



UNIVERSIDAD NACIONAL
AVENIDA DE
MEXICO

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO

PROGRAMA DE MAESTRÍA Y DOCTORADO EN
INGENIERÍA

FACULTAD DE INGENIERÍA

DISEÑO DE CONFIGURACIÓN DE UN
DESENROLLADOR PARA UNA MÁQUINA
AUTOMÁTICA CONFORMADORA DE BOBINAS
ELÉCTRICAS

T E S I S

QUE PARA OPTAR POR EL GRADO DE

MAESTRO EN INGENIERÍA

INGENIERÍA MECÁNICA - MECÁNICA APLICADA

P R E S E N T A

ALONSO MADERA CORONEL



TUTOR:

DR. MARCELO LÓPEZ PARRA

2005



Universidad Nacional
Autónoma de México



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

Todo el material contenido en esta tesis esta protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

Agradecimientos

Agradezco a Dios que me permite existir y aprender a vivir en este mundo con base en su voluntad.

A mis padres, por su apoyo durante todos los años que estuve estudiando.

A la UNAM, en especial a la Facultad de Ingeniería en su División de Estudios de Posgrado por haberme admitido en su programa de Posgrado.

A mis profesores de Maestría el M. en I. Armando Ortiz Prado, M. en I. Francisco Cuenca Jiménez, Dr. Marcelo López Parra, Dr. Vicente Borja Ramírez, Dr. Oscar Jesús Rendón Gómez, Dr. Jesús Manuel Dorador González, Dr. Mario Acosta Flores, cuyas enseñanzas durante la maestría me facilitaron el desarrollo y elaboración de este trabajo.

A la FES-C, por darme las bases para lograr entrar a la maestría.

Al M. en I. Felipe Díaz del Castillo Rodríguez le agradezco por haberme indicado el camino para realizar estudios de Maestría.

Al Ing. Antonio Martínez Ilescas por su colaboración conmigo en el desarrollo del concepto de la máquina automática conformadora de bobinas eléctricas.

Agradezco el apoyo económico recibido por el PAPIIT con el cual pude elaborar este trabajo.

A mi director de tesis Dr. Marcelo López Parra le doy gracias por el tiempo que me dedicó para hacer revisiones y observaciones a este trabajo.

Agradezco el apoyo económico recibido por el CONACYT con el cual pude realizar mis estudios de Maestría.

Índice general

Agradecimientos

Introducción	I
Resumen.....	III
Abstract	V
Objetivo.....	VII
Nomenclatura	VIII
1. Antecedentes	1
1.1. Descripción de la bobina eléctrica	1
1.2. Proceso manual para el conformado de la bobina eléctrica.....	2
1.3. Máquinas comerciales.....	6
1.4. Efecto de restitución	8
1.5. Diagrama Esfuerzo-Deformación del cobre C11000	9
1.6. Propiedades mecánicas del cobre C11000	10
1.7. Herramental Diseñado para el conformado manual de la bobina eléctrica ..	10
2. Especificaciones de diseño de la máquina automática conformadora de bobinas eléctricas.....	14
2.1. Volumen de producción	14
2.2. Dimensiones de la bobina	14
2.3. Necesidades y especificaciones.....	14
3. Concepto de máquina conformadora.....	16
3.1. Descripción de funcionamiento.....	16
3.2. Etapas principales de conformado.....	23
4. Diseño del desenrollador	25

4.1. Planeación para el diseño de configuración del desenrollador	25
4.2. Especificaciones del desenrollador y opciones comerciales de máquinas desenrolladoras.....	27
4.2.1. Opciones comerciales de máquinas desenrolladoras	28
4.2.2. Requerimientos y especificaciones del desenrollador	29
4.3. Diseño conceptual del desenrollador.....	31
4.3.3. Principio para mantener la fuerza constante y evitar giros excesivos de la bobina	32
4.4. Configuración del desenrollador	32
4.5. Freno	33
4.5.1. Principio de operación del freno.....	35
4.5.2. Cálculos de fuerza de frenado	36
4.5.3. Cálculos para determinar los cambios de la fuerza de frenado.....	36
4.6. Sujetador	38
4.6.1. Principio de sujeción	38
4.6.2. Cálculos para el sujetador.....	39
4.7. Base.....	40
4.7.1. Cálculos para la base	40
Conclusiones y recomendaciones para trabajo futuro	42
Anexo A Cálculos	44
A.1. Cálculos para el carrete	44
A.1.1. Masa, peso y momento de inercia de masa del carrete.	44
A.1.2. Ángulos de giro con base en la longitud del tramo de alambre desenrollado	47
A.1.3. Ángulos de inclinación del alambre.....	49
A.1.4. Cálculo de la fuerza para hacer girar el carrete.....	51
A.2. Cálculos para el freno.....	52

A.2.1. Cálculo del momento de frenado	52
A.2. 2. Cálculo del actuador neumático lineal requerido.....	54
A.3.Cálculos para el sensor.....	56
A.3.1. Determinación de los ángulos de inclinación de la palanca de sensado	56
A.3.2. Determinación longitudes de cinta reflectiva.....	58
A.4. Cálculos para eje	58
A.4.1. Reacciones en el eje.....	59
A.4.2. Diagramas de cortante, normal y momento flexionante	60
A.4.3. Cálculo de la sección mínima del eje.....	63
A.4.4. Verificación del diámetro	64
A.4.5. Cálculo de rodamientos	67
A.4.6. Cálculo de fuerzas en la tuerca.	70
A.4.7. Cálculo de par de apriete de la tuerca	72
A.5.Cálculos para base.....	73
A.5.1. Reacciones de la base del desenrollador.....	73
A.5.2. Determinación del tamaño de los miembros.....	74
Anexo B Planos.....	78
Bibliografía	86
Referencias electrónicas	87

Introducción

El desenrollado de materiales a partir de bobinas y carretes es una de las actividades más comunes en las industrias de fabricación de papel, cable, acero y textiles.

Durante el proceso de desarrollo es común que el alambre se enrede o se rompa debido a fallas en el control de la tensión. Estos son los problemas más frecuentes que deben de enfrentar los diseñadores de máquinas automáticas. Para evitar que ocurran estos efectos los fabricantes de desenrolladores recurren a mecanismos de frenado en conjunto con dispositivos de sensado para hacer que el material a desenrollar presente una tensión constante mientras es alimentado en la máquina que lo va a procesar. El hecho de mantener la tensión constante ayuda a que el material no se atasque, afloje y rompa debido a fuerzas de tensión excesivas. Con un dispositivo que ayude a mantener una tensión constante de desembobinado es posible evitar que los esfuerzos de tensión inducidos en el material rebasen su límite de fractura.

El propósito de este trabajo es diseñar un dispositivo que mantenga la tensión constante en un alambre de cobre de sección rectangular que se desenrolla conforme va girando el carrete que lo contiene.

En el primer capítulo se presenta el proceso manual, las soluciones comerciales que existen, el efecto de resorte, las propiedades mecánicas del material (cobre C11000), así como también una breve descripción de la solución actual que ha desarrollado la empresa. En el capítulo 2 se da la descripción de las especificaciones del diseño, en otras palabras, lo referente a requerimientos de la producción, y características geométricas de la bobina eléctrica. En el capítulo 3 se describe la solución propuesta para la máquina conformadora de bobinas eléctricas desarrollada en el Centro de Diseño y Manufactura de la Facultad de Ingeniería de

la UNAM, en este capítulo se describen brevemente todos y cada uno de sus cabezales. En el capítulo 4 se presenta el diseño de configuración del cabezal desenrollador y se mencionan cada una de las etapas seguidas durante su desarrollo. Finalmente se incluyen las conclusiones y recomendaciones para trabajo futuro. Como complemento se muestran en el Anexo A los cálculos a detalle que se realizaron para la determinación fuerzas requeridas y tamaño de algunos de los miembros del desenrollador y en el Anexo B se incluyen algunos de los planos de conjunto del desenrollador y un croquis de la ubicación del mismo con respecto al resto de la máquina. Al final se enumeran los diferentes medios bibliográficos y electrónicos que se consultaron para la elaboración de este trabajo.

Resumen

Una empresa dedicada a la fabricación de elementos eléctricos para el consumo de empresas y hogares mexicanos se vio en la necesidad de desarrollar un proceso para eliminar costos y sustituir importaciones de uno de los componentes para medidores de energía eléctrica, por lo cual recurrió al Centro de Diseño y Manufactura para la elaboración de una máquina que hiciera automáticamente dicho proceso. Para la realización de la máquina primero se analizaron los requerimientos por parte de la empresa; se establecieron las especificaciones de la máquina a partir de dichos requerimientos; se establecieron las funciones de conformado, se bosquejaron diversas configuraciones y se seleccionó una para su desarrollo. La máquina se subdividió en varios sistemas a los que se les denominó cabezales. Se eligió el primer cabezal de la máquina para el desarrollo de este trabajo tomando como meta el planteamiento de su configuración sin llegar a la etapa de construcción y de pruebas, dejando estos apartados para un trabajo a futuro. Durante el desarrollo de la configuración del cabezal desenrollador se analizaron los requerimientos del mismo y se definieron especificaciones, se tomaron en cuenta las propiedades tanto geométricas y mecánicas de los insumos, se bosquejaron diversas configuraciones y se seleccionó una (la cual se reporta en este trabajo) tomando como punto de comparación opciones comerciales de máquinas desenrolladoras. Concluida la selección de la configuración del cabezal desenrollador (la cual consiste en un freno neumático amortiguado, una base de apoyo del carrete y un dispositivo de sensado) se inició la etapa de diseño de detalle, en la cual se hicieron cálculos de fuerzas, velocidades angulares, determinación de tiempos de aplicación de fuerzas, todo lo anterior tomando en cuenta la interacción de este cabezal con los demás cabezales que forman parte de

la máquina conformadora de bobinas. Acabados los cálculos antes mencionados se realizaron los planos de conjunto del cabezal.

Existen varias consideraciones que se dejan como trabajo a futuro como son: la selección del material del disco de frenado (cuyo coeficiente de fricción estático sea casi igual a su coeficiente de fricción dinámico), el análisis de fuerzas y pares considerando que la velocidad angular no es constante, la selección de otras geometrías para el disco de frenado, y otros aspectos referentes a la variación del momento de inercia de masa del carrete.

Abstract

A company dedicated to manufacture of electric devices for companies and mexican homes needed to develop a process to eliminate costs and substitute imports of one component for electric wattometers, so it went to the Manufacturing and Design Center (CDM) for the develop of a machine which could automatically do the process. In first place for the development of the machine the requirements were studied, the specifications were defined, the forming functions were defined, several configurations were sketched and one of them was selected for its development. The machine was subdivided in several systems which were named heads. The first head was chosen for the development of the present work taking for goal the configuration design and leaving the construction and test of the design for a later work. During the development of the configuration design of the unroller were analyzed its requirements and the specifications were defined, the geometric and mechanical properties of the prime material were taking in count, several configurations were sketched and one of them was chosen (which is reported in this work) comparing it with commercial options of uncoiling machines. After the configuration was chosen (which is formed by a pneumatic brake, a supporting base and a sensing device) the detail design began, in this stage calculation of forces, angular velocity, application times for force were made taking in count the interaction of this head with the rest of the machine's heads. At the end the detail drawings were made.

There are several considerations that will form part of future work as: the selection of the material of the brake disk (whose static friction coefficient is almost equal to its kinetic friction coefficient), the analysis of forces and torques considering that de angular velocity is not constant, the selection of another

geometry for the brake disk and some others aspects referring to the variation of coil's moment of inertia of mass.

Objetivo

Desarrollar el diseño de configuración de un dispositivo desenrollador para una máquina automática conformadora de bobinas teniendo en cuenta la simplicidad, economía y el control de la tensión constante en el material durante el proceso de desenrollado.

Nomenclatura

A	Ancho del material
b	Ancho de placa
A_{XZ}	Área de la sección transversal del eje
c	Semiespesor de placa
D	Diámetro
D_1	Diámetro interior del carrete
DCI	Distancia entre caras internas del carrete
d_{PIV}	Distancia entre centros de rotación
$\Delta\theta_{ACUM}$	Diferencia de ángulos acumulativa
Δl	Deformación total longitudinal del carrete
E	Módulo de elasticidad
E_{ABS}	Módulo de elasticidad del plástico ABS
ϕ	Ángulo de inclinación por fricción
F_{ACT}	Fuerza del actuador
F_C	Fuerza de compresión
F_{radial}	Fuerza radial en el rodamiento
$F_{radialX}$	Componente en X de la fuerza radial en el rodamiento
$F_{radialZ}$	Componente en Z de la fuerza radial en el rodamiento
F_T	Fuerza de tensión en el alambre
ϕ_{EXT}	Diámetro exterior
ϕ_{INT}	Diámetro interno
fs	Factor de seguridad
fs_τ	Factor de seguridad al cortante
fs_σ	Factor de seguridad a tensión
F_T	Fuerza mínima para hacer girar el carrete

h	Ancho del área de contacto
I	Momento de inercia
I_G	Momento de inercia de masa
J	Momento polar de inercia
l	Longitud del carrete
l_{CS}	Longitud de la cinta de sensado
l_{PAL}	Longitud de la palanca de sensado
μ	Coefficiente de fricción
M_A	Par de apriete
M	Momento flexionante
M_{FLEX}	Momento de flexión
M_F	Momento de frenado
M_G	Momento de giro
M_{MAX}	Momento flexionante máximo
M_X	Momento flexionante alrededor del eje X
N	Componente normal de fuerzas internas en el material
N_1	Fuerza normal en el punto 1
N_2	Fuerza normal en el punto 2
N_{CAR}	Número de espiras por carrete
n_E	Número de espira
N_{MAX}	Fuerza normal máxima
N_S	Número de vueltas por espira
P	Paso de rosca del tornillo
θ	Ángulo de paso de rosca
θ_2	Ángulo de inclinación con respecto al plano XZ
θ_3	Ángulo de inclinación con respecto al plano XY

θ_4	Ángulo de inclinación de la palanca de sensado
θ_L	Ángulo de giro
R	Brazo de palanca al centro de giro del carrete
r_1	Radio interior de disco de frenado
r_2	Radio exterior de disco de frenado
R_{AX}	Componente en X de la fuerza de reacción en el punto A
R_{AY}	Componente en Y de la fuerza de reacción en el punto A
R_{AZ}	Componente en Z de la fuerza de reacción en el punto A
R_{BX}	Componente en X de la fuerza de reacción en el punto B
R_{BZ}	Componente en Z de la fuerza de reacción en el punto B
r_{DS}	Radio de disco de sensado
R_f	Radio final de doblado
R_i	Radio inicial de doblado
r_m	Radio medio de la rosca
r_{RUE}	Radio de la rueda de sensado
R_{TUY}	Componente en Y de la fuerza de reacción en la tuerca de sujeción
R_{TUZ}	Componente en Z de la fuerza de reacción en la tuerca de sujeción
R_Y	Componente en Z de la fuerza de reacción en la parte inferior de la base
R_Z	Componente en Z de la fuerza de reacción en la parte inferior de la base
σ_{MAX}	Esfuerzo normal máximo
S_C	Esfuerzo de cedencia al cortante
S_T	Esfuerzo de cedencia a la tensión
σ_Y	Esfuerzo de cedencia a la tensión
T	Espesor del espécimen a doblar
t	Tiempo en que el carrete alcanza la velocidad final

t_1	Tiempo en que se detiene el carrete a partir del reposo
τ_{MAX}	Esfuerzo cortante máximo
T_Y	Par de torsión
τ_Y	Esfuerzo de cedencia al cortante
V	Componente cortante de fuerzas internas en el material
V_{MAX}	Fuerza cortante máxima
ω_1	Velocidad angular inicial
ω_2	Velocidad angular final
X	Longitud de alambre desenrollado
Y	Esfuerzo de cedencia
z_s	Módulo de la sección

1. Antecedentes

El presente capítulo presentará todos los antecedentes referentes al diseño de la máquina automática conformadora de bobinas eléctricas desde los puntos referentes al proceso manual desarrollado por la empresa fabricante de dispositivos eléctricos y opciones comerciales de máquinas conformadoras de bobinas, también se mostrarán las propiedades mecánicas del material a ser conformado y el herramental diseñado por la empresa antes mencionada.

1.1. Descripción de la bobina eléctrica

La bobina de inducción (bobina eléctrica) que se muestra en la figura 1.1 es uno de los componentes que forma parte de los wattorímetros o medidores de electricidad (ver figura 1.1) que se encuentran en los hogares Mexicanos. Una empresa, dedicada a la fabricación de dichos medidores, desarrolló un proceso manual para el conformado de dicho componente, este proceso se describe en la siguiente subsección.

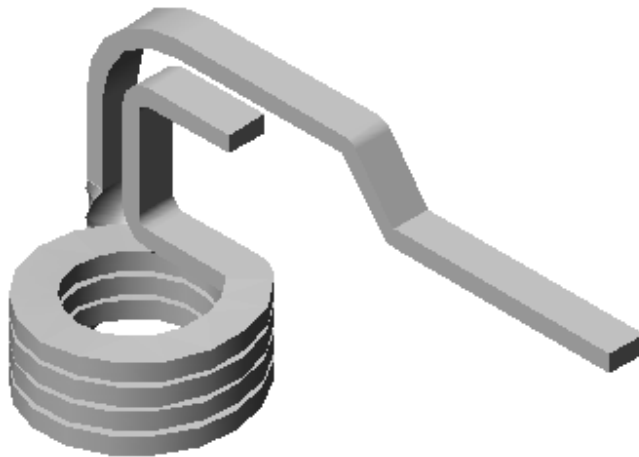


Figura 1.1. Bobina de inducción de wattorímetro.



