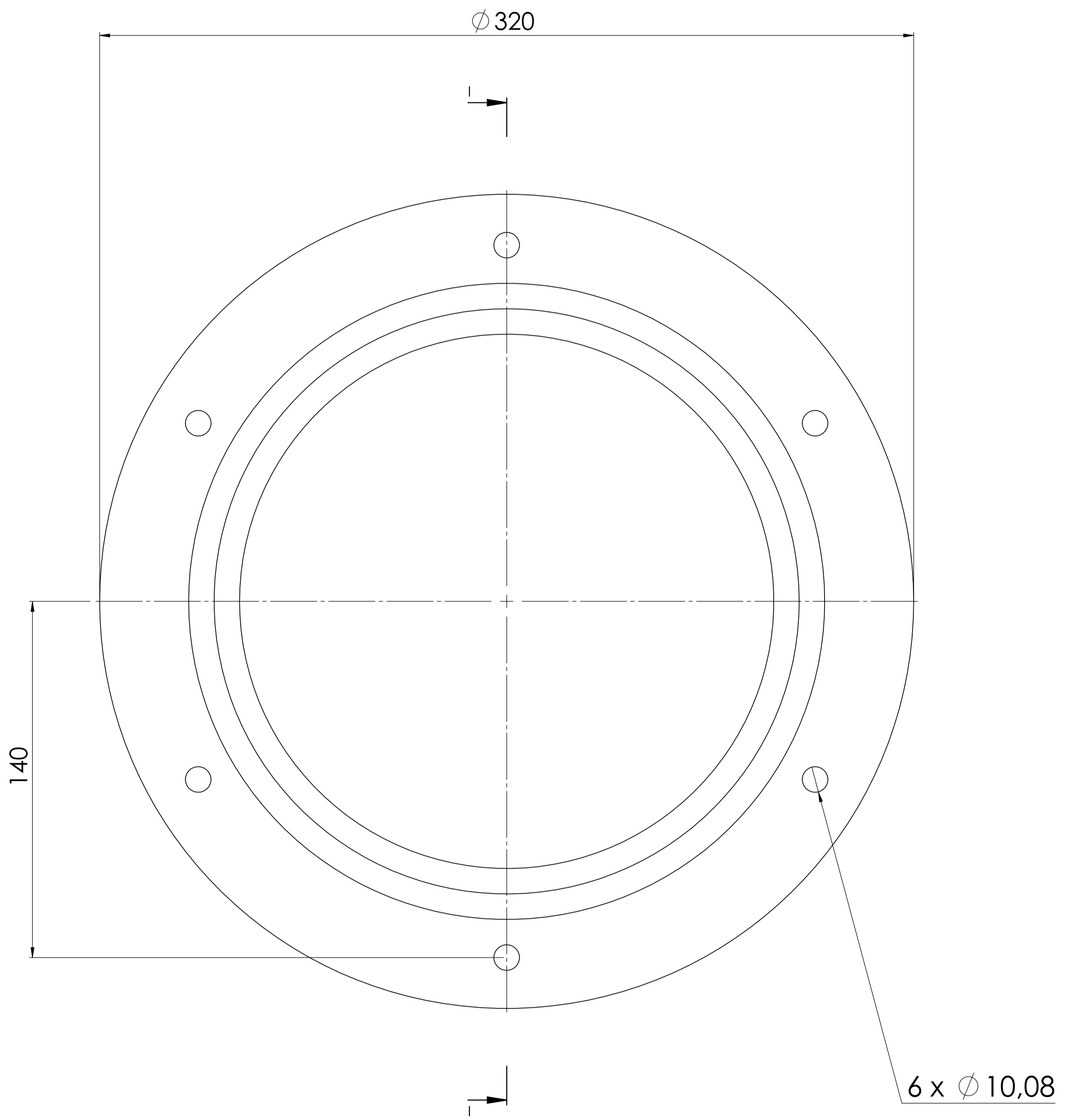
C

B

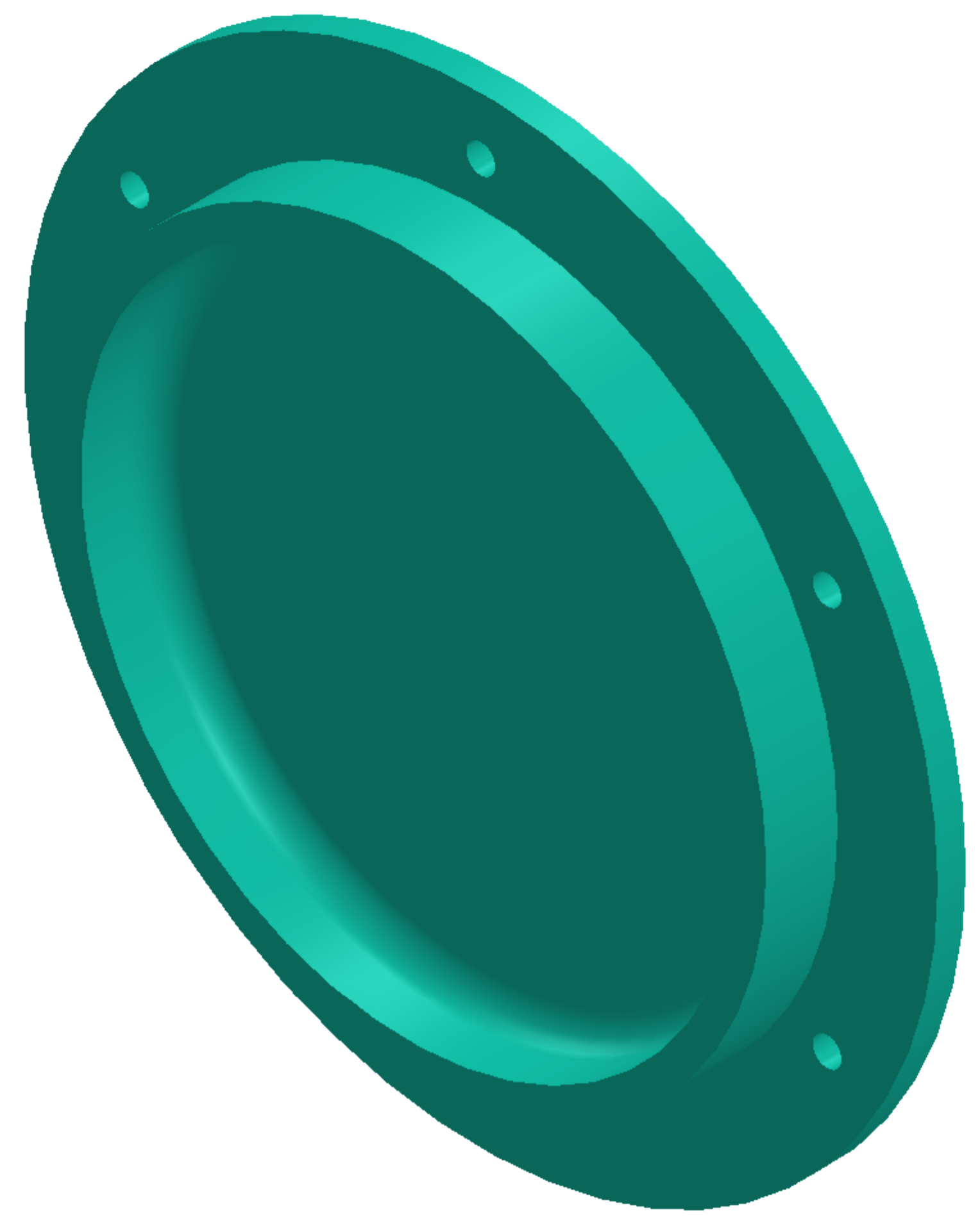
B

A

A



SECCIÓN I-I
ESCALA 1 : 1.2



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM		ACABADO:	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	NO CAMBE LA ESCALA	REVISIÓN
ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:					UNIVERSIDAD ANTONIO NARIÑO
DIBUJ:	NOMBRE	FIRMA	FECHA	TÍTULO:	
VERF:	W.A.G.S.		08.05.21	ACCIONAMIENTO	
APROB:	J.B.E.		08.05.21	Reductor	
FABR:				Nº DE DIBUJO	A1
CAID.				017 - Tapa eje 3	
				ESCALA: 1:10	HOJA 1 DE 1

16 15 14 13 12 11 10 9 8 7 6 5 4 3 2 1

16

15

14

13

12

11

10

9

8

7

6

5

4

3

2

1

M

M

L

L

K

K

J

J

H

H

G

G

F

F

E

E

D

D

C

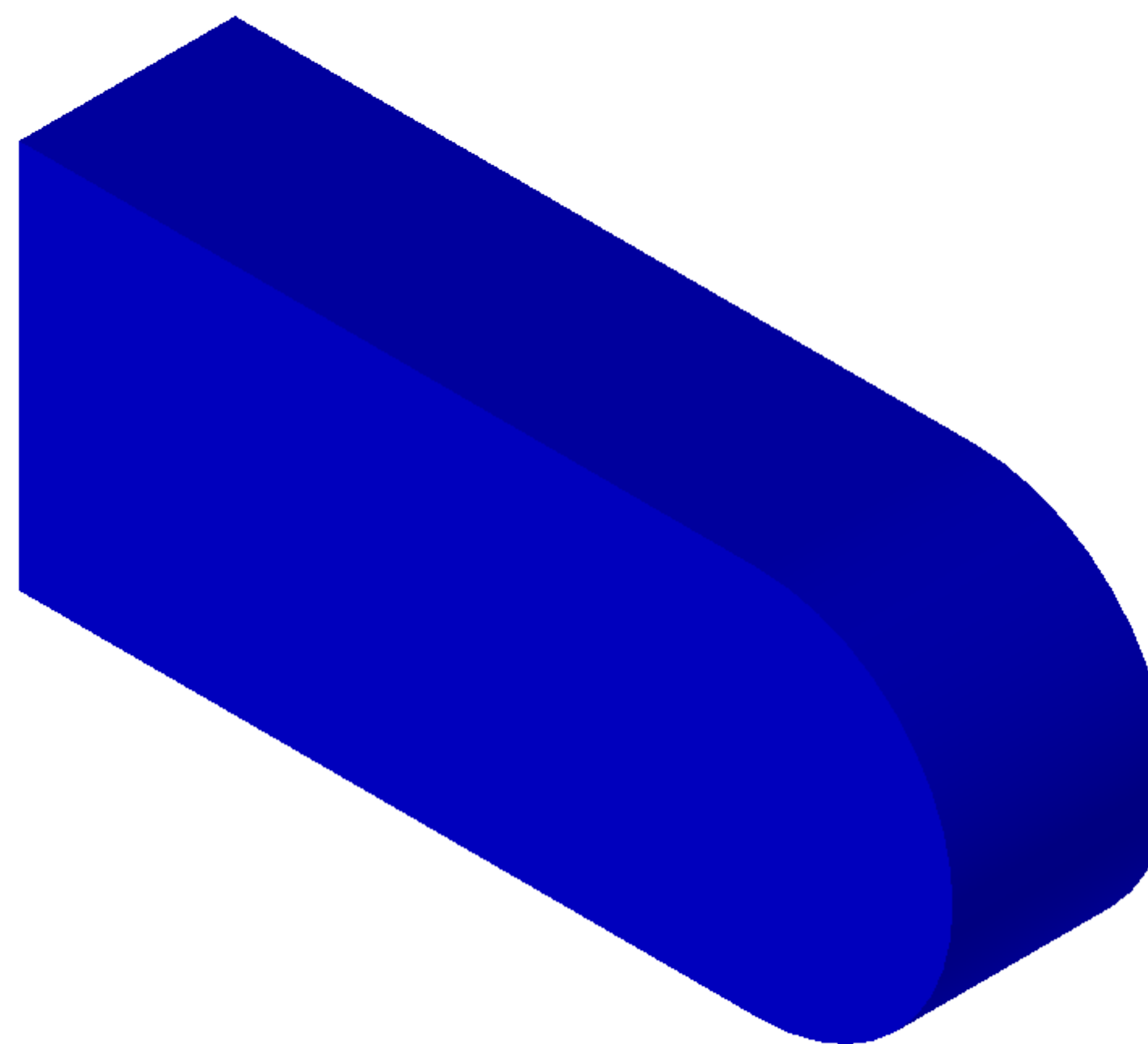
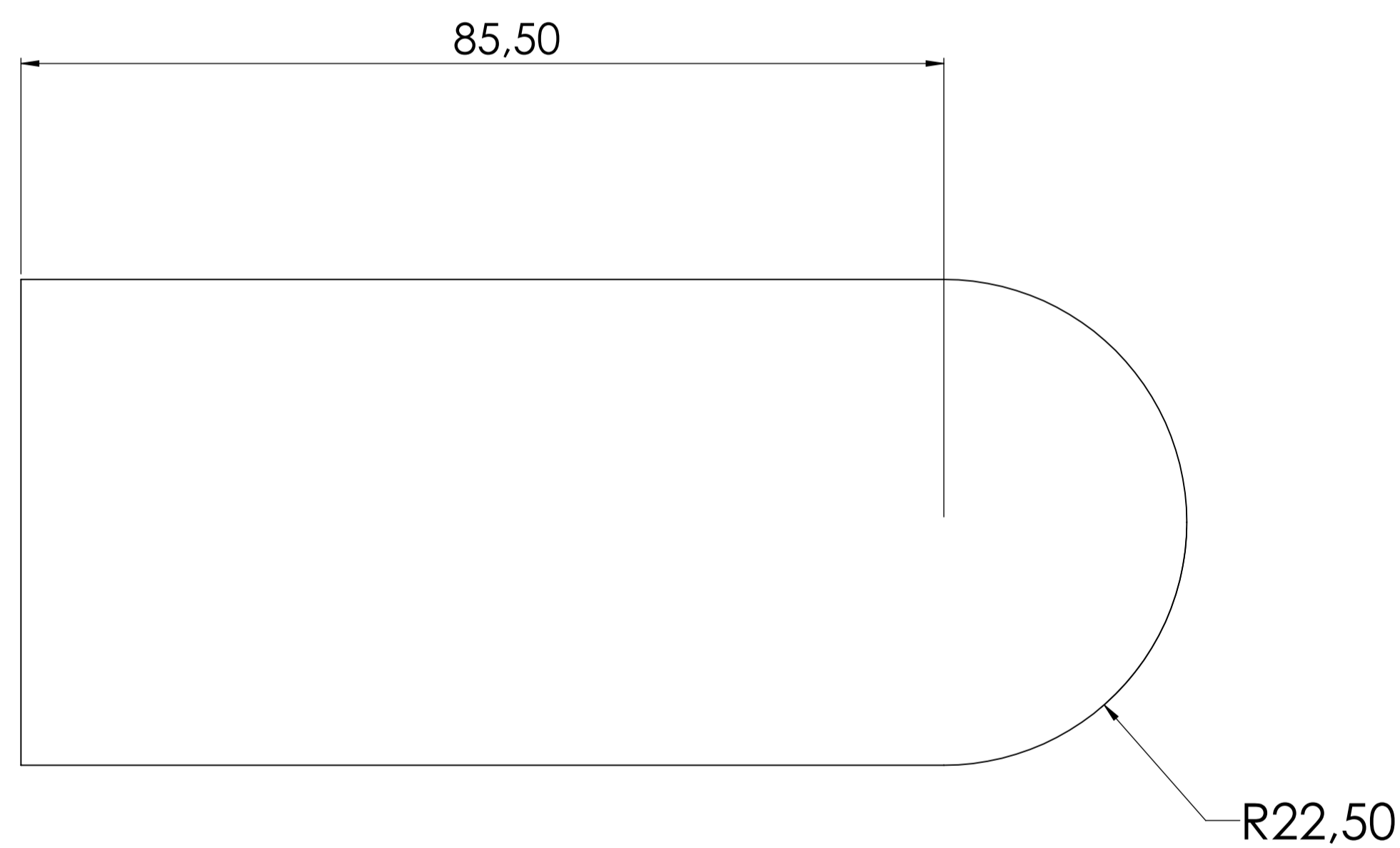
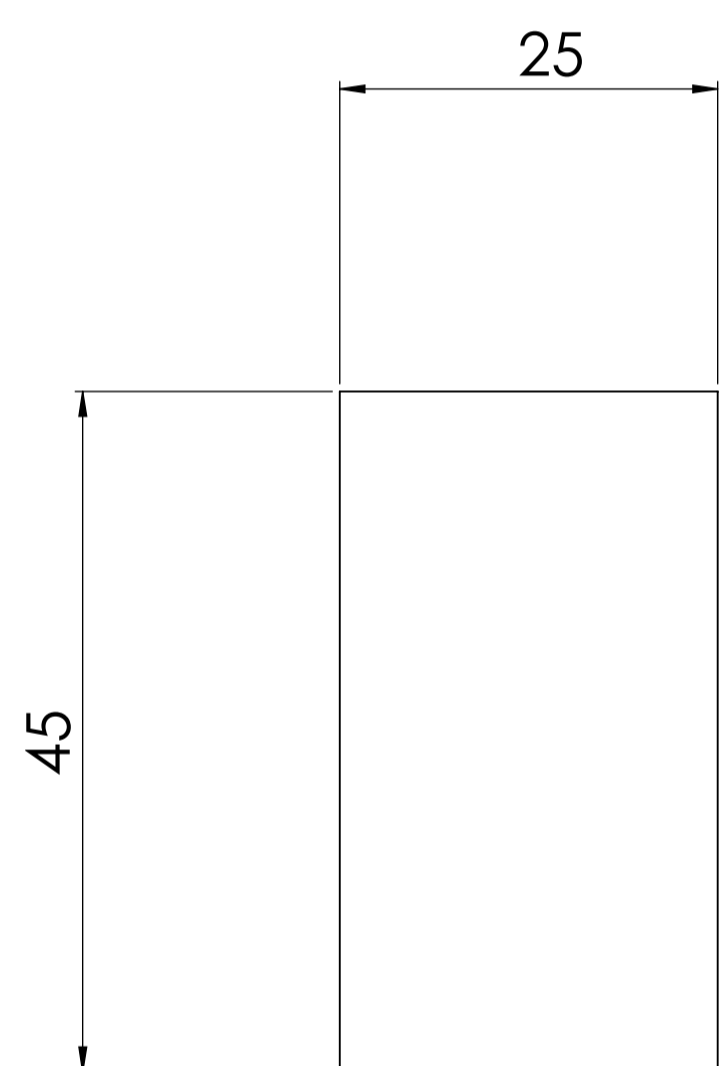
C

