

DISEÑO DE MÁQUINA FORMADORA DE CONEXIÓN TRANSVERSAL DE
DUCTOS (TDC)

ANGELO DANIEL PARADA CUERO
JAIME ANDRÉS BALLÉN MORENO

FUNDACIÓN UNIVERSITARIA LOS LIBERTADORES
FACULTAD DE INGENIERÍA
PROGRAMA INGENIERÍA MECÁNICA
BOGOTÁ
2017

DISEÑO DE MÁQUINA FORMADORA DE CONEXIÓN TRANSVERSAL DE
DUCTOS (TDC)

ANGELO DANIEL PARADA CUERO
JAIME ANDRÉS BALLÉN MORENO

Trabajo de grado para optar por el título de Ingeniero Mecánico

Director
ALEXANDER GARCIA MARIACA
Ingeniero Mecánico

FUNDACIÓN UNIVERSITARIA LOS LIBERTADORES
FACULTAD DE INGENIERÍA
PROGRAMA INGENIERÍA MECÁNICA
BOGOTÁ
2016

DEDICATORIA

Este trabajo de grado se lo dedicamos en primer lugar a Dios por guiarnos por los mejores caminos para hoy estar acá. Por ayudarnos a sobrepasar las adversidades que se presentaban en nuestro camino y por darnos la sabiduría para siempre tomar las mejores decisiones.

A nuestras familias porque gracias a ellos somos lo que somos hoy en día, por el gran apoyo de nuestros padres, por su compañía durante todo este proceso de formación, por los consejos, por la ayuda en los momentos más difíciles. Por su ayuda con los recursos para poder cumplir este sueño, por siempre querer lo mejor para nosotros ¡Mil gracias por siempre estar ahí!

AGRADECIMIENTOS

De antemano quisiéramos expresar nuestro más sincero agradecimiento a todas aquellas personas que con su ayuda han colaborado en la realización del presente trabajo, en especial al Ingeniero Alexander García Mariaca director de este trabajo de grado, por la orientación y la supervisión continúa del mismo, pero sobre todo por la motivación y el apoyo recibido a lo largo de este proceso. Y por supuesto que un enorme agradecimiento a nuestras familias y amigos por la comprensión, el apoyo, la compañía durante este proceso. A todos ellos, muchas gracias.

NOTA DE ACEPTACIÓN:

PRESIDENTE DEL JURADO

JURADO

JURADO

CONTENIDO

	Pág.
1. INTRODUCCIÓN.....	11
2. OBJETIVOS	12
2.1 OBJETIVO GENERAL	12
2.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS	12
3. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA	13
3.1 DEFINICIÓN DEL PROBLEMA.....	13
3.2 JUSTIFICACIÓN	13
3.3 PREGUNTA DE INVESTIGACIÓN.....	13
4. MARCO DE REFERENCIA	14
4.1 MARCO TEÓRICO	14
4.1.2 CONEXIÓN TIPO TDC	14
4.1.3 ROLL FORMING.....	15
4.1.4 MECANISMOS.....	16
4.1.5 TRANSMISIÓN DE MOVIMIENTO.....	16
4.1.6 TRANSMISIÓN DE POTENCIA	16
4.1.7 FALLA.....	17
4.1.8 FATIGA SUPERFICIAL.....	17
4.1.9 LUBRICACIÓN.....	17
4.2 MARCO CONCEPTUAL	18
5. METODOLOGÍA.....	22
5.1. SELECCIÓN DE CONCEPTOS	22
5.2. DISEÑO ROBUSTO O DE DETALLE	22
5.2. COMPROBACIÓN DE LA SECUENCIA DE DOBLADO	22
6. SELECCIÓN DE CONCEPTOS.....	23
7. DISEÑO DE DETALLE DISEÑO DE LA MÁQUINA	26
7.1 TIPO DE ESTACIÓN	26
7.2 DISEÑO DE LOS RODILLOS	26

7.2.1 DIÁMETRO MÁXIMO Y MÍNIMO	26
7.2.2 CANTIDAD DE ESTACIONES	29
7.2.3 DIMENSIONAMIENTO DE LOS RODILLOS	31
7.3 CÁLCULO DE POTENCIA DEL SISTEMA.....	33
7.3.1 PAR TORSOR	33
7.3.2 VELOCIDAD ANGULAR	33
7.3.3 POTENCIA.....	34
7.4 DISEÑO DEL SISTEMA MOTRIZ	34
7.5 EJES.....	36
7.5.1 ESTÁTICA	36
7.5.2 DIAGRAMAS CORTANTE Y MOMENTO FLECTOR	37
7.5.3 FATIGA – CALCULO DE s_e	38
7.5.4 MUESCAS	39
7.5.5 FACTORES DE CONCENTRACIÓN	39
7.5.6 SELECCIÓN DE RODAMIENTO.....	41
7.5.7 ESCALONAMIENTO DEL EJE	41
7.5.8 CUÑAS	42
7.6 VALIDACIÓN ESTRUCTURA METÁLICA.....	45
8. CONCLUSIONES.....	47
9. RECOMENDACIONES.....	48
10. BIBLIOGRAFÍA.....	49

LISTA DE TABLAS

Tabla 1. Transmisión de movimiento [4]	16
Tabla 2. Necesidades de la máquina agrupadas en subsistemas.....	23
Tabla 3. Selección de conceptos	24
Tabla 4. Selección de conceptos sistema de transmisión	25
Tabla 5 Esfuerzos en la lámina y factor de seguridad	31
Tabla 6 Torques del sistema	33
Tabla 7 Velocidades angulares del sistema	34
Tabla 8 Potencias del sistema.....	34
Tabla 9 Relaciones de transmisión del sistema motriz	35
Tabla 10 valores de K. Fuente catalogo Inmertec S.A	36
Tabla 11 S_{UT} y S_Y acero 4340 - (Robert L. Norton, 2011). Pg 991. Tabla E-10.....	38
Tabla 12. Factores de concentración de esfuerzos K_t a Flexión	39
Tabla 13. Factores de concentración de esfuerzos K_t a Torsión	40
Tabla 14. Valores de los factores de seguridad del sistema motriz.	41
Tabla 15 Especificaciones del rodamiento seleccionado	41
Tabla 16 S_{UT} y S_Y ACERO 1010 - (Robert L. Norton, 2011). Pg 991 - Tabla E-10 .42	
Tabla 17 Dimensiones para el cálculo de la Cuña 1.	42
Tabla 18 Dimensiones para el cálculo de la Cuña2.	44
Tabla 19 Valor de factores de seguridad cuñas ejes superiores.....	44
Tabla 20 Valor de factores de seguridad cuñas ejes inferiores.....	45

LISTA DE FIGURAS

Figura 1. Conexión transversal de ductos tipo TDC	14
Figura 2 Esquema del proceso de roll forming.[3]	15
Figura 3. Punzón por dado deslizante	24
Figura 4. Proceso de formado con hule	24
Figura 5. Proceso de hidroformado	24
Figura 6. Diagrama funcional de la máquina	25
Figura 7. Estación tipo Cantielever	26
Figura 8. Máquina Grafadora	27
Figura 9. Esquinero producido en Snairé	28
Figura 10. Dimensiones de la conexión transversal tipo TDC	28
Figura 11. Fibra neutra de la lámina	29
Figura 12. Deformación de la lámina estación a estación	30
Figura 13. Flor de desarrollo	30
Figura 14. Distribución de distancia entre centros	30
Figura 15. Variación en el diámetro de los rodillos	32
Figura 16. Consecuencias de mantener el mismo diámetro	32
Figura 17. Perfil ejemplo para dimensionamiento de los rodillos	32
Figura 18. Evidencia de la diminuta tolerancia requerida	33
Figura 19. Tabla de dimensiones de Sprockets. Fuente catalogo Inmertec S.A ...	35
Figura 20. Fuerzas y distancias del montaje del eje	36
Figura 21. Diagrama de cuerpo libre del eje.....	37
Figura 22. Diagramas de cuerpo libre, de momento y de cortante elaborados en MD solids.....	37
Figura 23. Cargas consideradas	45
Figura 24. Resultados simulación	46

RESUMEN

El presente documento muestra el diseño de una maquina desarrolladora de conexión transversal de ducto (por sus siglas en inglés TDC), con la cual se busca optimizar la fabricación de ductos ya que se reducirían los tiempos de producción asegurando la calidad del producto final. Todo esto a partir de la generación y selección de conceptos con los cuales se pretende satisfacer las diferentes necesidades del desarrollo del producto. A través del documento se mostrarán los distintos factores determinantes en el proceso de diseño de la máquina, así como la teoría y los conceptos de ingeniería que fueron aplicados basados en una metodología permitiendo ejecutar de manera correcta el diseño de la máquina.

Palabras clave

MAQUINA DESARROLLADORA DE TDC, DISEÑO, ROLADO, METODOLOGÍA.

1. INTRODUCCIÓN

En la planta de producción de Metálicas Snaire LTDA, actualmente el diseño de sistemas de ventilación mecánica y aire acondicionado representan un gran porcentaje en la actividad económica de la empresa. La viabilidad de estos diseños está relacionada directamente con diversos factores, uno de esos factores es el tiempo de entrega de los elementos que conforman los sistemas, como accesorios, equipos, conductos, entre otros. El uso de conductos en estos sistemas es muy usual y su producción depende de un índice y dicho índice a su vez, depende de diferentes habilidades de la mano de obra y herramientas disponibles. A medida que crece la demanda de fabricación de ductos se presentan dificultades por la demora en algunos procesos de fabricación, como el desarrollo de conexión transversal de ducto (por sus siglas en inglés TDC), dicho desarrollo toma tiempo para un operario y al intentar acrecentar la producción, disminuye su calidad, sin contar que, si el tamaño del ducto a realizarle esta operación es mayor a cierto tamaño, se requieren dos operarios.

Esta propuesta pretende abordar el problema y aportar una solución técnica basada en conceptos y principio matemáticos, por lo que se diseñará una máquina desarrolladora de conexión transversal de ducto que, mediante una fuerza controlada o una operación de doblado continuo, se obtenga una deformación plástica en una lámina de acero a lo largo de un eje, por la denominación en ingles de laminado en frío (Cold Roll). De esta manera se busca beneficiar la empresa con la solución de este problema real de ingeniería.

La presente propuesta de tesis tiene como finalidad resolver un problema real de ingeniería, el cual abarca distintos factores determinantes en el proceso de diseño de máquinas, la teoría y los conceptos de ingeniería serán aplicados para solucionar el problema. Esta propuesta contiene la metodología para ejecutar de manera correcta el diseño de la máquina, mostrando la teoría y los conceptos de ingeniería que serán aplicados

2. OBJETIVOS

2.1 OBJETIVO GENERAL

Diseñar una máquina formadora de conexión transversal de ducto.

2.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

Generar, evaluar y seleccionar los diferentes conceptos del producto Desarrollar el diseño de detalle de la máquina.

Comprobar la secuencia de doblado de la lámina mediante el uso de herramientas asistidas por computadora.

3. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

3.1 DEFINICIÓN DEL PROBLEMA

Los procesos de manufactura de una planta de producción poseen diferentes variables que, independiente del dominio que se posea frente a cada una, afectan ciertos factores de la producción, perjudicando o beneficiando la planta, pues influyen de manera directa en la eficiencia de la misma, por lo tanto, es pertinente tener en cuenta dichos factores de entrega de la producción, en especial la calidad y tiempo de entrega. En particular, en la empresa Snaire LTDA se denota una demora excesiva en el proceso de desarrollo de TDC, teniendo consecuencias negativas en la producción de la planta. Igualmente, al querer reducir dichas demoras, apresurando el proceso productivo, se ve afectada la calidad de la producción, volviendo inconcebible una alta eficiencia de la planta de producción, debido a esto se obtiene la necesidad de implementar una máquina que pueda suplir dicha falencia de manufactura, aumentando así la calidad del TDC, además de aumentar los índices de producción de la planta, al optimizar dicho proceso.

3.2 JUSTIFICACIÓN

El desarrollo del presente proyecto de grado permite a los autores, afianzar los diferentes conocimientos adquiridos a lo largo del pregrado de Ingeniería Mecánica, para darle una solución a un problema real de ingeniería. De tal forma que se generen relaciones universidad – industria en donde los estudiantes puedan realizar aportes significativos al desarrollo y crecimiento de la industria colombiana. Este trabajo de grado también se pretende solucionar un problema de ingeniería que beneficia a la empresa Snaire LTDA realizando el diseño de una máquina formadora de TDC que mejore notablemente la producción y por ende la eficiencia de la planta, ya que con esta se podría producir una mayor cantidad de ductos en la misma cantidad de tiempo y de mejor calidad. Por otro lado, La FULL será ver beneficiada al aportar soluciones útiles y profesionales calificados a la sociedad.

3.3 PREGUNTA DE INVESTIGACIÓN

Tomando como base lo mencionado anteriormente surgen 2 interrogantes, ¿Cuál es la mejor secuencia de doblado para obtener el TDC?, y ¿Cuáles serían los mecanismos adecuados que debe llevar la máquina para realizar dicha operación de doblado de manera satisfactoria?

4. MARCO DE REFERENCIA

4.1 MARCO TEÓRICO

Dado que el presente trabajo se centra en un proceso de manufactura, se considera pertinente tomar como base la definición de dicho proceso, una definición frecuentemente usada por Halmos quien presenta la definición de formado por rolado o por rodillos, de la siguiente manera: “Acción de formar láminas de metal halando de manera recta, longitudinal, paralelo a las líneas de doblez con pares múltiples de rollos, sin cambiar el espesor de la lámina” [1]. El proceso no se limita a eso, pues se pueden incluir diversos procesos aparte de dobleces, pero el alcance del sistema mecánico a diseñar se limita a realizar cierto tipo de dobleces a temperatura ambiente [1].

Mencionado lo anterior se destaca del proceso de rolado, su aporte a la ingeniería de producción y su relativa escasez de documentación en comparación con otros temas de estudio de la Ingeniería Mecánica, lo que implica una relativa desventaja, pero en contraste, la implementación de un sistema mecánico de este tipo posee un volumen de producción alto, un acabado superficial bueno y uniformidad en el perfil de sección transversal a realizar.

4.1.2 CONEXIÓN TIPO TDC

La conexión transversal de ductos tipo TDC Figura 1, tiene como característica una mayor rigidez en comparación a otros perfiles [2], lo que le da una ventaja al diseñador al permitir el uso de calibres de lámina más delgados, permite una instalación más rápida y un mejor acabado estético del sistema de conductos, en esto radica la importancia de la implementación de este tipo de perfil de conexión transversal. [3]

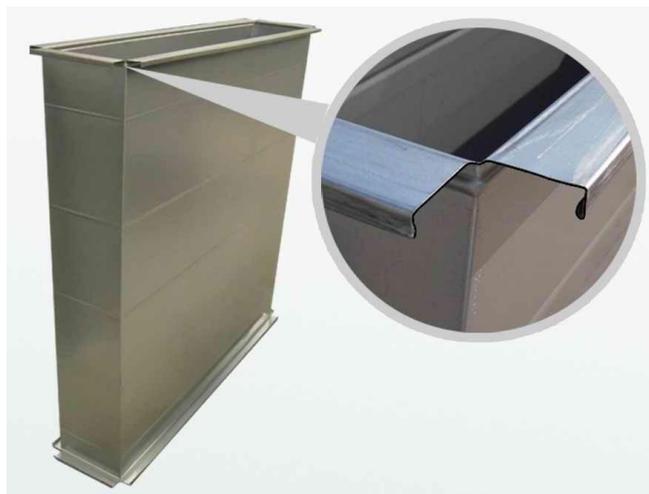


Figura 1. Conexión transversal de ductos tipo TDC [3].

4.1.3 ROLL FORMING

Es un proceso de fabricación por deformación plástica que se aplica a chapa metálica (Figura 2). Suele definirse como el conformado de ésta según líneas de plegado rectas, paralelas y longitudinales, empleando como herramientas rodillos que tienen por contorno la forma del perfil que se quiere obtener, todo ello sin modificar (o de forma mínima) el espesor del material. [3]

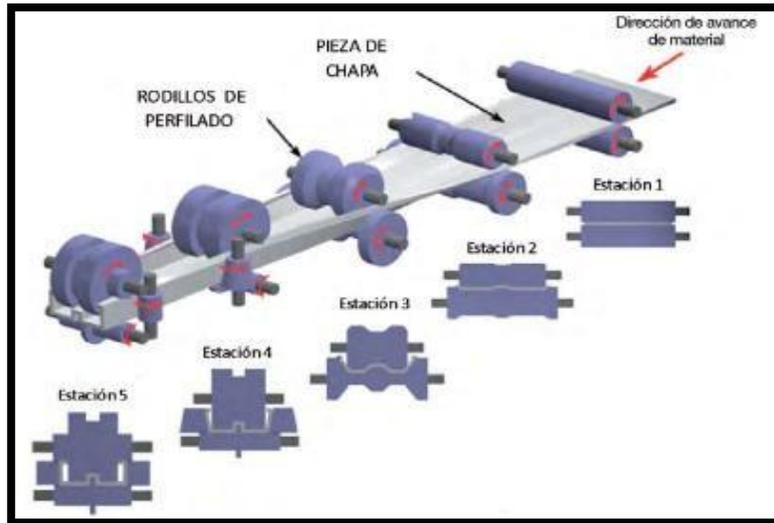


Figura 2 Esquema del proceso de roll forming.[3]

El conformado es gradual y se desarrolla en diferentes estaciones situadas de forma sucesiva. En ellas se montan los diferentes rodillos, siendo las configuraciones más habituales aquellas que montan un eje superior y otro inferior en cada etapa. Con cada estación, la geometría de la chapa se va acercando progresivamente a la de la sección final. Además, el material va avanzando en dirección longitudinal gracias al movimiento que los propios rodillos le transmiten por fricción, ya que todos o algunos de ellos están accionados. Las estaciones van montadas sobre una máquina perfiladora, que proporciona el soporte físico y la potencia de giro a los rodillos de perfilado. Las velocidades típicas de avance de la chapa están entre 10 y 60 m/min, pudiéndose alcanzar hasta 180 m/min [3]. El rango de espesores de chapa en que actualmente es aplicable el proceso abarca desde 0.1 hasta 20 mm [3]. Esta rapidez hace que actualmente el perfilado sea uno de los procesos de fabricación más empleados en la transformación de productos de chapa, resultando ideal en series elevadas de piezas largas y con sección transversal constante. De hecho, mediante perfilado se puede producir casi cualquier perfil imaginable, siempre que sea constante a lo largo de la longitud de la pieza. No obstante, para cada producto se requiere el diseño y fabricación de un conjunto de rodillos específico. [3]

4.1.4 MECANISMOS

Un mecanismo es un conjunto de elementos conectados entre sí por medio de articulaciones móviles cuya misión es: transformar una velocidad en otra, una fuerza en otra, una energía en otra forma de energía o modificar una trayectoria. Todo esto con el fin de realizar trabajos con mayor comodidad y con menor esfuerzo y se clasifican en [12]:

- Los que modifican la fuerza de entrada: balancín, poleas, polipasto.
- Los que modifican la velocidad: ruedas de fricción, poleas, engranajes, tornillo sin fin.
- Los que modifican el movimiento: tornillo tuerca, trinquete, biela manivela.

4.1.5 TRANSMISIÓN DE MOVIMIENTO.

Tabla 1. Transmisión de movimiento [4]

MOVIMIENTO DE ENTRADA	MOVIMIENTO DE SALIDA	POSIBLE SOLUCIÓN
Giratorio	Giratorio	Ruedas de fricción Polea – Correa Cadena – Piñón Engranajes Engranaje – Tornillo sin fin
	Oscilante	Excéntrica – Biela – Palanca Leva – Palanca
	Lineal alternativo	Excéntrica – Biela – Émbolo Leva – Émbolo
	Lineal continuo	Rodillo – Cinta Cremallera – Piñón Tornillo – Tuerca
Oscilante	Giratorio	Palanca – Biela - Manivela
Lineal continuo	Giratorio	Cremallera – Piñón Cadena – Piñón Aparejo de poleas Rueda
Lineal alternativo	Giratorio continuo	Biela – Manivela Cigüeñal – Biela
	Lineal alternativo – oscilante	Palancas

4.1.6 TRANSMISIÓN DE POTENCIA

Transmisión del par motriz generado por un motor (elemento motriz) mediante el acoplamiento de elementos mecánicos como engranajes, poleas, piñones – cadenas con el fin de transmitir la potencia del elemento motriz a un elemento de salida (elemento conducido) [12].

4.1.7 FALLA

Falla es un estado no deseado que hace que el elemento mecánico no cumpla a satisfacción la función para la cual fue diseñado. Una pieza puede fallar cuando los esfuerzos aplicados son mayores a la resistencia del material. La mayoría de las fallas en las máquinas son consecuencia de cargas que varían con el tiempo. Tales fallas ocurren a niveles de esfuerzos significativamente menores que las resistencias a la fluencia de los materiales. Las fallas dependen en si del material y de sus resistencias relativas a la compresión a tensión y a cortante. Otro factor que influye en las fallas es la presencia de grietas en el material. [5]

4.1.8 FATIGA SUPERFICIAL

Este modelo de falla superficial se presenta en situaciones en donde dos superficies en contacto presentan movimiento relativo repetido cíclicamente en el tiempo, entre las dos superficies en contacto. Este fenómeno se puede presentar en diferentes elementos como:

- cojinetes de bolas y rodillos
- levas con seguidores de rodillo
- rodillos de presión
- engranajes rectos y helicoidales

Los esfuerzos que se pueden presentar entre los dos elementos en contacto dependen de la geometría de las superficies en contacto, de las propiedades de la carga y del material. En este modelo de falla se presentan esfuerzos de contacto que son generados cuando dos superficies entran en contacto en una misma zona y este contacto es repetido, este contacto crea una situación de carga a la fatiga y seguidamente lo lleva a una falla por fatiga superficial. Cuando esto sucede en la superficie comienzan a aparecer grietas y fisuras microscópicas que después de un tiempo y de muchos ciclos de esfuerzo estas grietas se agrandan hasta convertirse en picaduras. Estas picaduras son fracturas de pequeñas partes de material localizadas en la superficie, esto comprometerá de manera significativa la superficie conlleva rápidamente a la falla por descascarado que es la pérdida de grandes partes de la superficie. [5]

4.1.9 LUBRICACIÓN

Los lubricantes son sustancias que evitan el desgaste de componentes o piezas que se encuentran en contacto con movimiento relativo entre sí que están en constante rozamiento bajo efecto de una carga, esta sustancia forma una película entre las dos superficies en contacto reduciendo la fuerza de rozamiento, fricción y por ende reduciendo el desgaste. Los lubricantes pueden ser de tipo líquido, sólido y gaseoso. [5]

- Lubricantes líquidos

Los lubricantes líquidos pueden ser derivados del petróleo o sintéticos, algunos casos el agua puede ser utilizada como lubricante, la mayoría de los lubricantes son mezclados con una serie de aditivos que agregan características a los lubricantes como una mejor estabilidad térmica, mayor protección contra la oxidación, estabilidad ante esfuerzos cortantes en la película lubricadora y ayuda a mantener la viscosidad en servicios bajo efecto de altas temperaturas, entre otras. Los aceites se clasifican en función de su viscosidad. [5]

- Lubricantes solidos

Son lubricantes líquidos a los que se les agrega jabón para formar un lubricante más viscoso y pegajoso que pueda ser aplicado en partes en donde no pueda suministrarse lubricante líquido porque no es retenido en la pieza a lubricar. Estos lubricantes solidos tienen mayor resistencia a temperaturas altas y ofrecen una baja fricción. [5]

- Lubricantes gaseosos

Algunos gases como el aire, hidrogeno entre otros suelen ser empleados como lubricantes en aplicaciones especiales en los cuales los cojinetes lubricados con estos gases pueden operar a altas velocidades, pero deben funcionar bajo el efecto de cargas bajas ya que al funcionar con cargas altas los cojinetes se pueden calentar de forma excesiva provocando algún daño. Por lo que la principal desventaja de este tipo de lubricantes es que no ayudan a refrigerar o disipar el calor de los cojinetes. [5]

4.2 MARCO CONCEPTUAL

Para el diseño en ingeniería mecánica, la física y la mecánica establecen una serie de términos, leyes y ecuaciones, los cuales, teniendo una aplicación adecuada, conllevan a que el diseño y el desarrollo de cualquier sistema mecánico sea satisfactorio, de dichos términos y leyes se destacan las presentadas a continuación.

La ecuación de esfuerzo normal está dada por: [6]

$$\sigma = \frac{P}{A} \quad (1)$$

Siendo P la carga aplicada y A el área transversal del elemento sometido a la carga. Para la determinación de cargas son pertinentes las siguientes ecuaciones:

Segunda Ley de Newton: [5]

$$\sum F_x = ma_x \quad \sum F_y = ma_y \quad \sum F_z = ma_z \quad (2)$$

Para la carga estática se requieren 6 ecuaciones, 3 de fuerza (F) y 3 de momento, ambas en las direcciones x, y, z: [5]

$$\begin{aligned} \sum F_x = 0 \quad \sum F_y = 0 \quad \sum F_z = 0 \quad (3) \\ \sum M_x = 0 \quad \sum M_y = 0 \quad \sum M_z = 0 \quad (4) \end{aligned}$$

Para esfuerzos y deformaciones serán requeridos los siguientes principios físicos:

Esfuerzo de tensión axial: [5]

$$\sigma_x = \frac{P}{A} \quad (5)$$

Deformación axial: [5]

$$\Delta s = \frac{Pl}{AE} \quad (6)$$

Siendo E el módulo de Young y l la longitud del miembro. Esfuerzo de flexión máximo: [5]

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{Mc}{I} \quad (7)$$

Siendo M el momento flector, I el momento de inercia y C la distancia más lejana de la carga al centroide. Esfuerzo cortante directo: [5]

$$\tau_{xy} = \frac{P}{A_{corte}} \quad (8)$$

Donde P es la carga aplicada y A_{corte} el área de la sección transversal a cortar. Esfuerzo cortante transversal máximo: [5]

$$y = \tau_{xy} = \frac{VQ}{It} \quad (9)$$

Donde V es el momento cortante máximo, I el segundo momento de área, de la sección transversal, y t el ancho de la sección transversal y Q representa la integral: [5]

$$\tau_{xy} = \int_{y_1}^c y dA \quad (10)$$

Donde y_1 es la distancia del plano neutro al punto donde se calcula el esfuerzo, y c es la distancia del plano neutro a la fibra externa. Esfuerzo de Torsión, esta situación es común en flechas o ejes de transmisión de potencia [5]:

$$\tau_{m\acute{a}x} = \frac{Tr}{J} \quad (11)$$

Donde T es el torque aplicado, r corresponde al radio, y j corresponde al momento de inercia polar del \u00e1rea de un s\u00f3lido con secci\u00f3n transversal circular que est\u00e1 dado por: [5]

$$J = \frac{\pi d^4}{32} \quad (12)$$

Esfuerzo de Von Mises efectivo para dos dimensiones: [5]

$$\sigma = \sqrt{\sigma_1^2 - \sigma_1\sigma_3 + \sigma_3^2} \quad (13)$$

$$\sigma = \sqrt{\sigma_1^2 - \sigma_1\sigma_3 + \sigma_3^2} \quad (14)$$

En el cual se encuentran los esfuerzos principales 1 y 3 representados por la letra Sigma (σ). Factor de seguridad en materiales d\u00faciles bajo carga est\u00e1tica: [5]

$$N = \frac{S_y}{\sigma} \quad (15)$$

Siendo S_y el esfuerzo de fluencia del material, dicho valor es realmente relevante en el dise\u00f1o en ingenier\u00eda mec\u00e1nica puesto que, el esfuerzo de fluencia del material, marca la transici\u00f3n de la regi\u00f3n el\u00e1stica a la regi\u00f3n pl\u00e1stica, y el inicio de la deformaci\u00f3n pl\u00e1stica del material [7]. Resistencia a la fluencia por cortante, como una funci\u00f3n de resistencia a la fluencia por tensi\u00f3n: [5]

$$S_{ys} = 0.577S_y \quad (16)$$

En lo que corresponde al tema de falla en superficies se encuentran las siguientes ecuaciones: Constante geom\u00e9trica para contacto esf\u00e9rico y cil\u00edndrico: [5]

$$B = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \right) \quad (17)$$

Siendo R1 y 2 los radios de los rodillos. Presi\u00f3n m\u00e1xima, contacto cil\u00edndrico: [5]

$$P_{m\acute{a}x} = \frac{2F}{\pi aL} \quad (18)$$

Siendo F la carga aplicada y L la longitud de contacto a lo largo del eje del cilindro. Mitad del ancho de la huella de contacto cil\u00edndrico: [5]

$$a = \sqrt{\frac{2}{\pi} \frac{m_1 + m_2}{B} \frac{F}{L}} \quad (19)$$

Esfuerzo m\u00e1ximo, contacto cil\u00edndrico: [5]

$$\sigma_x = \sigma_z = -P_{m\acute{a}x} \quad (20)$$

$$\sigma_y = -2\nu P_{m\acute{a}x} \quad (21)$$

$$\tau_{13m\acute{a}x} = 0.304P_{m\acute{a}x} \quad (22)$$

$$z@_{\tau_{m\acute{a}x}} = 0.786a \quad (23)$$

Factor de resistencia a la fatiga superficial del material: [5]

$$K = \pi(m_1 + m_2)\sigma_z^2 \quad (24)$$

Siendo m_1 y m_2 constantes propias del material definidas por:[5]

$$m_1 = \frac{1 - \nu_1^2}{E_1} \quad (25)$$

$$m_2 = \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \quad (26)$$

Donde E_1 , E_2 y ν_1 , ν_2 Son los m3dulos de Young y las razones de Poisson para los materiales del rodillo1 y del rodillo 2.

