

**UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA
SEDE QUITO**

CARRERA: INGENIERÍA MECÁNICA

Tesis previa a la obtención del título de: INGENIERO MECÁNICO

TEMA:

**“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA NUMERADORA DE
PAPEL CONTINUO PARA LA IMPRENTA DISPAG, CON CAPACIDAD DE
2500 NUMERACIONES POR HORA”**

AUTOR:

DARÍO JAVIER DÁVILA TERÁN

DIRECTOR:

ING. WILLIAM QUITIAQUEZ

Quito, abril de 2015

CERTIFICACIÓN

Certifico que el presente trabajo, previo a la obtención del título de Ingeniero Mecánico ha sido realizado en su totalidad por el señor: Darío Javier Dávila Terán. Los conceptos desarrollados, análisis, cálculos realizados y las conclusiones del presente trabajo son de exclusiva responsabilidad del autor.

Atentamente:

Ing. William Quitiaquez

DIRECTOR DE TESIS

**DECLARATORIA DE RESPONSABILIDAD Y AUTORIZACIÓN DE USO
DEL TRABAJO DE TITULACIÓN**

Yo Darío Javier Dávila Terán autorizo a la Universidad Politécnica Salesiana la publicación total o parcial de este trabajo de titulación y su reproducción sin fines de lucro.

Además declaro que los conceptos y análisis desarrollados y las conclusiones del presente trabajo son de exclusiva responsabilidad del autor.

Darío Javier Dávila Terán

C.I. 1718830530

DEDICATORIA

A mis padres Rubén e Ibeth, por su apoyo, consejos y amor. Por estar presentes en los momentos más difíciles y enseñarme que con esfuerzo y dedicación se puede salir adelante. Gracias por darme una carrera y por creer en mí.

AGRADECIMIENTOS

A los docentes de la Universidad Politécnica Salesiana que concedieron sus conocimientos a lo largo de mi vida universitaria.

Al Ing. William Quitiaquez por su colaboración y paciencia en el desarrollo de este proyecto.

ÍNDICE

| | |
|--|---|
| INTRODUCCIÓN | 1 |
| CAPÍTULO I..... | 2 |
| MARCO TEÓRICO..... | 2 |
| 1.1 Generalidades..... | 2 |
| 1.2 Estudio del papel..... | 2 |
| 1.3 Reseña histórica | 2 |
| 1.4 Procesos de fabricación..... | 2 |
| 1.4.1 Transporte de la madera..... | 2 |
| 1.4.2 Preparación de la madera | 3 |
| 1.4.3 Descortezado de la madera..... | 3 |
| 1.4.4 Astillado | 3 |
| 1.4.5 Lavado y cocción | 3 |
| 1.4.6 Blanqueado..... | 3 |
| 1.4.7 Laminación..... | 3 |
| 1.5 Papel continuo..... | 4 |
| 1.5.1 Composición y forma..... | 4 |
| 1.5.2 Tamaño..... | 5 |
| 1.6 Estudio de materiales | 6 |
| 1.6.1 Acero AISI 1018: Descripción..... | 6 |
| 1.6.2 Acero inoxidable AISI 304: Descripción..... | 6 |
| 1.7 Sistema de transmisión de movimiento..... | 6 |
| 1.7.1 Transmisión por correa | 7 |
| 1.7.2 Transmisión por cadena | 7 |
| 1.8 Reductores de velocidad | 7 |
| 1.8.1 Reductores de velocidad sin fin – corona | 7 |

| | |
|---|----|
| 1.8.2 Reducción de velocidad por escalonamiento de poleas | 8 |
| 1.9 Diseño mecánico | 8 |
| 1.9.1 Fuerza de arrastre del papel..... | 8 |
| Masa del papel continuo..... | 8 |
| Peso del papel continuo..... | 8 |
| 1.9.2 Aceleración angular | 9 |
| 1.9.3 Torque | 9 |
| 1.9.4 Potencia..... | 9 |
| 1.9.5 Diseño de ejes | 10 |
| Esfuerzo a flexión | 10 |
| Esfuerzo cortante..... | 10 |
| Ecuación de la energía de distorsión..... | 11 |
| Factor de seguridad | 11 |
| Diseño por fatiga..... | 11 |
| 1.9.6 Diseño de ruedas dentadas | 16 |
| Diseño por flexión ANSI/AGMA 2001-D04..... | 16 |
| Ecuación del esfuerzo a flexión | 24 |
| Esfuerzo a la flexión permisible..... | 25 |
| Factor de seguridad en flexión | 26 |
| 1.9.7 Diseño de la transmisión | 26 |
| Transmisión por cadena | 26 |
| 1.9.8 Diseño de la estructura | 28 |
| Diseño de columnas | 28 |
| 1.9.9 Selección de pernos..... | 29 |
| 1.10 Selección de rodamientos..... | 30 |
| 1.10.1 Selección estática | 31 |

| | |
|---|----|
| 1.10.2 Selección dinámica..... | 31 |
| 1.11 Factores para la selección de alternativas | 31 |
| Costo de producción..... | 31 |
| Construcción | 32 |
| Operación | 32 |
| Mantenimiento | 32 |
| Capacidad..... | 32 |
| Velocidad de funcionamiento | 32 |
| 1.11.1 Análisis de alternativas | 32 |
| 1.11.2 Sistema de reducción de velocidad | 33 |
| Alternativa # 1..... | 33 |
| Alternativa #2..... | 33 |
| Resultado de la elección de alternativas..... | 34 |
| 1.11.3 Sistema de transmisión de movimiento | 34 |
| Alternativa #3..... | 34 |
| Alternativa #4..... | 35 |
| Resultado de la elección de alternativas..... | 36 |
| 1.12 Conclusión del capítulo..... | 36 |
| CAPÍTULO II | 37 |
| DISEÑO DE LA MÁQUINA | 37 |
| 2.1 Generalidades..... | 37 |
| 2.2 Diseño del eje porta numeradoras | 37 |
| 2.2.1 Momentos de inercia polar..... | 37 |
| 2.2.2 Cálculo de las ruedas dentadas..... | 38 |
| Rueda dentada 1 | 38 |
| Rueda dentada 2 | 39 |

| | |
|--|----|
| Rueda dentada 3 | 39 |
| 2.2.3 Cálculo de la velocidad y aceleración angular | 39 |
| 2.2.4 Cálculo de la carga tangencial en la transmisión de piñones | 40 |
| 2.2.5 Fuerza en la cadena de transmisión del eje porta numeradoras | 41 |
| 2.2.6 Peso de la porta numeradora | 42 |
| 2.2.7 Diseño a fatiga para el eje porta numeradoras | 47 |
| 2.2.8 Selección de rodamientos eje porta numeradoras. | 49 |
| 2.3. Diseño del rodillo 1 | 53 |
| 2.3.1. Fuerza de arrastre. | 53 |
| 2.3.2. Fuerza de impresión. | 54 |
| 2.3.3 Fuerza de la rueda dentada 3 | 54 |
| 2.3.4 Cálculo del diámetro del rodillo 1 | 55 |
| 2.3.5 Diseño a fatiga para el rodillo 1 | 59 |
| 2.3.6 Selección de rodamientos en rodillo 1 | 61 |
| 2.4 Diseño del eje porta grapas | 64 |
| 2.4.1 Fuerza en la rueda dentada 4 | 64 |
| Diseño de la sección A | 68 |
| 2.4.2 Diseño a fatiga eje porta grapas sección A | 69 |
| Diseño de la sección B | 71 |
| 2.4.3 Diseño a fatiga del eje porta grapas sección B..... | 73 |
| 2.4.3 Selección de rodamientos eje porta grapas | 75 |
| 2.5 Diseño del eje porta grapas 1 | 78 |
| 2.5.1 Cálculo de las fuerzas en la rueda dentada y catarina..... | 79 |
| 2.5.2 Diseño a fatiga para el eje porta grapas 1 | 84 |
| 2.4.3 Selección de rodamientos eje porta grapas 1 | 86 |
| 2.6 Diseño del tren de engranajes | 89 |

| | |
|--|------------|
| 2.6.1 Diseño del engranaje 1 | 90 |
| Diseño dinámico a flexión engranaje 1 | 91 |
| 2.6.2 Diseño del engranaje 2 | 94 |
| Diseño dinámico a flexión engranaje 2 | 95 |
| 2.6.3 Diseño del engranaje 3 | 98 |
| Diseño dinámico a flexión engranaje 3 | 99 |
| 2.6.4 Diseño del engranaje 4 | 101 |
| Diseño dinámico a flexión engranaje 4 | 103 |
| 2.7 Potencia del motor | 106 |
| 2.8 Selección de catarinas | 106 |
| 2.9 Diseño del templador del papel | 107 |
| 2.9.1 Cargas | 108 |
| 2.9.2 Cálculo de la fuerza cortante y momento máximo | 108 |
| 2.10 Selección de pernos | 109 |
| 2.11 Diseño de la estructura | 110 |
| 2.11.1 Diseño de columnas | 110 |
| 2.12 Selección de chavetas | 113 |
| 2.12 Conclusión del capítulo | 113 |
| CAPÍTULO III | 114 |
| CÁLCULO DE COSTOS | 114 |
| 3.1 Generalidades | 114 |
| 3.2 Costos | 114 |
| 3.2.1 Costos directos | 114 |
| 3.2.2 Costos de la materia prima | 114 |
| 3.2.3 Costos de mecanizado | 115 |
| 3.2.4 Costos indirectos | 116 |

| | |
|----------------------------|-----|
| 3.2.5 Costo total | 117 |
| 3.3 Cálculo del TIR..... | 117 |
| CONCLUSIONES | 118 |
| RECOMENDACIONES | 119 |
| LISTA DE REFERENCIAS | 120 |

ÍNDICE DE ANEXOS

| | |
|---|-----|
| Anexo 1. Dimensiones de rodamientos..... | 123 |
| Anexo 2. Perfil..... | 124 |
| Anexo 3. Proceso de fabricación | 125 |
| Anexo 4. Manual de operación y mantenimiento..... | 126 |
| Anexo 5. Dimensiones de chavetas..... | 129 |
| Anexo 6. Planos..... | 130 |

ÍNDICE DE FIGURAS

| | |
|---|----|
| Figura 1.1 Papel continuo..... | 4 |
| Figura 1.2 Dimensiones del papel continuo..... | 5 |
| Figura 1.3 Factor de concentración de esfuerzos..... | 14 |
| Figura 1.4 Sensibilidad a la muesca q..... | 15 |
| Figura 1.5 Factor geométrico J..... | 24 |
| Figura 1.6 Factor de esfuerzos..... | 25 |
| Figura 1.7 Tipos de apoyos..... | 29 |
| Figura 2.1 Eje porta numeradoras..... | 37 |
| Figura 2.2 Propiedades del eje porta numeradoras..... | 37 |
| Figura 2.3 Velocidad angular de la transmisión de engranajes..... | 38 |
| Figura 2.4 Reacciones en piñones 1 y 2..... | 41 |
| Figura 2.5 Diagrama de cuerpo libre..... | 41 |
| Figura 2.6 Diagrama de cuerpo libre de eje porta numeradoras..... | 43 |
| Figura 2.7 Diagrama de momento máximo plano XY..... | 44 |
| Figura 2.8 Momento máximo plano XY..... | 45 |
| Figura 2.9 Diagrama de momento máximo plano XZ..... | 45 |
| Figura 2.10 Momento máximo plano XZ..... | 45 |
| Figura 2.11 Rodillo 1..... | 53 |
| Figura 2.12 Diagrama de cuerpo libre del rodillo 1..... | 55 |
| Figura 2.13 Diagrama de momento máximo plano XY..... | 56 |

| | |
|--|-----|
| Figura 2.14 Momento máximo plano XY..... | 57 |
| Figura 2.15 Diagrama de momento máximo plano XZ..... | 57 |
| Figura 2.16 Momento máximo plano XZ..... | 57 |
| Figura 2.17 Eje porta grapas..... | 64 |
| Figura 2.18 Diagrama de cuerpo libre..... | 64 |
| Figura 2.19 Diagrama de cuerpo libre del eje porta grapas..... | 65 |
| Figura 2.20 Diagrama de momento máximo plano XY..... | 67 |
| Figura 2.21 Momento máximo plano XY..... | 67 |
| Figura 2.22 Diagrama de momento máximo plano XZ..... | 67 |
| Figura 2.23 Momento máximo plano XZ..... | 68 |
| Figura 2.24 Eje porta grapas 1..... | 78 |
| Figura 2.25 Cargas rueda dentada y catarina..... | 79 |
| Figura 2.26 Diagrama de cuerpo libre eje porta grapas 1..... | 80 |
| Figura 2.27 Diagrama de momento máximo plano XY..... | 82 |
| Figura 2.28 Momento máximo plano XY..... | 82 |
| Figura 2.29 Diagrama de momento máximo plano XZ..... | 82 |
| Figura 2.30 Momento máximo plano XZ..... | 83 |
| Figura 2.31 Diagrama de cuerpo libre templador de papel..... | 108 |

ÍNDICE DE TABLAS

| | |
|---|-----|
| Tabla 1.1 Dimensiones del papel continuo..... | 5 |
| Tabla 1.2 Parámetros en el factor superficial..... | 12 |
| Tabla 1.3 Efectos de la temperatura de operación..... | 13 |
| Tabla 1.4 Valores de confiabilidad..... | 13 |
| Tabla 1.5 Valores del factor de forma de Lewis..... | 20 |
| Tabla 1.6 Factor de carga K_o | 20 |
| Tabla 1.7 Constantes empíricas A, B y C..... | 23 |
| Tabla 1.8 Factor de confiabilidad..... | 26 |
| Tabla 1.9 Propiedad mecánica de pernos..... | 30 |
| Tabla 1.10 Selección de alternativas del sistema de reducción..... | 34 |
| Tabla 1.11 Selección de alternativas transmisión de movimiento..... | 35 |
| Tabla 2.1 Dimensiones del rodamiento..... | 51 |
| Tabla 2.2 Dimensiones del rodamiento..... | 52 |
| Tabla 2.3 Dimensiones del rodamiento rodillo 1 A..... | 62 |
| Tabla 2.4 Dimensiones del rodamiento rodillo 1 B..... | 64 |
| Tabla 2.5 Dimensiones del rodamiento..... | 76 |
| Tabla 2.6 Dimensiones del rodamiento..... | 78 |
| Tabla 2.7 Dimensiones del rodamiento eje porta grapas 1 A..... | 88 |
| Tabla 2.8 Dimensiones del rodamiento eje porta grapas 1 B..... | 89 |
| Tabla 2.9 Medidas del eje de acero inoxidable..... | 107 |

| | |
|--|-----|
| Tabla 2.10 Masa total de la máquina..... | 112 |
| Tabla 3.1 Costos de materia prima..... | 115 |
| Tabla 3.2 Costos de mecanizado..... | 116 |
| Tabla 3.3 Costos indirectos..... | 116 |
| Tabla 3.4 Costos totales..... | 117 |
| Tabla 3.5 Valor del TIR..... | 117 |

PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

Actualmente en nuestro país la mayor parte de la maquinaria que se utiliza en la industria gráfica es importada y no presenta las garantías necesarias para su mantenimiento, lo que genera gastos extras al momento de su reparación.

Por consiguiente el costo de la maquinaria importada es excesivamente elevado y esto conlleva que las pequeñas imprentas no cuenten con los recursos necesarios para adquirirlas

JUSTIFICACIÓN

El presente proyecto consiste en diseñar y construir una máquina para la imprenta Dispag, que solucione los problemas que se presentan al numerar los diferentes tipos de formatos que existen en el país de manera segura y sin ocasionar daños al papel. Esta máquina, al tener solo componentes mecánicos, es más económica que las máquinas importadas que son programables, cuyos programas a veces no funcionan bien y no tienen garantía cuando falla el PLC, lo que genera un costo adicional al momento de repararlas.

OBJETIVOS

Objetivo general

- Diseñar y construir una máquina numeradora de papel continuo con capacidad de 2500 numeraciones por hora.

Objetivos específicos

- Investigar los tipos de papel continuo que se utilizan en la industria gráfica del país.
- Diseñar un sistema adecuado de reducción de velocidad para que el papel continuo no sufra descarrilamientos, daños o rupturas durante el proceso de numeración.
- Diseñar un mecanismo adecuado para mezclar tinta, que se utiliza en el proceso de numeración.
- Investigar y seleccionar los materiales adecuados que van a ser utilizados en la construcción de la máquina.
- Elaborar un manual de funcionamiento y mantenimiento de la máquina para un manejo adecuado de la misma.

ALCANCE

Se definirá las especificaciones técnicas y parámetros de funcionamiento necesarios para el diseño y construcción de la máquina, mediante un estudio y selección de alternativas para determinar el diseño más adecuado y posterior construcción. Se diseñará el eje porta numeradora, rodillo numerador, rodillos mezcladores de tinta y la rueda dentada que transmite el movimiento al eje porta numeradora. En seguida definirá y seleccionará los materiales adecuados que serán utilizados en la construcción de la máquina.

Se diseñará y construirá una plataforma para transportar el papel continuo antes de iniciar el proceso de numeración. Adicionalmente se definirá y seleccionará la mejor opción de reductor de velocidad. Seguidamente se elaborarán los planos de la máquina y posteriormente se llevará a cabo la construcción y el montaje de la misma. Para asegurar un adecuado funcionamiento de la máquina se desarrollará un manual de operación y mantenimiento.

RESUMEN

El presente proyecto tiene como fin el diseñar y construir una máquina numeradora de papel continuo, acorde con las necesidades de la pequeña industria gráfica del Ecuador.

En el capítulo 1 se describe la reseña histórica del papel, su proceso de fabricación y posterior obtención del mismo. Seguidamente se expone sobre el papel continuo con su composición, forma y tamaño acorde con la norma técnica NTE INEN 2 267:2000.

Posteriormente se realiza un estudio de materiales, elementos y ecuaciones que se utilizará en el diseño y posterior construcción de la máquina. Para finalizar se realiza un análisis de alternativas.

En el capítulo 2 se detalla el diseño del eje porta numeradoras, rodillo 1, eje porta grapas, eje porte grapas 1, el templador de papel y la estructura.

En el capítulo 3 se detalla los costos de la materia prima, mecanizado, costos indirectos y el costo total de la máquina.

Finalmente se presentan las conclusiones, recomendaciones, lista de referencias y anexos (planos, rodamientos, materiales utilizados, fotos de la construcción y manual de operación y mantenimiento de la máquina)

ABSTRACT

This project aims to design and build a continuous numbering machine paper, according to the needs of small printing industry of Ecuador.

In Chapter 1 the historical review of the paper, its manufacturing process and subsequent acquisition thereof is described. Then continuous paper presents with its composition, shape and size according to the technical standard NTE INEN 2267: 2000.

Subsequently, a study of materials, elements and equations to be used in the design and subsequent construction of the machine is done. Finally an analysis of alternatives is performed.

In chapter 2 is detailed the numbering portal shaft design, roll 1, holder shaft staples, staples bearing shaft 1, the tempering of paper and structure.

In Chapter 3 is detailed costs of raw materials, machining, indirect costs and the total cost of the machine.

Finally are presented, conclusions, recommendations, list of references and appendices (Engineering drawing, bearings, materials, construction photos and operation and maintenance manual machine)

INTRODUCCIÓN

Actualmente en nuestro país la mayor parte de la maquinaria que se utiliza en la industria gráfica es importada y no presenta las garantías necesarias para su mantenimiento, lo que genera gastos extras al momento de su reparación. El presente proyecto pretende diseñar y construir una máquina que esté al alcance de las pequeñas imprentas. Para este diseño se realizará un estudio de los materiales más adecuados para la máquina y un análisis de alternativas para conseguir la alternativa más adecuada.

CAPÍTULO I

MARCO TEÓRICO

1.1 Generalidades

En este capítulo se detallan los conceptos, procesos de fabricación y dimensiones del papel continuo, las ecuaciones utilizadas en el diseño y el análisis de alternativas para el posterior diseño de la máquina numeradora de papel continuo.

1.2 Estudio del papel

El papel es un material constituido por fibras vegetales que forman hojas delgadas, obtenido a partir de una mezcla de agua, pulpa de celulosa y dióxido de cloro.

1.3 Reseña histórica

El papel fue desarrollado en China por Ts'ai Lun, en el año 200 A.C. a base de residuos de seda, paja de arroz y lino. Durante los siglos siguientes, la fabricación de papel se extiende a Irak. Ellos introdujeron varias innovaciones, incluyendo medidas estándar y colores. Para el siglo X, ya se empleaban marcas de agua y el papel se utilizó como dinero.

Durante los siglos XVIII y XIX, Inglaterra se estableció como la principal productora de papel de alta calidad. En el siglo XX, los métodos de obtención de papel no han sufrido cambios, pero en la actualidad su producción se enfoca al reciclaje de materiales para disminuir la deforestación. (Silvie, 2014)

1.4 Procesos de fabricación

Los procesos de fabricación de papel a lo largo del tiempo han ido cambiando merced a los avances en la tecnología de fabricación y la mejor calidad de la materia prima. A continuación se describe los procesos de fabricación del papel, desde troncos de madera hasta bobinas y hojas de papel.

1.4.1 Transporte de la madera

Se realiza desde la zona donde se tala la madera hasta el lugar de procesamiento.

1.4.2 Preparación de la madera

El papel se fabrica con una pasta que contiene un 65% de arce, 25% de abedul y un 10% de álamo. Para producir una tonelada de pasta son necesarias dos toneladas de madera.

1.4.3 Descortezado de la madera

Este proceso elimina la corteza del tronco por medio de fricción que se produce entre las paredes de la descortezadora y los mismos troncos. Este proceso tiene un tiempo estimado de 20 minutos. La corteza que es eliminada se reutiliza como combustible para la generación de vapor que es empleado también en el proceso de fabricación del papel.

1.4.4 Astillado

Una vez que los troncos salen de la descortezadora, éstos son cortados en trozos pequeños (astillas), lo que mejora la impregnación de los químicos que se utilizan en procesos posteriores.

1.4.5 Lavado y cocción

Una vez cortada la madera en astillas, éstas son lavadas, luego de lo cual comienza el proceso de cocción alcalina que se realiza a una temperatura de 158°C. Finalizado este proceso el producto adquiere la consistencia de una pasta.

1.4.6 Blanqueado

La pasta pasa por un proceso químico que gradualmente va cambiando su color, gracias a los productos químicos que se utilizan en este proceso.

1.4.7 Laminación

Durante este proceso la pasta es transportada a una prensa de rodillos en donde se elimina en su totalidad la humedad que está presente en la pasta. Entre la entrada y la salida, ésta disminuye de 95% a 5%. Después el papel es enrollado en bobinas que pueden llegar a pesar más de 35 toneladas y contener 60 kilómetros de papel.

Posteriormente la bobinadora corta el papel en rollos más pequeños o al tamaño deseado por el cliente.

1.5 Papel continuo

Es un tipo de papel diseñado para ser utilizado con impresoras de matrices de puntos e impresoras de líneas. Constan de numerosas hojas (usualmente 500 a 1000) plegadas en un paquete. El papel continuo puede ser de hoja simple o de hoja doble con carbónico entre las hojas para obtener copias.

En este último caso también puede estar fabricado con papel químico o de copia sin carbónico.



Figura 1.1 Papel continuo.

Fuente: Formatos continuos, 2014

1.5.1 Composición y forma

El papel continuo está perforado transversalmente en intervalos regulares con una línea de pequeñas perforaciones llamadas carretillas que forman un borde débil que define el inicio y el fin de la hoja continua.

Longitudinalmente presenta perforaciones (carretillas) a lo largo de ambos bordes con agujeros de 4 mm de diámetro y a una distancia uniforme de 12,7 mm. Estos agujeros enganchan con las ruedas dentadas (tractores) que alimentan el papel, pudiendo tirar o empujar el papel dentro o fuera de la impresora.

1.5.2 Tamaño

Comercialmente el tamaño del papel continuo se expresa en la tabla 1.1, con base a la norma técnica NTE INEN 2 267:2000.

Tabla 1.1 Dimensiones del papel continuo

| Alto | Número de perforaciones |
|------------------------|-------------------------|
| 203,2mm (8 pulgadas) | 16 |
| 215,9mm (8,5 pulgadas) | 17 |
| 228,6mm (9 pulgadas) | 18 |
| 254mm (10 pulgadas) | 20 |
| 279,4mm (11 pulgadas) | 22 |
| 304,8mm (12 pulgadas) | 24 |
| 355,6mm (14 pulgadas) | 28 |

Fuente: INEN, 2000, p. 2

La forma del papel continuo se indica en la figura 1.2.

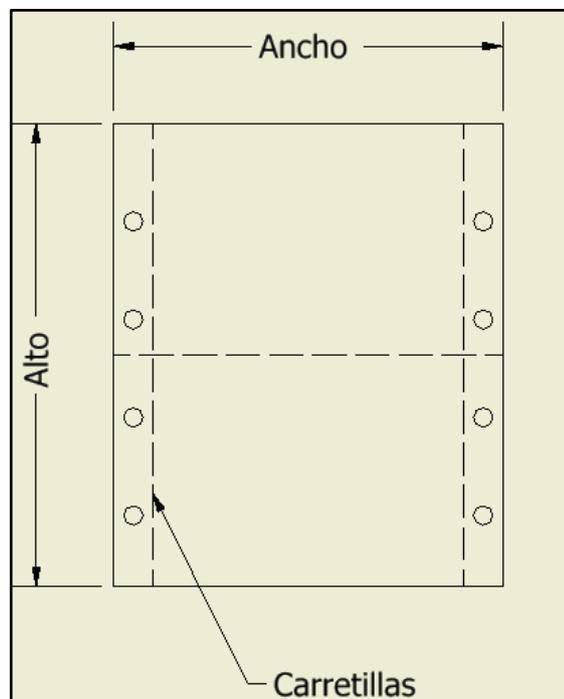


Figura 1.2 Dimensiones del papel continuo.

1.6 Estudio de materiales

La selección del material para el presente proyecto se analiza en base a fallas por fatiga. Se debe tomar en cuenta que todos los elementos que se diseñarán estarán expuestos a corrosión.

1.6.1 Acero AISI 1018: Descripción

“Acero para cementación no aleado para piezas pequeñas exigidas principalmente al desgaste, donde la tenacidad del núcleo no sea importante. Buena soldabilidad” (Böhler, 2011, p. 73)

- Propiedades mecánicas:

Resistencia a la fluencia: 235 (MPa)

Resistencia a la tensión: 410-520 (MPa)

Dureza brinell: 143HB.

- Propiedades químicas.

C 0.18% Si 0.25% Mn 0.7%

1.6.2 Acero inoxidable AISI 304: Descripción

“Acero inoxidable austenítico al cromo-níquel-molibdeno con bajo contenido de carbono” (Böhler, 2011, p. 41)

- Propiedades mecánicas.

Resistencia a la fluencia: 220 (MPa).

Resistencia a la tensión: 520 (MPa).

- Propiedades químicas.

C 0.03% máx. Si 0.50% Mn 1.4% Cr 17% Mo 2.20% Ni 11.5%

1.7 Sistema de transmisión de movimiento

Los principales sistemas de transmisión que se utilizan en la industria ecuatoriana se describen a continuación.

1.7.1 Transmisión por correa

Appold, Feiler, Reinhard y Shumidt (1984) señalan que:

Las transmisiones por correas lo hacen por cierre de fuerzas entre dos árboles. También con las correas pueden llevarse a cabo relaciones de transmisión. La fuerza de apriete necesaria se produce mediante la tensión de la correa (tensión de alargamiento) al montar la misma. (Appold et al. 1984, p. 377)

Transmisión por correa trapecial (V)

Este tipo de transmisión trabaja casi por completo libre de resbalamiento, aun con grandes relaciones de transmisión.

1.7.2 Transmisión por cadena

Appold, Feiler, Reinhard y Shumidt (1984) señalan que:

Las transmisiones por cadena lo hacen por cierre de forma y por tanto, sin resbalamiento entre dos árboles separados una distancia que no se puede salvarse con ruedas dentadas. Para esto los eslabones de la cadena engranan en los dientes de la rueda. (Appold et al. 1984, p. 377)

1.8 Reductores de velocidad

La reducción de velocidad del motor se debe adecuar a la velocidad de funcionamiento de la máquina de 130 rpm. Además de esta adaptación de velocidad, se debe tomar en cuenta la potencia mecánica que se va a transmitir.

1.8.1 Reductores de velocidad sin fin – corona

Este tipo de reductor de velocidad más sencillo, se compone de una corona de bronce, está en contacto permanente con un tornillo sin-fin que es de acero templado y rectificado. Cuando gira el tornillo sin fin provoca el avance de la corona y en consecuencia la reducción de velocidad.

1.8.2 Reducción de velocidad por escalonamiento de poleas

Este tipo de reducción de velocidad utiliza una polea conductora que gira a una velocidad 1, y por cada grupo que se coloca, se producirá una reducción de velocidad que está en la misma proporción que los diámetros de las poleas.

1.9 Diseño mecánico

“Es aplicar diversas técnicas científicas con objeto de definir un dispositivo, un proceso o un sistema con suficiente detalle para permitir su realización” (Marín Garcia, 2008, p. 23)

1.9.1 Fuerza de arrastre del papel

Para calcular la fuerza de arrastre del papel se toma en cuenta las siguientes ecuaciones:

Masa del papel continuo

$$m = V \times \delta \quad (1.1)$$

Donde:

m : Masa del papel (kg).

V : Volumen del papel (m^3).

δ : Densidad del papel $\left(\frac{kg}{m^3}\right)$.

- Densidad del papel es $950 \frac{kg}{m^3}$.

Peso del papel continuo

$$w = n \cdot m \cdot g \quad (1.2)$$

Donde:

w : Peso del papel continuo (N).

n : Cantidad de papel que se encuentra suspendido en el mecanismo.

m : Masa del papel continuo (kg).

g : Gravedad $9,8 \frac{m}{s^2}$

1.9.2 Aceleración angular

Tomando en cuenta que la máquina parte del reposo $w_0 = 0$

$$\alpha = \frac{w}{t} \quad (1.3)$$

Donde:

$$\alpha : \text{Aceleración angular} \left(\frac{\text{rad}}{\text{s}^2} \right).$$

$$w : \text{Velocidad angular} \left(\frac{\text{rad}}{\text{s}} \right).$$

t : Tiempo (s).

1.9.3 Torque

Para el cálculo del torque se utiliza la siguiente ecuación:

$$T = I_{zz} \cdot \alpha \quad (1.4)$$

Donde:

T : Torque (Nm).

I_{zz} : Inercia polar ($\text{kg} \cdot \text{m}^2$).

$$\alpha : \text{Aceleración angular} \left(\frac{\text{rad}}{\text{s}^2} \right).$$

1.9.4 Potencia

La potencia se obtiene con la ecuación:

$$P = T \cdot w \quad (1.5)$$

Donde:

P : Potencia (w).

T : Torque (Nm).

$$w : \text{Velocidad angular} \left(\frac{\text{rad}}{\text{s}} \right).$$

1.9.5 Diseño de ejes

El diseño de ejes consiste en determinar del diámetro adecuado para asegurar rigidez y resistencia cuando transmite potencia en diferentes condiciones de carga y operación.

Budynas & Nisbett (2012) afirman que:

A menudo se encuentra que los ejes han fallado bajo la acción de esfuerzos repetidos o fluctuantes; no obstante, un análisis más cuidadoso revela que los esfuerzos máximos estuvieron por debajo de la resistencia última del material e incluso por debajo de la resistencia de fluencia. La característica más notable en estas fallas consiste en que los esfuerzos se repitieron un gran número de veces. (Budynas & Nisbett, 2012, p. 344)

Esfuerzo a flexión

Es una combinación de compresión y de tracción, las fibras superiores de la pieza sometida a un esfuerzo de flexión se alargan mientras que las de la parte inferior se acortan. La fórmula para el esfuerzo a flexión de ejes es la ecuación 1.1.

$$\sigma = \frac{32 \cdot M}{\pi \cdot d^3} \quad (1.6)$$

Donde:

σ : Esfuerzo a flexión (MPa).

M : Momento (Nm).

d : Diámetro del eje (m).

Esfuerzo cortante

$$\tau = \frac{16 \cdot T}{\pi \cdot d^3} \quad (1.7)$$

Donde:

τ : Esfuerzo cortante (MPa).

T : Torque (Nm).

d : Diámetro del eje (m).

Ecuación de la energía de distorsión

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \quad (1.8)$$

Donde:

σ_{eq} : Esfuerzo equivalente (Pa).

σ : Esfuerzo a flexión (Pa).

τ : Esfuerzo cortante (Pa).

Factor de seguridad

$$\sigma_{eq} = \frac{Sy}{Fs} \quad (1.9)$$

Donde:

σ_{eq} : Esfuerzo equivalente (MPa).

Sy : Esfuerzo de fluencia (MPa).

Fs : Factor de seguridad (adimensional).

Diseño por fatiga

Factor de superficie

$$Ka = a \cdot Sut^b \quad (1.10)$$

Donde:

Ka : Factor de superficie (adimensional).

a : Condición superficial se encuentra en la tabla 1.2.

Sut : Resistencia mínima a la tensión (MPa).

b : Exponente se encuentra en la tabla 1.2 (adimensional).

Los parámetros para el cálculo del factor superficial se encuentran en la tabla 1.2.

Tabla 1.2 Parámetros en el factor superficial

| Acabado superficial | Factor a | | Exponente |
|------------------------------|------------|----------|-----------|
| | Sut (Kpsi) | Sut(Mpa) | b |
| Esmerilado | 1,34 | 1,58 | -0,085 |
| Maquinado o laminado en frío | 2,7 | 4,51 | -0,265 |

Fuente: Budynas & Nisbett, 2012, p. 274

Factor de tamaño

El factor de tamaño se puede expresar como

$$K_b = 1,24 \cdot d^{-0,1133} \quad (1.11)$$

Donde:

K_b : Factor de tamaño (adimensional).

d : Diámetro del eje (mm).

Factor de carga

“Cuando se realizan los ensayos de fatiga con carga de flexión rotatoria, axial y de torsión, los límites de resistencia a la fatiga difieren con S_{ut} ”. (Budynas & Nisbett, 2012, p. 274)

$$K_c = 1 \quad (1.12)$$

Donde:

K_c : Factor de carga a flexión (adimensional).

Factor de temperatura

El factor de temperatura se expresa como

$$K_d = \frac{S_T}{S_{RT}} \quad (1.13)$$

Donde:

K_d : Factor de temperatura (adimensional).

S_T : Resistencia a la tensión a la temperatura de operación (adimensional).

S_{RT} : Resistencia a la tensión a temperatura ambiente (adimensional).

El efecto de la temperatura de operación en la resistencia a la tensión del acero se expresa en la tabla 1.3.

Tabla 1.3 Efecto de la temperatura de operación.

| Temperatura, °C | S_T/S_{RT} |
|--------------------|--------------|
| 20 | 1,000 |
| 50 | 1,010 |
| 100 | 1,020 |

Fuente: Budynas & Nisbett, 2012, p. 278

Factor de confiabilidad

$$K_e = 1 - 0,08 \cdot Z_a \quad (1.14)$$

Donde:

K_e : Factor de confiabilidad (adimensional)

Z_a : Desviación estándar tabla 1.4 (adimensional).

Los factores de confiabilidad K_e correspondientes a 8 desviaciones estándar porcentuales del límite de resistencia a la fatiga, se expresan en la tabla 1.4.

Tabla 1.4 Valores de confiabilidad.

| Confiabilidad % | Variación de transformación Z_a | Factor de confiabilidad |
|-----------------|-----------------------------------|-------------------------|
| 50 | 0 | 1,000 |
| 90 | 1,288 | 0,897 |
| 99 | 2,326 | 0,814 |
| 99,9 | 3,091 | 0,753 |
| 99,99 | 3,719 | 0,702 |

Fuente: Budynas & Nisbett, 2012, p. 279

Límite de resistencia a la fatiga

$$Se' = 0,5 \cdot Sut \quad (1.15)$$

Donde:

Se' : Límite de resistencia a la fatiga (MPa).

Sut : Resistencia última a la tensión (MPa).

Límite de resistencia a la fatiga

$$Se = Ka \cdot Kb \cdot Kc \cdot Kd \cdot Ke \cdot Se' \quad (1.16)$$

Donde:

Se : Límite de resistencia a la fatiga (MPa).

Ka : Factor de superficie (adimensional).

Kb : Factor de tamaño (adimensional).

Kc : Factor de carga (adimensional).

Kd : Factor de temperatura (adimensional).

Ke : Factor de confiabilidad (adimensional).

Se' : Límite de resistencia a la fatiga (MPa).

Factor geométrico de concentración de esfuerzos

Este factor K_f se lo obtiene de la figura 1.3.

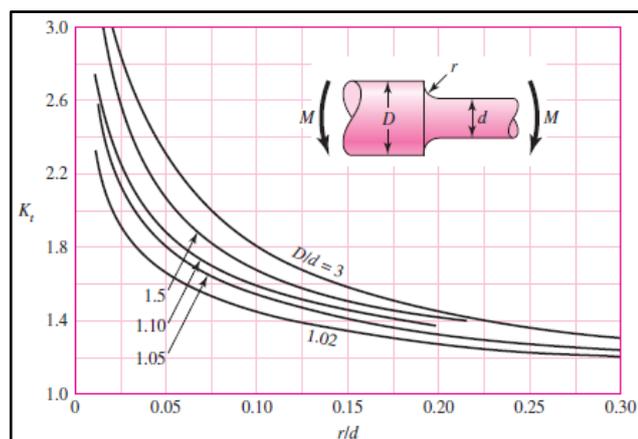


Figura 1.3 Factor de concentración de esfuerzo

Fuente: Budynas & Nisbett 2012, p. 992

Sensibilidad a la muesca

El valor q se lo obtiene de la figura 1.4.

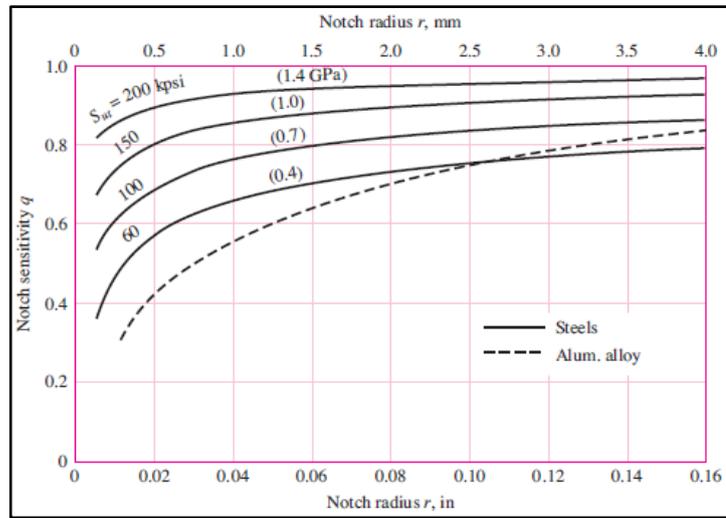


Figura 1.4 Sensibilidad a la muesca q .

Fuente: Budynas & Nisbett, 2012, p. 282

Factor de concentración de esfuerzo a la fatiga

Este factor se lo define mediante la ecuación

$$K_f = 1 + q(K_t - 1) \quad (1.17)$$

Donde:

K_f : Factor de concentración de esfuerzo a la fatiga (adimensional).

q : Sensibilidad a la muesca figura 1.4 (adimensional).

K_t : Esfuerzo geométrico de esfuerzo a la fatiga figura 1.3 (adimensional).

Factor de seguridad

$$N_f = \frac{S_e}{\sigma_{nom}} \quad (1.18)$$

Donde:

N_f : Factor de seguridad (adimensional)

S_e : Esfuerzo a la fatiga (MPa).