Figura 1.2. Watorimetro o medidor de energía eléctrica.

1.2. Proceso manual para el conformado de la bobina eléctrica.

Como se mencionó anteriormente la empresa desarrolló un proceso manual que inicia con el alambre enrollado en un carrete (ver figura 1.3) y es conformado hasta obtener la bobina de alambre que se muestra en la figura 1.1.



Figura 1.3. Estado inicial: alambre en el carrete.

Las etapas por las que el alambre debe de pasar para obtener la bobina de la figura 1.1 son 10 y se describen brevemente a continuación:

- a) Desenrollado. Se realiza manualmente apoyando los carretes (ver figura 1.3) en una serie de rodillos y jalando con las manos el alambre para lograrlo desenrollar.
- b) Enderezado y cortado. El material ya desenrollado se pasa a través de un cortador actuado mediante un cilindro neumático, posteriormente el tramo ya cortado se hace pasar por una serie de rodillos enderezadores, el movimiento del tramo se hace manualmente (ver figura 1.4).

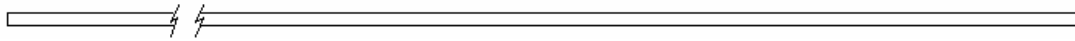


Figura 1.4. Tramo de alambre enderezado.

- c) Primer dobléz a 90° de la "U". El material se hace pasar por una herramienta en la cual se hace el primer doblado (figura 1.5).

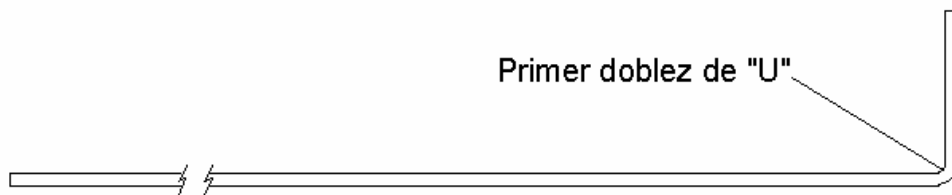


Figura 1.5. Primer dobléz de "U".

- d) Conformado de espiral. El tramo con el primer dobléz se coloca en una máquina conformadora de espirales (ver figura 1.17), en la cual el par de conformado de espiral (figura 1.6) es proporcionado por un motor con paro automático y el avance de la espiral es proporcionado a través de un mecanismo de biela corredera que es accionado manualmente mediante una palanca.



Figura 1.6. Conformado de la espiral.

e) Primer doblez de "S". Una vez conformada la espiral se procede a conformar la "S" en dos etapas, se utiliza la herramienta que se muestra en la figura 1.18, y en la figura 1.7 se muestra el resultado.

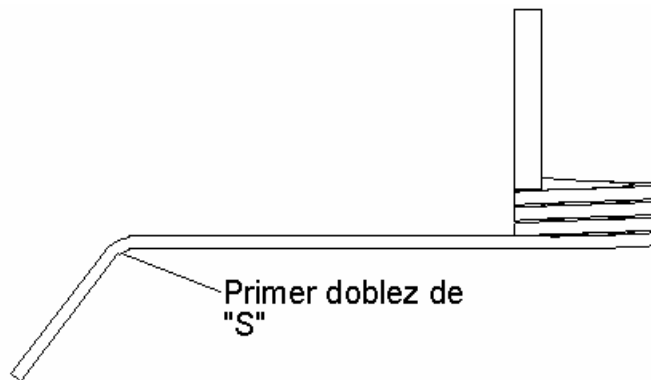


Figura 1.7. Primer doblez de "S".

f) Segundo doblez de "S". Terminado el doblez que se acaba de describir, la bobina es colocada en la herramienta de la figura 1.19 para terminar de formar la "S" (ver figura 1.8).

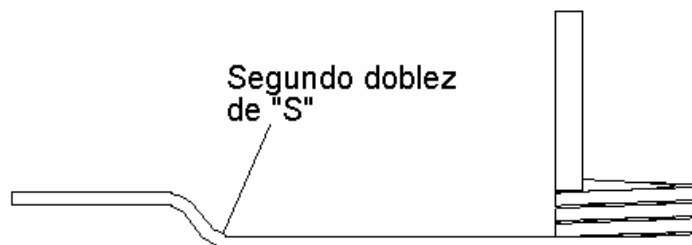


Figura 1.8. Segundo doblez de "S".

g) Primer dobléz a 90° paralelo a la “S”. El doblado a 90° (figura 1.9) de la bobina se logra mediante la herramienta que se muestra en la figura 1.20 .

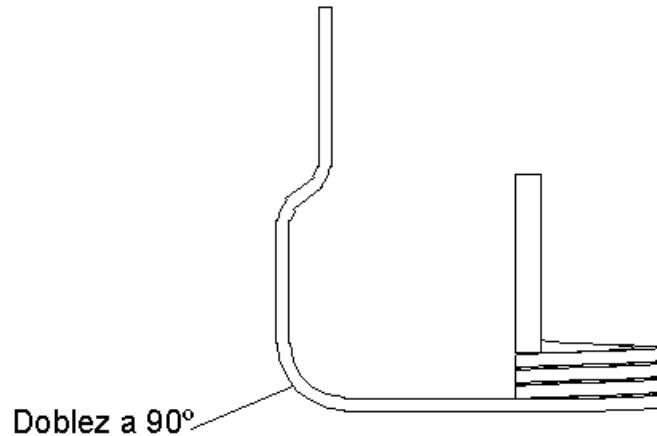


Figura 1.9. Doblez a 90°.

h) Segundo dobléz a 90° de la “U”. Se coloca la bobina en la herramienta mostrada en la figura 1.21 para terminar de conformar la U (ver figura 1.10).

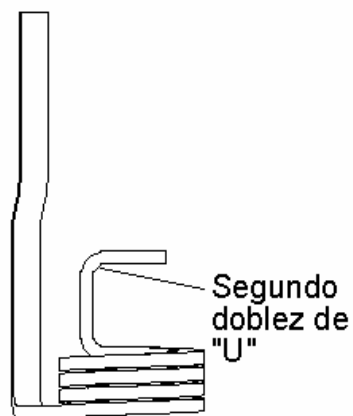


Figura 1.10. Segundo dobléz de “U”.

i) Torsión. La bobina se coloca en la herramienta de la figura 1.22 y se asegura utilizando una herramienta extra (llave Allen), una vez fija la bobina se procede a hacer la torsión (ver figura 1.11) mediante una palanca, el ángulo de torsión se obtiene mediante una regleta que tiene la herramienta en la

parte superior, una vez terminada la torsión se procede a liberar la pieza utilizando de nuevo la llave Allen.

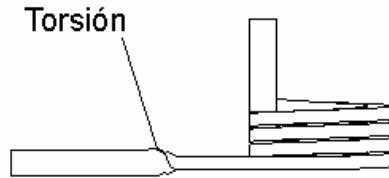


Figura 1.11. Torsión a un ángulo menor de 90°.

j) Ultimo doblez a 90°. La pieza se asegura mediante un mecanismo tipo clamp y se procede a hacer el doblez (ver figura 1.12) por medio de una palanca, la herramienta se muestra en la figura 1.23.

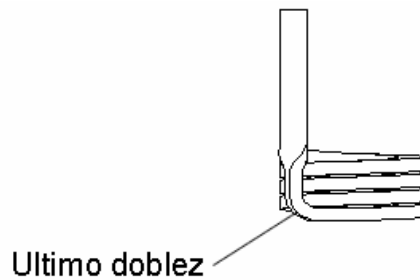


Figura 1.12. Ultimo doblez a 90°.

Este proceso presenta variaciones en los productos terminados, así como también presenta marcados en la bobina eléctrica lo cual se considera un defecto de fabricación.

1.3. Máquinas comerciales

Para el desarrollo de la máquina automática conformadora de bobinas eléctricas se busco información para el conformado del alambre, dentro de esa búsqueda se encontraron diversas máquinas comerciales que desarrollaban el conformado.

Dentro de las principales opciones comerciales que se pudieron encontrar están las siguientes: el arreglo lineal, y el arreglo radial (ver figura 1.13)



Figura 1.13. Máquina conformadora arreglo radial.

El arreglo lineal consiste en ejecutar todas las operaciones de conformado del alambre en orden sucesivo a lo largo de una línea de acción.

En el caso de un arreglo radial, los cabezales se encuentran ubicados radialmente al eje de avance del alambre, este tipo de conformado permite un dispositivo compacto para el conformado del material.

Debido a su sencillez, se eligió el arreglo lineal como base para el desarrollo de la máquina automática conformadora de bobinas eléctricas (ver figura 1.14).

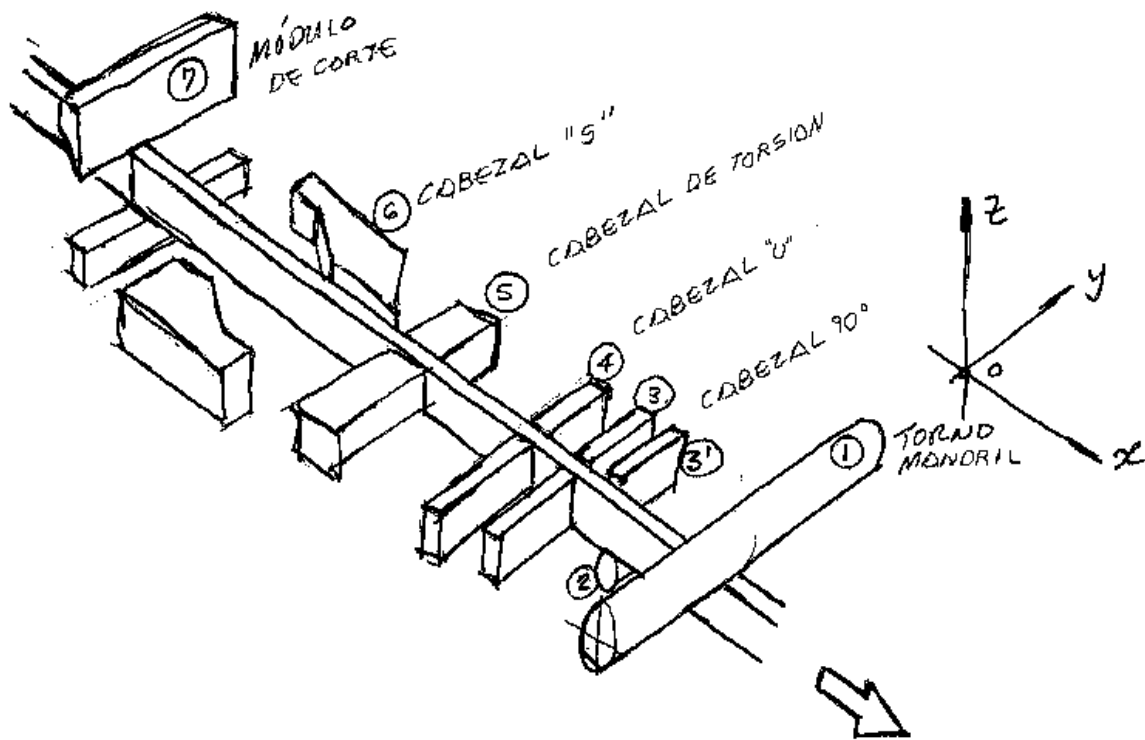


Figura 1.14. Arreglo lineal de máquina conformadora.

1.4. Efecto de restitución

Debido a que los materiales tienen un módulo de elasticidad finito, la deformación plástica es seguida de una recuperación elástica cuando la carga es removida. En algunos procesos como por ejemplo el doblado, esta recuperación es denominada efecto de restitución (Springback en ingles), el cual puede ser observado con facilidad mediante el doblado de una hoja de metal o un alambre. Como se puede apreciar en la figura 1.15, el ángulo final de doblado después de la recuperación elástica es menor y el radio final del doblado es mayor que antes. El efecto de restitución ocurre no solamente en hojas planas de metal, sino también en rodillos, alambres y barras con cualquier sección transversal.

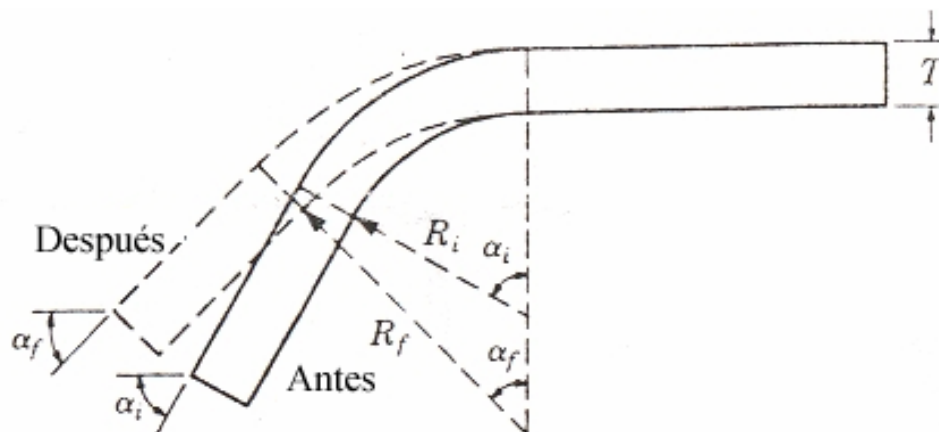


Figura 1.15. Efecto restitución en doblado (ref. 3).

Se puede calcular el efecto de resorte aproximadamente en términos del radio R_i y el radio R_f mediante la ecuación 1.1(ref. 3):

$$\frac{R_i}{R_f} = 4\left(\frac{R_i Y}{ET}\right)^3 - 3\left(\frac{R_i Y}{ET}\right) + 1 \quad (1.1)$$

La razón para tomar en cuenta el efecto de restitución en el desarrollo de la máquina se debe a que por la misma naturaleza del material los conformados no alcanzan las geometrías deseadas, ya que el alambre deformado regresa una cierta cantidad angular al momento de dejarle de aplicar la fuerza que le produce deformación.

1.5. Diagrama Esfuerzo-Deformación del cobre C11000

Para el desarrollo del conformado hay que considerar las propiedades mecánicas del material a ser procesado. En la figura 1.16 se muestra el diagrama esfuerzo deformación del cobre C11000.

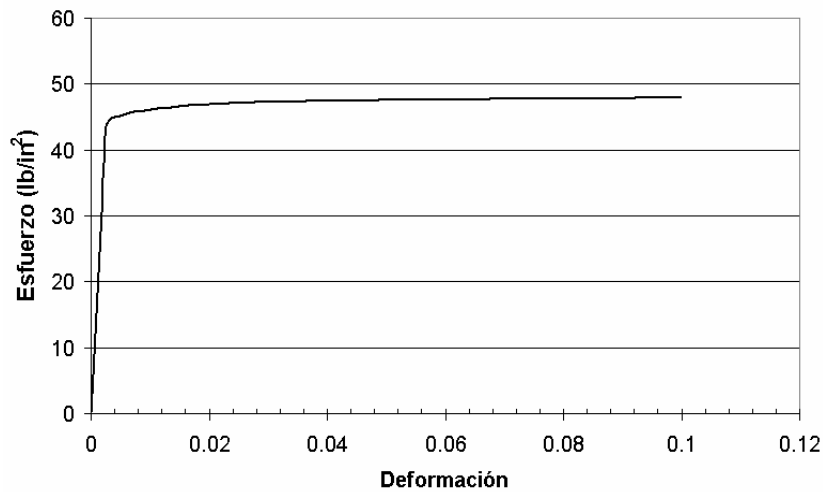


Figura 1.16. Diagrama esfuerzo deformación del cobre C11000

1.6. Propiedades mecánicas del cobre C11000

El material a ser conformado es una aleación de cobre denominada C1100 cuyas propiedades mecánicas se enlistan en la tabla 1.1.

Tabla 1.1. Propiedades Mecánicas del cobre C11000 (ref. 13).

Propiedad	Valor
Modulo de elasticidad	17×10^6 P.S.I.
Modulo de rigidez	6.4×10^6 P.S.I.
Esfuerzo de cedencia	26-38 x1000 P.S.I.
Dureza	87 Rockwell F
Elongación (% en 2 in)	10

1.7. Herramental Diseñado para el conformado manual de la bobina eléctrica

En las figuras de la 1.17 a la 1.23 se muestran algunas de las herramientas que se construyeron para el conformado manual de la bobina eléctrica, a la derecha de cada herramental se muestra el conformado (encerrado en una circunferencia) que genera dicho herramental en el alambre.

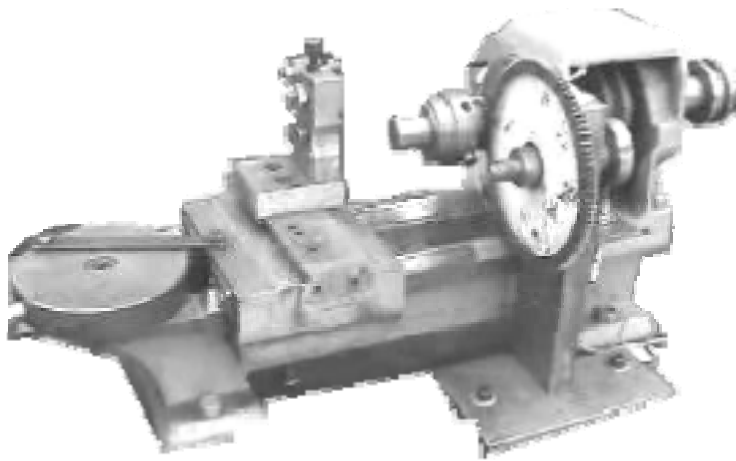


Figura 1.17. Máquina conformadora de espiral.