5. METODOLOGÍA

El presente proyecto busca generar el diseño óptimo de una máquina desarrolladora de conexión transversal de ducto y para lograr esto se ha planteado una serie de actividades que mencionaremos a continuación. El diseño de una máquina es un proceso complejo y extenso por esto debe ser subdividido en una serie de tareas más simples [10].

5.1. SELECCIÓN DE CONCEPTOS

Lo primero que se debe hacer es la identificación de oportunidades y necesidades esto se realizara mediante consultas y entrevistas, con esto se pretende reconocer las especificaciones del producto. Una vez conocidas estas especificaciones se procederá a la generación y selección de conceptos las cuales definirán el diseño de la máquina su costo, vida esperada de duración, confiabilidad, limitaciones de peso, dimensionales, entre otros [11].

5.2. DISEÑO ROBUSTO O DE DETALLE

Una vez seleccionados los conceptos y determinadas algunas especificaciones del mismo se procederá al diseño de la máquina para lo cual generaremos modelos matemáticos del sistema mecánico, se hará un análisis ingenieril de cada componente mecánico (ejes, rodamientos, Dados de formado, entre otros.) esto con la búsqueda de una posible mejora en el diseño conceptual. [11]

5.2. COMPROBACIÓN DE LA SECUENCIA DE DOBLADO

Una vez obtenido el diseño refinado de la máquina en el cual estén contenidas las especificaciones requeridas se procederá a usar herramientas computacionales de diseño (programas CAD) para desarrollar modelos en 3 dimensiones de todos los componentes de la máquina para posteriormente emitir los planos. Con la ayuda de estas herramientas se realizará la simulación de la secuencia de doblado de la lámina con el fin de determinar si el diseño da solución al problema de la empresa Snaire LTDA, una vez se determine el éxito del diseño de la máquina formadora de (TDC) procederemos a la preparación, presentación y comunicación de los resultados obtenidos. [10]

6. SELECCIÓN DE CONCEPTOS

La selección de los conceptos para el diseño de la máquina inicia con la realización de una entrevista con el cliente en este caso la empresa Snair y se le otorga una ponderación de acuerdo a la importancia, tal y como se ve en la Tabla 2.

Tabla 2. Necesidades de la máquina agrupadas en subsistemas

Sistema Mecánico			
N°	Sub sistema	Necesidad	Importancia
1	General	Es liviano	1
2	General	Es de fácil movilización	1
3	General	Es de bajo costo	4
4	General	Su manufactura es sencilla	3
5	General	Es adaptable	1
6	General	Es fácil de ensamblar	2
7	General	Permite fácil reposición de piezas desgastadas	4
8	General	Permite fácil acceso para realizar mantenimiento	3
9	General	Permite mantenimiento con herramientas básicas	3
10	General	Posee alta durabilidad	4
11	General	Permite variar el espesor de la lámina	3
12	General	permite realizar mas rapido los dobleces que a mano	4
13	General	Permite realizar mejores dobleces que a mano	4
14	Transmisión	Sistema reduzca vibraciones	2
15	Transmisión	sistema produzca niveles bajos de ruido	2
16	Transmisión	Sistema sea de facil acceso para su mantenimiento	2
17	Transmisión	Sistema sea resistente al polvo	1
18	Transmisión	Sistema sea resistente al agua	1
19	Transmisión	Sistema tenga larga durabilidad para evitar paradas en la producción	4
20	Transmisión	Tiempos entre mantenimientos cortos	3
21	Estructura	Sea seguro	4
22	Estructura	Es resistente al agua	1
23	Estructura	Es resistente al polvo	1
24	Estructura	Es fácil de ensamblar	2
25	Estructura	Permite fácil reposición de piezas desgastadas	4
26	Estructura	Permite fácil mantenimiento	3
27	Estructura	Permite mantenimiento con herramientas básicas	3
28	Estructura	Posee alta durabilidad	4
29	Sistema de control	Puede detener el sistema en cualquier momento	3
30	Sistema de control	sistema sea facil de poner en marcha	3
31	Sistema de control	sistema genere seguridad	4
32	Sistema de control	Que sea de facil acceso	3
33	Sistema de control	Que sea visible	3

Una vez hecho esto se procedió a elaborar la matriz QFD (Anexo 1) para poder dividir la información en grupos para y de esta forma proceder a la selección de los conceptos, además estos conceptos se evaluaron de acuerdo a lo encontrado en la literatura tal y como se muestra en la, Tabla 3 y en las figuras 2, 3, 4 y 5.

Tabla 3. Selección de conceptos

Conceptos				
Criterios de selección	Punzón por dado deslizante Fig 3	Proceso de formado con hule (Guerin) Fig 4	Proceso de hidroformado Fig 5	Formado con rodillos (roll forming) Fig 2
Volumen ocupado por la maquina	++	-	-	++
Tiempo empleado en obtener el doblé	++	+	+	+++
Facilidad de operación	s	s	s	s
Facilidad de mantenimiento	+++	+	+	+++
Costo de fabricación	+	+	+	+++
Costo de mantenimiento	+++	++	++	+++
suma +	10	5	5	14
suma -	0	1	1	0
Evaluación neta	10	4	4	14
Lugar	2	4	3	1

matriz pugh para selección de concepto	
+++	Muy bueno
++	Mejor / Fácil
+	Peor / Difícil
-	Muy malo
s	(Same) igual

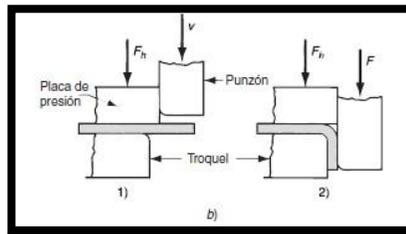


Figura 3. Punzón por dado deslizante. [13].

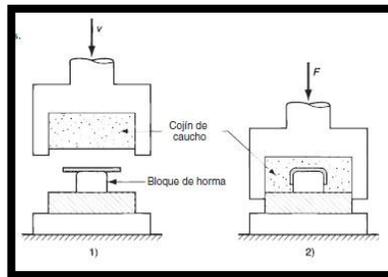


Figura 4. Proceso de formado con hule. [13].

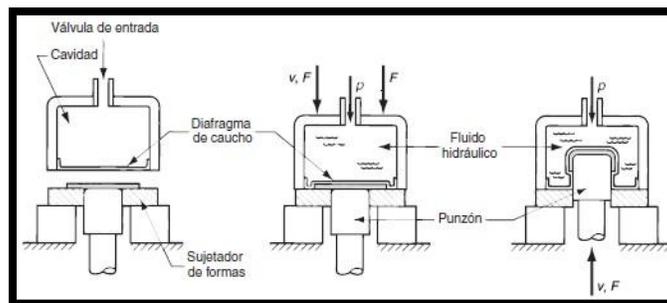


Figura 5. Proceso de hidroformado. [13].

Tabla 4. Selección de conceptos sistema de transmisión

Criterios de selección	Transmisión		
	Engranajes	Poleas y Correas	Piñon Cadena
Atenuación de vibraciones	++	+++	+++
Tiempo requerido para desensamblar/ensamblar sistemas requeridos	++	+++	+++
Area descubierta del mecanismo de los elementos de contacto directo con la lámina	s	s	s
Ciclos de vida útil	+++	-	++
Cantidad de horas de funcionamiento entre operaciones de mantenimiento preventivo	+++	+	+++
Costo unitario de manufactura	+	+++	++
suma +	11	10	13
suma -	0	1	0
Evaluación neta	11	9	13
Lugar	2	3	1

matriz pugh para selección de conceptos	
+++	Muy bueno
++	Mejor / Fácil
+	Peor / Difícil
-	Muy malo
s	(Same) igual

Una vez hecho este paso, los conceptos seleccionados (obtuvieron mayor puntaje Tablas 3 y 4) para el diseño de detalle de la máquina son:

- Sistema de transmisión por cadena
- Sistema de doblado por rodillos

Posteriormente se procedió a la elaboración del diagrama funcional de la máquina como se observa en la figura 6.

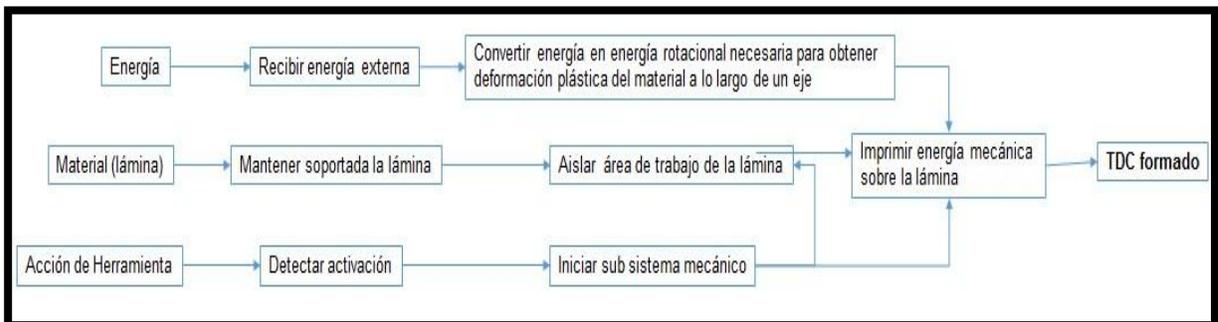


Figura 6. Diagrama funcional de la máquina (Fuente elaboración propia)

7. DISEÑO DE DETALLE DISEÑO DE LA MÁQUINA

7.1 TIPO DE ESTACIÓN

En primera instancia para el diseño de detalle, se procede a determinar, el tipo de estación más adecuado para la máquina. Dado que el área de trabajo de la lámina de acero galvanizado, es mínimo, en comparación con la extensión total de dicha lámina, se considera pertinente que las estaciones sean de tipo cantiléver como se muestra en la Figura 7.

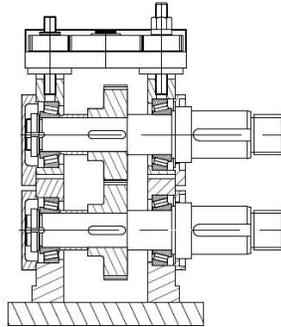


Figura 7. Estación Tipo cantiléver [3] (Imagen Tomada de Roll Forming Handbook P2-11)

Con esto, únicamente entra en la línea de trabajo el área de interés de la lámina y el área restante queda por fuera de la misma, permitiendo obtener dimensiones en la extensión total de la máquina, en comparación con los otros tipos de estación que presenta la literatura base (Roll Forming Handbook) en su quinto capítulo.

7.2 DISEÑO DE LOS RODILLOS

7.2.1 DIÁMETRO MÁXIMO Y MÍNIMO

Para establecer el diámetro máximo y mínimo de los rodillos se usan las ecuaciones (27) y (28) tomadas del Hand Roll Forming Handbook Páginas 5- 47,48.

$$D_{m\acute{a}x} = 2(V_D - d) - S_t - 0.06V_D^{0.4} \text{ (in)} \quad (27)$$

$$D_{m\acute{i}n} = d + 2k + 0.143d^{1.4} \text{ (in)} \quad (28)$$

Siendo d el diámetro del eje, para establecer este parámetro la literatura se basa en la experiencia del diseñador¹, para esto, en la planta de producción de ductos de Snaire se cuenta con una máquina que realiza, en principio, un proceso idéntico de roll forming, mostrada en la figura 8, la presente máquina es para realizar la unión transversal de los conductos, dado que el proceso de rolado es, en principio, idéntico al del presente sistema mecánico, se considera pertinente tomar como base para el

¹ Página 5-33 Roll Forming Handbook

cálculo, la medida del diámetro de los ejes de dicha máquina, de tal manera, se obtiene 0.5 in como medida inicial del diámetro.



Figura 8. Máquina Grafadora (fuente de elaboración propia)

En la ecuación 1e, S_t es el espesor de pared mínimo, para una aplicación ordinaria, sin operaciones especiales en la línea de doblado, tomar como mínimo un espesor de pared de 0.5 pulgadas para ambos rodillos.²

Continuando, V_D hace referencia a la distancia vertical entre centros, para obtener esta distancia se debe usar los radios de los ejes, el espesor mínimo de pared, el espesor de la lámina de trabajo y la mayor altura de todos los dobleces del perfil a obtener, para esto es requerimiento diseñar la sección transversal del perfil. El criterio de diseño de dicho perfil se debe ajustar a la medida de los esquineros fabricados en la planta de producción de ductos de Snaire, tal como se muestra en la figura 9.

² Página 5-48 Roll Forming Handbook Espesor de pared mínimo típico para aplicaciones de baja complejidad



Figura 9. Esquinero producido en Snaire (fuente de elaboración propia)

De acuerdo a lo anterior, las dimensiones obtenidas se muestran en la figura 10.

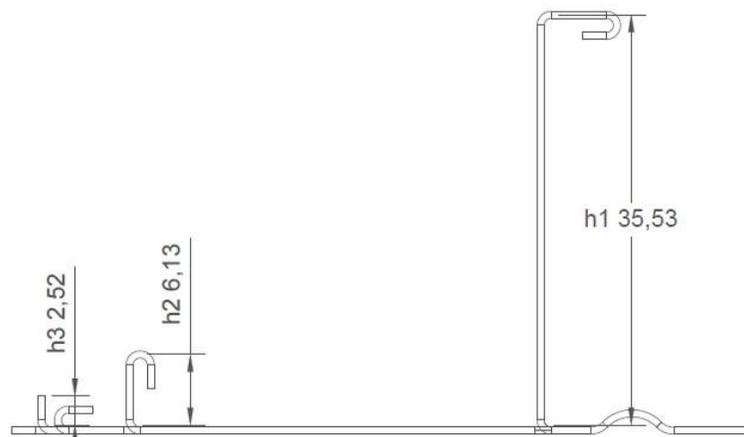


Figura 10. Dimensiones de la conexión transversal de ducto (TDC) (fuente de elaboración propia)

Según esto, teniendo las dimensiones requeridas y de acuerdo al cálculo realizado, se obtiene que la distancia vertical entre centros (V_D) es igual a 74.7mm. Por otra parte, en la ecuación 28, k hace referencia a la altura de la cuña que se calcula usando la ecuación (29) Tomada de Roll Forming Handbook P5-53.

$$k = \frac{R_i + 0.25}{1.2 \frac{R_i}{t} + 1} \times \left(1 + \frac{S_y^{2.5}}{250 S_u^{1.41}} \right) \quad (29)$$

Donde R_i se refiere al radio interior de doblado de la lámina como se muestra en la Figura 11 [5], y t el espesor de la lámina de trabajo. Por las limitaciones que ofrece un maquinado convencional, que no permitirá obtener un radio en los rodillos a escalas tan relativamente pequeñas como teóricamente se requieren para obtener R_i , se supone que dicho radio tiende a 0 y al llevar a cabo los respectivos cálculos, se tiene que, el valor k de dicha cuña es de 6mm.

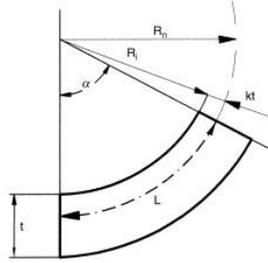


Figura 11. Fibra neutra de la lámina (Imagen Tomada de Roll Forming Handbook P5-54) [3].

Al obtener todos los datos necesarios, se reemplaza en (27) y en (28) y se obtiene que, los valores para los diámetros de los rodillos son:

$$D_{m\acute{a}x} = 4.16 \text{ in} = 105.66 \text{ mm}$$

$$D_{m\acute{i}n} = 1.05 \text{ in} = 26.67 \text{ mm}$$

Se considera que el diámetro mínimo es demasiado pequeño por lo tanto se lleva a 2.5 in (63mm), tomando como criterio dos aspectos relevantes, el primero es que se cumpla el espesor de pared mínimo recomendado por el libro y el segundo aspecto es mantener el valor requerido de la velocidad tangencial, al realizar este cambio es requerimiento que el diámetro mayor sea de 5.3in (135mm), para mantener la velocidad tangencial necesaria en la línea a de trabajo. Entonces, se adoptan como medidas definitivas de los rodillos las siguientes:

$$D_{m\acute{a}x} = 5.31 \text{ in} \cong 135 \text{ mm}$$

$$D_{m\acute{i}n} = 2.48 \text{ in} \cong 63 \text{ mm}$$

7.2.2 CANTIDAD DE ESTACIONES

Después de establecer los diámetros de los rodillos, es necesario conocer la cantidad de estaciones requeridas para obtener el perfil, para ello, tenemos la ecuación (30)³ La cual determina la distancia entre centros que debe existir entre la primera y la última estación de la pestaña involucrada. Donde p se determina mediante el uso de la ecuación (31) la cual está en función de a , que es la longitud de la pestaña del perfil a obtener⁴. Además, se involucra el valor α el cual representa el ángulo de la pestaña como se muestra en la figura 12.

$$c = \frac{p}{\tan \alpha} \quad (30)$$

$$p = 1.414a \quad (31)$$

³ Página 5-67 Roll Forming Handbook Ecuación 5.18

⁴ Página 5-67 Roll Forming Handbook Ecuación 5.17

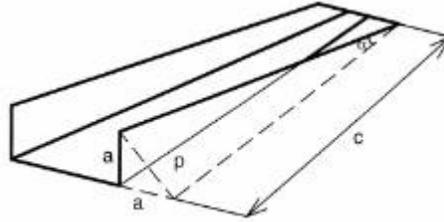


Figura 12. Deformación de la lámina estación a estación (Imagen Tomada de Roll Forming Handbook P5-69) [3].

$$p = 50.09$$

$$c = 2862mm$$

Esto quiere decir que la distancia entre centros de la primera estación y la última, debe ser 2862. Por otra parte, la literatura recomienda que el ángulo óptimo de doblado, estación a estación, para un perfil ordinario como lo es el del presente caso, es de 22.25° . En la figura [8] se muestra la flor del desarrollo resultante, para llevar a cabo dicha flor, son requeridas 16 estaciones de doblado obteniendo una distancia entre centros horizontal de 180mm, dicha distancia horizontal entre centros debe ser dos veces mayor que la longitud de la lámina de trabajo desarrollada como se muestra en la figura 14, la longitud de la lámina de trabajo mínimo para nuestro caso es de 6in (15.24mm), por lo tanto, se cumple la relación establecida.

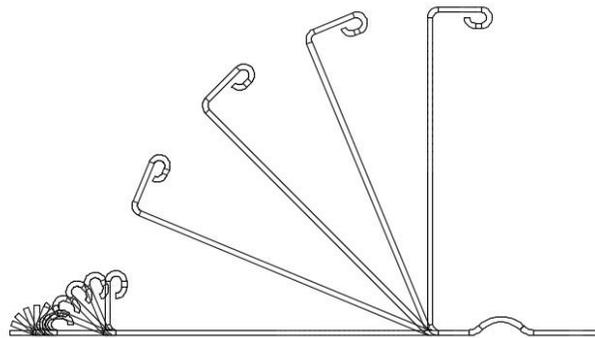


Figura 13. Flor de desarrollo (Fuente de elaboración propia)

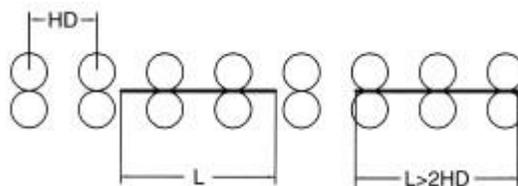


Figura 14. Distribución de distancias entre centros (Imagen Tomada de Roll Forming Handbook P5-36 [3].)

Con dicha distancia horizontal entre centros, y el ángulo de incremento escogido, se procede a calcular el valor del esfuerzo que está siendo soportado por cada pestaña del perfil, mediante el uso de la ecuación (32).⁵

$$\sigma = \frac{e^2 x E x (1 - \cos(\alpha))}{l^2} \quad (32)$$

Donde σ Es el esfuerzo en la lámina a lo largo de la operación de doblado, e la longitud del dobles, E módulo de elasticidad, α ángulo de doblado, l longitud horizontal entre puntos de contacto entre los rodillos y la lámina de acuerdo con esto, se procede a calcular y se obtienen los resultados de la tabla N°5:

Tabla 5. Esfuerzos en la lámina y factor de seguridad

E	210	kN/mm ²
l	180	mm
Acero G S_y Grado50	380	Mpa
Acero G S_y Grado50	380	N/mm ²

σ N/mm ²	e (mm)	α°	$\cos(\alpha)$	$\frac{\sigma}{S_y}$
3.06	2.52	22.25	0.93	23.99
18.13	6.13	22.25	0.93	20.95
301.63	25	22.25	0.93	1.26

Con esto, se obtiene el factor de seguridad para la lámina en las operaciones de doblado de estación a estación siendo 1.26 el factor de seguridad de la lámina, lo cual se considera pertinente para el caso. El valor del esfuerzo de fluencia S_y se toma de la ficha técnica del acero galvanizado usado para los conductos, marca ACESCO.

7.2.3 DIMENSIONAMIENTO DE LOS RODILLOS

Se toma como método de dimensionamiento el cálculo manual que posee el libro, en primera instancia, según la experiencia, en el libro se recomienda que el diámetro de los rodillos debe ir aumentando en el avance, a lo largo de la línea de trabajo como se muestra en la figura 15, de lo contrario, ocurre lo que se muestra en la figura 16⁶.

⁵ Página 5-69 Roll Forming Handbook

⁶ Página 5-47 Roll Forming Handbook

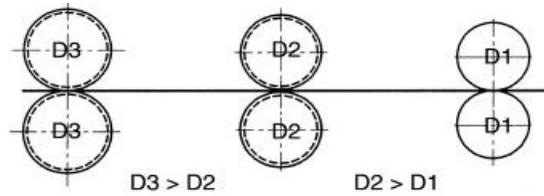


Figura 15. Variación en el diámetro de los rodillos (Imagen tomada de Roll Forming Handbook P5-47 [3].)

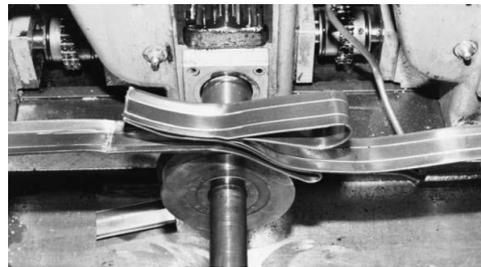


Figura 16. Consecuencias al mantener el mismo diámetro en los rodillos (Imagen tomada de Roll Forming Handbook P5-46 [3].)

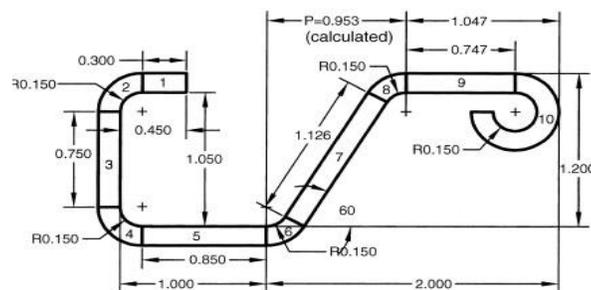


Figura 17. Perfil ejemplo para dimensionamiento de rodillos (Imagen tomada de Roll Forming Handbook P5-56 [3].)

Continuando con el dimensionamiento manual, el cual se basa únicamente en un método geométrico, dado que la lámina no se está halando con los rodillos, no se ve sometida a tensión ni compresión alguna, la lámina no sufre ninguna deformación plástica, la deformación elástica se toma como nula según el libro, y por lo tanto, el perfil de cada sólido de revolución o rodillo de formado, depende únicamente del perfil a obtener como se muestra en la figura 17, el cual es un ejemplo que entrega el libro para el dimensionamiento de un rodillo, y en la figura 18 se puede evidenciar las diminutas tolerancias que hay en este proceso de formado, por lo tanto, también es congruente que el dimensionamiento se haga directamente con el perfil a obtener.

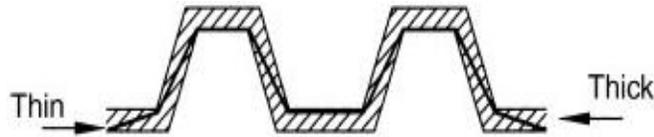


Figura 18 evidencia de la diminuta tolerancia requerida (Imagen Tomada de Roll Forming Handbook P5-23 [3].)

7.3 CÁLCULO DE POTENCIA DEL SISTEMA

7.3.1 PAR TORSOR

Para realizar el cálculo de la potencia es necesario calcular el par de torsión al cual está sometido cada eje. Con la siguiente ecuación se realizó el cálculo del par de torsión.

$$T = F \phi_r \quad (33)$$

La fuerza para nuestro cálculo se divide en dos componentes la componente estática en donde se tiene el peso del rodillo multiplicado por el coeficiente de fricción estático el cual es 0.74 y la parte dinámica en donde tenemos que la fuerza requerida para el cálculo es el mismo límite elástico del material galvanizado el cual es de 760.458 N multiplicada por el coeficiente de fricción Cinético que es 0.57, el radio del primer rodillo es de 0.033 m , reemplazando en la ecuación (33) tenemos que el par torsor que es ejercido sobre el primer eje es de 5.476 Nm. Realizando el mismo procedimiento y reemplazando en la ecuación (33) la fuerza y el radio de los demás rodillos obtuvimos los siguientes resultados.

Tabla 6. Torques del sistema

	Torque (Nm)		Torque (Nm)
Eje S1	5,4759	Eje I1	10,9488
Eje S2	10,1931	Eje I2	20,3068
Eje S3	13,4175	Eje I3	26,6320
Eje S4	14,6312	Eje I4	28,9345
Eje S5	5,6422	Eje I5	11,1149
Eje S6	10,5001	Eje I6	20,6134
Eje S7	13,8184	Eje I7	27,0325
Eje S8	15,0652	Eje I8	29,3681
Eje S9	5,8077	Eje I9	11,2808
Eje S10	10,8061	Eje I10	20,9200
Eje S11	14,2185	Eje I11	27,4331
Eje S12	15,4981	Eje I12	29,8016
Eje S13	5,9732	Eje I13	11,4471
Eje S14	11,1120	Eje I14	21,2276
Eje S15	14,6180	Eje I15	27,8358
Eje S16	15,9303	Eje I16	30,2357

7.3.2 VELOCIDAD ANGULAR

El otro dato requerido para el cálculo de la potencia, es la velocidad angular la cual se calcula con la ecuación (34). Donde la velocidad lineal es de 0.3355 m/s y el radio del primer dado es de 0.033 m.

$$\omega = \frac{v}{r} \quad (34)$$

Tabla 7. Velocidades angulares del sistema

	Radio del Rodillo (m)	ω ($\frac{rad}{seg}$)		Radio del Rodillo (m)	ω ($\frac{rad}{seg}$)
Eje S1	0,0330	10,776	Eje I1	0,0660	5,388
Eje S2	0,0333	10,695	Eje I2	0,0663	5,368
Eje S3	0,0335	10,615	Eje I3	0,0665	5,347
Eje S4	0,0338	10,536	Eje I4	0,0668	5,327
Eje S5	0,0340	10,459	Eje I5	0,0670	5,307
Eje S6	0,0343	10,382	Eje I6	0,0673	5,288
Eje S7	0,0345	10,307	Eje I7	0,0675	5,268
Eje S8	0,0348	10,233	Eje I8	0,0678	5,249
Eje S9	0,0350	10,160	Eje I9	0,0680	5,229
Eje S10	0,0353	10,088	Eje I10	0,0683	5,210
Eje S11	0,0355	10,017	Eje I11	0,0685	5,191
Eje S12	0,0358	9,947	Eje I12	0,0688	5,172
Eje S13	0,0360	9,878	Eje I13	0,0690	5,154
Eje S14	0,0363	9,810	Eje I14	0,0693	5,135
Eje S15	0,0365	9,742	Eje I15	0,0695	5,117
Eje S16	0,0368	9,676	Eje I16	0,0698	5,098

7.3.3 POTENCIA

Para calcular la potencia requerida por el sistema, es necesario conocer el par torsor al cual está sometido cada eje al igual que la velocidad angular del mismo. Con el siguiente principio básico es posible calcular la potencia.

$$P = T \omega \quad (35)$$

En nuestro caso encontramos que el par torsor al cual está sometido el eje superior número 1 es de 5.48 Nm y a una velocidad angular de 10.8 rad/s reemplazando en la ecuación (35) y haciendo la conversión de KW a Hp obtenemos que la potencia que requiere el primer eje es de 0.079 Hp. Repitiendo el mismo proceso para cada eje y sumando la potencia calculada obtenemos que la potencia total requerida por el sistema es de 4.984 HP.

Tabla 8. Potencias del sistema

	Potencia (HP)		Potencia (HP)
Eje S1	0,08	Eje I1	0,08
Eje S2	0,15	Eje I2	0,15
Eje S3	0,19	Eje I3	0,19
Eje S4	0,21	Eje I4	0,21
Eje S5	0,08	Eje I5	0,08
Eje S6	0,15	Eje I6	0,15
Eje S7	0,19	Eje I7	0,19
Eje S8	0,21	Eje I8	0,21
Eje S9	0,08	Eje I9	0,08
Eje S10	0,15	Eje I10	0,15
Eje S11	0,19	Eje I11	0,19
Eje S12	0,21	Eje I12	0,21
Eje S13	0,08	Eje I13	0,08
Eje S14	0,15	Eje I14	0,15
Eje S15	0,19	Eje I15	0,19
Eje S16	0,21	Eje I16	0,21

7.4 DISEÑO DEL SISTEMA MOTRIZ

Para realizar el diseño del sistema motriz es necesario conocer la fuerza que se va a transmitir, la potencia del motor que va a impulsar el sistema el cual ya se conoce. Lo siguiente es conocer las velocidades angulares tanto del piñón conductor como del conducido para así calcular la relación de transmisión con la siguiente ecuación.