σ_{nom} : Esfuerzo nominal (MPa).

Diámetro mínimo

Para encontrar el diámetro mínimo en base a fatiga

$$d = \left\{ \frac{32 \cdot Nf}{\pi} \cdot \left[\left(Kf \cdot \frac{M}{Se} \right)^2 + \frac{3}{4} \cdot \left(Kf \cdot \frac{T}{Sy} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}} \quad (1.19)$$

Donde:

d : Diámetro mínimo (m).

Nf : Factor de seguridad (adimensional).

Kf : Factor de concentración de esfuerzo a la fatiga (adimensional).

M : Momento máximo (Nm).

Se : Resistencia a la fatiga corregida (Pa).

T : Torque máximo (Nm).

Sy : Esfuerzo de fluencia (Pa).

1.9.6 Diseño de ruedas dentadas

Para el diseño de ruedas dentadas se debe tomar en cuenta la transmisión del movimiento desde el eje de una fuente de energía (por ejemplo un motor eléctrico), hasta otro eje situado a cierta distancia y que ha de realizar un trabajo, de manera que una de las ruedas se conecta a la fuente de energía y es conocida como engranaje motor, y la otra está conectada al eje que debe recibir el movimiento del eje motor y se denomina engranaje conducido.

Diseño por flexión ANSI/AGMA 2001-D04

El diámetro exterior se obtiene con la ecuación:

$$de = m \cdot (z + 2) \quad (1.20)$$

Donde:

de : Diámetro exterior (mm).

m : Módulo (mm).

z : Número de dientes (adimensional).

El diámetro primitivo se obtiene con la ecuación:

$$dp = m \cdot z \quad (1.21)$$

Donde:

dp : Diámetro primitivo (mm).

m : Módulo (mm).

z : Número de dientes (adimensional).

Para el cálculo del paso se emplea la siguiente ecuación:

$$P = \frac{N}{dp} \quad (1.22)$$

Donde:

P: Paso (mm).

N: Número de dientes (adimensional).

dp: Diámetro primitivo (m).

La velocidad angular se obtiene con la ecuación:

$$n_1 \cdot z_1 = n_2 \cdot z_2 \quad (1.23)$$

Donde:

n_1 : Velocidad angular rueda conducida (rpm).

z_1 : Número de dientes rueda conducida (adimensional).

n_2 : Velocidad angular rueda conductora (rpm).

z_2 : Número de dientes rueda conductora (adimensional).

Velocidad

$$V = w \cdot \frac{dp}{2} \quad (1.24)$$

Donde:

V: Velocidad $\left(\frac{m}{s}\right)$.

dp: Diámetro primitivo (m).

w: Número de revoluciones $\left(\frac{rad}{s}\right)$.

Potencia

$$P = V \cdot w_t \quad (1.25)$$

Donde:

P: Potencia (w).

V: Velocidad $\left(\frac{m}{s}\right)$.

w_t : Carga tangencial (N).

Torque

$$T = w_t \cdot \frac{dp}{2} \quad (1.26)$$

Donde:

T: Torque (Nm).

w_t : Carga tangencial (N).

dp: Diámetro primitivo (m).

Carga radial

$$w_r = w_t \cdot \tan 20^\circ \quad (1.27)$$

Donde:

w_r : Carga radial (N).

w_t : Carga tangencial (N).

Ecuación de Barth

Ecuación para perfil fresado.

$$K_v = \frac{6,1}{6,1 + V} \quad (1.28)$$

Donde:

K_v : Factor de velocidad (adimensional).

V : Velocidad $\left(\frac{m}{s}\right)$.

Ecuación de Lewis

$$\sigma = \frac{w_t}{K_v \cdot F \cdot Y \cdot m} \quad (1.29)$$

Donde:

σ : Esfuerzo de flexión (MPa).

w_t : Carga tangencial (N).

K_v : Factor de velocidad (adimensional).

F : Ancho de la cara (mm).

Y : Factor de forma de Lewis tabla 1.5 (adimensional)

m : Módulo (mm).

“Los valores del factor de forma de Lewis que se muestran en la Tabla 1.5, se aplican para un ángulo normal de presión de 20°, dientes de altura completa y paso” (Budynas & Nisbett, 2012, p. 710)

Tabla 1.5 Valores del factor de forma de Lewis Y

| Número de dientes | Y | Número de dientes | Y |
|-------------------|-------|-------------------|-------|
| 28 | 0,353 | 50 | 0,409 |
| 30 | 0,359 | 60 | 0,422 |
| 34 | 0,371 | 75 | 0,435 |
| 38 | 0,384 | 100 | 0,447 |
| 43 | 0,397 | 150 | 0,46 |

Fuente: Budynas & Nisbett, 2012, p. 710

Factor de sobre carga

“Este factor de sobrecarga tiene como finalidad tomar en cuenta todas las cargas que se aplican de manera externa en excesos de la carga tangencial” (Budynas & Nisbett, 2012, p. 278)

El factor de carga de carga K_0 se encuentra en la tabla 1.6.

Tabla 1.6 Factor de carga K_0

| Máquina impulsadora | | | |
|----------------------------|-----------------|-------------------------|-----------------------|
| Fuente de potencia | Uniforme | Impacto moderado | Impacto pesado |
| Uniforme | 1.00 | 1.25 | 1.75 |
| Impacto ligero | 1.25 | 1.50 | 2.00 |
| Impacto medio | 1.50 | 1.75 | 2.25 |

Fuente: Budynas & Nisbett, 2012, p. 278

Factor dinámico

“Se emplea para tomar en cuenta imprecisiones en la fabricación y acoplamiento de dientes de engranes en movimiento” (Budynas & Nisbett, 2012, p. 727)

$$K_v = \left(\frac{A + \sqrt{200 \cdot V}}{A} \right)^B \quad (1.30)$$

Donde:

K_v : Factor dinámico (adimensional).

V : Velocidad $\left(\frac{m}{s} \right)$.

B : Factor que se calcula con la ecuación (1.31).

$$B = 0,25 \cdot (12 - Q_v)^{\frac{2}{3}} \quad (1.31)$$

Donde:

Q_v : Número de calidad igual a 6.

A : Factor dinámico que se obtiene con la ecuación (1.32).

$$A = 50 + 56 \cdot (1 - B) \quad (1.32)$$

Factor de tamaño

“El factor de tamaño refleja la falta de uniformidad de las propiedades del material, debido al tamaño” (Budynas & Nisbett, 2012, p. 730)

$$K_s = 1.192 \left(\frac{F \sqrt{Y}}{P} \right)^{0,0535} \quad (1.33)$$

Donde:

K_s : Factor de tamaño (adimensional).

F : Ancho de la cara (mm).

Y : Factor de forma de Lewis tabla 1.5 (adimensional)

P : Paso (mm).

Factor de distribución de carga

$$K_m = 1 + C_{mc} (C_{pf} \cdot C_{pm} + C_{ma} \cdot C_e) \quad (1.34)$$

Donde:

K_m :Factor de distribución de carga.

C_{mc} :El factor de corrección de carga tiene un valor 0.8 para dientes coronados.

C_{pf} :El factor de proporción del piñón se obtiene con la ecuación:

$$C_{pf} = \frac{F}{10dp} - 0.025 \quad (1.35)$$

Donde:

F :Ancho de cara del engranaje (mm).

dp :Diámetro primitivo (mm).

C_{pm} :Modificador de proporción del piñón (adimensional).

Donde:

- $C_{pm} = 1$ para piñón montado separado.

C_{ma} :El factor de alineación del acoplamiento se obtiene con la ecuación:

$$C_{ma} = A + BF + CF^2 \quad (1.36)$$

Donde:

F :Ancho de la cara del engranaje (mm).

A, B y C son valores que se obtienen de la tabla 1.7.

Tabla 1.7 Constantes empíricas A, B y C

| Condición | A | B | C |
|---------------------------------------|---------|--------|-------------------|
| Engranajes abiertos | 0.247 | 0.0167 | $-0.765(10^{-4})$ |
| Unidades comerciales, cerradas | 0.127 | 0.0158 | $-0.930(10^{-4})$ |
| Unidades de presión, cerradas | 0.0675 | 0.0128 | $-0.926(10^{-4})$ |
| Unidades de presión extrema, cerradas | 0.00360 | 0.0102 | $-0.822(10^{-4})$ |

Fuente: Budynas & Nisbett, 2012, p. 731

C_e :El factor de corrección de la alineación del acoplamiento es:

- 0.8 para engranajes ajustados durante el ensamble o si la compatibilidad se mejora mediante el lapeado.
- 1 para todas las condiciones.

Factor de espesor del aro

Budynas y Nisbett (2012) afirman que:

Cuando el espesor del aro no es lo suficiente para proporcionar soporte completo a la raíz del diente, la ubicación de la falla por fatiga por flexión puede ser a través del aro del engranaje en lugar del entalle de la raíz. (Budynas & Nisbett, 2012, p. 735)

$$K_B = 1$$

Factor geométrico

El factor geométrico se halla en la figura 1.5.

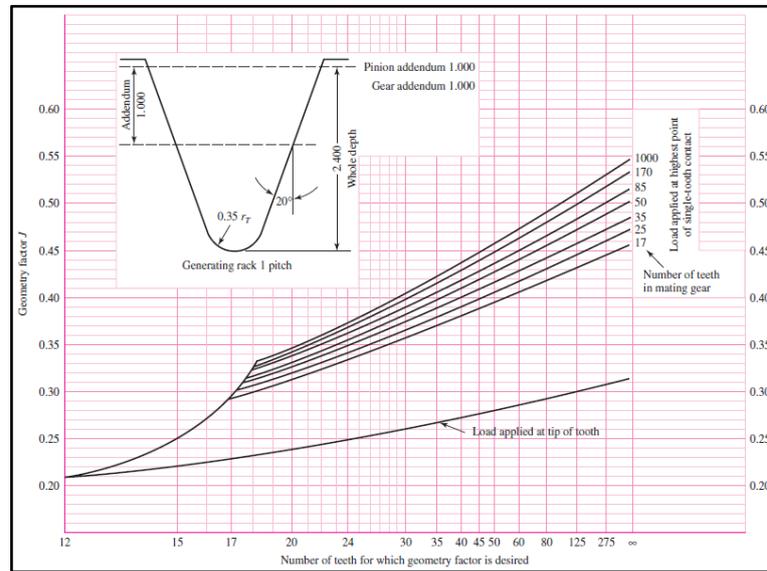


Figura 1.5 Factor geométrico J .

Fuente: Budynas & Nisbett, 2012, p. 724

Ecuación del esfuerzo a flexión

$$\sigma = wt \cdot K_0 \cdot K_v \cdot K_s \cdot \frac{P}{F} \cdot \frac{K_m \cdot K_B}{J} \quad (1.37)$$

Donde:

σ : Esfuerzo de flexión (MPa).

wt : Carga tangencial (N).

K_0 : Factor de sobre carga tabla 1.6 (adimensional)

K_v : Factor dinámico ecuación 1.30 (adimensional).

K_s : Factor de tamaño ecuación 1.33 (adimensional).

P : Paso (mm).

F : Ancho del diente (mm).

K_m : Factor de distribución de carga ecuación 1.34 (adimensional).

K_B : Factor de espesor del aro (adimensional).

J : Factor geométrico figura 1.5 (adimensional).

Esfuerzo a la flexión permisible

El valor de la resistencia a la flexión de engrane se obtiene mediante la ecuación:

$$S_T = 0,533H_B + 88.3MPa \quad (1.38)$$

Donde:

S_T : Esfuerzo de flexión (MPa).

H_B : Dureza Brinell del material (HB).

Factor de ciclos de esfuerzo

El factor de ciclos de esfuerzo Y_N se obtiene de la figura 1.6.

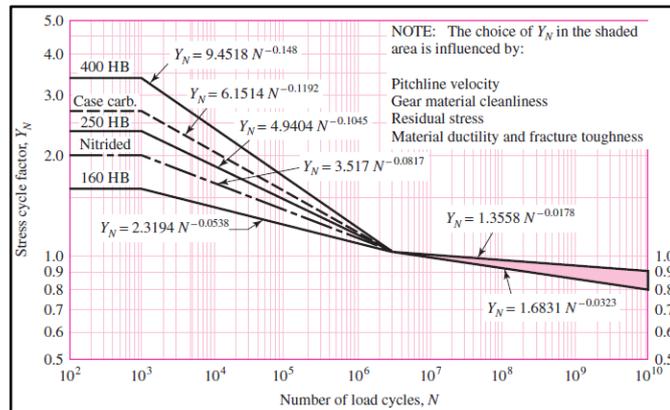


Figura 1.6 Factor de esfuerzo.

Fuente: Budynas & Nisbett, 2012, p. 734

Factor de temperatura

El factor de temperatura $K_T = 1$.

Factor de confiabilidad

El factor de confiabilidad K_R se obtiene en la tabla 1.8.

Tabla 1.8 Factor de confiabilidad.

| Confiabilidad | K_R |
|---------------|-------|
| 0,9999 | 1,50 |
| 0,999 | 1,25 |
| 0,99 | 1 |
| 0,90 | 0,85 |
| 0,50 | 0,7 |

Fuente: Budynas & Nisbett, 2012, p. 735

Factor de seguridad en flexión

$$S_F = \frac{S_T \cdot Y_N / (K_T \cdot K_R)}{\sigma} \quad (1.39)$$

Donde:

S_F :Factor de seguridad a la flexión (adimensional).

S_T :Resistencia a la flexión ecuación (1.38)

Y_N :Factor de ciclos de esfuerzo.

K_T :Factor de temperatura.

K_R :Factor de confiabilidad tabla 1.8

σ :Esfuerzo de flexión ecuación (1.29)

1.9.7 Diseño de la transmisión

Transmisión por cadena

Calero y Carta señalan que “este tipo de transmisión se emplea cuando existe una gran distancia entre los ejes lo cual hace complejo la transmisión por ruedas

dentadas” (Calero & Carta, 1999, p. 270) o cuando no se puede utilizar correas en ‘V’ debido a factores como: la humedad, el calor, y otras condiciones de trabajo.

Diámetro primitivo de la catarina

Para el cálculo del diámetro primitivo de la catarina se emplea la siguiente ecuación:

$$dp = \frac{P}{\sin\left(\frac{180}{Z}\right)} \quad (1.40)$$

Donde:

dp : Diámetro primitivo (mm).

P : Paso (mm).

Z : Número de dientes (adimensional).

Potencia nominal

$$H = 0,004N_1 \cdot n_1 \cdot P^{(3-0,07P)} \quad (1.41)$$

Donde:

H : Potencia nominal limitada por la placa del eslabón (hp).

N_1 : Número de dientes de la catarina menor (adimensional).

n_1 : Velocidad de la catarina (rpm).

P : Paso de la cadena ($p\lg$).

Número de eslabones

$$n_e = \frac{2L}{t} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left[\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right]^2 \cdot \frac{t}{L} \quad (1.42)$$

Donde:

n_e : Número de eslabones (adimensional).

L : Distancia entre ejes de las ruedas (mm).

t : Paso (mm).

z_1 : Rueda conductora (adimensional).

z_2 : Rueda conducida (adimensional).

1.9.8 Diseño de la estructura

Para el diseño de la estructura se toma en cuenta todas las cargas que se presentan en la estructura.

Diseño de columnas

Para el diseño de columnas se emplean las siguientes ecuaciones:

$$r_{\min} = \sqrt{\frac{I_{\min}}{A}} \quad (1.43)$$

Donde:

r_{\min} :Radio mínimo de giro (m).

I_{\min} :Inercia mínima (m^4).

A :Area de la sección (m^2).

Esbeltez

$$\lambda = \frac{KL}{r_{\min}} \quad (1.44)$$

Donde:

λ :Esbeltez (adimensional).

K :Tipo de apoyo figura 1.7 (adimensional).

L :Longitud entre apoyos (m).

r_{\min} :Radio mínimo de giro (m).

La figura 1.7 indica el tipo de apoyo de la estructura.

| | | | | | | |
|---|------|------|-----|-----|------|--|
| Buckled shape of column is shown by dashed line | (a) | (b) | (c) | (d) | (e) | (f) |
| | | | | | | |
| Theoretical K value | 0.5 | 0.7 | 1.0 | 1.0 | 2.0 | 2.0 |
| Recommended design value when ideal conditions are approximated | 0.65 | 0.80 | 1.2 | 1.0 | 2.10 | 2.0 |
| End condition code | | | | | | |
| | | | | | | Rotation fixed and translation fixed Rotation free and translation fixed Rotation fixed and translation free Rotation free and translation free |

Figura 1.7 Tipos de apoyos

Fuente: American Institute of Steel Construction, 1980, p. 3-34

Carga admisible de compresión

$$F_a = \frac{P}{A} \quad (1.45)$$

Donde:

F_a :Esfuerzo admisible de compresión (Pa).

P :Carga de compresión (N).

A :Área de la columna (m).

1.9.9 Selección de pernos

Pernos sometidos a corte

Para la selección de pernos se consideran las siguientes ecuaciones:

$$S_{sy} = 0,577 \cdot S_y \quad (1.46)$$

Donde:

S_{sy} :Resistencia de fluencia al corte (MPa).

S_y :Resistencia a la fluencia (MPa).

Factor de seguridad

$$\eta = \frac{S_{sy}}{\tau} \quad (1.47)$$

Donde:

η : Factor de seguridad (adimensional).

S_{sy} : Resistencia de fluencia al corte (MPa).

τ : Esfuerzo cortante (MPa)

Esfuerzo cortante

$$\tau = \frac{4F}{\pi \cdot d^2} \quad (1.48)$$

Donde:

τ : Esfuerzo cortante (MPa)

F : Fuerza que soporta el perno (N)

d : Diámetro del perno (m^2)

En la tabla 1.9 se muestran las propiedades mecánicas de los pernos.

Tabla 1.9 Propiedad mecánica de pernos.

| Clase de propiedad | Intervalo de tamaños | Resistencia de prueba mínima S_p (MPa) | Resistencia mínima de fluencia (MPa). |
|--------------------|----------------------|--|---------------------------------------|
| 4.6 | M5 – M36 | 225 | 240 |

Fuente: Budynas & Nisbett, 2012, p. 416

1.10 Selección de rodamientos

El criterio para la selección de rodamientos es tomar en cuenta qué tipo de fuerzas están presentes en los ejes y éstas pueden ser: cargas radiales, axiales y combinadas. También se debe tomar en cuenta la velocidad de giro, condiciones de servicio y diámetro del eje.

1.10.1 Selección estática

$$C_0 = P_0 \cdot f_s \quad (1.49)$$

Donde:

C_0 :Capacidad de carga estática (kN).

P_0 :Carga estática equivalente (kN).

f_s :El factor de esfuerzos estáticos se indica a continuación

- $f_s = 1,5$ a $2,5$ para exigencias elevadas.
- $f_s = 1,0$ a $1,5$ para exigencias normales.
- $f_s = 0,7$ a 1 para exigencias reducidas.

1.10.2 Selección dinámica

$$C = \frac{f_L \cdot P}{f_n} \quad (1.50)$$

Donde:

C :Capacidad de carga dinámica (kN).

f_L :Factor de esfuerzos dinámicos se obtiene en el anexo 2

P :Carga dinámica equivalente (kN).

f_n :Factor de velocidad para máquinas de imprenta es de 4 a 4,5.

1.11 Factores para la selección de alternativas

Se considera algunos criterios para obtener la mejor alternativa que cumpla con los requerimientos planteados en los objetivos específicos y que busca solucionar el problema propuesto. Se toma en cuenta los siguientes factores.

Costo de producción

Este parámetro es uno de los más importantes en el diseño y posterior construcción. Debe estar enfocado con la realidad económica de las pequeñas y medianas

imprentas, con el fin de ayudar en el desarrollo de las mismas en la industria gráfica ecuatoriana.

Construcción

Este parámetro está relacionado con la disponibilidad de los materiales, las herramientas que va a utilizar la máquina cuando entre en funcionamiento y tecnología que se va a utilizar para su construcción.

Operación

Es importante tomar en cuenta a las persona que van a manipular el prototipo. Éste debe ser de fácil manejo.

Mantenimiento

En este parámetro se toma en cuenta el acceso a las partes importantes del prototipo, limpieza y lubricación. Se debe realizar el mantenimiento de cada elemento, para asegurar que la máquina funcione adecuadamente. Además debe ser accesible desde el punto de vista del operario.

Capacidad

La capacidad de la máquina está establecida para 2500 numeraciones por hora. Adicionalmente ésta cuenta con funciones de colección y engrampe.

Velocidad de funcionamiento

La velocidad de funcionamiento del prototipo es muy importante. Éste funciona a una velocidad de 130 rpm, lo que evita la ruptura y descarrilamiento del papel.

1.11.1 Análisis de alternativas

En base a los parámetros de diseño y funcionamiento de la máquina numeradora de papel continuo, se utiliza el método de pesos desiguales, que consiste en clasificar de acuerdo a la importancia asignando un valor “x” con intervalo de 0,1 a 1, para obtener la mejor opción propuesta en cada una de las alternativas propuestas a continuación.

1.11.2 Sistema de reducción de velocidad

Alternativa # 1

- **Máquina numeradora con sistema reductor de velocidad de bandas y poleas.**

Esta máquina funciona con un sistema de reducción de velocidad de bandas y poleas. Una vez reducida la velocidad el movimiento es transmitido al eje porta tractor (dispositivo que da el movimiento al papel continuo).

Ventajas:

- No necesita lubricación.
- Funcionamiento silencioso.

Desventajas:

- Costos de los materiales y accesorios.
- Montaje complicado.
- Mantenimiento difícil.
- Estructura compleja.

Alternativa #2

- **Máquina numeradora con sistema motorreductor.**

Esta máquina funciona con un sistema de motorreductor de velocidad que transmite el movimiento al eje porta tractor (dispositivo que transporta el papel continuo) y éste a su vez lo transmite a los otros dispositivos de la máquina.

Ventajas:

- Montaje simple.
- Funcionamiento silencioso.
- Reducción del número de elementos mecánicos.
- Estructura simple.

Desventajas:

- Costo del reductor.
- Repuestos.

La selección de alternativas del sistema de reducción de velocidad se muestra en la Tabla 1.10.

Tabla 1.10 Selección de alternativas del sistema de reducción de velocidad.

| Factores de selección | Factor de ponderación x | Alternativa #1 | Alternativa #2 | x·Al.1 | x·Al.2 |
|-----------------------------|-------------------------|----------------|----------------|--------|--------|
| Costo de producción | 1 | 0,5 | 0,8 | 0,5 | 0,8 |
| Construcción | 1 | 0,5 | 0,9 | 0,5 | 0,9 |
| Operación | 1 | 0,4 | 0,8 | 0,4 | 0,8 |
| Mantenimiento | 1 | 0,6 | 0,8 | 0,6 | 0,8 |
| Capacidad | 1 | 0,8 | 1 | 0,8 | 1 |
| Velocidad de funcionamiento | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 |
| Subtotal | 6 | - | - | 3,8 | 5,3 |

- Alternativa 1

$$\frac{\sum(x \cdot Al.1)}{\sum(x)} = \frac{3,8}{6} = 0,63$$

- Alternativa 2

$$\frac{\sum(x \cdot Al.2)}{\sum(x)} = \frac{5,3}{6} = 0,88$$

Resultado de la elección de alternativas

Los resultados que se obtienen en la tabla 1.11, indican que la alternativa #2 (reductor de velocidad con motorreductor) es la más apropiada, con un 88% de ponderación.

1.11.3 Sistema de transmisión de movimiento

Alternativa #3

- **Máquina numeradora con PLC.**

Esta máquina funciona con un PLC, siendo el operador quien programa el tamaño de papel que se va a numerar.

Ventajas:

- Transmisión automática.

Desventajas:

- Funcionamiento complejo.
- Mantenimiento.
- Repuestos de la máquina.

Alternativa #4

- **Sistema de transmisión de movimiento con piñones de cadena.**

Ventajas:

- Relativamente silencioso.
- Se mantiene la relación de transmisión.
- Eficiencia alrededor del 98 al 99%.
- No patina durante el funcionamiento.

Desventajas:

- Costo de fabricación.
- Mantenimiento.

La selección de alternativas para la transmisión del movimiento se encuentra en la tabla 1.11.

Tabla 1.11 Selección de alternativas transmisión de movimiento.

| Factores de selección | Factor de ponderación x | Alternativa #3 | Alternativa #4 | x·Al.3 | x·Al.4 |
|------------------------------|--------------------------------|-----------------------|-----------------------|---------------|---------------|
| Costo de producción | 1 | 0,3 | 0,8 | 0,3 | 0,8 |
| Construcción | 1 | 0,6 | 0,7 | 0,6 | 0,7 |
| Operación | 1 | 0,4 | 0,8 | 0,4 | 0,8 |
| Mantenimiento | 1 | 0,2 | 0,8 | 0,2 | 0,8 |
| Capacidad | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 |
| Velocidad de funcionamiento | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 |
| Subtotal | 6 | - | - | 3,5 | 5,1 |

- Alternativa 3

$$\frac{\sum(x \cdot Al.3)}{\sum(x)} = \frac{3,5}{6} = 0,58$$

- Alternativa 4

$$\frac{\sum(x \cdot Al.4)}{\sum(x)} = \frac{5,1}{6} = 0,85$$

Resultado de la elección de alternativas

Los resultados que se obtienen en la tabla 1.12, indican que la alternativa #4 (transmisión de movimiento por piñones de cadena) es la más apropiada con un 85% de ponderación.

1.12 Conclusión del capítulo

Con el estudio e investigación realizada en el primer capítulo se determinó las dimensiones del papel continuo con base a la norma técnica NTE INEN 267:2000. Además se realizó un estudio de las materiales y ecuaciones que se utilizarán en el siguiente capítulo.

CAPÍTULO II

DISEÑO DE LA MÁQUINA

2.1 Generalidades

En el presente capítulo se determina los cálculos de todos los componentes de la máquina.

2.2 Diseño del eje porta numeradoras

Este eje es el que soporta a las numeradoras y realiza el movimiento para la impresión, como se observa en la figura 2.1.

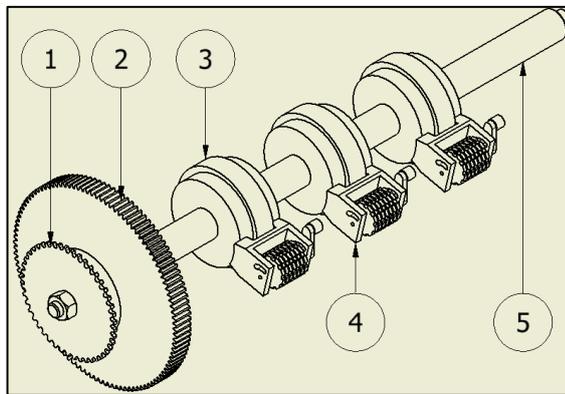


Figura 2.1 Eje porta numeradoras.

2.2.1 Momentos de inercia polar

Para encontrar el diámetro adecuado del eje porta numeradoras se encuentra el momento de inercia en el piñón (2, $z=108$), Catarina (1, $z=44$), numeradoras (4), porta numeradoras (3) y eje porta numeradoras (5).

Por medio de Autodesk Inventor se obtiene el siguiente valor en la figura 2.2.

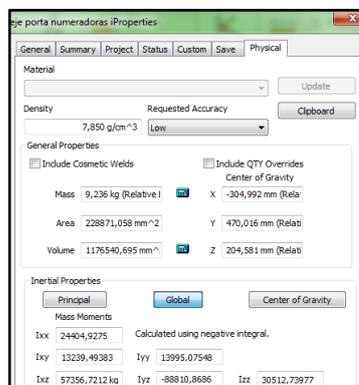


Figura 2.2 Propiedades del eje porta numeradoras.

$$I_{zz} = 30512,73977 \text{ kg} \cdot \text{mm}^2 \cdot \frac{\text{m}^2}{(1000\text{mm})^2}$$

$$I_{zz} = 30,5 \times 10^{-3} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

2.2.2 Cálculo de las ruedas dentadas

Las ruedas dentadas utilizadas para la transmisión se visualizan en la figura 2.3. El módulo que se utiliza para la construcción de las ruedas dentadas es 1,5.

Se utiliza este módulo porque la medida del diámetro de la porta numeradora es de 162 mm. Además la medida del papel que se va a utilizar es de 254 mm de largo, que es el perímetro del papel. Por lo tanto el diámetro de la rueda es 80,85 mm, lo que es igual al radio primitivo de la rueda dentada 2.

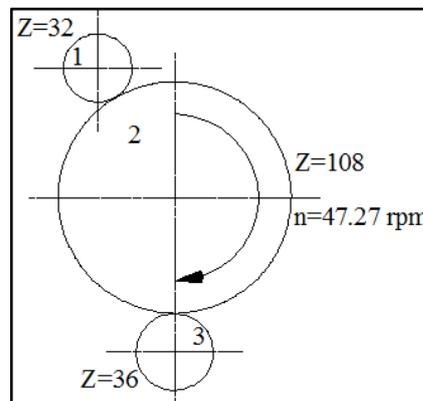


Figura 2.3 Velocidad angular de la transmisión de engranajes.

Rueda dentada 1

Se calcula en diámetro exterior con la ecuación 1.20.

$$de = m \cdot (z + 2)$$

$$de = 1,5 \cdot (32 + 2)$$

$$de = 51\text{mm}$$

Seguidamente se calcula el diámetro primitivo con la ecuación 1.21.

$$dp = m \cdot z$$

$$dp = 1,5 \cdot 32$$

$$dp = 48\text{mm}$$

Rueda dentada 2

Se calcula en diámetro exterior con la ecuación 1.20.

$$de = m \cdot (z + 2)$$

$$de = 1,5 \cdot (108 + 2)$$

$$de = 165mm$$

Seguidamente se calcula el diámetro primitivo con la ecuación 1.21.

$$dp = m \cdot z$$

$$dp = 1,5 \cdot 108$$

$$dp = 162mm$$

Rueda dentada 3

Se calcula en diámetro exterior con la ecuación 1.20.

$$de = m \cdot (z + 2)$$

$$de = 1,5 \cdot (36 + 2)$$

$$de = 57mm$$

Seguidamente se calcula el diámetro primitivo con la ecuación 1.21.

$$dp = m \cdot z$$

$$dp = 1,5 \cdot 36$$

$$dp = 54mm$$

2.2.3 Cálculo de la velocidad y aceleración angular

Con la ecuación 1.23 se obtiene la velocidad angular del rodillo mezclador de tinta (1).

$$n_1 \cdot z_1 = n_2 \cdot z_2$$

$$n_1 = \frac{47,27rev \cdot 108}{32 \cdot min} \cdot \frac{2\pi rad \cdot min}{1rev \cdot 60s}$$

$$n_1 = 16,7 \frac{rad}{s}$$

Para encontrar la aceleración angular se toma en cuenta que se parte del reposo por lo tanto w_0 y t_0 son cero. Se asume que la máquina arranca en un tiempo $t = 0,25s$.

Seguidamente se utiliza la ecuación 1.3.

$$\alpha = \frac{w}{t}$$

$$\alpha = \frac{16,7 rad}{0,25s^2}$$

$$\alpha = 66,8 \frac{rad}{s^2}$$

Para encontrar el torque necesario que venza la inercia se utiliza la ecuación 1.4.

$$T = I_{zz} \cdot \alpha$$

$$T_1 = 30,5 \times 10^{-3} Kg \cdot m^2 \cdot 66,8 \frac{rad}{s^2}$$

$$T_1 = 2,04 Nm$$

2.2.4 Cálculo de la carga tangencial en la transmisión de piñones

El cálculo de la carga tangencial en el piñón 1 se realiza con la ecuación 1.26.

$$T = w_t \cdot \frac{dp}{2}$$

$$w_{t1} = \frac{2,04 Nm}{0,024m}$$

$$w_{t1} = 85,17 N = w_{t2} = w_{t3}$$

La figura 2.4, representa las reacciones que se producen entre el piñón 1 y 2.

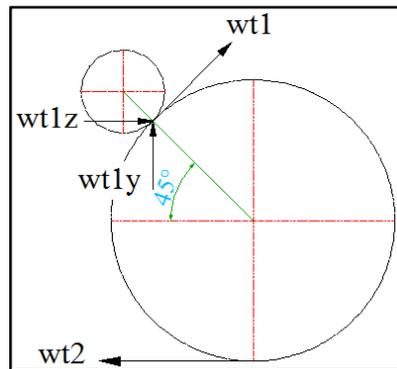


Figura 2.4 Reacciones en piñones 1 y 2.

$$w_{t1z} = w_{t1y} = w_{t1} \cdot \sin 45^\circ \quad (2.1)$$

$$w_{t1z} = w_{t1y} = 85.17N \cdot \sin 45^\circ$$

$$w_{t1z} = w_{t1y} = 60.22N$$

2.2.5 Fuerza en la cadena de transmisión del eje porta numeradoras

Mediante un diagrama de cuerpo libre (figura 2.5) se obtiene la fuerza que se aplicará en la cadena.

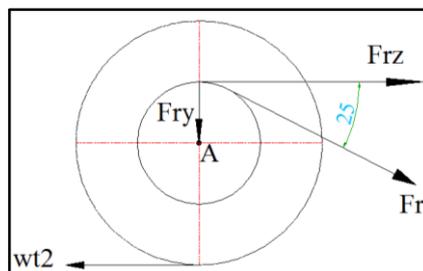


Figura 2.5 Diagrama de cuerpo libre.

El diámetro primitivo de la catarina se obtiene con la ecuación 1.40.

$$dp = \frac{P}{\sin\left(\frac{180}{Z}\right)}$$

$$dp = \frac{6,35mm}{\sin\left(\frac{180}{44}\right)}$$

$$dp = 89mm$$

Se calcula la fuerza de la cadena (Fr) haciendo una sumatoria de momentos en el punto A.

$$\left((+) \sum M_A = 0 \right.$$

$$85,17N \cdot \frac{0,162}{2} m - (Fr \cdot \cos 25^\circ \cdot 0,0445m) = 0$$

$$6,89Nm = Fr \cdot \cos 25 \cdot 0,0445m$$

$$Fr = 187,71N$$

Seguidamente se calculan las reacciones:

$$Fr_y = Fr \cdot \sin 25^\circ \tag{2.2}$$

$$Fr_y = 187,71N \cdot \sin 25^\circ$$

$$Fr_y = 79,33N$$

$$Fr_z = Fr \cdot \cos 25^\circ \tag{2.3}$$

$$Fr_z = 187,71N \cdot \cos 25^\circ$$

$$Fr_z = 170,123N$$

2.2.6 Peso de la porta numeradora

Para hallar el peso de la porta numeradora se utiliza la ecuación 1.2.

$$w = m \cdot g$$

$$w = 0,46kg \cdot 9,8 \frac{m}{s^2}$$

$$w = 4,5N$$

El peso de la numeradora es de $4,5N$. Como ésta es una fuerza que puede estar presente en cualquier punto del eje se calcula la misma como una carga distribuida de $q_1 = 4,5 \frac{N}{mm}$ (figura 2.6).

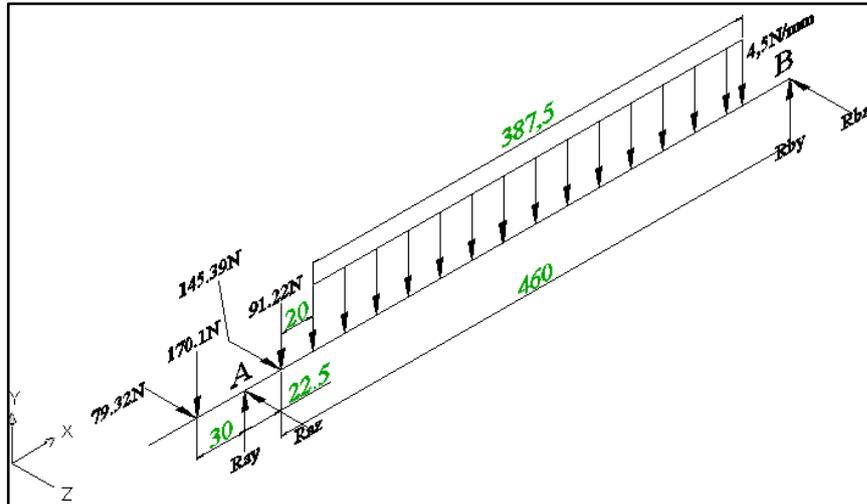


Figura 2.6 Diagrama de cuerpo libre del eje porta numeradoras.

La fuerza puntual de la carga distribuida es:

$$F_1 = 4,5 \frac{N}{mm} \cdot 387,5mm$$

$$F_1 = 1743,75N$$

$$\uparrow (+) \sum F_Y = 0$$

$$Ra_y + Rb_y - 170,7N - 91,2N - 1743,75 = 0$$

$$Ra_y + Rb_y = 170,7N + 91,2N + 1743,75N$$

$$Ra_y + Rb_y = 2005,04N \tag{2.4}$$

$$\curvearrowright (+) \sum Ma_Y = 0$$

$$Rb_y \cdot 0,46m - 91,22(0,0225)Nm - 1743,75(0,23625)Nm + 170(0,03)Nm = 0$$

$$0,46mRb_y = 408,91Nm$$

$$Rb_y = 888,93N$$

Al reemplazar Rb_y en la ecuación 2.4:

$$Ra_y = 2005,04 - 888,93N$$

$$Ra_y = 1116,1N$$

$$\uparrow (+) \sum F_z = 0$$

$$Ra_z + Rb_z - 79,32N - 145,39N = 0$$

$$Ra_z + Rb_z = 79,32N + 145,39N$$

$$Ra_z + Rb_z = 224,71N \quad (2.5)$$

$$\curvearrowright (+) \sum Ma_z = 0$$

$$Rb_z \cdot 0,46m - 145(0,0225)Nm + 79,32(0,03)Nm = 0$$

$$Rb_z \cdot 0,46m = 0,89Nm$$

$$Rb_z = 1,93N$$

Al reemplazar Rb_z en la ecuación 2.5:

$$Ra_z = 224,71N - 1,93N$$

$$Ra_z = 222,77N$$

Con la ayuda de Autocad Mechanical 2010 se obtiene la gráfica del momento máximo en los planos XY y XZ que se indican en las figuras 2.7, 2.8, 2.9 y 2.10 respectivamente.

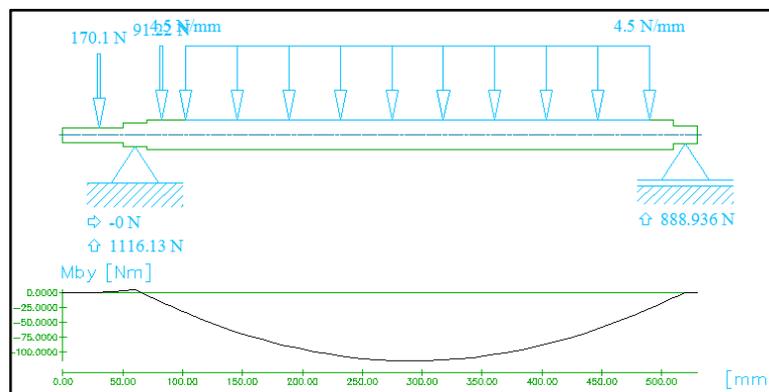


Figura 2.7 Diagrama de momento máximo en el plano XY.

Se obtiene un momento máximo en el plano XY de 114,449 Nm, como se muestra en la figura 2.8.

| Calculated Values | | |
|--------------------------|----------------------|---------------|
| Yield Point | [N/mm ²] | 235 |
| E-Modulus | [N/mm ²] | 210000 |
| Material | | S235JR |
| Max. Res. Deflection | [mm] | 621.8278 E-03 |
| at Position | [mm] | 289.5455 |
| Max. Res. Bending Moment | [Nm] | 114.4497 |
| at Position | [mm] | 289.5455 |

Figura 2.8 Momento máximo en el plano XY.