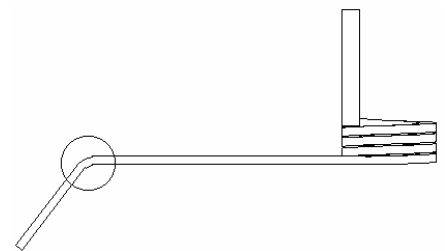
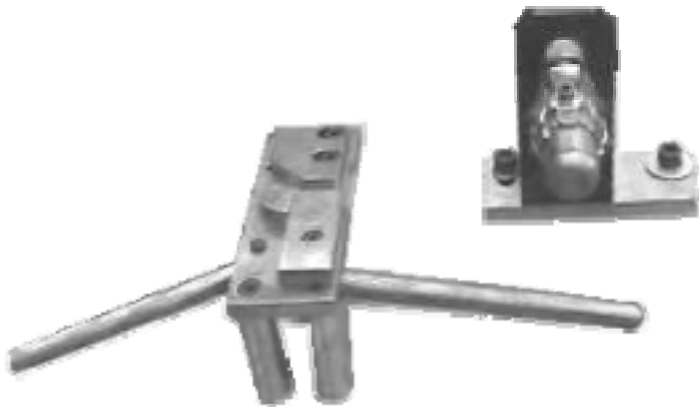


Figura 1.18. Herramienta de primer doblado de "S".

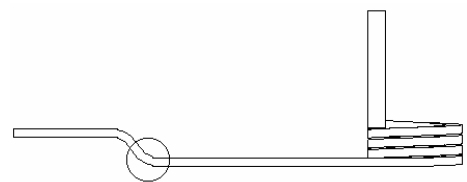


Figura 1.19. Herramienta de segundo doblado de "S".

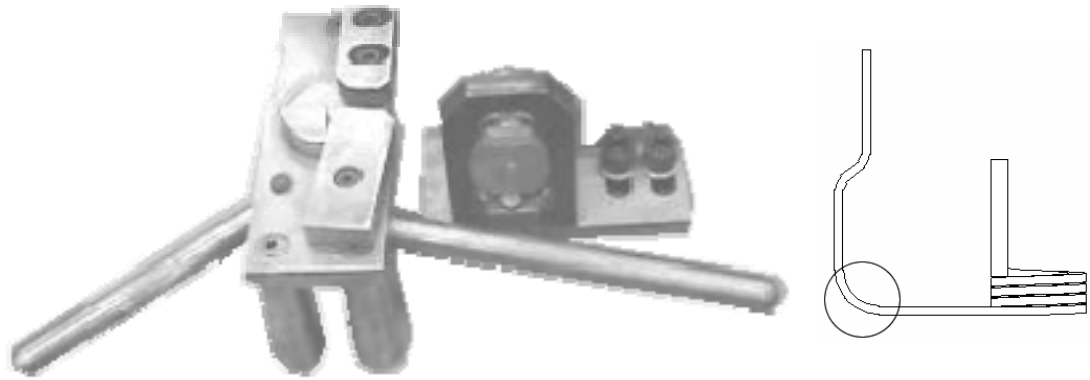


Figura 1.20. Herramienta de doblado a 90° paralelo a la “S”.

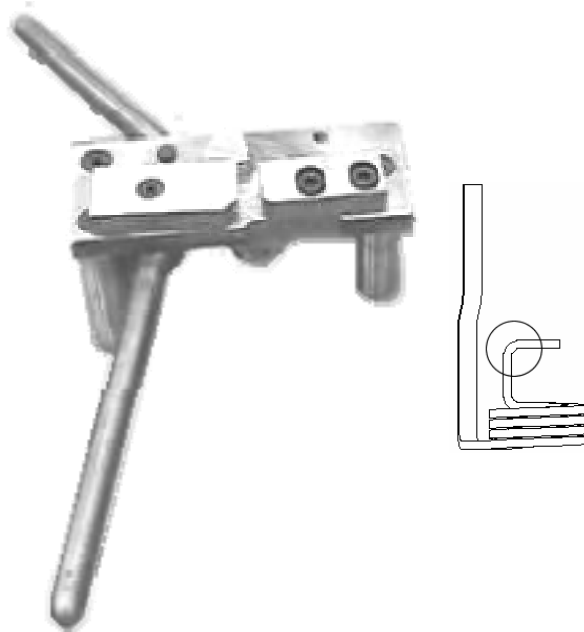


Figura 1.21. Herramienta terminadora del doblado en “U”.

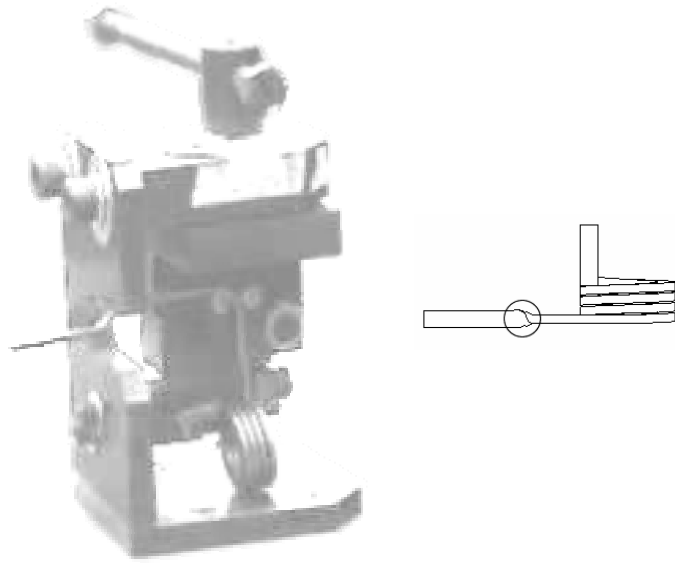


Figura 1.22. Herramienta torcedora.

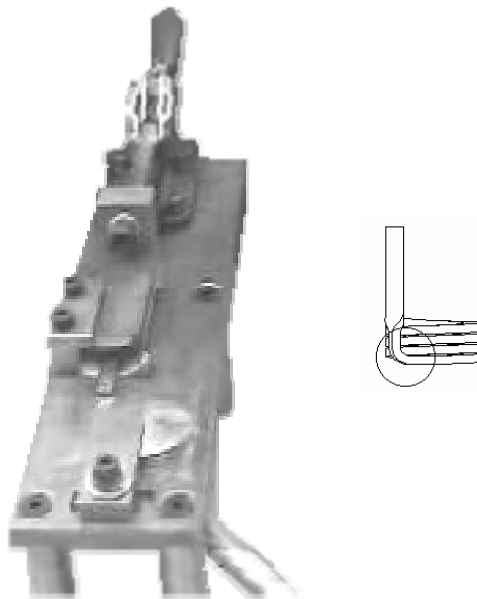


Figura 1.23. Herramienta del último dobléz.

2. Especificaciones de diseño de la máquina automática conformadora de bobinas eléctricas

Para la determinación de los dispositivos que incluiría la máquina se tomaron en consideración tanto el volumen de producción y la geometría de la bobina. Con base en estos aspectos se determinaron necesidades y definieron especificaciones. En la presente sección se desarrollan los puntos mencionados anteriormente.

2.1. Volumen de producción

La empresa requiere de una producción de 80 000 piezas mensuales, con la utilización del proceso que tienen actualmente requerirían trabajar 3 turnos por día con 4 líneas de producción para alcanzar el volumen requerido, también tomando en consideración que cada estación requiere de un operario se necesitarían 120 operarios lo que involucraría un aumento en costos, ya que además de los salarios de los operarios se requerían tomar en cuenta los costos por mantenimiento y las variaciones que existirían entre bobina y bobina.

2.2. Dimensiones de la bobina

La bobina presenta formas variadas, en la figura 2.1 se muestran las dimensiones generales y se pueden apreciar las diversas geometrías, el alambre tiene una sección transversal de 3.5 mm × 7.3 mm.

2.3. Necesidades y especificaciones

En esta sección se enumeran las necesidades de la empresa solicitante:

- a) Se necesitan producir 80000 unidades mensuales para sustituir las importaciones provenientes de un país extranjero.
- b) La máquina debe de producir las unidades con gran calidad y una cantidad mínima o nula de rechazos.

- c) La máquina debe ser fácil de operar y no debe requerir demasiada fuerza (los operarios serán principalmente mujeres).
- d) La máquina no debe requerir una cantidad excesiva de operarios para su operación.

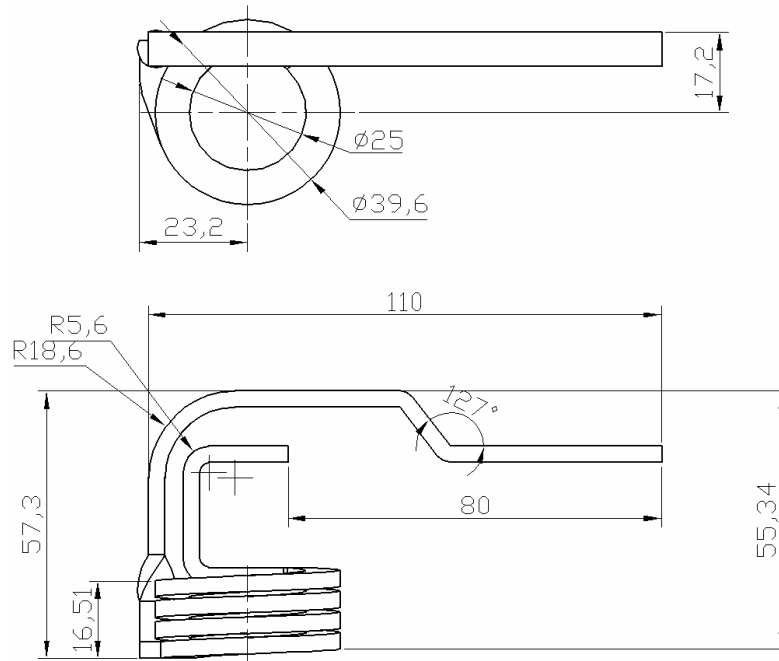


Figura 2.1. Dimensiones generales de la bobina eléctrica (mm).

A partir de estas necesidades se establecieron las siguientes especificaciones:

- a) La máquina produce 5 bobinas/minuto.
- b) La máquina produce las piezas con las geometrías indicadas
- c) La máquina se opera con un número de pasos reducidos.
- d) Requiere de un solo operario.

3. Concepto de máquina conformadora

En la figura 3.1 se muestra el concepto de la máquina que se diseñó para el conformado de la bobina eléctrica. En la sección 3.4 se procederá a describir brevemente cada uno de los cabezales en lo referente a partes principales y principio de funcionamiento.

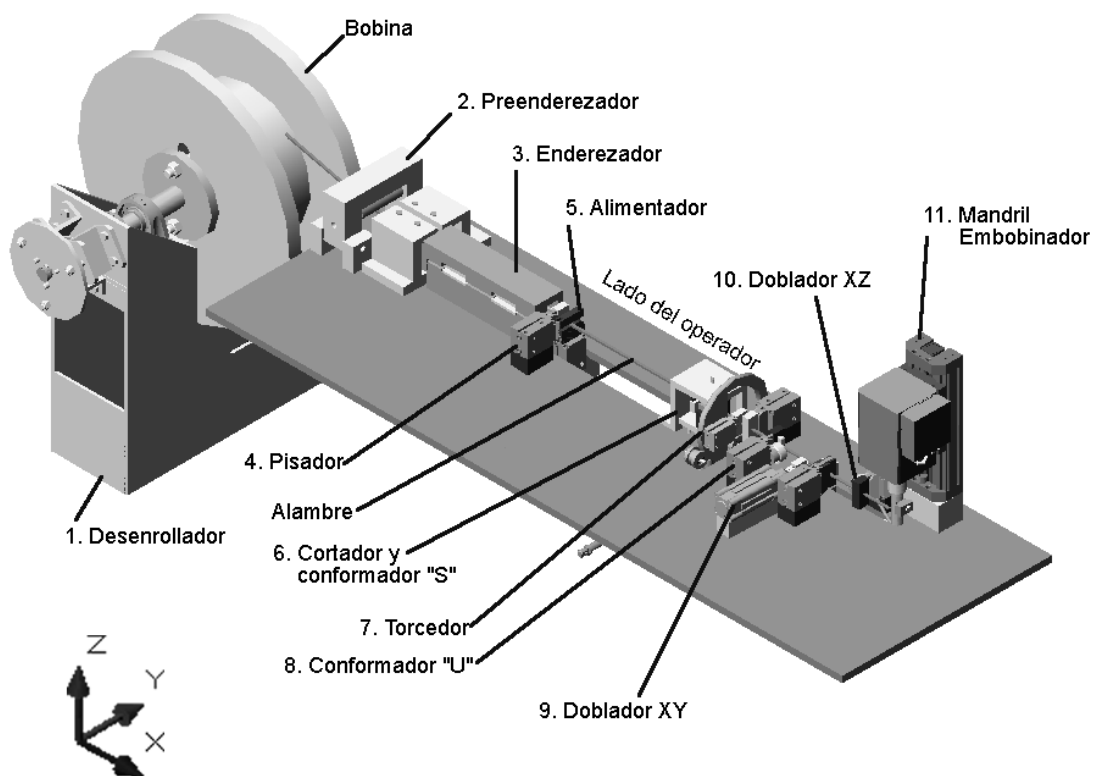


Figura 3.1. Diseño conceptual de la máquina automática conformadora de bobinas eléctricas

3.1. Descripción de funcionamiento

La máquina se divide en 11 cabezales semineumáticos los cuales se describirán en los siguientes párrafos:

- a) Desenrollador: Este cabezal (ver figura 3.2) consta de tres partes fundamentales: sujetador, base y freno.

b) Preenderezador: Consta de dos partes principales, un rodillo horizontal y cuatro rodillos verticales (ver figura 3.3) cuya función es la de quitarle las deformaciones mayores debidas al enrollamiento del alambre en el carrete.

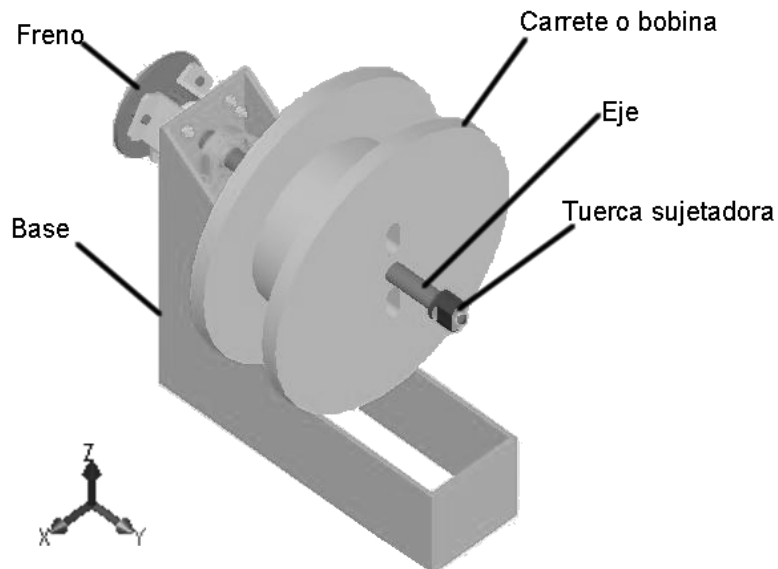


Figura 3.2. Cabezal desenrollador

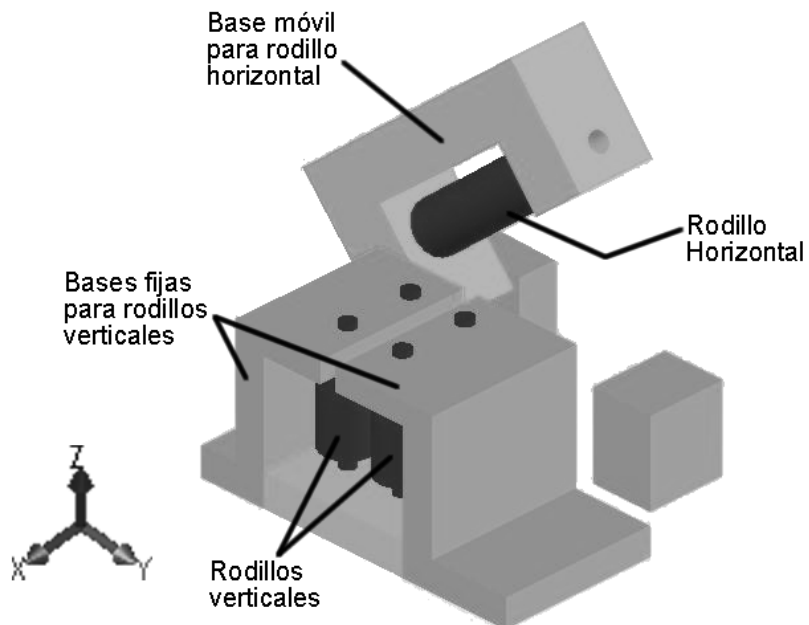


Figura 3.3. Cabezal preenderezador

c) Enderezador: Conformado por varias hileras de rodillos horizontales y verticales (ver figura 3.4), este cabezal se encarga de hacer que el alambre tenga una forma recta mediante las deformaciones que le produzcan esta serie de rodillos.