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} \quad (36)$$

Reemplazando los valores de las velocidades angulares de nuestro sistema en la ecuación (36) tenemos que la primera relación de transmisión que necesitamos cumplir es $i = 2$.

Tabla 9. Relaciones de transmisión del sistema motriz

	i: w1/w2		i: w1/w2
Vertical 1	2,00	Horizontal 1	1,00
Vertical 2	1,99	Horizontal 2	1,01
Vertical 3	1,99	Horizontal 3	1,00
Vertical 4	1,98	Horizontal 4	1,01
Vertical 5	1,97	Horizontal 5	1,00
Vertical 6	1,96	Horizontal 6	1,01
Vertical 7	1,96	Horizontal 7	1,00
Vertical 8	1,95	Horizontal 8	1,01
Vertical 9	1,94	Horizontal 9	1,00
Vertical 10	1,94	Horizontal 10	1,01
Vertical 11	1,93	Horizontal 11	1,00
Vertical 12	1,92	Horizontal 12	1,01
Vertical 13	1,92	Horizontal 13	1,00
Vertical 14	1,91	Horizontal 14	1,01
Vertical 15	1,90	Horizontal 15	1,00
Vertical 16	1,90		

Una vez se obtiene esta relación se busca en un catálogo de sprockets en nuestro caso empleamos el catálogo de la empresa INMERTEC S.A, en el cual buscamos los sprockets que cumplan con la relación de transmisión requerida que en nuestro caso es $i = 2$.

REF	D	SENCILLOS			REF	DOBLES			REF	TRIPLES		
		Dm	L	d		Dm	L	d		Dm	L	d
35B9 R	32,0	22	19	9,53	35-2B9 R	17	32	12,70	35-3B9 R	25	41	12,70
35B10 R	35,0	25	19	9,53	35-2B10 R	20	32	12,70	35-3B10 R	32	41	12,70
35B11 R	38,1	32	19	9,53	35-2B11 R	23	32	12,70	35-3B11 R	32	41	12,70
35B12 R	41,1	31	19	12,70	35-2B12 R	25	32	12,70	35-3B12 R	35	41	12,70
35B13 R	44,5	32	19	12,70	35-2B13 R	28	31	12,70	35-3B13 R	38	41	12,70
35B14	47,5	32	19	12,70	35-2B14	32	32	12,70	35-3B14	38	41	12,70
35B15	50,5	34	19	12,70	35-2B15	36	32	12,70	35-3B15	40	41	12,70
35B16	53,6	37	19	12,70	35-2B16	36	32	12,70	35-3B16	41	41	12,70
35B17	56,6	40	19	12,70	35-2B17	40	32	12,70	35-3B17	43	41	12,70
35B18	59,7	43	19	12,70	35-2B18	43	32	12,70	35-3B18	44	41	12,70

Figura 19. Tabla de dimensiones de Sprockets. Fuente catalogo Inmertec S.A

$$\# \text{ de eslabones} = 2C + \frac{S}{2} + \frac{K}{S} \quad (37)$$

En donde **C** es la distancia entre centros de los ejes (en pulgadas) dividida por el paso de la cadena, **S** es el resultado de la suma del número de dientes del piñón conducido con los del piñón conductor. Para determinar el valor de **K**, se debe restar el número de dientes del piñón pequeño del número de dientes del piñón grande, este resultado se designa **D** con este número se busca en el catálogo el valor de **K** correspondiente en la tabla del catálogo.

Tabla 10. valores de K. Fuente catalogo Inmertec S.A

D	K
1	.03
2	.10
3	.23
4	.41
5	.63
6	.91
7	1.24
8	1.62
9	2.05
10	2.53
11	3.06
12	3.65

Una vez se tienen los valores reemplazamos en la ecuación para obtener el número de eslabones que requiere la cadena del primer sistema.

$$\text{Número de eslabones} = 14.39 \approx 15$$

Una vez seleccionados se procede al cálculo de la longitud de la cadena por medio de la siguiente ecuación. Sabiendo que el paso seleccionado para la cadena fue de 3/8", 9.52 mm

$$L = \# \text{ de eslabones} \times \text{Paso de la cadena} \quad (38)$$

La longitud de la cadena para este primer sistema es de 142.8 mm. Una vez se determina la longitud de la primera cadena se repite el mismo procedimiento para seleccionar los Sprockets y calcular la longitud de las demás cadenas Anexo 2.

7.5 EJES

7.5.1 ESTÁTICA

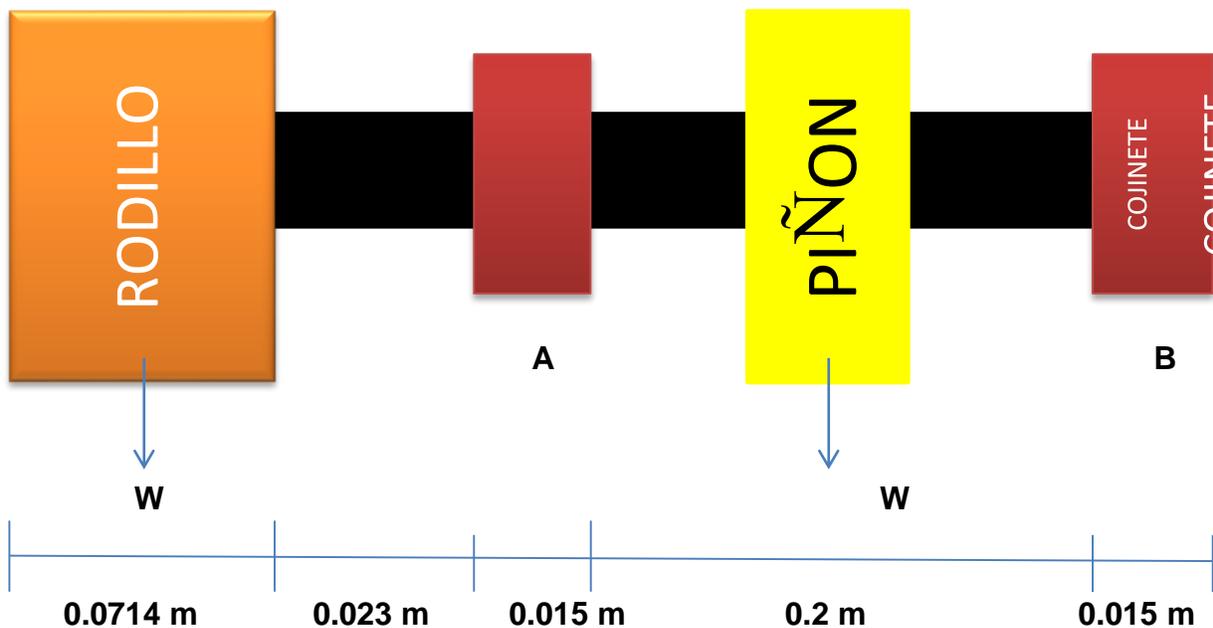
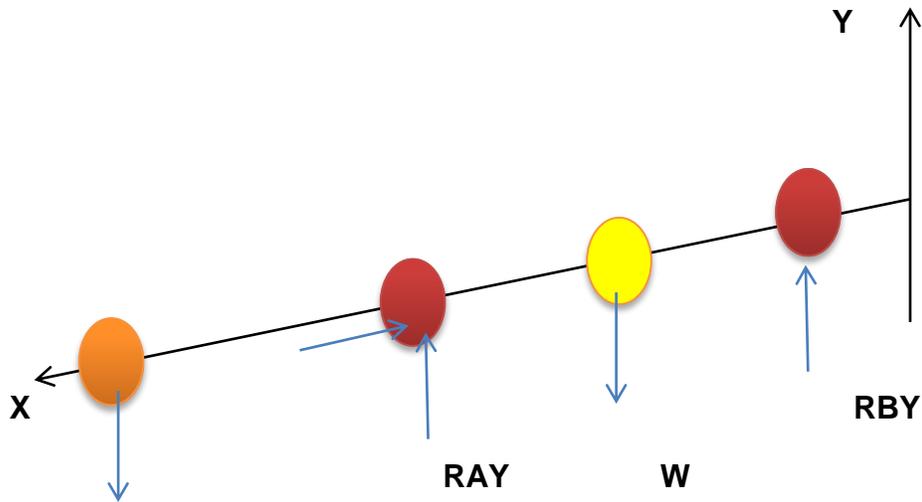


Figura 20. FUERZAS Y DISTANCIAS DEL MONTAJE DEL EJE (Fuente de elaboración propia)



RAX W

Figura 21. Diagrama de cuerpo libre del eje

$$\Sigma F_Y = 0 \quad (39)$$

$$\Sigma F_Y = -w_{\text{rodillo}} + R_{A_Y} - W_{\text{Piñon}} + R_{B_Y}$$

$$\Sigma F_X = 0 \quad (40) \quad \Sigma F_X =$$

$$\Sigma M_A \quad R_{A_x} \quad W_{\text{Rodillo}} * 0.0662 \text{ m} - W_{\text{Piñon y cadena}} * 0.1075 \text{ m} + R_{B_Y} * 0.215 \text{ m} \quad (41) =$$

$$R_{A_Y} = 1.4540 \text{ N}$$

$$R_{B_Y} = 1.5794 \text{ N}$$

7.5.2 DIAGRAMAS CORTANTE Y MOMENTO FLECTOR

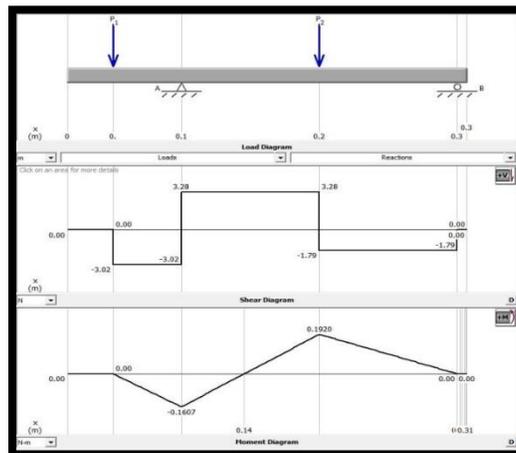


Figura 22 Diagramas de cuerpo libre, de momento y de cortante elaborados en MD solids.

7.5.3 FATIGA – CALCULO DE S_e

$$S_e = S'_e * C_{carga} * C_{tamaño} * C_{Superf} * C_{temp} * C_{confiab} \quad (42)$$

PROPIEDADES DEL MATERIAL DEL EJE

Tabla 11. S_{UT} y S_Y acero 4340 - (Robert L. Norton, 2011). Pg 991. Tabla E-10

Acero 4340		
Sy MPa)	Sut (MPa)	Dureza
1076	1172	360 HB

$$S'_e = 0.5 S_{ut} \rightarrow S_{ut} < 1378 \text{ MPa} \quad (43)$$

$$S'_e = 586 \text{ MPa}$$

Corrección de S'_e

- $C_{CARGA} = 1$

Flexión = 1

Torsión = 1

- $C_{TAMAÑO} = 0.929208$

$$C_{TAMAÑO} = 0.869 d^{-0.097} \text{ Para } 8 \text{ mm} \leq d \leq 250 \text{ mm} \quad (44)$$

$$A_{95 \text{ rotativo}} = 0.0766 d^2 \quad (45)$$

$$d_{equivalente} = \sqrt{\frac{A_{95}}{0.0766}} \quad (46)$$

$C_{SUPERFICIE} = 0.69328$

$$C_{SUPERFICIE} = A (SUT)^b \quad (47)$$

$$A = 4.51 \quad b = -0.265^7$$

- $C_{TEMPERATURA} = 1$

$$C_{TEMPERATURA} = 1 \quad \text{Para } T \leq 450 \text{ }^\circ\text{C}$$

- $C_{CONFIABILIDAD} = 1$

$$C_{CONFIABILIDAD} = 1 \quad \text{confiabilidad} = 50\%^7$$

⁷ NORTON, Robert L. (4 Ed.). Diseño de máquinas. Pearson education, Prentice Hall, 1999.(Tabla 6-4 Factores de confiabilidad Cap. 6 Pág.378- 381)|

7.5.4 MUESCAS

Para realizar el cálculo de las muescas se debe hacer la conversión de unidades de MPa a KSI.

$$S_{ut} = 170 + 20 = 190 \text{ KSI}$$

Interpolación para determinar la sensibilidad de la muesca de donde sabemos que el radio de la muesca es de 1 mm o 0.03937 in ya que la ecuación nos exige la conversión de unidades, reemplazando en la ecuación (48) obtenemos que el valor de $q = 0.904$.

$$q = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{a}}{\sqrt{r}}} \quad (48)$$

7.5.5 FACTORES DE CONCENTRACIÓN

Para poder realizar la corrección de los esfuerzos es necesario calcular, Factor de concentración de esfuerzo teórico estático (K_t) y el Factor de concentración de esfuerzo a la fatiga dinámico (K_f). A continuación, mostraremos como se calcularon.

$$r = 1 \text{ mm}$$

$$d = 12.7 \text{ mm}$$

$$D = 14 \text{ mm}$$

$$\frac{r}{d} = 0.078740$$

$$\frac{D}{d} = 1.102362$$

CALCULO DE K_T

K_T Flexión

$$K_T \text{ Flexión} = A \left(\frac{r}{d} \right)^b \quad (49)$$

Tabla 12. Factores de concentración de esfuerzos K_t a Flexión ⁸

D/d	A	b
1.20	0.97098	-0.21796
1.10	0.95120	-0.23757

Una vez tenemos el valor de las relaciones procedemos a determinar los factores de concentración. Una vez se obtienen estos valores se reemplazan en la ecuación

⁸ NORTON, Robert L. (4 Ed.). Diseño de máquinas. Pearson education, Prentice Hall, 1999.(Figura E-2, pág.1006)

(49) obteniendo que el valor de $K_T Flexión = 1.73862$.

$K_T Torsión$

$$K_T Torsión = A \left(\frac{r}{d} \right)^b \quad (50)$$

Tabla 13. Factores de concentración de esfuerzos K_t a Torsión ⁹

D/d	A	b
1.20	0.83425	-0.21649
1.09	0.90337	-0.12692

Una vez tenemos el valor de las relaciones procedemos a determinar los factores de concentración. Una vez se obtienen estos valores se reemplazan en la ecuación (50) obteniendo que el valor de $K_T Torsión = 1.26859$.

CALCULO DE KF

$K_f Flexión$

$$K_f Flexión = q (K_t Flexión - 1) + 1 \quad (51)$$

$$K_f Flexión = 1.66792$$

$K_f Torsión$

$$K_f Torsión = q (K_t Torsión - 1) + 1 \quad (52)$$

$$K_f Torsión = 1.24288$$

CORRECCIÓN DE ESFUERZOS

$$\sigma_{a=m} Flexión = K_f Flexión * \sigma_a \quad (53)$$

$$\sigma_{a=m} Flexión = 1.59246 MPa$$

$$Torsión = K_f Torsión * \tau_a \quad (54)$$

$$Torsión = 16.92169 MPa$$

VON MISES

$$\sigma_{\ddot{a}=m} = \sqrt{\sigma_a \text{ corflex}^2 + 3 \tau_a \text{ cor}^2} \quad (55)$$

$$\sigma_{\ddot{a}=m} = 29.35245 MPa$$

⁹ NORTON, Robert L. (4 Ed.). Diseño de máquinas. Pearson education, Prentice Hall, 1999.(Figura E-3, pág.1007)|

FACTOR DE SEGURIDAD

$$N = \frac{S_e * Sut}{\sigma_{\dot{a}=m} (S_e + Sut)} \quad (56)$$

$$N = 7.59$$

Tabla 14 Valores de los factores de seguridad del sistema motriz.

		Factor de seguridad			Factor de seguridad
SUPERIORES	Eje 1	7,59	INFERIORES	Eje 1	3,54
	Eje 2	4,08		Eje 2	1,74
	Eje 3	3,1		Eje 3	1,55
	Eje 4	2,84		Eje 4	1,43
	Eje 5	7,34		Eje 5	3,5
	Eje 6	3,96		Eje 6	1,98
	Eje 7	3,01		Eje 7	1,52
	Eje 8	2,76		Eje 8	1,4
	Eje 9	7,13		Eje 9	3,46
	Eje 10	3,84		Eje 10	1,95
	Eje 11	2,92		Eje 11	1,5
	Eje 12	2,68		Eje 12	1,38
	Eje 13	6,54		Eje 13	3,48
	Eje 14	3,71		Eje 14	1,94
	Eje 15	2,84		Eje 15	1,49
	Eje 16	2,6		Eje 16	1,37

7.5.6 SELECCIÓN DE RODAMIENTO

Una vez se realizó la validación del diámetro del eje usando como criterio de falla el cálculo de la fatiga y comprobamos que el diámetro de $\phi = 12.7 \text{ mm}$ cumple, procedemos a seleccionar el rodamiento para el diámetro antes mencionado, nuestra selección se tomó de un catálogo del fabricante SKF.

Tabla 15 Especificaciones del rodamiento seleccionado

Rodamiento skf para ejes en pulgadas- YAR 203 – 008 – 2F						
ϕ Interno	ϕ Externo	Carga Din	Carga Est	ω	Ancho	Peso
12.7 mm	40 mm	9.56 Kn	4.75 Kn	9500 Rpm	12 mm	0.12 Kg

7.5.7 ESCALONAMIENTO DEL EJE

Para el escalonamiento del eje se tomó la decisión de calcularlo con el escalonamiento es de 14 mm.

$$D = 1.1 d \quad (57)$$

7.5.8 CUÑAS

Propiedades del material

Tabla 16 S_{UT} y S_Y ACERO 1010 - (Robert L. Norton, 2011). Pg 991 – Tabla E-10

Acero 1010 Laminado en caliente		
S_y (MPa)	S_{ut} (MPa)	Dureza
179	324	95 HB

Selección de cuña según diámetro 0.5 "

$$0.437 < d \leq 0.562 \text{ entonces } W = 0.125" \text{ Tornillo} = \#10^{10}$$

CUÑA 1

$$\text{Ancho nominal de cuña} = 3.175 \text{ mm}$$

$$\phi \text{ Tornillo prisionero} = \#10$$

Tabla 17 Dimensiones para el cálculo de la Cuña 1.

$\phi 1$	W1	Long	ϕ Tornillo
12.7 mm	3.175 mm	25.4 mm	# 10

FUERZAS - CARGAS REPETIDAS (alternante = medios)

$$F = \frac{T}{(\phi 1/2)} \quad (58)$$

$$F_a = F_m = 862.362 \text{ N}$$

$$\tau_m = \frac{F_m}{A_{cortante}} = \frac{F_m}{W * l}$$

$$\tau_a = 10.6930 \text{ MPa}$$

FATIGA

CALCULO DE S_e

$$S_e = S_e' * C_{carga} * C_{tamaño} * C_{Superf} * C_{temp} * C_{confiab} \quad (59)$$

CÁLCULO DE S_e'

$$S_e' = 0.5 S_{ut} \rightarrow S_{ut} < 1378 \text{ MPa}$$

¹⁰ NORTON, Robert L. (4 Ed.). Diseño de máquinas. Pearson education, Prentice Hall, 1999.(Tabla 9-2 Tamaños de cuñas y tornillos prisioneros Cap.9 , Pág. 587)

$$S_e = 162 \text{ MPa}$$

Corrección de S_e

$$- C_{CARGA} = 1$$

$$- C_{TAMAÑO} = 1$$

$$\text{No Rotativo A95} = 0,05 b h = 0.5040 \text{ mm}^2$$

$$d \text{ equivalente} = \sqrt{\frac{A_{95}}{0.0766}} = 2.5651 \text{ mm}$$

$$\text{Para } d < 0,3 \text{ in (8mm)} = C \text{ tamaño} = 1$$

$$- C_{SUPERFICIE} = 0.9747 - C_{SUPERFICIE} = A (SUT)^b$$

$$- A = 4.51 \quad b = -0.265^{12}$$

$$- C_{TEMPERATURA} = 1$$

$$C_{TEMPERATURA} = 1 \quad \text{Para } T \leq 450 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$- C_{CONFIABILIDAD} = 1$$

$$C_{CONFIABILIDAD} = 1 \quad \text{confiabilidad} = 50\%^{13}$$

$$- S_e = 157.9054 \text{ MPa}$$

VON MISES

$$\sigma' a = \sqrt{\Gamma a^2 + 3 \tau a^2}$$

$$\sigma' a = 117.6 \text{ MPa}$$

FACTOR DE SEGURIDAD CASO 3

$$N1 = \frac{S_e * Sut}{\sigma_{\ddot{a}=m} (S_e + Sut)} = 1.34$$

APLASTAMIENTO

$$\sigma = \frac{F * 2}{L * \frac{W}{2}} = 135.8 \text{ MPa}$$

¹² NORTON, Robert L. (4 Ed.). Diseño de máquinas. Pearson education, Prentice Hall, 1999.(Tabla 6-3 coeficientes para la ecuación de factor superficial Cap. 6 Pág.378)|

FACTOR DE SEGURIDAD

$$N2 = \frac{S_y}{\sigma} = 1.32$$

CUÑA 2

Tabla 18 Dimensiones para el cálculo de la Cuña2.

Ø1	W1	Long	Ø Tornillo
12.7 mm	3.175 mm	19 mm	# 10

FACTOR DE SEGURIDAD CASO 3

$$N1 = \frac{S_e * Sut}{\sigma_{\dot{a}=m} (S_e + Sut)} = 1.17$$

APLASTAMIENTO

$$\sigma = \frac{F * 2}{L * \frac{W}{2}} = 155.2 MPa$$

FACTOR DE SEGURIDAD

$$N2 = \frac{S_y}{\sigma} = 1.15$$

Tabla 19 Valor de factores de seguridad cuñas ejes superiores

	FACTORES DE SEGURIDAD CUÑAS EJES SUPERIORES			
	CUÑA 1		CUÑA 2	
	N1	N2	N1	N2
EJE 1	1,34	1,32	1,17	1,15
EJE 2	4,58	4,49	3,42	3,36
EJE 3	3,47	3,41	2,6	2,55
EJE 4	3,19	3,13	2,38	2,34
EJE 5	1,62	1,6	1,3	1,28
EJE 6	4,44	4,36	3,32	3,26
EJE 7	3,37	3,31	2,52	2,48
EJE 8	3,09	3,04	2,31	2,27
EJE 9	1,58	1,55	1,26	1,24
EJE 10	4,32	4,24	3,23	3,17
EJE 11	3,28	3,22	2,45	2,41
EJE 12	3,01	2,95	2,25	2,21
EJE 13	1,53	1,51	1,23	1,2
EJE 14	4,2	4,12	3,14	3,08
EJE 15	3,19	3,13	2,38	2,34
EJE 16	2,93	2,87	2,19	2,15

¹³ NORTON, Robert L. (4 Ed.). Diseño de máquinas. Pearson education, Prentice Hall, 1999.(Tabla 6-4 Factores de confiabilidad Cap. 6 Pág.381)|

Tabla 20 Valor de factores de seguridad Cuñas ejes inferiores

FACTORES DE SEGURIDAD CUÑAS EJES INFERIORES				
	CUÑA 1		CUÑA 2	
	N1	N2	N1	N2
EJE 1	4,26	4,18	3,18	3,13
EJE 2	2,29	2,25	1,71	1,68
EJE 3	1,75	1,72	1,31	1,28
EJE 4	1,61	1,58	1,2	1,18
EJE 5	4,2	4,12	3,14	3,08
EJE 6	2,26	2,22	1,69	1,66
EJE 7	1,72	1,69	1,29	1,26
EJE 8	1,58	1,56	1,12	1,16
EJE 9	4,13	4,06	3,09	3,03
EJE 10	2,23	2,19	1,66	1,63
EJE 11	1,7	1,67	1,27	1,24
EJE 12	1,56	1,53	1,17	1,15
EJE 13	4,07	4	3,05	2,99
EJE 14	2,19	2,15	1,64	1,61
EJE 15	1,67	1,64	1,25	1,23
EJE 16	1,54	1,51	1,15	1,13

7.6 VALIDACIÓN ESTRUCTURA METÁLICA

Para validar el correcto funcionamiento de la estructura, se emplea el uso del software Inventor, dicho software permite ubicar fácilmente las cargas puntos fijos y demás, las cargas supuestas para la presente estructura se muestran en la figura 23, donde la carga N° 1 se da por el peso de la platina que soporta los rodamientos, rodamientos, ejes, sprockets y demás, en la figura aparenta ser una carga puntual, pero, según el manual del software, como se aplica a toda la cara de la lámina el programa lo toma como una carga distribuida, la carga N° 2 es debida a un momento o brazo de palanca ejercida por el área libre de la lámina que no ingresa a la línea de trabajo de la máquina, dado que queda en voladizo, la carga N° 3 es el momento ejercido por el torque del motor.

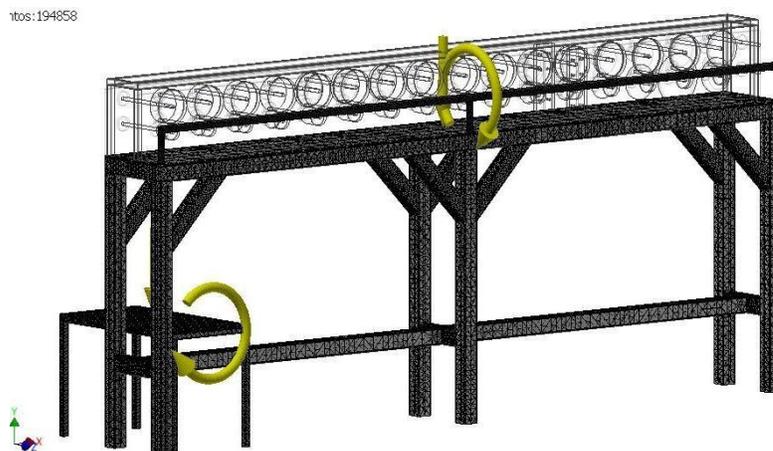


Figura 23 Cargas consideradas (Fuente de elaboración propia)

Al llevar a cabo la simulación de la estructura con un perfil cuadrado de 1 ½" x 1/8" de espesor, se halla un factor de seguridad muy allegado a 1 y dado que hay personas que van a estar trabajando en el perímetro de la máquina, se opta por aumentar el perfil a la siguiente medida que es de 2" x 3/16" por catálogo, al llevar a cabo de nuevo la simulación, se aprecia que el factor mínimo de seguridad es 8.17 como se aprecia en la figura 24 por lo tanto se considera aceptable el diseño con el nuevo perfil.

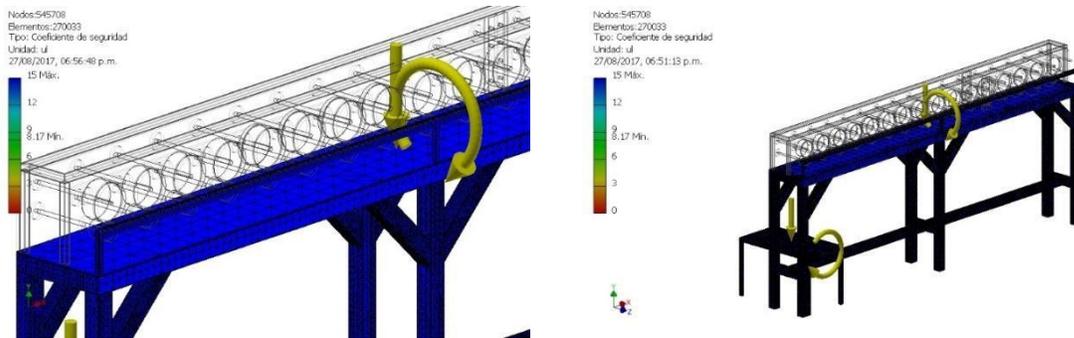


Figura 24 Resultados simulación (Fuente de elaboración propia)

8. CONCLUSIONES

La selección de conceptos es de gran importancia, debido a que permite a los diseñadores seleccionar diferentes criterios de ingeniería con el fin de elegir las mejores opciones, ya que estos aportan atributos y características al diseño final.

En el desarrollo del Diseño de detalle se aplicaron los diferentes conceptos y principios de ingeniería los cuales fundamentaron el desarrollo del proyecto, también fue de gran relevancia la selección de materiales los cuales jugaron un papel importante en el diseño ya que sus características contribuyeron en el cumplimiento de los factores de seguridad corroborando de tal manera que las piezas fueron diseñadas adecuadamente.

El uso de software para la validación de la secuencia de doblado junto con la teoría de doblado permite estimar con una buena precisión las deformaciones de forma gradual que sufre la lámina a lo largo de todas las estaciones diseñadas en este trabajo.

9. RECOMENDACIONES

- Se debe buscar literatura más especializada para el diseño de rodillos, ya que para este trabajo se contó con una literatura muy limitada.
- Se recomienda el uso de un software de modelamiento de diseño de estaciones de doblado, para validar la secuencia de dobles y cálculos de los rodillos.