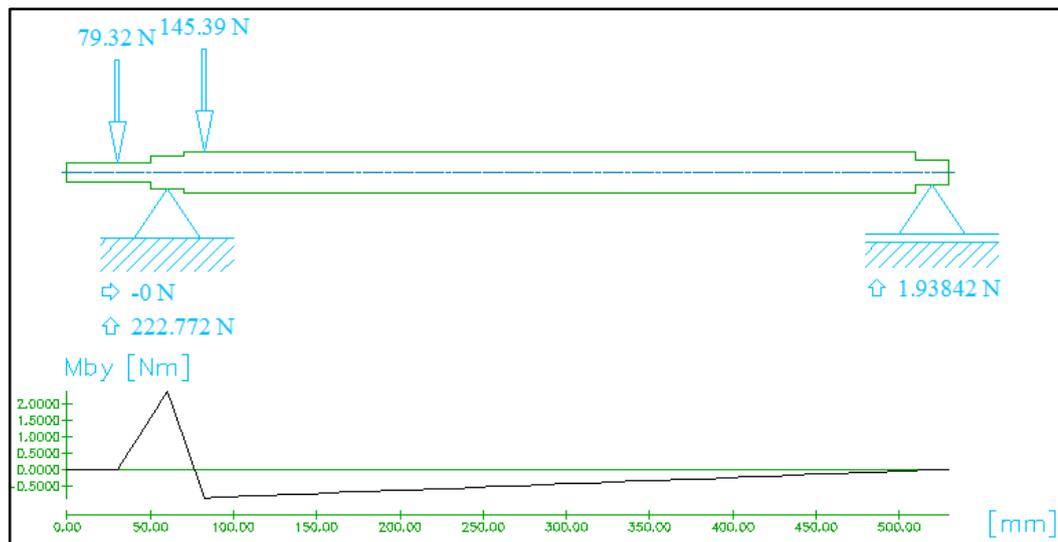


Figura 2.9 Diagrama del momento máximo en el plano XZ.

Para el plano XZ se obtiene un momento máximo de 2,3796 Nm, como se muestra en la figura 2.10.

| Calculated Values | | |
|--------------------------|----------------------|-------------|
| Yield Point | [N/mm ²] | 235 |
| E-Modulus | [N/mm ²] | 210000 |
| Material | | S235JR |
| Max. Res. Deflection | [mm] | 2.9521 E-03 |
| at Position | [mm] | 257.5 |
| Max. Res. Bending Moment | [Nm] | 2.3796 |
| at Position | [mm] | 60.0 |

Figura 2.10 Momento máximo en el plano XZ.

Como:

$$M = \sqrt{M_{xy}^2 + M_{xz}^2}$$

$$M = \sqrt{114,449^2 N^2 m^2 + 2,3796^2 N^2 m^2}$$

$$M = 114,47 Nm$$

Entonces el esfuerzo flexionante se determina con la ecuación 1.6.

$$\sigma = \frac{32 \cdot M}{\pi \cdot d^3}$$

$$\sigma = \frac{32 \cdot 114,47 Nm}{\pi \cdot d^3}$$

$$\sigma = \frac{1166 Nm}{d^3}$$

Y el esfuerzo cortante se determina con la ecuación 1.7.

$$\tau = \frac{16 \cdot T}{\pi \cdot d^3}$$

$$\tau = \frac{16 \cdot 6,88 Nm}{\pi \cdot d^3}$$

$$\tau = \frac{35,04 Nm}{d^3}$$

Se reemplaza en las ecuaciones 1.6 y 1.7 con el fin de hallar un diámetro en la ecuación 1.8.

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2}$$

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\left(\frac{1166 Nm}{d^3}\right)^2 + 3\left(\frac{35,04 Nm}{d^3}\right)^2}$$

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\frac{1363285,79 N^2 m^2}{d^6}}$$

$$d^6 = \frac{1363285,79 N^2 m^2}{\sigma_{eq}^2}$$

Se propone un eje de acero AISI 1018.

$$S_y = 235 MPa$$

A continuación se calcula el esfuerzo con la ecuación 1.9.

$$\sigma_{eq} = \frac{S_y}{F_s}$$

$$\sigma_{eq} = \frac{235MPa}{2}$$

$$\sigma_{eq} = 117,5MPa$$

A continuación se reemplaza en la ecuación 1.8.

$$d^6 = \frac{1363285,79N^2m^2}{\left(117,5 \cdot 10^6 \frac{N}{m^2}\right)^2}$$

$$d = \sqrt[6]{\frac{1363285,79N^2m^2}{\left(117,5 \cdot 10^6 \frac{N}{m^2}\right)^2}}$$

$$d = 0,021499m \times \frac{1000mm}{1m}$$

$$d = 21,499mm \approx 21,5mm$$

2.2.7 Diseño a fatiga para el eje porta numeradoras

Para el eje porta numeradoras se ha elegido un acero de transmisión AISI 1018 con las siguientes propiedades.

$$S_{ut} = 465MPa$$

$$S_y = 235MPa$$

Para hallar el factor de superficie se utiliza la ecuación 1.10.

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

$$K_a = 4,51 \times 465^{-0,265}$$

$$K_a = 0,8643$$

Posteriormente se utiliza la ecuación 1.11.

$$K_b = 1,24 \cdot d^{-0,1133}$$

$$K_b = 1,24 \cdot 21,5^{-0,1133}$$

$$K_b = 0,875$$

Para cargas de flexión rotatoria, radiales y axiales se utiliza un factor de carga

$$K_c = 1.$$

Seguidamente se calcula el factor de temperatura con la ecuación 1.13.

$$K_{d_{20^\circ C}} = 1$$

Posteriormente se calcula el factor de confiabilidad con la ecuación 1.14.

$$K_e = 1$$

Se emplea todos los datos en la ecuación 1.16.

$$S_e = K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot K_d \cdot K_e \cdot S_e'$$

$$S_e = 0,8643 \cdot 0,875 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0,5 \cdot 465$$

$$S_e = 175,8 \text{MPa}$$

- El factor $K_t = 1,5$ se obtiene de la figura 1.3
- El factor $q = 0,4$ se obtiene de la figura 1.4

Seguidamente se calcula el factor de concentración de esfuerzos con la ecuación 1.17.

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

$$K_f = 1 + 0,4 \cdot (1,5 - 1)$$

$$K_f = 1,2$$

En seguida se calcula el esfuerzo con la ecuación 1.6.

$$\sigma_{nom} = \frac{32 \times 114,47 \text{Nm}}{\pi \times (0,0215)^3 \text{m}^3}$$

$$\sigma_{nom} = 117,3 \text{MPa}$$

A continuación se calcula el factor de seguridad a fatiga con la ecuación 1.18.

$$Nf = \frac{Se}{\sigma_{nom}}$$

$$Nf = \frac{175,8MPa}{117,3MPa}$$

$$Nf = 1,5$$

Para hallar el diámetro mínimo del eje se utiliza la ecuación 1.19.

$$d = \left\{ \frac{32 \cdot Nf}{\pi} \cdot \left[\left(Kf \cdot \frac{M}{Se} \right)^2 + \frac{3}{4} \cdot \left(Kf \cdot \frac{T}{Sy} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}}$$

$$d = \left\{ \frac{32 \cdot 1,6}{\pi} \cdot \left[\left(1,2 \cdot \frac{114,47}{173 \cdot 10^6} \right)^2 + \frac{3}{4} \cdot \left(1,2 \cdot \frac{6,88}{235 \cdot 10^6} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}}$$

$$d = 0,02469m \cdot \frac{1000mm}{1m} \approx d = 25mm$$

$Se > \sigma_{nom} \therefore$ El diámetro seleccionado es el adecuado

2.2.8 Selección de rodamientos eje porta numeradoras.

Apoyo A

Para hallar la reacción total en los apoyos se utiliza la ecuación

$$Ra_y = 1116,1N$$

$$Ra_z = 222,772N$$

$$Ra = \sqrt{Ra_y^2 + Ra_z^2}$$

$$Ra = \sqrt{1116,1^2 N^2 + 222,772^2 N^2}$$

$$Ra = 1,13KN = P_0$$

Cálculo estático

Para hallar la capacidad estática de carga del rodamiento se utilizando la ecuación 1.49, con un $f_s = 1,25$ para exigencias normales.

$$C_0 = f_s \cdot P_0$$

$$C_0 = 1,25 \cdot 1,13KN$$

$$C_0 = 1,41KN$$

Cálculo dinámico

La carga dinámica se obtiene con la ecuación 1.50

$$C = \frac{f_L \cdot P}{f_n}$$

El factor de esfuerzos dinámicos es:

$$f_L = 4,25$$

El factor de velocidad se obtiene de la figura 1.6.

$$f_n = 0,886$$

Al reemplazar en la ecuación se obtiene:

$$C = \frac{4,25 \cdot 1,13KN}{0,886}$$

$$C = 5,42KN$$

El rodamiento seleccionado es el 6202, con una carga estática de $C_0 = 3,75KN$ y $C = 7,8KN$.

La medida del rodamiento se observa en la tabla 2.1.

Tabla 2.1 Dimensiones del rodamiento seleccionado

| Rodamiento 6202 | | |
|-------------------------------|-------------------------------|---------------------|
| Diámetro exterior (mm) | Diámetro interior (mm) | Espesor (mm) |
| 35 | 15 | 11 |

Apoyo B

Para hallar la capacidad estática de carga del rodamiento se utilizando la ecuación 1.49, con un $f_s = 1,25$ para exigencias normales.

Donde la carga estática equivalente es:

$$Rb_y = 888,93N$$

$$Rb_z = 1,93N$$

$$Rb = \sqrt{Rb_y^2 + Rb_z^2}$$

$$Rb = \sqrt{888,93^2 + 1,93^2}$$

$$Rb = 0,9KN = P_0$$

Cálculo estático

La carga estática equivalente se obtiene con la ecuación 1.49

$$C_0 = P_0 \cdot f_s$$

$$C_0 = 1,25 \times 1,25KN$$

$$C_0 = 1,12KN$$

Cálculo dinámico

El factor dinámico se obtiene con la ecuación 1.50.

$$C = \frac{f_L \cdot P}{f_n}$$

El factor de esfuerzos dinámicos es:

$$f_L = 4,25$$

El factor de velocidad se obtiene de la figura 1.6.

$$f_n = 0,886$$

Al reemplazar en la ecuación se obtiene:

$$C = \frac{4,25 \cdot 1,28KN}{0,886}$$

$$C = 4,31KN$$

El rodamiento seleccionado es el 6202, con una carga estática de $C_0 = 3,75KN$ y

$$C = 7,8KN.$$

La medida del rodamiento se observa en la tabla 2.2.

Tabla 2.2 Dimensiones del rodamiento seleccionado

| Rodamiento 6202 | | |
|-------------------------------|-------------------------------|---------------------|
| Diámetro exterior (mm) | Diámetro interior (mm) | Espesor (mm) |
| 35 | 15 | 11 |

2.3. Diseño del rodillo 1

El rodillo 1 se utiliza como base para la impresión, la numeradora imprime los dígitos en el papel continuo. En la figura 2.11 se muestra el rodillo.

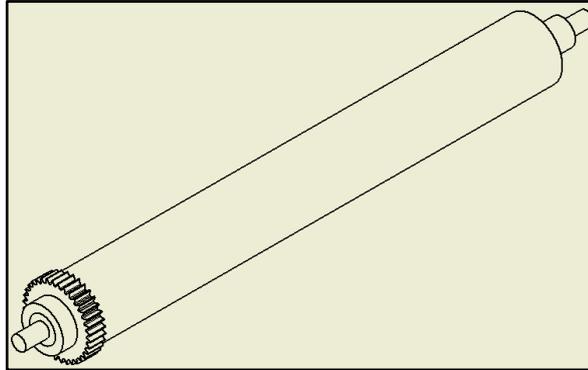


Figura 2.11 Rodillo 1

Para el cálculo del diámetro del rodillo 1 se toma en cuenta la fuerza de arrastre del papel continuo, la fuerza que ejerce la numeradora y las fuerzas del engrane 3.

2.3.1. Fuerza de arrastre.

Esta fuerza se obtiene calculando la masa de una hoja de papel continuo cuyas dimensiones se muestran en la tabla 1.1. Para obtener la masa del papel se utiliza la ecuación 1.1.

$$m = V \cdot \delta$$

$$m = 0,3778m \cdot 0,2794m \cdot 1 \times 10^{-4}m \cdot 950 \frac{Kg}{m^3}$$

$$m = 0,010kg$$

A continuación se obtiene el peso del papel con la ecuación 1.2.

$$w = n \cdot m \cdot g$$

$$w = 10 \cdot 0,010Kg \cdot 9,8 \frac{m}{s^2}$$

$$w = 1N$$

Para mover 10 hojas se necesita una fuerza de 1N. Como ésta es una fuerza que puede estar presente en cualquier punto del eje se calcula la misma como una carga

distribuida de $q_1 = 1 \frac{N}{mm}$ (figura 2.10).

2.3.2. Fuerza de impresión.

La fuerza que se necesita para la impresión es de 15N. Como ésta puede estar presente en cualquier punto del rodillo, se calcula como una carga distribuida de

$$q_2 = 15 \frac{N}{mm}.$$

La carga total que se aplica en el rodillo es la sumatoria de la fuerza de impresión y la fuerza de arrastre del papel continuo.

$$q_t = q_1 + q_2$$

$$q_t = 1 \frac{N}{mm} + 15 \frac{N}{mm}$$

$$q_t = 16 \frac{N}{mm}$$

La fuerza que se aplica en el rodillo 1 es de $q_t = 16 \frac{N}{mm}$.

2.3.3 Fuerza de la rueda dentada 3

Estas fuerzas se obtienen en el cálculo de diseño de engranajes.

$$w_{r3} = 85,17N$$

La carga radial de la rueda dentada 3 se calcula con la ecuación 1.27

$$w_{r3} = wt \cdot \tan 20^\circ$$

$$w_{r3} = 85,17 \cdot \tan 20^\circ$$

$$w_{r3} = 31N$$

El torque se calcula con la ecuación 1.26

$$T = wt \cdot \frac{dp}{2}$$

$$T = 85,17N \cdot \frac{0,054}{2}m$$

$$T = 2,3Nm$$

2.3.4 Cálculo del diámetro del rodillo 1

El diagrama de cuerpo libre en el plano YZ del rodillo 1 se observa en la figura 2.12.

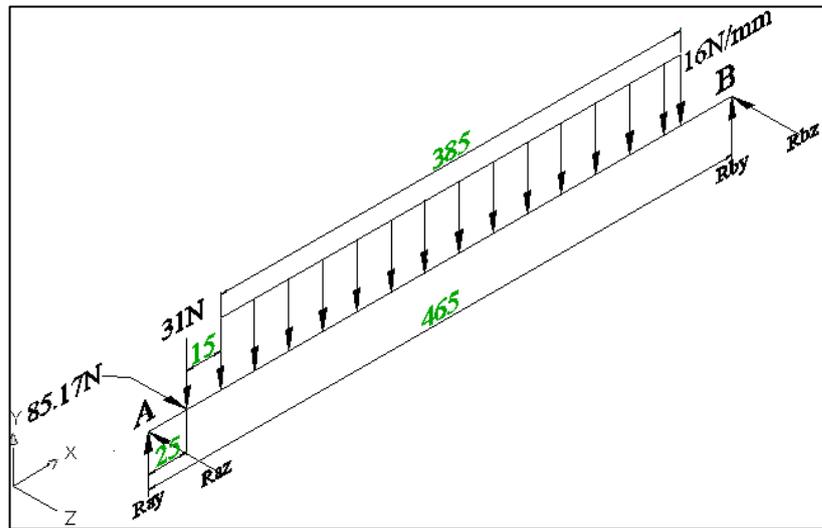


Figura 2.12 Diagrama de cuerpo libre del rodillo 1.

La fuerza puntual de la carga distribuida es:

$$F_2 = 16 \frac{N}{mm} \cdot (385mm)$$

$$F_2 = 6160N$$

$$\uparrow (+) \sum F_Y = 0$$

$$R_{a_y} + R_{b_y} - 31N - 6160N = 0$$

$$R_{a_y} + R_{b_y} = 6191N \tag{2.6}$$

$$\left(\downarrow (+) \sum M_{a_y} = 0 \right.$$

$$R_{b_y} \cdot 0,465m - 31(0,025)Nm - 6160(0,2325)Nm = 0$$

$$R_{b_y} \cdot 0,465m = 1432,97Nm$$

$$R_{b_y} = 3081,66N$$

Al reemplazar R_{b_y} en la ecuación 2.6.

$$R_{a_y} = 6191N + 3081,66N$$

$$Ra_y = 3109,33N$$

$$\uparrow (+) \sum F_z = 0$$

$$Ra_z + Rb_z - 85,17N = 0$$

$$Ra_z + Rb_z = 85,17N \quad (2.7)$$

$$\left(\begin{array}{l} (+) \sum Ma_z = 0 \end{array} \right.$$

$$Rb_z \cdot 0,465m - 85,17(0,025)Nm = 0$$

$$Rb_z = 4,58Nm$$

Al reemplazar Rb_z en la ecuación 2.7.

$$Ra_z = 85,17N + 4,58N$$

$$Ra_z = 89,75N$$

Con la ayuda de Autocad Mechanical 2010 se obtienen las gráficas del momento máximo en los planos XY y XZ como se indica en las figuras 2.13, 2.14, 2.15 y 2.16 respectivamente.

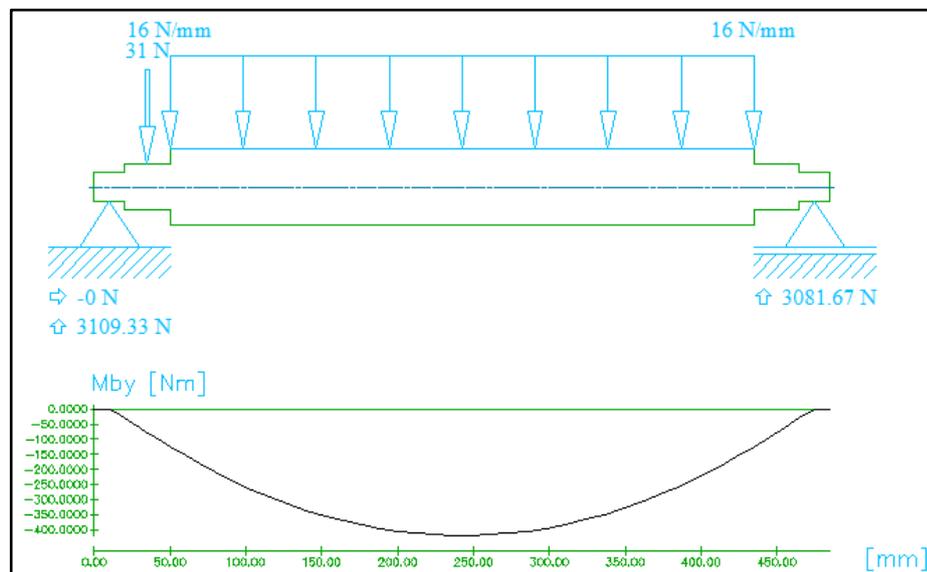


Figura 2.13 Diagrama del momento máximo en el plano XY.

Para el plano XY el momento máximo es 419,8Nm, como se muestra en la figura 2.14.

| Calculated Values | | |
|--------------------------|----------------------|---------------|
| Yield Point | [N/mm ²] | 235 |
| E-Modulus | [N/mm ²] | 210000 |
| Material | | S235JR |
| Max. Res. Deflection | [mm] | 153.2802 E-03 |
| at Position | [mm] | 248.0 |
| Max. Res. Bending Moment | [Nm] | 419.7863 |
| at Position | [mm] | 248.0 |

Figura 2.14 Momento máximo en el plano XY.

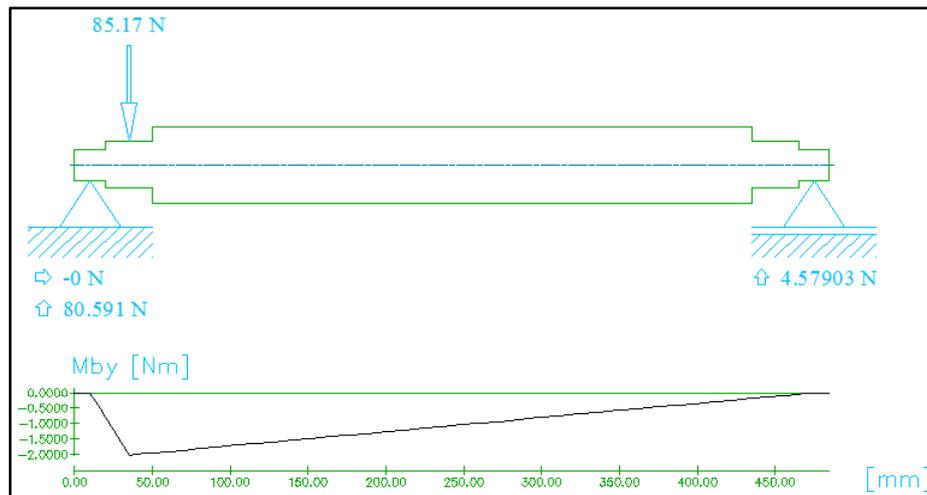


Figura 2.15 Diagrama del momento máximo en el plano XZ.

Para el plano XZ el momento máximo es 2,0148Nm, como se muestra en la figura 2.16.

| Calculated Values | | |
|--------------------------|----------------------|---------------|
| Yield Point | [N/mm ²] | 235 |
| E-Modulus | [N/mm ²] | 210000 |
| Material | | S235JR |
| Max. Res. Deflection | [mm] | 554.2299 E-06 |
| at Position | [mm] | 188.0 |
| Max. Res. Bending Moment | [Nm] | 2.0148 |
| at Position | [mm] | 35.0 |

Figura 2.16 Momento máximo en el plano XZ.

Como:

$$M = \sqrt{M_{xy}^2 + M_{xz}^2}$$

$$M = \sqrt{419,8^2 + 2,0148^2}$$

$$M = 419,8Nm$$

Entonces el esfuerzo flexionante se determina con la ecuación 1.6.

$$\sigma = \frac{32 \cdot M}{\pi \cdot d^3}$$

$$\sigma = \frac{32 \cdot 419,8Nm}{\pi \cdot d^3}$$

$$\sigma = \frac{4276Nm}{d^3}$$

Y el esfuerzo cortante se determina con la ecuación 1.7.

$$\tau = \frac{16 \cdot T}{\pi \cdot d^3}$$

$$\tau = \frac{16 \cdot 2,3Nm}{\pi \cdot d^3}$$

$$\tau = \frac{11,7Nm}{d^3}$$

Se reemplazan las ecuaciones 1.6 y 1.7 con el fin de hallar un diámetro en la ecuación 1.8.

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2}$$

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\left(\frac{4276Nm}{d^3}\right)^2 + 3\left(\frac{11,7Nm}{d^3}\right)^2}$$

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\frac{18284586,67N^2m^2}{d^6}}$$

$$d^6 = \frac{18284586,67N^2m^2}{\sigma_{eq}^2}$$

Se propone un eje de acero AISI 1018.

$$Sy = 235MPa$$

$$\sigma_{eq} = \frac{Sy}{Fs}$$

$$\sigma_{eq} = \frac{235MPa}{3,5}$$

$$\sigma_{eq} = 67,14MPa$$

Se reemplaza en la ecuación 1.8

$$d^6 = \frac{18284586,67 N^2 m^2}{\left(67,14 \cdot 10^6 \frac{N}{m^2}\right)^2}$$

$$d = \sqrt[6]{\frac{18284586,67 N^2 m^2}{\left(67,14 \cdot 10^6 \frac{N}{m^2}\right)^2}}$$

$$d = 0,03993m \cdot \frac{1000mm}{1m} \approx d = 40mm$$

2.3.5 Diseño a fatiga para el rodillo 1

El material elegido para la construcción del rodillo 1 es el acero AISI 1810.

$$S_{ut} = 465MPa.$$

$$S_y = 235MPa.$$

De la ecuación 1.10 se obtiene el factor de superficie:

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

$$K_a = 4,51 \cdot 465^{-0,265}$$

$$K_a = 0,8643$$

Posteriormente se utiliza la ecuación 1.11:

$$K_b = 1,24 \cdot d^{-0,1133}$$

$$K_b = 1,24 \cdot 40^{-0,1133}$$

$$K_b = 0,816$$

Para cargas de flexión rotatoria, radiales y axiales se utiliza un factor de carga

$$K_c = 1.$$

Seguidamente se obtiene el factor de temperatura con la ecuación 1.13.

$$Kd_{20^{\circ}C} = 1$$

Utilizando la tabla 1.4, se obtiene el factor de confiabilidad de

$$Ke = 1$$

Se emplea todos los datos en la ecuación 1.16:

$$Se = Ka \cdot Kb \cdot Kc \cdot Kd \cdot Ke \cdot Se'$$

$$Se = 0,8643 \cdot 0,831 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0,5 \cdot 465$$

$$Se = 164MPa$$

- El factor $Kt = 2,2$ se obtiene de la figura 1.3
- El factor $q = 0,8$ se obtiene de la figura 1.4

Seguidamente se obtiene el factor de concentración de esfuerzos con la ecuación 1.17.

$$Kf = 1 + q \cdot (Kt - 1)$$

$$Kf = 1 + 0,88 \cdot (2,2 - 1)$$

$$Kf = 2$$

Seguidamente se calcula el esfuerzo con la ecuación 1.6.

$$\sigma_{nom} = \frac{32 \cdot 419,8Nm}{\pi \cdot (0.04)^3 m^3}$$

$$\sigma_{nom} = 67MPa$$

A continuación se calcula el factor de seguridad con la ecuación 1.18.

$$Nf = \frac{Se}{\sigma_{nom}}$$

$$Nf = \frac{167MPa}{67MPa}$$

$$Nf = 2,5$$

Para obtener el diámetro mínimo se aplica la ecuación 1.19.

$$d = \left\{ \frac{32 \cdot Nf}{\pi} \cdot \left[\left(Kf \cdot \frac{M}{Se} \right)^2 + \frac{3}{4} \cdot \left(Kf \cdot \frac{T}{Sy} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}}$$

$$d = \left\{ \frac{32 \cdot 2,5}{\pi} \cdot \left[\left(2 \cdot \frac{419,8}{167 \cdot 10^6} \right)^2 + \frac{3}{4} \cdot \left(2 \cdot \frac{2,3}{235 \cdot 10^6} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}}$$

$$d = 0.04952m \cdot \frac{1000mm}{1m} \approx d = 50mm$$

$Se > \sigma_{nom} \therefore$ El diámetro seleccionado es el adecuado

2.3.6 Selección de rodamientos en rodillo 1

Apoyo A

Para hallar la reacción total en los apoyos se utiliza la ecuación:

$$Ray = 3109,33N$$

$$Raz = 80,6N$$

$$Ra = \sqrt{Ray^2 + Raz^2}$$

$$Ra = \sqrt{3109,33^2 N^2 + 80,6^2 N^2}$$

$$Ra = 3,1KN = P_0$$

Cálculo estático

Para hallar la capacidad estática de carga del rodamiento se utiliza la ecuación 1.49, con un $f_s = 1,1$ para exigencias normales.

$$C_0 = f_s \cdot P_0$$

$$C_0 = 1,1 \cdot 3,1KN$$

$$C_0 = 3,4KN$$

Cálculo dinámico

La carga dinámica se obtiene con la ecuación 1.50.

$$C = \frac{f_L \cdot P}{f_n}$$

El factor de esfuerzos dinámicos es:

$$f_L = 4,25$$

El factor de velocidad se obtiene de la figura 1.6.

$$f_n = 0,886$$

Al reemplazar en la ecuación se obtiene:

$$C = \frac{4,25 \cdot 3,1KN}{0,886}$$

$$C = 14,87KN$$

El rodamiento seleccionado es el 6201, con una carga estática de $C_0 = 6,55KN$ y $C = 14,8KN$.

La medida del rodamiento se observa en la tabla 2.3.

Tabla 2.3 Dimensiones del rodamiento seleccionado

| Rodamiento 6204 | | |
|-------------------------------|-------------------------------|---------------------|
| Diámetro exterior (mm) | Diámetro interior (mm) | Espesor (mm) |
| 47 | 20 | 14 |

Apoyo B

Para hallar la capacidad estática de carga del rodamiento se utiliza la ecuación 1.52, con un $f_s = 1,1$ para exigencias normales.

Donde la carga estática equivalente es:

$$R_{by} = 3081,66N$$

$$R_{bz} = 4,58N$$

$$Rb = \sqrt{Rby^2 + Rbz^2}$$

$$Rb = \sqrt{3081,66^2 + 4,58^2}$$

$$Rb = 3KN = P_0$$

Cálculo estático

Para hallar la carga estática se utiliza la ecuación 1.49.

$$C_0 = P_0 \cdot f_s$$

$$C_0 = 1,1 \cdot 3KN$$

$$C_0 = 3,3KN$$

Cálculo dinámico

La carga dinámica se obtiene con la ecuación 1.50.

$$C = \frac{f_L \cdot P}{f_n}$$

El factor de esfuerzos dinámicos es:

$$f_L = 4,25$$

El factor de velocidad se obtiene de la figura 1.6.

$$f_n = 0,886$$

Al reemplazar en la ecuación se obtiene:

$$C = \frac{4,25 \cdot 3KN}{0,886}$$

$$C = 14,3KN$$

El rodamiento seleccionado es el 6201, con una carga estática de $C_0 = 6,55KN$ y

$$C = 14,8KN.$$

La medida del rodamiento se observa en la tabla 2.4.

Tabla 2.4 Dimensiones del rodamiento seleccionado

| Rodamiento 6204 | | |
|------------------------|------------------------|--------------|
| Diámetro exterior (mm) | Diámetro interior (mm) | Espesor (mm) |
| 47 | 20 | 14 |

2.4 Diseño del eje porta grapas

Para el diseño del eje porta grapas se toma en cuenta las medidas de la figura 2.17.

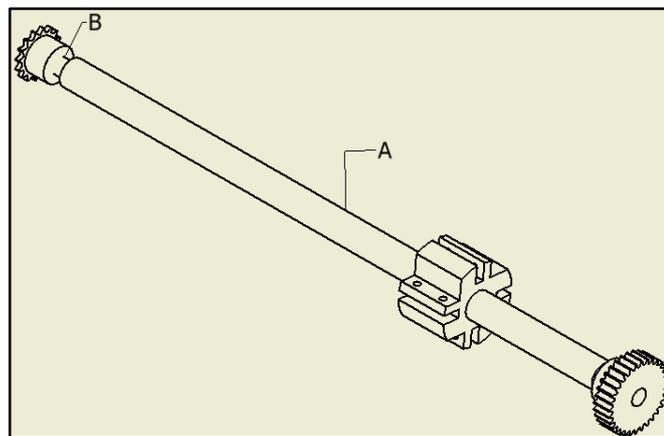


Figura 2.17 Medidas del eje porta grapas.

2.4.1 Fuerza en la rueda dentada 4

En figura 2.18, se representa el diagrama de cuerpo libre de la rueda.

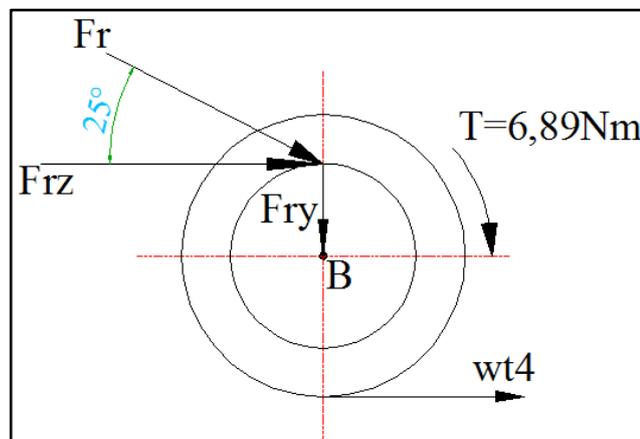


Figura 2.18 Diagrama de cuerpo libre.

$$\left(\begin{array}{l} (+) \sum M_B = 0 \end{array} \right.$$

$$-6,89Nm + w_{t4} \cdot \frac{dp}{2} = 0$$

$$w_{t4} = 222,25N$$

La carga radial se obtiene con la ecuación 1.27. (Budynas & Nisbett, 2012)

$$w_{r4} = w_{t4} \cdot \tan 20^\circ$$

$$w_{r4} = 222,25N \cdot \tan 20^\circ$$

$$w_{r4} = 72,21N$$

En la figura 2.19 se representa el diagrama de cuerpo libre del eje porta numeradoras.

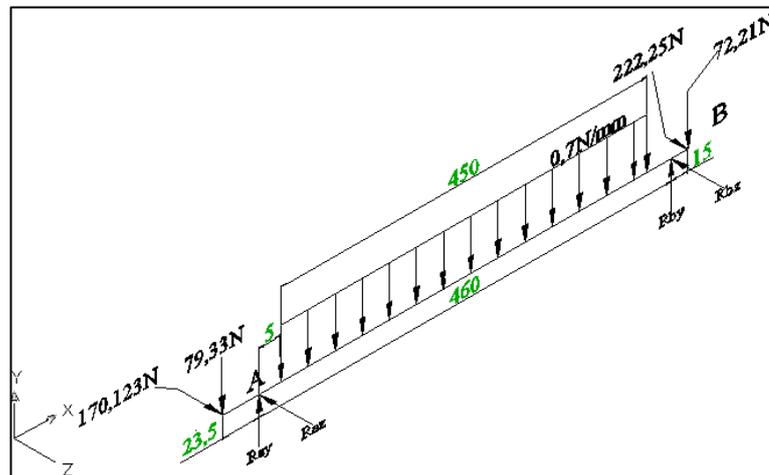


Figura 2.19 Diagrama de cuerpo libre del eje porta grapas.

La fuerza puntual de la carga distribuida:

$$F_3 = 0,7 \frac{N}{mm} (450mm)$$

$$F_3 = 315N$$

$$\uparrow (+) \sum F_Y = 0$$

$$Ra_y + Rb_y - 79,33N - 315N - 72,21N = 0$$

$$Ra_y + Rb_y = 466,54N \tag{2.8}$$

$$\left(\downarrow \right) (+) \sum M_{a_y} = 0$$

$$Rb_y \cdot 0,46m + 79,33(0,0235)Nm - 315(0,23)Nm - 72,21(0,475)Nm = 0$$

$$Rb_y \cdot 0,46m = 104,88Nm$$

$$Rb_y = 228N$$

Al reemplazar Rb_y en la ecuación 2.8.

$$Ra_y = 466,54N + 228N$$

$$Ra_y = 238,53N$$

$$\uparrow (+) \sum F_z = 0$$

$$Ra_z + Rb_z - 170,123N - 222,25N = 0$$

$$Ra_z + Rb_z = 392,37N \tag{2.9}$$

$$\left(\downarrow \right) (+) \sum M_{a_z} = 0$$

$$Rb_z \cdot 0,46m + 170,123(0,0235)Nm - 222,25(0,475)Nm = 0$$

$$Rb_z \cdot 0,46m = 101,57Nm$$

$$Rb_z = 220,81N$$

Al reemplazar Rb_z en la ecuación 2.9.

$$Ra_z = 392,37N - 220,81N$$

$$Ra_z = 171,56N$$

Con la ayuda de Autocad Mechanical 2010 se obtienen las gráficas de momento máximo en los planos XY y XZ, que se indica en las figuras 2.20, 2.21, 2.22 y 2.23 respectivamente.

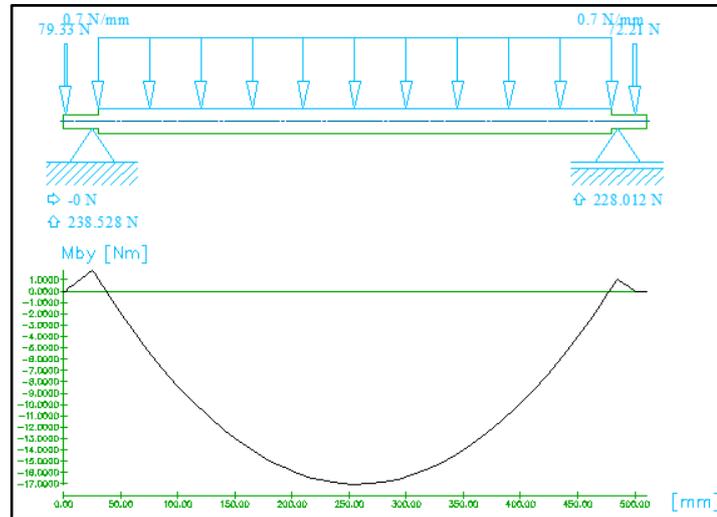


Figura 2.20 Diagrama de momento máximo en el plano XY.

Se obtiene un momento máximo en el plano XY de 17 Nm, como se muestra en la figura 2.21.

| Calculated Values | | |
|--------------------------------------|----------------------|---------------|
| Yield Point | [N/mm ²] | 235 |
| E-Modulus | [N/mm ²] | 210000 |
| Material | | S235JR |
| Max. Res. Deflection at Position | [mm] | 152.7123 E-03 |
| Max. Res. Bending Moment at Position | [Nm] | 17.0325 |
| | [mm] | 255.0 |

Figura 2.21 Momento máximo en el plano XZ.

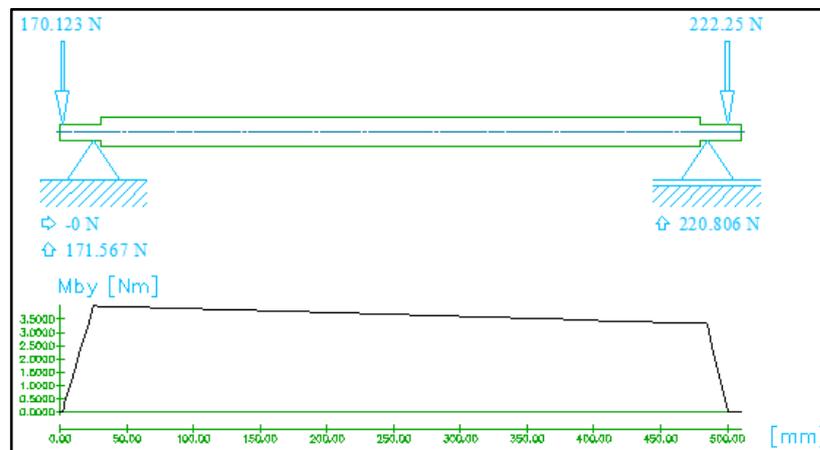


Figura 2.22 Diagrama del momento máximo en el plano XZ.

Para el plano XZ se obtiene un momento máximo de 4 Nm, como se muestra en la figura 2.23.

| Calculated Values | | |
|--------------------------|----------------------|--------------|
| Yield Point | [N/mm ²] | 235 |
| E-Modulus | [N/mm ²] | 210000 |
| Material | | S235JR |
| Max. Res. Deflection | [mm] | 40.3483 E-03 |
| at Position | [mm] | 255.0 |
| Max. Res. Bending Moment | [Nm] | 3.9979 |
| at Position | [mm] | 25.0 |

Figura 2.23 Momento máximo en el plano XZ.