B

B

A

A



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM		ACABADO:	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	NO CAMBE LA ESCALA	REVISIÓN
ACABADO SUPERFICIAL:				UNIVERSIDAD ANTONIO NARIÑO	
TOLERANCIAS:				TÍTULO:	
LINEAL:				ACCIONAMIENTO	
ANGULAR:				Reductor	
NOMBRE:	FIRMA:	FECHA:		Nº DE DIBUJO:	A1
DIBUJ: H.A.A.A.		08.05.21		018 - Separador corona eje 2	
VERF: W.A.G.S.		08.05.21		ESCALA: 1:10	
APROB: J.B.E.		08.05.21		HOJA 1 DE 1	
FABR:					
CAID:					

16 15 14 13 12 11 10 9 8 7 6 5 4 3 2 1

M

M

L

L

K

K

J

J

H

H

G

G

F

F

E

E

D

D

C

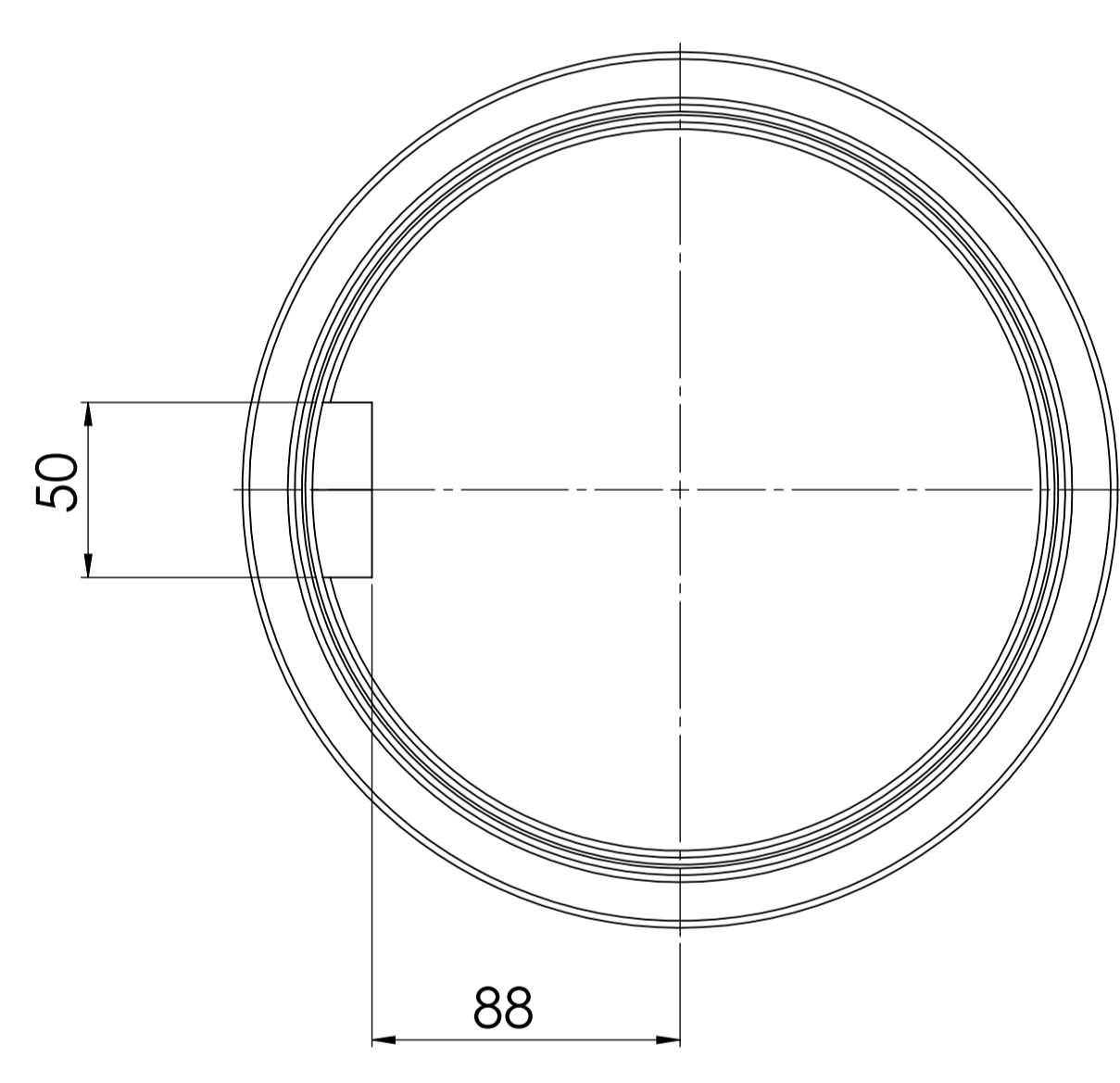
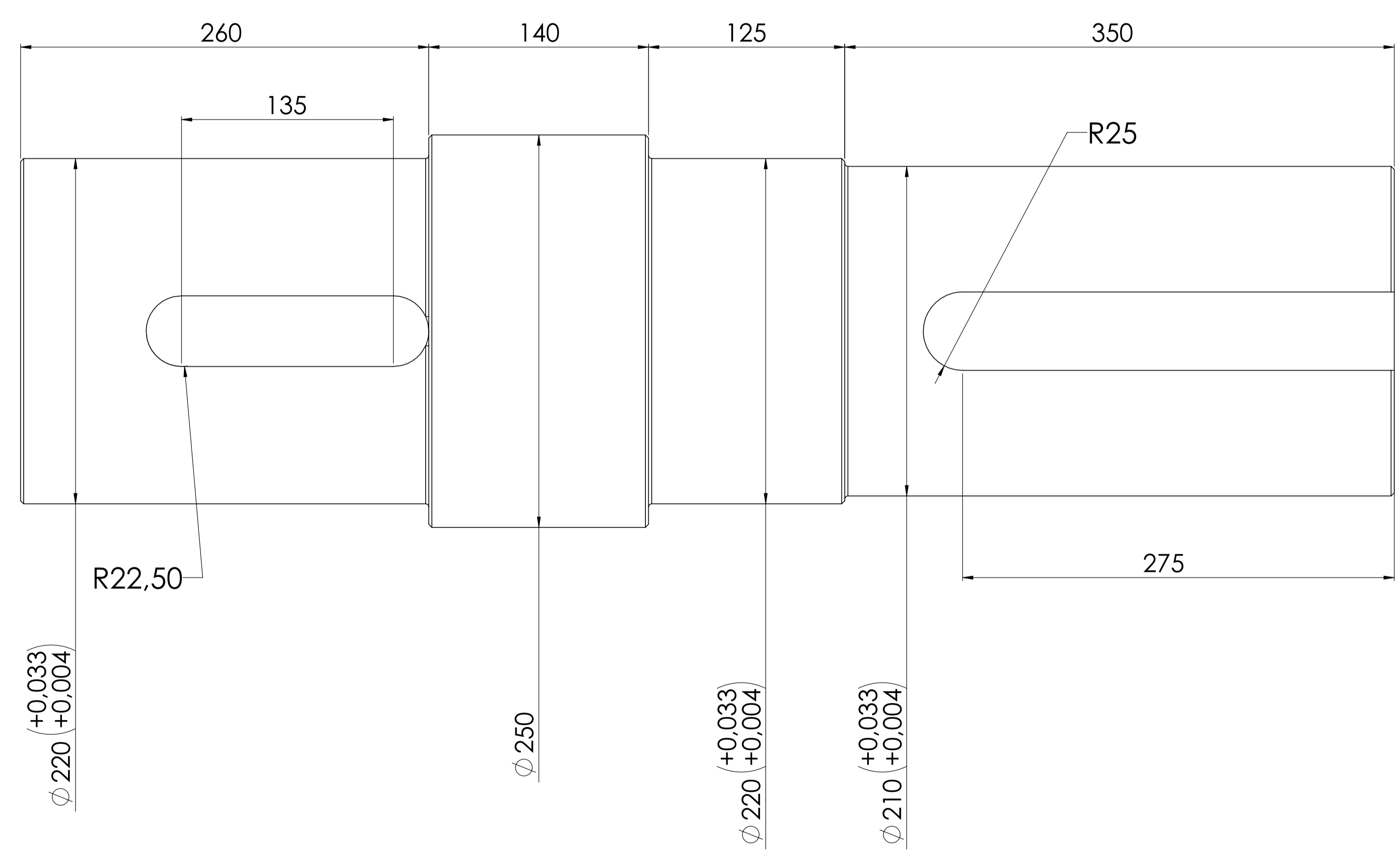
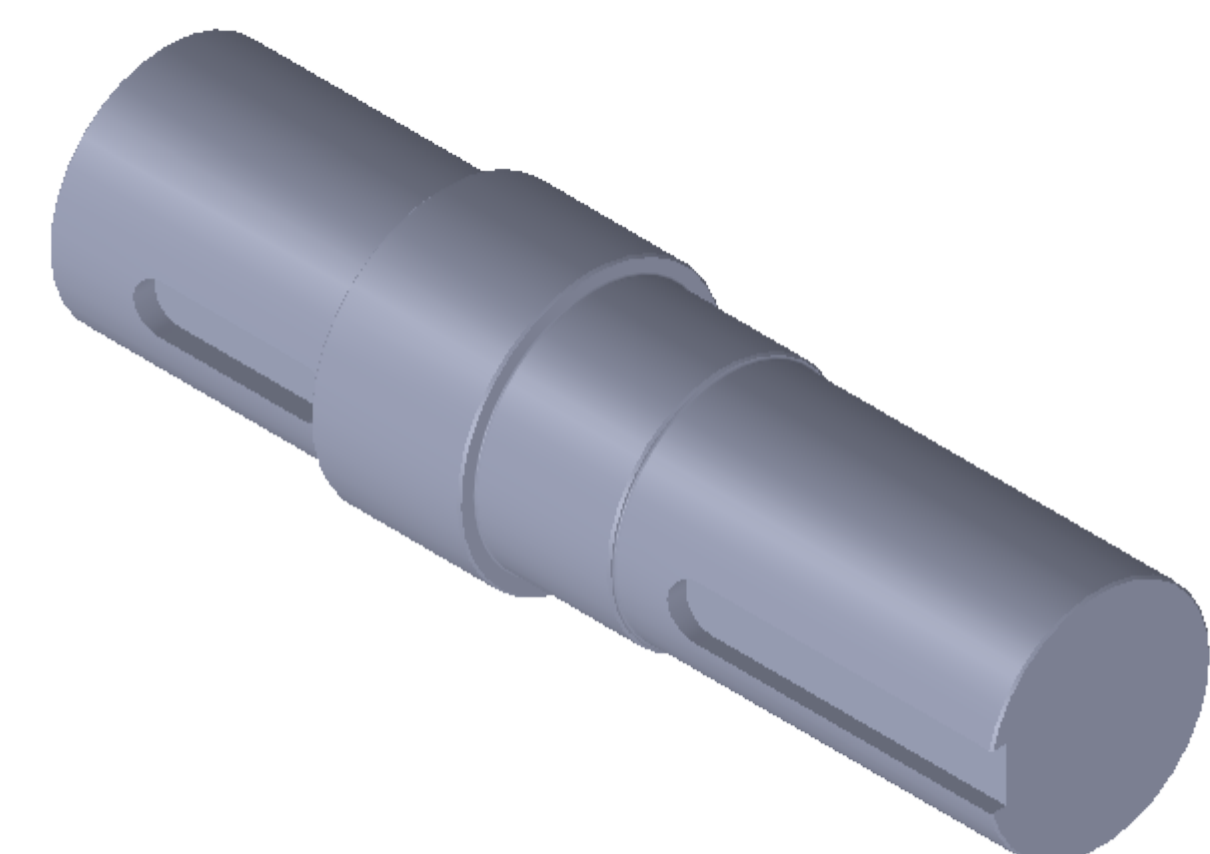
C

B

B

A

A



Radios : 2 mm.
Chaflanes: 2 mm x 45°

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:		ACABADO:	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	NO CAMBE LA ESCALA	REVISIÓN
UNIVERSIDAD ANTONIO NARIÑO					
TÍTULO:					
ACCIONAMIENTO					
Reductor					
N° DE DIBUJO				A1	
019 - Eje salida reductor					
ESCALA: 1:10				HOJA 1 DE 1	