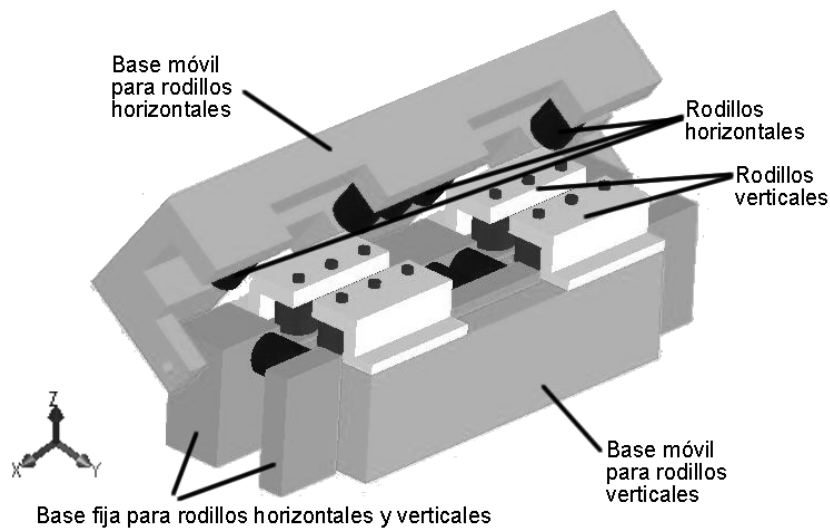


Figura 3.4. Cabezal enderezador

d) Pisador: Cabezal que consta de una mordaza neumática (ver figura 3.5) y tiene como objetivo detener el material cuando el alimentador lo libera.

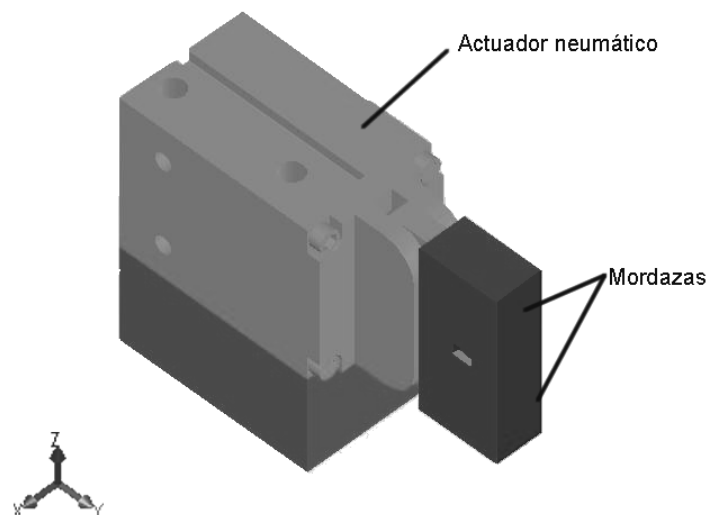


Figura 3.5. Cabezal pisador

e) Alimentador: Se encarga de proporcionar la fuerza necesaria para lograr hacer girar el carrete y producirle las deformaciones requeridas para lograr que el alambre quede enderezado y pase a las siguientes etapas de conformado. Este cabezal (ver figura 3.6) consta de un actuador neumático lineal con guías integradas y una mordaza neumática.

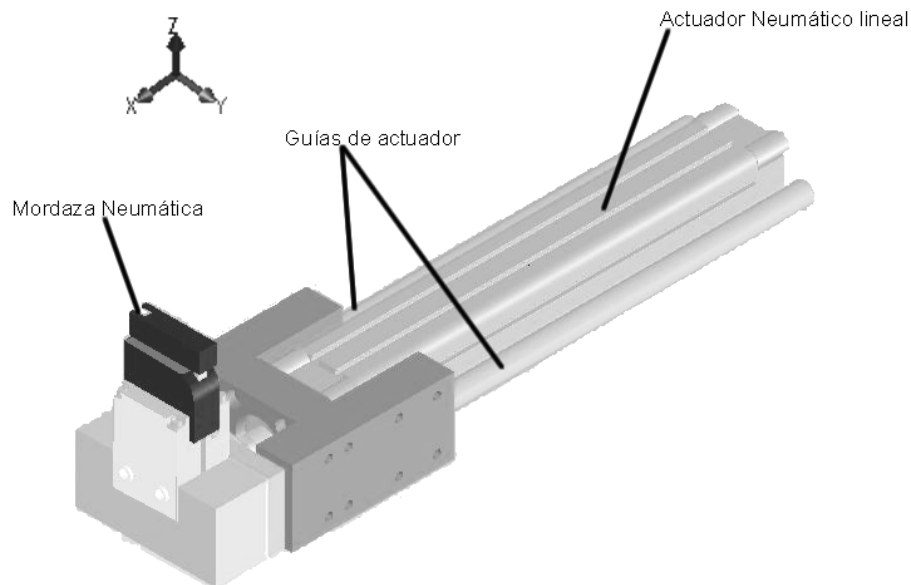


Figura 3.6. Cabezal alimentador

f) Cortador y Formador “S”: Dentro de los cabezales utilizados éste es uno de los pocos que hace dos operaciones en una, como lo dice su nombre este cabezal se encarga de cortar el alambre cuando éste alcanza la longitud requerida (620 mm) y conformar una de las formas de la bobina en este caso la “S” en un solo paso. Consta de un cilindro neumático y de un troquel que corta y conforma al mismo tiempo (ver figura 3.7).

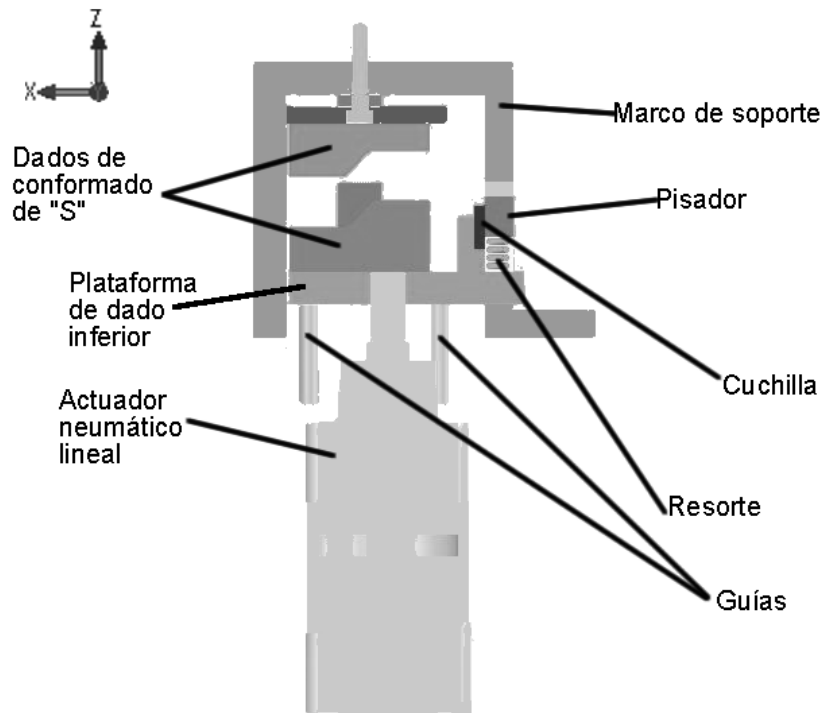


Figura 3.7. Cabezal cortador y formador “S”.

g) Torcedor: Se encarga de darle una torsión al alambre a lo largo del eje longitudinal, y consta de un actuador lineal, un marco circular de soporte, dos mordazas neumáticas y de varias ruedas guías (ver figura 3.8).

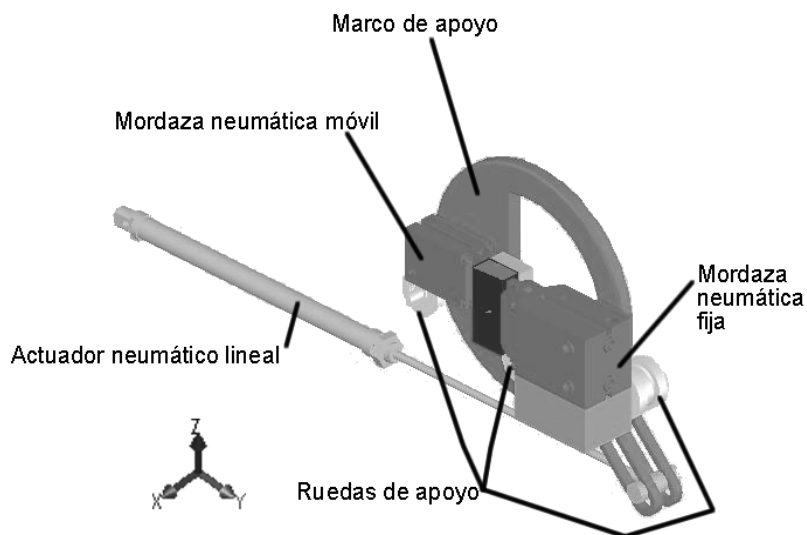


Figura 3.8. Cabezal torcedor.

- h) Conformador “U”: Consta de un actuador lineal y una mordaza neumática (ver figura 3.9), en conjunto estos dispositivos conforman la forma “U” de la bobina en dos pasos.

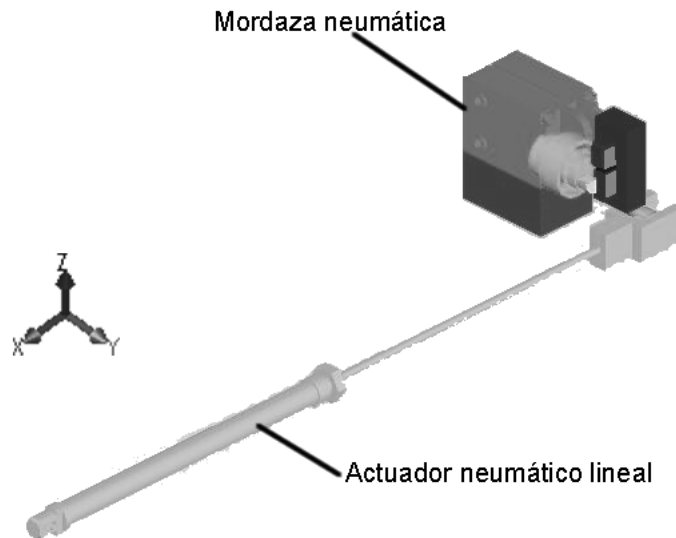


Figura 3.9. Cabezal conformador “U”.

- i) Doblador XY. Produce doblez a 80° al alambre en el plano XY, consta al igual que el cabezal anterior de un cilindro neumático lineal y de una mordaza neumática (ver figura 3.10).

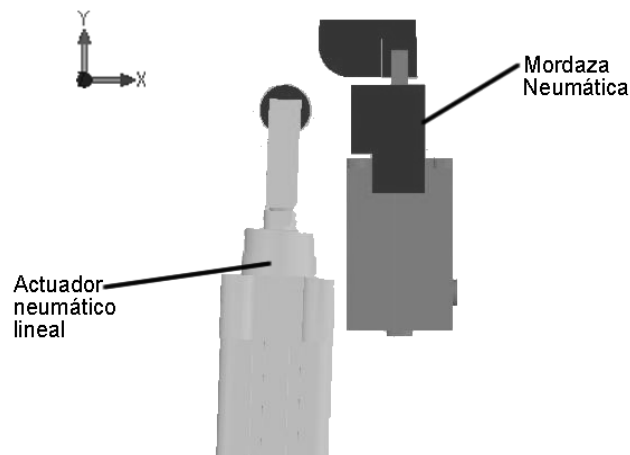


Figura 3.10. Cabezal doblador XY.

j) Doblador XZ: Hace el mismo efecto que el cabezal anterior pero en el plano XZ y consta de los mismos componentes (ver figura 3.11) que el Conformador “U”.

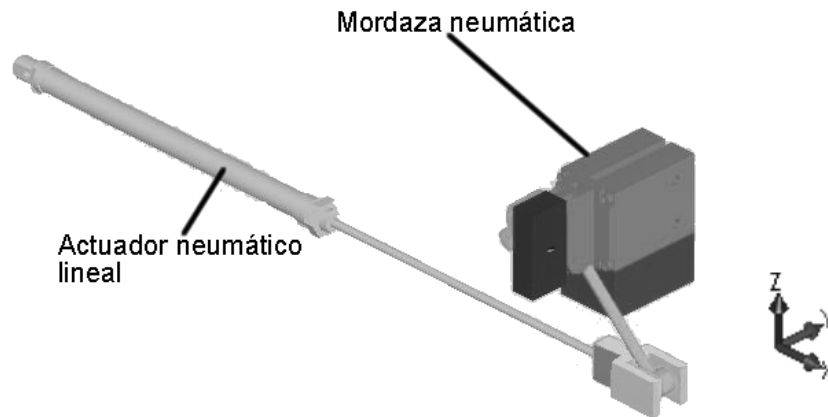


Figura 3.11. Cabezal doblador XZ.

k) Mandril Embobinador: Éste es el otro cabezal que hace varias operaciones, desde la sujeción, conformado de la espiral y expulsión de la bobina eléctrica ya conformada. Consta de dos servomotores, un eje flexible, un sujetador cilíndrico y una plataforma deslizante (ver figura 3.12).

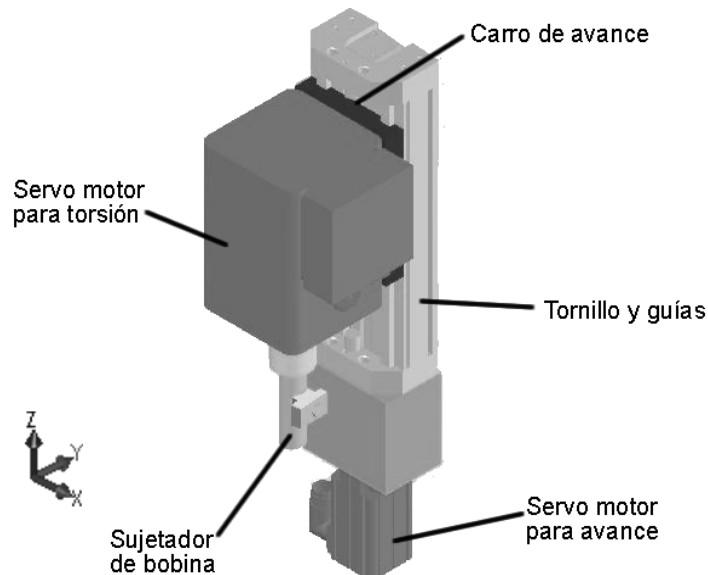


Figura 3.12. Cabezal mandril embobinador.

3.2. Etapas principales de conformado

En el concepto de máquina desarrollado se tienen contemplados las siguientes 5 etapas de conformado partiendo de un estado inicial de alambre en el carrete (ver figura 1.3) y terminando con un alambre ya conformado (ver figura 1.1).

- a) Etapa 1. Enderezado de alambre para eliminar la curvatura que le da el hecho de provenir de un rollo de alambre (Figura 3.13).

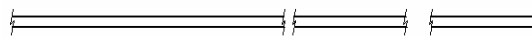


Figura 3.13. Etapa 1 Alimentación y enderezado de alambre.

- b) Etapa 2. Dos doblados sucesivos que constituirán una “U”, una vez conformada la “U” se corta el trozo de alambre con el cual se continuará el resto del proceso (Figura 3.14).

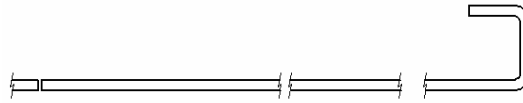


Figura 3.14. Etapa 2 Conformado de U y corte de alambre.

- c) Etapa 3. La “U” es afianzada por el mandril conformador de la espiral helicoidal e inicia el conformado de ésta, se tuerce el alambre a 90° y se conforma la “S” (Figura 3.15).

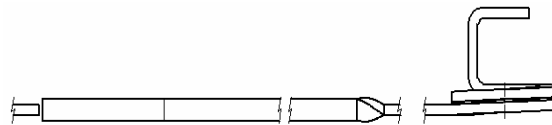


Figura 3.15. Etapa 3 Conformado de “S”, torsión e inicio de conformado de espiral.

- d) Etapa 4. Se continúa con el conformado de la bobina, se hacen los dobleces a 90°, primero el de mayor radio y al final el de radio menor (Figura 3.16).



Figura 3.16. Etapa 4 Doblado de radio mayor y radio menor.

e) Etapa 5. Se termina de conformar la espiral de la bobina en el cabezal que llamamos Mandril Embobinador (Figura 3.17).



Figura 3.17. Etapa 5 Terminación del conformado de la espiral.

4. Diseño del desenrollador

El cabezal en el cual está enfocado el desarrollo de esta tesis es el cabezal 1 (ver figura 3.1). En el presente capítulo se procederá a describir las fases que se siguieron para la obtención de la configuración del desenrollador.