Diseño de la sección A

Como:

$$M = \sqrt{M_{xy}^2 + M_{xz}^2}$$

$$M = \sqrt{(17)^2 N^2 m^2 + (4)^2 N^2 m^2}$$

$$M = 17,5 Nm$$

Entonces el esfuerzo flexionante se determina con la ecuación 1.6:

$$\sigma = \frac{32 \cdot M}{\pi \cdot d^3}$$

$$\sigma = \frac{32 \cdot 17,5 Nm}{\pi \cdot d^3}$$

$$\sigma = \frac{178,25 Nm}{d^3}$$

Y el esfuerzo cortante se determina con la ecuación 1.7:

$$\tau = \frac{16 \cdot T}{\pi \cdot d^3}$$

$$\tau = \frac{16 \cdot 6,88 Nm}{\pi \cdot d^3}$$

$$\tau = \frac{35,04 Nm}{d^3}$$

Se reemplazan las ecuaciones 1.6 y 1.7 con el fin de hallar un diámetro en la ecuación 1.8.

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2}$$

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\left(\frac{178,25Nm}{d^3}\right)^2 + 3\left(\frac{35,04Nm}{d^3}\right)^2}$$

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\frac{35457,73N^2m^2}{d^6}}$$

$$d^6 = \frac{35457,73N^2m^2}{\sigma_{eq}^2}$$

Se propone un eje de acero AISI 1018

$$S_y = 235MPa$$

Seguidamente se calcula el esfuerzo con la ecuación 1.9.

$$\sigma_{eq} = \frac{S_y}{F_s}$$

$$\sigma_{eq} = \frac{235MPa}{3}$$

$$\sigma_{eq} = 78,33MPa$$

Reemplazado en la ecuación 1.8

$$d = \sqrt[6]{\frac{35457,73N^2m^2}{(78,33 \cdot 10^6)^2 \frac{N^2}{m^4}}}$$

$$d = 0,013594m \cdot \frac{1000mm}{1m}$$

$$d = 13.59mm \approx 14mm$$

2.4.2 Diseño a fatiga eje porta grapas sección A

Para el eje porta grapas se ha elegido un acero de transmisión AISI 1018 con las siguientes propiedades.

$$S_{ut} = 465 \text{MPa.}$$

$$S_y = 235 \text{MPa.}$$

Para hallar el factor de superficie se utiliza la ecuación 1.10.

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

$$K_a = 4,51 \cdot 465^{-0,265}$$

$$K_a = 0,8643$$

Posteriormente se utiliza la ecuación 1.11.

$$K_b = 1,24 \cdot d^{-0,1133}$$

$$K_b = 1,24 \cdot 14^{-0,1133}$$

$$K_b = 0,92$$

Para cargas de flexión rotatoria, radiales y axiales se utiliza un factor de carga de:

$$K_c = 1.$$

Seguidamente se calcula el factor de temperatura con la ecuación 1.14:

$$K_{d_{20^\circ C}} = 1$$

Posteriormente se calcula el factor de confiabilidad con la ecuación 1.15:

$$K_e = 1$$

Se emplea todos los datos en la ecuación 1.16.

$$S_e = K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot K_d \cdot K_e \cdot S_e'$$

$$S_e = 0,8643 \cdot 0,92 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0,5 \cdot 465$$

$$S_e = 185 \text{MPa}$$

- El factor $K_t = 1,5$ se obtiene de la figura 1.3
- El factor $q = 0,9$ se obtiene de la figura 1.4

Seguidamente se obtiene el factor de concentración de esfuerzos con la ecuación 1.17. (Budynas & Nisbett, 2012)

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

$$K_f = 1 + 0,9 \cdot (1,5 - 1)$$

$$K_f = 2,5$$

Posteriormente se calcula el esfuerzo con la ecuación 1.6.

$$\sigma_{nom} = \frac{32 \cdot 17,5 Nm}{\pi \cdot (0,014)^3 m^3}$$

$$\sigma_{nom} = 65 MPa$$

A continuación se calcula el factor de seguridad con la ecuación 1.18.

$$N_f = \frac{S_e}{\sigma_{nom}}$$

$$N_f = \frac{185 MPa}{65 MPa}$$

$$N_f = 2,84 \approx 3$$

Para el diámetro mínimo se utiliza la ecuación 1.19.

$$d = \left\{ \frac{32 \cdot N_f}{\pi} \cdot \left[\left(K_f \cdot \frac{M}{S_e} \right)^2 + \frac{3}{4} \cdot \left(K_f \cdot \frac{T}{S_y} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}}$$

$$d = \left\{ \frac{32 \cdot 3}{\pi} \cdot \left[\left(2,5 \cdot \frac{17,5}{185 \cdot 10^6} \right)^2 + \frac{3}{4} \cdot \left(2,5 \cdot \frac{6,88}{235 \cdot 10^6} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}}$$

$$d = 0,01946 m \approx d = 20 mm$$

$S_e < \sigma_{nom} \therefore$ El diámetro seleccionado es el adecuado

Diseño de la sección B

Como:

$$M_{xy} = 1,8 Nm$$

$$M_{xz} = 4 Nm$$

$$M = \sqrt{M_{xy}^2 + M_{xz}^2}$$

$$M = \sqrt{1,8^2 N^2 m^2 + 4^2 N^2 m^2}$$

$$M = 4,38 Nm$$

Entonces el esfuerzo flexionante se determina con la ecuación 1.6.

$$\sigma = \frac{32 \cdot M}{\pi \cdot d^3}$$

$$\sigma = \frac{32 \times 4,38 Nm}{\pi \times d^3}$$

$$\sigma = \frac{45 Nm}{d^3}$$

Y el esfuerzo cortante se determina con la ecuación 1.7.

$$\tau = \frac{16 \cdot T}{\pi \cdot d^3}$$

$$\tau = \frac{16 \cdot 6,88 Nm}{\pi \cdot d^3}$$

$$\tau = \frac{35 Nm}{d^3}$$

Se reemplazan las ecuaciones 1.6 y 1.7 con el fin de hallar un diámetro en la ecuación 1.8.

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2}$$

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\left(\frac{45 Nm}{d^3}\right)^2 + 3\left(\frac{35 Nm}{d^3}\right)^2}$$

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\frac{5700 N^2 m^2}{d^6}}$$

$$d^6 = \frac{5700 N^2 m^2}{\sigma_{eq}^2}$$

Se propone un eje de acero AISI 1018

Seguidamente se obtiene el esfuerzo con la ecuación 1.9

$$S_y = 235 \text{MPa}$$

$$\sigma_{eq} = \frac{S_y}{F_s}$$

$$\sigma_{eq} = \frac{235 \text{MPa}}{3}$$

$$\sigma_{eq} = 78,33 \text{MPa}$$

Reemplazamos en la ecuación 1.8

$$d = \sqrt[6]{\frac{5700 \text{N}^2 \text{m}^2}{(78,33 \cdot 10^6)^2 \frac{\text{N}^2}{\text{m}^4}}}$$

$$d = 0,00987 \text{m} \times \frac{1000 \text{mm}}{1 \text{m}}$$

$$d = 9,87 \text{mm} \approx 10 \text{mm}$$

2.4.3 Diseño a fatiga del eje porta grapas sección B

Para el eje porta grapas se ha elegido un acero de transmisión AISI 1018 con las siguientes propiedades.

$$S_{ut} = 465 \text{MPa}$$

$$S_y = 235 \text{MPa}$$

Para hallar el factor de superficie se utiliza la ecuación 1.10.

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

$$K_a = 4,51 \cdot 465^{-0,265}$$

$$K_a = 0,8643$$

Posteriormente se utiliza la ecuación 1.11.

$$K_b = 1,24 \cdot d^{-0,1133}$$

$$K_b = 1,24 \cdot 10^{-0,1133}$$

$$K_b = 0,95$$

Para cargas de flexión rotatoria, radiales y axiales se utiliza un factor de carga

$$K_c = 1.$$

Seguidamente se calcula el factor de temperatura con la ecuación 1.14.

$$K_{d_{20^{\circ}C}} = 1$$

Posteriormente se calcula el factor de confiabilidad con la ecuación 1.15.

$$K_e = 1$$

Se emplea todos los datos en la ecuación 1.16.

$$S_e = K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot K_d \cdot K_e \cdot S_e'$$

$$S_e = 0,8643 \cdot 0,95 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0,5 \cdot 465$$

$$S_e = 190MPa$$

- El factor $K_t = 1.3$ se obtiene de la figura 1.3
- El factor $q = 0,6$ se obtiene de la figura 1.4

Seguidamente se obtiene el factor de concentración de esfuerzos con la ecuación 1.17.

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

$$K_f = 1 + 0,6 \cdot (1,3 - 1)$$

$$K_f = 1.2$$

Seguidamente se calcula el esfuerzo con la ecuación 1.6.

$$\sigma_{nom} = \frac{32 \cdot 4,38Nm}{\pi \cdot (0.01)^3 m^3}$$

$$\sigma_{nom} = 45MPa$$

A continuación se calcula el factor de seguridad con la ecuación 1.18.

$$N_f = \frac{S_e}{\sigma_{nom}}$$

$$N_f = \frac{190MPa}{45MPa}$$

$$N_f = 4,22$$

Para obtener el diámetro mínimo se utiliza la ecuación 1.19.

$$d = \left\{ \frac{32 \cdot Nf}{\pi} \cdot \left[\left(Kf \cdot \frac{M}{Se} \right)^2 + \frac{3}{4} \cdot \left(Kf \cdot \frac{T}{Sy} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}}$$

$$d = \left\{ \frac{32 \cdot 4,22}{\pi} \cdot \left[\left(1,2 \cdot \frac{17,5}{185 \cdot 10^6} \right)^2 + \frac{3}{4} \cdot \left(1,2 \cdot \frac{6,88}{235 \cdot 10^6} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}}$$

$$d = 0.01189m \approx d = 12mm$$

$Se > \sigma_{nom} \therefore$ El diámetro seleccionado es el adecuado

2.4.3 Selección de rodamientos eje porta grapas

Apoyo A

Para hallar la reacción total en los apoyos se utiliza la ecuación

$$Ra_y = 238,53N$$

$$Ra_z = 171,56N$$

$$Ra = \sqrt{Ra_y^2 + Ra_z^2}$$

$$Ra = \sqrt{238,53^2 + 171,56^2}$$

$$Ra = 0,293KN = P_0$$

Cálculo estático

Para hallar la capacidad estática de carga del rodamiento se utiliza la ecuación 1.49, con un $f_s = 1,25$ para exigencias normales.

$$C_0 = f_s \cdot P_0$$

$$C_0 = 1,25 \cdot 0,293KN$$

$$C_0 = 0,366KN$$

Cálculo dinámico

La carga dinámica se obtiene con la ecuación 1.50.

$$C = \frac{f_L \cdot P}{f_n}$$

El factor de esfuerzos dinámicos es:

$$f_L = 4,25$$

El factor de velocidad se obtiene de la figura 1.6

$$f_n = 0,635$$

Reemplazando en la ecuación se obtiene:

$$C = \frac{4,25 \cdot 0,293KN}{0,635}$$

$$C = 1,96KN$$

El rodamiento seleccionado es el 6201, con una carga estática de $C_0 = 3,1KN$ y $C = 6,95KN$.

La medida del rodamiento se observa en la tabla 2.5.

Tabla 2.5 Dimensiones del rodamiento seleccionado

| Rodamiento 6201 | | |
|-------------------------------|-------------------------------|---------------------|
| Diámetro exterior (mm) | Diámetro interior (mm) | Espesor (mm) |
| 32 | 12 | 10 |

Apoyo B

Para hallar la capacidad estática de carga del rodamiento se utiliza la ecuación 1.52, con un $f_s = 1,25$ para exigencias normales.

Donde la carga estática equivalente es:

$$Rb_y = 228N$$

$$Rb_z = 220,25N$$

$$Rb = \sqrt{Rb_y^2 + Rb_z^2}$$

$$Rb = \sqrt{228^2 + 220,25^2}$$

$$Rb = 0,317KN = P_0$$

Cálculo estático

La carga estática se obtiene con la ecuación 1.49.

$$C_0 = P_0 \cdot f_s$$

$$C_0 = 1,5 \cdot 0,317KN$$

$$C_0 = 0,5KN$$

Cálculo dinámico

La carga dinámica se obtiene con la ecuación 1.50.

$$C = \frac{f_L \cdot P}{f_n}$$

El factor de esfuerzos dinámicos es:

$$f_L = 4,25$$

El factor de velocidad se obtiene de la figura 1.6

$$f_n = 0,635$$

Reemplazando en la ecuación se obtiene:

$$C = \frac{4,25 \cdot 0,317KN}{0,635}$$

$$C = 2.12KN$$

El rodamiento seleccionado es el 6201, con una carga estática de $C_0 = 3,1KN$ y $C = 6,95KN$.

La medida del rodamiento se observa en la tabla 2.6.

Tabla 2.6 Dimensiones del rodamiento seleccionado

| Rodamiento 6201 | | |
|-------------------------------|-------------------------------|---------------------|
| Diámetro exterior (mm) | Diámetro interior (mm) | Espesor (mm) |
| 32 | 12 | 10 |

2.5 Diseño del eje porta grapas 1

Este eje es el complemento del eje porta grapas. Aquí se realiza el grapado (unión no permanente) al papel continuo, lo que permite que las hojas no se separen. En la figura 2.24 se observa el eje porta grapas 1.

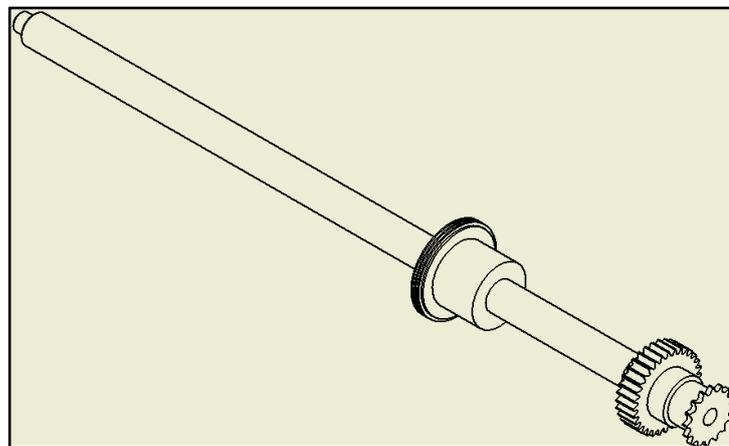


Figura 2.24 Eje porta grapas 1

2.5.1 Cálculo de las fuerzas en la rueda dentada y catarina

En la figura 2.25 se indica las fuerzas que se genera en la rueda dentada y Catarina.

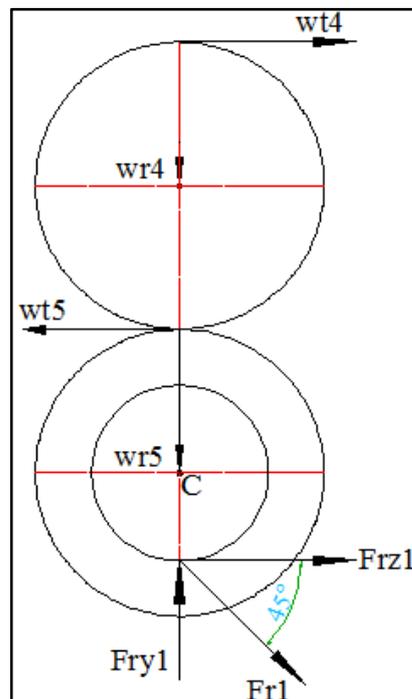


Figura 2.25 Cargas en la rueda dentada y catarina

El diámetro primitivo de la catarina se obtiene con la ecuación 1.40.

$$dp = \frac{P}{\sin\left(\frac{180}{Z}\right)}$$

$$dp = \frac{6.35mm}{\sin\left(\frac{180}{16}\right)}$$

$$dp = 36,12mm$$

La carga radial en la rueda dentada 4 es:

$$w_{r4} = 72,21N$$

Por lo tanto la carga tangencial es:

$$w_{t4} = w_{t5} = 222,25N$$

Se calcula la carga radial con la ecuación 1.27

$$w_{r4} = w_{t4} \cdot \tan 20^\circ$$

$$w_{r4} = 222,25N \cdot \tan 20^\circ$$

$$w_{r4} = 72,21N$$

Para encontrar la fuerza de arrastre para la catarina Fr_1 , se realiza una sumatoria de momentos en el punto C

$$\left((+) \sum M_c = 0 \right.$$

$$(222,25N \cdot 0,03m) + (Fr_{z1} \cdot 0,018m) = 0$$

$$Fr_{z1} = \frac{222,25N \cdot 0,03m}{0,018m}$$

$$Fr_{z1} = -370,41N$$

Seguidamente se calculan las reacciones:

$$\cos 45^\circ = \frac{Fr_{z1}}{Fr_1} \tag{2.10}$$

$$Fr_1 = \frac{Fr_{z1}}{\cos 45^\circ}$$

$$Fr_1 = \frac{370,41N}{\cos 45^\circ}$$

$$Fr_1 = 570,35N$$

El diagrama de cuerpo libre del eje porta grasas 1 se observa en la figura 2.26.

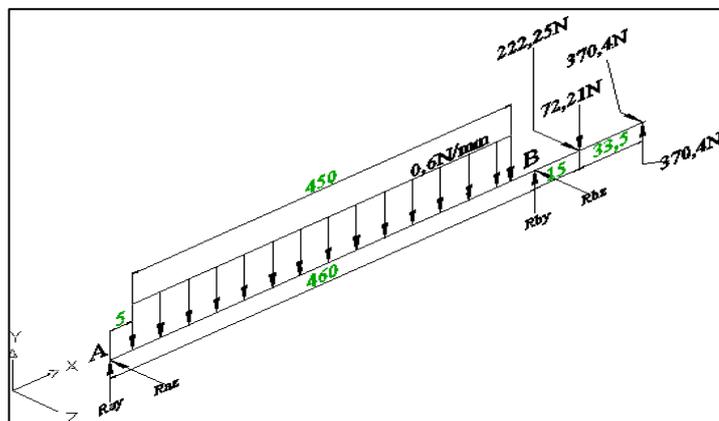


Figura 2.26 Diagrama de cuerpo libre del eje porta grasas 1.

Fuerza puntual de la carga distribuida:

$$F_4 = 0,6 \frac{N}{mm} \cdot 450mm$$

$$F_4 = 270N$$

$$\uparrow (+) \sum F_Y = 0$$

$$Ra_y + Rb_y - 72,21N - 270N + 370,4N = 0$$

$$Ra_y + Rb_y = -28,19N \quad (2.11)$$

$$\left(\downarrow (+) \sum Ma_Y = 0 \right.$$

$$Rb_y \cdot 0,46m - 270(0,23)Nm - 72,21(0,475)Nm + 370,4(0,5085)Nm = 0$$

$$Rb_y \cdot 0,46m = -91,75Nm$$

$$Rb_y = -199,44N$$

Al reemplazar Rb_y en la ecuación 2.11.

$$Ra_y = 199,44 - 28,19N$$

$$Ra_y = 171,27N$$

$$\uparrow (+) \sum F_Z = 0$$

$$Ra_z + Rb_z - 370,4N - 222,25N = 0$$

$$Ra_z + Rb_z = 592,65N \quad (2.12)$$

$$\left(\downarrow (+) \sum Ma_Z = 0 \right.$$

$$Rb_z \cdot 0,46m - 370,4(0,5085)Nm - 222,25(0,475)Nm = 0$$

$$Rb_z \cdot 0,46m = 293,91Nm$$

$$Rb_z = 638,95N$$

Al reemplazar Rb_z en la ecuación 2.12.

$$Ra_z = 638,95N - 592,65N$$

$$Ra_z = 46,3N$$

Con la ayuda de Autocad Mechanical 2010 se obtienen las gráficas del momento máximo en los planos XY y XZ que se indican en las figuras 2.27, 2.28, 2.29 y 2.30 respectivamente.

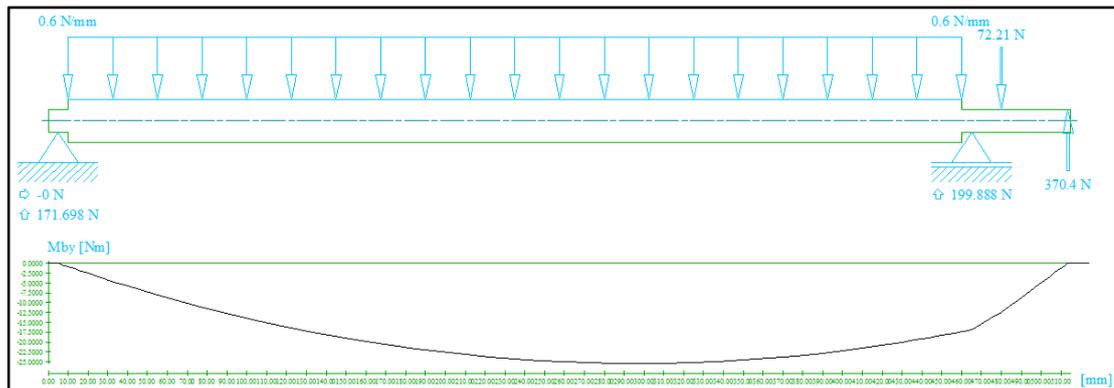


Figura 2.27 Diagrama de momento máximo en el plano XY.

Se obtiene un momento máximo en el plano XY de 25,42Nm, como se muestra en la figura 2.28.

| Calculated Values | | |
|--------------------------|----------------------|---------------|
| Yield Point | [N.mm ²] | 235 |
| E-Modulus | [N.mm ²] | 210000 |
| Material | | S235JR |
| Max. Res. Deflection | [m m] | 238.6103 E-03 |
| at Position | [m m] | 247.5 |
| Max. Res. Bending Moment | [Nm] | 25.4249 |
| at Position | [m m] | 297.5 |

Figura 2.28 Momento máximo en el plano XY.

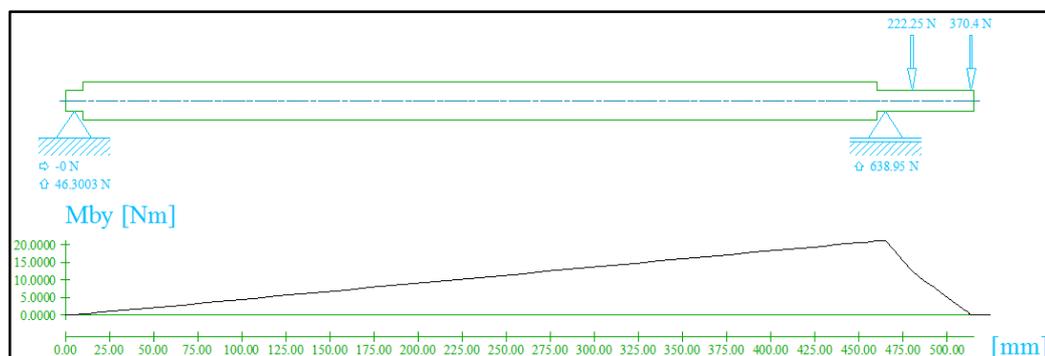


Figura 2.29 Diagrama del momento máximo en el plano XZ.

Para el plano XZ se obtiene un momento máximo de 21,29 Nm, como se muestra en la figura 2.30.

| Calculated Values | | |
|--------------------------|----------------------|---------------|
| Yield Point | [N/mm ²] | 235 |
| E-Modulus | [N/mm ²] | 210000 |
| Material | | S235JR |
| Max. Res. Deflection | [mm] | 199.9048 E-03 |
| at Position | [mm] | 524.0 |
| Max. Res. Bending Moment | [Nm] | 21.2981 |
| at Position | [mm] | 465.0 |

Figura 2.30 Momento máximo en el plano XZ.

Como:

$$M = \sqrt{M_{xy}^2 + M_{xz}^2}$$

$$M = \sqrt{25,42^2 + 21,29^2}$$

$$M = 33,15Nm$$

Entonces el esfuerzo flexionante se determina con la ecuación 1.6.

$$\sigma = \frac{32 \cdot M}{\pi \cdot d^3}$$

$$\sigma = \frac{32 \cdot 33,15Nm}{\pi \cdot d^3}$$

$$\sigma = \frac{337,66Nm}{d^3}$$

Y el esfuerzo cortante se determina con la ecuación 1.7.

$$\tau = \frac{16 \cdot T}{\pi \cdot d^3}$$

$$\tau = \frac{16 \cdot 6,66Nm}{\pi \cdot d^3}$$

$$\tau = \frac{34Nm}{d^3}$$

Se reemplazan las ecuaciones 1.6 y 1.7 con el fin de hallar un diámetro en la ecuación 1.8.

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2}$$

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\left(\frac{337,66Nm}{d^3}\right)^2 + 3\left(\frac{34Nm}{d^3}\right)^2}$$

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\frac{117482,27N^2m^2}{d^6}}$$

$$d^6 = \frac{117482,27N^2m^2}{\sigma_{eq}^2}$$

Se propone un eje de acero AISI 1018.

$$S_y = 235MPa$$

$$\sigma_{eq} = \frac{S_y}{F_s}$$

$$\sigma_{eq} = \frac{235MPa}{3,5}$$

$$\sigma_{eq} = 67,14MPa$$

Se reemplaza en la ecuación 1.8

$$d^6 = \frac{117482,27N^2m^2}{(67,14 \cdot 10^6)^2}$$

$$d = \sqrt[6]{\frac{18284586,67N^2m^2}{(67,14 \cdot 10^6)^2}}$$

$$d = 0,01786m \cdot \frac{1000mm}{1m} \approx d = 18mm$$

2.5.2 Diseño a fatiga para el eje porta grapas 1

El material elegido para la construcción del rodillo 1 es el acero AISI 1810.

$$S_{ut} = 465MPa$$

$$S_y = 465MPa$$

De la ecuación 1.10 se obtiene el factor de superficie.

$$Ka = a \cdot Sut^b$$

$$Ka = 4,51 \cdot 465^{-0.265}$$

$$Ka = 0,8643$$

Posteriormente se utiliza la ecuación 1.11

$$Kb = 1,24 \cdot d^{-0.1133}$$

$$Kb = 1,24 \cdot 18^{-0.1133}$$

$$Kb = 0,893$$

Para cargas de flexión rotatoria, radiales y axiales se utiliza un factor de carga de

$$Kc = 1.$$

Seguidamente se obtiene el factor de temperatura con la ecuación 1.13.

$$Kd_{20^{\circ}C} = 1$$

Utilizando la tabla 1.4, se obtiene el factor de confiabilidad

$$Ke = 1$$

Se emplea todos los datos en la ecuación 1.16.

$$Se = Ka \cdot Kb \cdot Kc \cdot Kd \cdot Ke \cdot Se'$$

$$Se = 0,8643 \cdot 0,893 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0,5 \cdot 465$$

$$Se = 180MPa$$

- El factor $Kt = 1,6$ se obtiene de la figura 1.3
- El factor $q = 0,6$ se obtiene de la figura 1.4

El factor de concentración de esfuerzos se obtiene con la ecuación 1.17.

$$Kf = 1 + q \cdot (Kt - 1)$$

$$Kf = 1 + 0,6 \cdot (1,6 - 1)$$

$$Kf = 1,4$$

Seguidamente se calcula el esfuerzo con la ecuación 1.6.

$$\sigma_{nom} = \frac{32 \cdot 33,15 Nm}{\pi \cdot (0.04)^3 m^3}$$

$$\sigma_{nom} = 58 MPa$$

A continuación se calcula el factor de seguridad con la ecuación 1.18.

$$Nf = \frac{Se}{\sigma_{nom}}$$

$$Nf = \frac{180 MPa}{58 MPa}$$

$$Nf = 3,1$$

Para obtener el diámetro mínimo se aplica la ecuación 1.19.

$$d = \left\{ \frac{32 \cdot Nf}{\pi} \cdot \left[\left(Kf \cdot \frac{M}{Se} \right)^2 + \frac{3}{4} \cdot \left(Kf \cdot \frac{T}{Sy} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}}$$

$$d = \left\{ \frac{32 \cdot 3,1}{\pi} \cdot \left[\left(1,4 \cdot \frac{419,8}{167 \cdot 10^6} \right)^2 + \frac{3}{4} \cdot \left(1,4 \cdot \frac{2,3}{235 \cdot 10^6} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}}$$

$$d = 0.02017 m \cdot \frac{1000 mm}{1 m} \approx d = 20 mm$$

$Se > \sigma_{nom} \therefore$ El diámetro seleccionado es el adecuado

2.4.3 Selección de rodamientos eje porta grapas 1

Apoyo A

Para hallar la reacción total en los apoyos se utiliza la ecuación

$$Ra_y = 171,27 N$$

$$Ra_z = 46,3 N$$

$$Ra = \sqrt{Ra_y^2 + Ra_z^2}$$

$$Ra = \sqrt{171,27N^2 + 46,3N^2}$$

$$Ra = 0,177KN = P_0$$

Cálculo estático

Para hallar la capacidad estática de carga del rodamiento se utilizando la ecuación 1.49, con un $f_s = 1,25$ para exigencias normales.

$$C_0 = f_s \cdot P_0$$

$$C_0 = 1,25 \cdot 0,177KN$$

$$C_0 = 0,22KN$$

Cálculo dinámico

La carga dinámica se obtiene con la ecuación 1.50.

$$C = \frac{f_L \cdot P}{f_n}$$

El factor de esfuerzos dinámicos es:

$$f_L = 4,25$$

El factor de velocidad se obtiene de la figura 1.6

$$f_n = 0,635$$

Al reemplazar en la ecuación se obtiene:

$$C = \frac{4,25 \cdot 0,177KN}{0,635}$$

$$C = 1,18KN$$

El rodamiento seleccionado es el 6201, con una carga estática de $C_0 = 3,1KN$ y $C = 6,95KN$.

La medida del rodamiento se observa en la tabla 2.7.

Tabla 2.7 Dimensiones del rodamiento seleccionado

| Rodamiento 6201 | | |
|-------------------------------|-------------------------------|---------------------|
| Diámetro exterior (mm) | Diámetro interior (mm) | Espesor (mm) |
| 32 | 12 | 10 |

Apoyo B

Para hallar la capacidad estática de carga del rodamiento se utilizando la ecuación 1.52, con un $f_s = 1,25$ para exigencias normales.

Donde la carga estática equivalente es:

$$Rb_y = 199,44N$$

$$Rb_z = 638,95N$$

$$Rb = \sqrt{Rb_y^2 + Rb_z^2}$$

$$Rb = \sqrt{199,44N^2 + 638,95N^2}$$

$$Rb = 0,7KN = P_0$$

Cálculo estático

La carga estática se obtiene con la ecuación 1.49.

$$C_0 = P_0 \cdot f_s$$

$$C_0 = 1,5 \cdot 0,7KN$$

$$C_0 = 1,5KN$$

Cálculo dinámico

La carga dinámica se obtiene con la ecuación 1.50.

$$C = \frac{f_L \cdot P}{f_n}$$

El factor de esfuerzos dinámicos es:

$$f_L = 4,25$$

El factor de velocidad se obtiene de la figura 1.6

$$f_n = 0,635$$

Al reemplazar en la ecuación se obtiene:

$$C = \frac{4,25 \cdot 0,7 \text{ KN}}{0,635}$$

$$C = 4,7 \text{ KN}$$

El rodamiento seleccionado es el 6201, con una carga estática de $C_0 = 3,1 \text{ KN}$ y $C = 6,95 \text{ KN}$.

La medida del rodamiento se observa en la tabla 2.6.

Tabla 2.6 Dimensiones del rodamiento seleccionado

| Rodamiento 6201 | | |
|-------------------------------|-------------------------------|---------------------|
| Diámetro exterior (mm) | Diámetro interior (mm) | Espesor (mm) |
| 32 | 12 | 10 |

2.6 Diseño del tren de engranajes

La función de éste es transmitir el movimiento al rodillo de la tinta (engranaje 1), eje porta numeradoras (engranaje 2) y finalmente al rodillo 1 (engranaje 3), como se observa en el figura 2.3.

2.6.1 Diseño del engranaje 1

El engranaje 1 transmite el movimiento al rodillo que impregna de tinta a la numeradora.

$$z_1 = 32$$

$$m = 1.5mm$$

$$\phi = 20^\circ$$

$$dp = 48mm$$

$$F = 15mm$$

$$w_{11} = 85,17N$$

La velocidad angular del piñón 1 se obtiene con la ecuación 1.23.

$$n_2 \cdot z_2 = n_1 \cdot z_1$$

$$47,27rpm \cdot 108 = n_1 \cdot 32$$

$$n_1 = 159,536rpm$$

Para calcular la velocidad se utiliza la ecuación 1.24.

$$V = w \cdot \frac{dp}{2}$$

$$V = 159,536 \frac{rev}{min} \cdot 0,024m \cdot \frac{2\pi rad}{1rev} \cdot \frac{1min}{60s}$$

$$V = 0,4 \frac{m}{s}$$

Para hallar el paso se utiliza la ecuación 1.22.

$$dp = \frac{Z}{P}$$

$$P = \frac{32}{48}$$

$$P = 0,67$$

Seguidamente se calcula la Ecuación de Barth con la fórmula 1.28.

$$K_v = \frac{6,1}{6,1 + V}$$

$$K_v = \frac{6,1}{6,1 + 0,4}$$

$$K_v = 0,94$$

La potencia se obtiene con la ecuación 1.25.

$$P_1 = w_{t1} \cdot V$$

$$P_1 = 85,17N \cdot 0,4 \frac{m}{s}$$

$$P_1 = 34,064W$$

La potencia total de los 3 engranajes es igual a:

$$P_{t2} = 3 \cdot 34,064W$$

$$P_{t2} = 102,204W$$

El factor de forma de Lewis Y se encuentra en la tabla 1.5. Interpolando entre 30 y 34 se obtiene un factor Y=0,365.

Diseño dinámico a flexión engranaje 1

El factor de sobrecarga K_0 se determina con la tabla 1.6

$$K_0 = 1$$

Seguidamente se utiliza las ecuaciones 1.31 y 1.32 para hallar el factor dinámico con la ecuación 1.30.

$$B = 0,25 \cdot (12 - Q_v)^{\frac{2}{3}}$$

$$B = 0,25 \cdot (12 - 6)^{\frac{2}{3}}$$

$$B = 0,83$$

$$A = 50 + 56 \cdot (1 - B)$$

$$A = 50 + 56 \cdot (1 - 0,83)$$

$$A = 59,77$$

$$K_v = \left(\frac{A + \sqrt{200 \cdot V}}{A} \right)^B$$

$$K_v = \left(\frac{59,77 + \sqrt{200 \cdot 0,4}}{59,77} \right)^{0,83}$$

$$K_v = 1,12$$

El factor de tamaño se obtiene con la ecuación 1.33.

$$K_s = 1,192 \left(\frac{F \sqrt{Y}}{P} \right)^{0,0535}$$

$$K_s = 1,192 \cdot \left(\frac{15 \sqrt{0,365}}{0,67} \right)^{0,0535}$$

$$K_s = 1,37$$

Seguidamente se calcula el factor de distribución de carga con las ecuaciones 1.35 y 1.36.

$$C_{mc} = 0,8$$

$$C_{pf} = \frac{F}{10dp} - 0,025$$

$$C_{pf} = \frac{15}{10 \cdot 48} - 0,025$$

$$C_{pf} = 6,25 \times 10^{-3}$$

$$C_{pm} = 1$$

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

$$C_{ma} = 0,247 + (0,0167 \cdot 15) + (-0,765 \times 10^{-4} \cdot 15^2)$$

$$C_{ma} = 0,48$$

$$C_e = 1$$

Todos los factores se reemplazan en la ecuación 1.34.

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

$$K_m = 1 + 0,8(6,25 \times 10^{-3} \cdot 1 + 0,48 \cdot 1)$$

$$K_m = 1,38$$

El factor de espesor de aro es:

$$K_B = 1$$

El factor geométrico J se obtiene de la tabla 1.5.

$$J = 0,39$$

Para hallar el esfuerzo a flexión se reemplazan todos los factores en la ecuación 1.37.

$$\sigma = wt \cdot K_0 \cdot K_v \cdot K_s \cdot \frac{P}{F} \cdot \frac{K_m \cdot K_B}{J}$$

$$\sigma = 85,17 \cdot 1 \cdot 1,12 \cdot 1,53 \cdot \frac{0,67}{15} \cdot \frac{1,38 \cdot 1}{0,39}$$

$$\sigma = 23MPa$$

Para hallar el factor de seguridad se utiliza la ecuación 1.38.

$$S_T = 0,533 \cdot H_B + 88,3MPa$$

$$S_T = 0,533 \cdot 143 + 88,3MPa$$

$$S_T = 164,51MPa$$

$$Y_N = 1$$

$$K_T = 1.$$

$$K_R = 1,25$$

Reemplazando en la ecuación 1.39.

$$S_F = \frac{S_T \cdot Y_N / (K_T \cdot K_R)}{\sigma}$$

$$S_F = \frac{164,52 \cdot 1 / (1 \cdot 1.5)}{23}$$

$$S_F = 4,76$$

El material seleccionado cumple con el diseño. El factor de seguridad está dentro del rango de diseño 2,5-5.

2.6.2 Diseño del engranaje 2

El engranaje 2 transmite el movimiento al eje porta numeradoras.

$$z_2 = 108$$

$$m = 1.5mm$$

$$\phi = 20^\circ$$

$$dp = 162mm$$

$$F = 15mm$$

$$n_2 = 47,27rpm$$

Para calcular la velocidad se utiliza 1.24.

$$V = w_{t2} \cdot \frac{dp}{2}$$

$$V = 47.27 \frac{rev}{min} \cdot 0.081m \cdot \frac{2\pi rad}{1rev} \cdot \frac{1min}{60s}$$

$$V = 0.4 \frac{m}{s}$$

Para hallar el paso se utiliza la ecuación 1.22.

$$dp = \frac{Z}{P}$$

$$P = \frac{108}{162}$$

$$P = 0,67$$

Posteriormente se utiliza la ecuación 1.28.

$$K_v = \frac{6,1}{6,1 + V}$$

$$K_v = \frac{6,1}{6,1 + 0,4}$$

$$K_v = 0.938$$

El factor de forma de Lewis Y se encuentra en la tabla 1.5. Interpolando entre 100 y 150 se obtiene un factor Y=0,449.

Diseño dinámico a flexión engranaje 2

El factor de sobrecarga K_0 se determina con la tabla 1.6

$$K_0 = 1$$

Seguidamente se utilizan las ecuaciones 1.31 y 1.32 para hallar el factor dinámico.

$$B = 0,25 \cdot (12 - Q_v)^{\frac{2}{3}}$$

$$B = 0,25 \cdot (12 - 6)^{\frac{2}{3}}$$

$$B = 0,83$$

$$A = 50 + 56 \cdot (1 - B)$$

$$A = 50 + 56 \cdot (1 - 0,83)$$

$$A = 59,77$$

El factor dinámico se obtiene con la ecuación 1.30

$$K_v = \left(\frac{A + \sqrt{200 \cdot V}}{A} \right)^B$$

$$K_v = \left(\frac{59,77 + \sqrt{200 \cdot 0,4}}{59,77} \right)^{0,83}$$

$$K_v = 1,12$$

El factor de tamaño se obtiene con la ecuación 1.33.

$$K_s = 1,192 \cdot \left(\frac{F\sqrt{Y}}{P} \right)^{0,0535}$$

$$K_s = 1,192 \cdot \left(\frac{15\sqrt{0,449}}{0,67} \right)^{0,0535}$$

$$K_s = 1,37$$

Seguidamente se calcula el factor de distribución de carga con las ecuaciones 1.35 y 1.36.

$$C_{mc} = 0,8$$

$$C_{pf} = \frac{F}{10dp} - 0,025$$

$$C_{pf} = \frac{15}{10 \cdot 162} - 0,025$$

$$C_{pf} = -0,016$$

$$C_{pm} = 1$$

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

$$C_{ma} = 0,247 + (0,0167 \cdot 15) + (-0,765 \times 10^{-4} \cdot 15^2)$$

$$C_{ma} = 0,48$$

$$C_e = 1$$

Todos los factores se reemplazan en la ecuación 1.34.