16 15 14 13 12 11 10 9 8 7 6 5 4 3 2 1

16

15

14

13

12

11

10

9

8

7

6

5

4

3

2

1

M

M

L

L

K

K

J

J

H

H

G

G

F

F

E

E

D

D

C

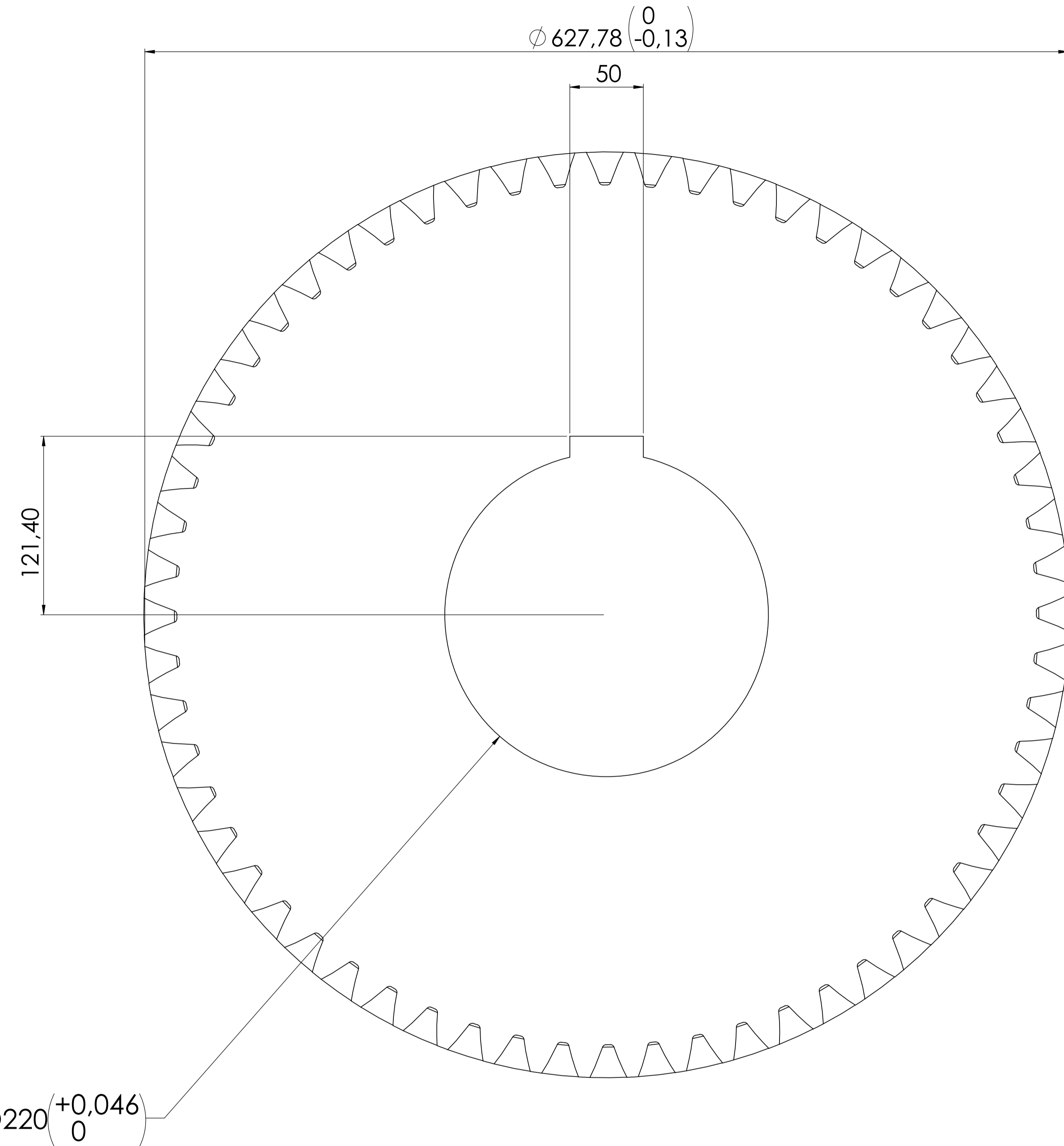
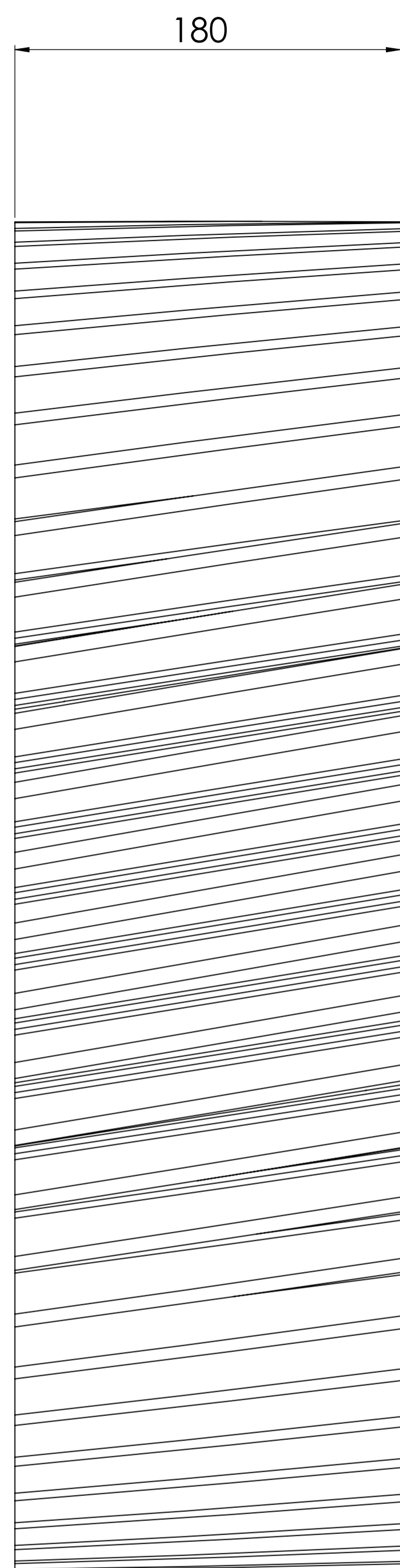
C

B

B

A

A



Todos radios y chaflanes
 Radios : 2 mm.
 Chaflanes: 2 mm x 45°

Datos de corte	
Módulo	10
No. Dientes	60
Angulo de presión normal	20°
Angulo de hélice	10°
Hélice	Derecha

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM		ACABADO:	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	NO CAMBE LA ESCALA	REVISIÓN
ACABADO SUPERFICIAL: LINEAL: ANGULAR:					UNIVERSIDAD ANTONIO NARIÑO
TÍTULO:					
DIBUJ.	H.A.A.A.	FECHA			ACCIONAMIENTO Reductor
VERF.	W.A.G.S.	08.05.21			
APROB.	J.B.E.	08.05.21			
FABR.					
CAID.			MATERIAL:	N° DE DIBUJO	A1
				020 - Corona eje piñon 2	
			PESO:	ESCALA:1:10	HOJA 1 DE 1

16

15

14

13

12

11

10

9

8

7

6

5

4

3

2

1

M

M

L

L

K

K

J

J

H

H

G

G

F

F

E

E

D

D

C

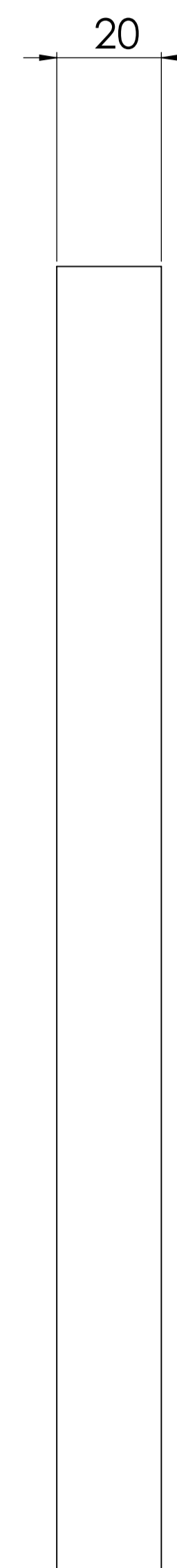
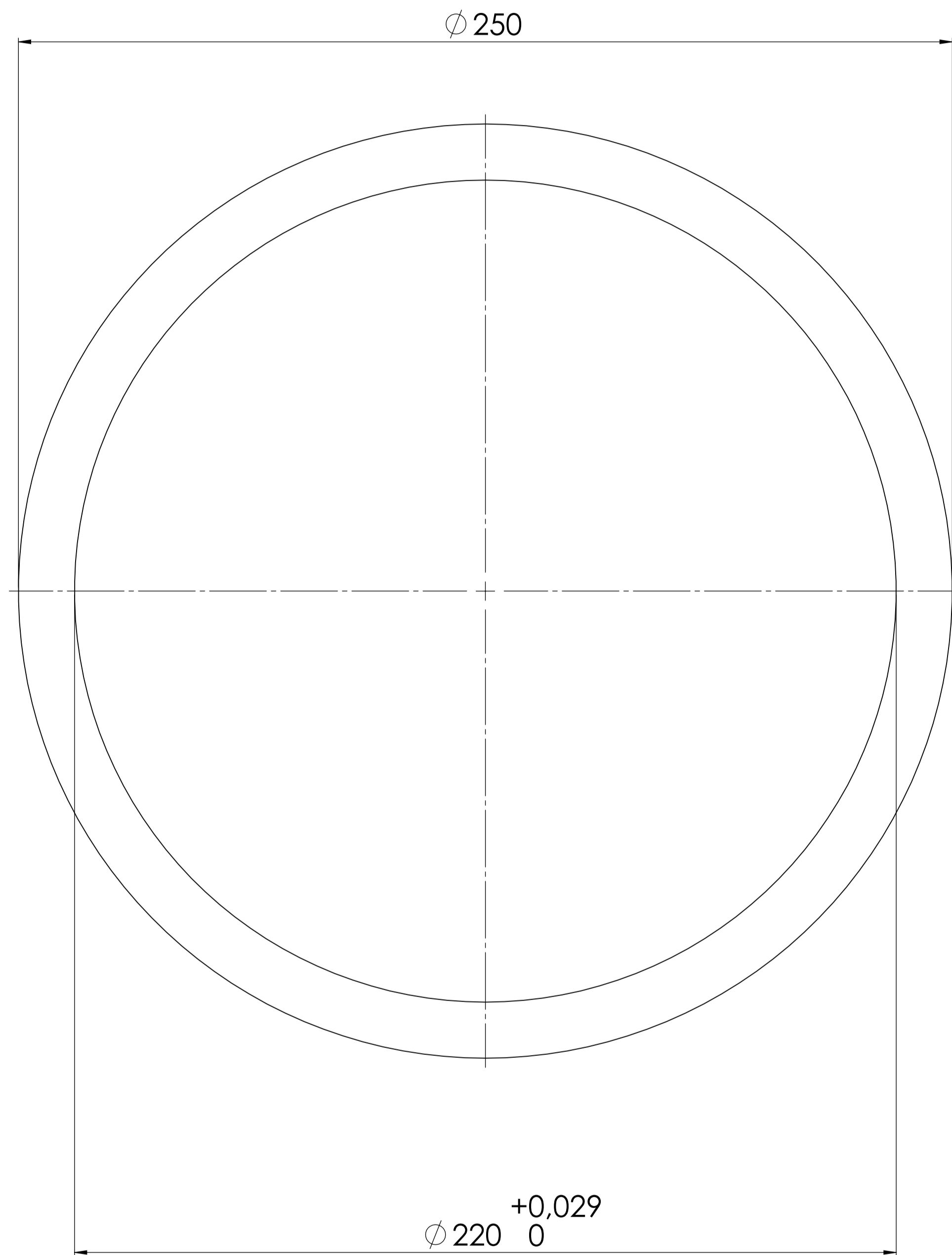
C

B

B

A

A



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM		ACABADO:		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS		NO CAMBIE LA ESCALA		REVISIÓN	
ACABADO SUPERFICIAL:								UNIVERSIDAD ANTONIO NARIÑO	
TOLERANCIAS: LINEAL:								TÍTULO:	
ANGULAR:								ACCIONAMIENTO	
								Reductor	
DIBUJ.	NOMBRE	FIRMA	FECHA			N° DE DIBUJO		A1	
VERF.	W.A.G.S.		08.05.21			021 - Separador corona eje 4			
APROB.	J.B.E.		08.05.21			ESCALA: 1:10		HOJA 1 DE 1	
FABR.						MATERIAL:			
CAID.						PESO:			