10. BIBLIOGRAFÍA

- [1]. HALMOS, George T. Roll forming handbook. CRC Press, 2005.
- [2] SMACNA. Estándares de construcción de conductos HVAC, flexible y metálico. RS-34, 2 Ed. Chantilly. Lafayette Center Drive. 1995.
- [3]. Fedit .Informe sobre tecnologías emergentes en el sector del metal proyecto EMERTEC parte II. Pdf. 2011.
- [4]. Concurso cnice. Material 107. Departamento de tecnología, transmisión de movimiento I tr_mecanismos. Pdf. 2006.
- [5]. NORTON, Robert L. (4 Ed.). Diseño de máquinas. Pearson education, Prentice Hall, 1999.
- [6] Ferdinand P Beer, Russell Johnston JR. (3 Ed.). Mecánica de Materiales, Mc Graw Hill Education, 2004.
- [7] Mikell P Groover. (2 Ed.) Fundamentos de Manufactura Moderna: Materiales, procesos y sistemas. Pearson Education, 1997.
- [8] Colombia. Congreso De Colombia. Ley 9 de 1979, Enero 24, por la cual se dictan Medidas Sanitarias. Bogotá D.C.: El Congreso; 1979.
- [9] Colombia. Ministerio trabajo y seguridad. Resolución 2400 de 1979, Mayo 22, por la cual se establecen algunas disposiciones sobre vivienda, higiene y seguridad en los establecimientos de trabajo. Bogotá D.C.: El ministerio; 1979.
- [10] Richard Budynas, J Keith Nisbeth. (9 Ed.). Diseño en Ingeniería mecánica de Shigley, Mc Graw Hill Education, 2012.
- [11]. Karl T. Ulrich, Steven E. (5 Ed.). Diseño y desarrollo de productos, Mc Graw Hill Education, 2012.
- [12]. les Villalba Hervás. tecnología. Elementos de máquinas y sistemas. Tecnología industrial I. pdf. 2001 - 2003
- [13]. Manufactura, ingeniería y tecnología cuarta edición. By Serope Kalpakjian, Steven R

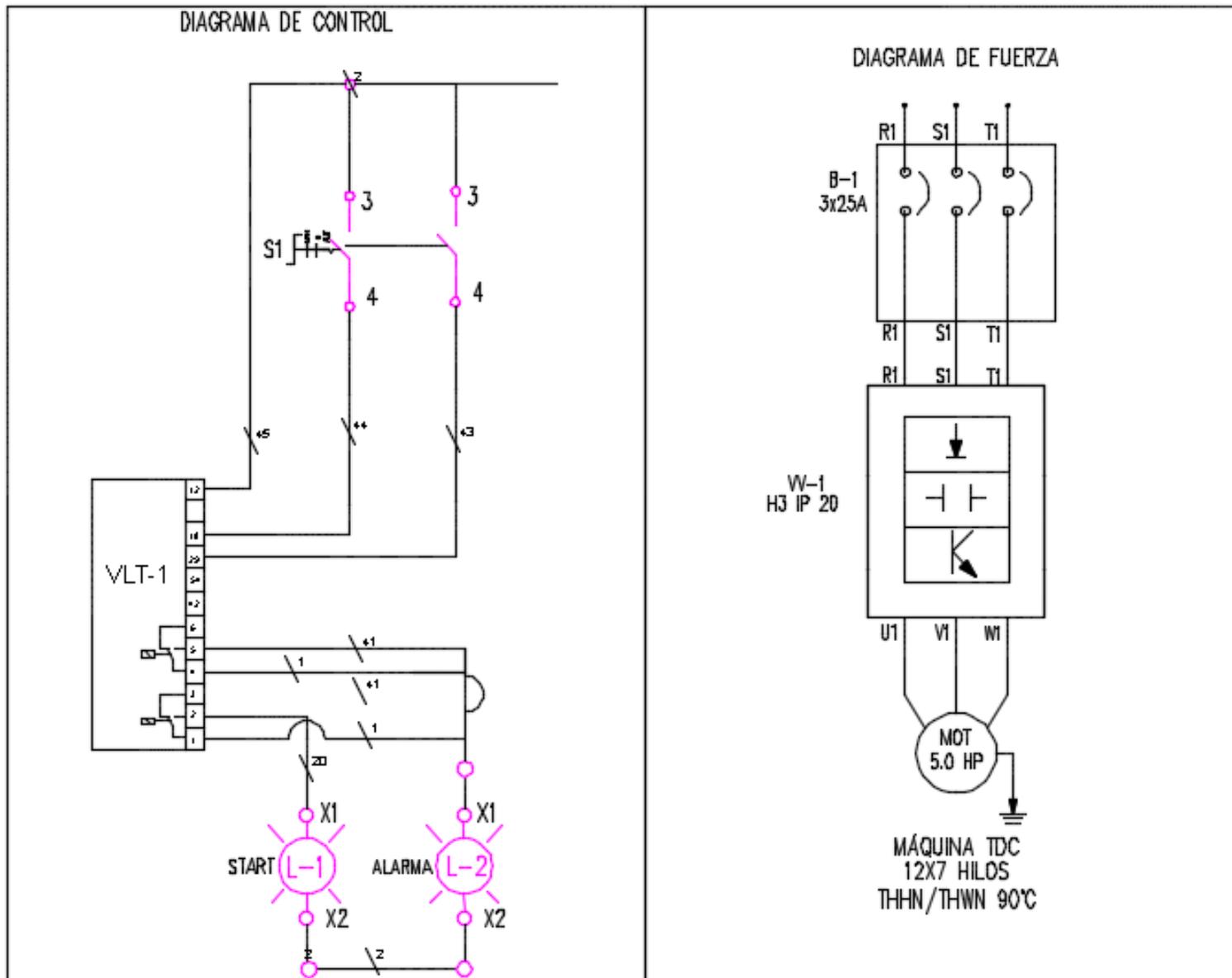
Anexo 1 Matriz QDF

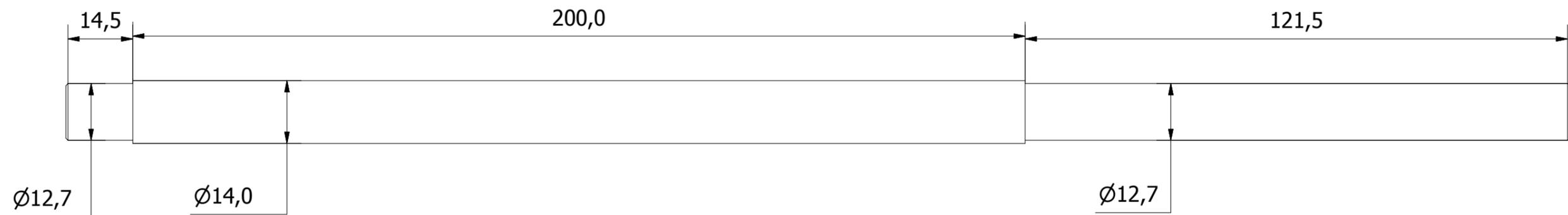
N°	NECESIDAD	METRICA	N°
1	Es liviano	Masa total	1
2	Es de fácil movilización	Costo unitario de manufactura	2
3	Es de bajo costo	Flexibilidad	3
4	Su manufactura es sencilla	Tiempo requerido para ensamblar	4
5	Es adaptable	Tiempo muerto de la maquina para reposición de piezas	5
6	Es fácil de ensamblar	Tiempo requerido para desensamblar/ensamblar cubierta	6
7	Permite fácil reposición de piezas desgastadas	Herramientas disponibles	7
8	Permite fácil acceso para realizar mantenimiento	Vida útil	8
9	Permite mantenimiento con herramientas básicas	Tolerancia de doblado	9
10	Posee alta durabilidad	Tiempo promedio de producción por longitud, incluyendo montaje y otros tiempos improductivos	10
11	Permite variar el espesor de la lámina	Subjetivo	11
12	permite realizar mas rapido los dobleces que a mano	Atenuación de vibraciones	12
13	Permite realizar mejores dobleces que a mano	Tiempo requerido para desensamblar/ensamblar sistemas requeridos	13
14	Sistema reduzca vibraciones	Area descubierta del mecanismo de los elementos de contacto directo con la lámina	14
15	sistema produzca niveles bajos de ruido	Ciclos de vida útil	15
16	Sistema sea de facil acceso para su mantenimiento	Cantidad de horas de funcionamiento entre operaciones de mantenimiento preventivo	16
17	Sistema sea resistente al polvo	Area descubierta del mecanismo de punto de operación y punto de pelizzo entrantes	17
18	Sistema sea resistente al agua	resistencia de los componentes de la maquina frente agentes corrosivos.	18
19	Sistema tenga larga durabilidad para evitar paradas en la producción	Area descubierta del mecanismo	19
20	Tiempos entre mantenimientos cortos	Tiempo requerido para ensamblar	20
21	Sea seguro	Tiempo muerto de la maquina para reposición de piezas	21
22	Es resistente al agua	Tiempo requerido para desensamblar/ensamblar	22
23	Es resistente al polvo	Herramientas disponibles	23
24	Es fácil de ensamblar	Vida útil	24
25	Permite fácil reposición de piezas desgastadas	Tiempo de intervencion del sistema	25
26	Permite fácil mantenimiento	Nivel de complejidad a la hora de encender la máquina	26
27	Permite mantenimiento con herramientas básicas	Tiempo de respuesta del sistema al presionar un boton o ejecutar una orden	27
28	Posee alta durabilidad	Tiempo para llevar a cabo accionamiento requerido desde cualquier sitio de operación de la máquina	28
29	Puede detener el sistema en cualquier momento	Color de los botones y el tablero de control con mejor visibilidad en función del tiempo	29
30	sistema sea fácil de poner en marcha		
31	sistema genere seguridad		
32	Que sea de facil acceso		
33	Que sea visible		

Anexo 2. No. de eslabones y longitudes de cadenas del sistema motriz

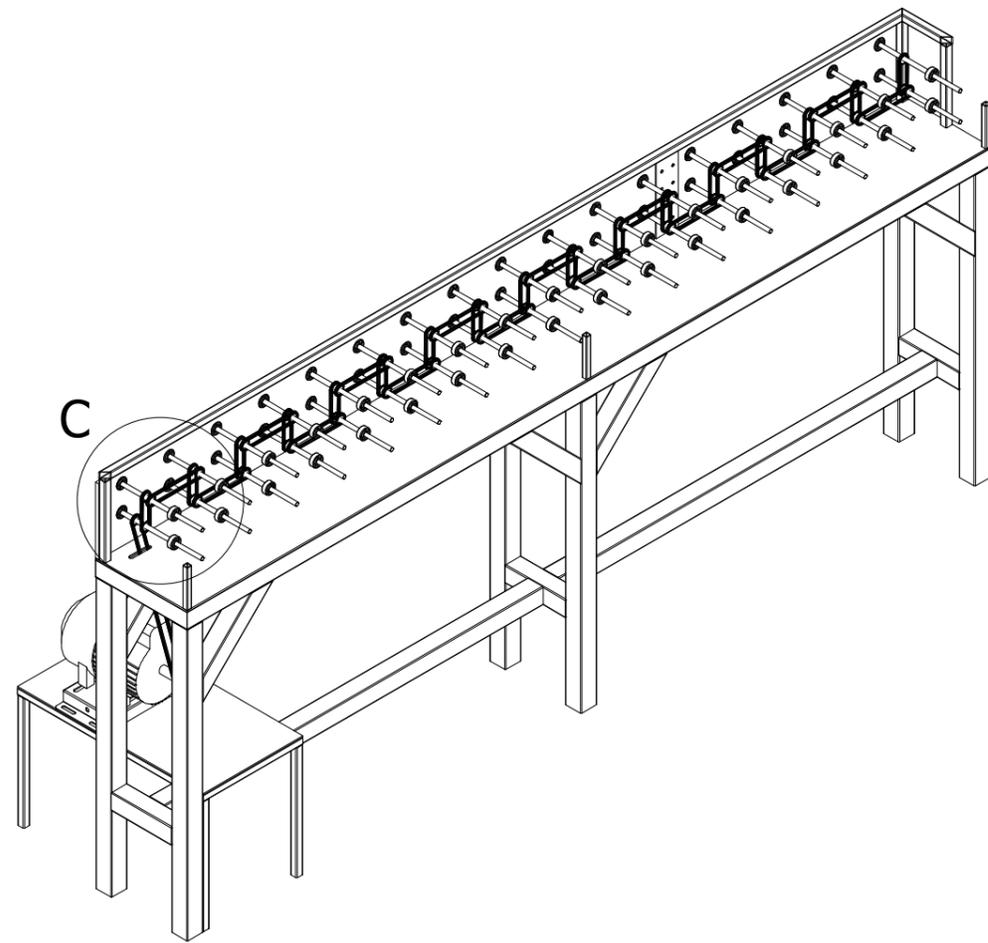
		# de eslabones	Longitud de cadena (mm)
Verticales	Cadena 1	15	142,8
	Cadena 2	16	152,32
	Cadena 3	16	152,32
	Cadena 4	16	152,32
	Cadena 5	16	152,32
	Cadena 6	16	152,32
	Cadena 7	16	152,32
	Cadena 8	16	152,32
	Cadena 9	16	152,32
	Cadena 10	16	152,32
	Cadena 11	15	142,8
	Cadena 12	15	142,8
	Cadena 13	15	142,8
	Cadena 14	15	142,8
	Cadena 15	15	142,8
	Horizontales	Cadena 1	20
Cadena 2		11	104,72
Cadena 3		20	190,4
Cadena 4		11	104,72
Cadena 5		20	190,4
Cadena 6		11	104,72
Cadena 7		20	190,4
Cadena 8		11	104,72
Cadena 9		20	190,4
Cadena 10		19	180,88
Cadena 11		19	180,88
Cadena 12		11	104,72
Cadena 13		19	180,88
Cadena 14		11	104,72
Cadena 15		19	180,88

Anexo 3. Esquema de conexionado eléctrico y planos

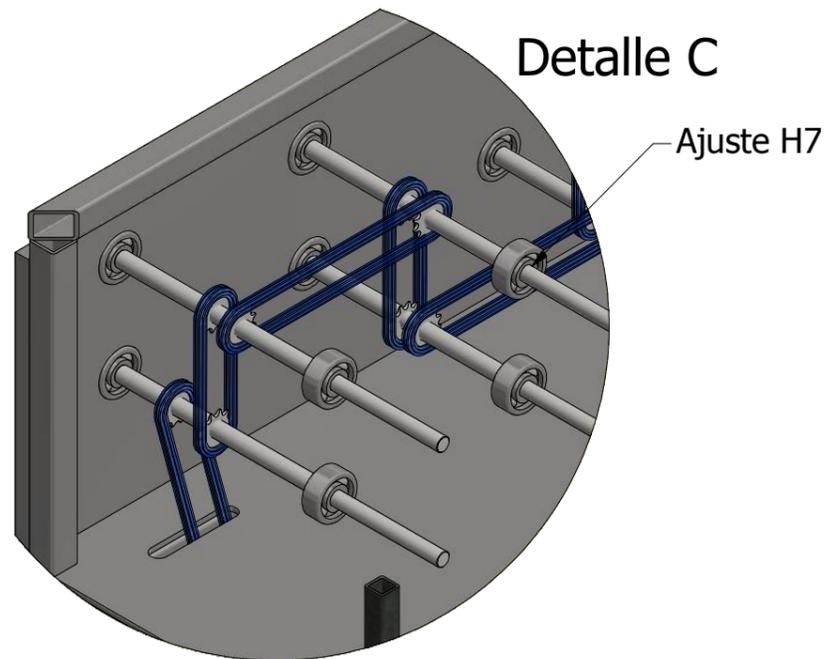
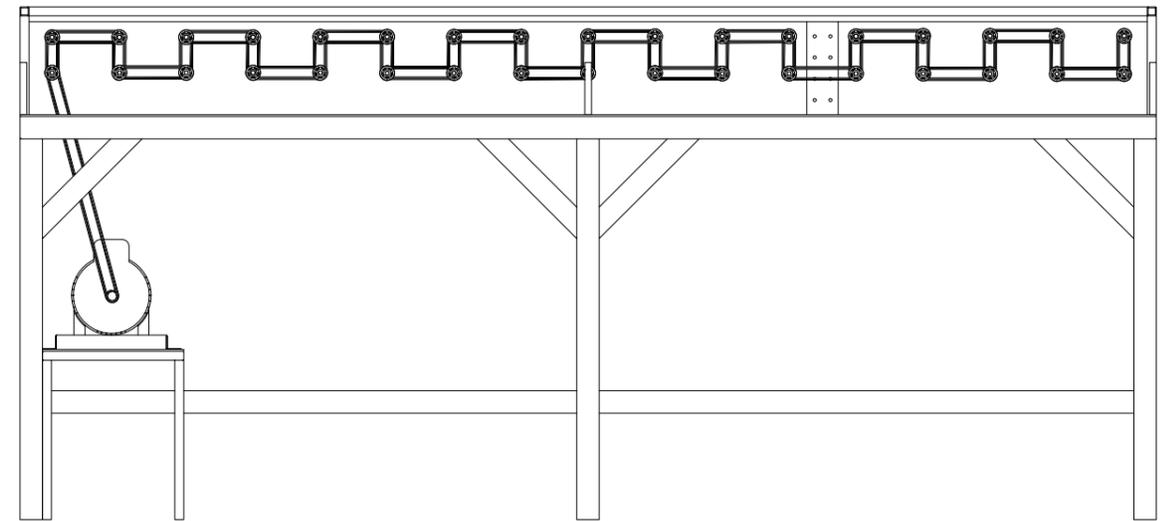




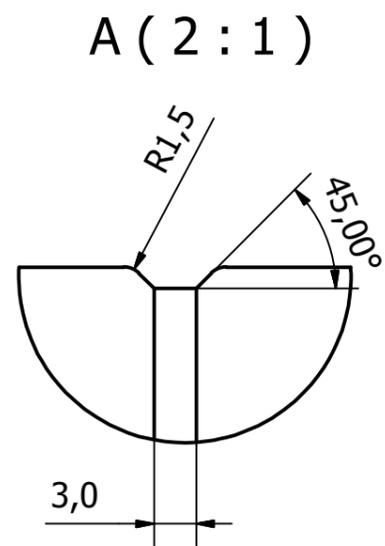
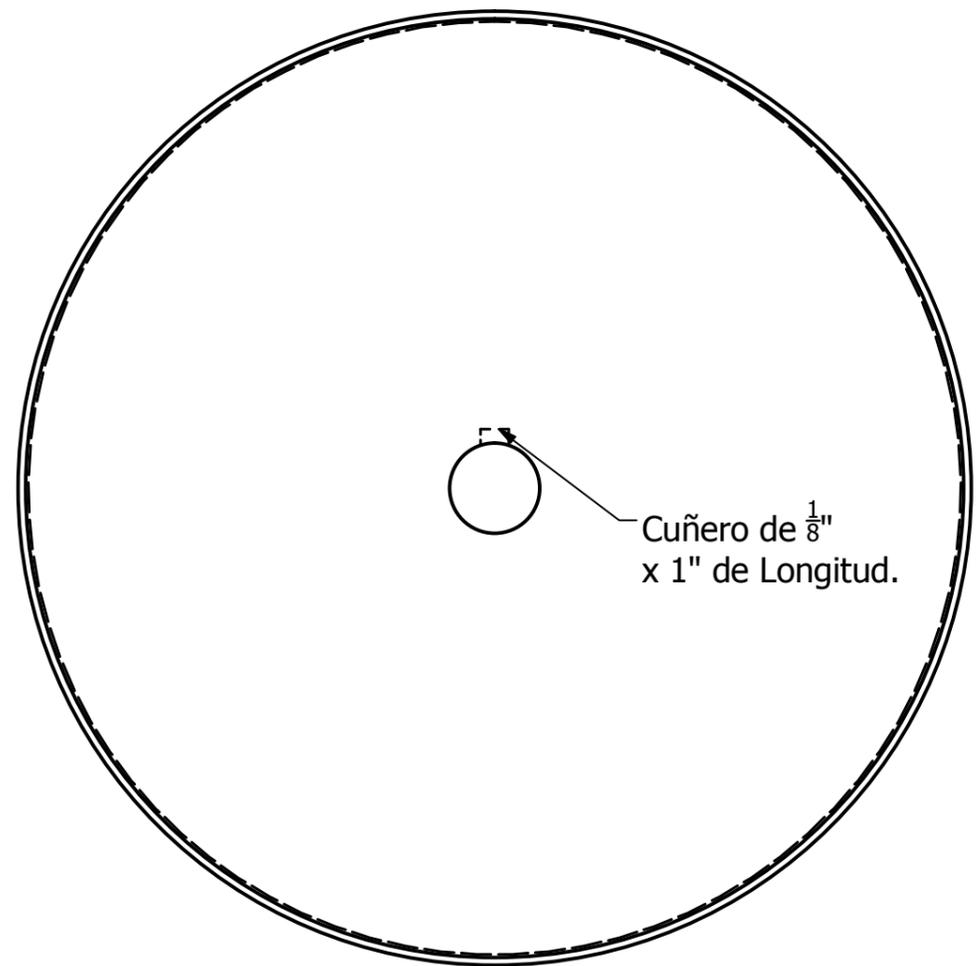
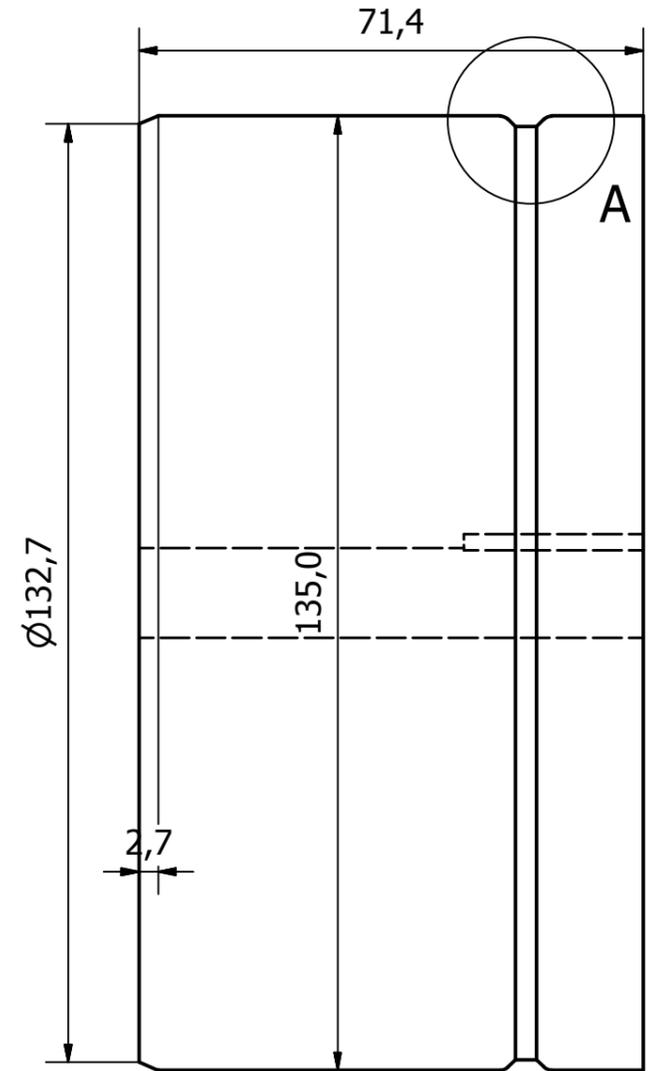
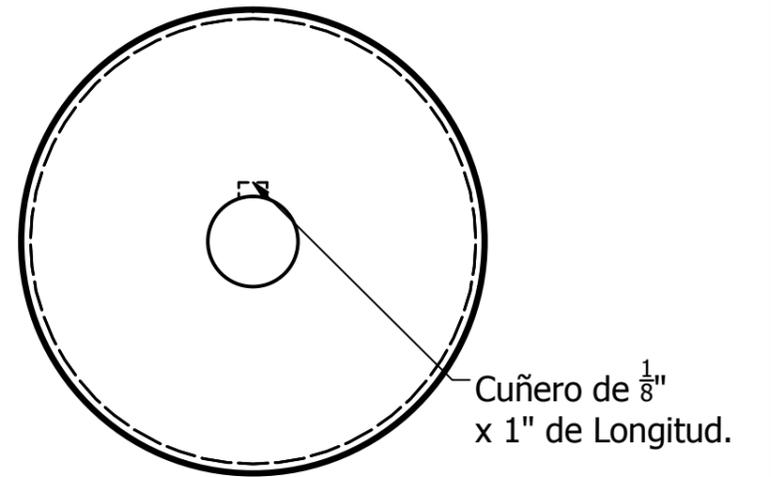
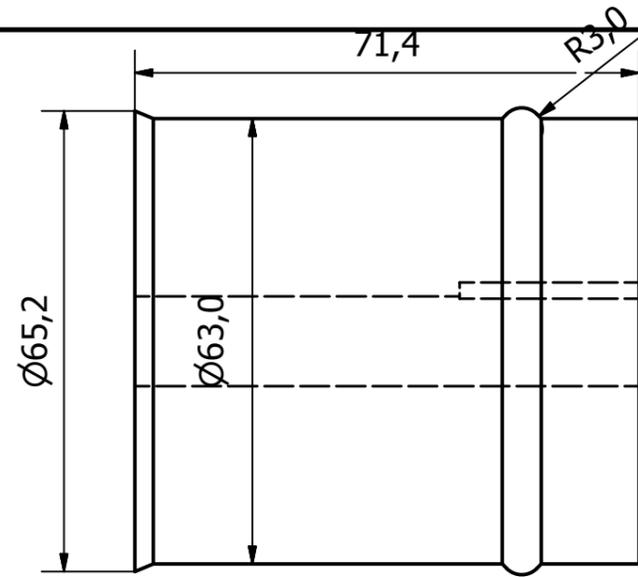
Diseño de Andrés Ballén, Angelo Parada	Revisado por	Salvo indicación contraria, todas las medidas están en milímetros	Fecha 22/03/2018
 		Ejes	
Cantidad: 32 unidades		Edición	Hoja 1 / 2