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

$$K_m = 1 + 0,8(-0,016 \cdot 1 + 0,48 \cdot 1)$$

$$K_m = 1,37$$

El factor de espesor de aro es:

$$K_B = 1$$

El factor geométrico J se obtiene de la tabla 1.5.

$$J = 0,45$$

Para hallar el esfuerzo a flexión se reemplazan todos los factores en la ecuación 1.37.

$$\sigma = w_{t2} \cdot K_0 \cdot K_v \cdot K_s \cdot \frac{P}{F} \cdot \frac{K_m \cdot K_B}{J}$$

$$\sigma = 85,17 \cdot 1 \cdot 1,12 \cdot 1,53 \cdot \frac{0,67}{15} \cdot \frac{1,37 \cdot 1}{0,45}$$

$$\sigma = 20MPa$$

Para hallar el factor de seguridad se utiliza la ecuación 1.38.

$$S_T = 0,533H_B + 88.3MPa$$

$$S_T = 0,533 \cdot 143 + 88.3MPa$$

$$S_T = 164,51MPa$$

$$Y_N = 1$$

$$K_T = 1.$$

$$K_R = 1.25$$

Reemplazando en la ecuación 1.39.

$$S_F = \frac{S_T \cdot Y_N / (K_T \cdot K_R)}{\sigma}$$

$$S_F = \frac{164,52 \cdot 1 / (1 \cdot 1.5)}{20}$$

$$S_F = 5$$

El material seleccionado cumple con el diseño. El factor de seguridad está dentro del rango de diseño 2,5-5.

2.6.3 Diseño del engranaje 3

El engranaje 3 transmite el movimiento al rodillo 1, donde las numeradoras imprimen el papel continuo.

$$z_3 = 36$$

$$m = 1.5mm$$

$$\phi = 20^\circ$$

$$dp = 54mm$$

$$F = 15mm$$

$$n_3 = 141,81rpm$$

Para calcular la velocidad se utiliza la ecuación 1.24.

$$V = w_{t3} \cdot \frac{dp}{2}$$

$$V = 141.81 \frac{rev}{min} \times 0.027m \times \frac{2\pi rad}{1rev} \times \frac{1min}{60s}$$

$$V = 0.4 \frac{m}{s}$$

Para encontrar el paso se utiliza la ecuación 1.22.

$$dp = \frac{Z}{P}$$

$$P = \frac{36}{54}$$

$$P = 0,67$$

Para encontrar la Ecuación de Barth se utiliza la ecuación 1.28.

$$K_v = \frac{6,1}{6,1 + V}$$

$$K_v = \frac{6,1}{6,1 + 0,4}$$

$$K_v = 0.938$$

- El factor de forma de Lewis Y se encuentra en la tabla 1.5.
- Interpolando entre 34 y 38 se obtiene un factor $Y=0.3775$.

Diseño dinámico a flexión engranaje 3

El factor de sobrecarga K_0 se determina con la tabla 1.6

$$K_0 = 1$$

Seguidamente se utiliza las ecuaciones 1.31 y 1.32 para hallar el factor dinámico.

$$B = 0,25 \cdot (12 - Q_v)^{\frac{2}{3}}$$

$$B = 0,25 \cdot (12 - 6)^{\frac{2}{3}}$$

$$B = 0,83$$

$$A = 50 + 56 \cdot (1 - B)$$

$$A = 50 + 56 \cdot (1 - 0,83)$$

$$A = 59,77$$

A continuación se obtiene el factor dinámico con la ecuación 1.30.

$$K_v = \left(\frac{A + \sqrt{200 \cdot V}}{A} \right)^B$$

$$K_v = \left(\frac{59,77 + \sqrt{200 \cdot 0,4}}{59,77} \right)^{0,83}$$

$$K_v = 1,12$$

El factor de tamaño se obtiene con la ecuación 1.33.

$$K_s = 1.192 \left(\frac{F \sqrt{Y}}{P} \right)^{0,0535}$$

$$K_s = 1.192 \left(\frac{15\sqrt{0,375}}{0,67} \right)^{0,0535}$$

$$K_s = 1,37$$

Seguidamente se calcula el factor de distribución de carga con las ecuaciones 1.35 y 1.36 respectivamente.

$$C_{mc} = 0,8$$

$$C_{pf} = \frac{F}{10dp} - 0,025$$

$$C_{pf} = \frac{15}{10 \cdot 54} - 0,025$$

$$C_{pf} = 2,77 \times 10^{-3}$$

$$C_{pm} = 1$$

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

$$C_{ma} = 0,247 + (0,0167 \cdot 15) + (-0,765 \times 10^{-4} \cdot 15^2)$$

$$C_{ma} = 0,48$$

$$C_e = 1$$

Todos los factores se reemplazan en la ecuación 1.34.

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

$$K_m = 1 + 0,8(2,77 \times 10^{-3} \cdot 1 + 0,48 \cdot 1)$$

$$K_m = 1,37$$

El factor de espesor de aro es:

$$K_B = 1$$

El factor geométrico J se obtiene de la tabla 1.5.

$$J = 0,45$$

Para hallar el esfuerzo a flexión se reemplazan todos los factores en la ecuación 1.37.

$$\sigma = w_{t3} \cdot K_0 \cdot K_v \cdot K_s \cdot \frac{P}{F} \cdot \frac{K_m \cdot K_B}{J}$$

$$\sigma = 85,17 \cdot 1 \cdot 1,12 \cdot 1,53 \cdot \frac{0,67}{15} \cdot \frac{1,37 \cdot 1}{0,45}$$

$$\sigma = 20MPa$$

Para hallar el factor de seguridad se utiliza la ecuación 1.38.

$$S_T = 0,533 \cdot H_B + 88,3MPa$$

$$S_T = 0,533 \cdot 143 + 88,3MPa$$

$$S_T = 164,51MPa$$

$$Y_N = 1$$

$$K_T = 1.$$

$$K_R = 1,25$$

Reemplazando en la ecuación 1.39.

$$S_F = \frac{S_T \cdot Y_N / (K_T \cdot K_R)}{\sigma}$$

$$S_F = \frac{164,52 \cdot 1 / (1 \cdot 1,5)}{20}$$

$$S_F = 5$$

El material seleccionado cumple con el diseño. El factor de seguridad está dentro del rango de diseño (2,5-5).

2.6.4 Diseño del engranaje 4

El engranaje 4 transmite el movimiento al eje porta grapas.

$$z_4 = 30$$

$$m = 2mm$$

$$\phi = 20^\circ$$

$$dp = 60mm$$

$$F = 15mm$$

$$n_4 = 130rpm$$

$$wt_4 = 222,25N$$

Para calcular la velocidad se utiliza la ecuación 1.24.

$$V = w \cdot \frac{dp}{2}$$

$$V = 130 \frac{rev}{min} \cdot 0.03m \cdot \frac{2\pi rad}{1rev} \cdot \frac{1min}{60s}$$

$$V = 0,4 \frac{m}{s}$$

La potencia se obtiene con la ecuación 1.25.

$$P_2 = w_{t_4} \cdot V$$

$$P_2 = 222,25 \cdot 0,4 \frac{m}{s}$$

$$P_2 = 88,9W$$

Como son dos ruedas dentadas se tiene que:

$$P_{t_2} = 2 \cdot 88,9W$$

$$P_{t_2} = 177,8W$$

Para encontrar el paso se utiliza la ecuación 1.22.

$$dp = \frac{Z}{P}$$

$$P = \frac{30}{60}$$

$$P = 0,5$$

Para encontrar la Ecuación de Barth se utiliza la ecuación 1.28

$$K_v = \frac{6,1}{6,1 + V}$$

$$K_v = \frac{6,1}{6,1 + 0,4}$$

$$K_v = 0.938$$

El factor de forma de Lewis Y se encuentra en la tabla 1.5, donde Y=0,359.

Diseño dinámico a flexión engranaje 4

El factor de sobrecarga K_0 se determina con la tabla 1.6

$$K_0 = 1$$

Seguidamente se utiliza las ecuaciones 1.31 y 1.32 para hallar el factor dinámico.

$$B = 0,25 \cdot (12 - Q_v)^{\frac{2}{3}}$$

$$B = 0,25 \cdot (12 - 6)^{\frac{2}{3}}$$

$$B = 0,83$$

$$A = 50 + 56 \cdot (1 - B)$$

$$A = 50 + 56 \cdot (1 - 0,83)$$

$$A = 59,77$$

A continuación se obtiene el factor dinámico con la ecuación 1.30.

$$K_v = \left(\frac{A + \sqrt{200 \cdot V}}{A} \right)^B$$

$$K_v = \left(\frac{59,77 + \sqrt{200 \cdot 0,4}}{59,77} \right)^{0,83}$$

$$K_v = 1,12$$

El factor de tamaño se obtiene con la ecuación 1.33.

$$K_s = 1.192 \left(\frac{F\sqrt{Y}}{P} \right)^{0,0535}$$

$$K_s = 1.192 \left(\frac{15\sqrt{0,359}}{0,5} \right)^{0,0535}$$

$$K_s = 1,39$$

Seguidamente se calcula el factor de distribución de carga con las ecuaciones 1.35 y 1.36.

$$C_{mc} = 0,8$$

$$C_{pf} = \frac{F}{10dp} - 0,025$$

$$C_{pf} = \frac{15}{10 \cdot 60} - 0,025$$

$$C_{pf} = 0$$

$$C_{pm} = 1$$

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

$$C_{ma} = 0,247 + (0,0167 \cdot 15) + (-0,765 \times 10^{-4} \cdot 15^2)$$

$$C_{ma} = 0,48$$

$$C_e = 1$$

Todos los factores se reemplazan en la ecuación 1.34.

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

$$K_m = 1 + 0,8(0,48)$$

$$K_m = 1.38$$

El factor de espesor de aro es:

$$K_B = 1$$

El factor geométrico J se obtiene de la tabla 1.5.

$$J = 0,37$$

Para hallar el esfuerzo a flexión se reemplazan todos los factores en la ecuación 1.37.

$$\sigma = w_{t4} \cdot K_0 \cdot K_v \cdot K_s \cdot \frac{P}{F} \cdot \frac{K_m \cdot K_B}{J}$$

$$\sigma = 222,25 \cdot 1 \cdot 1,12 \cdot 1,39 \cdot \frac{0,5}{15} \cdot \frac{1,38 \cdot 1}{0,37}$$

$$\sigma = 43MPa$$

Para hallar el factor de seguridad se utiliza la ecuación 1.38.

$$S_T = 0,533 \cdot H_B + 88.3MPa$$

$$S_T = 0,533 \cdot 143 + 88.3MPa$$

$$S_T = 164,51MPa$$

$$Y_N = 1$$

$$K_T = 1.$$

$$K_R = 1.25$$

Reemplazando en la ecuación 1.39.

$$S_F = \frac{S_T \cdot Y_N / (K_T \cdot K_R)}{\sigma}$$

$$S_F = \frac{164,52 \cdot 1 / (1 \cdot 1.5)}{43}$$

$$S_F = 2.5$$

El material seleccionado cumple con el diseño. El factor de seguridad está dentro del rango de diseño (2,5-5).

2.7 Potencia del motor

Para el cálculo de la potencia del motor se toma en cuenta todos los torques que se genera en la máquina y se aplica la ecuación 1.5.

$$P = T \cdot \omega$$

$$P = (2,044 + 6,89 + 2,3 + 5,11)Nm \cdot 13,61 \frac{rad}{s}$$

$$P = 222,5W \cdot \frac{1hp}{746W}$$

$$P = 0,3hp$$

Se necesita un motorreductor de $0,5hp$

2.8 Selección de catarinas

- Catarina que está en el eje porta numeradora figura 2.1.

Diámetro exterior: $92,5mm$

Número de dientes: 44

Paso: $6,35mm$

$$n = 47,47rpm$$

- Catarina del eje porta grapas figura 2.13.

Diámetro exterior: $35,7mm$

Número de dientes: 16

Paso: $6,35mm$

$$n = 130rpm$$

Distancia entre ejes es de $L = 365mm$

A continuación se calcula la potencia nominal con la ecuación 1.41.

$$H = 0,004N_1 \cdot n_1 \cdot P^{(3-0,07P)}$$

$$H = 0,004 \cdot 16 \cdot 130 \cdot 0,25^{(3-0,07 \cdot 0,25)}$$

$$H = 0,133hp$$

$$0,133hp < 0,5hp$$

La cadena resiste la potencia de que va a transmitir el motorreductor.

Seguidamente se obtiene el número de eslabones con la ecuación 1.42.

$$n_e = \frac{2L}{t} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left[\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right]^2 \cdot \frac{t}{L}$$

$$n_e = \frac{2 \cdot 365mm}{6,35mm} + \frac{16 + 44}{2} + \left[\frac{44 - 16}{2\pi} \right]^2 \cdot \frac{6,35mm}{365mm}$$

$$n_e = 145.3 \approx 146 \text{ Eslabones}$$

2.9 Diseño del templador del papel

Para el diseño del templador del papel se ha seleccionado una platina de 740mm x 65mm x 6mm con base a las exigencias descritas por DISPAG.

Se utilizan 14 varillas de acero inoxidable 304 $\phi 12,7mm \times 466mm$. El peso de este material se obtiene en la tabla 2.9.

Tabla 2.9 Medidas del eje de acero inoxidable.

| LARGO (mm) | DIÁMETRO (mm) | VOLUMEN (m ³) | DENSIDAD (kg/m ³) | MASA (kg) |
|---------------|------------------|------------------------------|----------------------------------|--------------|
| 0,466 | 0,0127 | 5,90314E-05 | 8000 | 0,4722514 |

Como son 14 varillas se obtiene una masa total:

$$m_t = 14 \cdot 0,4722kg$$

$$m_t = 6,61kg$$

Para obtener el peso se utiliza la ecuación 1.2.

$$w = m \cdot g$$

$$w = 6,61kg \cdot 9,8 \frac{m}{s^2}$$

$$w = 64,78N$$

2.9.1 Cargas

La carga a la que está sometida la platina es el peso del papel $q_1 = 1 \frac{N}{mm}$, que está distribuido a lo largo de la platina. Como son 2 platinas el peso que debe soportar cada una es de $q = 0,5 \frac{N}{mm}$, como se muestra en la figura 2.31.

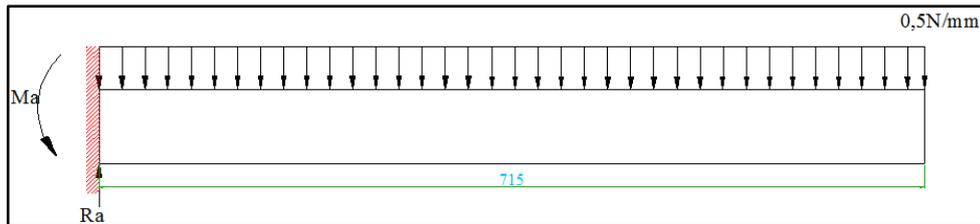


Figura 2.31 Diagrama de cuerpo libre

$$\uparrow (+) \sum F_Y = 0$$

$$Ra_y - 0,5 \frac{N}{mm} (715mm) = 0$$

$$Ra_y = 357,5N$$

$$\left(\downarrow (+) \sum Ma_Y = 0 \right.$$

$$Ma_y - 0,7(715 \cdot 0,3575)Nm = 0$$

$$Ma_y = 127,81N$$

2.9.2 Cálculo de la fuerza cortante y momento máximo

$$V = w \cdot l$$

$$V = 0,5 \frac{N}{mm} \cdot 715mm$$

$$V = 357,5N$$

$$M = -\frac{w \cdot l^2}{2}$$

$$M = \frac{0,5 \frac{N}{mm} \cdot 715^2 mm^2}{2}$$

$$M = 127,8Nm$$

2.10 Selección de pernos

La selección de pernos se hace considerando esfuerzo cortante. A continuación se calcula la resistencia de fluencia al corte con la ecuación 1.46.

$$S_{sy} = 0,577 \cdot S_y$$

$$S_{sy} = 0,577 \cdot 225MPa$$

$$S_{sy} = 138,5MPa$$

Seguidamente se calcula el esfuerzo cortante con la ecuación 1.47.

$$\eta = \frac{S_{sy}}{\tau}$$

$$\tau = \frac{138,5MPa}{4}$$

$$\tau = 34,6MPa$$

La fuerza cortante es de $F = 357,5N$. A continuación se obtiene el diámetro del perno con la ecuación 1.48.

$$\tau = \frac{4F}{\pi \cdot d^2}$$

$$d^2 = \frac{4 \cdot 357,5N}{\pi \cdot 34,6 \frac{N}{m^2} \cdot 10^6}$$

$$d^2 = 1,31 \times 10^{-5} m^2$$

$$d = 0,00362m \cdot \frac{1000mm}{1m}$$

$$d = 3,62mm$$

Se selecciona un perno $M6 \times 1 \times 20mm$.

2.11 Diseño de la estructura

Para el diseño de la estructura se toma en cuenta todas las cargas que se presentan en la estructura.

2.11.1 Diseño de columnas

Para el diseño de las columnas se ha seleccionado un ángulo de $30\text{mm} \times 30\text{mm} \times 3\text{mm}$. A continuación se indican las características de la sección seleccionada.

$$A = 1,65\text{cm}^2 \cdot \frac{1\text{m}^2}{(100\text{cm})^2}$$

$$A = 1,65 \times 10^{-4} \text{m}^2$$

$$I = 1,41\text{cm}^4 \cdot \frac{1\text{m}^4}{(100\text{cm})^4}$$

$$I = 1,41 \times 10^{-8} \text{m}^4$$

$$L = 0,85\text{m}$$

Seguidamente se obtiene el radio mínimo con la ecuación 1.43. (American Institute of Steel Construction, 1980)

$$r_{\min} = \sqrt{\frac{I}{A}}$$

$$r_{\min} = \sqrt{\frac{1,41 \times 10^{-8} \text{m}^4}{1,65 \times 10^{-4} \text{m}^2}}$$

$$r_{\min} = 9,24 \times 10^{-3} \text{m}$$

A continuación se obtiene la esbeltez con la ecuación 1.44, con un factor de apoyo $K = 0,65$.

$$\lambda = \frac{KL}{r_{\min}}$$

$$\lambda = \frac{0,65 \cdot 0,85\text{m}}{9,24 \times 10^{-3} \text{m}}$$

$$\lambda = 59,76$$

El esfuerzo admisible se obtiene interpolando el valor de esbeltez de la tabla C-36.

| λ | $Fa(ksi)$ |
|-----------|-----------|
| 59 | 17,53 |
| 59,75 | 17,45 |
| 60 | 17,43 |

Elaborado por: Darío Dávila

A continuación se calcula la carga de compresión con la ecuación 1.45.

$$Fa = \frac{P}{A}$$

$$Fa = 17,45ksi \cdot \frac{6,8947MPa}{1ksi}$$

$$Fa = 120,31MPa.$$

$$P = 120,31 \times 10^6 \frac{N}{m^2} \cdot 1,65 \times 10^{-4} m^2$$

$$P = 19,851kN$$

La masa total de la máquina se muestra en la tabla 2.10.

Tabla 2.10 Masa total de la máquina.

| Denominación | Cantidad | masa unitaria (kg) | masa total (kg) |
|------------------------|----------|--------------------|-----------------|
| Motorreductor | 1 | 10 | 10 |
| Base | 2 | 6 | 12 |
| Brida de la numeradora | 2 | 0,53 | 1,06 |
| Eje porta numeradoras | 1 | 1,73 | 1,73 |
| Porta numeradora | 3 | 1,2 | 3,6 |
| Rodamiento 6202 | 2 | 0,04 | 0,08 |
| Rodillo 1 | 1 | 5,91 | 5,91 |
| Brida de rodillo 1 | 2 | 0,245 | 0,49 |
| Soporte tintero | 2 | 0,14 | 0,28 |
| Rodillo tintero | 2 | 4,6 | 9,2 |
| Placa soporte | 2 | 2,32 | 4,64 |
| Platina base | 8 | 0,069 | 0,552 |
| Varilla | 13 | 0,47 | 6,11 |
| Porta grapas | 2 | 0,46 | 0,92 |
| Eje porta grapas | 1 | 1,16 | 1,16 |
| Eje porta grapas 1 | 1 | 1,05 | 1,05 |
| Porta grapas hembra | 2 | 0,35 | 0,7 |
| Piñón z:30 | 2 | 0,35 | 0,7 |
| Piñón z:108 | 1 | 2,43 | 2,43 |
| Piñón z:36 | 1 | 0,24 | 0,24 |
| Piñón z:32 | 1 | 0,15 | 0,15 |
| Tractor | 1 | 2,5 | 2,5 |
| Rodamiento 6201 | 6 | 0,03 | 0,18 |
| | | Total | 65,682 |

Seguidamente se calcula el peso con la ecuación 1.2.

$$w = m \cdot g$$

$$w = 65,682 \text{ kg} \cdot 9,8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

$$w = 643,68 \text{ N}$$

La carga de compresión $19,851 \text{ kN} > 0,64368 \text{ kN}$. Entonces el perfil seleccionado resiste la carga.

2.12 Selección de chavetas

Se debe tener en cuenta el diámetro del eje en cada sección a utilizar cualquier tipo de chaveta, para las dimensiones se utilizará el (Anexo 4).

2.12 Conclusión del capítulo

En el presente capítulo se cumplió con el objetivo específico propuesto. Se ha seleccionado los materiales adecuados en base a los cálculos empíricos, catálogos y software. El Autodesk Inventor es una herramienta fundamental para el diseño mecánico.

CAPÍTULO III

CÁLCULO DE COSTOS

3.1 Generalidades

En el presente capítulo se determina los costos de la materia prima, insumos y mano de obra necesarios para la construcción de la máquina numeradora de papel continuo, tomando como referencia el estudio de los costos directos, indirectos y utilidad.

3.2 Costos

Jiménez y Espinoza (2006) señalan que “el costo se mide por la unidad monetaria que debe pagarse por bienes y servicios utilizados en la manufactura de productos. Estos costos se agrupan en diversas clasificaciones, de acuerdo con lo que se quiere medir” (pág. 213).

3.2.1 Costos directos

Son aquellos que influyen directamente en el desarrollo de la producción de un proyecto y son perfectamente medibles a una unidad identificada (materia prima, servicios, etc.)

3.2.2 Costos de la materia prima

Son todos los materiales utilizados para la fabricación de las partes, piezas y mecanismos que componen la máquina. Los costos de la materia prima se detallan en la tabla 3.1.

Tabla 3.1 Costos de materia prima.

| Material | Dimensiones (mm) | Cantidad | Costo unitario | Costo total |
|------------------|-------------------------|-----------------|-----------------------|--------------------|
| Motorreductor | | 1 | 130 | 130 |
| Ángulo | 30 x 30 x 3 x 6000 | 1 | 13 | 13 |
| Plancha ASTM A36 | 570 x 240 x 8 | 2 | 45 | 90 |
| Platina ASTM A36 | 65 x 6 x 6000 | 1 | 20 | 20 |
| Platina | 65 x 20 x 10 | 3 | 5 | 15 |
| Eje acero inox | Ø12,7 x 470 | 14 | 2,5 | 35 |
| Eje AISI 1018 | Ø50,8 x 470 | 1 | 10,5 | 10,5 |
| Eje AISI 1018 | Ø25,4 x 535 | 1 | 6,5 | 6,5 |
| Eje AISI 1018 | Ø19,05 x 455 | 1 | 4,6 | 4,6 |
| Eje AISI 1018 | Ø88,9 x 45 | 3 | 5,2 | 15,6 |
| Eje AISI 1018 | Ø25,4 x 520 | 2 | 6,5 | 13 |
| Eje AISI 1018 | Ø70 x 45 | 4 | 4,7 | 18,8 |
| Cuadrado | 12,7 x 12,7 x455 | 1 | 2,7 | 2,7 |
| Rodillo caucho | 50 x 465 | 2 | 10 | 20 |
| Rodamientos 6201 | | 10 | 1,6 | 16 |
| Rodamientos 6202 | | 2 | 2,3 | 4,6 |
| Pernos allen | M6 x 1 x 25 | 30 | 0,2 | 6 |
| Catarina | 35,7 x 19 | 5 | 5,5 | 27,5 |
| Catarina | 92,5x 19 | 1 | 15 | 15 |
| Cadena No. 25 | 6,35 | 1 | 30 | 30 |
| | | | Total | 493,8 |

3.2.3 Costos de mecanizado.

Son los costos de fabricación de cada elemento de la máquina, tomando en cuenta las cuatro operaciones de mecanizado descritas a continuación.

- Torneado.
- Fresado.
- Taladrado.
- Soldadura.

Los costos de cada una de las operaciones se detallan en la tabla 3.2, la cual es proporcionada por la industria de servicios mecánicos.

Tabla 3.2 Costos de mecanizado.

| Proceso | Cantidad (h) | Costo unitario (USD/h) | Costo total |
|----------------|---------------------|-------------------------------|--------------------|
| Torneado | 50 | 15,00 | 750 |
| Fresado | 25 | 20,00 | 500 |
| Taladrado | 1,5 | 5,00 | 7,5 |
| Machuelado | 1,5 | 5,00 | 7,5 |
| Soldadura | 1 | 10,00 | 10 |
| Total | | | 1175 |

3.2.4 Costos indirectos

Son costos administrativos y de movilización de los costos directos. Se indican en la tabla 3.3.

Tabla 3.3 Costos indirectos.

| Descripción | Costo |
|-----------------------|--------------|
| Diseño | 300 |
| Materiales indirectos | 40 |
| Imprevistos | 80 |
| Total | 420 |

3.2.5 Costo total

Es el costo total de la máquina. Se indica en la tabla 3.4, tomando en cuenta los costos directos e indirectos.

Tabla 3.4 Costo total.

| Detalle | Costo |
|-----------------|----------------|
| Materia prima | 493,8 |
| Mecanizado | 1175 |
| Indirecto | 420 |
| Subtotal | 2088,8 |
| IVA 12% | 250,65 |
| Total | 2339,45 |

3.3 Cálculo del TIR

El costo inicial de la máquina es de 2339,45 USD. Los costos de operación y mantenimiento son de 400 USD. Los ingresos que se percibe por la máquina son de 950 USD. Por lo tanto el valor del TIR se muestra en la tabla 3.5.

Tabla 3.5 Valor del TIR.

| Mes | Flujo de caja |
|-----|---------------|
| 0 | -2339,45 |
| 1 | 550 |
| 2 | 550 |
| 3 | 550 |
| 4 | 550 |
| 5 | 550 |
| 6 | 550 |
| 7 | 550 |
| 8 | 550 |
| 9 | 550 |
| 10 | 550 |
| 11 | 550 |
| 12 | 550 |
| TIR | 6% |

En un año de operación de la máquina se ha obtenido una tasa interna de retorno del 6%, lo que indica que el proyecto es rentable.

CONCLUSIONES

- La alternativa seleccionada cumplió con el objetivo general realizando las 2500 numeraciones por hora.
- Se determinó los materiales adecuados para el funcionamiento de la máquina, el acero AISI 1018 para ruedas dentadas y ejes y el acero inoxidable AISI 304 para ejes que están en contacto con el papel continuo.
- En el software Autodesk Inventor y AutoCad Mechanical, se logró crear prototipos de las partes esenciales de la máquina, lo que llevó a un buen funcionamiento de la máquina. El mezclador de tinta no generó un exceso de tinta en el proceso de numerado. El tensor del papel continuo hizo que el papel no se arrugara durante el proceso y las grapas no dañaron ni rompieron el papel.
- Con el software se comprobó que los cálculos empíricos están correctos, lo que se reflejó en el buen funcionamiento de la máquina.

RECOMENDACIONES

- Leer el manual de operación y mantenimiento de la máquina para prolongar la vida útil de ésta. El mantenimiento lo debe realizar personal especializado.
- Cuando se encuentre en funcionamiento se debe utilizar el equipo de protección personal (EPP), descrito en el manual de operación de la máquina.
- En la calibración de las numeradoras se debe tomar en cuenta la longitud del papel, debido a que las catarinas son para longitudes de papel de 10 pulgadas y sus medidas resultantes.
- Cuando se realice el mantenimiento de la máquina verificar que el rodillo 1 esté con la superficie libre de golpes, tinta y óxido. Las grapas deben estar libres de golpes y abolladuras porque esto puede generar daños en el papel. Las porta numeradoras deben estar alineadas una con otra para lograr una impresión simétrica.
- Al colocar el papel en la máquina se debe verificar el espacio entre el rodillo 1 y las numeradoras, para evitar dañar al papel, rodillo 1 o numeradoras.

LISTA DE REFERENCIAS

- American Institute of Steel Construction. (1980). *Manual of steel construction* . Estados Unidos. American Institute of Steel Construction.
- Appold, H., Feiler, K., Reinhard, A., & Schmidt, P. (1984). *Tecnología de los metales* . España. Reverté.
- Böhler. (2011). *Manual de aceros especiales*.Ecuador.
- Budynas, R., & Nisbett, K. (2012). *Diseño en ingeniería mecánica*. México. McGraw-Hill.
- Calero Pérez, R., & Carta González, J. A. (1999). *Fundamentos de mecanismos y máquinas para ingenieros*. España. Mc Graw Hill.
- Catálogo de rodamientos FAG*. (2000).
- Tipos de papeles. (2014). *Formatos continuos*. Recuperado el 21 de julio del 2014 de: <http://megustalapapeleria.com/2013/10/01/recibos-bancarios-en-papel/>
- Gieck, K. (2007). *Manual de fórmulas técnicas*. México. Alfaomega.
- INEN. (2000). *Papel. Formas continuas utilizadas para procesamiento de la información. Requisitos*. Ecuador.
- IPAC. (2014). *Catálogo de materiales*. Recuperado el 20 de diciembre del 2014 de: <http://www.ipac-acero.com>
- Jiménez Boulanger, F., & Espinoza Gutiérrez, C. L. (2006). *Costos industriales*. Costa Rica. Editorial Tecnológica de Costa Rica.
- Jütz , H. (1984). *Tablas para la industria metalúrgica* . España. Reverté.
- Larburu Arrizabalaga, N. (1999). *Máquinas prontuario técnicas, máquinas, herramientas*. Madrid. Paraninfo.
- Marín Garcia, J. M. (2008). *Apuntes de diseño de máquinas*. España. Club Universitario.
- Mott, R. (2006). *Diseño de elementos de máquinas*. México. Pearson.

Quishpe Llive, A., & Plazarte Cumbal, D. (2014). *Diseño y construcción de una máquina cortadora rebobinadora de rollos de papel* . Ecuador.

Silvie. (2013). *Historia del papel continuo*. Recuperado el 20 de Julio del 2014 de:
<http://www.iconio.com/ABCD/B/pdf/papel.pdf>

ANEXOS

Anexo 1

Rodamientos

Factor de esfuerzos dinámicos

| ▼ Valores f_n para rodamientos de bolas | | | | | | | | | |
|---|-------|-------------------|-------|-------------------|-------|-------------------|-------|-------------------|--------|
| n | f_n | n | f_n | n | f_n | n | f_n | n | f_n |
| min ⁻¹ | | min ⁻¹ | | min ⁻¹ | | min ⁻¹ | | min ⁻¹ | |
| 10 | 1,49 | 55 | 0,846 | 340 | 0,461 | 1800 | 0,265 | 9500 | 0,152 |
| 11 | 1,45 | 60 | 0,822 | 360 | 0,452 | 1900 | 0,26 | 10000 | 0,149 |
| 12 | 1,41 | 65 | 0,8 | 380 | 0,444 | 2000 | 0,255 | 11000 | 0,145 |
| 13 | 1,37 | 70 | 0,781 | 400 | 0,437 | 2200 | 0,247 | 12000 | 0,141 |
| 14 | 1,34 | 75 | 0,763 | 420 | 0,43 | 2400 | 0,24 | 13000 | 0,137 |
| 15 | 1,3 | 80 | 0,747 | 440 | 0,423 | 2600 | 0,234 | 14000 | 0,134 |
| 16 | 1,28 | 85 | 0,732 | 460 | 0,417 | 2800 | 0,228 | 15000 | 0,131 |
| 17 | 1,25 | 90 | 0,718 | 480 | 0,411 | 3000 | 0,223 | 16000 | 0,128 |
| 18 | 1,23 | 95 | 0,705 | 500 | 0,405 | 3200 | 0,218 | 17000 | 0,125 |
| 19 | 1,21 | 100 | 0,693 | 550 | 0,393 | 3400 | 0,214 | 18000 | 0,123 |
| 20 | 1,19 | 110 | 0,672 | 600 | 0,382 | 3600 | 0,21 | 19000 | 0,121 |
| 22 | 1,15 | 120 | 0,652 | 650 | 0,372 | 3800 | 0,206 | 20000 | 0,119 |
| 24 | 1,12 | 130 | 0,635 | 700 | 0,362 | 4000 | 0,203 | 22000 | 0,115 |
| 26 | 1,09 | 140 | 0,62 | 750 | 0,354 | 4200 | 0,199 | 24000 | 0,112 |
| 28 | 1,06 | 150 | 0,606 | 800 | 0,347 | 4400 | 0,196 | 26000 | 0,109 |
| 30 | 1,04 | 160 | 0,593 | 850 | 0,34 | 4600 | 0,194 | 28000 | 0,106 |
| 32 | 1,01 | 170 | 0,581 | 900 | 0,333 | 4800 | 0,191 | 30000 | 0,104 |
| 34 | 0,993 | 180 | 0,57 | 950 | 0,327 | 5000 | 0,188 | 32000 | 0,101 |
| 36 | 0,975 | 190 | 0,56 | 1000 | 0,322 | 5500 | 0,182 | 34000 | 0,0993 |
| 38 | 0,957 | 200 | 0,55 | 1100 | 0,312 | 6000 | 0,177 | 36000 | 0,0975 |
| 40 | 0,941 | 220 | 0,533 | 1200 | 0,303 | 6500 | 0,172 | 38000 | 0,0957 |
| 42 | 0,926 | 240 | 0,518 | 1300 | 0,295 | 7000 | 0,168 | 40000 | 0,0941 |
| 44 | 0,912 | 260 | 0,504 | 1400 | 0,288 | 7500 | 0,164 | 42000 | 0,0926 |
| 46 | 0,898 | 280 | 0,492 | 1500 | 0,281 | 8000 | 0,161 | 44000 | 0,0912 |
| 48 | 0,886 | 300 | 0,481 | 1600 | 0,275 | 8500 | 0,158 | 46000 | 0,0898 |
| 50 | 0,874 | 320 | 0,471 | 1700 | 0,27 | 9000 | 0,155 | 50000 | 0,0874 |

Fuente: FAG, 2000, p. 34

Medidas de rodamientos seleccionados

| | | | | | | | | | | |
|----|----|----|----|-----|------|------|------|-------|------|------|
| 12 | 12 | 28 | 8 | 0,3 | 23,5 | 24,4 | 16,6 | 0,02 | 5,1 | 2,36 |
| | 12 | 28 | 8 | 0,3 | 23,5 | 24,4 | 16,6 | 0,021 | 5,1 | 2,36 |
| | 12 | 28 | 8 | 0,3 | 23,5 | 24,4 | 16,6 | 0,02 | 5,1 | 2,36 |
| | 12 | 28 | 8 | 0,3 | 23,5 | 24,4 | 16,6 | 0,022 | 5,1 | 2,36 |
| | 12 | 28 | 8 | 0,3 | 23,5 | 24,4 | 16,6 | 0,023 | 5,1 | 2,36 |
| | 12 | 30 | 8 | 0,3 | 23,5 | 24,4 | 16,6 | 0,026 | 5,1 | 2,36 |
| | 12 | 32 | 10 | 0,6 | 25,8 | 27,4 | 18,3 | 0,037 | 6,05 | 3,1 |
| | 12 | 32 | 10 | 0,6 | 25,8 | 27,4 | 18,3 | 0,038 | 6,05 | 3,1 |
| | 12 | 32 | 10 | 0,6 | 25,8 | 27,4 | 18,3 | 0,039 | 6,05 | 3,1 |
| | 12 | 32 | 10 | 0,6 | 25,8 | 27,4 | 18,3 | 0,039 | 6,05 | 3,1 |
| | 12 | 32 | 10 | 0,6 | 25,8 | 27,4 | 18,3 | 0,04 | 6,05 | 3,1 |

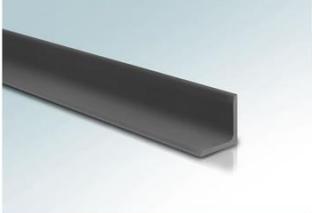
Fuente: FAG, 2000, p. 70

| Eje | Dimensiones | | | | | | | Peso ~ kg | Capacidad de carga | |
|-----|-------------|----|----|--------------|--------|---------------------|--------|-----------------|--------------------|-------------------------|
| | d | D | B | r_s min | H ~ | H ₁ ~ | J ~ | | dyn. C | stat. C ₀ |
| | mm | | | | | | | | kN | |
| 15 | 15 | 35 | 11 | 0,6 | 29,3 | 30,9 | 21,1 | 0,043 | 7,8 | 3,75 |
| | 15 | 35 | 11 | 0,6 | 29,3 | 30,9 | 21,1 | 0,043 | 7,8 | 3,75 |
| | 15 | 35 | 11 | 0,6 | 29,3 | 30,9 | 21,1 | 0,045 | 7,8 | 3,75 |
| | 15 | 35 | 11 | 0,6 | 29,3 | 30,9 | 21,1 | 0,045 | 7,8 | 3,75 |
| | 15 | 35 | 11 | 0,6 | 29,3 | 30,9 | 21,1 | 0,045 | 7,8 | 3,75 |
| | 15 | 35 | 11 | 0,6 | 29,3 | 30,9 | 21,1 | 0,045 | 7,8 | 3,75 |

Fuente: FAG, 2000, p. 71

Anexo 2

Perfil de la estructura

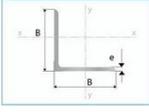


ESTOY INTERESADO EN ESTE PRODUCTO

DESCARGAR ESPECIFICACIONES

Productos Laminados Ángulo

| Dimensiones | | Espesor | Peso |
|-------------|----|---------|-------|
| B | c | e | P |
| mm | mm | mm | kg/6m |
| 20 | 20 | 2,00 | 3,81 |
| 20 | 20 | 3,00 | 5,23 |
| 25 | 25 | 2,00 | 4,52 |
| 25 | 25 | 3,00 | 6,74 |
| 25 | 25 | 4,00 | 9,20 |
| 30 | 30 | 3,00 | 8,24 |
| 30 | 30 | 4,00 | 10,61 |
| 40 | 40 | 3,00 | 11,11 |



Aplicaciones

- Torres metálicas
- Muebles metálicos
- Carpintería metálica

Fuente: IPAC, 2014

Plancha soporte



ESTOY INTERESADO EN ESTE PRODUCTO

DESCARGAR ESPECIFICACIONES

Especificaciones:

Largo Normal: 6 metros

Recubrimiento: Negro

Espesores: Desde 3,00 a 12,00 mm

Calidad de acero: DIN 17100 / ST 37-2 / ASTM A-36

Norma de Fabricación: INEN 2222 / ISO 1035

Opciones: Otras dimensiones y largos

| Dimensiones | Espesor | Peso |
|-------------|---------|-------|
| B | e | P |
| mm | mm | kg/6m |
| 12 | 3,00 | 1,70 |
| 12 | 4,00 | 2,26 |
| 12 | 6,00 | 3,39 |
| 20 | 3,00 | 2,83 |
| 20 | 4,00 | 5,00 |
| 20 | 6,00 | 5,37 |
| 25 | 3,00 | 3,53 |
| 25 | 4,00 | 4,71 |
| 25 | 6,00 | 7,07 |
| 25 | 8,00 | 9,42 |
| 25 | 9,50 | 10,59 |
| 25 | 12,00 | 14,13 |
| 30 | 3,00 | 4,24 |
| 30 | 4,00 | 7,07 |
| 30 | 6,00 | 8,47 |
| 30 | 8,00 | 11,30 |
| 30 | 9,50 | 12,71 |
| 30 | 12,00 | 16,96 |
| 40 | 3,00 | 5,37 |
| 40 | 4,00 | 7,16 |
| 40 | 6,00 | 10,74 |



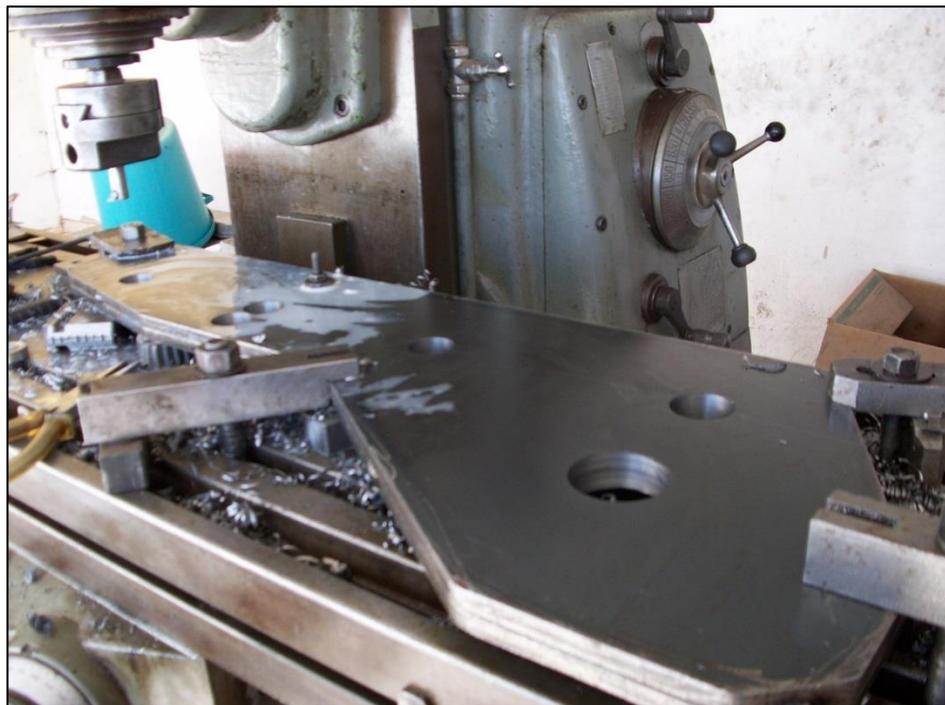
Aplicaciones

- Somier camas.
- Cerrajería en general (puertas, ventanas, rejas).
- Estructuras en general.
- Muebles metálicos.
- Paquete de resortes (Sistemas de suspensión).