16

15

14

13

12

11

10

9

8

7

6

5

4

3

2

1

16 15 14 13 12 11 10 9 8 7 6 5 4 3 2 1

M

M

L

L

K

K

J

J

H

H

G

G

F

F

E

E

D

D

C

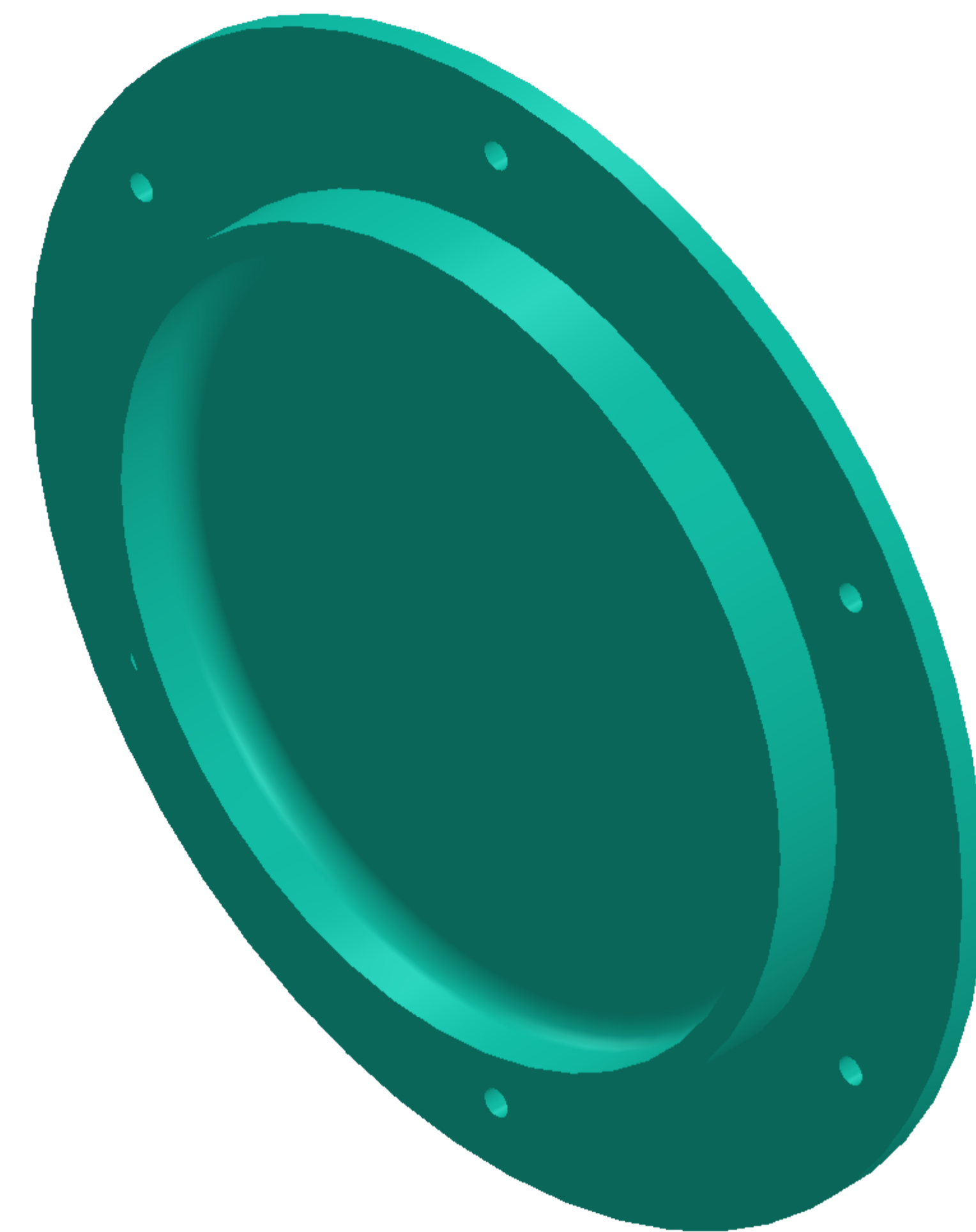
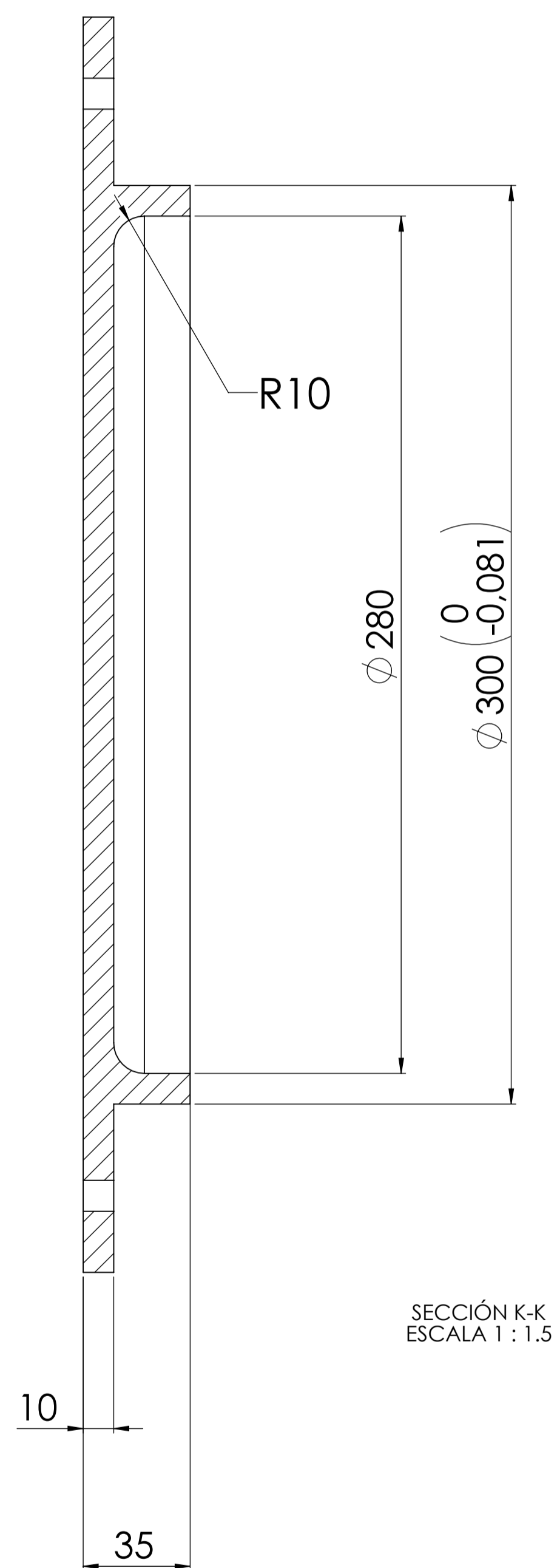
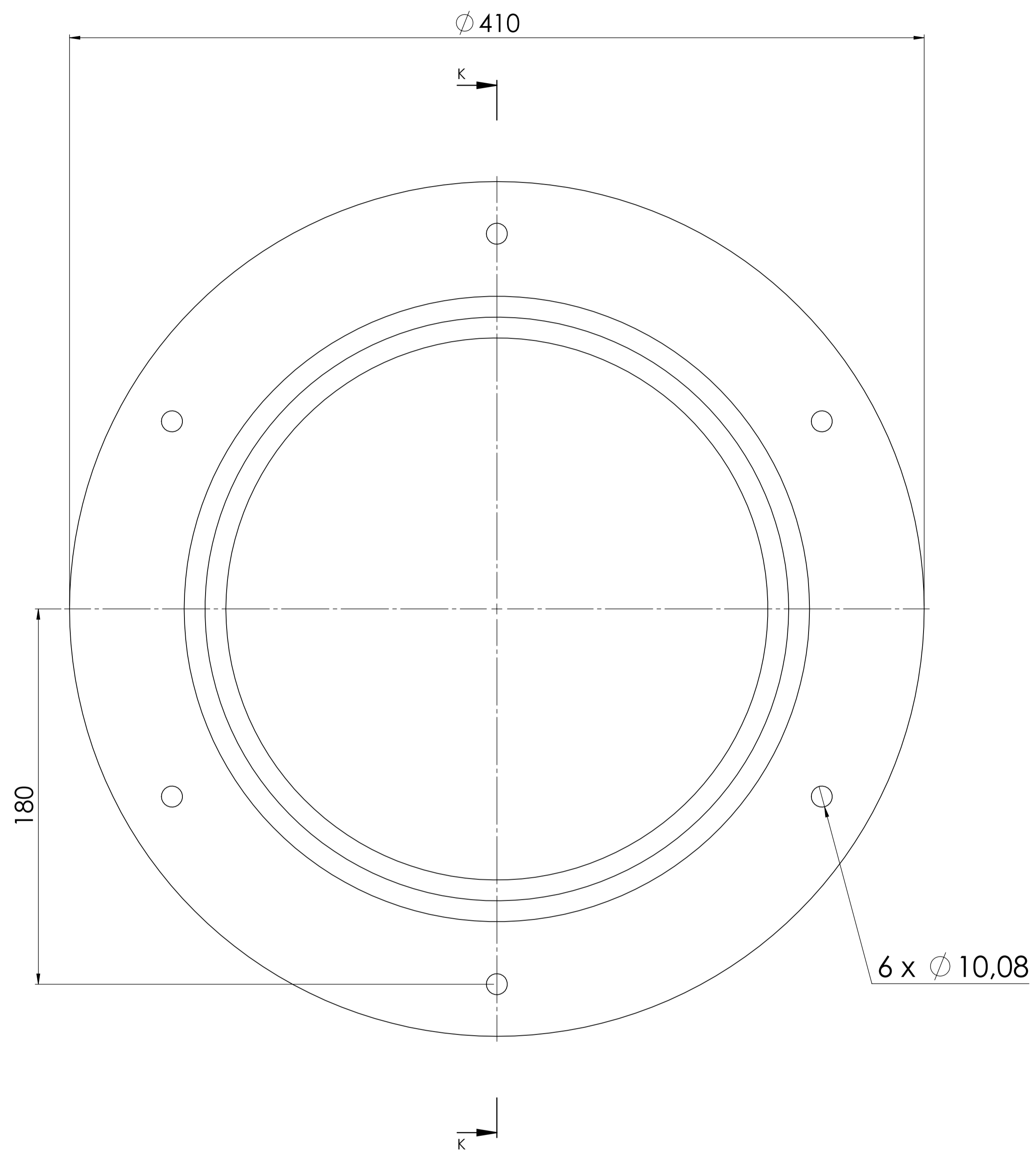
C

B

B

A

A



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:		ACABADO:	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	NO CAMBE LA ESCALA	REVISIÓN
UNIVERSIDAD ANTONIO NARIÑO					
TÍTULO: ACCIONAMIENTO Reductor					
DIBUJ:	NOMBRE: H.A.A.A.	FIRMA:	FECHA: 08.05.21	N° DE DIBUJO: 022 - Tapa cerrada eje 4	A1
VERF:	W.A.G.S.		08.05.21	ESCALA: 1:10	HOJA 1 DE 1
APROB:	J.B.E.		08.05.21		
FABR:					
CAID:					
			MATERIAL:		
			PESO:		

16 15 14 13 12 11 10 9 8 7 6 5 4 3 2 1

16

15

14

13

12

11

10

9

8

7

6

5

4

3

2

1

M

L

K

J

H

G

F

E

D

C

B

A

M

L

K

J

H

G

F

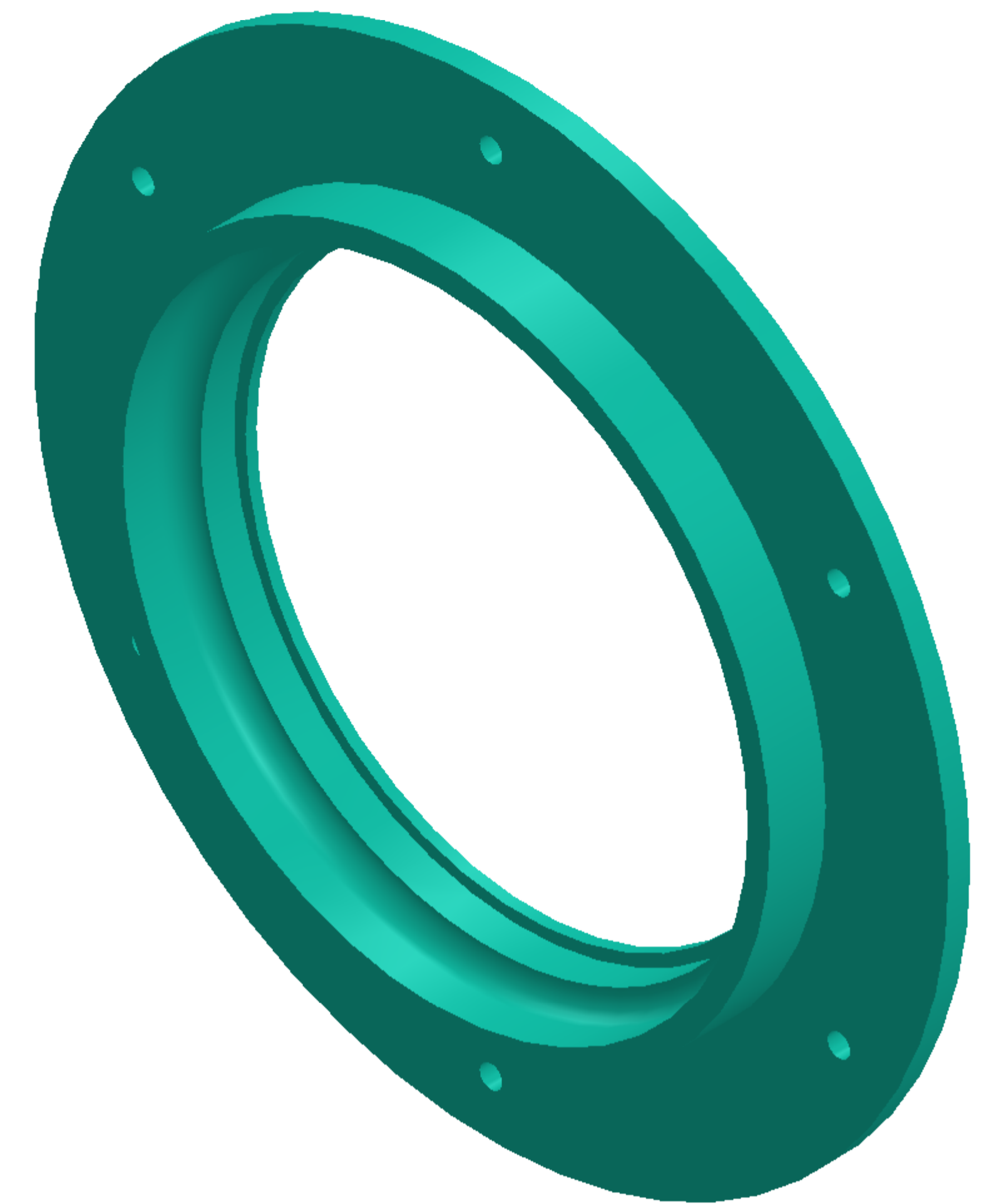
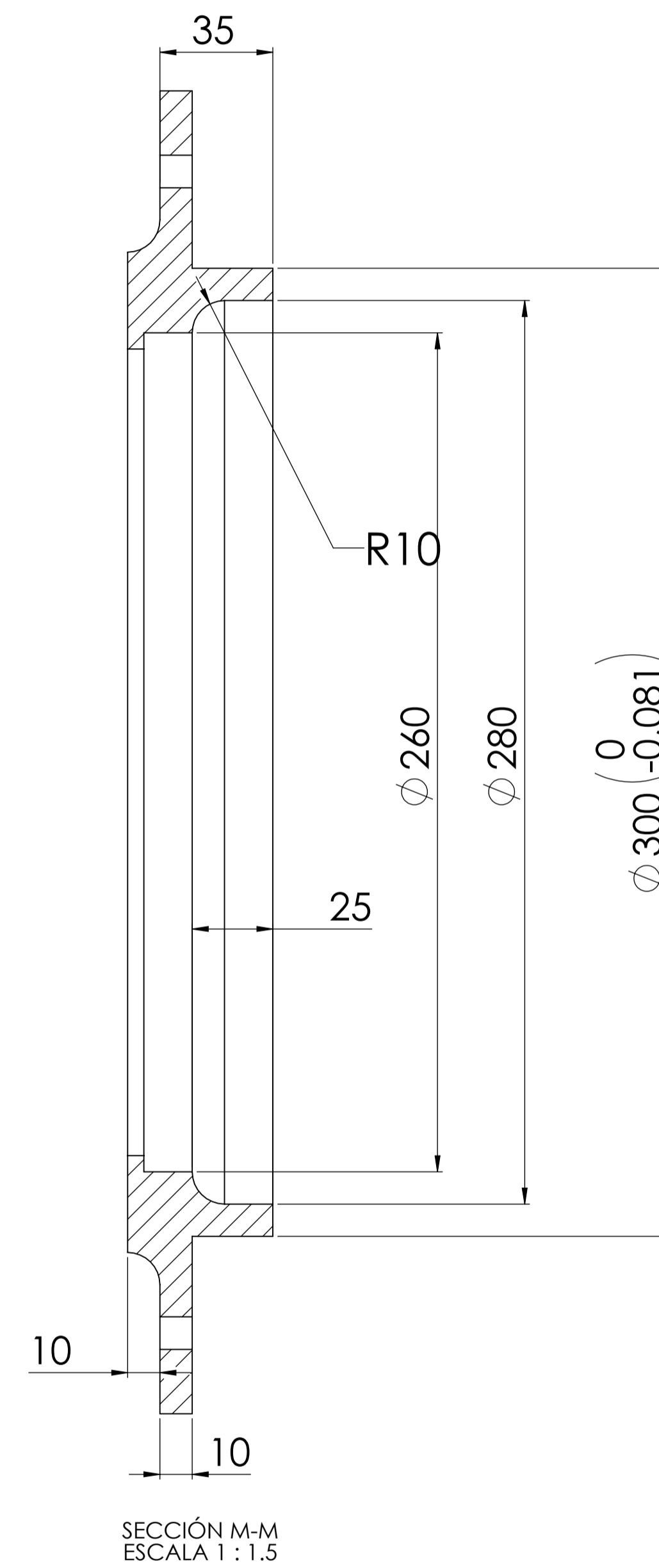
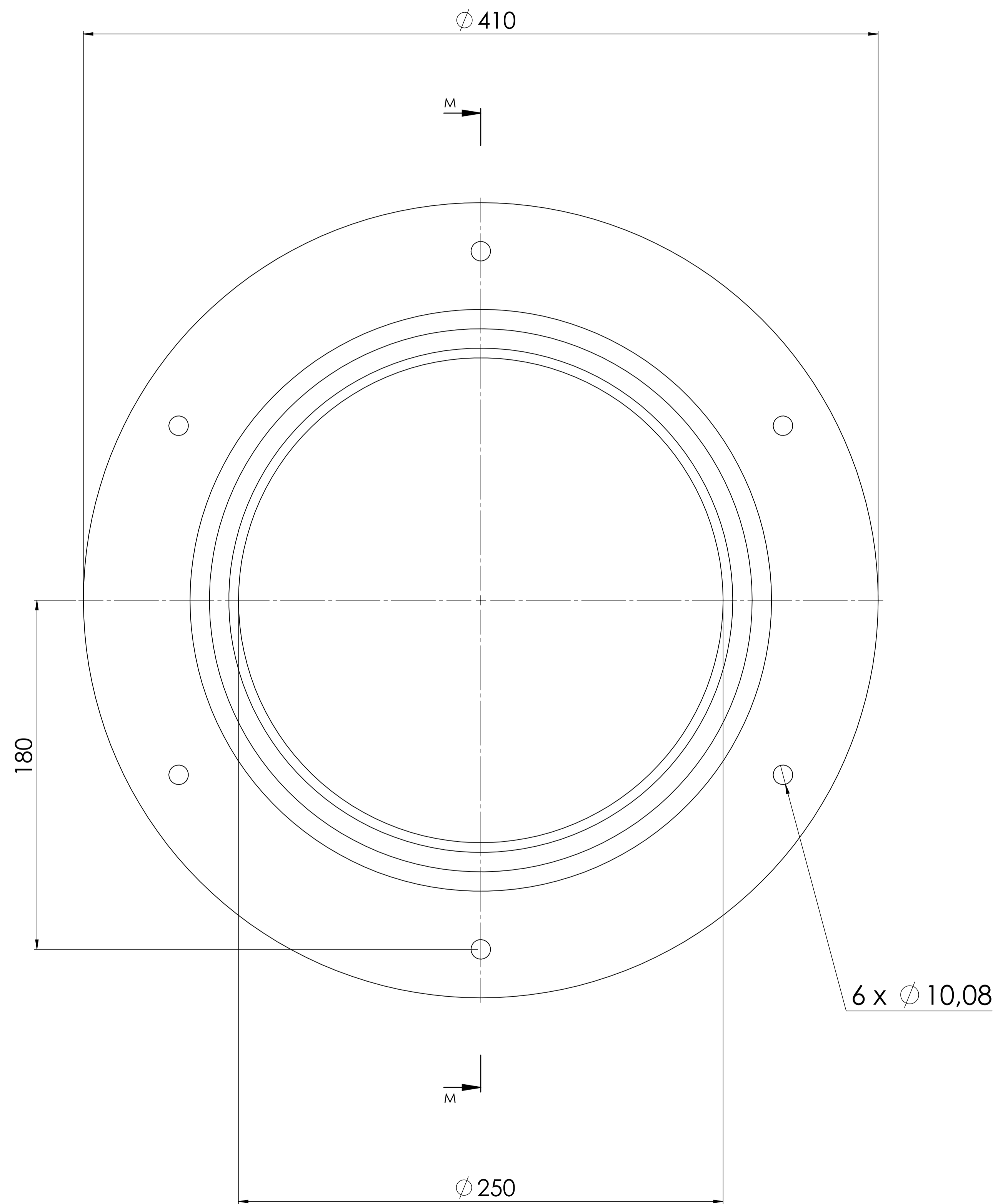
E