4.1. Planeación para el diseño de configuración del desenrollador

En las figuras de la 4.1 a la 4.4 se muestran el diagrama de Gantt en el se muestran las diversas etapas para el diseño del desenrollador. A continuación se describe brevemente en que consiste cada una de esas etapas:

- Especificaciones: En esta etapa se recaba información, se analizan las necesidades y se establecen las especificaciones.
- Diseño Conceptual: Se definen diferentes tipos de solución para satisfacer las necesidades y cumplir con las especificaciones.
- Configuración: Durante esta etapa se selecciona una de las soluciones de diseño conceptual y se elige la configuración más apropiada.
- Diseño de detalle, cálculos y planos: En base a la configuración elegida, se realizan cálculos para determinar fuerzas, tamaños de los miembros, se eligen materiales, se hacen dibujos de detalle.
- Conclusiones: Se resumen resultados, se hacen observaciones y se planea a futuro para mejorar el diseño.

Mes	Agosto																														
Día	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10					
Objetivo																															
Especificaciones					X																										
Diseño Conceptual											X																				
Configuración																															
Cálculos																															
Conclusiones																															
	X	Fecha Limite de entrega																													
		Desarrollo																													
		Avance																													
	T	Terminado																													

Figura 4.1. Diagrama de Gantt.

Mes	Septiembre																													
Día	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Objetivo																														
Especificaciones																														
Diseño Conceptual																														
Configuración																														
Cálculos																														
Conclusiones																														
	X	Fecha Limite de entrega																												
		Desarrollo																												
		Avance																												
	T	Terminado																												

Figura 4.2. Diagrama de Gantt (continuación).

4.2.1. Opciones comerciales de máquinas desenrolladoras

Se buscaron diversas máquinas que fueran empleadas para la tarea de desenrollar diversos tipos de materiales a partir de carretes o bobinas, dentro de las cuales se encontraron los siguientes principios:

- a) Control de tensión mediante celda de carga (figura 4.5): Este mecanismo consta de un juego de rodillos, una celda de carga (unidad de sensado de tensión), un PLC y un motor. La forma de operar del mecanismo es la siguiente: el material pasa por el juego de rodillos, uno de los cuales está conectado a la celda de carga, el material al pasar por este rodillo lo levanta ligeramente logrando con esto cambiar el estado de la celda de carga, la celda de carga manda una señal a PLC el cual manda la orden de cambio de par al motor que se encarga de hacer que la bobina gire, esto se sigue realizando mientras que la celda de carga no obtenga su valor inicial de precarga.

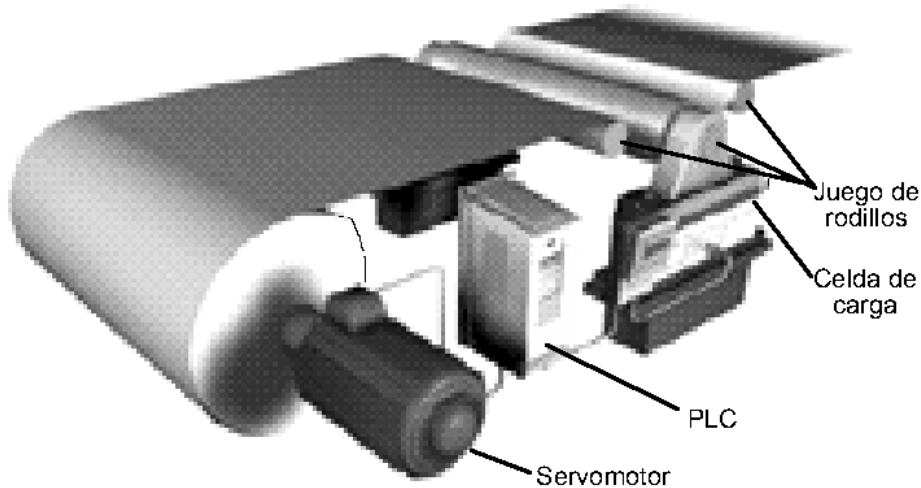


Figura 4.5. Control de tensión mediante celda de carga.

- b) Control de tensión mediante rodillos danzarines (figura 4.6): Consta de un juego de rodillos (danzarines) que tienen movimiento libre de arriba hacia abajo, un juego de rodillos fijos, una unidad de sensado de posición de los

rodillos danzarines, un PLC y un motor. Este mecanismo sensa la posición de los rodillos danzarines mediante el sensor, el PLC recibe las señales del sensor y manda las ordenes de cambio de par al motor hasta que se logra que los rodillos alcancen una posición ya determinada.

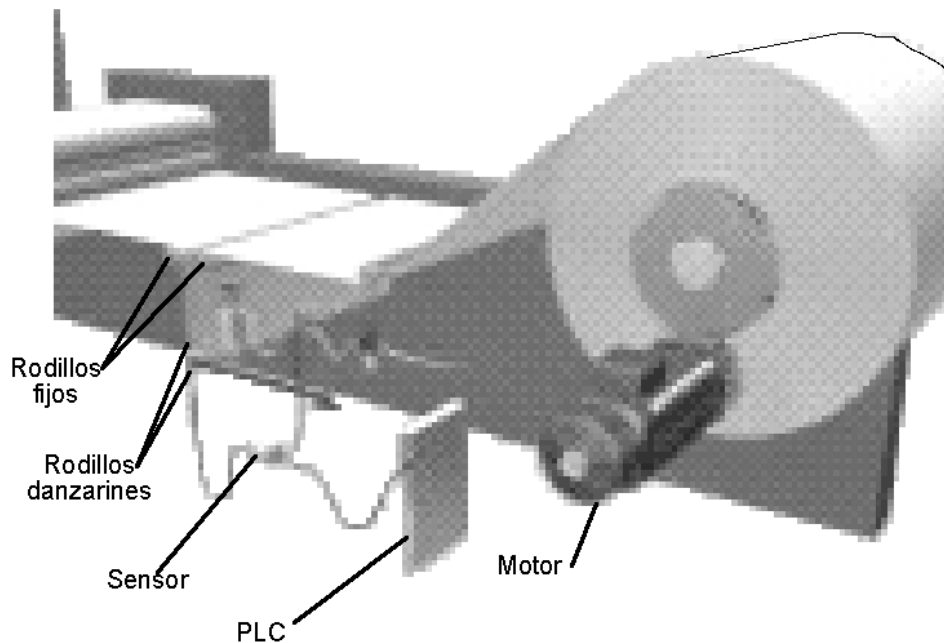


Figura 4.6. Control de tensión mediante rodillos danzarines.

Ambos mecanismos son aplicables a materiales tan delgados como el papel, pero solo el que funciona empleando la celda de carga puede ser utilizado para materiales más gruesos.

4.2.2. Requerimientos y especificaciones del desenrollador

Para la determinación de especificaciones se tomaron en cuenta los siguientes requerimientos:

- a) El desenrollador requiere soportar un carrete cuyo peso es de 8332.16 N y cuyas dimensiones en milímetros se muestran en la figura 4.7.

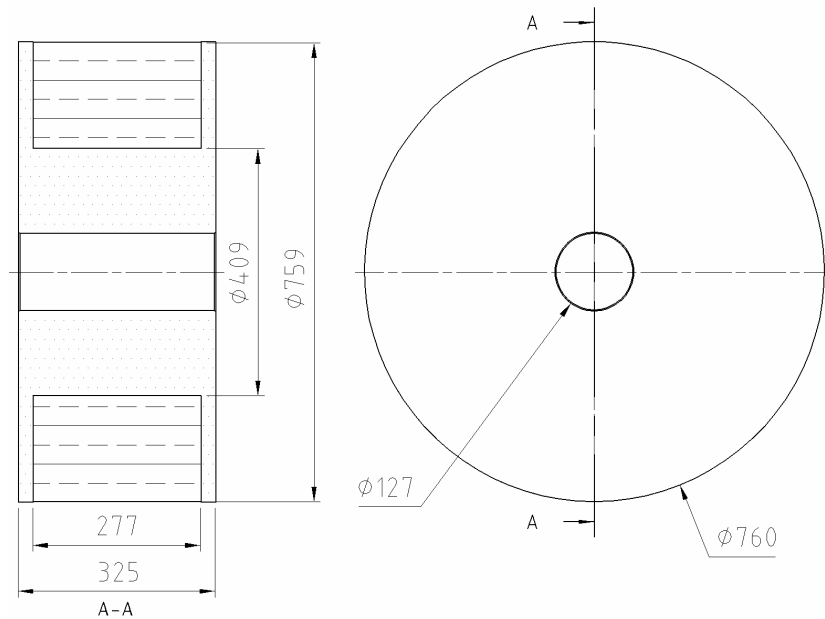


Figura 4.7. Dimensiones del carrete (mm).

- b) Debe evitar que el material se rompa, cuelgue o se atasque a la entrada de la máquina automática conformadora de bobinas eléctricas.
 - c) Debe de ser fácil de operar.
 - d) El material se proporciona a la máquina de manera intermitente.
- A partir de estos requerimientos se plantearon las siguientes especificaciones:
- a) El desenrollador soporta la carga estática de 8332.16 N.
 - b) El desenrollador mantiene una tensión constante de 28.5 N en el material a desenrollar.
 - c) El desenrollador requiere de 8 pasos para su puesta en operación:
 - a. 4 pasos para el montaje del carrete.
 - b. 4 pasos para el desmontaje del carrete.
 - d) El material controla la tensión del material mediante un freno variando el par de frenado.

4.3. Diseño conceptual del desenrollador

En la figura 3.2 se muestra el concepto inicial del desenrollador, el elemento de control de tensión es un freno de ajuste manual, este dispositivo proporciona un par de frenado constante y debido a esto el valor de la fuerza de tensión al que es sometido el alambre va aumentando conforme el carrete va perdiendo material ya que requiere de una fuerza mayor para lograr vencer el par de frenado, debido a que el brazo de palanca va disminuyendo. Para lograr que la fuerza de tensión se mantenga constante se pensó en un mecanismo que fuera capaz de variar el par de frenado conforme el carrete o bobina de alambre cuando ésta perdiera masa. En la figura 4.8 se muestran las partes principales del concepto inicial para el control de tensión mediante sensado del carrete de alambre.

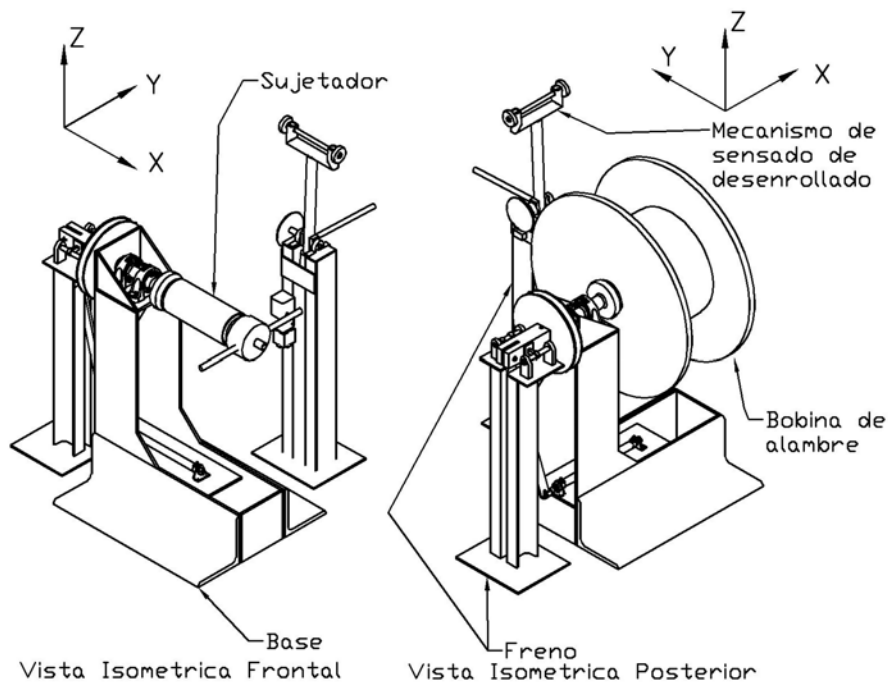


Figura 4.8. Concepto inicial de desenrollador.

El principio de operación se describe en la siguiente subsección.

4.3.3. Principio para mantener la fuerza constante y evitar giros excesivos de la bobina

El principio que se utiliza para mantener la fuerza de tensión constante en el alambre es mediante la oposición al movimiento que le proporciona un freno conectado al eje en el que se encuentra sujetado el carrete, el freno hace que el carrete se detenga completamente cuando se deja de aplicar la fuerza que le proporciona movimiento, evitando así huelgos o pandeos (ver figura 4.9) los cuales pueden llevar a paros en la producción y a un rayado en el material lo cual se trata de evitar.

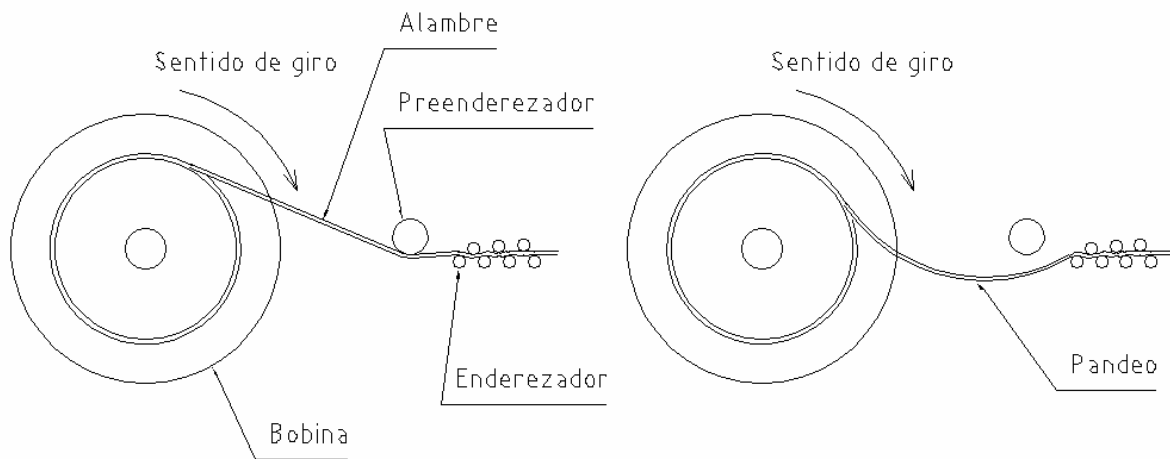


Figura 4.9. Efecto de pandeo por exceso de giro después de que se deja de aplicar la fuerza.

4.4. Configuración del desenrollador

Una vez que se juntaron los requerimientos y se establecieron especificaciones se procedió a definir las funciones que el desenrollador debería de cumplir, de entre esas funciones resaltan las siguientes:

- a) Mantener una fuerza constante en el alambre
- b) Evitar giros excesivos de la bobina.
- c) Proporcionar una base sólida para sujetar la bobina o carrete.

Para cumplir con estas funciones descritas anteriormente se procedió a dividir el cabezal en varias partes principales (ver figura 4.8), entre las que se encuentran el sujetador, el freno, el sensor y la base.

En las siguientes secciones se describirán brevemente las partes que constituyen el cabezal desenrollador.

4.5. Freno

En esta subsección se proporciona una descripción del freno, su principio de operación y se muestran brevemente algunos de los cálculos realizados para el freno, estos cálculos se presentan con más detalle en el anexo A.

El freno (figura 4.10) está constituido por un actuador neumático, un amortiguador, un disco de fricción, una válvula reguladora de presión (figura 4.11) y el mecanismo de accionamiento de la válvula (figura 4.12) que consta de una palanca, un disco para el sensado y un sensor fotoeléctrico (figura 4.13).

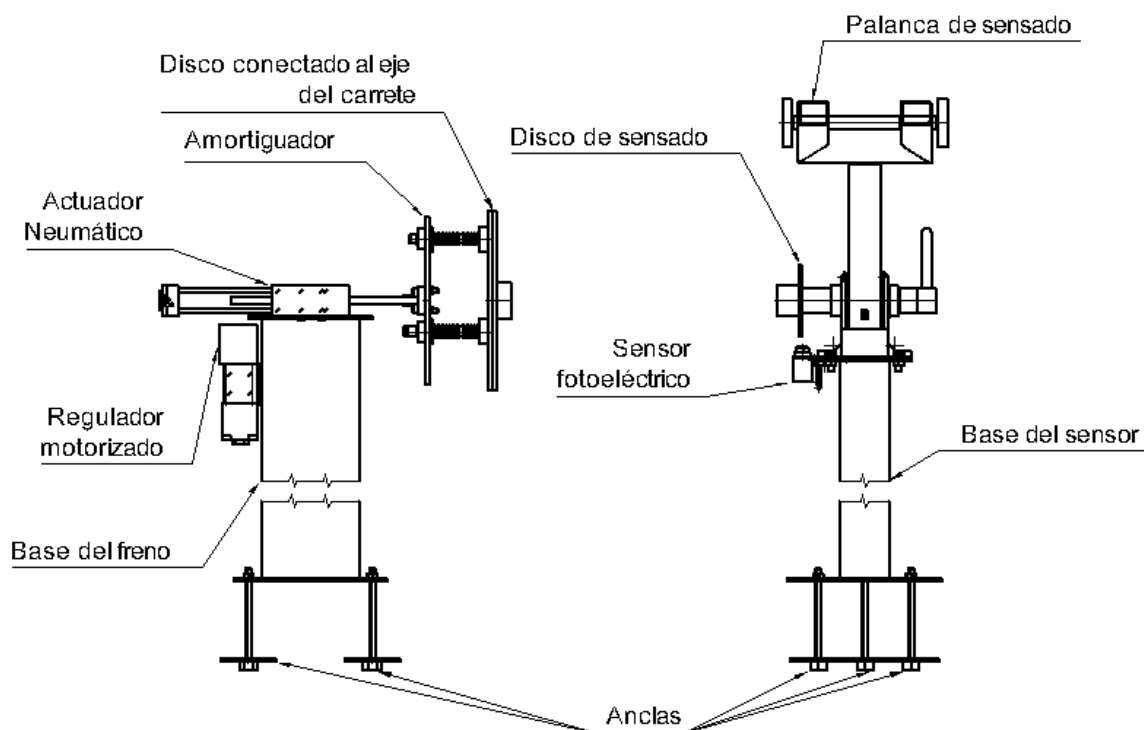


Figura 4.10. Partes principales del freno.