Fuente: IPAC, 2014

Anexo 3

Proceso de fabricación



Anexo 4

MANUAL DE OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO

Máquina numeradora colectora para papel continuo

Operación

El presente manual está orientado a preservar la seguridad del operario y el funcionamiento adecuado del equipo.

La reparación, instalación, operación y mantenimiento de la máquina debe ser ejecutada por personal calificado.

Los pasos para el correcto funcionamiento de la máquina numeradora se detallan a continuación.

1. Verificar que los cables de energía no esté deteriorado u otro defecto que pueda causar un choque eléctrico.
2. Colocarse el equipo de protección personal EPP (protección visual y auditiva).
3. Colocar la numeradora en la porta numeradora.
4. Medir el ancho del papel para calibrar la numeradora.
5. Calibrar la numeradora de acuerdo al ancho del papel.
6. Cargar el rodillo mezclador de tinta.
7. Verificar la distancia entre la numeradora y el rodillo 1.
8. Colocar el papel en la numeradora.
9. Verificar si no existen objetos ajenos a la máquina.
10. Encender la máquina.
11. Mientras este encendida la máquina no introducir las manos o herramientas en la máquina.
12. Verificar la tinta.
13. Una vez finalizado el proceso limpiar el rodillo mezclador de tinta y la numeradora.
14. Desconectar la fuente de energía.

Mantenimiento

Para el mejor funcionamiento de la máquina, es importante seguir las siguientes recomendaciones de mantenimiento:

Partes que requieren mantenimiento

Las partes más importantes que requieren mantenimiento se muestra en la tabla A1.

Tabla A1 Parte para mantenimiento

| Referencia | Denominación |
|------------|----------------------------|
| 1 | Cadenas |
| 2 | Rodillo mezclador de tinta |
| 3 | Numeradora |
| 4 | Ruedas dentadas |
| 5 | Tractor |
| 6 | Grapas |
| 7 | Catarinas |
| 8 | Motorreductor |
| 9 | Pernos |

Simbología

La simbología se muestra en la tabla A2 y A3 respectivamente.

Tabla A2 Tipo de mantenimiento

| | |
|-----------|---|
| Diario | ○ |
| Semanal | △ |
| Mensual | □ |
| Semestral | ◇ |

Tabla A3 Tipo de acción

| | |
|------------|---|
| Inspección | ● |
| Limpieza | ● |
| Reajustado | ● |
| Engrasado | ● |
| Llenado | ● |
| Cambio | ● |

Calendario de mantenimiento

El calendario se representa en la figura A1.

Figura A1 Calendario de mantenimiento

| PROGRAMA DE MANTENIMIENTO | | EMPRESA: DISPAG | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
|---------------------------|--------------------------------------|-----------------------------|---|---|---|---------|---|---|---|-------|---|---|---|-------|---|---|---|------|---|---|---|-------|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | PERIODO: ENERO - JUNIO 2015 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| MES MAQUINA | | ENERO | | | | FEBRERO | | | | MARZO | | | | ABRIL | | | | MAYO | | | | JUNIO | | | | | | | | | | | |
| | | 1 | 2 | 3 | 4 | 1 | 2 | 3 | 4 | 1 | 2 | 3 | 4 | 1 | 2 | 3 | 4 | 1 | 2 | 3 | 4 | 1 | 2 | 3 | 4 | | | | | | | | |
| 1 | MAQUINA NUMERADORA DE PAPEL CONTINUO | ● | ● | ● | ■ | ● | ● | ● | ■ | ● | ● | ● | ■ | ● | ● | ● | ■ | ● | ● | ● | ■ | ● | ● | ● | ■ | ● | ● | ● | ■ | ● | ● | ● | ■ |
| 2 | | ● | ● | ● | ■ | ● | ● | ● | ■ | ● | ● | ● | ■ | ● | ● | ● | ■ | ● | ● | ● | ■ | ● | ● | ● | ■ | ● | ● | ● | ■ | ● | ● | ● | ■ |
| 3 | | ● | ● | ● | ■ | ● | ● | ● | ■ | ● | ● | ● | ■ | ● | ● | ● | ■ | ● | ● | ● | ■ | ● | ● | ● | ■ | ● | ● | ● | ■ | ● | ● | ● | ■ |
| 4 | | ▲ | ▲ | ▲ | ▲ | ▲ | ▲ | ▲ | ▲ | ▲ | ▲ | ▲ | ▲ | ▲ | ▲ | ▲ | ▲ | ▲ | ▲ | ▲ | ▲ | ▲ | ▲ | ▲ | ▲ | ▲ | ▲ | ▲ | ▲ | ▲ | ▲ | ▲ | ▲ |
| 5 | | ● | ● | ● | ■ | ● | ● | ● | ■ | ● | ● | ● | ■ | ● | ● | ● | ■ | ● | ● | ● | ■ | ● | ● | ● | ■ | ● | ● | ● | ■ | ● | ● | ● | ■ |
| 6 | | ■ | ■ | ■ | ■ | ■ | ■ | ■ | ■ | ■ | ■ | ■ | ■ | ■ | ■ | ■ | ■ | ■ | ■ | ■ | ■ | ■ | ■ | ■ | ■ | ■ | ■ | ■ | ■ | ■ | ■ | ■ | ■ |
| 7 | | ● | ● | ● | ■ | ● | ● | ● | ■ | ● | ● | ● | ■ | ● | ● | ● | ■ | ● | ● | ● | ■ | ● | ● | ● | ■ | ● | ● | ● | ■ | ● | ● | ● | ■ |
| 8 | | ■ | ■ | ■ | ■ | ■ | ■ | ■ | ■ | ■ | ■ | ■ | ■ | ■ | ■ | ■ | ■ | ■ | ■ | ■ | ■ | ■ | ■ | ■ | ■ | ■ | ■ | ■ | ■ | ■ | ■ | ■ | ■ |
| 9 | | ■ | ■ | ■ | ■ | ■ | ■ | ■ | ■ | ■ | ■ | ■ | ■ | ■ | ■ | ■ | ■ | ■ | ■ | ■ | ■ | ■ | ■ | ■ | ■ | ■ | ■ | ■ | ■ | ■ | ■ | ■ | ■ |

Anexo 5

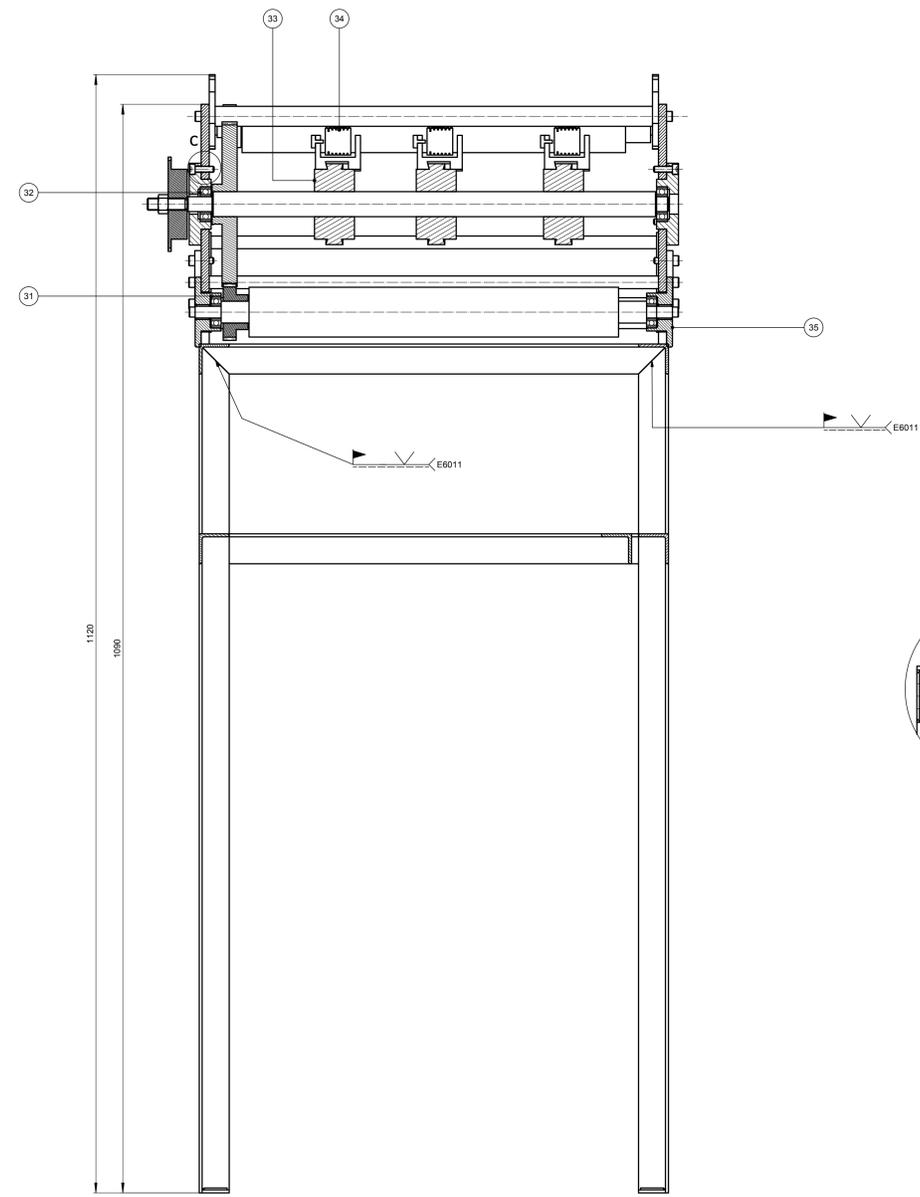
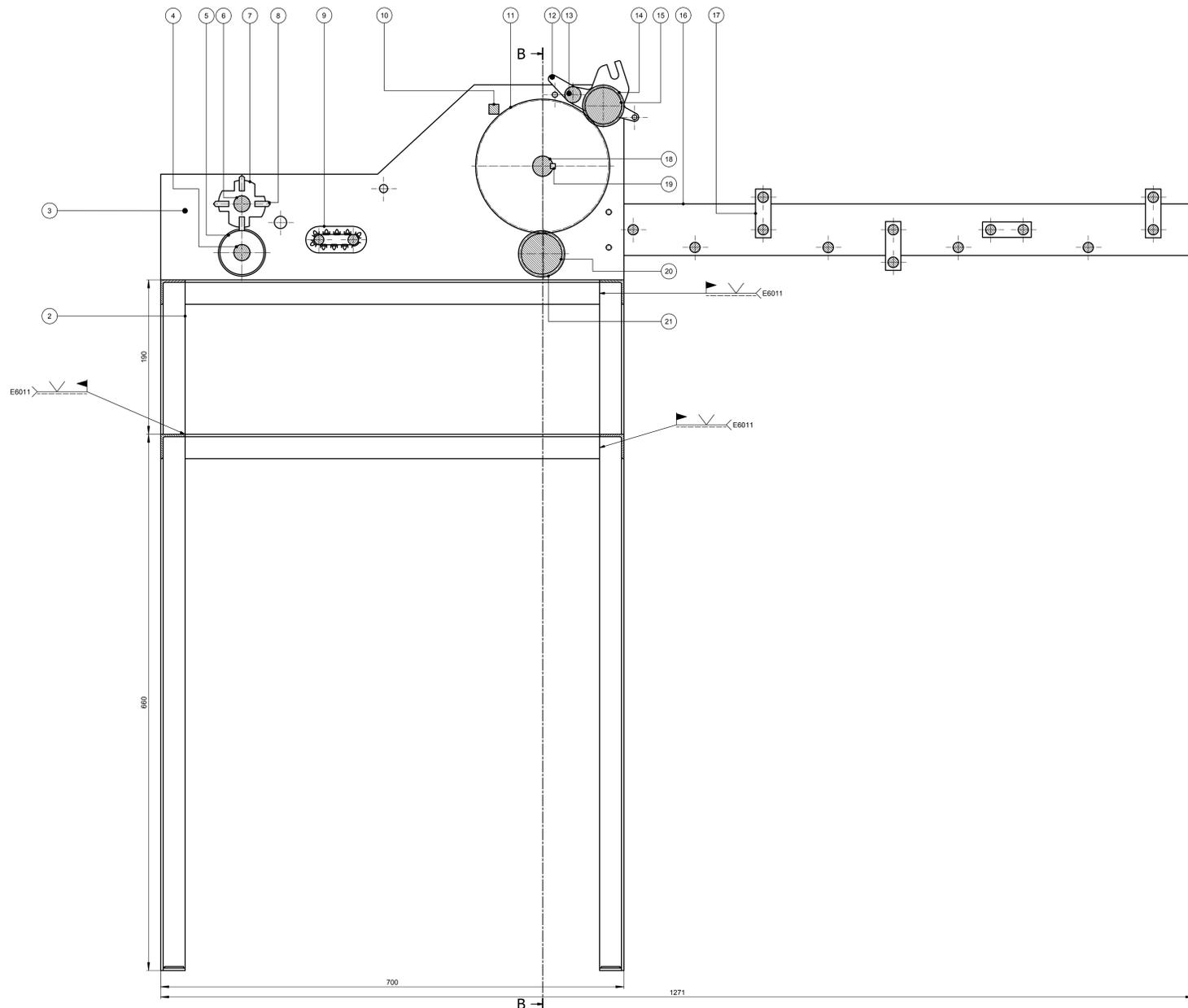
| Pasadores y chavetas | | CHAVETAS PARALELAS SERIE NORMAL | | | | TABLA 18 | | | | | | | | |
|------------------------------|---------------------------------------|------------------------------------|---------------------------------|-----------------|------------------------------|-------------------------------------|--------------------------|-----------------|---------------------------|--------|------|------------------------------|------|------|
| Dimensiones en mm. | | | | | | | | (De UNE 17.102) | | | | | | |
| | | CHAVETA | | | | | | | | | | | | |
| Sección <i>b × h</i> | Ancho <i>b</i> | | Altura <i>h</i> | | Chaflán <i>b₁</i> | | Longitud <i>l</i> | | | | | | | |
| | Nominal | Toler. h9 | Nominal | Toler. h9 y h11 | Mínimo | Máximo | De... | ...a | | | | | | |
| 4 × 4 | 4 | 0 | 4 | 0 | 0,16 | 0,25 | 8 | 45 | | | | | | |
| 5 × 5 | 5 | -0,030 | 5 | -0,030 | 0,25 | 0,40 | 10 | 55 | | | | | | |
| 6 × 6 | 6 | | 6 | | 0,25 | 0,40 | 14 | 70 | | | | | | |
| 8 × 7 | 8 | 0 | 7 | | 0,25 | 0,40 | 18 | 90 | | | | | | |
| 10 × 8 | 10 | -0,036 | 8 | | 0,40 | 0,60 | 22 | 110 | | | | | | |
| 12 × 8 | 12 | | 8 | 0 | 0,40 | 0,60 | 28 | 140 | | | | | | |
| 14 × 9 | 14 | 0 | 9 | -0,090 | 0,40 | 0,60 | 36 | 160 | | | | | | |
| 16 × 10 | 16 | -0,043 | 10 | | 0,40 | 0,60 | 45 | 180 | | | | | | |
| 18 × 11 | 18 | | 11 | | 0,40 | 0,60 | 50 | 200 | | | | | | |
| 20 × 12 | 20 | | 12 | | 0,40 | 0,80 | 56 | 220 | | | | | | |
| 22 × 14 | 22 | 0 | 14 | 0 | 0,60 | 0,80 | 63 | 250 | | | | | | |
| 25 × 14 | 25 | -0,052 | 14 | -0,110 | 0,60 | 0,80 | 70 | 280 | | | | | | |
| 28 × 16 | 28 | | 16 | | 0,60 | 0,80 | 80 | 320 | | | | | | |
| 32 × 18 | 32 | | 18 | | 0,60 | 0,80 | 90 | 360 | | | | | | |
| 36 × 20 | 36 | | 20 | | 0,60 | 1,20 | 100 | 400 | | | | | | |
| 40 × 22 | 40 | 0 | 22 | 0 | 1,00 | 1,20 | - | - | | | | | | |
| 45 × 25 | 45 | -0,062 | 25 | 0,130 | 1,00 | 1,20 | - | - | | | | | | |
| 50 × 28 | 50 | | 28 | | 1,00 | 1,20 | - | - | | | | | | |
| 56 × 32 | 56 | | 32 | | 1,00 | 2,00 | - | - | | | | | | |
| 63 × 32 | 63 | 0 | 32 | | 1,60 | 2,00 | - | - | | | | | | |
| 70 × 36 | 70 | -0,074 | 36 | 0 | 1,60 | 2,00 | - | - | | | | | | |
| 80 × 40 | 80 | | 40 | -0,160 | 2,50 | 3,00 | - | - | | | | | | |
| 90 × 45 | 90 | 0 | 45 | | 2,50 | 3,00 | - | - | | | | | | |
| 100 × 50 | 100 | -0,087 | 50 | | 2,50 | 3,00 | - | - | | | | | | |
| CHAVETERO | | | | | | | | | | | | | | |
| Diámetro del eje <i>d</i> | Sección de la chaveta <i>b × h</i> | Ancho <i>b</i> , tolerancia | | | | | | Profundidad | | | | Chaflán <i>R₁</i> | | |
| | | Nominal | Clase de ajuste del enchavetado | | | Ajustado Eje y cubo <i>p9</i> | Eje <i>h₁</i> | | Cubo <i>h₂</i> | | Min. | Máx. | | |
| | | | Libre | Normal | | | Nominal | Toler. | Nominal | Toler. | | | | |
| Nr de | Acab | Eje <i>h9</i> | Cubo <i>D10</i> | Eje <i>N9</i> | Cubo <i>Js 9</i> | Nominal | Toler. | Nominal | Toler. | | | | | |
| 10 | 12 | 4 × 4 | 4 | +0,030 | +0,078 | 0 | ±0,015 | -0,012 | 2,5 | +0,1 | 1,8 | +0,1 | 0,08 | 0,16 |
| 12 | 17 | 5 × 5 | 5 | 0 | +0,030 | -0,030 | ±0,015 | -0,042 | 3 | 0 | 2,3 | 0 | 0,16 | 0,25 |
| 17 | 22 | 6 × 6 | 6 | | | | | | 3,5 | | 2,8 | | 0,16 | 0,25 |
| 22 | 30 | 8 × 7 | 8 | +0,036 | +0,098 | 0 | ±0,018 | -0,015 | 4 | | 3,3 | | 0,16 | 0,25 |
| 30 | 38 | 10 × 8 | 10 | 0 | +0,040 | -0,036 | ±0,018 | -0,051 | 5 | | 3,3 | | 0,25 | 0,40 |
| 38 | 44 | 12 × 8 | 12 | | | | | | 5 | | 3,3 | | 0,25 | 0,40 |
| 44 | 50 | 14 × 9 | 14 | +0,043 | +0,120 | 0 | ±0,0215 | -0,018 | 5,5 | | 3,8 | | 0,25 | 0,40 |
| 50 | 58 | 16 × 10 | 16 | 0 | +0,050 | -0,043 | ±0,0215 | -0,061 | 6 | | 4,3 | | 0,25 | 0,40 |
| 58 | 65 | 18 × 11 | 18 | | | | | | 7 | +0,2 | 4,4 | +0,2 | 0,25 | 0,40 |

Anexo 6

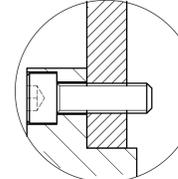
Planos

Corte A-A'

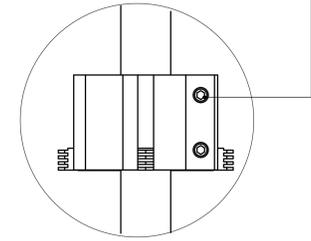
Corte B-B'



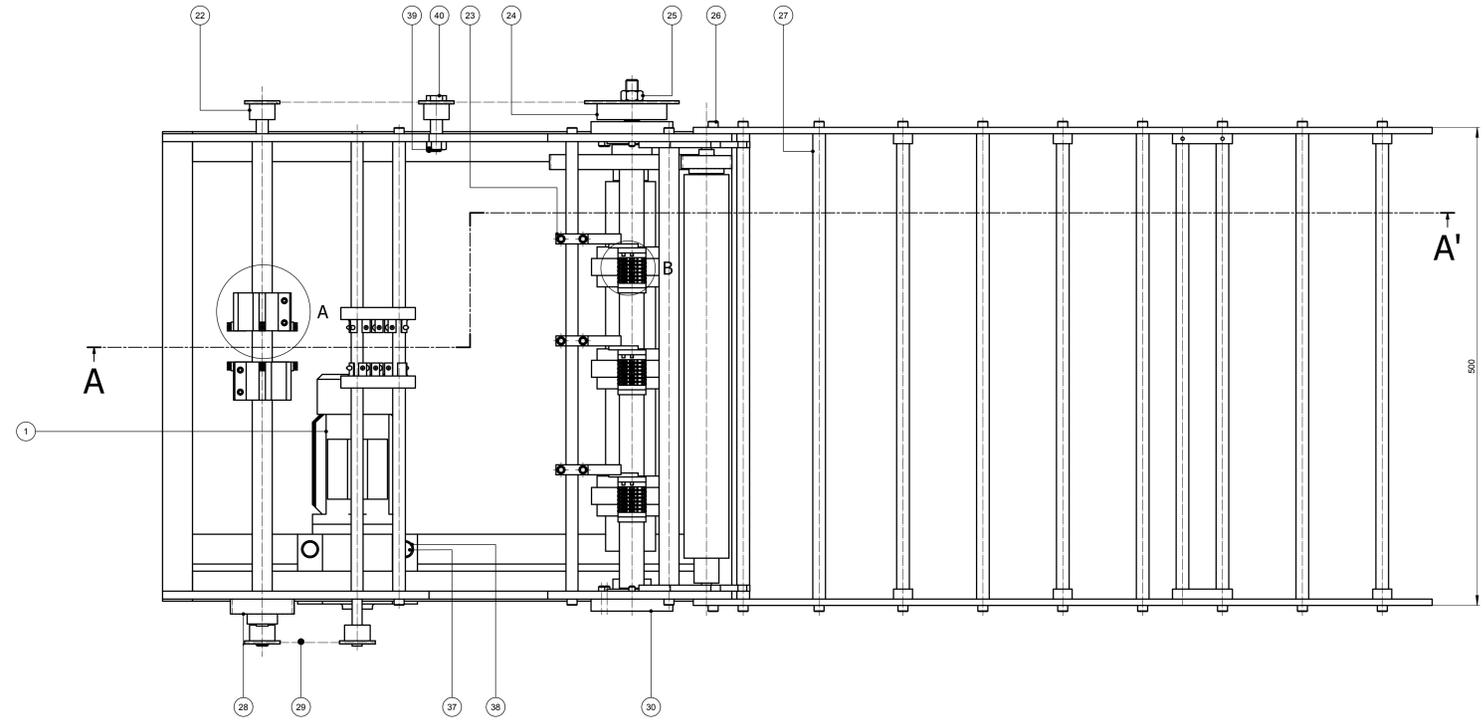
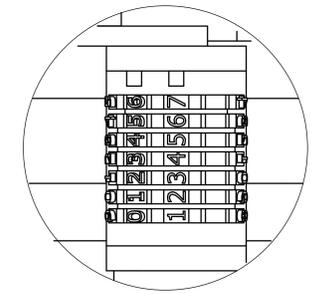
Detalle C (2 : 1)



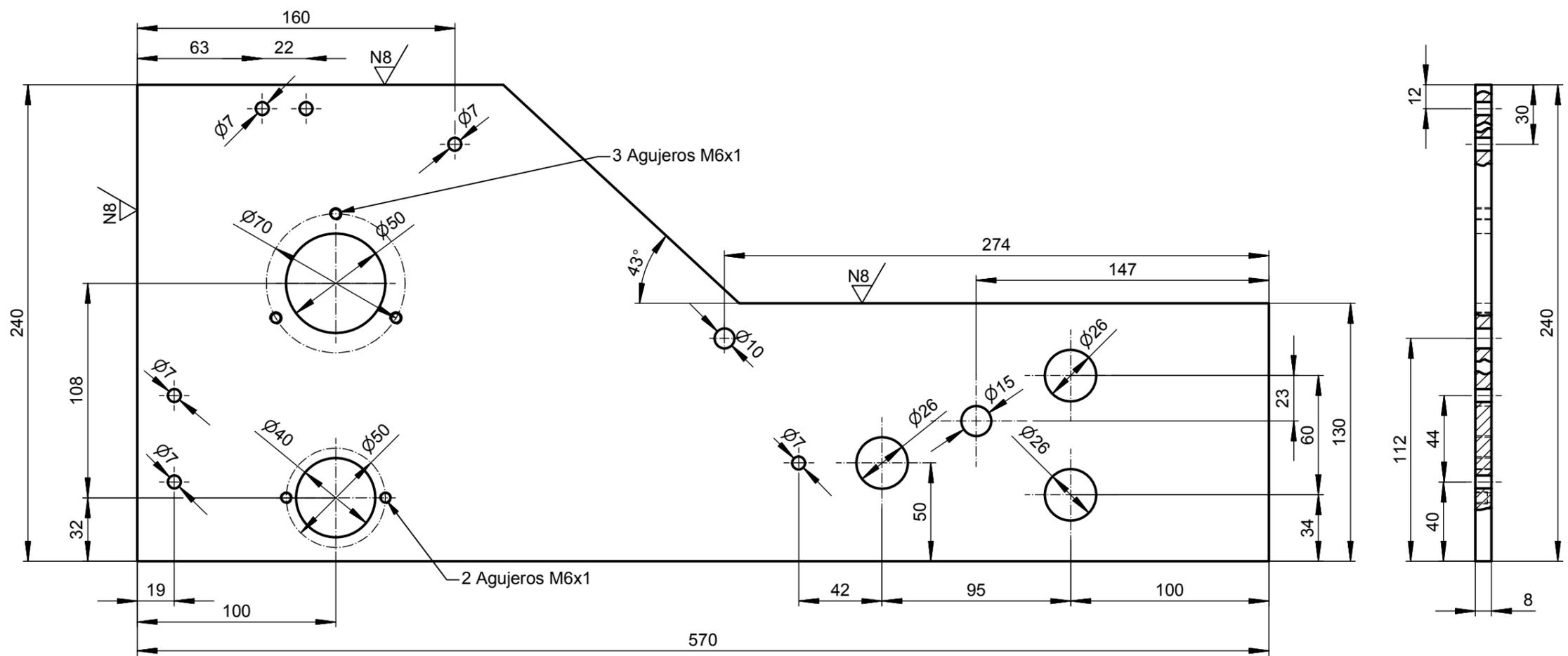
Detalle A (1 : 1)



Detalle B (2 : 1)



| Ref. | Denominación | Cant. | Ubic. | Material | Dim | Brújas | Observaciones |
|------|-------------------------|-------|-------|-----------|-------------|--------|---------------|
| 40 | Pin | 2 | I4 | AISI 1018 | Ø50x45 | | |
| 39 | Tuerca M10 | 1 | I4 | AISI 4140 | M10x1.5 | | Normalizado |
| 38 | Arandela plana | 4 | K4 | AISI 4140 | Ø17xØ8.5x2 | | Normalizado |
| 37 | Perno M8 | 4 | K4 | AISI 4140 | M8x1.25x35 | | Normalizado |
| 36 | Placerero M6 | 30 | J5 | AISI 4140 | M6x1.0 | | Normalizado |
| 35 | Brida soporte rodillo 1 | 2 | C15 | AISI 1018 | Ø75x30 | | |
| 34 | Numeradora | 3 | B12 | AISI 1018 | | | |
| 33 | Soporte numeradora | 3 | B12 | AISI 1018 | Ø85x45 | | |
| 32 | Rodamiento 6202 | 4 | B12 | | | | Normalizado |
| 31 | Rodamiento 6001 | 18 | C12 | | | | Normalizado |
| 30 | Brida eje numeradora | 2 | L5 | AISI 1018 | Ø85x25 | | |
| 29 | Cadena ANSI No. 25 | 2 | L3 | | | | Normalizado |
| 28 | Piñon z:30 | 2 | L3 | AISI 1018 | Ø70x30 | | |
| 27 | Varilla | 111 | B5 | AISI 304 | Ø12.1x470 | | |
| 26 | Perno allen M6 | 30 | B5 | AISI 4140 | M6x1x19 | | Normalizado |
| 25 | Tuerca M12 | 1 | I5 | AISI 4140 | M6x1 | | Normalizado |
| 24 | Catrina z:44 | 1 | I5 | | Ø100x20 | | Normalizado |
| 23 | Soporte | 3 | D3 | ASTM A36 | 70x25x10 | | |
| 22 | Catrina z:16 | 4 | C6 | | Ø40x20 | | Normalizado |
| 21 | Piñon z:36 | 1 | C6 | AISI 1018 | Ø60x30 | | |
| 20 | Rodillo 1 | 1 | B6 | AISI 1018 | Ø55x480 | | |
| 19 | Chaveta | 4 | B6 | | 6x6x30 | | |
| 18 | Eje porta numeradoras | 1 | C7 | AISI 1018 | Ø30x325 | | |
| 17 | Platina base | 6 | C6 | ASTM A36 | 55x20x10 | | |
| 16 | Placa soporte | 2 | B5 | ASTM A36 | 740x65x6 | | |
| 15 | Rodillo mezclador | 1 | B5 | | Ø50x480 | | |
| 14 | Piñon z:32 | 1 | B5 | AISI 1018 | Ø55x20 | | |
| 13 | Soporte | 1 | B5 | AISI 1018 | 120x50x6 | | |
| 12 | Base porta tintero | 2 | B5 | ASTM A36 | 125x80x8 | | |
| 11 | Piñon z:108 | 1 | B5 | AISI 1018 | Ø170x30 | | |
| 10 | Base cuadrada | 1 | B5 | AISI 1018 | 455x12x12 | | |
| 9 | Tractor | 1 | J4 | | | | |
| 8 | Grapas | 8 | B3 | AISI 4140 | 40x20x6 | | |
| 7 | Porta grapas | 2 | B3 | AISI 1018 | Ø60x40 | | |
| 6 | Eje porta grapas | 1 | B3 | AISI 1018 | Ø25x520 | | |
| 5 | Porta grapas hembra | 2 | C3 | AISI 1018 | Ø60x40 | | |
| 4 | Eje porta grapas 1 | 1 | C3 | AISI 1018 | Ø25x530 | | |
| 3 | Base | 1 | B4 | ASTM A36 | 570x240x8 | | |
| 2 | Estructura | 1 | D3 | ASTM A36 | 570x400x240 | | |
| 1 | Motoreductor | 1 | K4 | | | | |

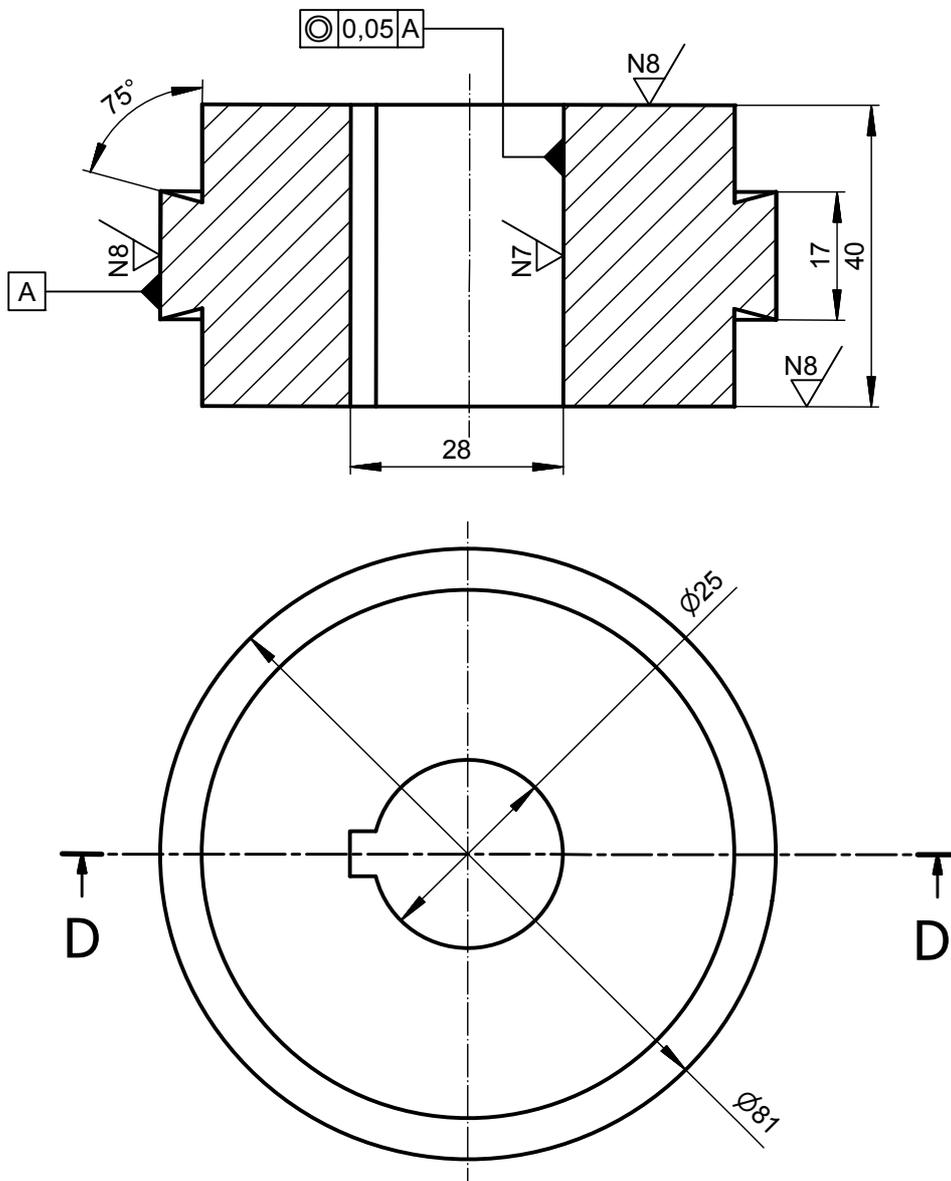


Eliminar aristas vivas
Chafilanes 1x45°

| | | | | | |
|---|-----------------------|-----------|-------------------------|----------------|-----------|
| Tratamiento térmico | N/A | Material: | ASTM A36 | Dimens. Brutas | 570x265x8 |
| Recubrimiento | Pintura anticorrosivo | | | | |
| CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA | UPS | DIS: | Darío Dávila Terán | 04-02-2015 | |
| | | DIS: | Darío Dávila Terán | 04-02-2015 | |
| | | REV: | Ing. William Quitiaquez | 04-02-2015 | |
| Base | ESC: 1:2,5 | CÓDIGO: | 10.0530.01.01 | TOL. GNRL: | ±0.02 |

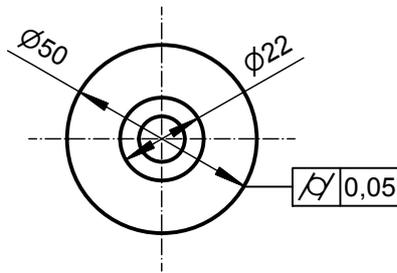
N8/ (N7/)

Corte D-D'

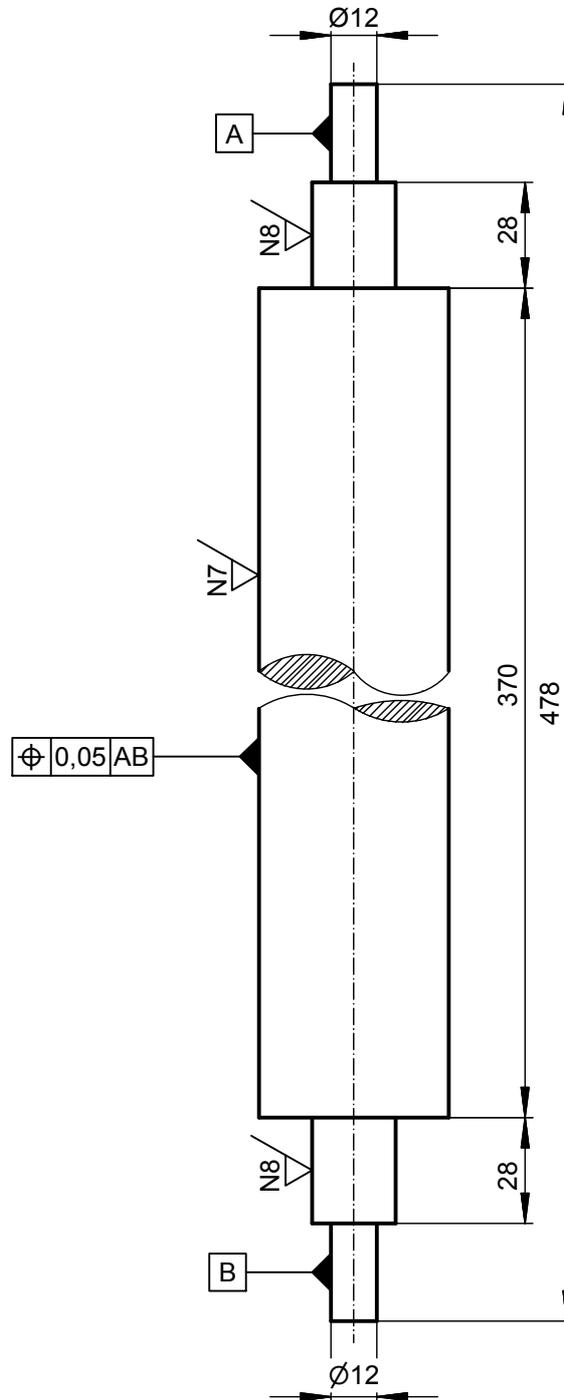


Eliminar aristas vivas
Chaflanes 1x45°

| | | | | | |
|---|------------|-----------|-------------------------|----------------|----------|
| Tratamiento térmico | N/A | Material: | AISI 1018 | Dimens. Brutas | Ø88,9x50 |
| Recubrimiento | N/A | | | | |
| CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA | UPS | DIS: | Darío Dávila Terán | 04-02-2015 | |
| | | DIS: | Darío Dávila Terán | 04-02-2015 | |
| | | REV: | Ing. William Quitiaquez | 04-02-2015 | |
| Porta numerador | ESC: 1:1 | CÓDIGO: | 10.0530.01.02 | TOL. GNRL: | ±0.02 |