D

C

B

A



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM		ACABADO:	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	NO CAMBE LA ESCALA	REVISIÓN
ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:					UNIVERSIDAD ANTONIO NARIÑO
DIBUJ: H.A.A.A.		FIRMA	FECHA	TÍTULO:	
VERF: W.A.G.S.				ACCIONAMIENTO	
APROB: J.B.E.				Reductor	
FABR:		MATERIAL:		N° DE DIBUJO	
CALD:				023 - Tapa abierta eje 4	
		PESO:		ESCALA: 1:10	
				HOJA 1 DE 1	
				A1	

16

15

14

13

12

11

10

9

8

7

6

5

4

3

2

1

M

M

L

L

K

K

J

J

H

H

G

G

F

F

E

E

D

D

C

C

B

B

A

A

16

15

14

13

12

11

10

9

8

7

6

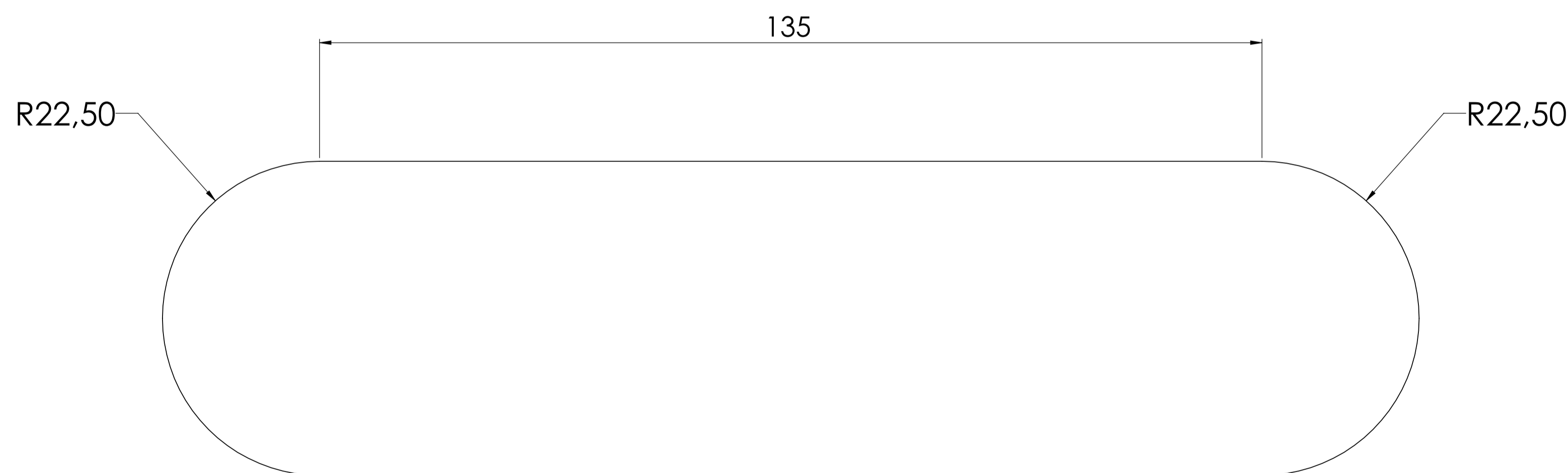
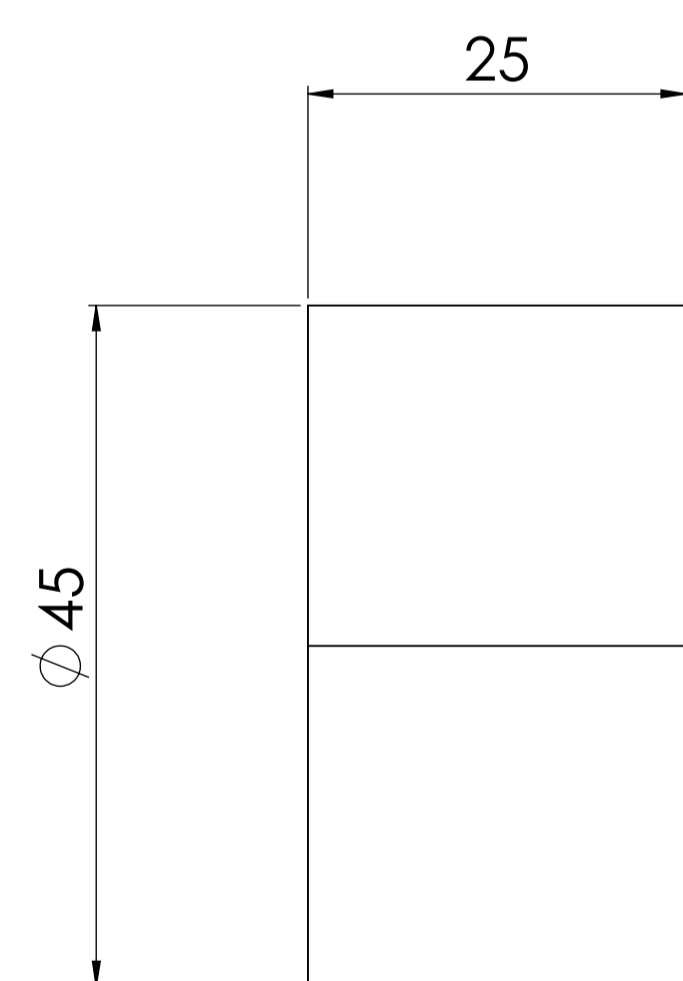
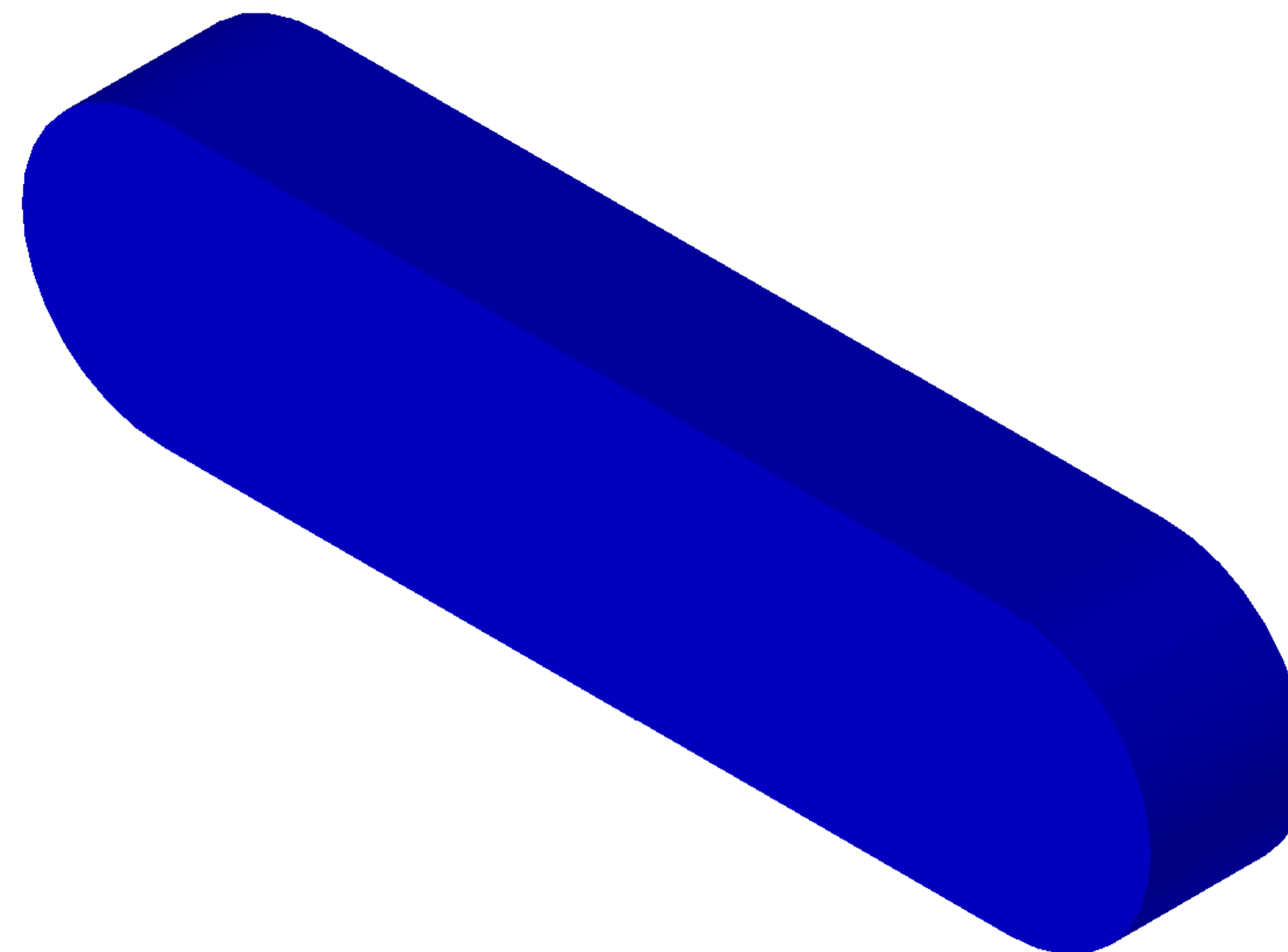
5