Figura 4.11. Regulador de presión motorizado TM100.

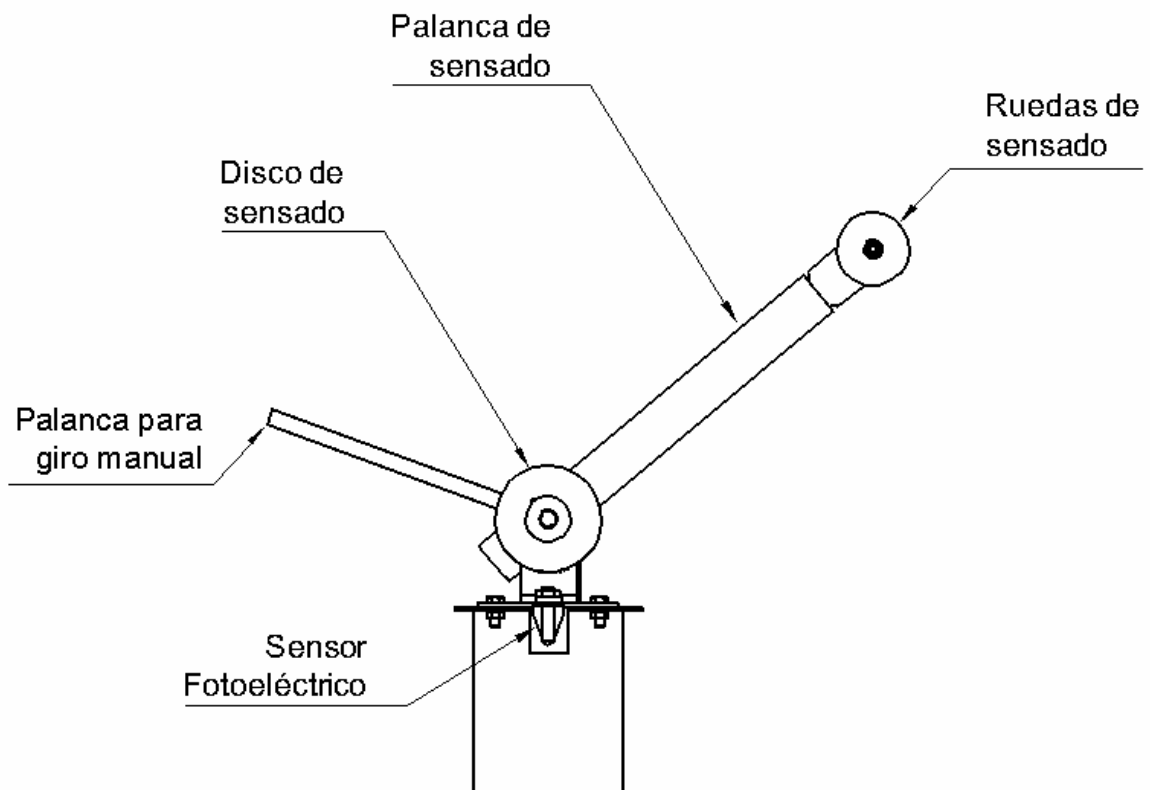


Figura 4.12. Mecanismo de accionamiento de la válvula.

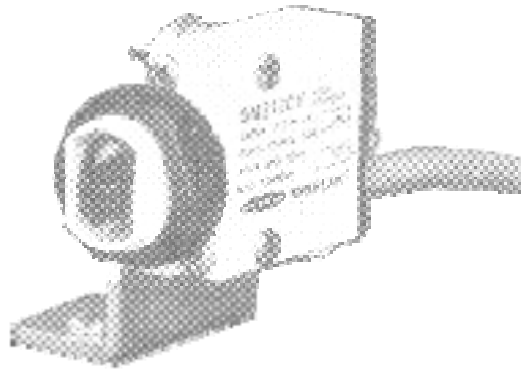


Figura 4.13. Sensor fotoeléctrico SM312CV.

4.5.1. Principio de operación del freno

El mecanismo de frenado (figura 4.14) opera de la siguiente forma, un actuador neumático proporciona la fuerza a los discos de frenado en proporción directa a la presión que se le suministra mediante el regulador de presión motorizado, el cual es accionado por el PLC, el cual recibe una señal eléctrica que le suministra el sensor fotoeléctrico que está percibiendo los cambios de inclinación en la palanca de sensado que soporta a las ruedas de sensado y tiene conectado a su eje de rotación un disco con cinta reflectiva que le suministra los estados de cambio al sensor fotoeléctrico.

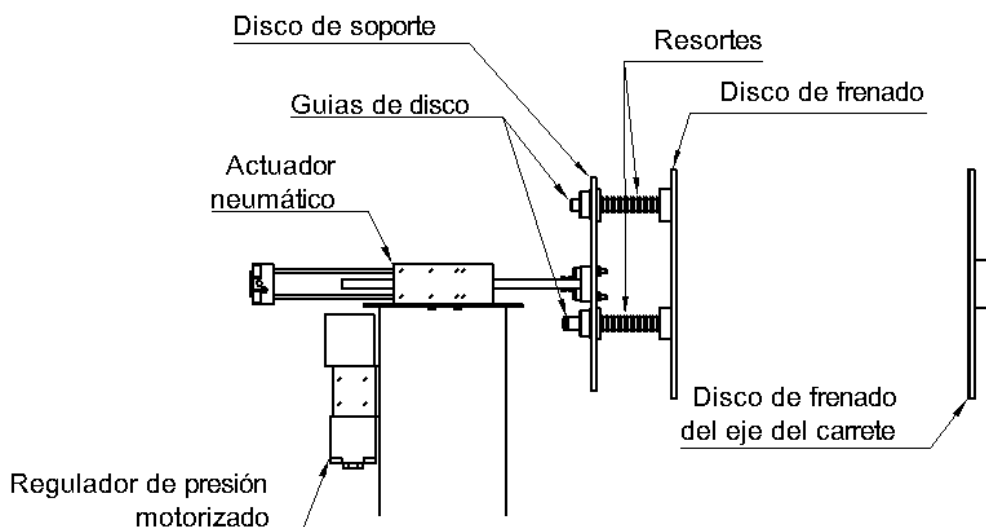


Figura 4.14. Esquema del freno.

4.5.2. Cálculos de fuerza de frenado

Para determinar la fuerza de frenado se calcularon los momentos de frenado requeridos para los 50 estados (posiciones) en los que se iba a encontrar la palanca de sensado, una vez determinados se procedió a la selección de 5 estados para lograr que el regulador de presión hiciera la menor cantidad de cambios posibles, ya que de lo contrario se acortaría de sobremanera la vida de éste. Se seleccionó el mayor momento de frenado 8.10 Nm y se tabularon valores para diferentes dimensiones de disco (disco anular), a partir de estos valores se seleccionaron los siguientes:

$$r_1 = 80 \text{ mm}$$

$$r_2 = 145 \text{ mm}$$

Con estas dimensiones se requiere de una fuerza de 233.629 N para conseguir el par de frenado requerido. En la figura 4.15 se muestra el freno con esta fuerza aplicada

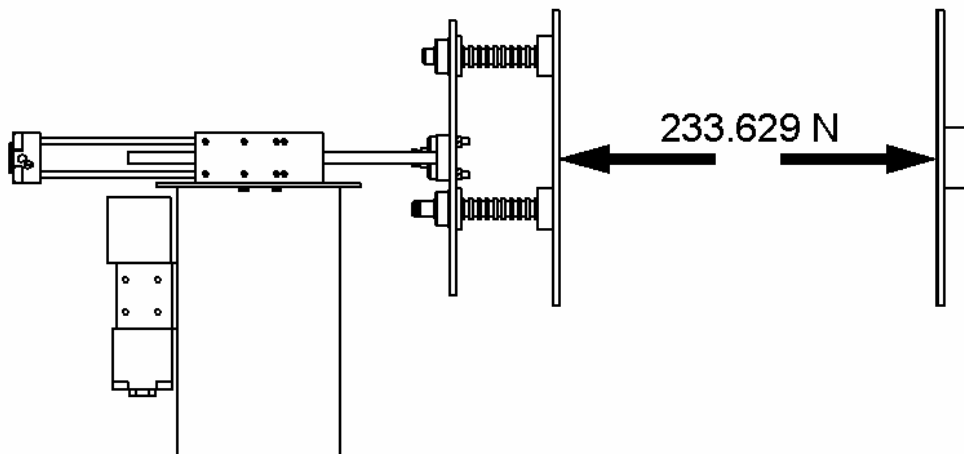


Figura 4.15. Mecanismo de frenado.

4.5.3. Cálculos para determinar los cambios de la fuerza de frenado

Debido a que el par de giro del carrete va disminuyendo conforme éste pierde material es necesario disminuir la fuerza de frenado, para esto se tomaron en cuenta

los 5 estados utilizados en el apartado anterior y se procedió a calcular los ángulos de inclinación correspondientes de la palanca de sensado, pero antes de hacer este cálculo se procedió a buscar los valores de distancia entre pivotes y longitud de la palanca de sensado (ver figura 4.16) más apropiados empleando como criterios de selección se consideraron los siguientes:

- a) La distancia entre pivotes debe ser lo suficientemente grande para evitar que el carrete choque con la base de la palanca de sensado a la hora de estar montando éste en el desenrollador
- b) La palanca de sensado debe ser lo suficientemente larga para lograr tocar el interior del carrete cuando éste se encuentre vacío y evitar que ésta cuelgue cuando ocurra dicha situación.
- c) La diferencia de ángulos de inclinación de la palanca debe ser mayor a 20° .

Aplicando estos criterios se llegó a la siguiente selección:

Distancia entre pivotes = 650 mm

Longitud de la palanca de sensado = 450 mm

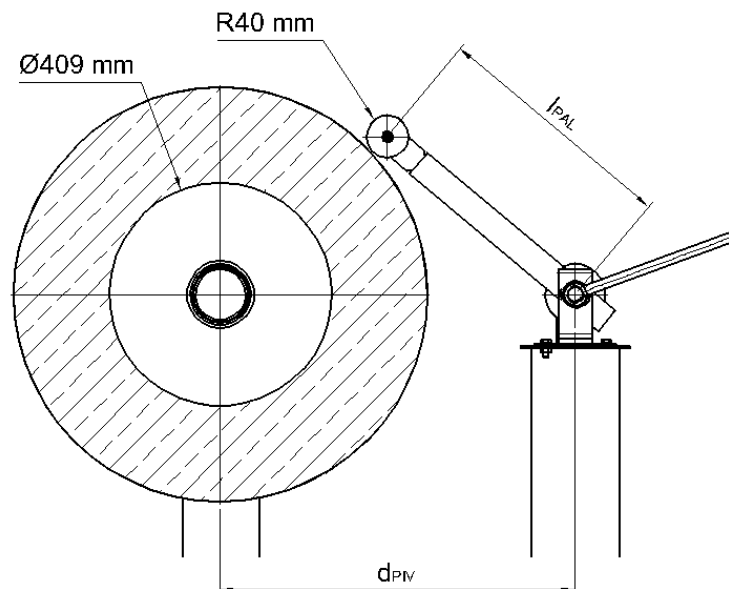


Figura 4.16. Diagrama de variables consideradas en el análisis para el cambio de la fuerza de frenado.

Una vez seleccionados estos valores se procedió a calcular los ángulos de inclinación correspondientes a las espiras en las que se propone hacer un cambio de presión (y por lo tanto un cambio en la fuerza y en el momento de frenado). En la tabla A.2 se muestran los resultados de estos cálculos.

4.6. Sujetador

El sujetador consta de 2 partes principales: el eje y la tuerca de sujeción (ver figura 4.17):

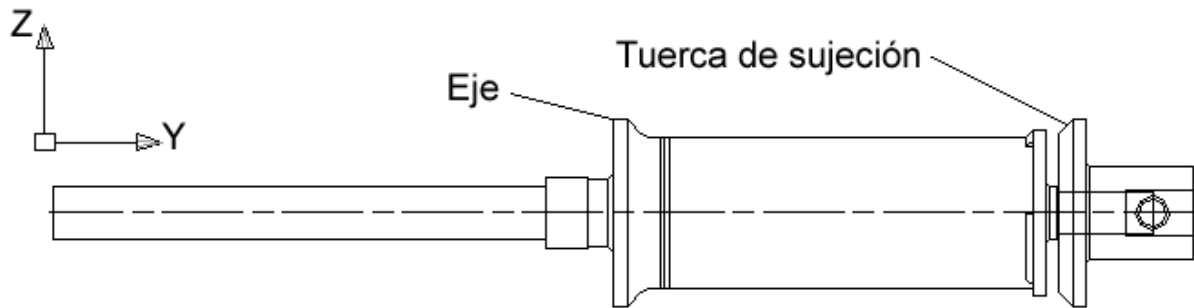


Figura 4.17. Partes principales del sujetador.

4.6.1. Principio de sujeción

La forma de sujeción del carrete sigue el principio de concetricidad mediante conicidades, lo cual contribuye a una alineación del eje del carrete con el eje del sujetador (ver figura 4.18), estas conicidades se encuentran en ambos extremos del carrete y también se localizan tanto en el eje del sujetador como en la tuerca de sujeción.

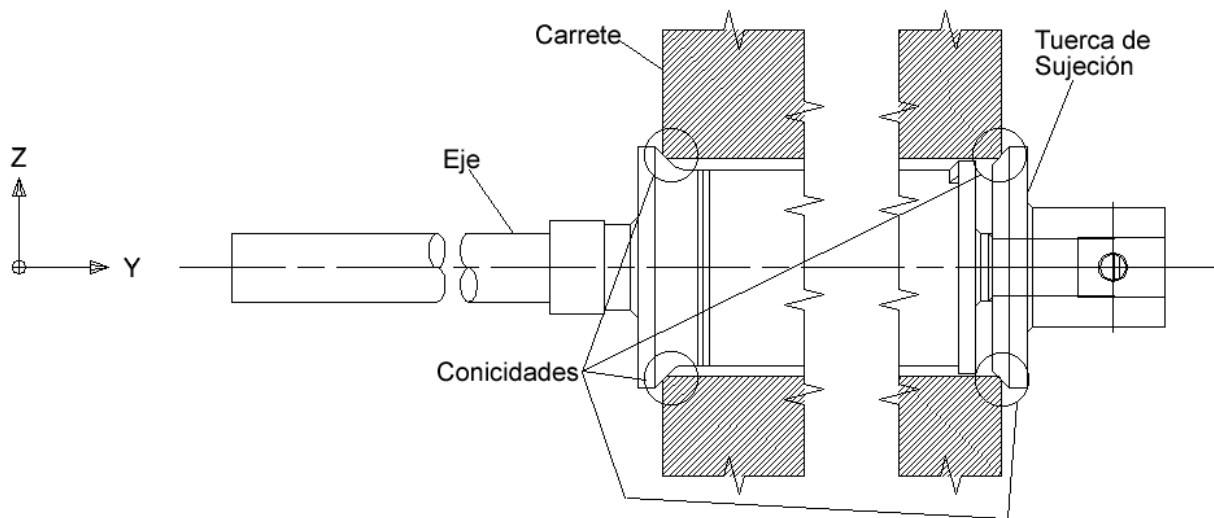


Figura 4.18. Dibujo de sujeción del carrete.

4.6.2. Cálculos para el sujetador

En la presente subsección se describirán en forma general los cálculos que se realizaron, para más detalle consultar la sección A.4.

Se procedió a calcular la sección mínima del eje tomando en consideración el caso estático (carrete sin ninguna fuerza externa que le produzca algún tipo de movimiento), se obtuvo que el diámetro mínimo empleando acero AISI 1020 fue de:

$$D = 40 \text{ mm,}$$

posteriormente se consideró el caso dinámico (cuando el carrete gira por la fuerza con que se jala el carrete) y se calcularon los valores máximos de los esfuerzos cortante y normal probando el diámetro de 40 mm y se obtuvieron los siguientes resultados:

$$\tau_{MAX} = 303.65 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{MAX} = 151.82 \text{ N/mm}^2$$

Comparando estos valores con los que puede soportar el material se obtuvo que el diámetro calculado es adecuado para resistir las cargas tanto estáticas como dinámicas.

4.7. Base

La base (figura 4.19) está conformada de 2 partes principales: cuerpo y chumaceras de soporte. La función principal de este ensamble es proporcionar una base rígida para soportar tanto el carrete como las partes móviles del desenrollador

4.7.1. Cálculos para la base

Se calcularon principalmente las dimensiones de la base, se seleccionaron las chumaceras con base en los rodamientos requeridos, en la figura 4.20 se pueden apreciar las dimensiones generales de la base, y en la sección A.5 se muestran los cálculos realizados.