N8 / (N7)

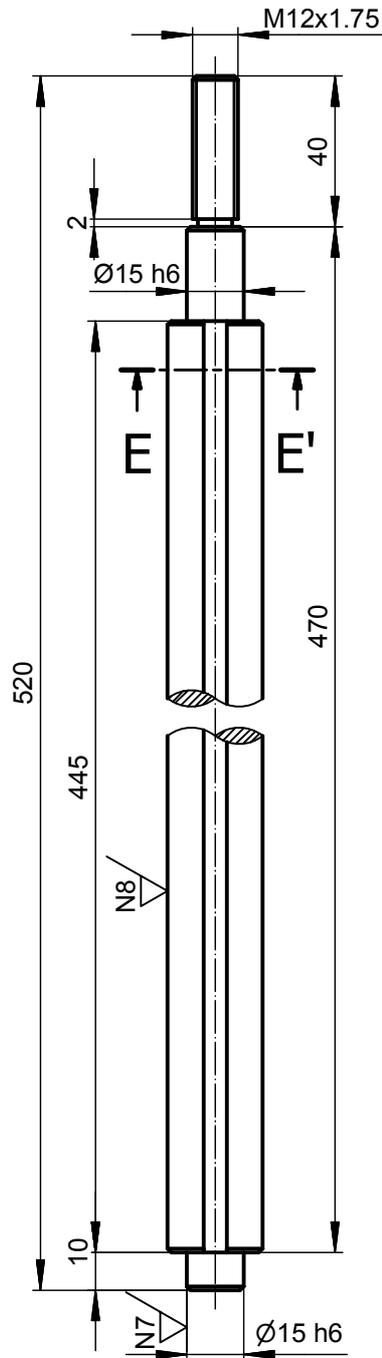
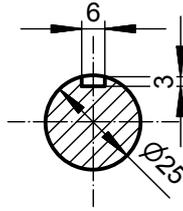


Eliminar aristas vivas
Chafanes $1 \times 45^\circ$

| | | | | | |
|---|------------|-----------|-------------------------|----------------|-------------------------------|
| Tratamiento térmico | N/A | Material: | AISI 1018 | Dimens. Brutas | $\varnothing 50,8 \times 495$ |
| Recubrimiento | N/A | | | | |
| CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA | UPS | DIS: | Darío Dávila Terán | 04-02-2015 | |
| | | DIS: | Darío Dávila Terán | 04-02-2015 | |
| | | REV: | Ing. William Quitiaquez | 04-02-2015 | |
| Rodillo numerador | ESC: 1:2 | CÓDIGO: | 10.0530.01.03 | TOL. GNRL: | ± 0.02 |

Corte E-E'

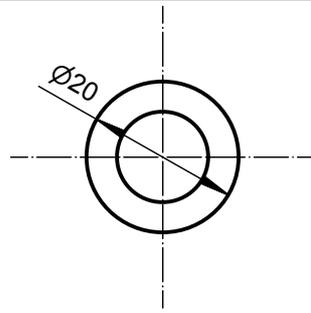
N8 / (N7)



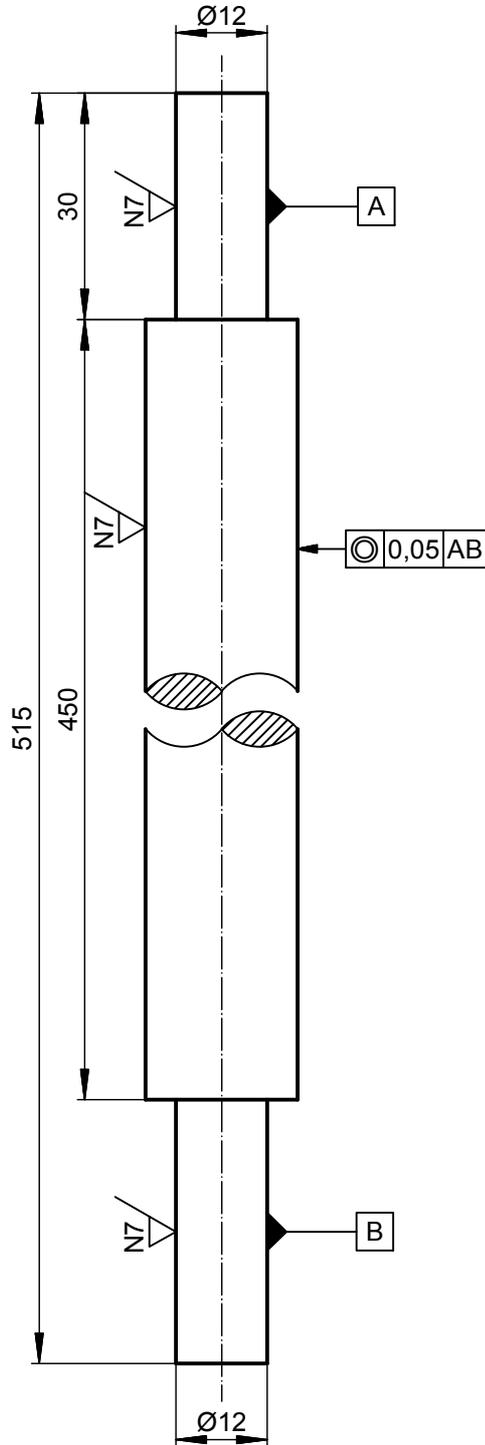
| | |
|-----|--------|
| Ø15 | h6 |
| | Ø15,00 |
| | Ø14,98 |

Eliminar aristas vivas
Chaflanes 1x45°

| | | | | | |
|---|------------|-----------|-------------------------|----------------|-----------|
| Tratamiento térmico | N/A | Material: | AISI 1018 | Dimens. Brutas | Ø25,4x540 |
| Recubrimiento | N/A | | | | |
| CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA | UPS | DIS: | Darío Dávila Terán | 04-02-2015 | |
| | | DIS: | Darío Dávila Terán | 04-02-2015 | |
| | | REV: | Ing. William Quitiaquez | 04-02-2015 | |
| Eje porta numeradoras | ESC: 1:2 | CÓDIGO: | 10.0530.01.04 | TOL. GNRL: | ±0.02 |



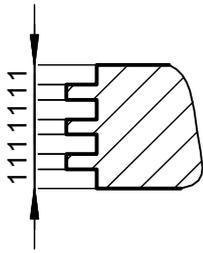
N7



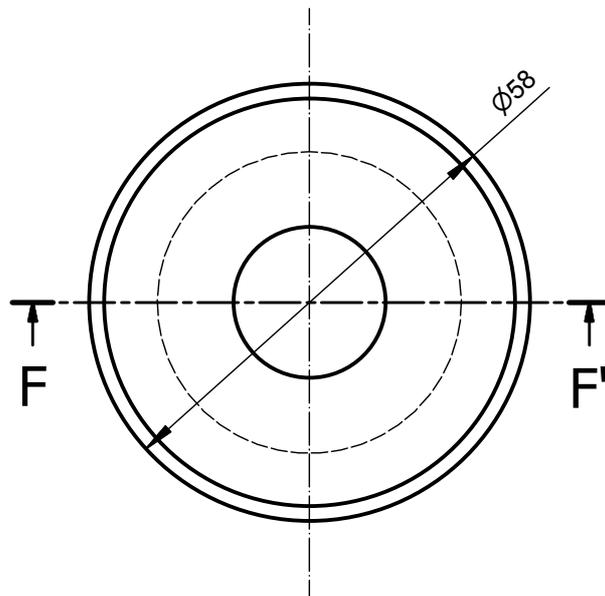
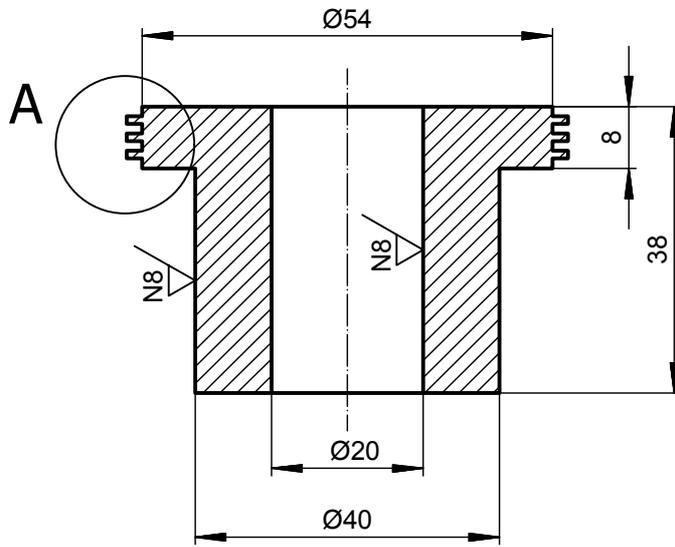
Eliminar aristas vivas
Chafilanes 1x45°

| | | | | | |
|---|------------|-----------|-------------------------|----------------|------------|
| Tratamiento térmico | N/A | Material: | AISI 1018 | Dimens. Brutas | Ø22,22x515 |
| Recubrimiento | N/A | | | | |
| CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA | UPS | DIS: | Darío Dávila Terán | 04-02-2015 | |
| | | DIS: | Darío Dávila Terán | 04-02-2015 | |
| | | REV: | Ing. William Quitiaquez | 04-02-2015 | |
| Eje porta grapas | ESC: 1:1 | CÓDIGO: | 10.0530.01.05 | TOL. GNRL: | ±0.02 |

Detalle A (2 : 1)



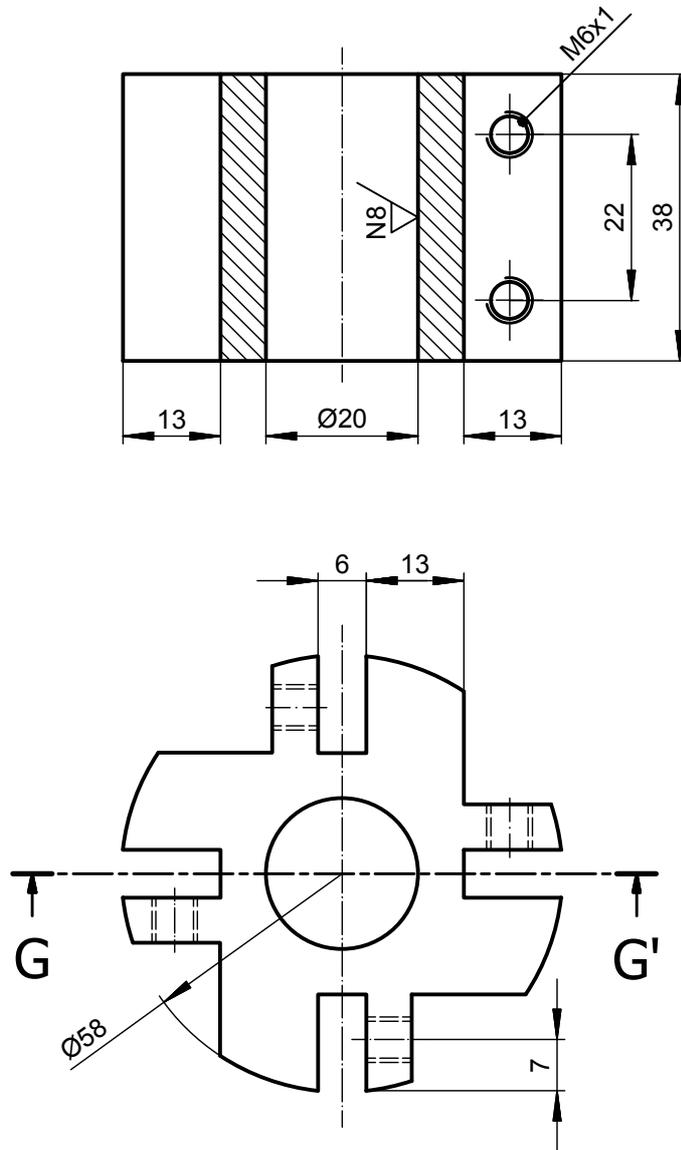
Corte F-F'



Eliminar aristas vivas
Chaflanes 1x45°

| | | | | | |
|---|------------|-----------|-------------------------|----------------|--------|
| Tratamiento térmico | N/A | Material: | AISI 1018 | Dimens. Brutas | Ø60x40 |
| Recubrimiento | N/A | | | | |
| CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA | UPS | DIS: | Darío Dávila Terán | 04-02-2015 | |
| | | DIS: | Darío Dávila Terán | 04-02-2015 | |
| | | REV: | Ing. William Quitiaquez | 04-02-2015 | |
| Grapa hembra | ESC: 1:1 | CÓDIGO: | 10.0530.01.06 | TOL. GNRL: | ±0.02 |

Corte G-G'

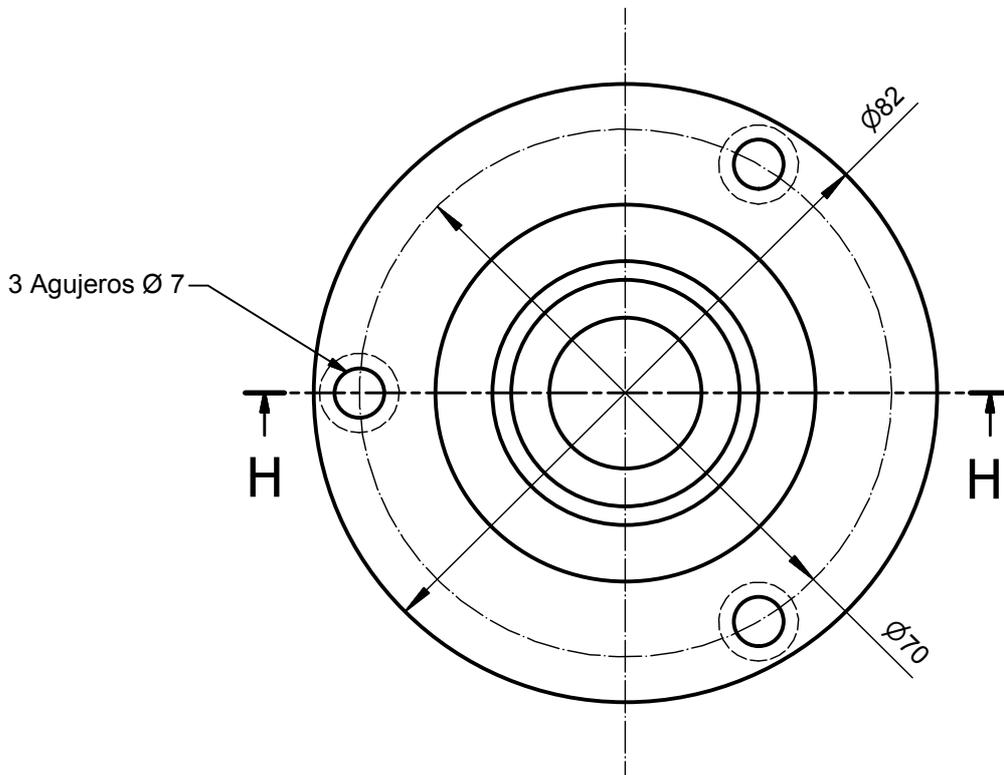
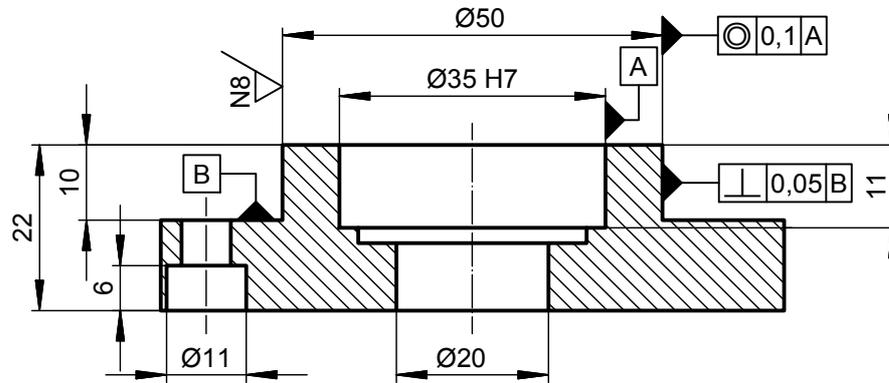


Eliminar aristas vivas
Chafanes 1x45°

| | | | | | |
|---|------------|-----------|-------------------------|----------------|--------|
| Tratamiento térmico | N/A | Material: | AISI 1018 | Dimens. Brutas | Ø60x40 |
| Recubrimiento | N/A | | | | |
| CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA | UPS | DIS: | Darío Dávila Terán | 04-02-2015 | |
| | | DIS: | Darío Dávila Terán | 04-02-2015 | |
| | | REV: | Ing. William Quitiaquez | 04-02-2015 | |
| Porta grapa | ESC: 1:1 | CÓDIGO: | 10.0530.01.07 | TOL. GNRL: | ±0.02 |

N8

Corte H-H'

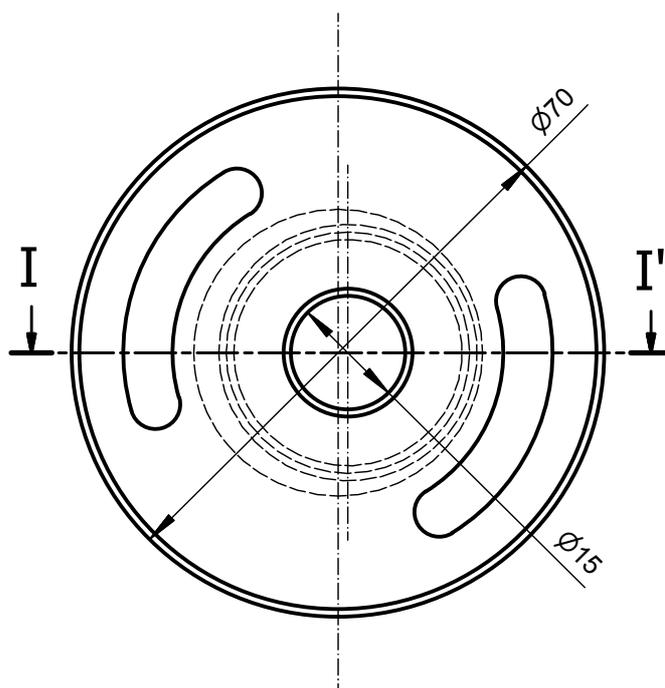


| | |
|-----|---------|
| Ø35 | H7 |
| | Ø35,00 |
| | Ø35,025 |

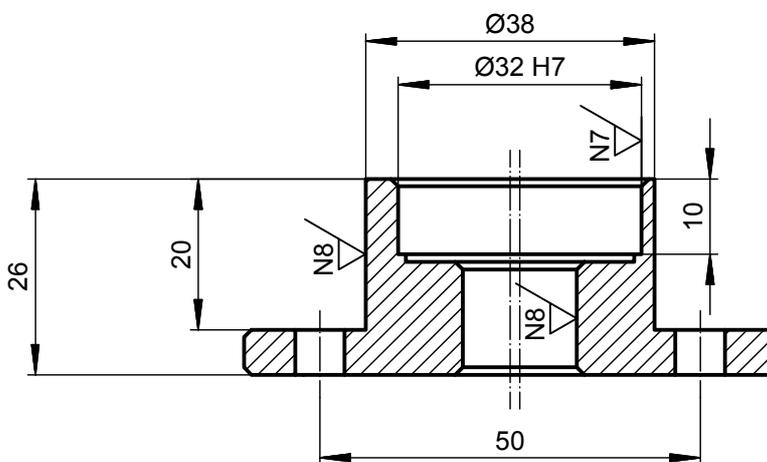
Eliminar aristas vivas
Chafilanes 1x45°

| | | | | | |
|---|------------|-----------|-------------------------|----------------|--------|
| Tratamiento térmico | N/A | Material: | AISI 1018 | Dimens. Brutas | Ø85x44 |
| Recubrimiento | N/A | | | | |
| CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA | UPS | DIS: | Darío Dávila Terán | 04-02-2015 | |
| | | DIS: | Darío Dávila Terán | 04-02-2015 | |
| | | REV: | Ing. William Quitiaquez | 04-02-2015 | |
| Brida 1 eje numeradora | ESC: 1:1 | CÓDIGO: | 10.0530.01.08 | TOL. GNRL: | ±0.02 |

N8 / (N7)



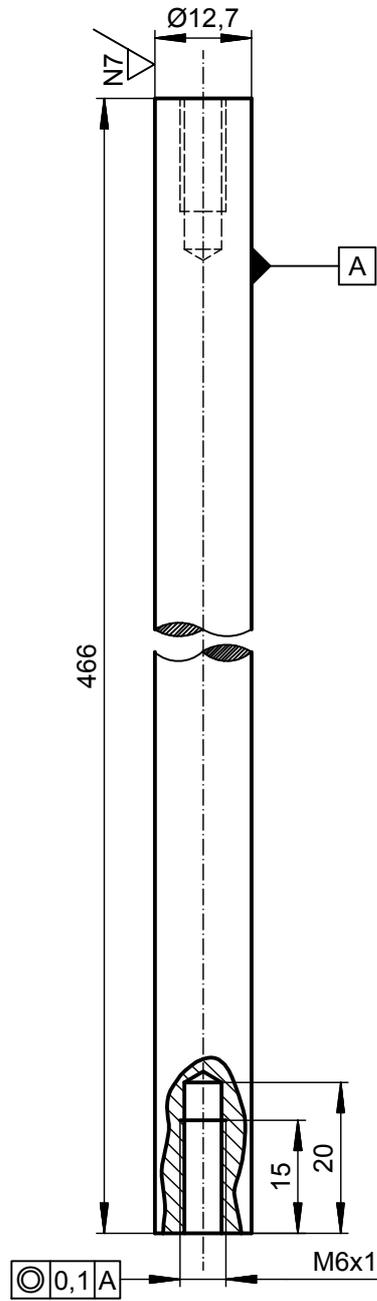
Corte I-I'



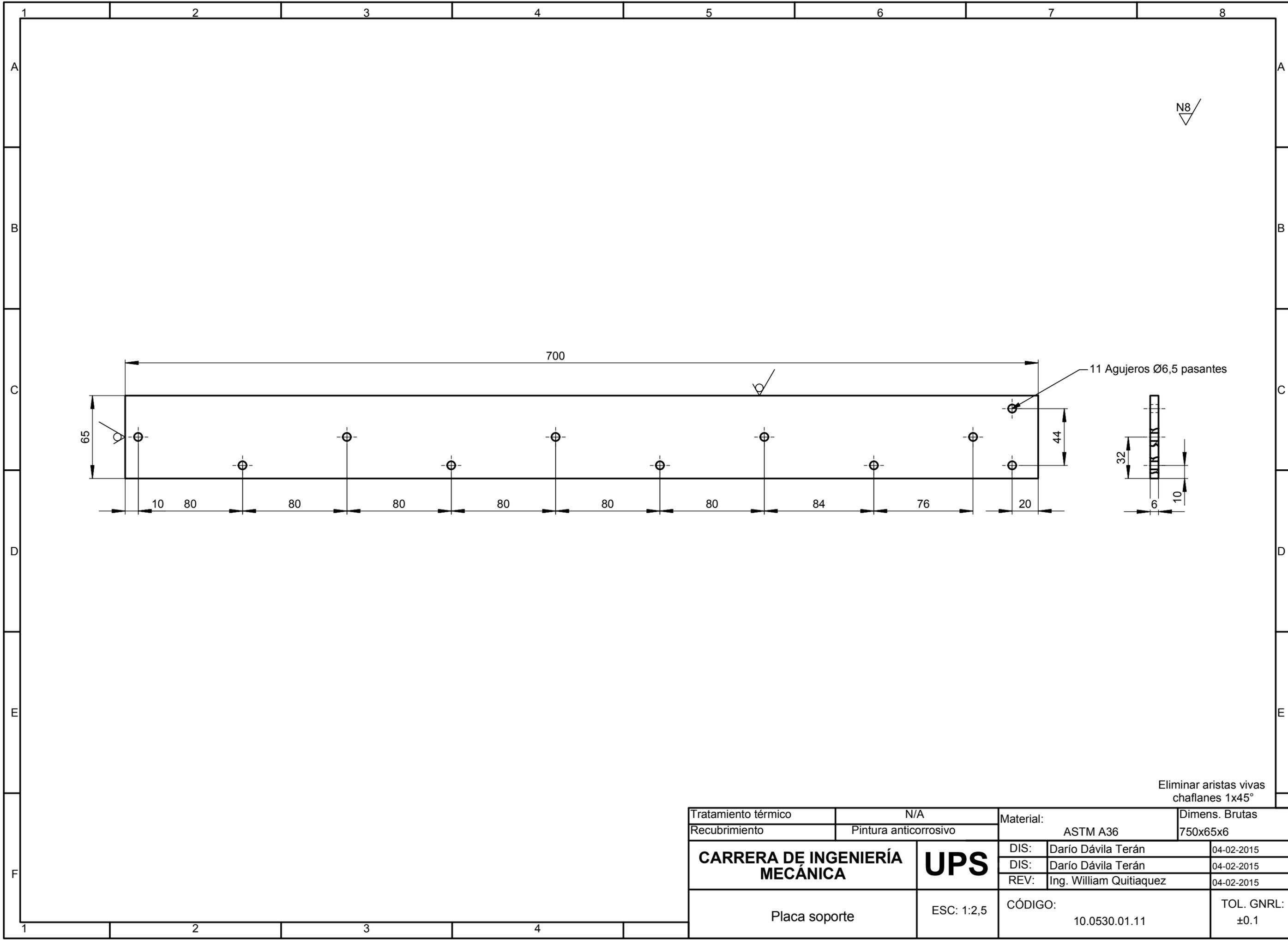
| | |
|-----|---------|
| Ø32 | H7 |
| | Ø32,00 |
| | Ø32,025 |

Eliminar aristas vivas
 Chafanes 1x45°
 Nota: Un izquierdo, un derecho

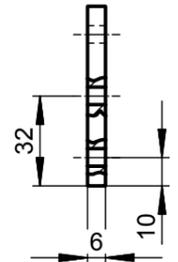
| | | | | | |
|---|------------|-----------|-------------------------|----------------|-----------|
| Tratamiento térmico | N/A | Material: | AISI 304 | Dimens. Brutas | Ø12,7x470 |
| Recubrimiento | N/A | | | | |
| CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA | UPS | DIS: | Darío Dávila Terán | 04-02-2015 | |
| | | DIS: | Darío Dávila Terán | 04-02-2015 | |
| | | REV: | Ing. William Quitiaquez | 04-02-2015 | |
| Varilla | ESC: 1:1 | CÓDIGO: | 10.0530.01.09 | TOL. GNRL: | ±0.02 |



| | | | | | |
|---|------------|-----------|-------------------------|----------------|-------------------------------|
| Tratamiento térmico | N/A | Material: | AISI 304 | Dimens. Brutas | $\varnothing 12,7 \times 470$ |
| Recubrimiento | N/A | | | | |
| CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA | UPS | DIS: | Darío Dávila Terán | 04-02-2015 | |
| | | DIS: | Darío Dávila Terán | 04-02-2015 | |
| | | REV: | Ing. William Quitiaquez | 04-02-2015 | |
| Varilla | ESC: 1:1 | CÓDIGO: | 10.0530.01.10 | TOL. GNRL: | ± 0.02 |

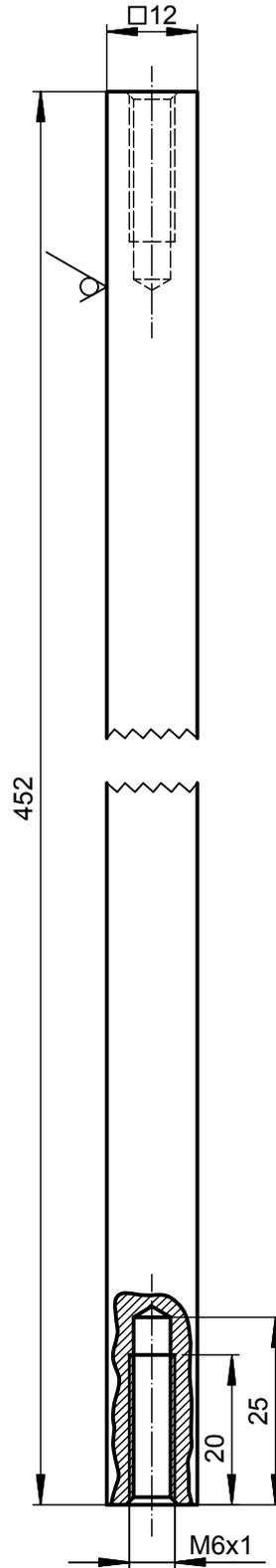


11 Agujeros Ø6,5 pasantes



Eliminar aristas vivas
chaflanes 1x45°

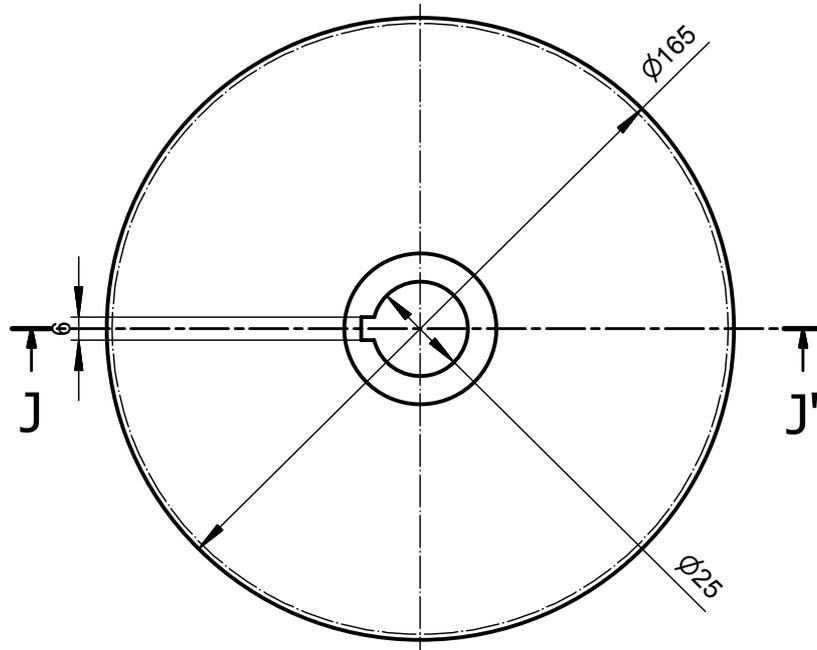
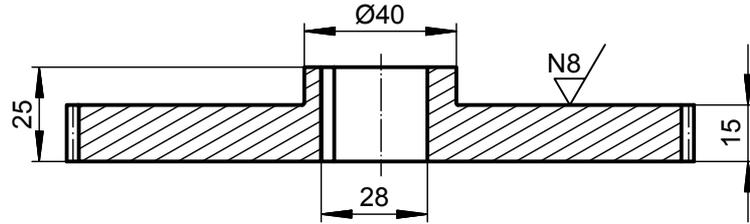
| | | | | | |
|---|-----------------------|-----------|-------------------------|--------------------|----------|
| Tratamiento térmico | N/A | Material: | ASTM A36 | Dimens. Brutas | 750x65x6 |
| Recubrimiento | Pintura anticorrosivo | | | | |
| CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA | UPS | DIS: | Darío Dávila Terán | 04-02-2015 | |
| | | DIS: | Darío Dávila Terán | 04-02-2015 | |
| | | REV: | Ing. William Quitiaquez | 04-02-2015 | |
| Placa soporte | ESC: 1:2,5 | CÓDIGO: | 10.0530.01.11 | TOL. GNRL: ±0.1 | |



Eliminar aristas vivas
Chaflanes 1x 45°

| | | | | | |
|---|------------|-----------|-------------------------|----------------|-----------|
| Tratamiento térmico | N/A | Material: | AISI 1015 | Dimens. Brutas | 455x12x12 |
| Recubrimiento | N/A | | | | |
| CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA | UPS | DIS: | Darío Dávila Terán | 04-02-2015 | |
| | | DIS: | Darío Dávila Terán | 04-02-2015 | |
| | | REV: | Ing. William Quitiaquez | 04-02-2015 | |
| Soporte cuadrado | ESC: 1:2,5 | CÓDIGO: | 10.0530.01.12 | TOL. GNRL: | ±0.02 |

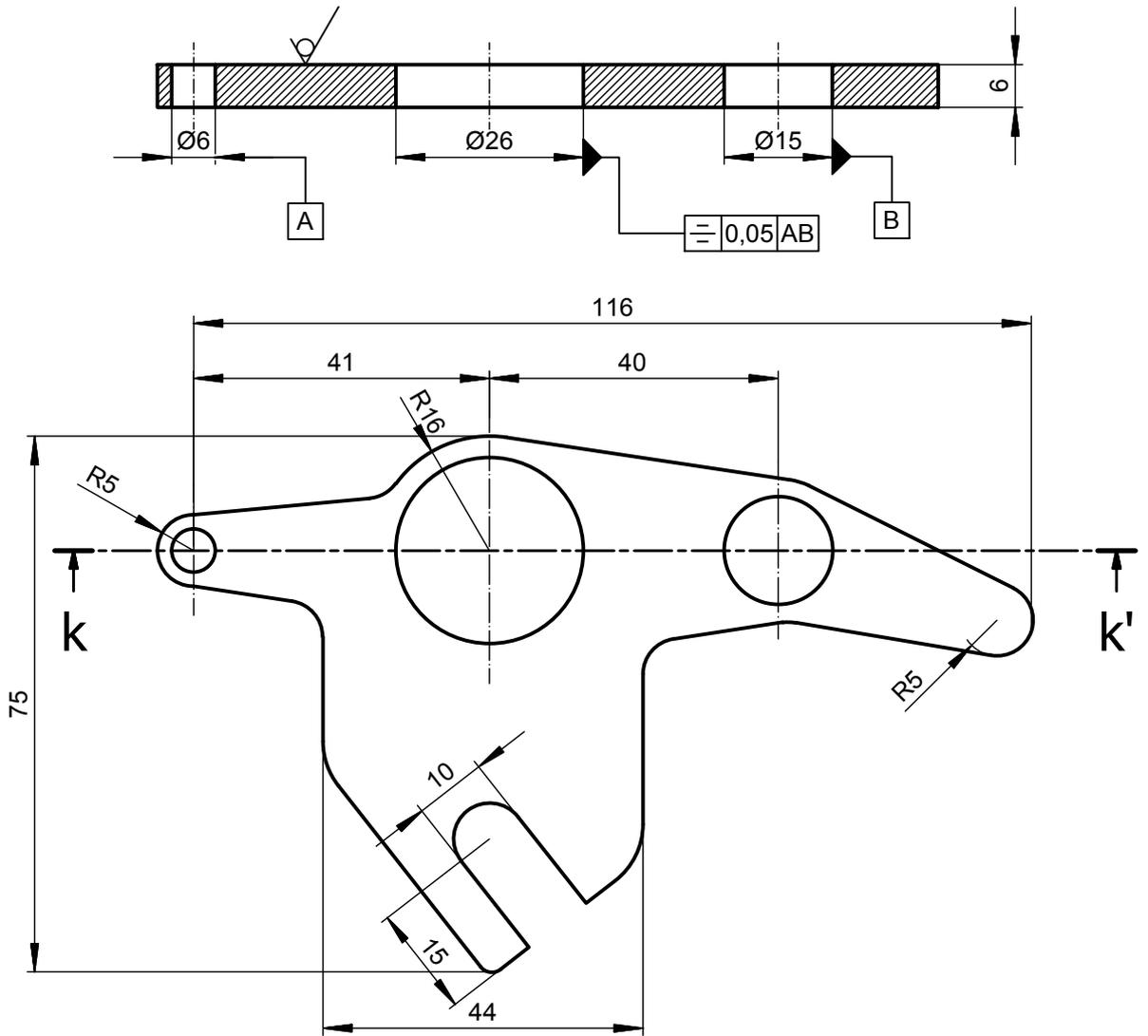
Corte J-J'



Rueda dentada
 módulo 1,5
 z=108
 Chaveta de 6 mm
 Eliminar aristas vivas
 Chaflanes $1 \times 45^\circ$

| | | | |
|---|------------|--------------------------|--------------------------|
| Tratamiento térmico | Cementado | Material: | Dimens. Brutas |
| Recubrimiento | N/A | AISI 1018 | $\text{Ø}170 \times 30$ |
| CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA | UPS | DIS: | Darío Dávila Terán |
| | | DIS: | Darío Dávila Terán |
| | | REV: | Ing. William Quitiaquez |
| Piñón z=108 | ESC: 1:2 | CÓDIGO: 10.0530.01.13 | TOL. GNRL: ± 0.02 |

Corte k-k'