4

3

2

1

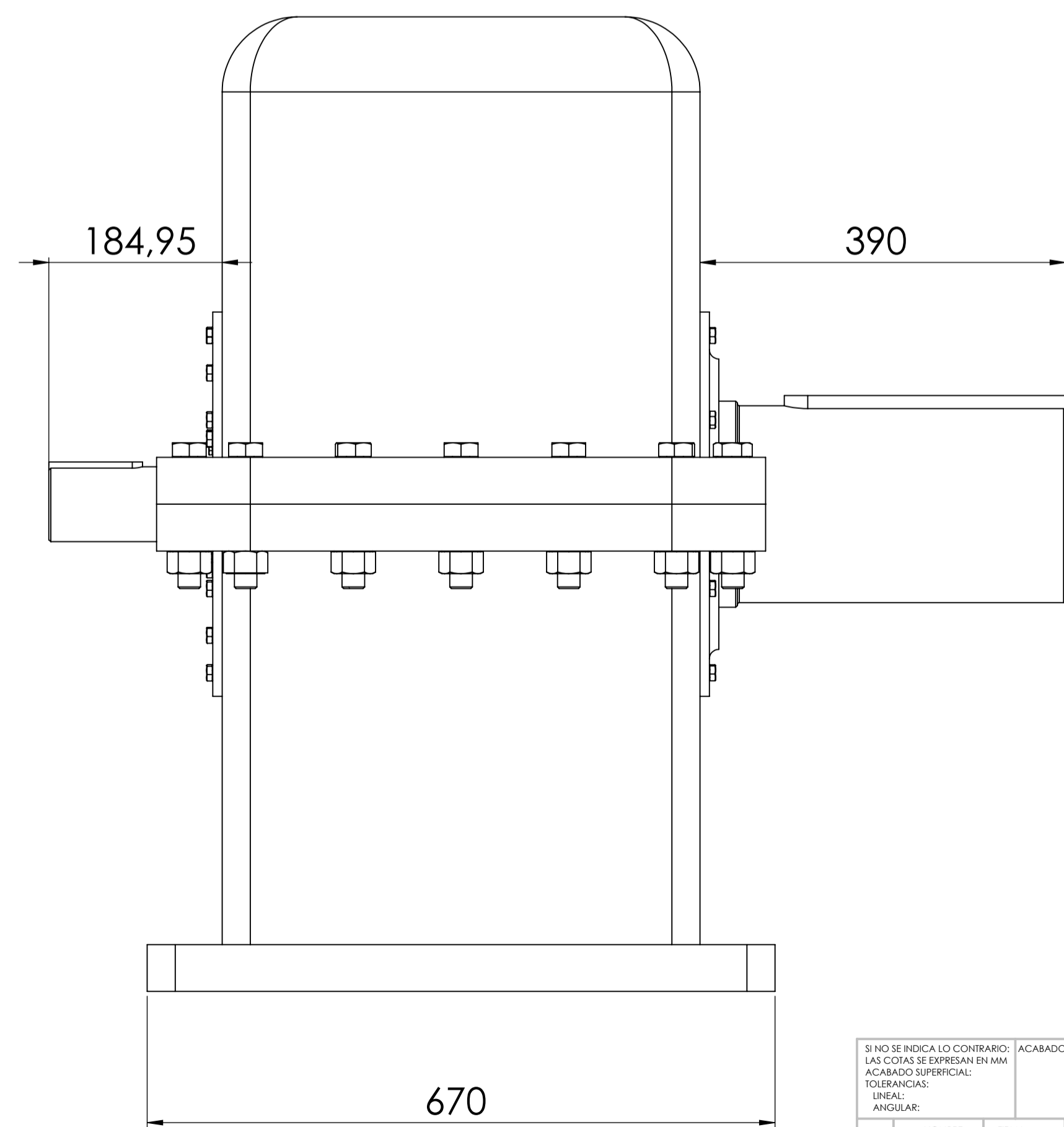
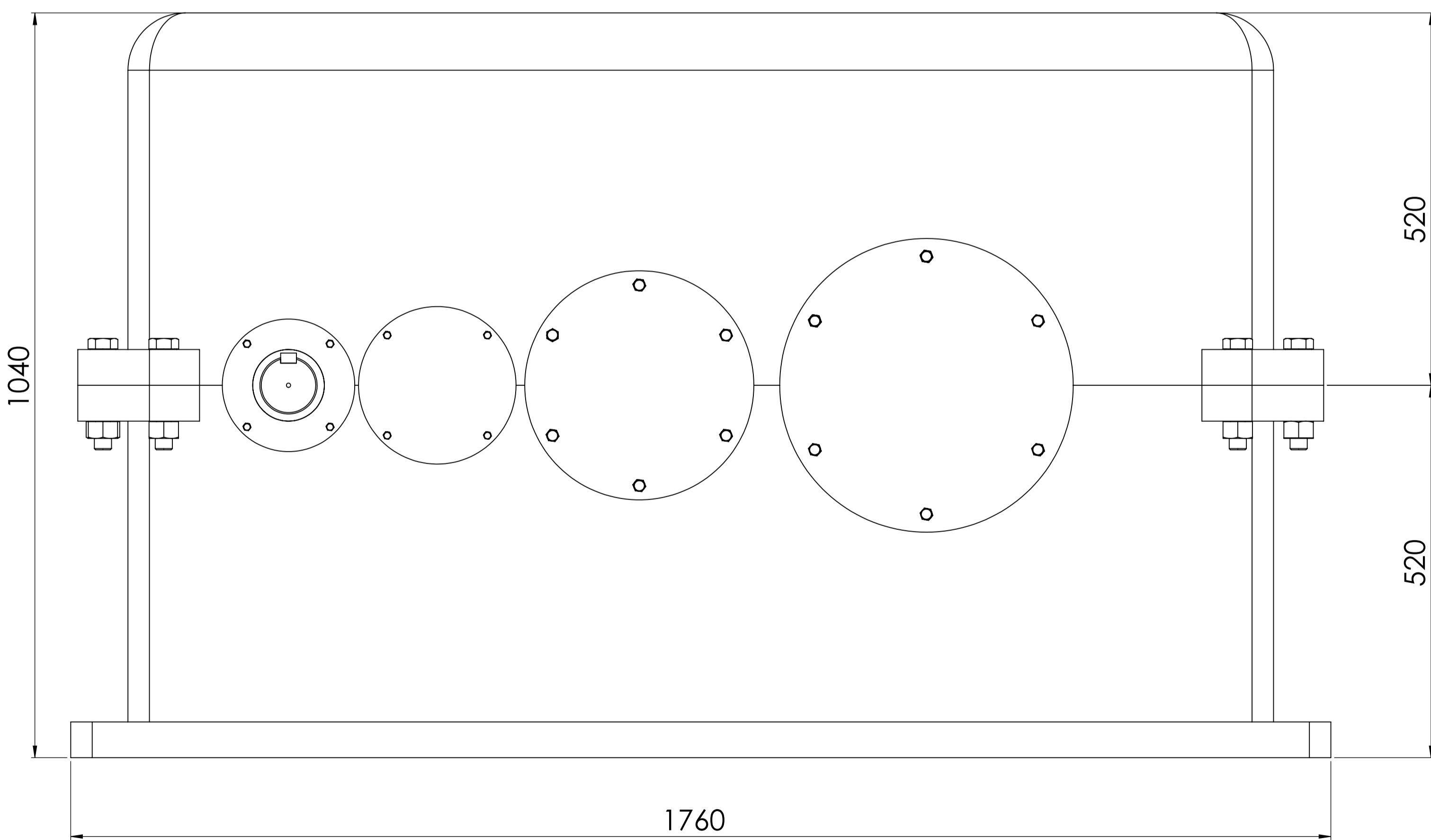
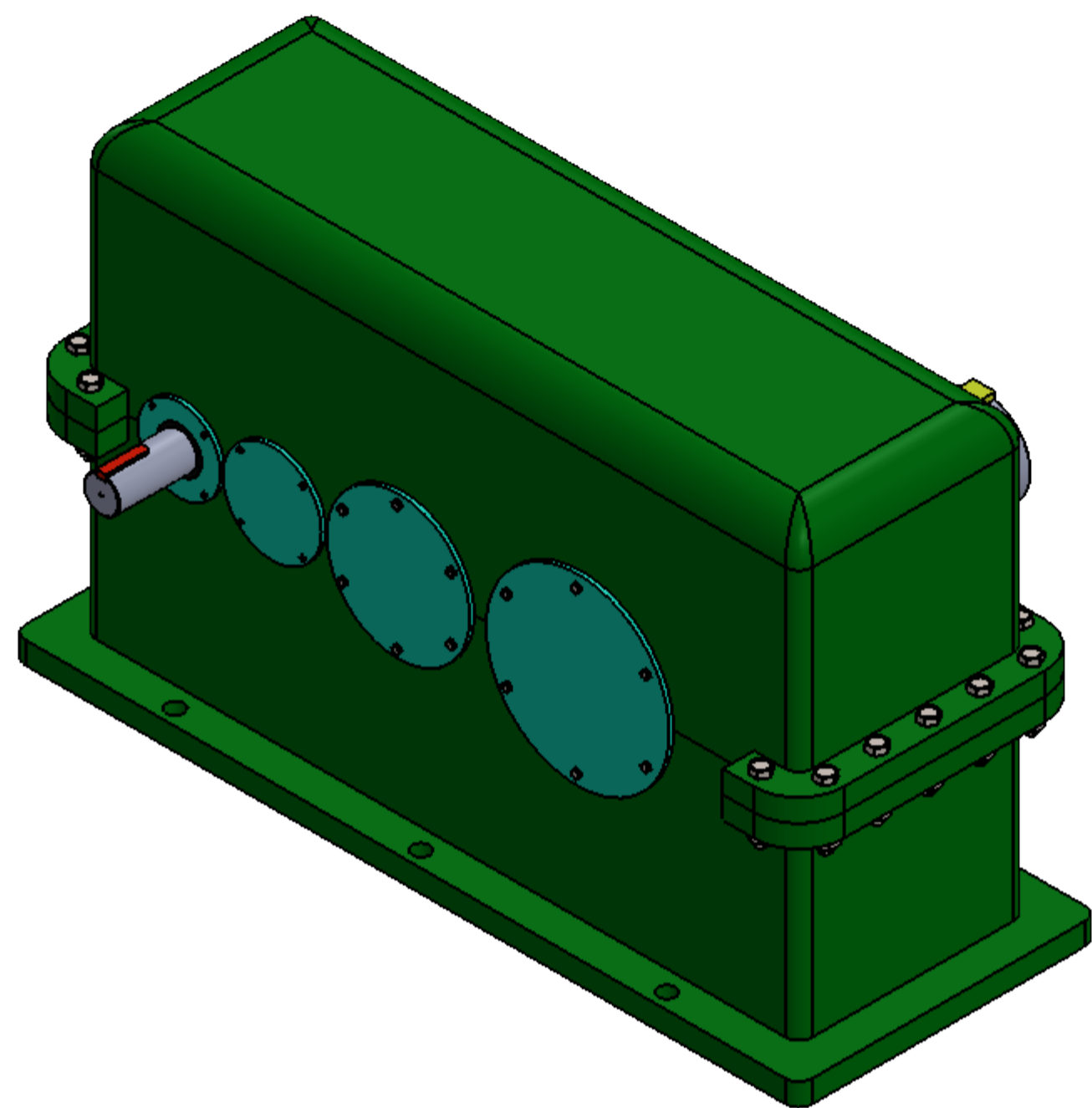
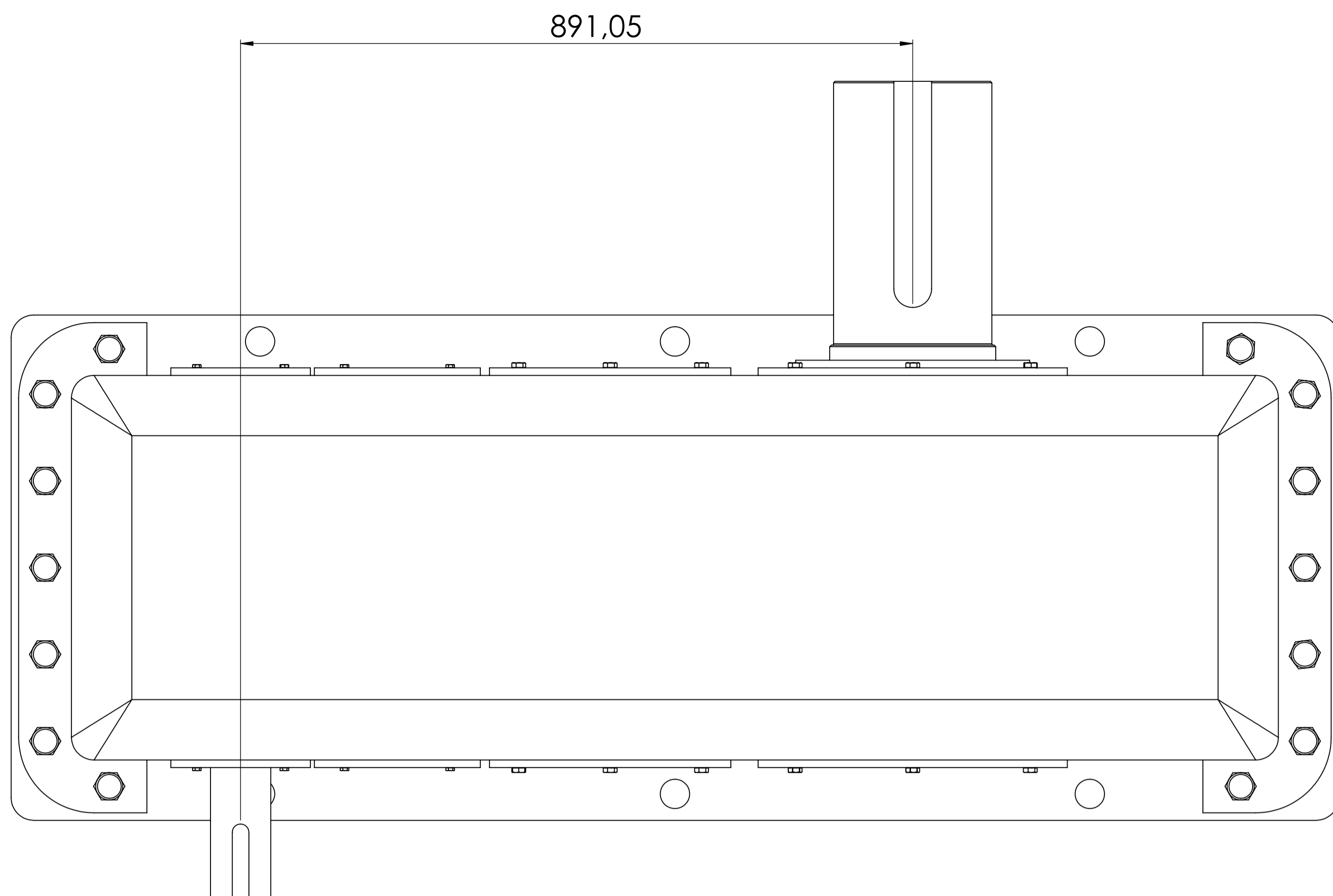


SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM		ACABADO:	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	NO CAMBE LA ESCALA	REVISIÓN
TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:				UNIVERSIDAD ANTONIO NARIÑO	
NOMBRE		FIRMA	FECHA	TÍTULO:	
DIBUJ.	H.A.A.A.		08.05.21	ACCIONAMIENTO	
VERIF.	W.A.G.S.		08.05.21	Reductor	
APROB.	J.B.E.		08.05.21	N° DE DIBUJO	
FABR.				024 - Separador corona eje 2	
CAID.				A1	
MATERIAL:			ESCALA: 1:10		
PESO:			HOJA 1 DE 1		

16 15 14 13 12 11 10 9 8 7 6 5 4 3 2 1

M L K J H G F E D C B A

M L K J H G F E D C B A



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:		ACABADO:	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	NO CAMBE LA ESCALA	REVISIÓN
UNIVERSIDAD ANTONIO NARIÑO		TÍTULO:			
ACCIONAMIENTO Reductor		N° DE DIBUJO			
000 - Ensamble reductor (Med. gen.)		A1			
ESCALA: 1:10		HOJA 1 DE 1			

16 15 14 13 12 11 10 9 8 7 6 5 4 3 2 1

16

15

14

13

12

11

10

9

8

7

6

5

4

3

2

1

M

L

K

J

H

G

F

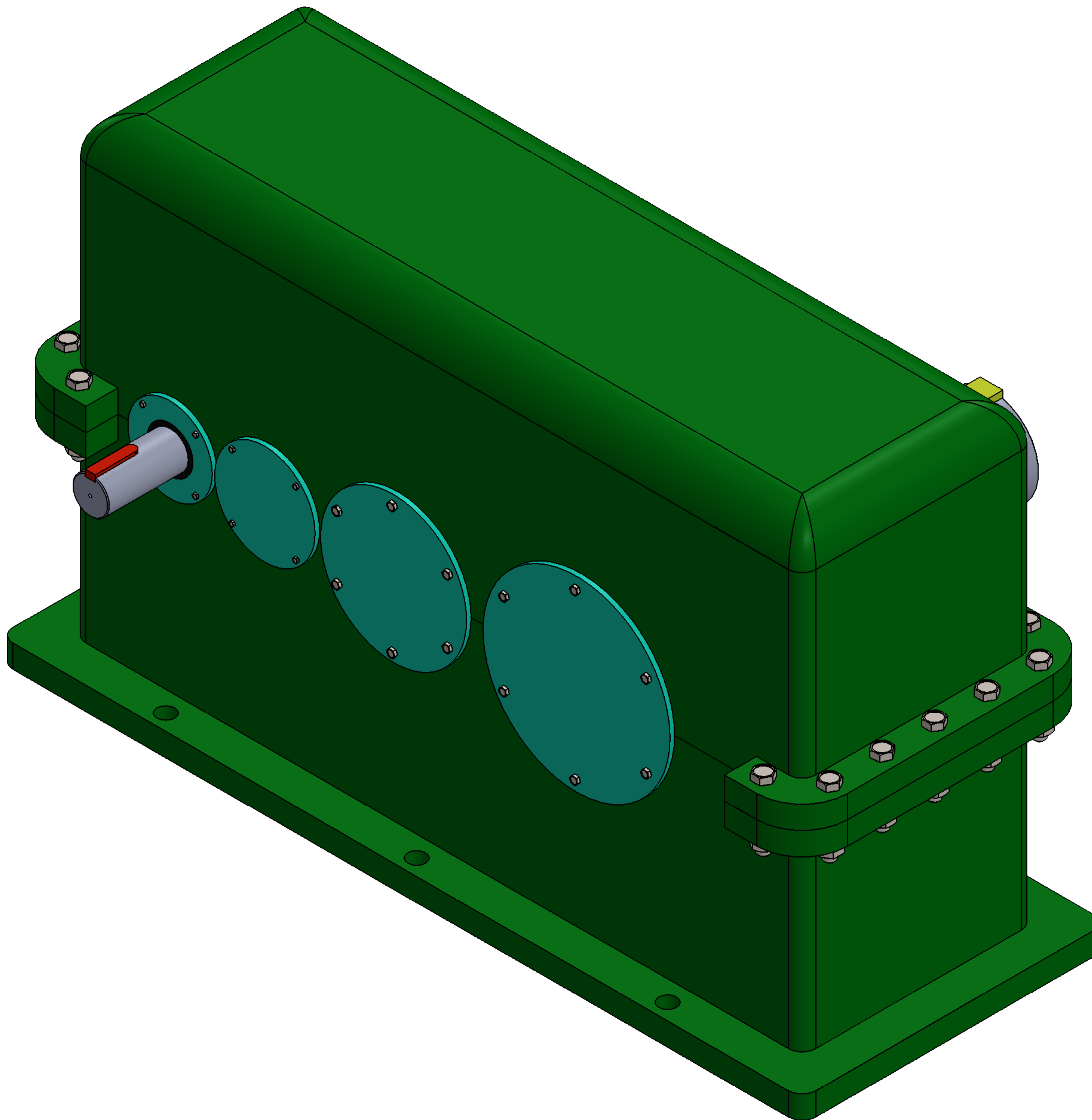
E

D

C

B

A



M

L

K

J

H

G

F

E

D

C

B

A

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:		ACABADO:	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	NO CAMBE LA ESCALA	REVISION
			UNIVERSIDAD ANTONIO NARIÑO		
NOMBRE		FIRMA	FECHA	TITULO:	
DIBUJ. H.A.A.A.			08.05.21	ACCIONAMIENTO	
VERIF. W.A.G.S.			08.05.21	Reductor	
APROB. J.B.E.			08.05.21	N° DE DIBUJO	
FABR.				000 - Ensamble reductor	
CALID.				A1	
MATERIAL:			ESCALA:1:10		
PESO:			HOJA 1 DE 1		