Distribución del sistema de transmisión

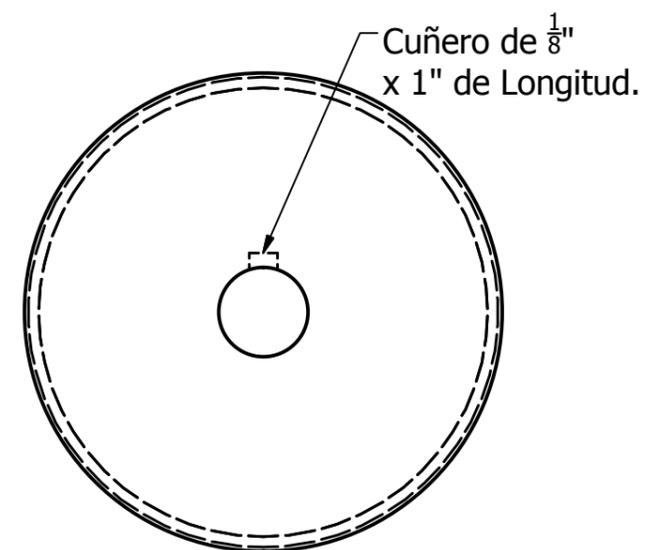
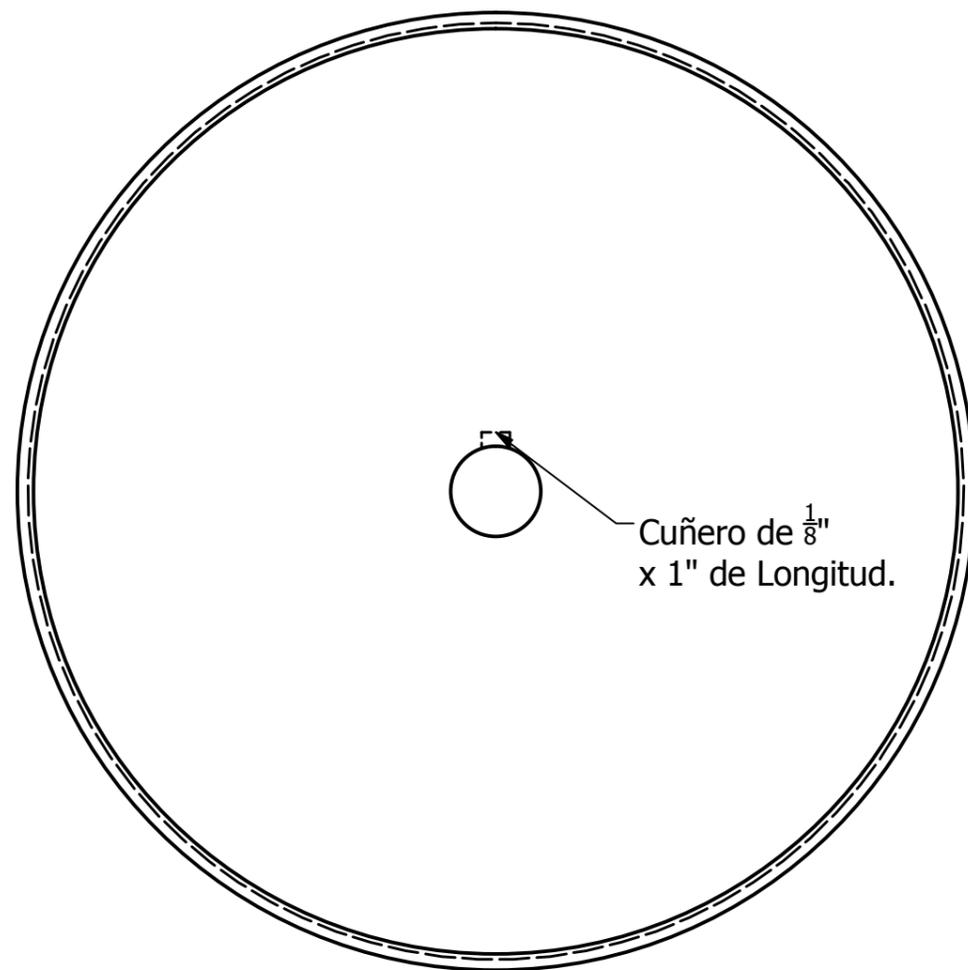
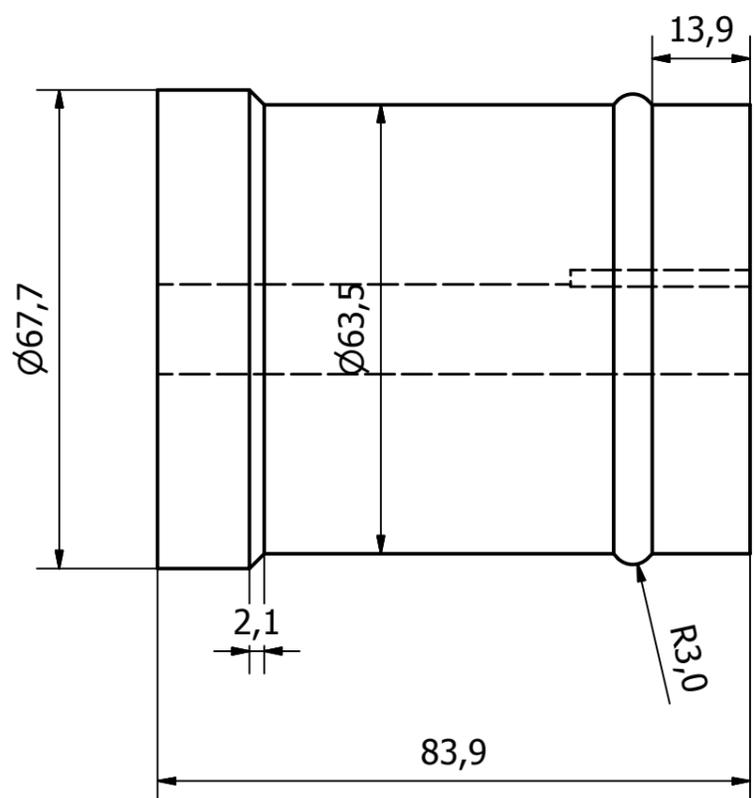
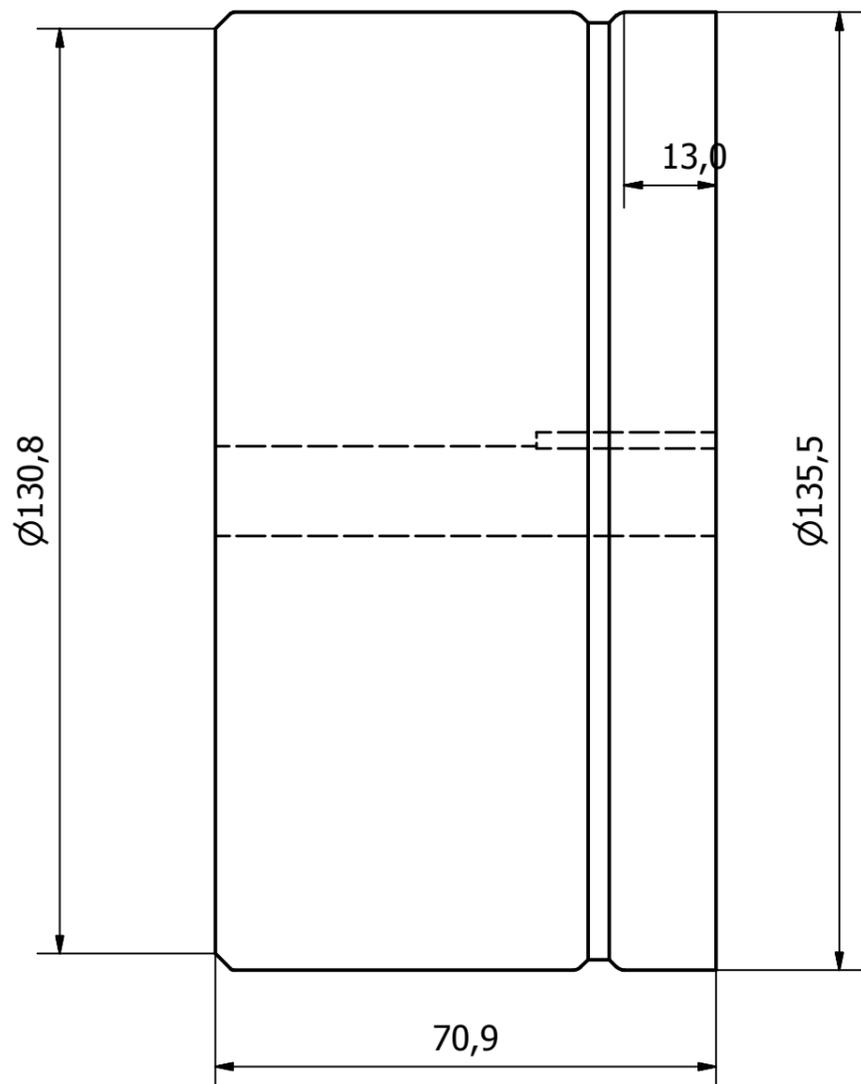


Diseño de Andrés Ballén, Angelo Parada	Revisado por	Salvo indicación contraria, todas las medidas están en milímetros	Fecha 22/03/2018
		Distribución sistema de transmisión	
		Edición	Hoja 2 / 2



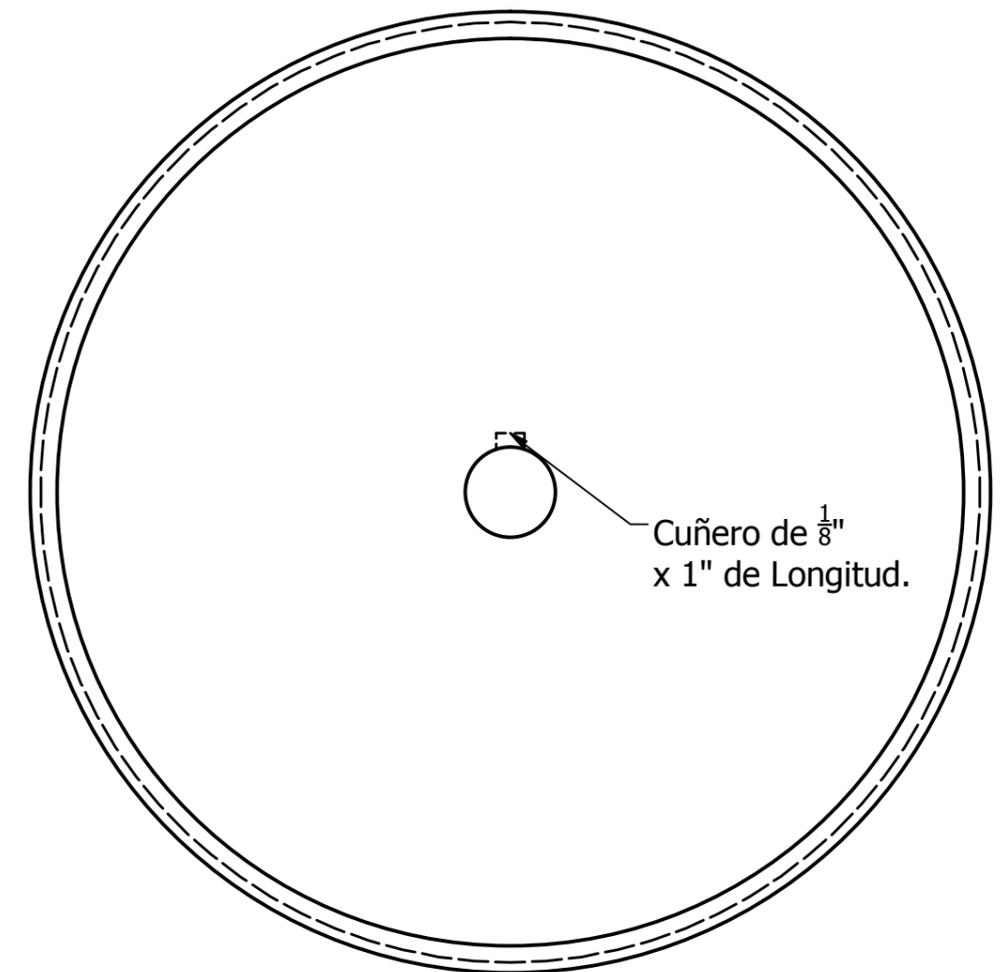
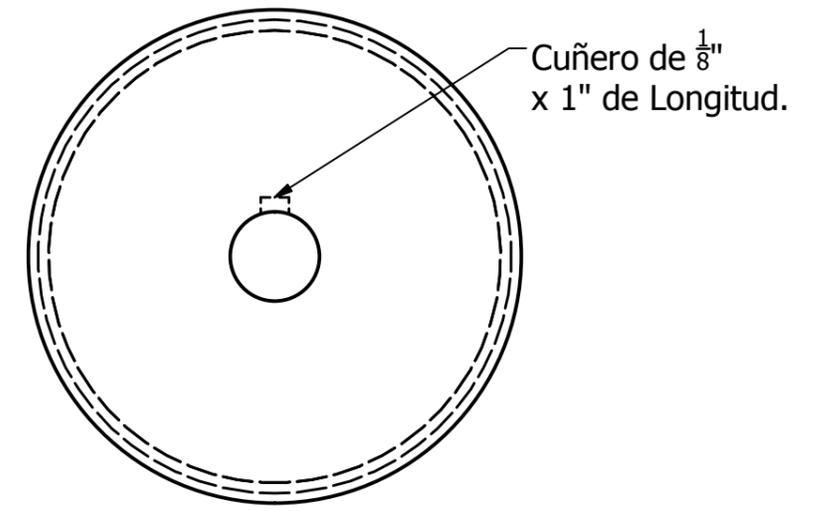
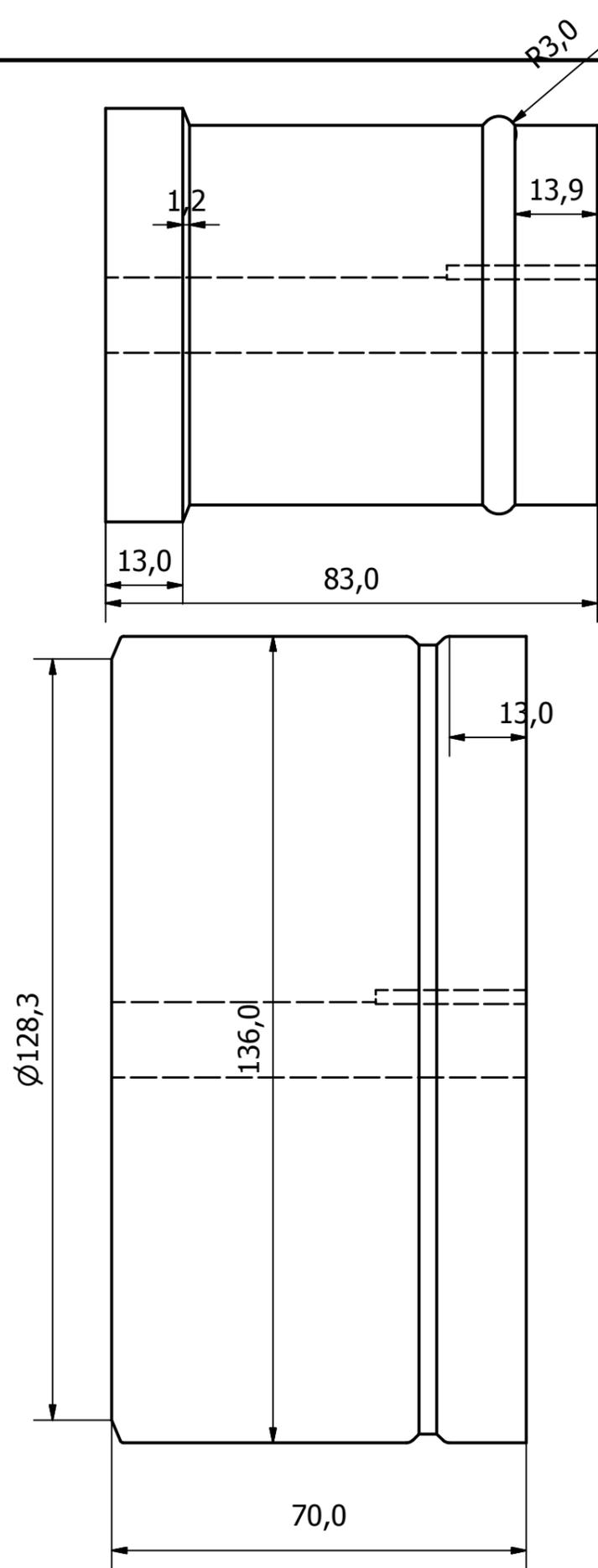
Medida Nominal del eje 1/2"

Diseño de Andrés Ballén, Angelo Parada	Revisado por	Salvo indicación contraria, todas las medidas están en milímetros	Fecha 22/03/2018
		Rodillos sistema mecánico	
		Estación 1	Edición Hoja 1 / 16



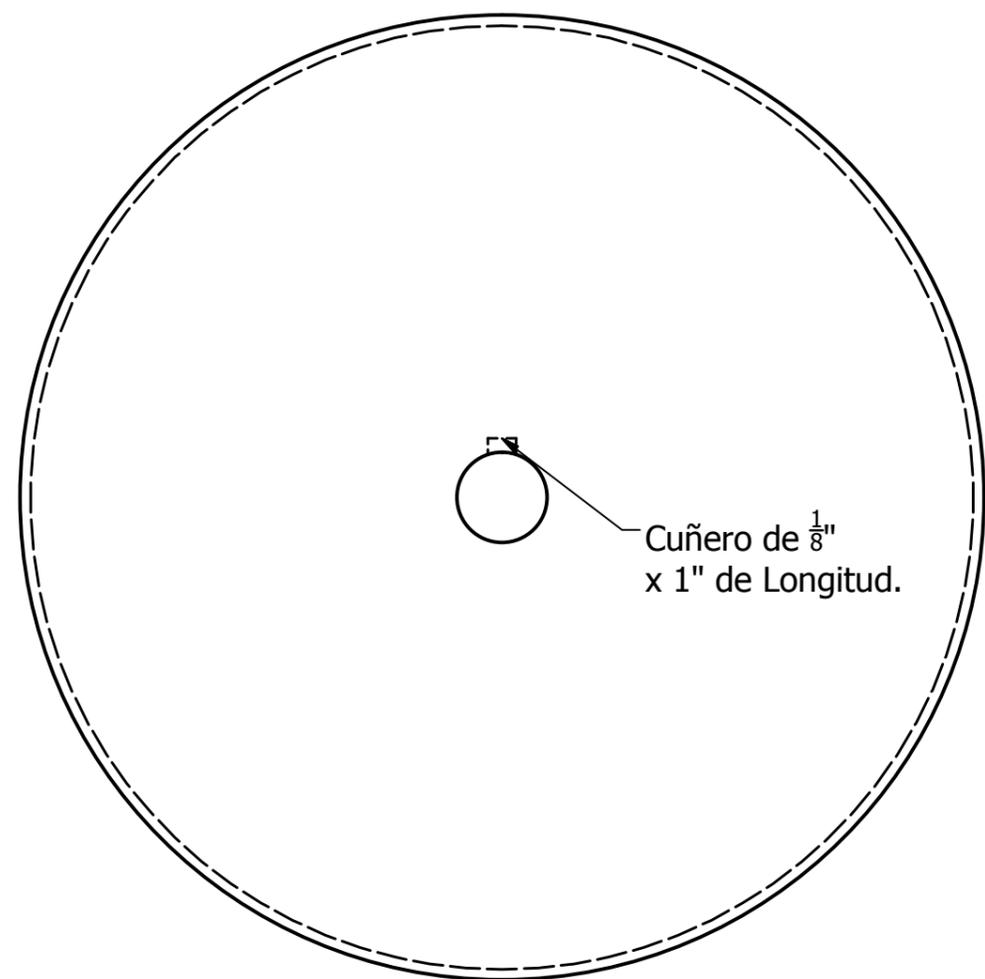
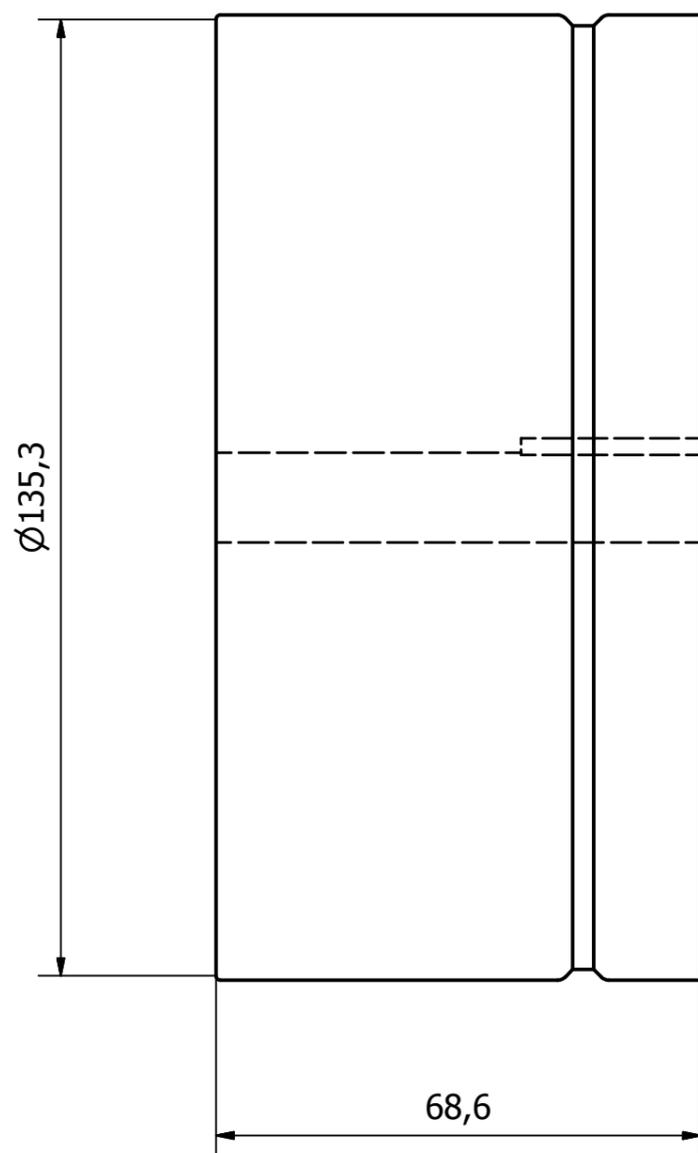
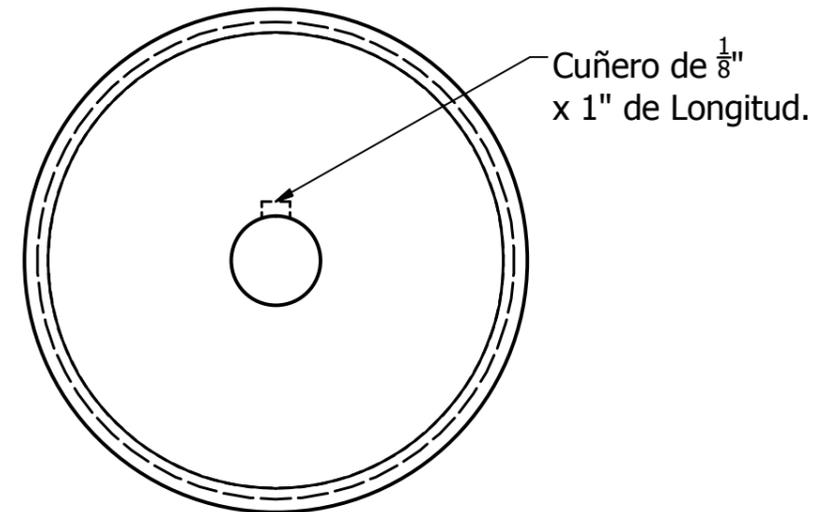
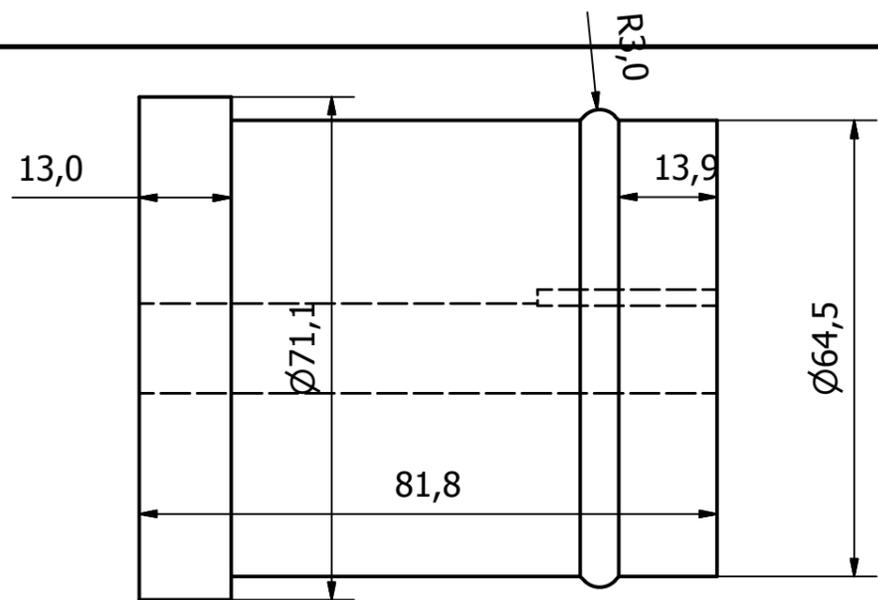
Medida Nominal del eje $\frac{1}{2}$ "

Diseño de Andrés Ballén, Angelo Parada	Revisado por	Salvo indicación contraria, todas las medidas están en milímetros	Fecha 22/03/2018
		Rodillos sistema mecánico	
Estación 2		Edición	Hoja 2 / 16



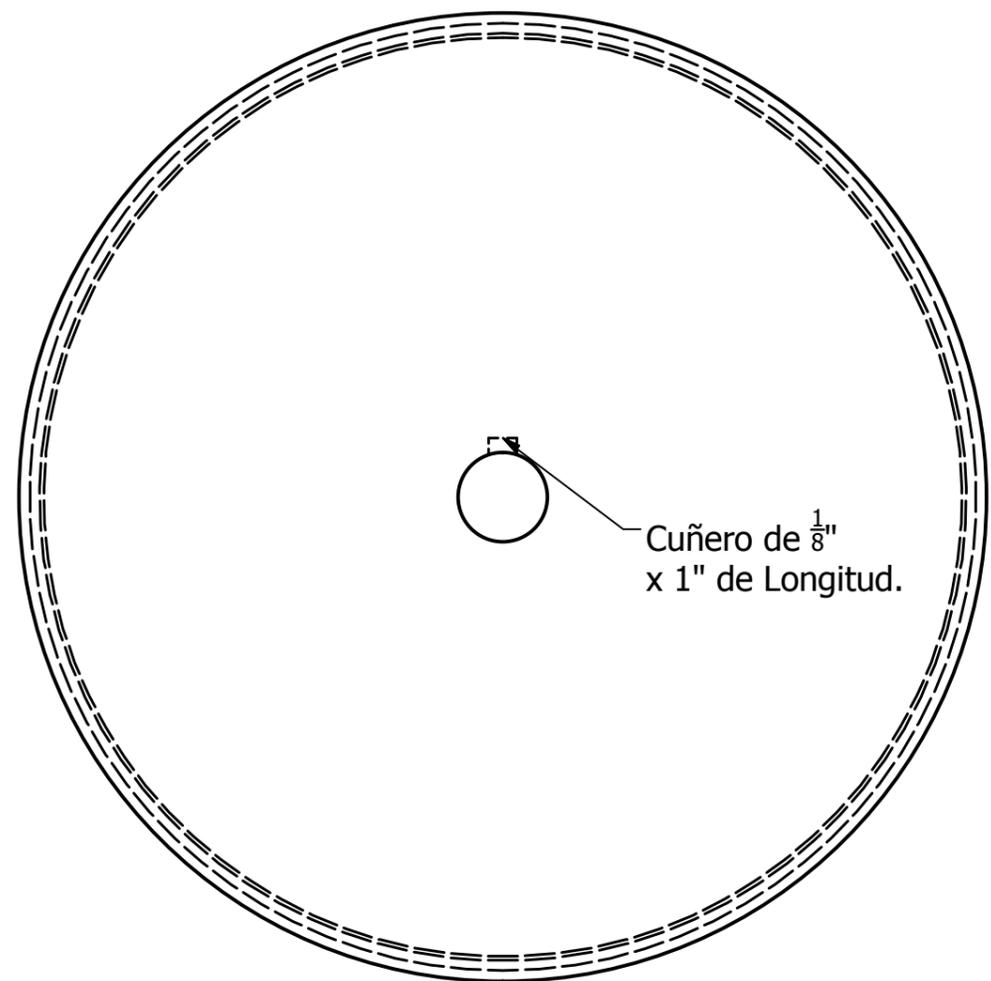
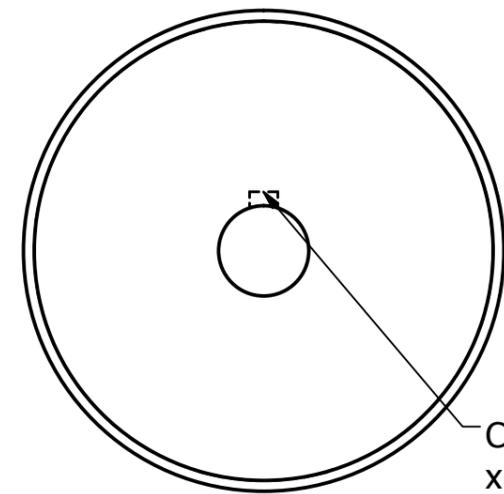
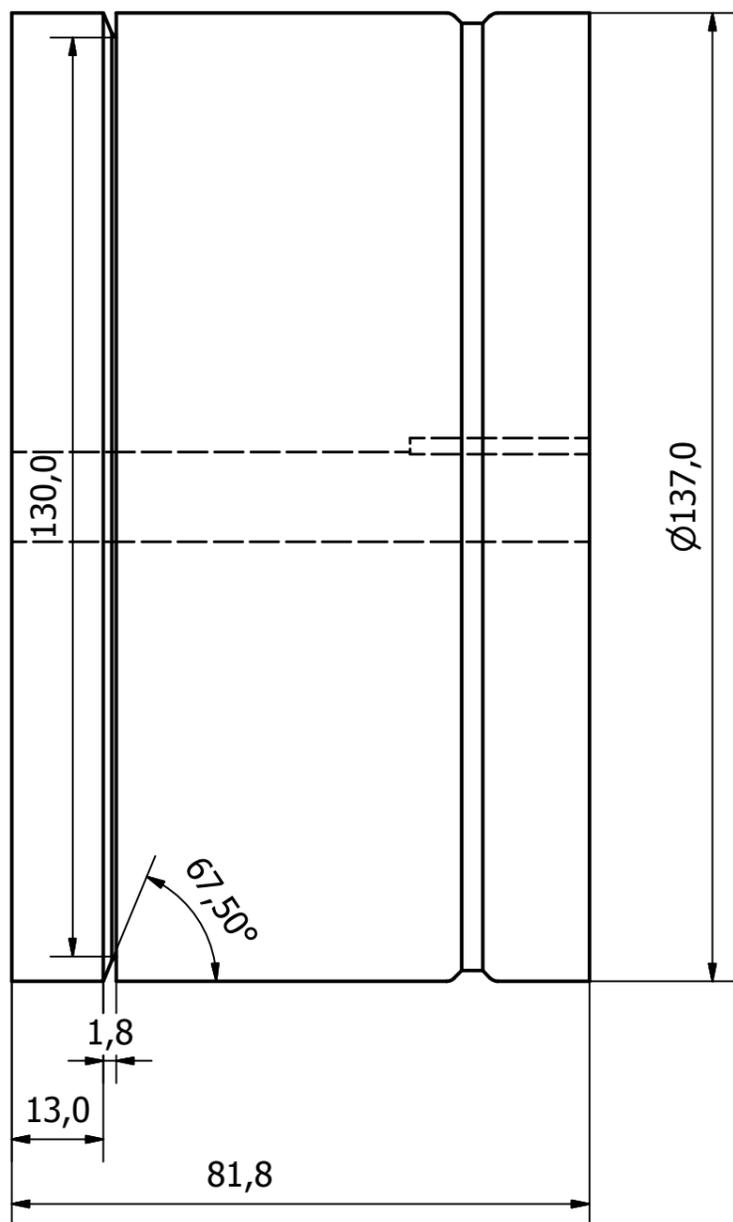
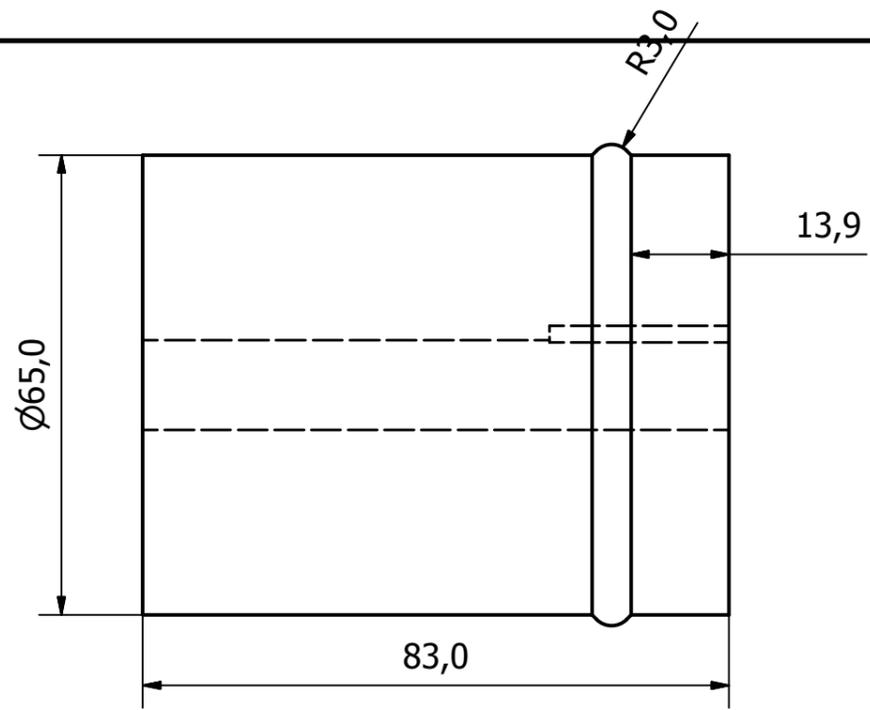
Medida Nominal del eje $\frac{1}{2}$ "