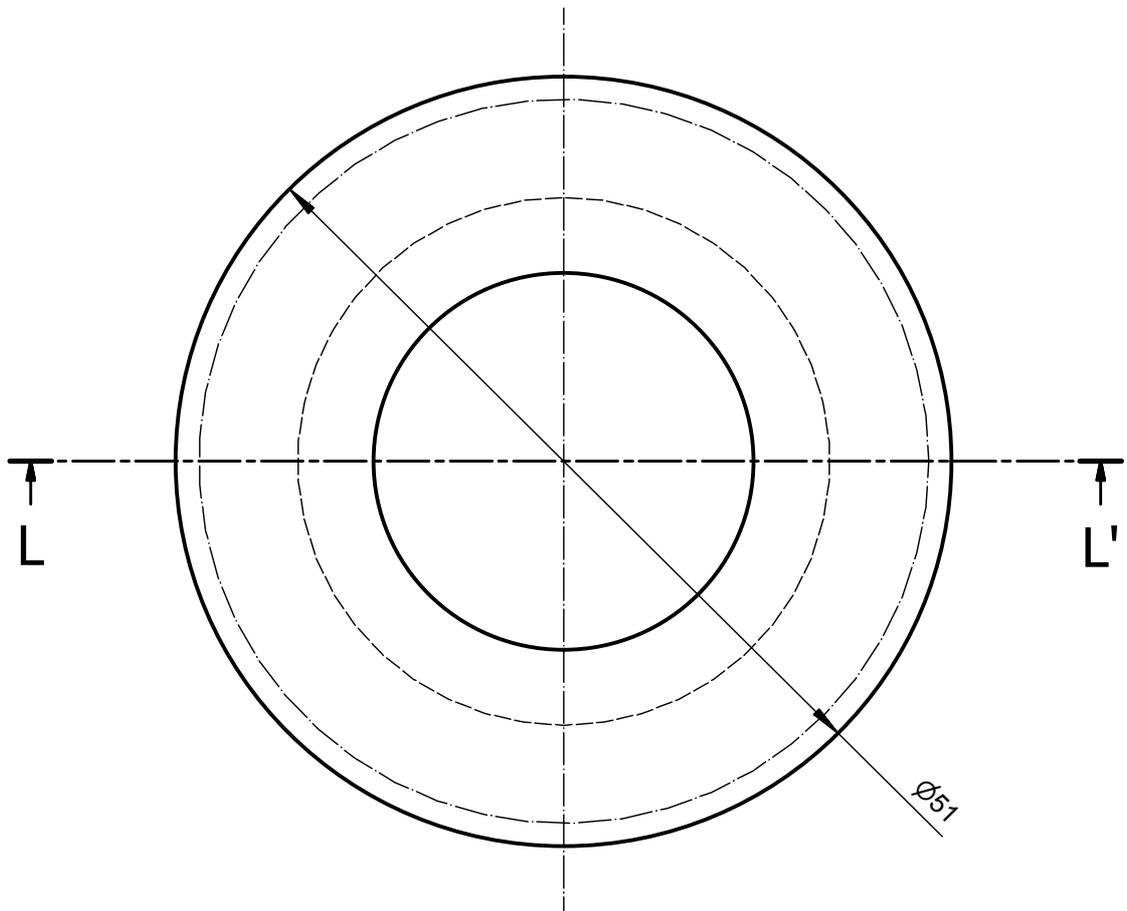
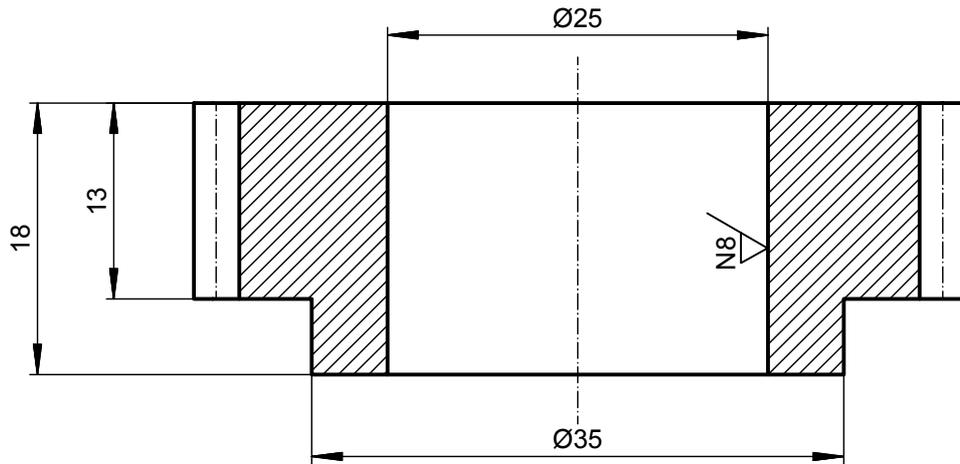


Eliminar aristas vivas
Chafilanes 1x45°

| | | | | | |
|---|------------|-----------|-------------------------|----------------|----------|
| Tratamiento térmico | N/A | Material: | ASTM A36 | Dimens. Brutas | 120x80x6 |
| Recubrimiento | N/A | | | | |
| CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA | UPS | DIS: | Darío Dávila Terán | 04-02-2015 | |
| | | DIS: | Darío Dávila Terán | 04-02-2015 | |
| | | REV: | Ing. William Quitiaquez | 04-02-2015 | |
| Soporte del tintero | ESC: 1:1 | CÓDIGO: | 10.0530.01.14 | TOL. GNRL: | ±0.2 |

Corte L-L'

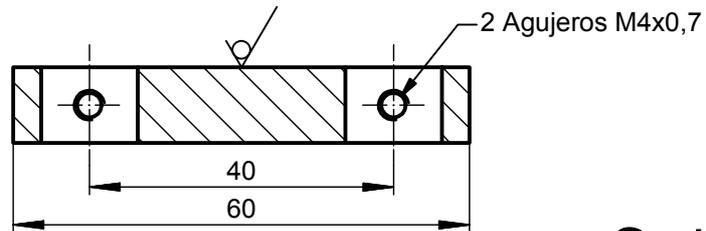
N8



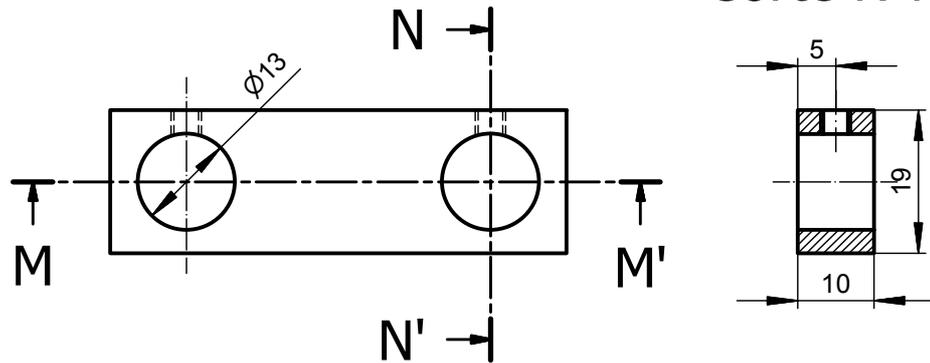
Rueda dentada
módulo 1,5
z=32
Eliminar aristas vivas
Chafilanes 1X45°

| | | | |
|---|------------|---------------|-------------------------|
| Tratamiento térmico | Cementado | Material: | Dimens. Brutas |
| Recubrimiento | N/A | AISI 1018 | Ø55X20 |
| CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA | UPS | DIS: | Darío Dávila Terán |
| | | DIS: | Darío Dávila Terán |
| | | REV: | Ing. William Quitiaquez |
| Piñón z=32 | ESC: 2:1 | CÓDIGO: | TOL. GNRL: |
| | | 10.0530.01.15 | ±0.02 |

Corte M-M'



Corte N-N'

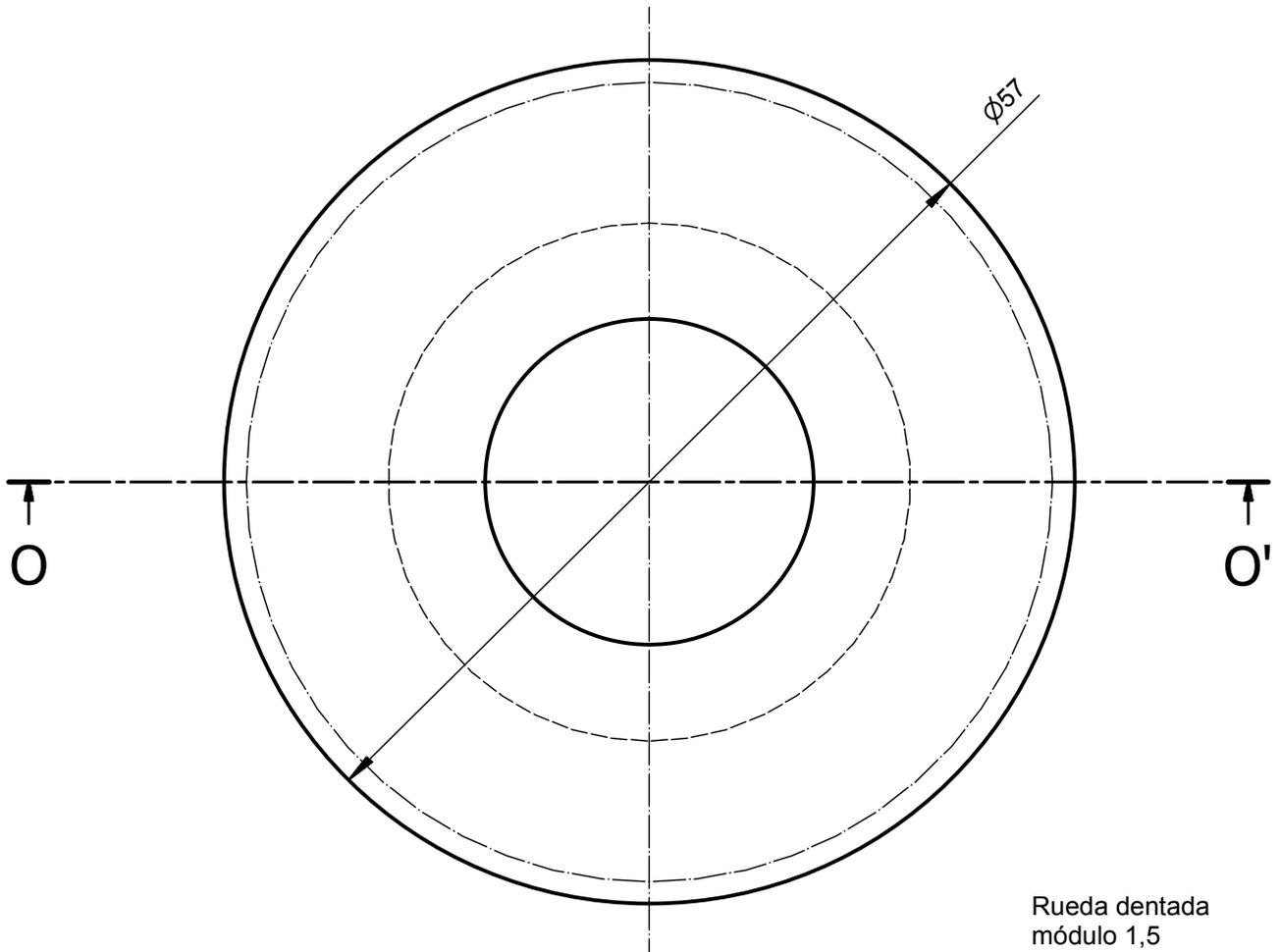
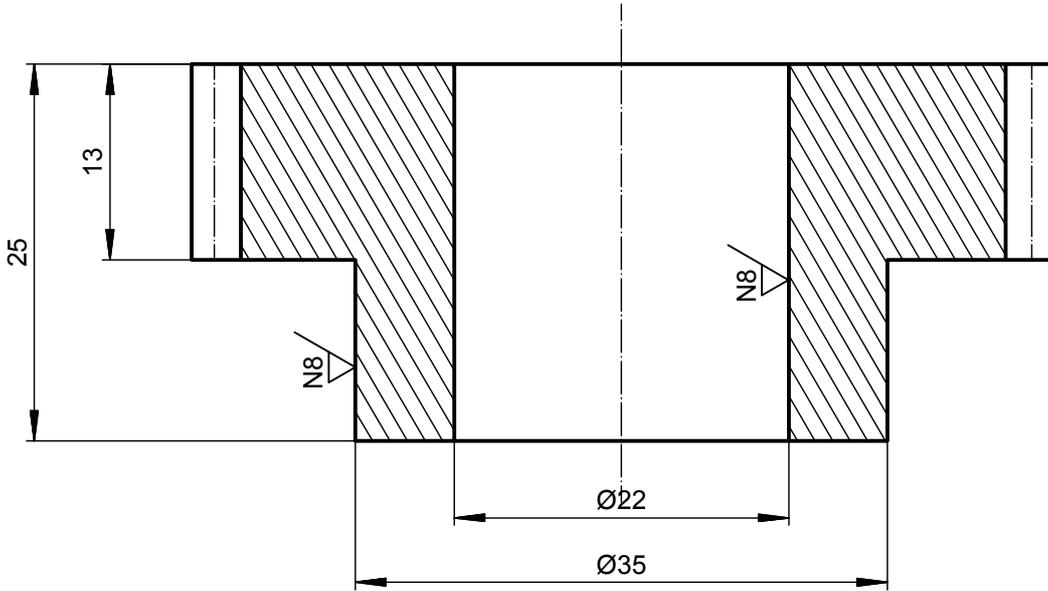


Eliminar aristas vivas
Chafanes 1x45°

| | | | | | |
|---|------------|-----------|-------------------------|----------------|----------|
| Tratamiento térmico | N/A | Material: | ASTM A36 | Dimens. Brutas | 55x20x10 |
| Recubrimiento | N/A | | | | |
| CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA | UPS | DIS: | Darío Dávila Terán | 04-02-2015 | |
| | | DIS: | Darío Dávila Terán | 04-02-2015 | |
| | | REV: | Ing. William Quitiaquez | 04-02-2015 | |
| Platina base | ESC: 1:1 | CÓDIGO: | 10.0530.01.16 | TOL. GNRL: | ±0.2 |

Corte O-O'

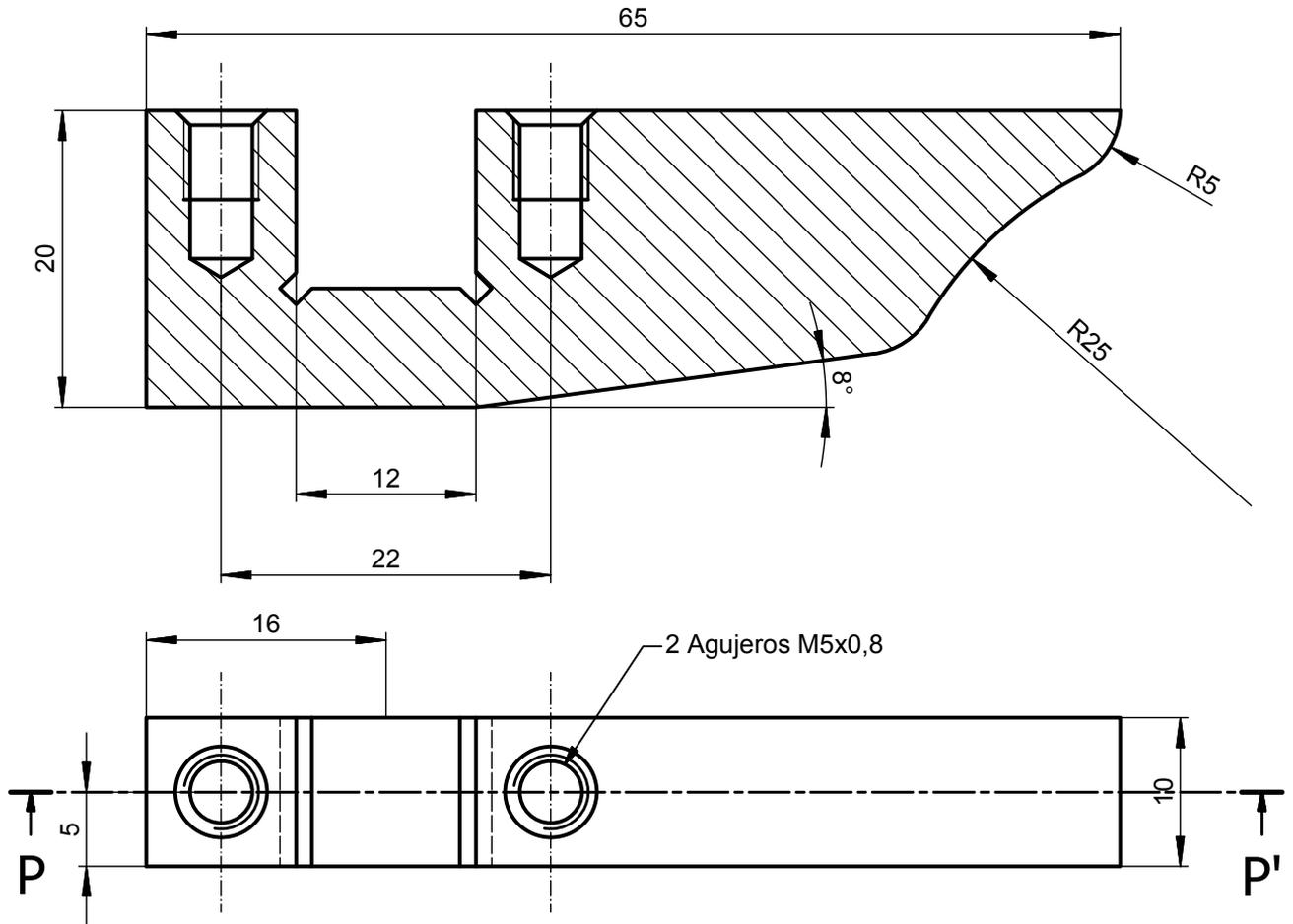
N8



Rueda dentada
módulo 1,5
z=36
Eliminar aristas vivas
Chaflanes 1x45°

| | | | |
|---|------------|---------------|-------------------------|
| Tratamiento térmico | Cementado | Material: | Dimens. Brutas |
| Recubrimiento | N/A | AISI 1018 | Ø60X30 |
| CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA | UPS | DIS: | Darío Dávila Terán |
| | | DIS: | Darío Dávila Terán |
| | | REV: | Ing. William Quitiaquez |
| Piñón z=36 | ESC: 2:1 | CÓDIGO: | TOL. GNRL: |
| | | 10.0530.01.17 | ±0.02 |

Corte P-P'

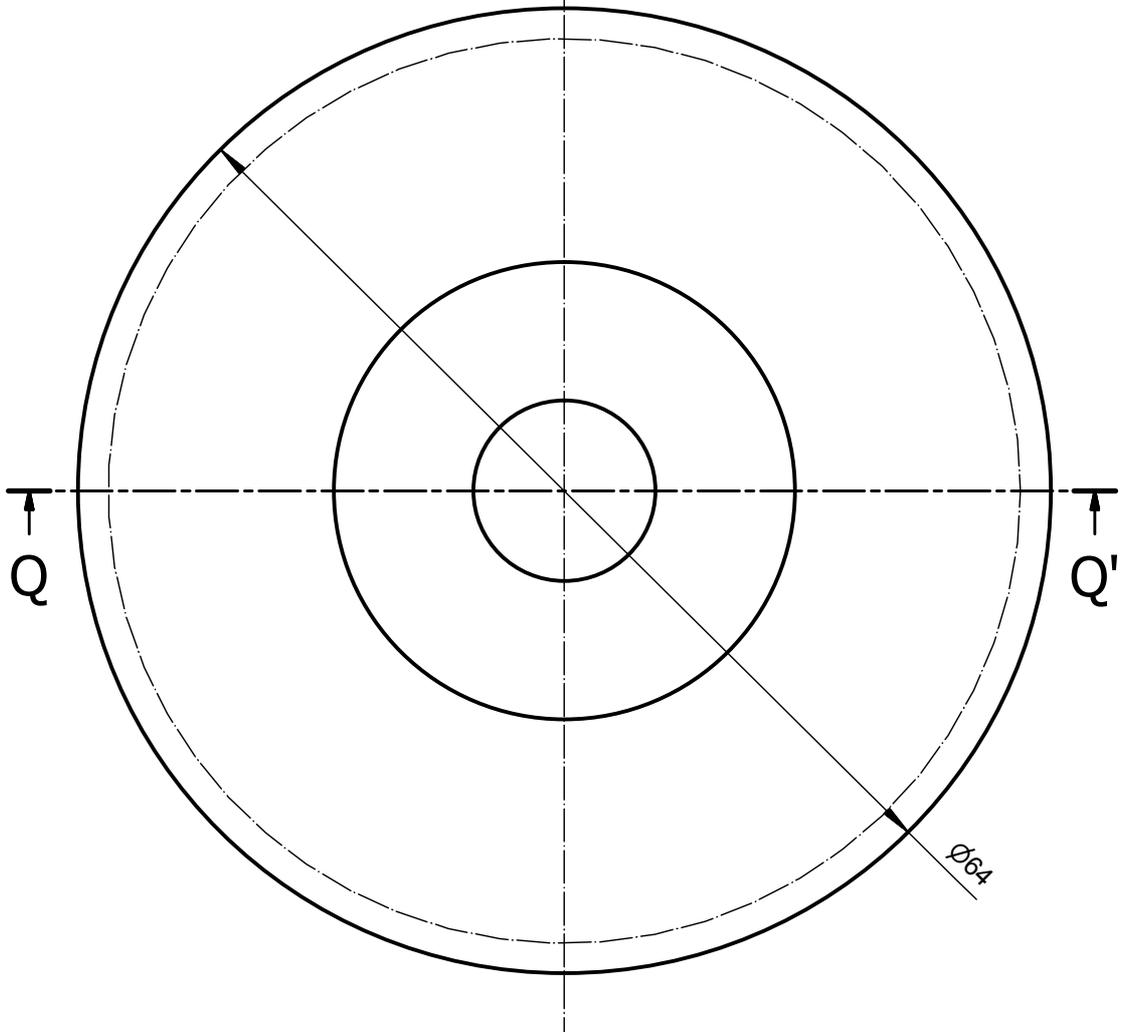
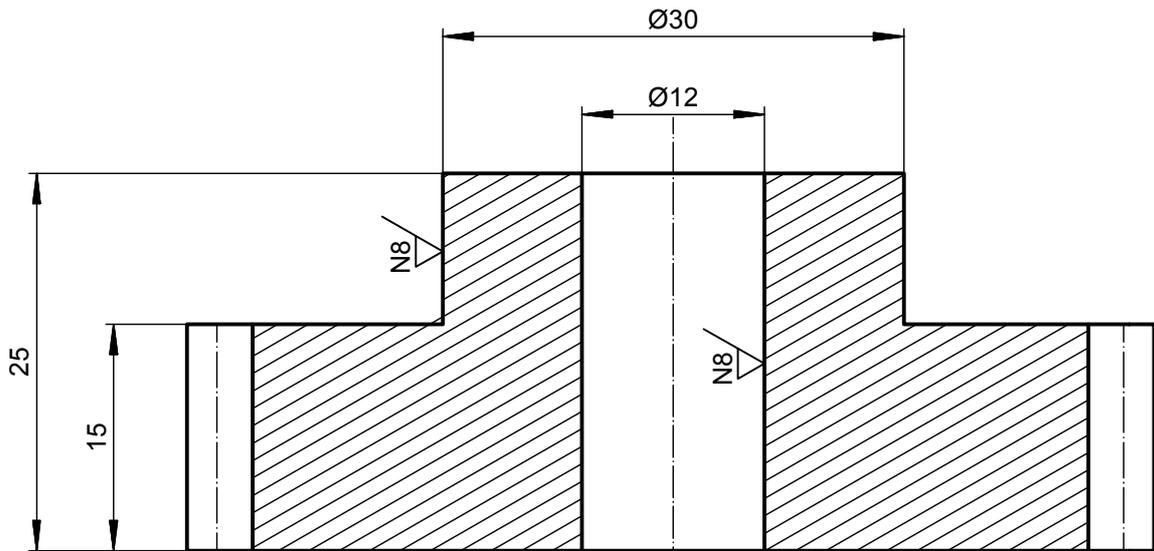


Eliminar aristas vivas
Chafilanes 1x45°

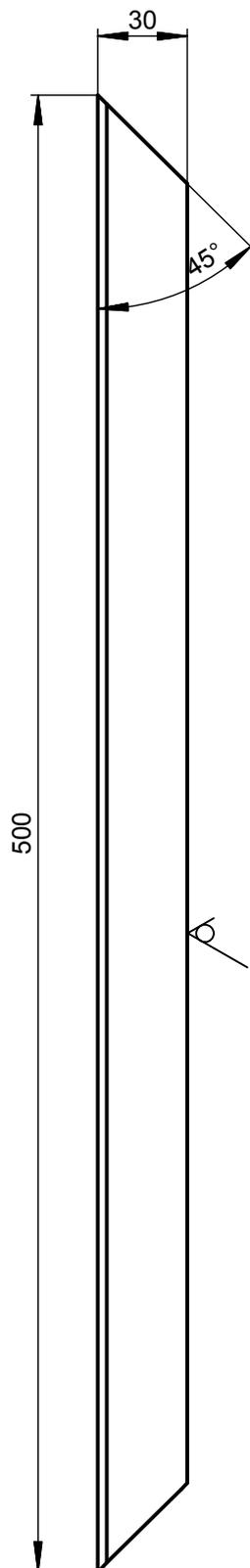
| | | | | | |
|---|------------|-----------|-------------------------|----------------|---------|
| Tratamiento térmico | N/A | Material: | ASTM A36 | Dimens. Brutas | 70x30x8 |
| Recubrimiento | N/A | | | | |
| CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA | UPS | DIS: | Darío Dávila Terán | 04-02-2015 | |
| | | DIS: | Darío Dávila Terán | 04-02-2015 | |
| | | REV: | Ing. William Quitiaquez | 04-02-2015 | |
| Soporte | ESC: 2:1 | CÓDIGO: | 10.0530.01.18 | TOL. GNRL: | ±0.2 |

Corte Q-Q'

N7

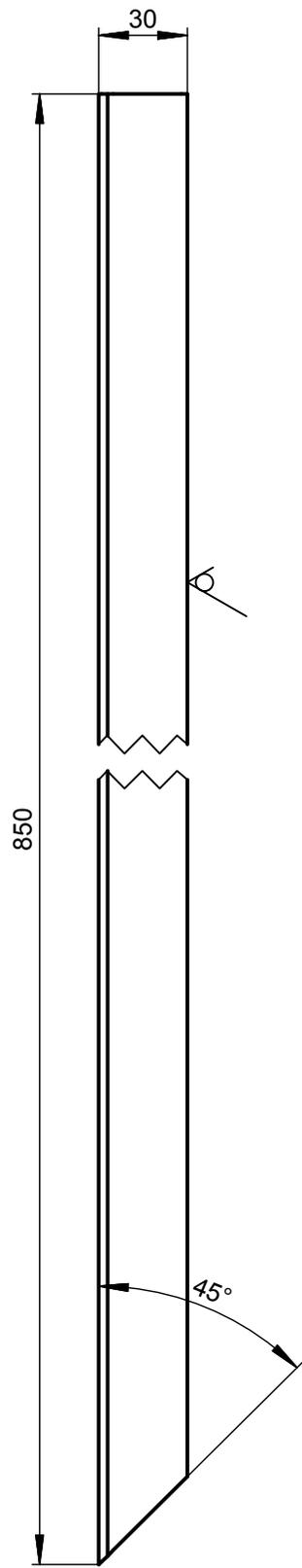


| | | | |
|---|------------|---------------|-------------------------|
| Tratamiento térmico | Cementado | Material: | Dimens. Brutas |
| Recubrimiento | N/A | AISI 1018 | Ø70X30 |
| CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA | UPS | DIS: | Darío Dávila Terán |
| | | DIS: | Darío Dávila Terán |
| | | REV: | Ing. William Quitiaquez |
| Piñón z=30 | ESC: 2:1 | CÓDIGO: | TOL. GNRL: |
| | | 10.0530.01.19 | ±0.02 |

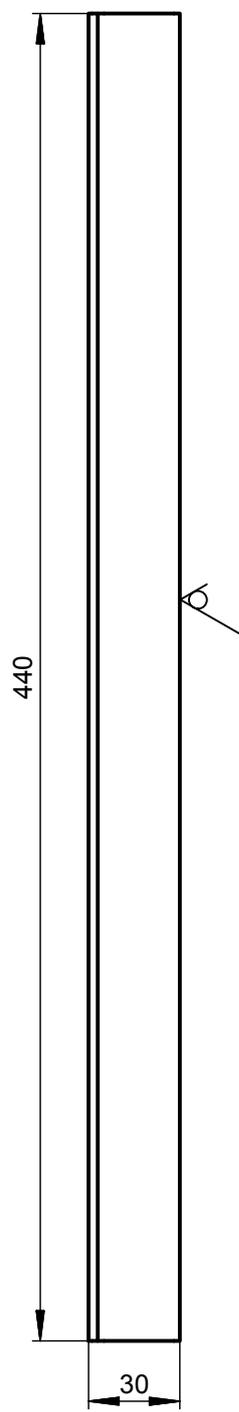


Eliminar aristas vivas
Chaflanes 1x45°

| | | | | | |
|---|-----------------------|-----------|-------------------------|----------------|----------|
| Tratamiento térmico | N/A | Material: | ASTM A36 | Dimens. Brutas | 505x30x3 |
| Recubrimiento | Pintura anticorrosivo | | | | |
| CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA | UPS | DIS: | Darío Dávila Terán | 04-02-2015 | |
| | | DIS: | Darío Dávila Terán | 04-02-2015 | |
| | | REV: | Ing. William Quitiaquez | 04-02-2015 | |
| Viga | ESC: 1:2,5 | CÓDIGO: | 10.0530.02.01 | TOL. GNRL: | ±1 |

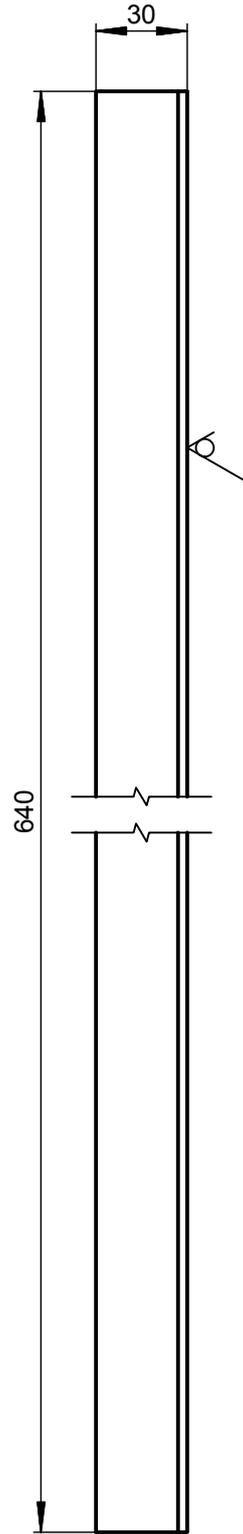


| | | | | | |
|---|-----------------------|-----------|-------------------------|----------------|----------|
| Tratamiento térmico | N/A | Material: | ASTM A36 | Dimens. Brutas | 705x30x3 |
| Recubrimiento | Pintura anticorrosivo | | | | |
| CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA | UPS | DIS: | Darío Dávila Terán | 04-02-2015 | |
| | | DIS: | Darío Dávila Terán | 04-02-2015 | |
| | | REV: | Ing. William Quitiaquez | 04-02-2015 | |
| Columna | ESC: 1:2,5 | CÓDIGO: | 10.0530.02.02 | TOL. GNRL: | ±1 |

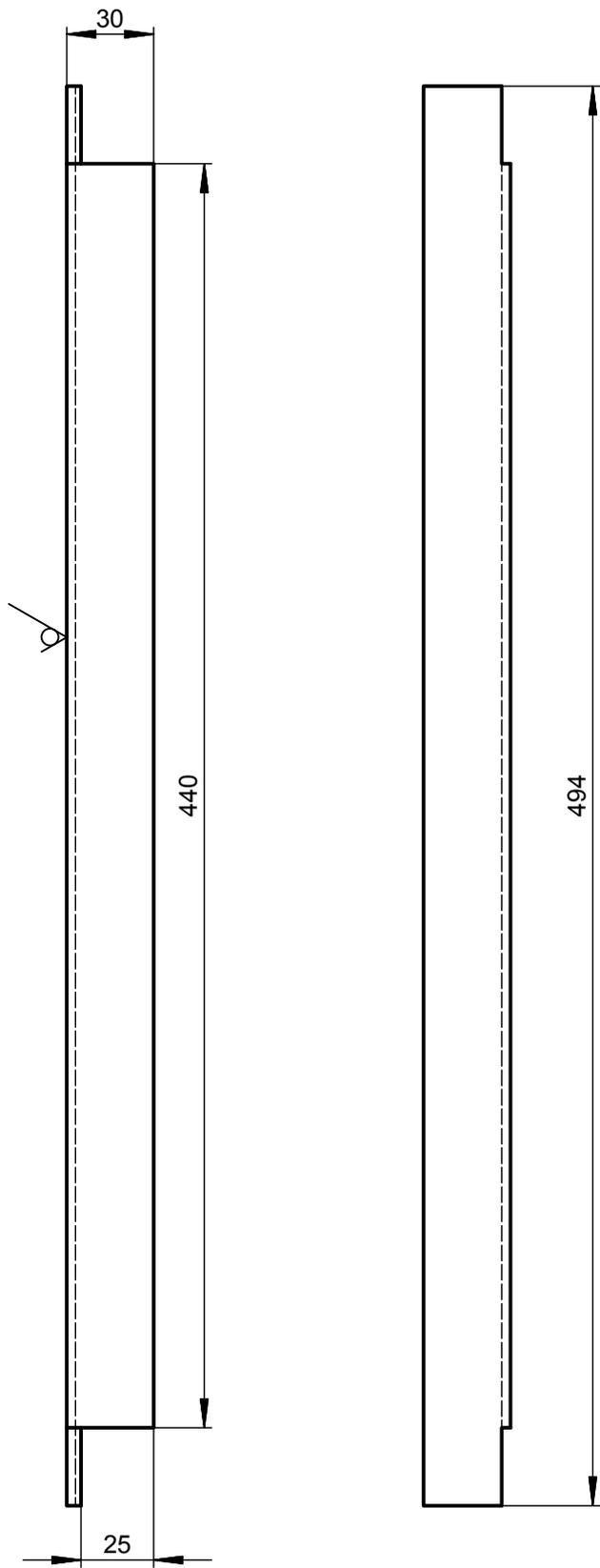


Eliminar aristas vivas
Chaflanes 1x45°

| | | | | | |
|---|-----------------------|-----------|-------------------------|----------------|----------|
| Tratamiento térmico | N/A | Material: | ASTM A36 | Dimens. Brutas | 450x30x3 |
| Recubrimiento | Pintura anticorrosivo | | | | |
| CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA | UPS | DIS: | Darío Dávila Terán | 04-02-2015 | |
| | | DIS: | Darío Dávila Terán | 04-02-2015 | |
| | | REV: | Ing. William Quitiaquez | 04-02-2015 | |
| Refuerzo corto | ESC: 1:2,5 | CÓDIGO: | 10.0530.02.03 | TOL. GNRL: | ±1 |

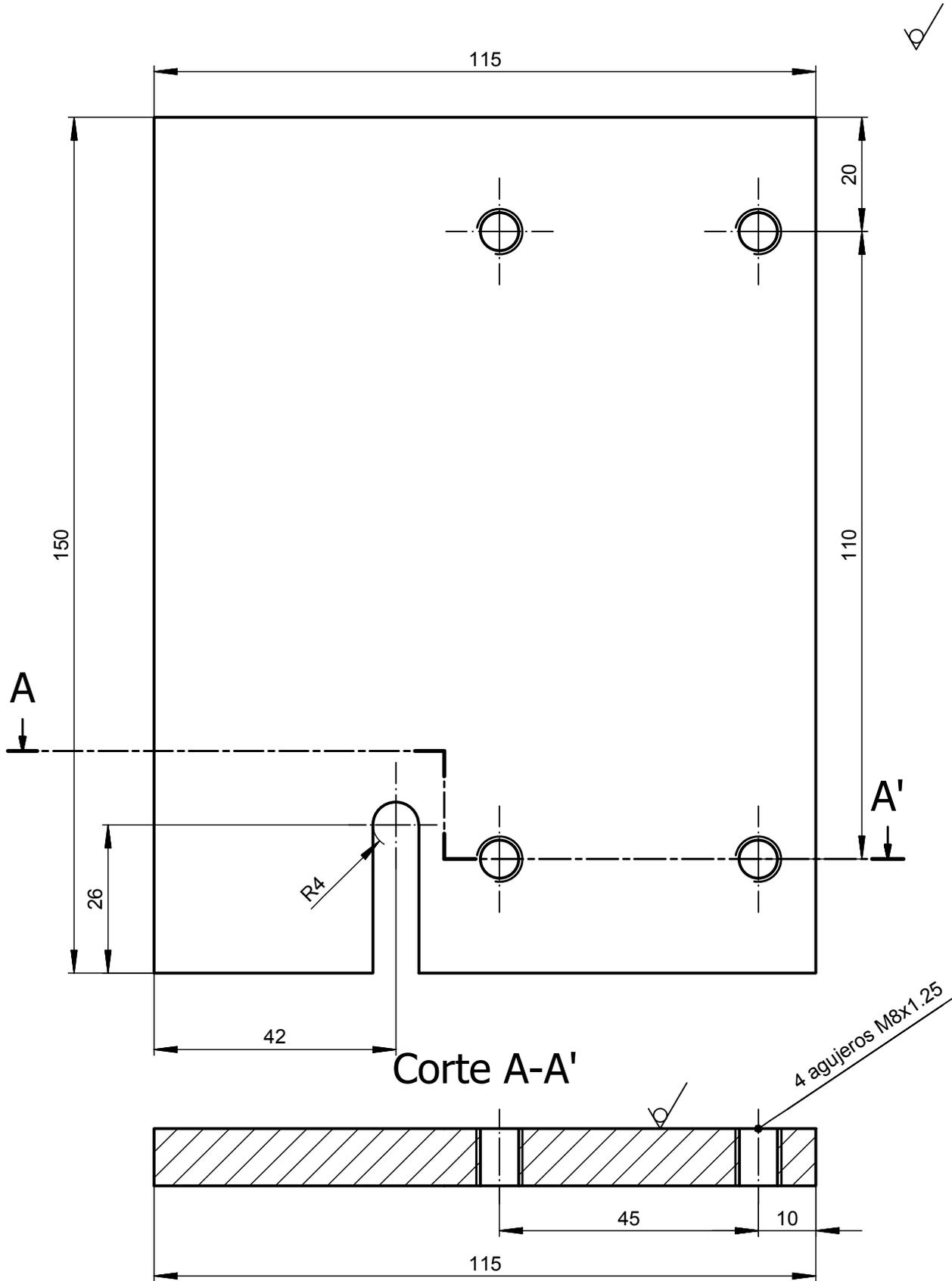


| | | | | | |
|---|-----------------------|-----------|-------------------------|----------------|----------|
| Tratamiento térmico | N/A | Material: | ASTM A36 | Dimens. Brutas | 650x30x3 |
| Recubrimiento | Pintura anticorrosivo | | | | |
| CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA | UPS | DIS: | Darío Dávila Terán | 04-02-2015 | |
| | | DIS: | Darío Dávila Terán | 04-02-2015 | |
| | | REV: | Ing. William Quitiaquez | 04-02-2015 | |
| Refuerzo largo | ESC: 1:2,5 | CÓDIGO: | 10.0530.02.04 | TOL. GNRL: | ±1 |



Eliminar aristas vivas
Chaflanes 1x45°

| | | | | | |
|---|-----------------------|---------------|-------------------------|----------------|-------------------------|
| Tratamiento térmico | N/A | Material: | ASTM A36 | Dimens. Brutas | 505x30x3 |
| Recubrimiento | Pintura anticorrosivo | DIS: | Darío Dávila Terán | DIS: | Darío Dávila Terán |
| CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA | UPS | REV: | Ing. William Quitiaquez | REV: | Ing. William Quitiaquez |
| | | CÓDIGO: | | TOL. GNRL: | |
| Soporte de motor | ESC: 1:2,5 | 10.0530.02.05 | | ±1 | |



Eliminar aristas vivas
Chaflanes 1x45°

| | | | | | |
|---|-----------------------|-----------|-------------------------|----------------|------------|
| Tratamiento térmico | N/A | Material: | ASTM A36 | Dimens. Brutas | 160x120x10 |
| Recubrimiento | Pintura anticorrosivo | | | | |
| CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA | UPS | DIS: | Darío Dávila Terán | 04-02-2015 | |
| | | DIS: | Darío Dávila Terán | 04-02-2015 | |
| | | REV: | Ing. William Quitiaquez | 04-02-2015 | |
| Placa porta motor | ESC: 1:1 | CÓDIGO: | 10.0530.02.06 | TOL. GNRL: | ±0.1 |