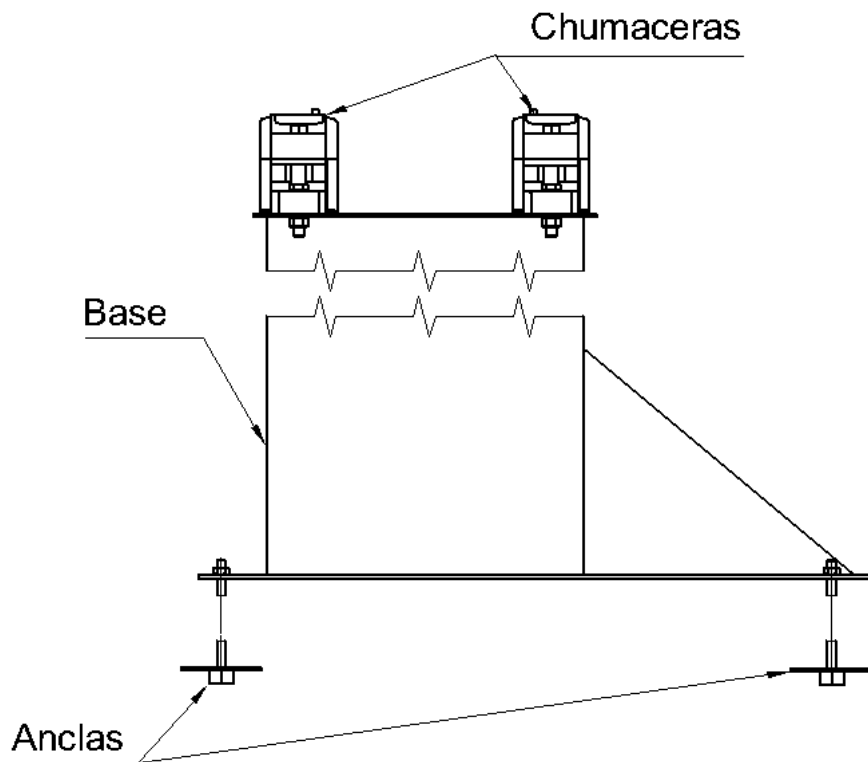


Figura 4.19. Partes principales de la base del desenrollador.

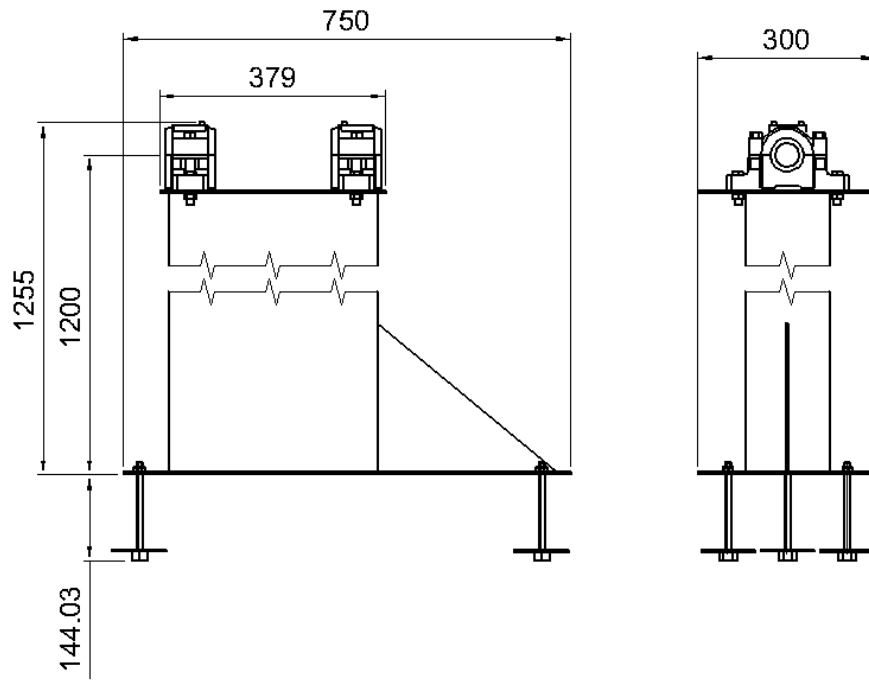


Figura 4.20. Dimensiones principales de la base (mm).

Conclusiones y recomendaciones para trabajo futuro

- El presente trabajo servirá de base para la determinación de las configuraciones y demás módulos de los que estará integrada la máquina automática conformadora de bobinas eléctricas.
- El dispositivo de desenrollado que se propone en este trabajo tiene aplicación tanto para materiales en carrete o en rollo proporcionados intermitentemente o de modo continuo.
- El diseño propuesto a diferencia de las opciones comerciales tiene como parámetro de control la masa del alambre.
- El dispositivo es de construcción simple y adaptable a diversos tipos de carretes medios y gruesos.
- En el caso de que el material venga enrollado de forma sencilla (una espiral), el cálculo del ángulo θ_3 no es necesario y se requerirá de otro tipo de palanca de sentido.
- Para el diseño del cabezal alimentador la secuencia fabricación al diseñador se le recomienda considere los intervalos de aplicación de fuerza que se muestran en la figura 1.
- El análisis de resistencia del eje por criterio de falla se deja como trabajo a futuro ya que las cargas dinámicas a las que está sometido el carrete y por lo tanto el eje pueden variar de sobremanera con las cargas teóricas calculadas en este trabajo.
- Un análisis de costo se deja para trabajo posterior para determinar que tan económico es el diseño propuesto.

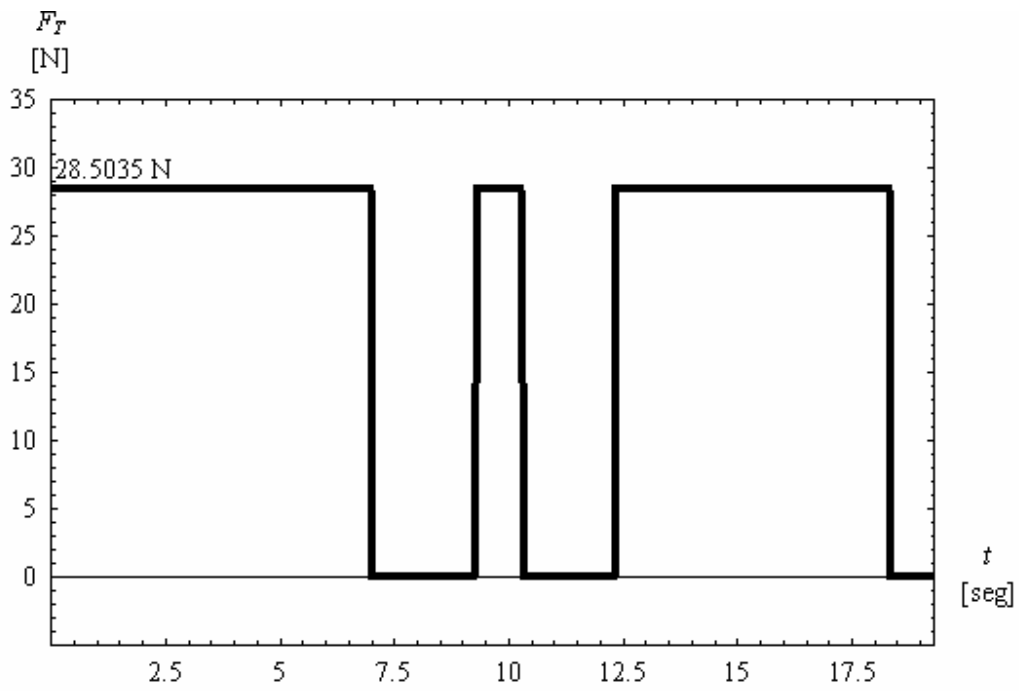


Figura 1. Diagrama de tiempos aplicación de la fuerza mostrando un ciclo completo de alimentación del material.

Anexo A Cálculos

En este anexo se muestran los cálculos que se requirieron para el diseño del desenrollador de acuerdo con los siguientes puntos:

- Fuerzas y pares requeridos
- Tamaño de los miembros

A.1. Cálculos para el carrete

Antes de proceder a hacer cálculos se determinarán algunos datos de gran importancia para el cálculo como son:

La masa, peso y momento de inercia de masa del carrete y del alambre

Los ángulos de giro con base en la longitud del tramo de alambre desenrollado.

A.1.1. Masa, peso y momento de inercia de masa del carrete.

La bobina tiene las dimensiones que se muestran en la figura A.1.

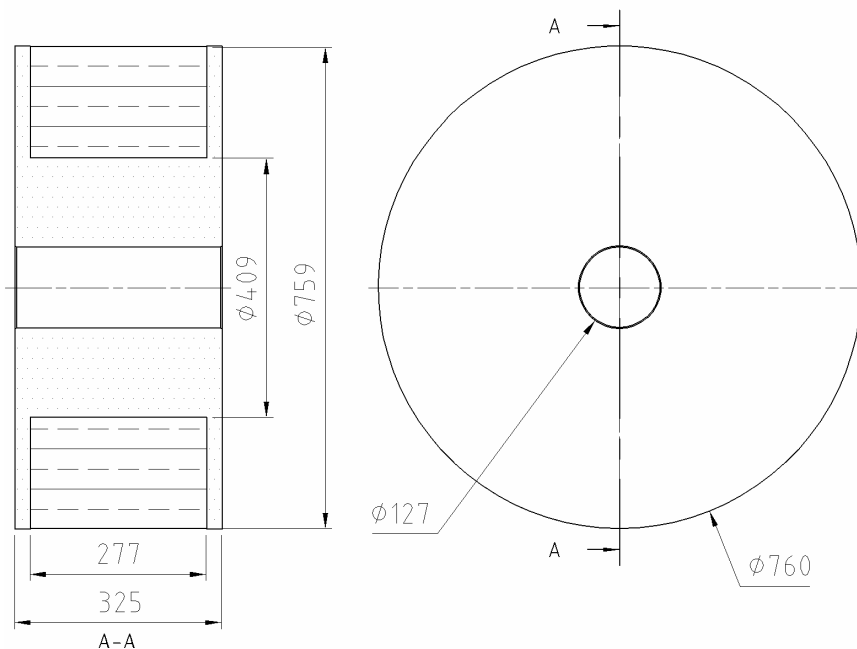


Figura A.1. Dimensiones de lcarrete de alambre (en mm).

Para la determinación de las propiedades de masa de la bobina se empleó el programa de diseño paramétrico Mechanical Desktop versión 6.0 Power Pack y se siguió el procedimiento que se muestra a continuación:

- a) Se modelaron tanto el carrete como el alambre (ver figura A.2).

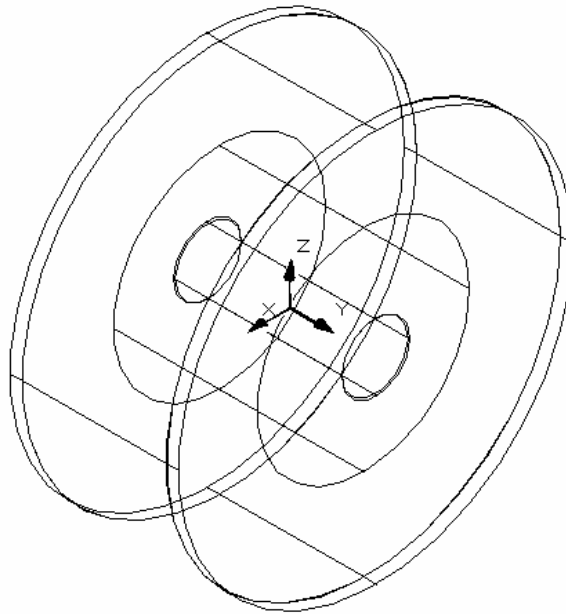


Figura A.2. Modelo tridimensional del carrete.

- b) Se llamo al comando de cálculo de propiedades de masa escribiendo en la línea de comando la palabra AMMASSPROP y se presionando Enter.
- c) En la ficha “Setup” (ver figura A.3) del cuadro de diálogo Assembly Mass Properties se asignaron los materiales a cada una de las partes (en este caso el alambre y el carrete), para asignarle un material a una pieza primero se seleccionó la pieza, después se hizo clic en el material que se deseaba para la pieza y posteriormente se hizo clic en el botón Assign Material, se repitió este proceso para todas y cada una de las partes.

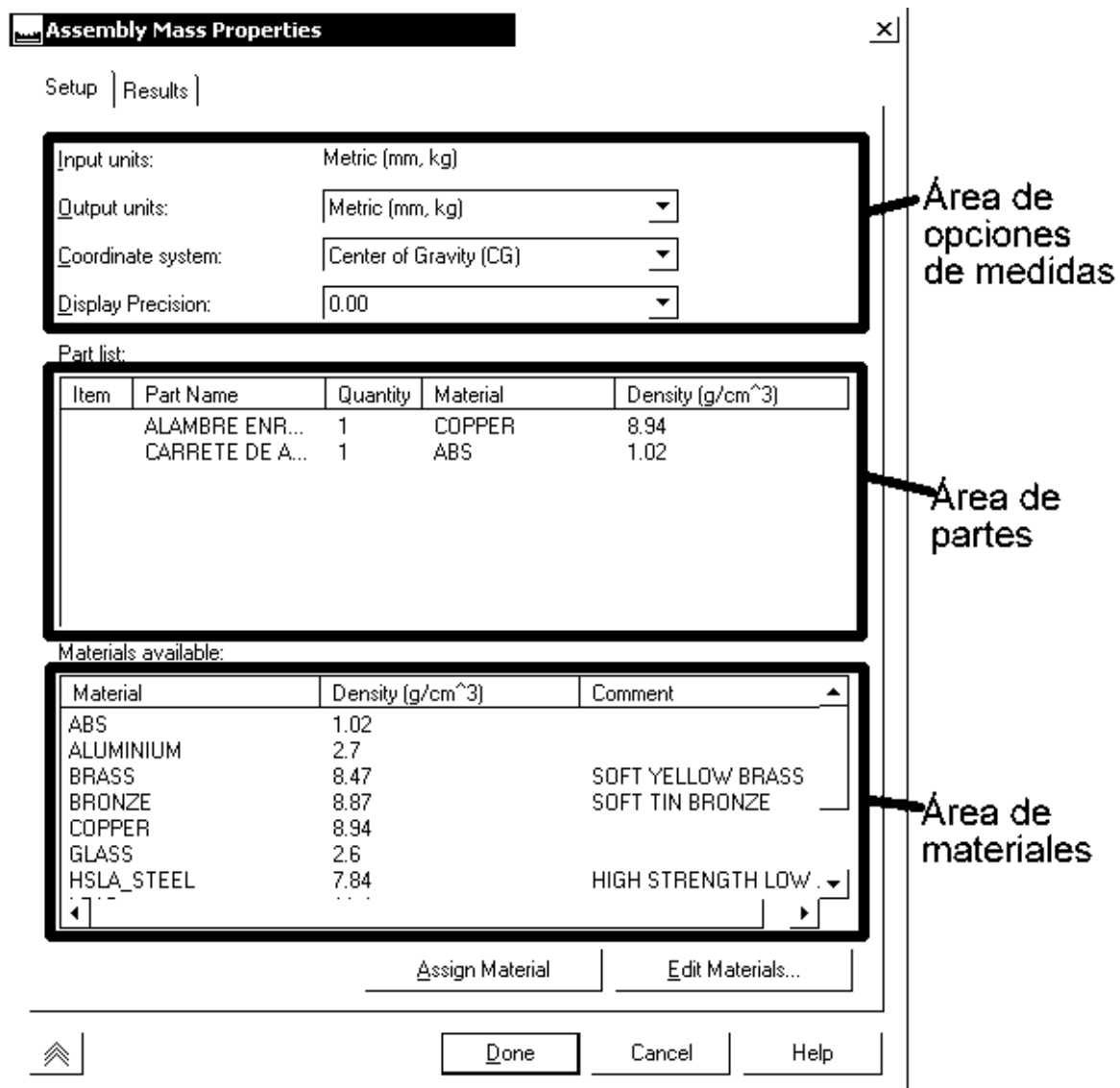


Figura A.3 . Ficha Setup del cuadro de dialogo Assembly Mass Properties.

- d) Se paso a la ficha “Results”, se hizo clic en el botón **Calculate** y se mostraron los resultados que se ven en la figura A.4, una vez terminados los cálculos se procedió a cerrar el cuadro de diálogo haciendo clic en el botón **Done**.