Diseño de Andrés Ballén, Angelo Parada	Revisado por	Salvo indicación contraria, todas las medidas están en milímetros	Fecha 22/03/2018
		Rodillos sistema mecánico	
		Estación 3	Edición Hoja 3 / 16



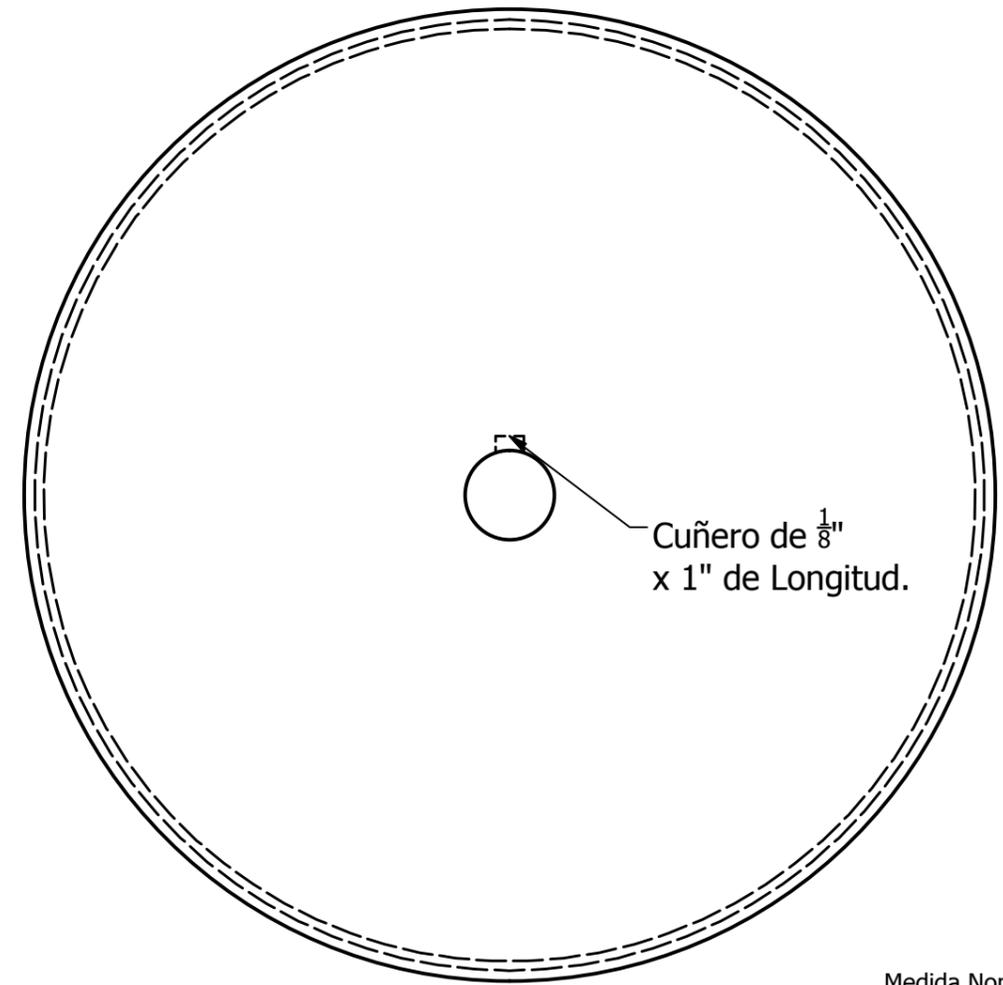
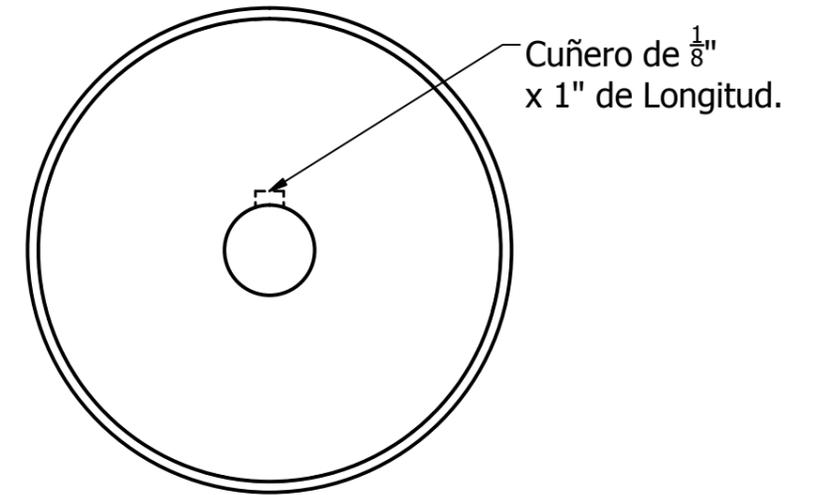
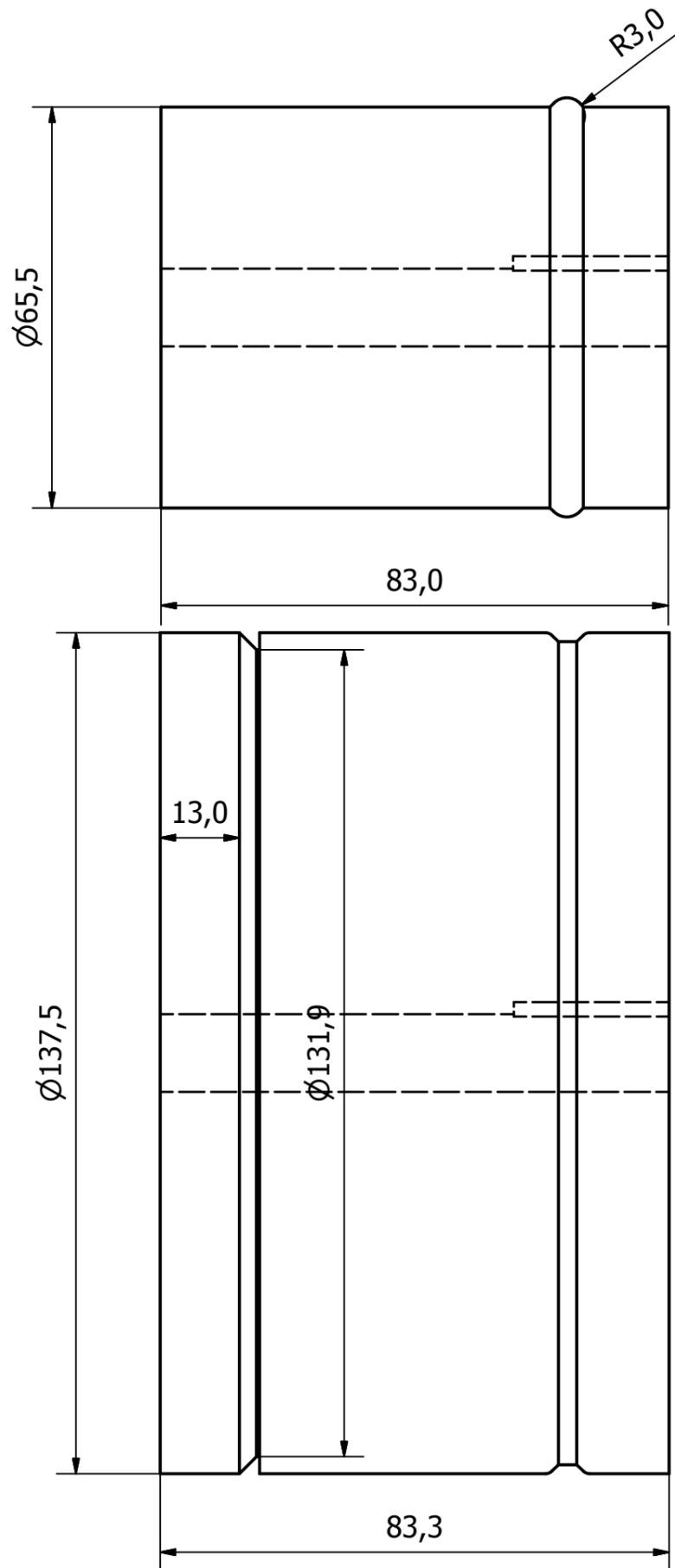
Medida Nominal del eje $\frac{1}{2}$ "

Diseño de Andrés Ballén, Angelo Parada	Revisado por	Salvo indicación contraria, todas las medidas están en milímetros	Fecha 22/03/2018
		Rodillos sistema mecánico	
		Estación 4	Edición Hoja 4 / 16



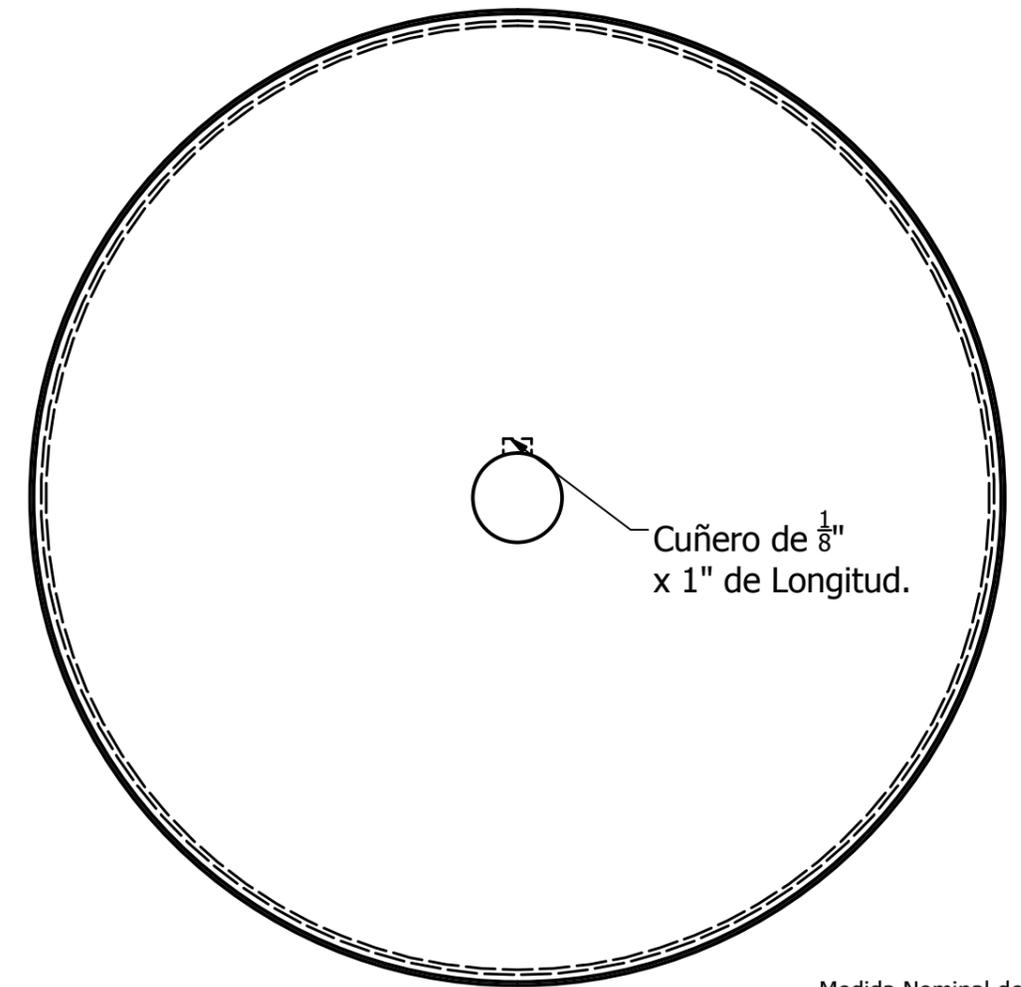
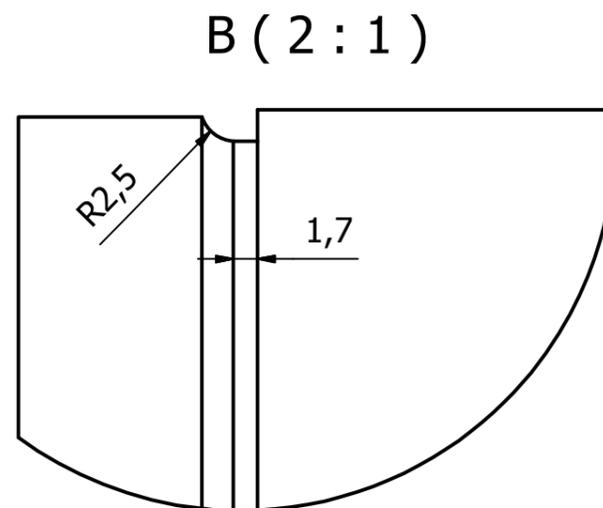
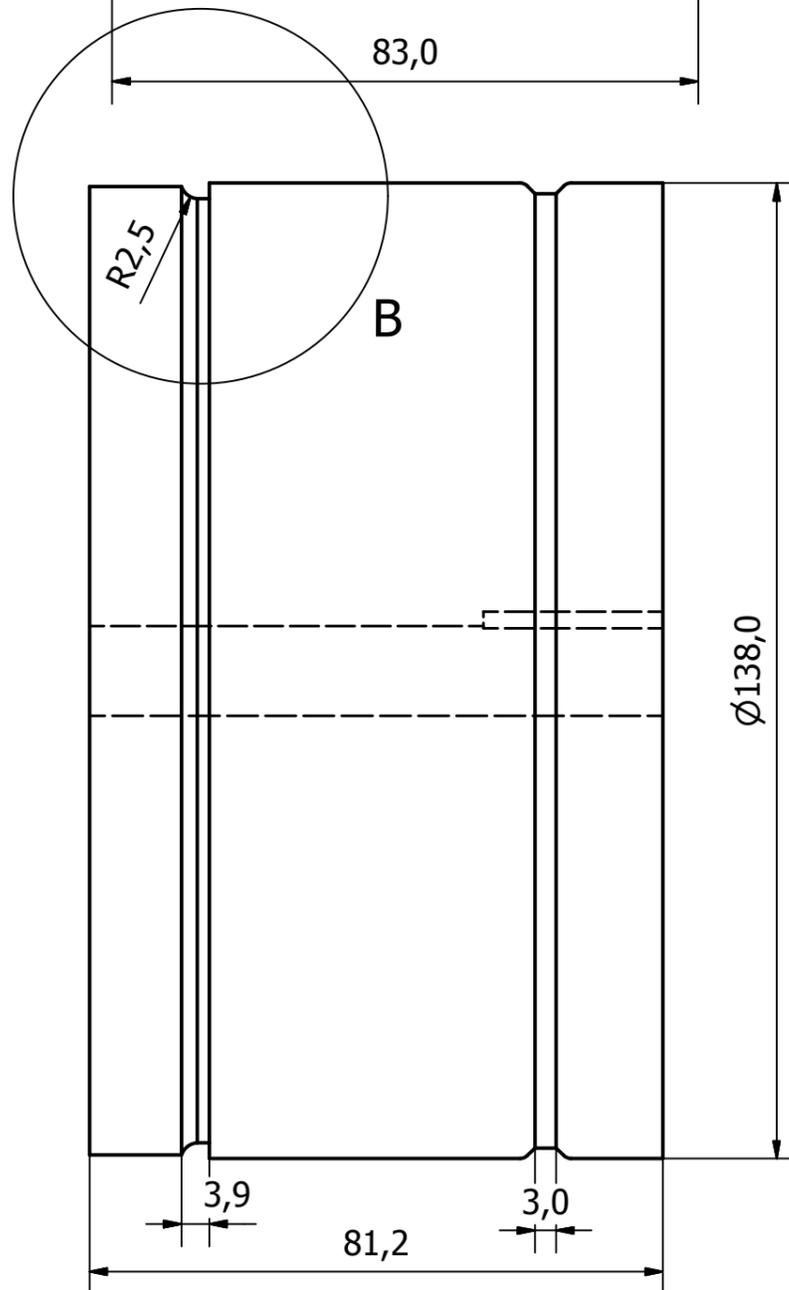
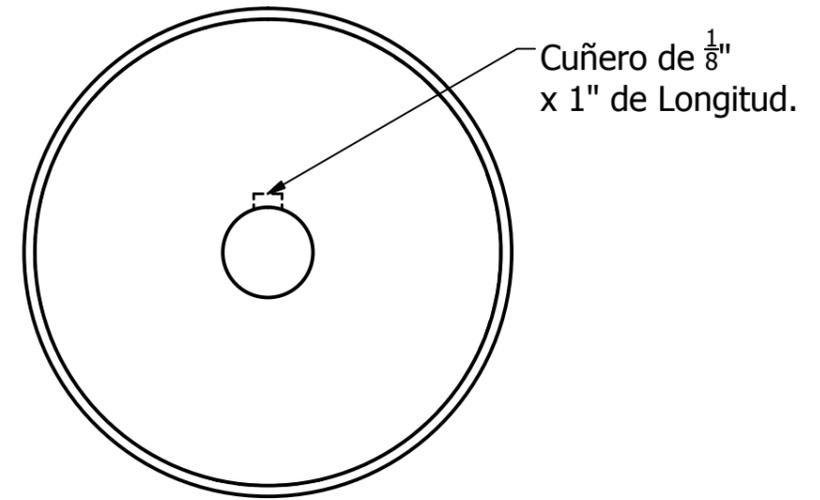
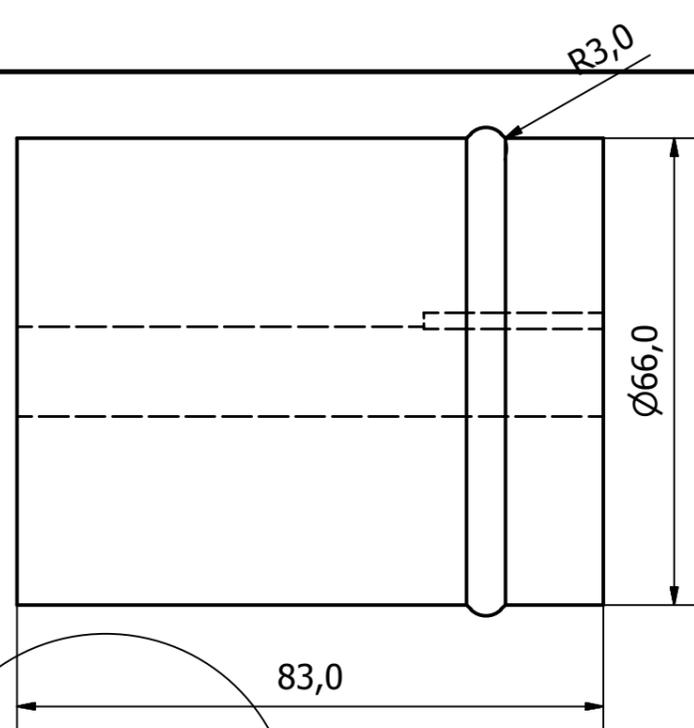
Medida Nominal del eje 1/2"

Diseño de Andrés Ballén, Angelo Parada	Revisado por	Salvo indicación contraria, todas las medidas están en milímetros	Fecha 22/03/2018
		Rodillos sistema mecánico	
		Estación 5	Edición Hoja 5 / 16



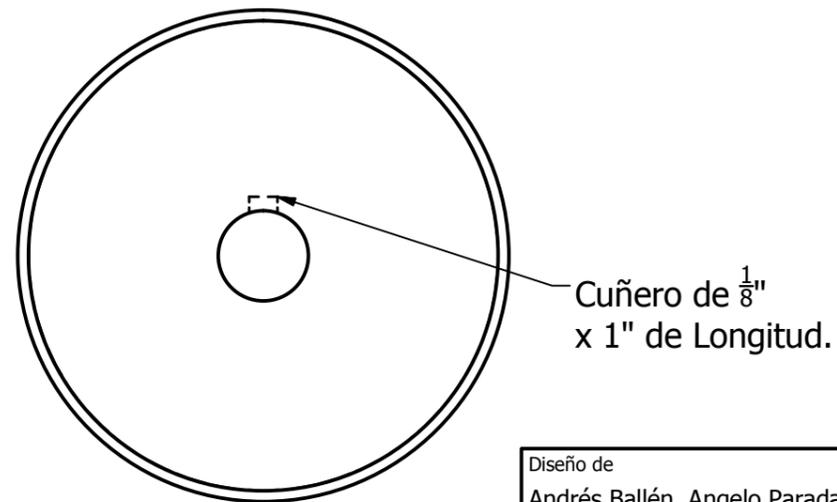
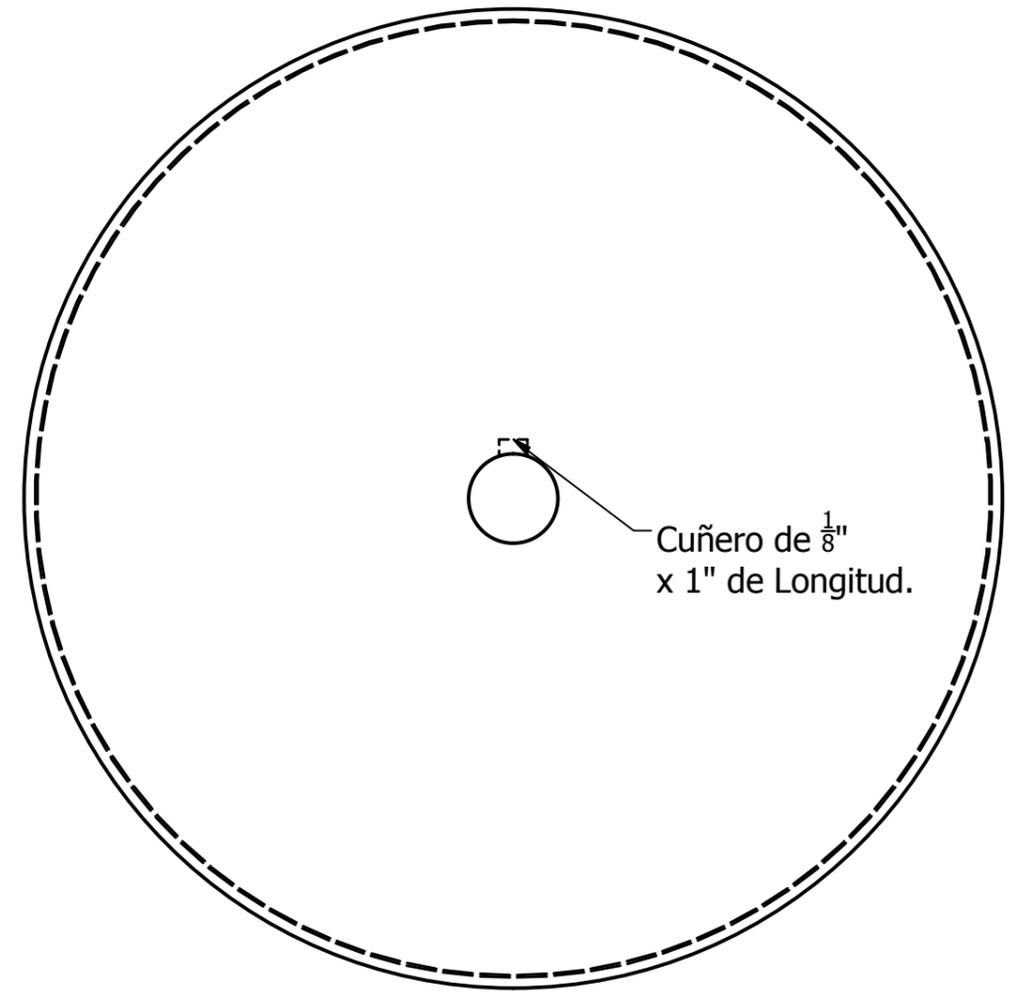
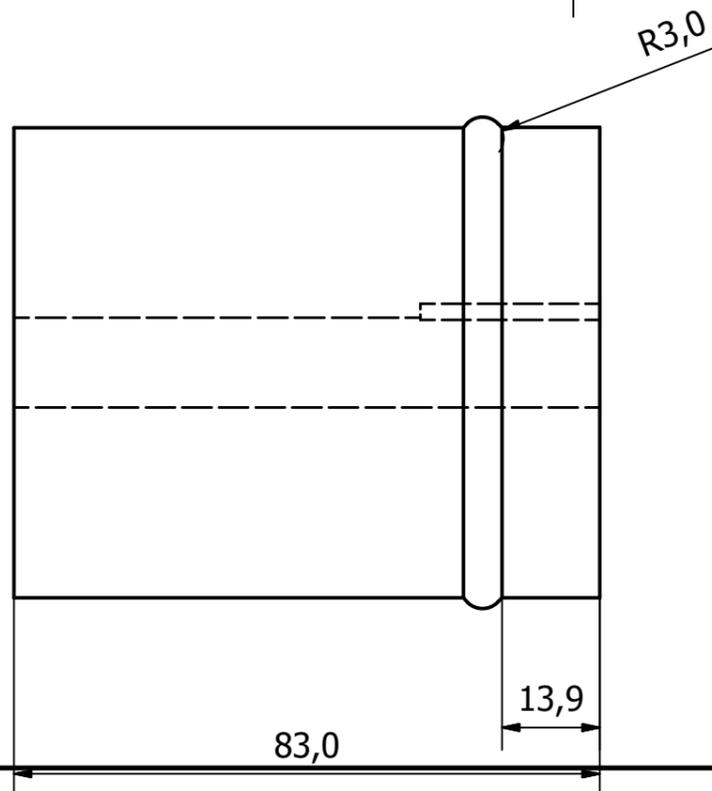
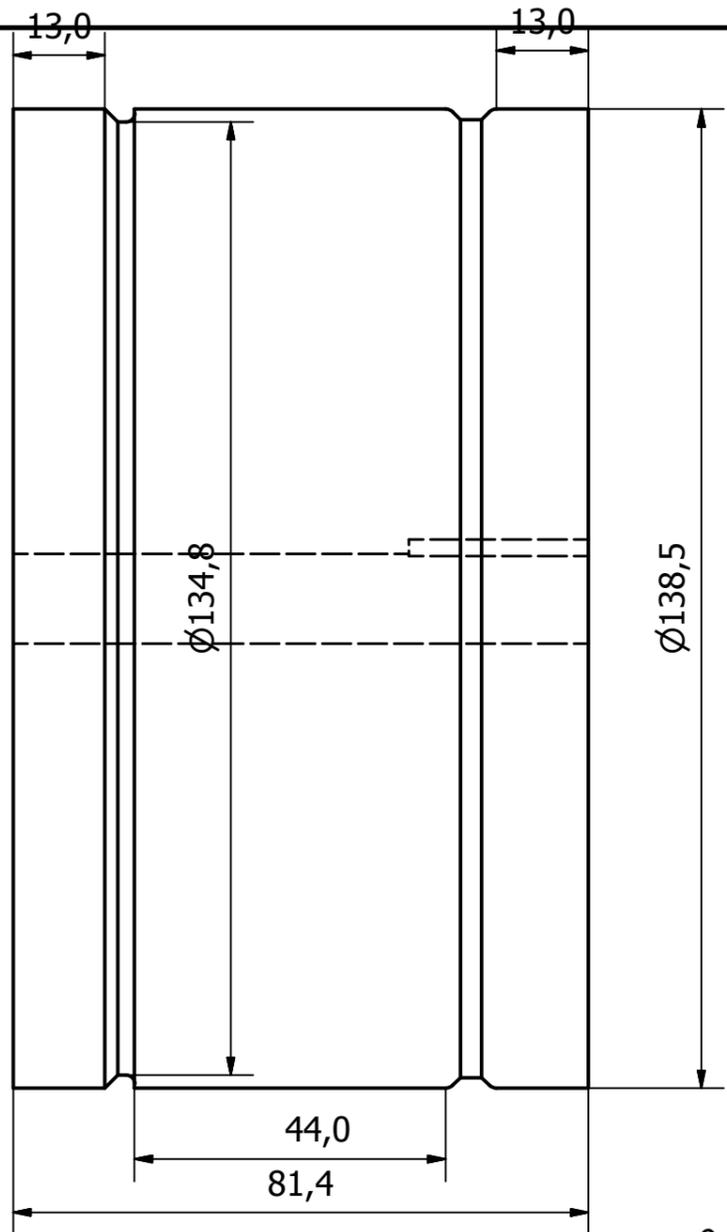
Medida Nominal del eje $\frac{1}{2}$ "