16

15

14

13

12

11

10

9

8

7

6

5

4

3

2

1

M
L
K
J
H
G
F
E
D
C
B
A

M
L
K
J
H
G
F
E
D
C
B
A

TABLA DE PARTES REDUCTOR

ITEM	CANTIDAD	DESCRIPCION	MATERIAL
001	1	Carcasa inferior	Fundición de hierro
002	1	Carcasa superior	Fundición de hierro
003	1	Eje piñon de entrada reductor	Acero AISI 4320
004	1	Cuña eje piñon de entrad reductor - acople HSS	Acero AISI 1020
005	1	Tapa abierta eje piñon de entrada	Fundición de hierro
006	1	Tapa cerrada eje piñon de entrada	Fundición de hierro
007	1	Puntera eje piñon de entrada	Fundición de hierro
008	1	Eje piñon #2	Acero AISI 4320
009	1	Corona eje piñon #2	Acero AISI 4320
010	1	Separador corona eje piñon #2	Acero AISI 1045
011	1	Cuña corona eje piñon #2	Acero AISI 1020
012	2	Tapa eje piñon #2	Fundición de hierro
013	1	Puntera eje piñon #2	Fundición de hierro
014	1	Eje piñon #3	Acero AISI 4320
015	1	Corona eje piñon #3	Acero AISI 4320
016	1	Separador corona eje piñon #3	Acero AISI 1045
017	2	Tapa eje piñon #3	Fundición de hierro
018	1	Cuña corona eje piñon #3	Acero AISI 1020
019	1	Eje de salida reductor	Acero AISI 1045
020	1	Corona eje de salida	Acero AISI 4320
021	1	Separador corona eje de salida	Acero AISI 1045
022	1	Tapa cerrada eje de salida	Fundición de hierro
023	1	Tapa abierta eje de salida	Fundición de hierro
024	1	Cuña corona eje de salida	Acero AISI 1020
025	1	Cuña eje de salida - Acople LSS	Acero AISI 1020
026	1	Anillo seeger interior Diam. 140 mm.	Estándar
027	1	Anillo seeger interior Diam. 170 mm.	Estándar
028	1	Retenedor 100 x 80 x 12	Estándar
029	1	Retenedor 260 x 220 x 24	Estándar
030	14	Tornillo Cab. Hex. M24 x 3 Long. 140 mm + T	Estándar
031	16	Tornillo Cab. Hex. M6 x 1 Long. 25 mm.	Estándar
032	24	Tornillo Cab. Hex. M10 x 1.5 Long. 25 mm + T	Estándar
033	4	Tornillo Cab. Hex. M6 x 1 Long. 20 mm.	Estándar
034	2	Rodamiento de rodillos a rótula Ref. 22216E	Estándar
035	2	Rodamiento de rodillos a rótula Ref. 23022	Estándar
036	2	Rodamiento de rodillos a rótula Ref. 23032	Estándar
037	2	Rodamiento de rodillos a rótula Ref. 23944	Estándar

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:		ACABADO:	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	NO CAMBE LA ESCALA	REVISIÓN
UNIVERSIDAD ANTONIO NARIÑO					TÍTULO:
ACCIONAMIENTO					
Reductor					
N° DE DIBUJO					A1
000 - Ensamble reductor (Tabla partes)					
ESCALA: 1:10					HOJA 1 DE 1

16

15

14

13

12

11

10

9

8

7

6

5

4

3

2

1

M

M

L

L

K

K

J

J

H

H

G

G

F

F

E

E

D

D

C

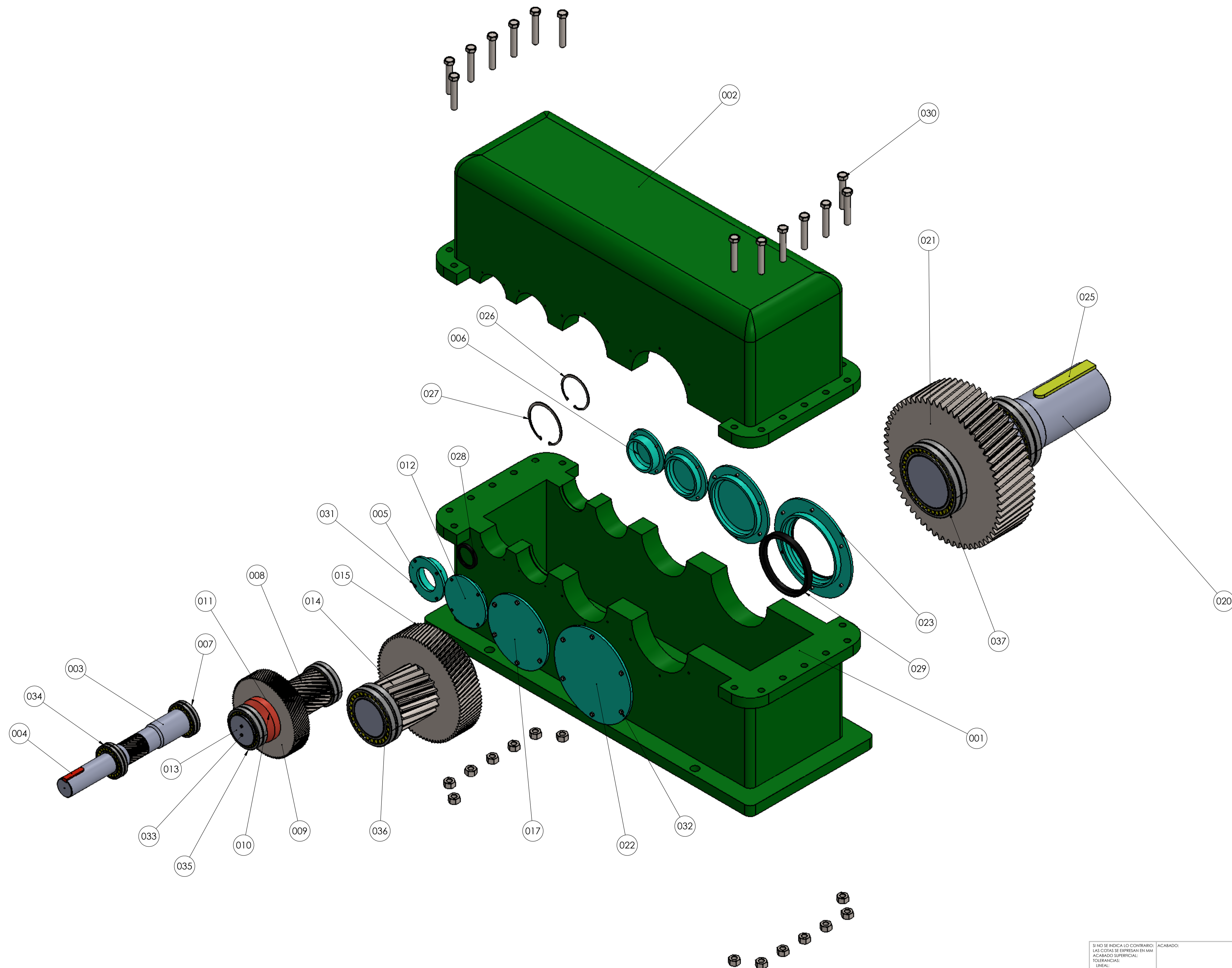
C

B

B

A

A



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:		ACABADO:	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	NO CAMBE LA ESCALA	REVISIÓN
UNIVERSIDAD ANTONIO NARIÑO			TÍTULO:		
ACCIONAMIENTO Reductor			N° DE DIBUJO		
000 - Ensamble reductor (Explosivo)			A1		
ESCALA: 1:10			HOJA 1 DE 1		

16

15

14

13

12

11

10

9

8

7

6

5

4

3

2

1

D. Anexo D: Planos de ensamble del sistema motriz

16

15

14

13

12

11

10

9

8

7

6

5

4

3

2

1

M

M

L

L

K

K

J

J

H

H

G

G

F

F

E

E

D

D

C

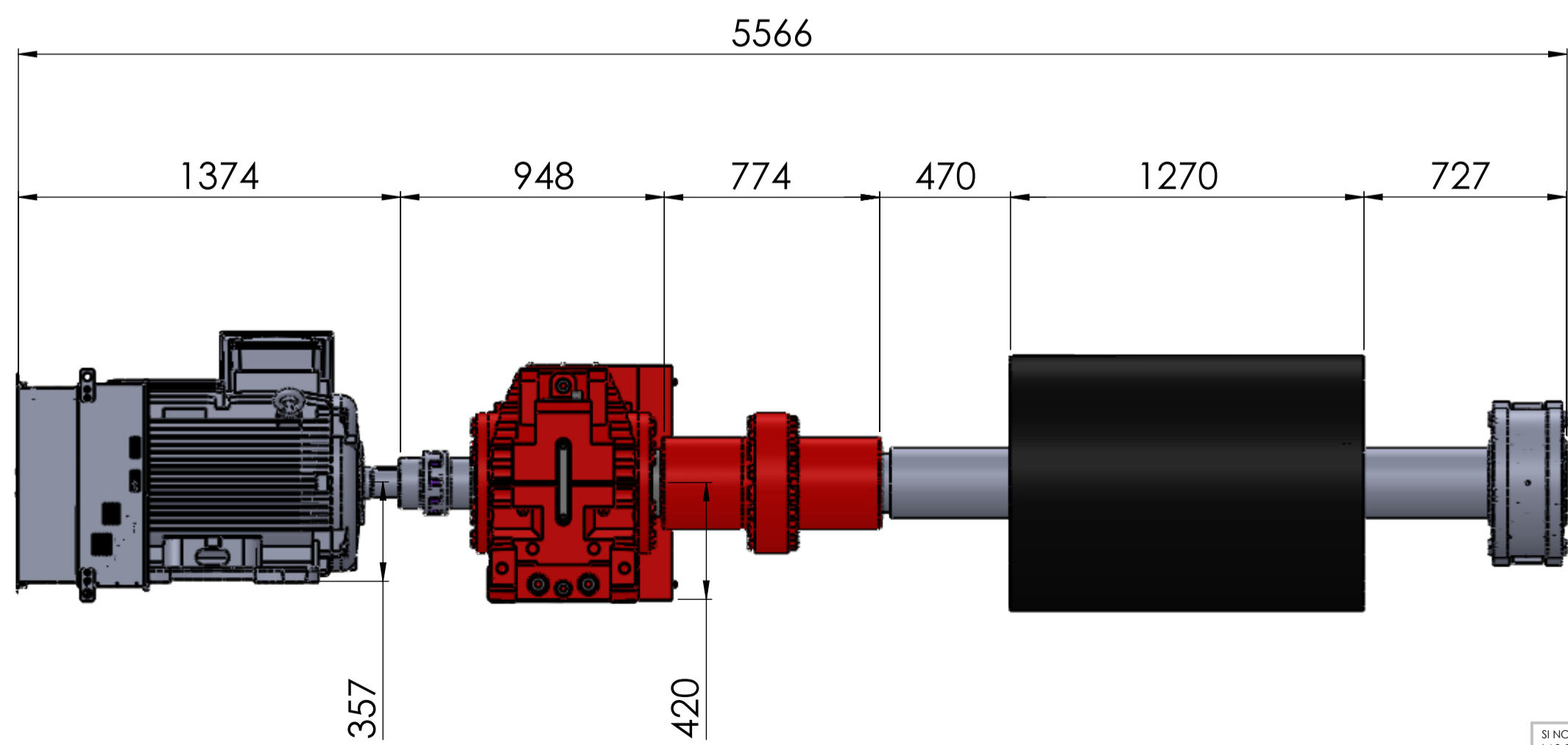
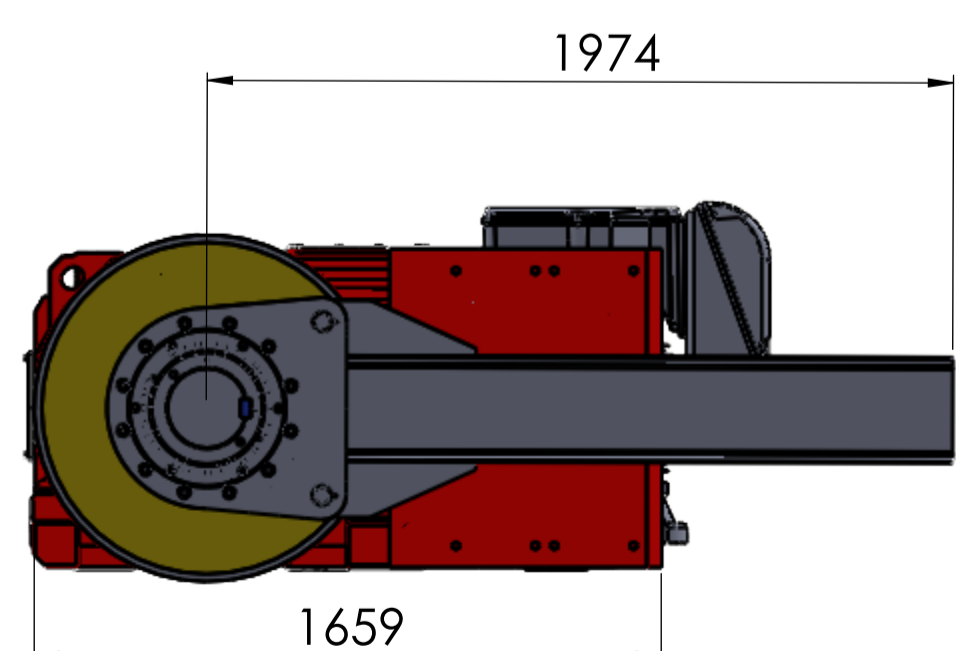
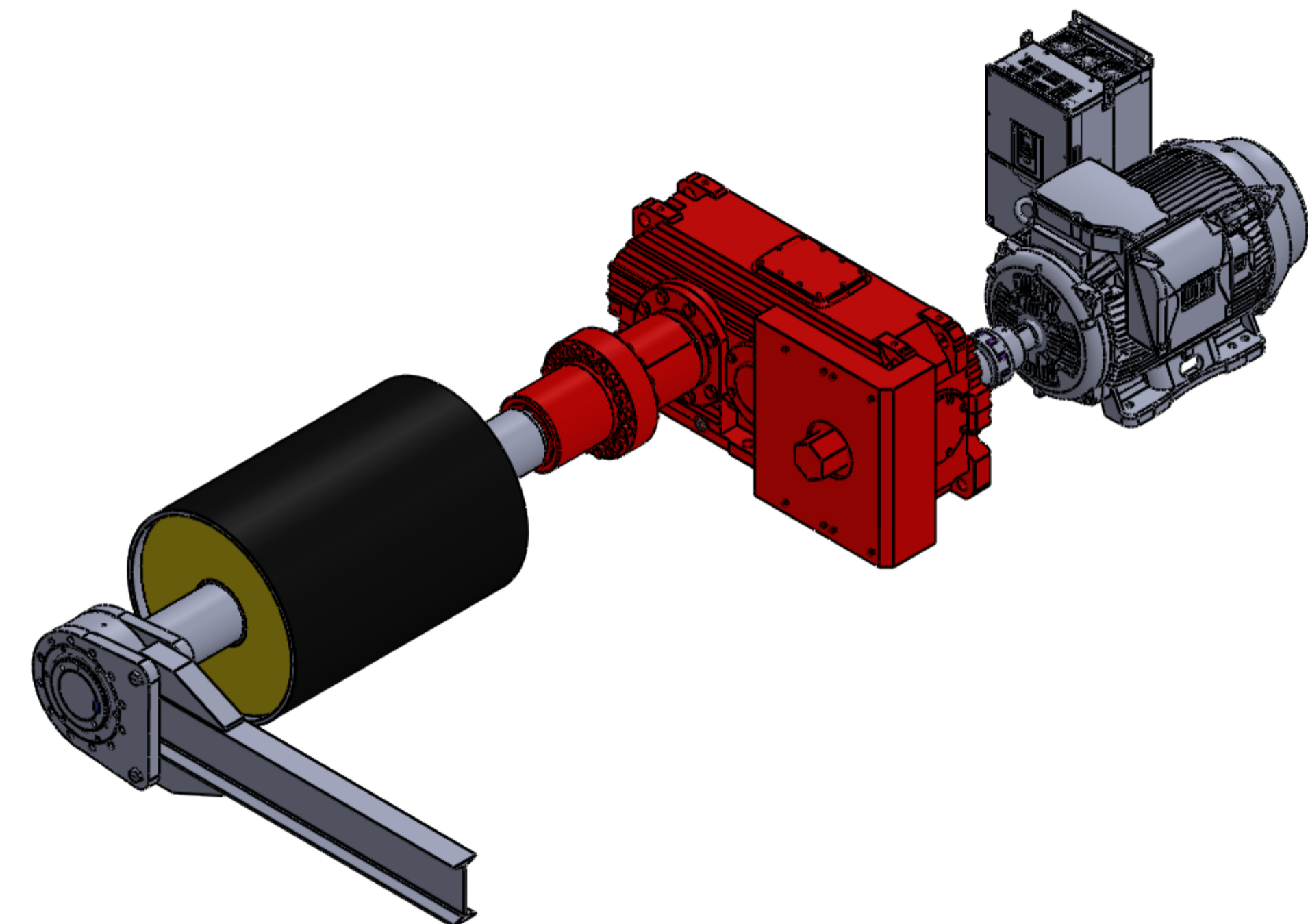
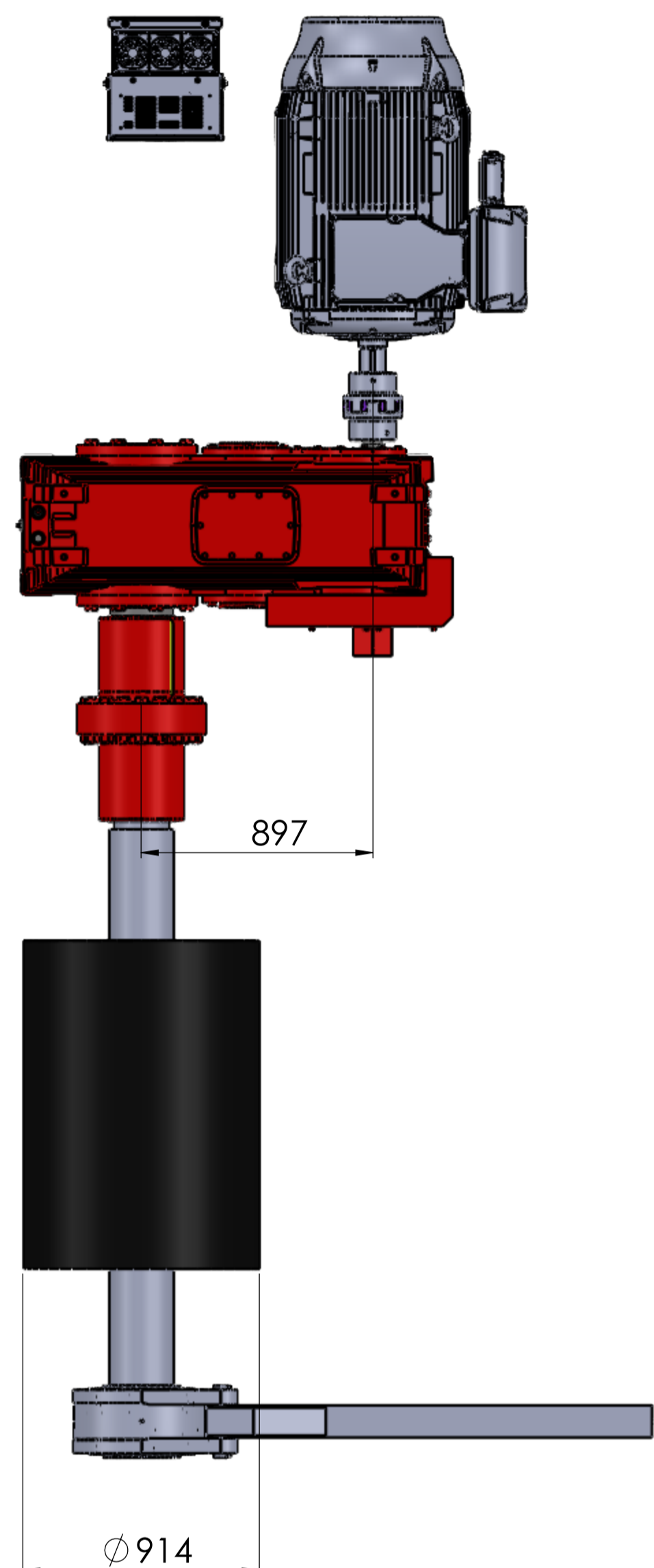
C