Diseño de Andrés Ballén, Angelo Parada	Revisado por	Salvo indicación contraria, todas las medidas están en milímetros	Fecha 22/03/2018
 		Rodillos sistema mecánico	
Estación 6		Edición	Hoja 6 / 16



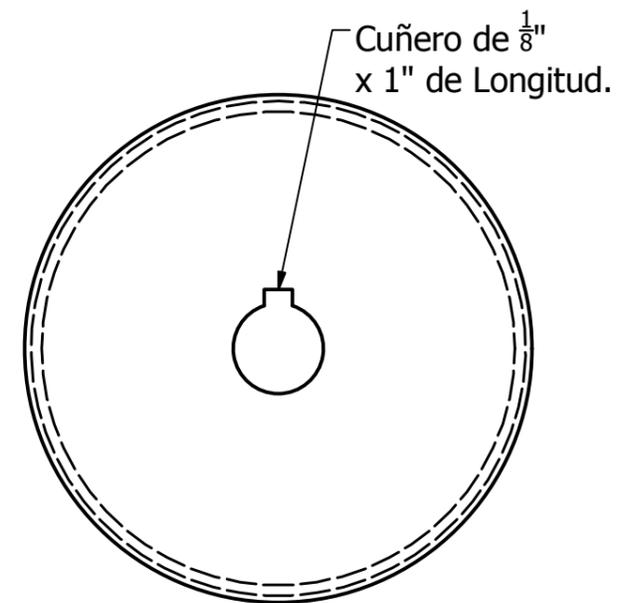
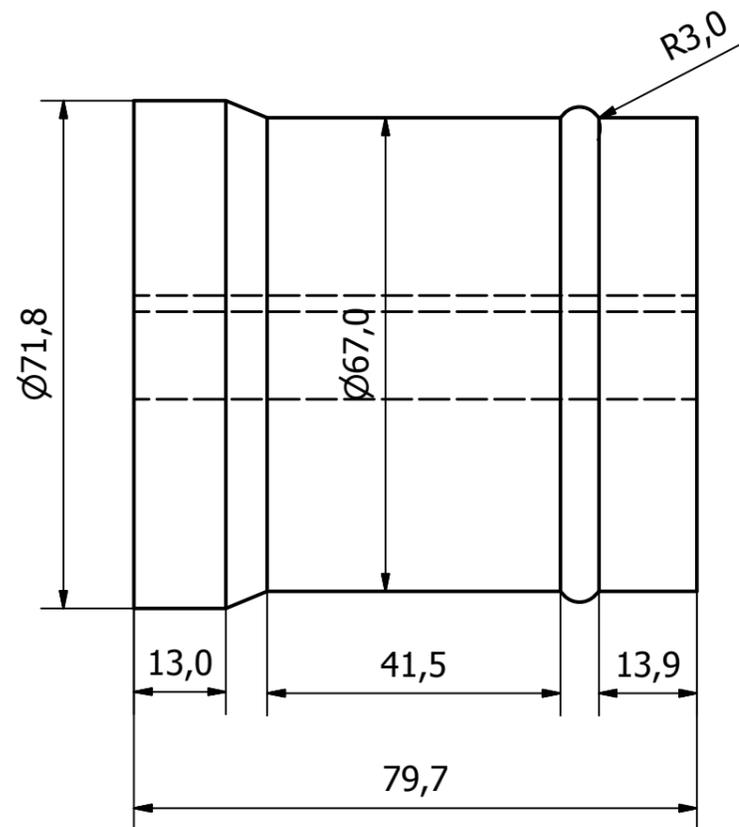
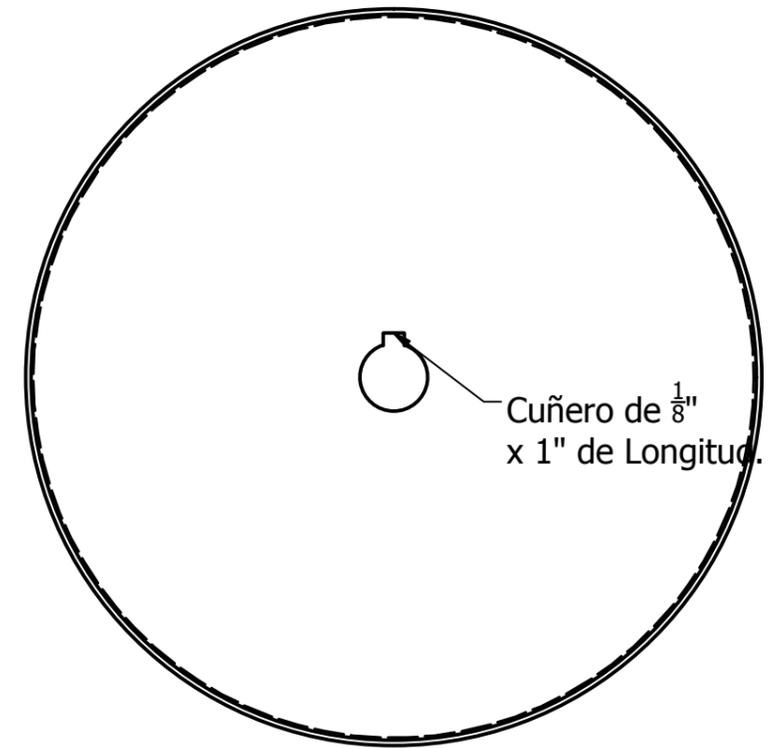
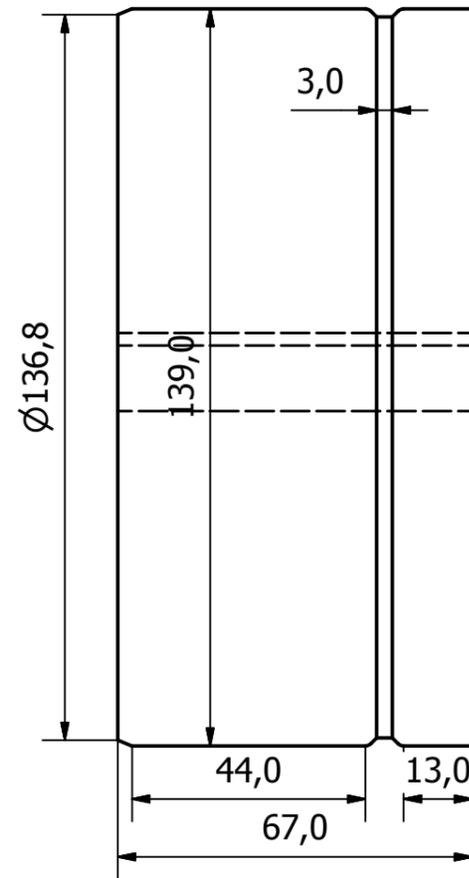
Medida Nominal del eje 1/2"

Diseño de Andrés Ballén, Angelo Parada	Revisado por	Salvo indicación contraria, todas las medidas están en milímetros	Fecha 22/03/2018
		Rodillos sistema mecánico	
		Estación 7	Edición Hoja 7 / 16



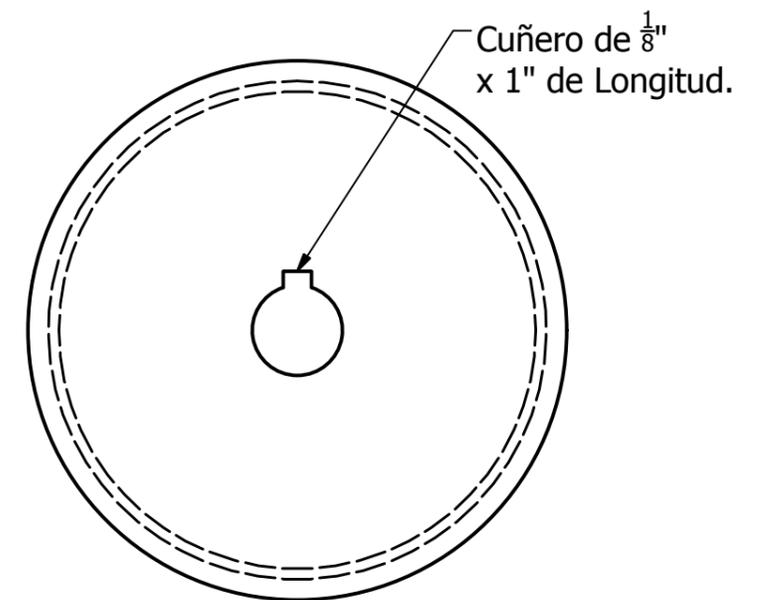
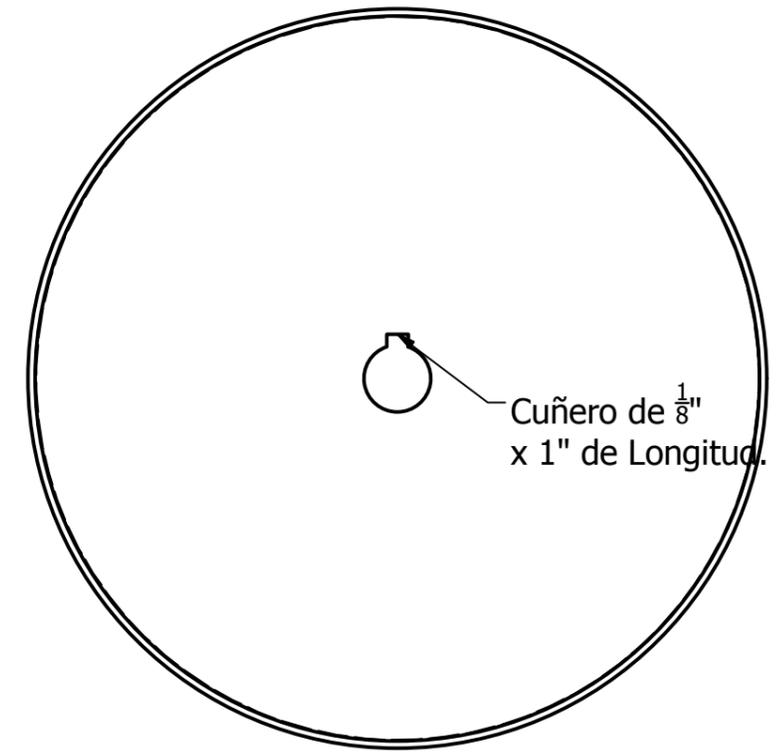
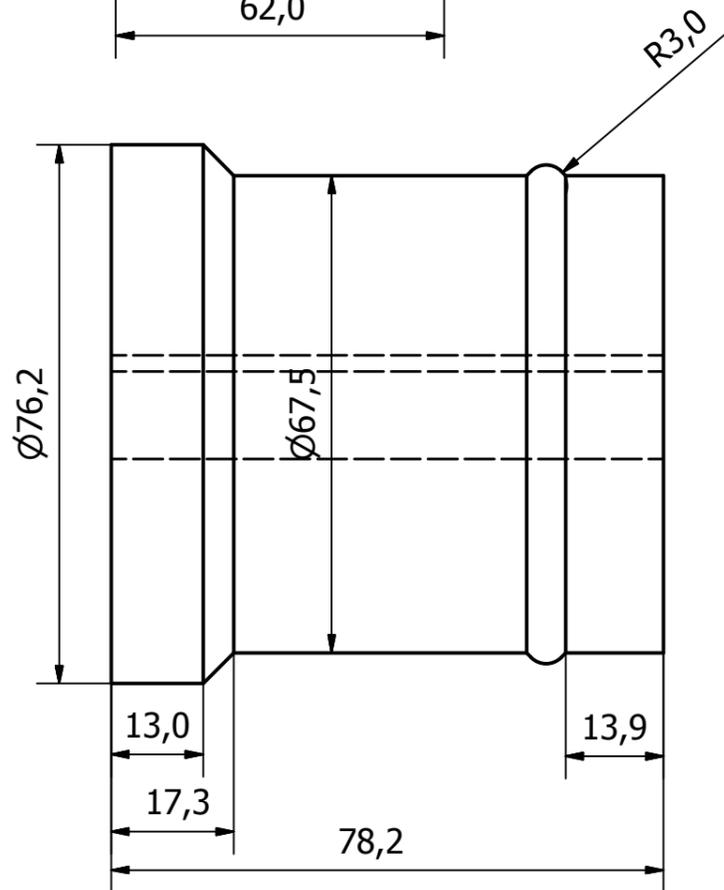
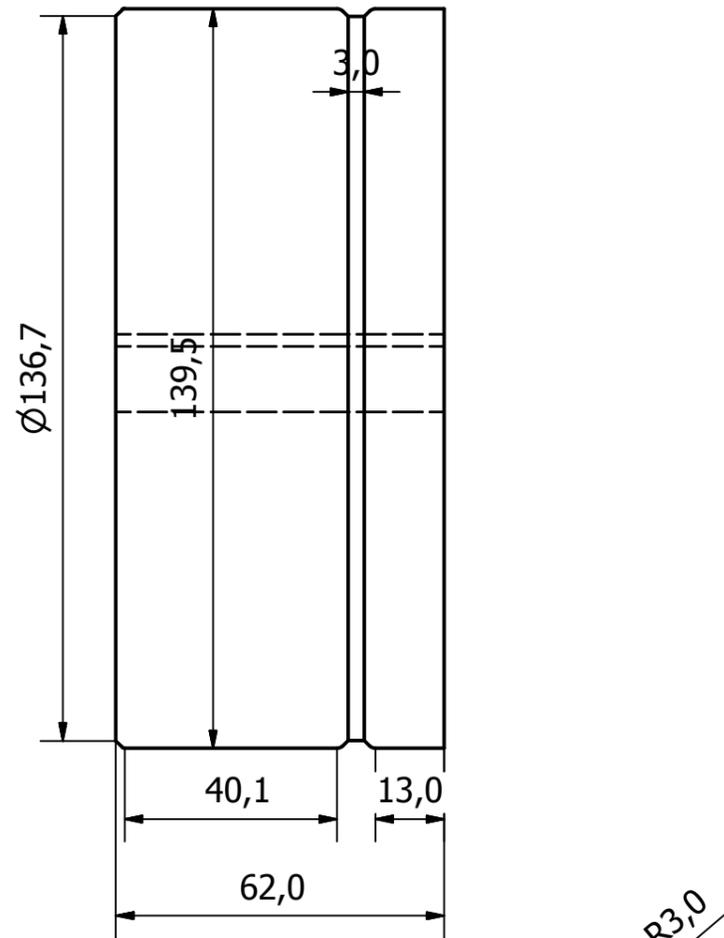
Medida Nominal del eje $\frac{1}{2}$ "

Diseño de Andrés Ballén, Angelo Parada	Revisado por	Salvo indicación contraria, todas las medidas están en milímetros	Fecha 22/03/2018
		Rodillos sistema mecánico	
Estación 8		Edición	Hoja 8 / 16



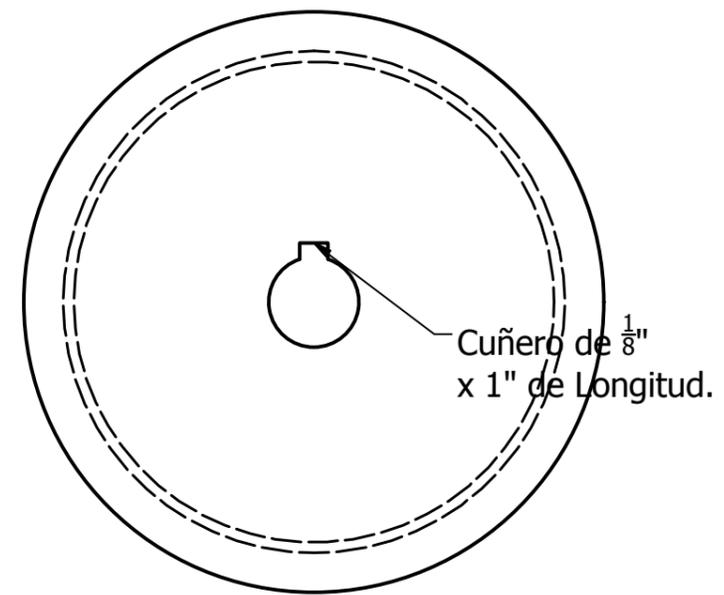
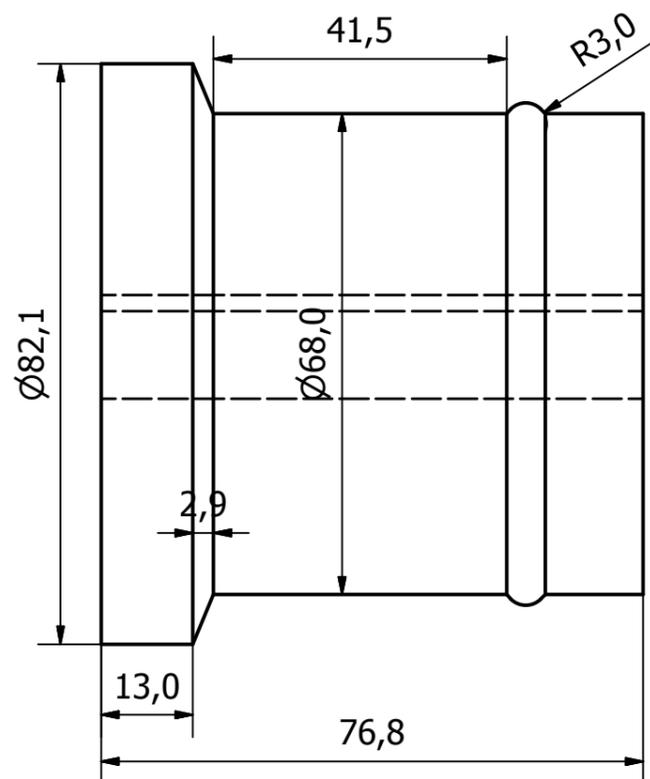
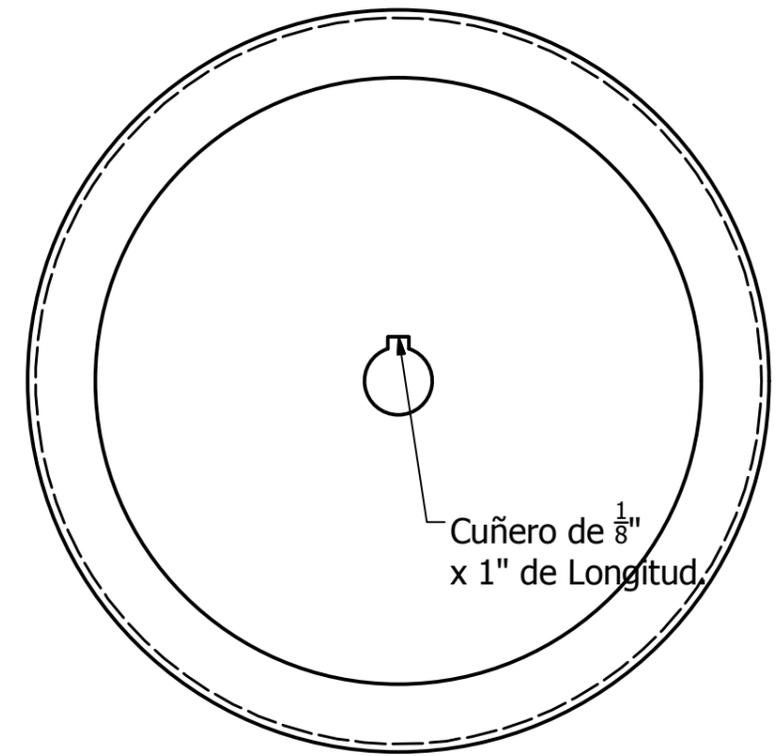
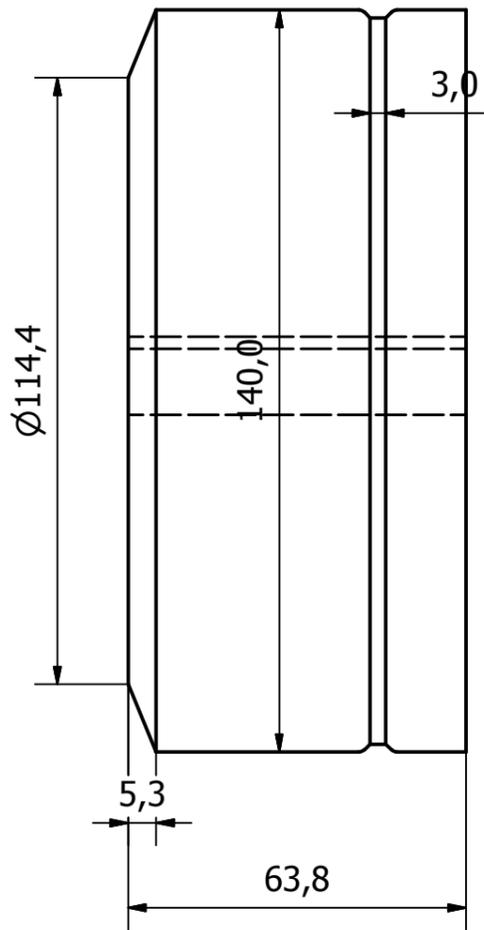
Medida Nominal del eje $\frac{1}{2}$ "

Diseño de Andrés Ballén, Angelo Parada	Revisado por	Salvo indicación contraria, todas las medidas están en milímetros	Fecha 22/03/2018
		Rodillos sistema mecánico	
		Estación 9	Edición Hoja 9 / 16



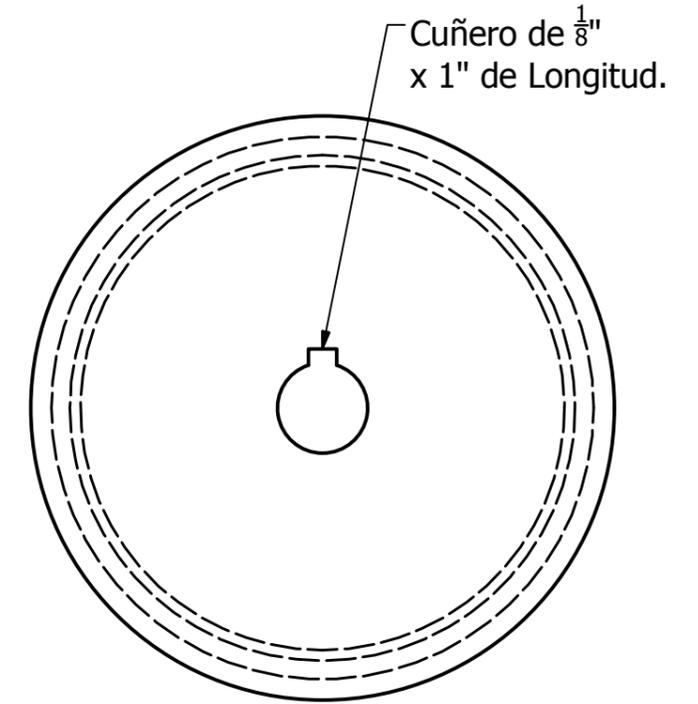
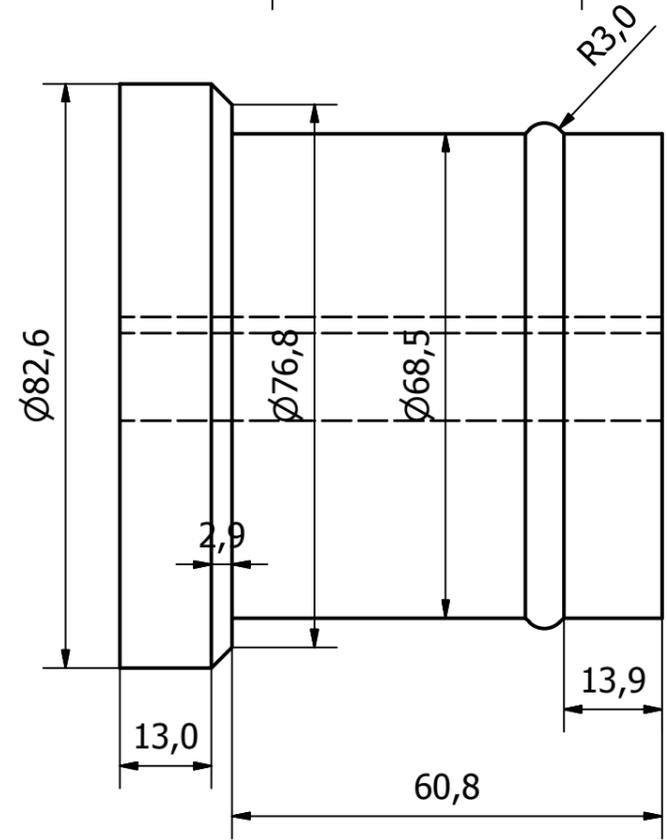
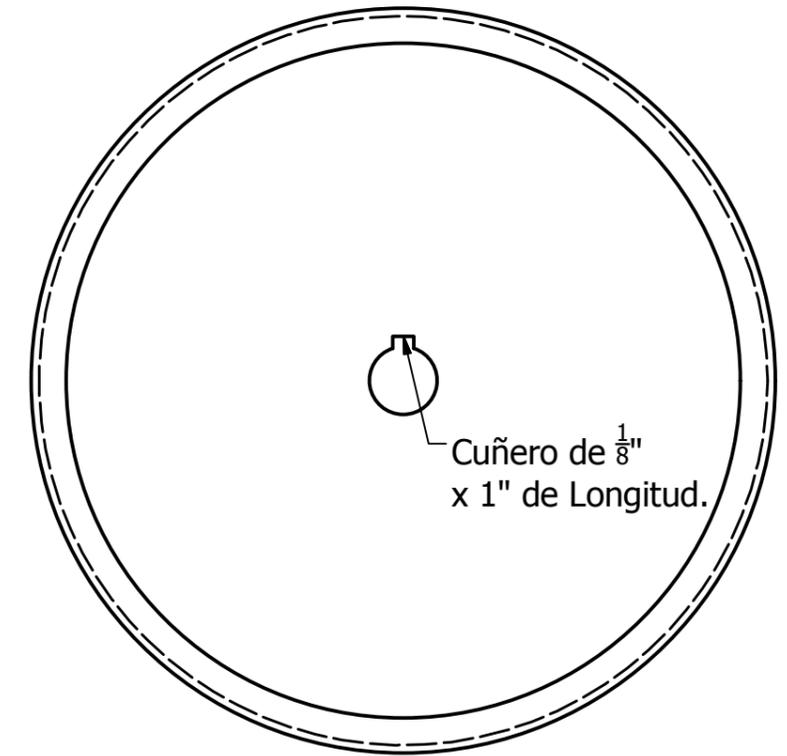
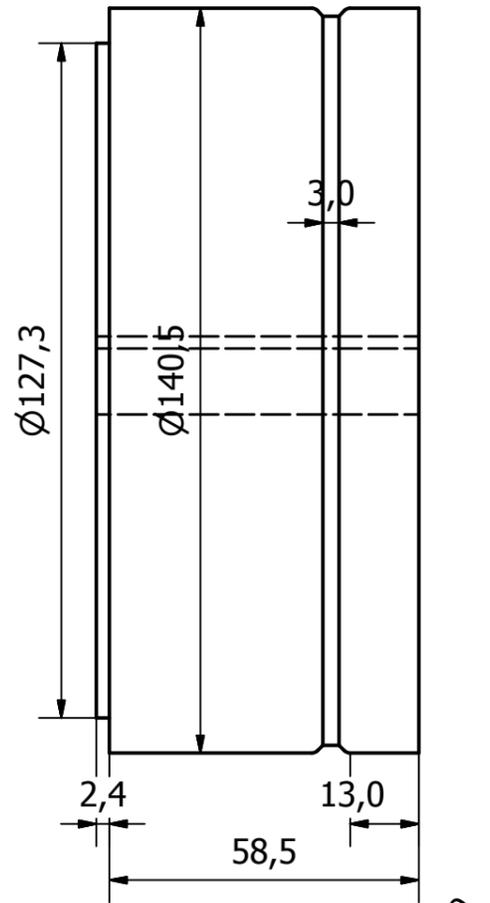
Medida Nominal del eje $\frac{1}{2}$ "

Diseño de Andrés Ballén, Angelo Parada	Revisado por	Salvo indicación contraria, todas las medidas están en milímetros	Fecha 22/03/2018
		Rodillos sistema mecánico	
		Estación 10	Edición Hoja 10 / 16