B

B

A

A



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:		ACABADO:	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	NO CAMBE LA ESCALA	REVISIÓN
UNIVERSIDAD ANTONIO NARIÑO					
TÍTULO:					
ACCIONAMIENTO					
N° DE DIBUJO				A1	
001 - Dimensiones generales					
ESCALA: 1:10				HOJA 1 DE 1	
NOMBRE	FIRMA	FECHA			
DIBUJ: H.A.A.A.		08.05.21			
VERF: W.A.G.S.		08.05.21			
APROB: J.B.E.		08.05.21			
FABR:					
CAID:					
MATERIAL:					
PESO:					

16

15

14

13

12

11

10

9

8

7

6

5

4

3

2

1

16

15

14

13

12

11

10

9

8

7

6

5

4

3

2

1

M

M

L

L

K

K

J

J

H

H

G

G

F

F

E

E

D

D

C

C

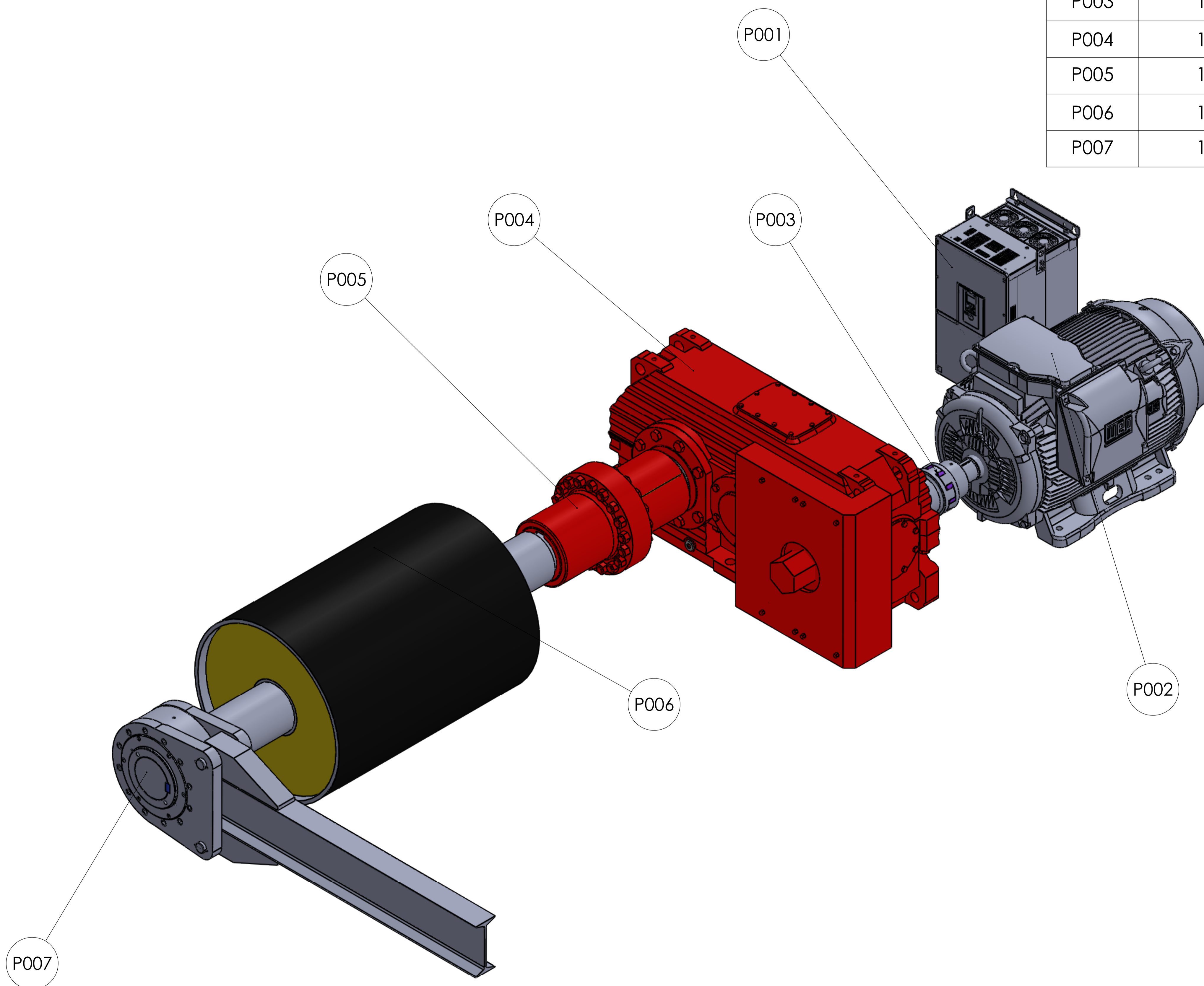
B

B

A

A

ITEM	CANTIDAD	DESCRIPCION
P001	1	Variador de velocidad
P002	1	Motor trifásico 4 polos
P003	1	Acople HSS
P004	1	Reductor de velocidad
P005	1	Acople LSS
P006	1	Tambor de cabeza
P007	1	Backstop



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:		ACABADO:	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	NO CAMBIE LA ESCALA	REVISIÓN
UNIVERSIDAD ANTONIO NARIÑO					TÍTULO:
DIBUJ:	NOMBRE	FIRMA	FECHA	ACCIONAMIENTO	
VERF:	W.A.G.S.		08.05.21	N° DE DIBUJO	
APROB:	J.B.E.		08.05.21	002 - Tabla de partes	
FABR:				A1	
CAID.				ESCALA: 1:10	
				HOJA 1 DE 1	

16

15

14

13

12

11

10

9

8

7

6

5

4

3

2

1

16

15

14

13

12

11

10

9

8

7

6

5

4

3

2

1

M

M

L

L

K

K

J

J

H

H

G

G

F

F

E

E

D

D

C

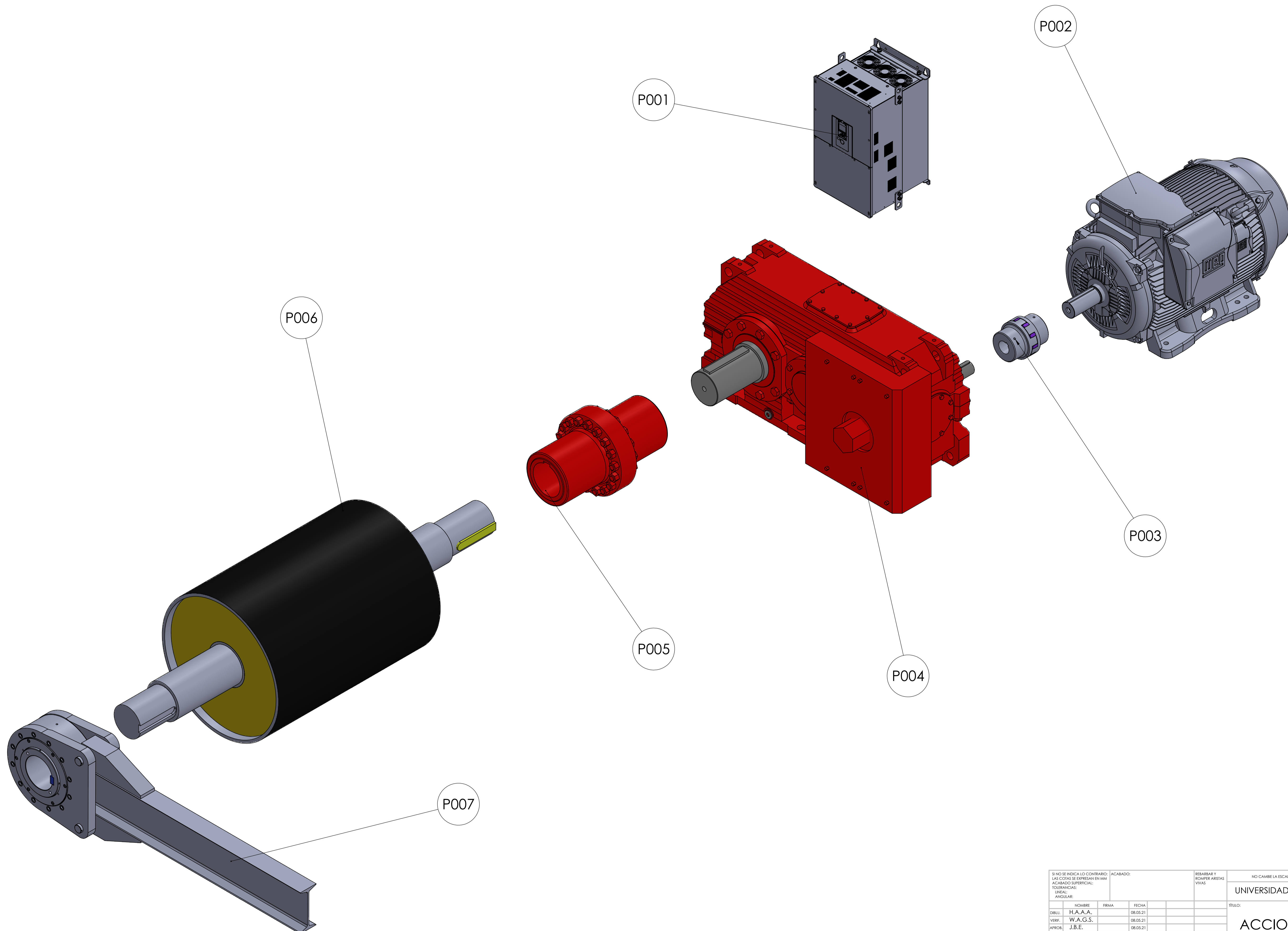
C

B

B

A

A



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:		ACABADO:	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	NO CAMBE LA ESCALA	REVISIÓN
UNIVERSIDAD ANTONIO NARIÑO					
TÍTULO:					
ACCIONAMIENTO					
N° DE DIBUJO				A1	
003 - Explosivo de partes					
ESCALA: 1:10				HOJA 1 DE 1	
DIBUJ: H.A.A.A.		FECHA: 08.05.21			
VERF: W.A.G.S.		FECHA: 08.05.21			
APROB: J.B.E.		FECHA: 08.05.21			
FABR:		MATERIAL:			
CALD:		PESO:			

16

15

14

13

12

11

10

9

8

7

6

5

4

3

2

1

Bibliografía

ABB Motors and Generators (2013, March). LV Motors for explosive atmospheres EN.

CEMA Conveyor Equipment Manufacturers Association. (2002). Belt Conveyors for *Bulk Materials*. Fifth Edition. CEMA.

CONTINENTAL. (2018, June). Conveyor belt solutions for every mining tasks. Conveyor Belt Group - *ContiTech. CBG 0110*. CONTINENTAL.

CRU Consulting (2018). Mineral de hierro: Caracterización y análisis de mercado internacional en el corto, mediano y largo plazo con vigencia al año 2035. Unidad de Planeación Minero Energética. Santiago, Chile.

ISO, "International Organization for Standards ISO 6336 partes 1 a 6 (excepto 4)," Calculation of load capacity of spur and helical gears, Switzerland, 2006.

KTR. (2021). Drive Technology: Couplings, Torque limiters, Clamping elements, Torque measuring systems. KTR.

MOVETEC, (2015). Minitec catalogue kuljettimet, conveyors 2015. MOVETEC.

Mott, R. L., Vavrek E.M., and Wang, J. Machine Elements in Mechanical Design. Pearson, Sixth Edition, 2018.

Nakajima, K., Daigo, I., Nansai, K., Matsubae, K., Takayanagi, W., Tomita, M., & Matsuno, Y. (2018). Global distribution of material consumption: nickel, copper, and iron. *Resources, Conservation and Recycling*, 133, 369-374.

Norton R., Diseño de máquinas Un enfoque integrado. Prentice Hall, Cuarta Edición, 2011.

SEW EURODRIVE. (2001, October). Project Planning of Drives. In *Drive Engineering – Project Implementation 1052 2913 / EN*. SEW EURODRIVE.

SEW EURODRIVE. (2018, October). X Series Bevel-Helical Gear Units Bucket Elevator Drives. *Drive Engineering – Industrial Gear Units Catalogue 24762946/EN*. SEW EURODRIVE.

SEW EURODRIVE. (2018, October). X Series Helical and Bevel Helical Gear Units. *Flange Couplings Catalogue 2849227/EN*. SEW EURODRIVE.

SEW EURODRIVE. (2019, October). X Series Helical and Bevel Helical Gear Units. *Drive Engineering – Industrial Gear Units Catalogue 29125456/EN*. SEW EURODRIVE.

VULKAN DRIVE TECH (2010, February). Low-Speed Backstops Freewheel.

VULKAN DRIVE TECH (2010, April). High-Speed Backstops Freewheel.

YASKAWA AMERICA INC (2019). GA800 Drive, AC Drive for Industrial Applications