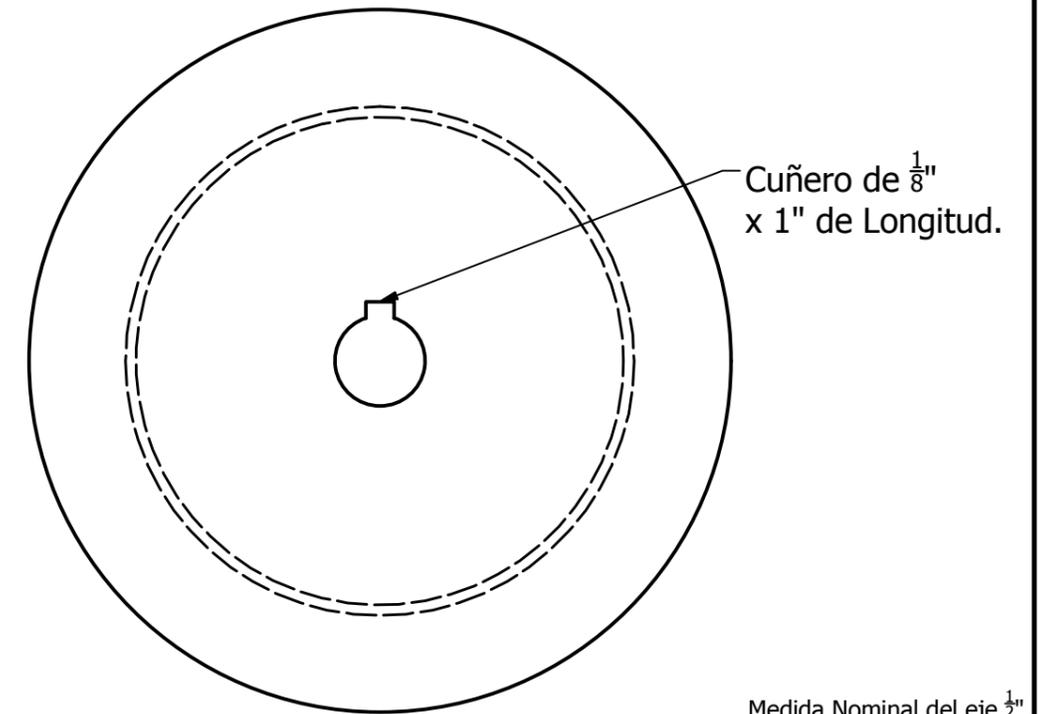
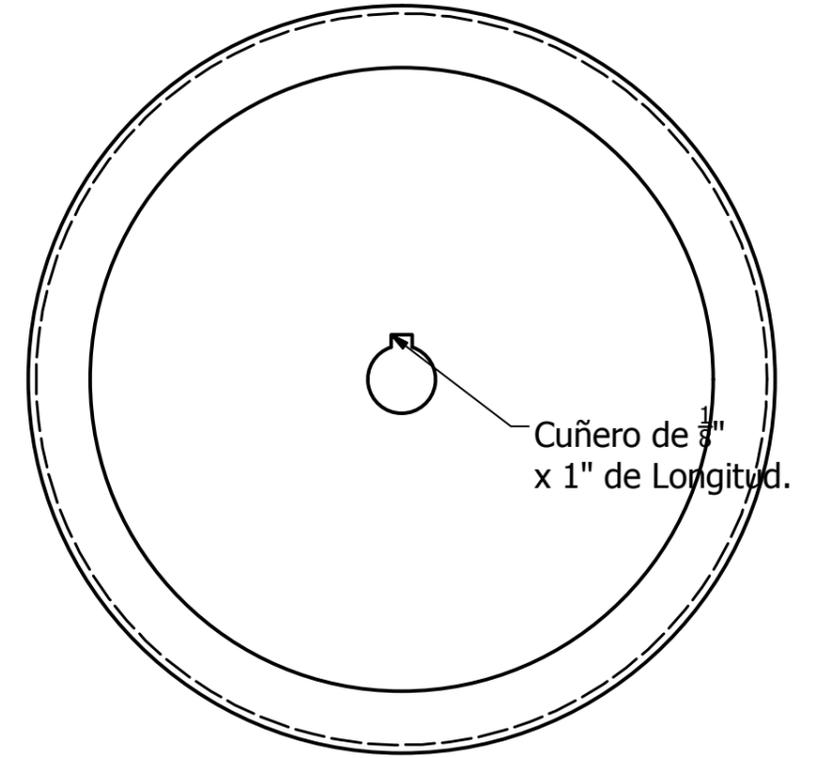
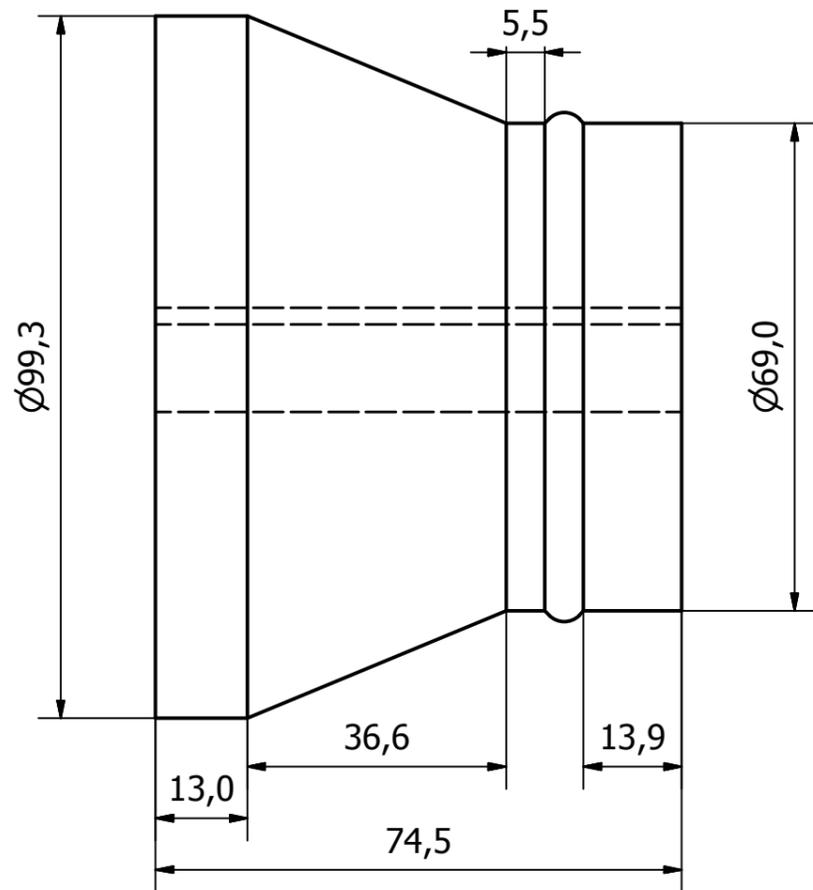
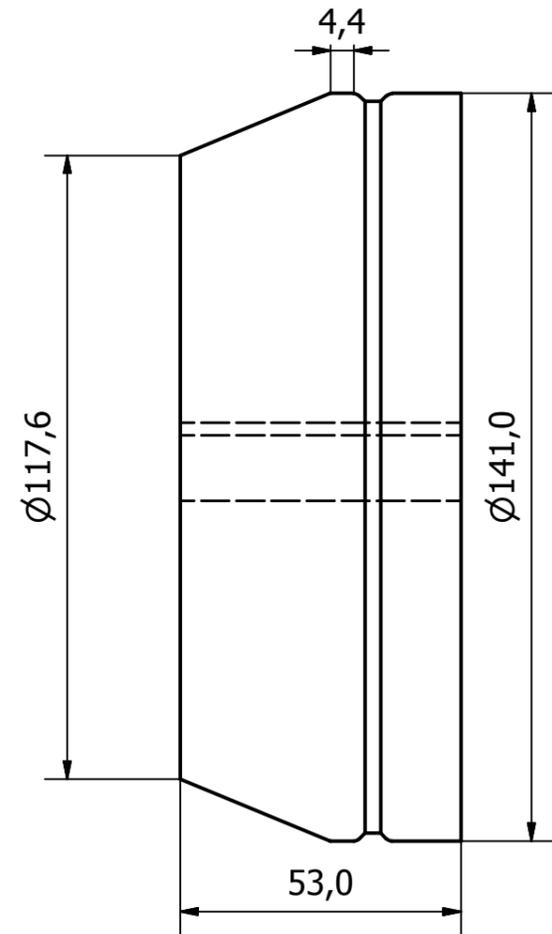
Medida Nominal del eje $\frac{1}{2}"$

Diseño de Andrés Ballén, Angelo Parada	Revisado por	Salvo indicación contraria, todas las medidas están en milímetros	Fecha 22/03/2018
		Rodillos sistema mecánico	
		Estación 11	Edición Hoja 11 / 16



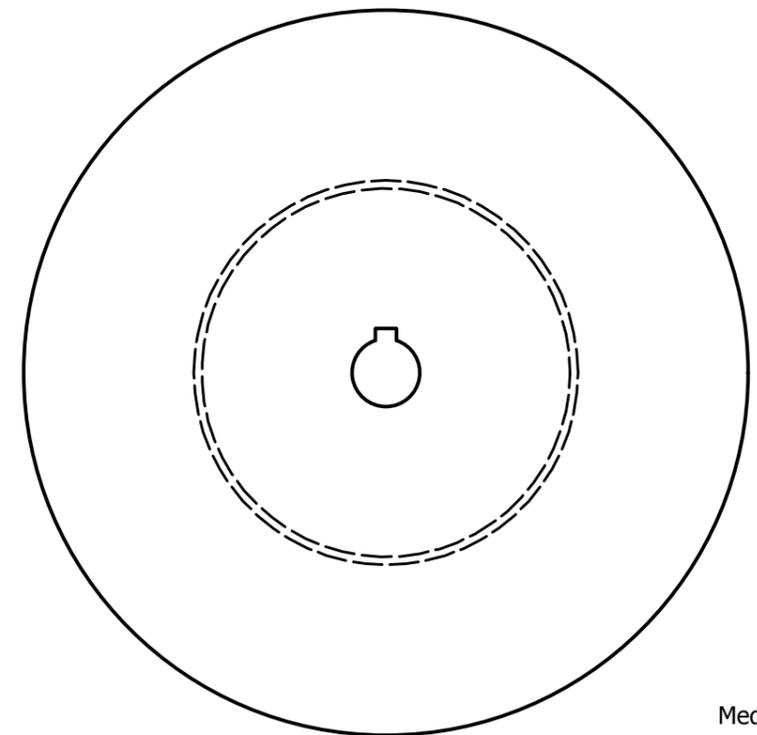
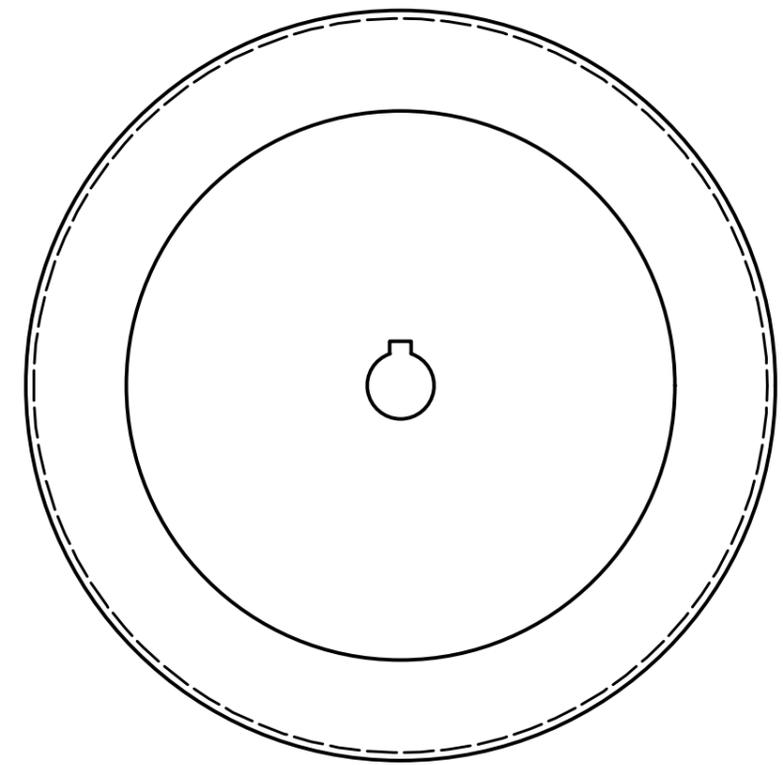
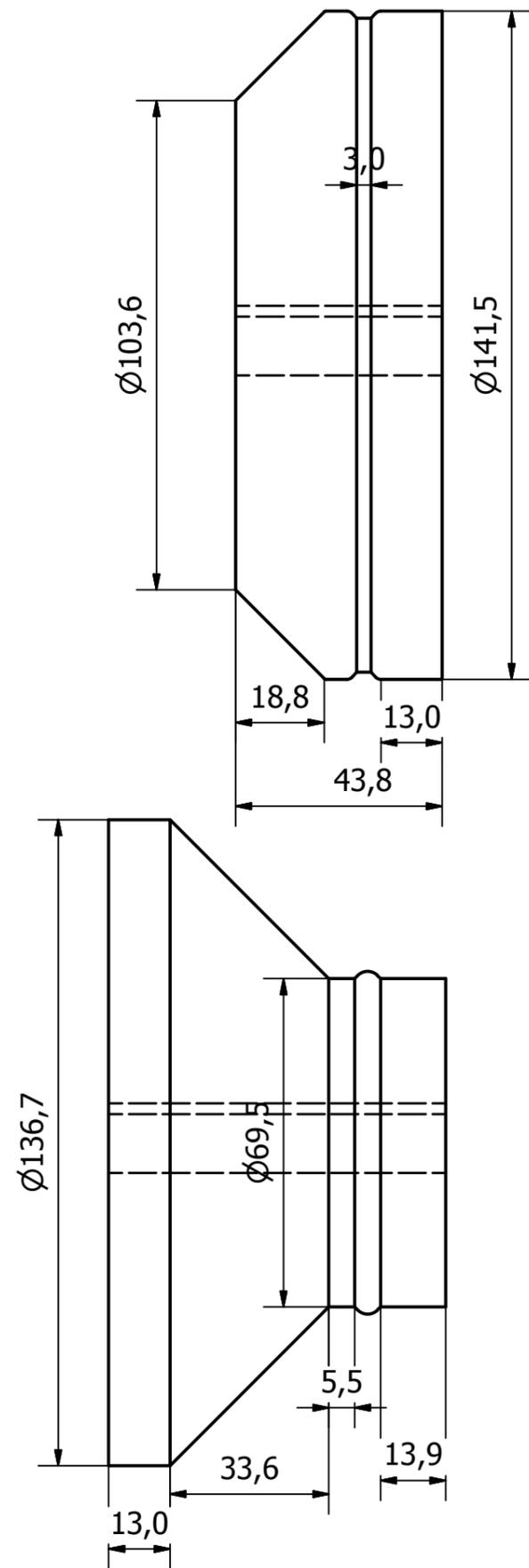
Medida Nominal del eje $\frac{1}{2}$ "

Diseño de Andrés Ballén, Angelo Parada	Revisado por	Salvo indicación contraria, todas las medidas están en milímetros	Fecha 22/03/2018
		Rodillos sistema mecánico	
		Estación 12	Edición Hoja 12 / 16



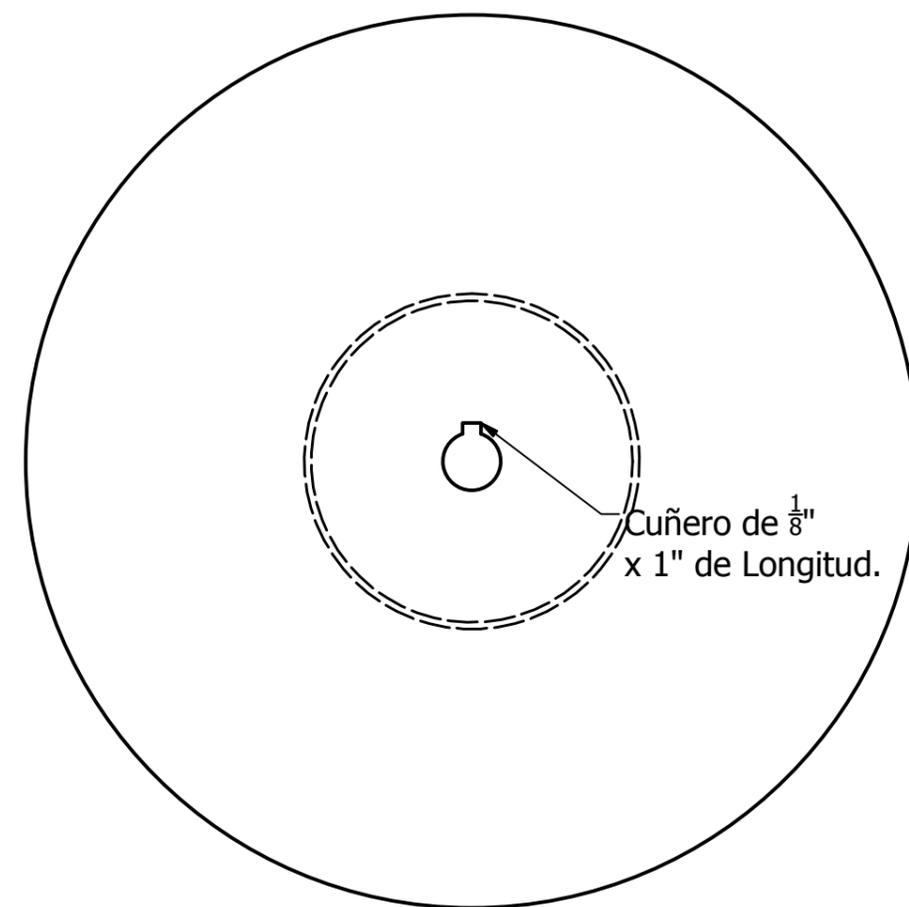
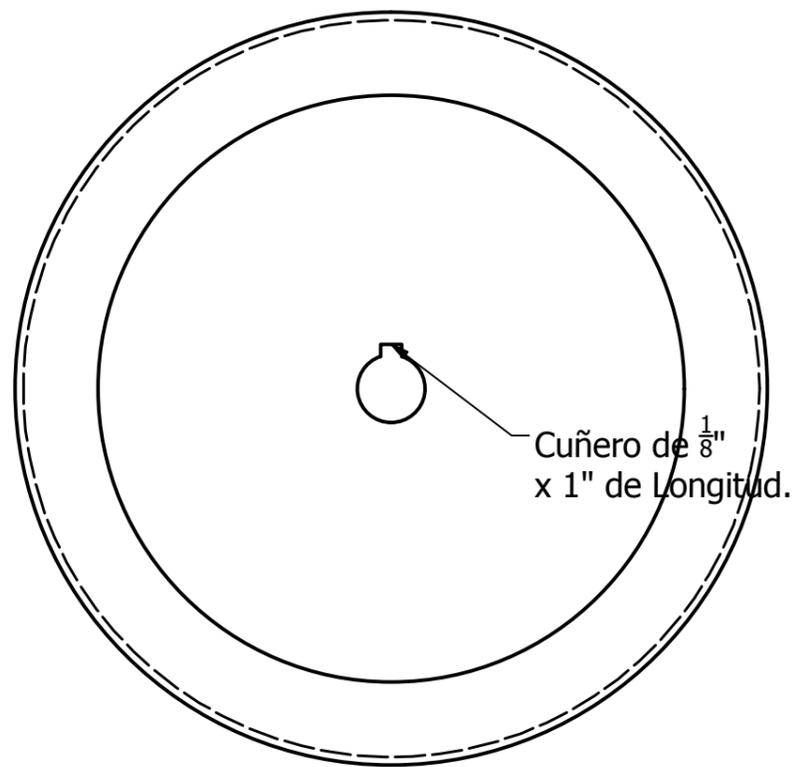
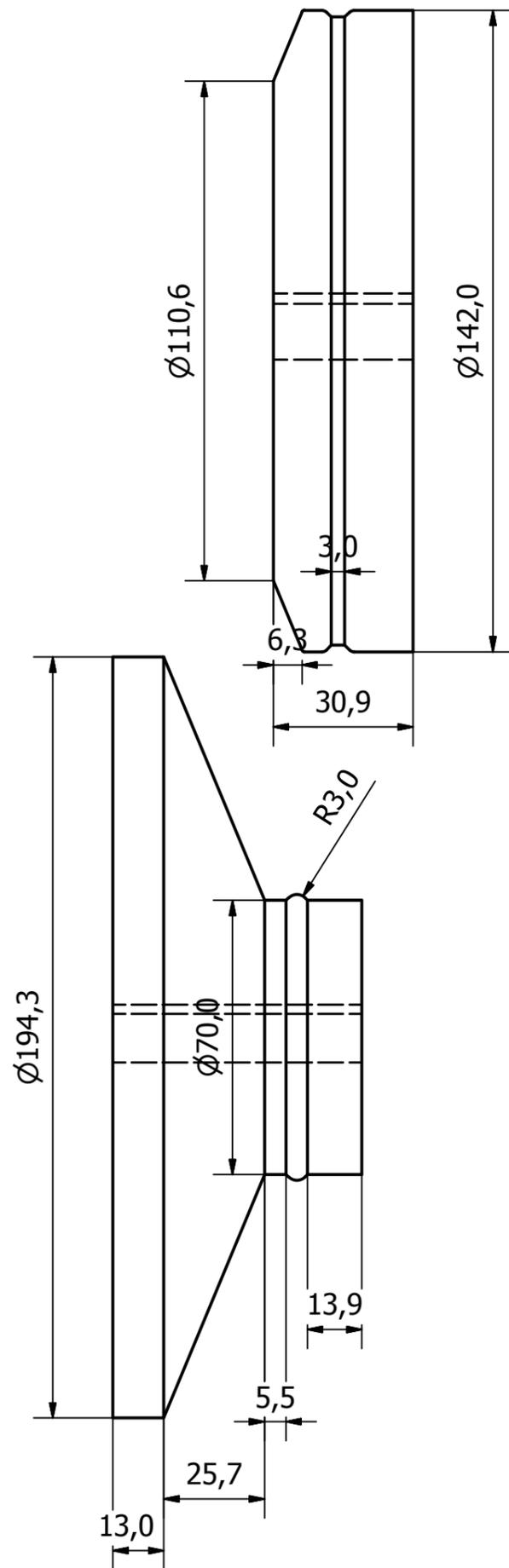
Medida Nominal del eje 1/2"

Diseño de Andrés Ballén, Angelo Parada	Revisado por	Salvo indicación contraria, todas las medidas están en milímetros	Fecha 22/03/2018
		Rodillos sistema mecánico	
		Estación 13	Edición Hoja 13 / 16



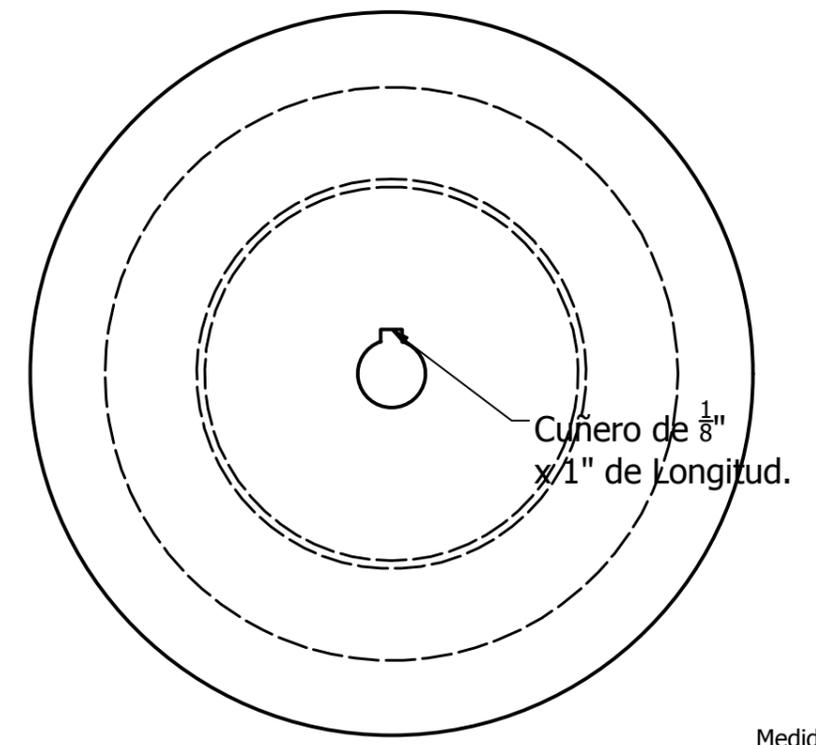
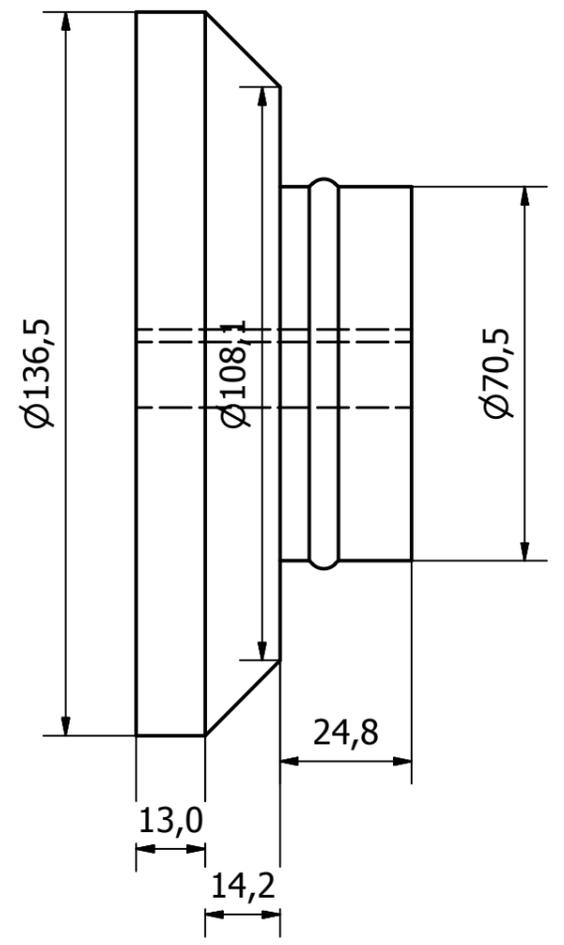
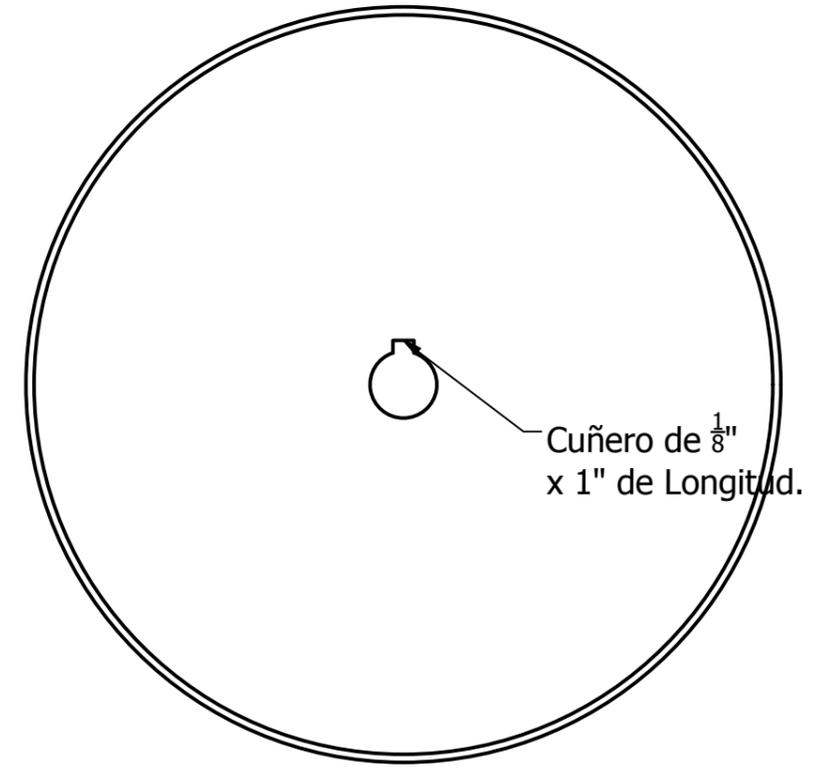
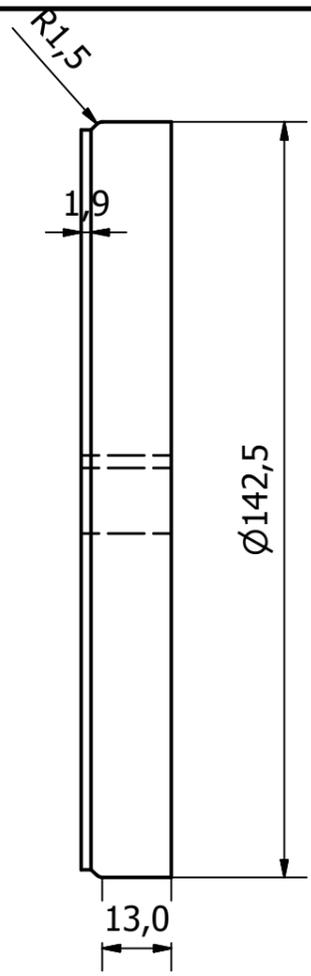
Medida Nominal del eje $\frac{1}{2}$ "

Diseño de Andrés Ballén, Angelo Parada	Revisado por	Salvo indicación contraria, todas las medidas están en milímetros	Fecha 22/03/2018
 Snairé [®] Ingeniería de ambientes controlados		Rodillos sistema mecánico	
Estación 14		Edición	Hoja 14 / 16



Medida Nominal del eje $\frac{1}{2}$ "

Diseño de Andrés Ballén, Angelo Parada	Revisado por	Salvo indicación contraria, todas las medidas están en milímetros	Fecha 22/03/2018
		Rodillos sistema mecánico	
		Estación 15	Edición Hoja 15 / 16



Medida Nominal del eje $\frac{1}{2}$ "

Diseño de Andrés Ballén, Angelo Parada	Revisado por	Salvo indicación contraria, todas las medidas están en milímetros	Fecha 22/03/2018
 Snairé [®] Ingeniería de ambientes controlados		Rodillos sistema mecánico	
Estación		Edición	Hoja 16 / 16