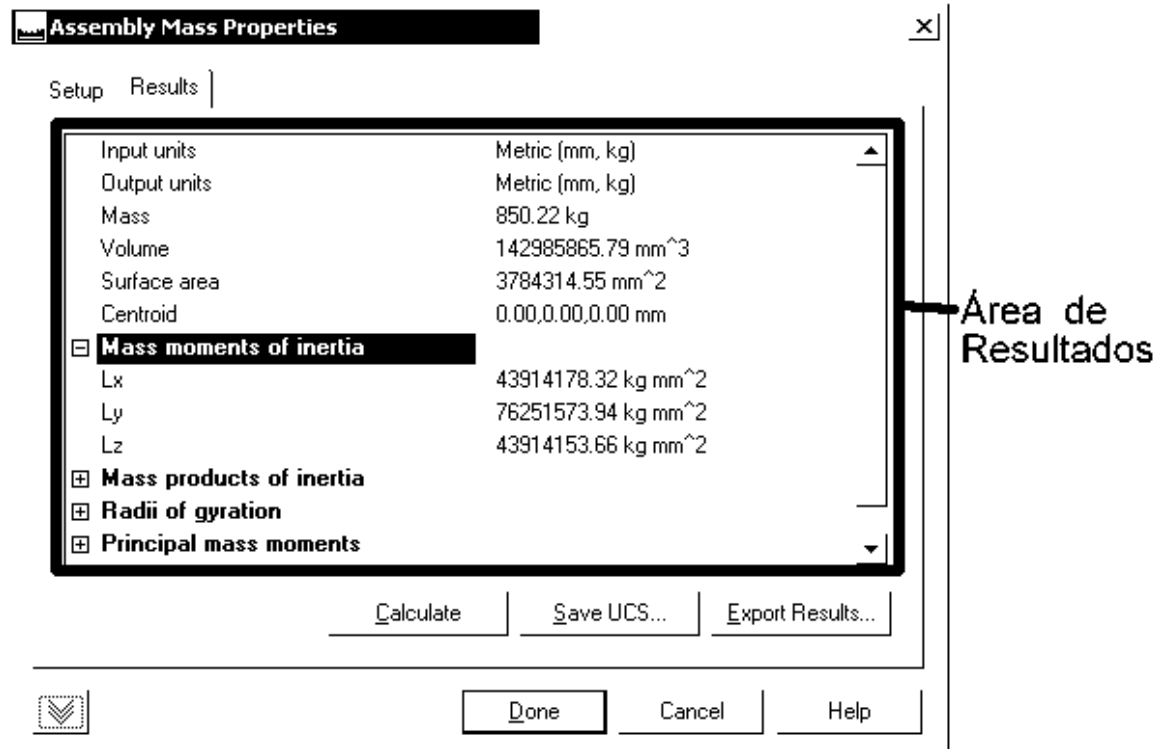


Figura A.4. Ficha Results del cuadro de dialogo Assembly Mass Properties.

Resumiendo los resultados se tiene lo siguiente:

Masa de la bobina: 850.22 kg

Peso de la bobina: 8332.16 N

Momento de Inercia de masa alrededor del eje Y: 76251573.94 kg mm²

A.1.2. Ángulos de giro con base en la longitud del tramo de alambre desenrollado

Para el cálculo de los ángulos de giro se calcularon primeramente:

a) Número de espiras: Para este punto se empleó la fórmula que se muestra a continuación:

$$N_{CAR} = \frac{\phi_{EXT} - \phi_{INF}}{2T} \quad (A.1)$$

Como $\phi_{EXT} = 760$ mm, $\phi_{INT} = 409$ mm y $T = 3.5$ mm se tiene que el número de espiras por bobina es:

$$N_{CAR} = \frac{(760 - 490) \text{ mm}}{2(3.5 \text{ mm})} = 50.14 \text{ espiras}$$

$$N_{CAR} = 50 \text{ espiras.}$$

b) Número de vueltas por espiras: Para determinar el número de vueltas por espiras se utilizó la fórmula (A.2).

$$N_S = \frac{DCI - A}{A} \quad (\text{A.2})$$

Los valores de las variables son: $DCI = 277$ mm y $A = 7.3$ mm, sustituyendo valores en la ecuación (A.2) se tiene:

$$N_S = \frac{(277 - 7.3) \text{ mm}}{7.3 \text{ mm}} = 36.95 \text{ vueltas por espira}$$

Se empleó la siguiente fórmula para calcular el ángulo con base en la longitud del tramo de alambre desenrollado:

$$\theta_L = \frac{2\pi X}{\sqrt{\left(2\pi\left(\frac{\phi_{INT}}{2} + \left(n_E - \frac{1}{2}\right)T\right)\right)^2 + A^2}} \quad (\text{A.3})$$

n_E toma valores desde 1 hasta 50 y X toma los valores de las longitudes de los tramos con los que trabaja la máquina conformadora de bobinas.

En la tabla A.1 se muestran algunos de los resultados obtenidos en función al número de espira, y en la figura A.5 se muestran todos los valores correspondientes para las 50 espiras para un tramo desenrollado de longitud de 320 mm.

Tabla A.1. Resultados de casos extremos para el ángulo de giro.

θ_L	X		
n_E	320 mm	23 mm	260 mm
50	48.53°	3.48°	39.44°
1	88.89°	6.38°	72.23°

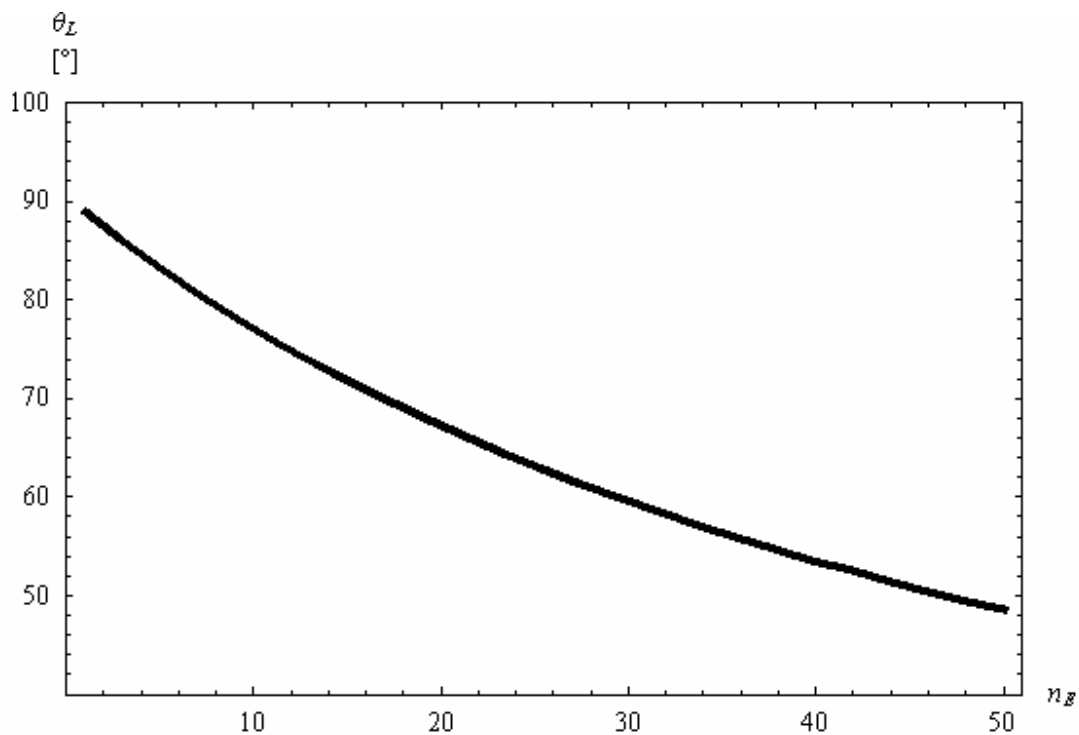


Figura A.5. Gráfica de ángulo de giro vs número de espira

A.1.3. Ángulos de inclinación del alambre

Debido a que el alambre se proporciona enrollado en forma de espirales concéntricas en un carrete es necesario determinar los ángulos de inclinación para determinar las componentes de la fuerza de tensión necesaria para hacer girar el carrete.

Tomando en cuenta la geometría del alambre (ver figura A.6) y aplicando funciones trigonométricas se obtienen las siguientes ecuaciones

$$\tan \theta_3 = \frac{111.85 + 22.65 \cos \theta_3}{550 - 22.65 \sin \theta_3}$$

$$\tan \theta_2 = \frac{-22.5 + 398.5 \cos \theta_2}{450 - 398.5 \sin \theta_2}$$

Simplificando las ecuaciones anteriores se obtiene

$$(\cos \theta_3)^2 + 0.016085 \cos \theta_3 - 0.9586657 = 0$$

$$(\cos \theta_2)^2 - 0.088335 \cos \theta_2 - 0.215253 = 0$$

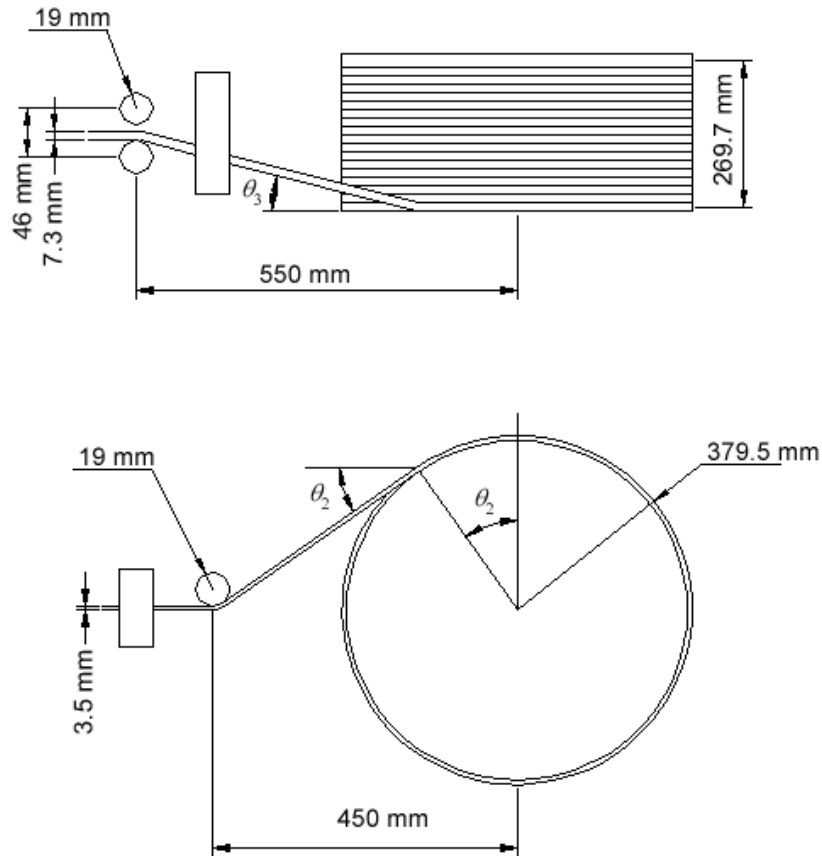


Figura A.6. Diagramas para la obtención de ángulos de inclinación del alambre.

Resolviendo las ecuaciones de segundo grado, seleccionando la solución positiva, sacando inversas de coseno y convirtiendo radianes a grados se obtuvieron los siguientes ángulos:

$$\theta_2 = 59.32^\circ$$

$$\theta_3 = 13.81^\circ$$

A.1.4. Cálculo de la fuerza para hacer girar el carrete.

Una vez conocidos los ángulos de inclinación del alambre se procedió a determinar la fuerza que era necesaria para hacer girar la bobina, el procedimiento se explica a continuación.

El carrete está sometido a carga intermitente, es decir, presenta un estado de aplicación de fuerza seguido por uno en el que no se aplica ninguna fuerza.

A partir del diagrama de cuerpo libre que se muestra en la figura A.7 se aplicó el principio de impulso y cantidad de movimiento en el caso referente a rotación (ecuación (A.4) (ref. 6)) ya que el carrete no cambia de posición.

$$I_G \omega_1 + \sum \int_{t_1}^{t_2} M_G dt = I_G \omega_2 \quad (\text{A.4})$$

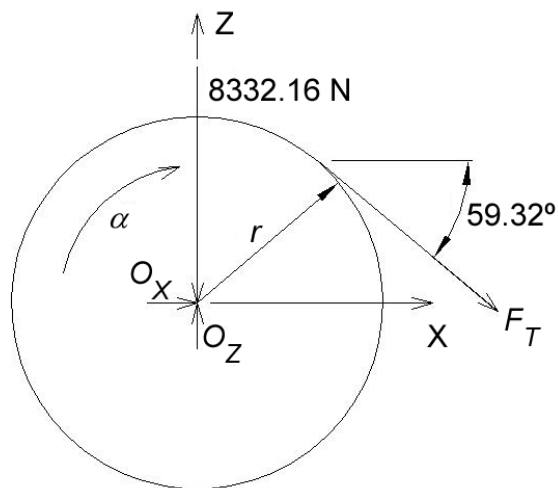


Figura A.7. Diagrama cuerpo libre del carrete.

Aplicando la ecuación (A.4) para los estados de aplicación de fuerza y no aplicación de fuerza se obtuvieron las ecuaciones (A.5) y (A.6) mediante la resolución algebraica del sistema de ecuaciones y considerando que $\omega_2 = 2\theta_1/t$ se obtuvo la ecuación (A.7)

$$F_T R t - M_F t = I_G \omega_2 \quad (\text{A.5})$$

$$I_G \omega_2 - M_F (t_1 - t) = 0 \quad (\text{A.6})$$

$$F_T = \frac{2I_G \theta_L t_1}{Rt^2(t_1 - t)} \quad (\text{A.7})$$

Sustituyendo $I_G = 77014089.68 \text{ kg mm}^2$, $t = 7 \text{ seg}$, $t_1 = 9.3 \text{ seg}$, $R = 377.75 \text{ mm}$, y $\theta_L = 0.84712 \text{ radianes}$ en la ecuación (A.7) obtenemos la fuerza que se requiere para hacer girar al conjunto:

$$F_T = 28.50 \text{ N}$$

A.2. Cálculos para el freno

Dentro de los cálculos que se necesitan para la determinación del freno se encuentran los referentes a su geometría, el par de frenado que proporcione éste y el cálculo de la fuerza del actuador que se requiere para lograr conseguir el par de frenado adecuado.

Para los cálculos que se muestran a continuación se consideró despreciable la pérdida de masa del carrete a lo largo del tiempo (debido a que es muy pequeña en comparación a la masa del carrete) y se consideró sólo su variación con respecto al cambio de espira, también se consideró que las aceleraciones no eran muy grandes por lo que se consideró que la velocidad final alcanzaba un valor constante en poco tiempo.

A.2.1. Cálculo del momento de frenado

Para el cálculo del momento de frenado se aplicará el principio de impulso y cantidad de movimiento para el caso de cuerpos que se mantienen en posición pero se mantienen girando.

A partir de la ecuación A.4 se obtuvieron las siguientes ecuaciones para el cálculo del momento de frenado (ecuación A.8) y del tiempo de frenado a partir del reposo (ecuación A.9):

$$M_F = \frac{2I_G \theta_L}{t(t_1 - t)} \quad (\text{A.8})$$

$$t_1 = t + \frac{2I_G \theta_L}{t M_F} \quad (\text{A.9})$$

En la figura A.8 se muestran graficados los momentos de frenado calculados (en línea punteada) y los momentos de frenado propuestos (línea continua) en función del número de espira.

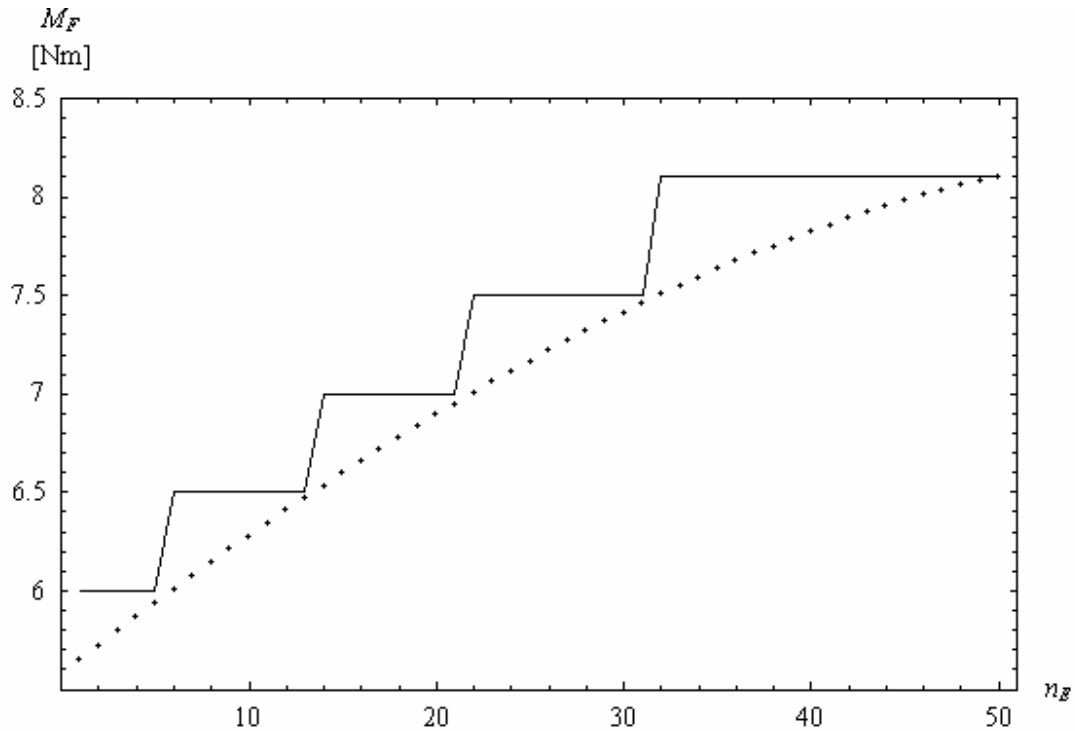


Figura A.8. Momentos de frenado en función del número de espira.

En la figura A.9 se muestra la gráfica de tiempos correspondiente a los tramos de alambre desenrollado con una longitud de 320 mm, la línea punteada representa los tiempos para los momentos de frenado calculados y en línea continua los valores para los momentos de frenado propuestos.

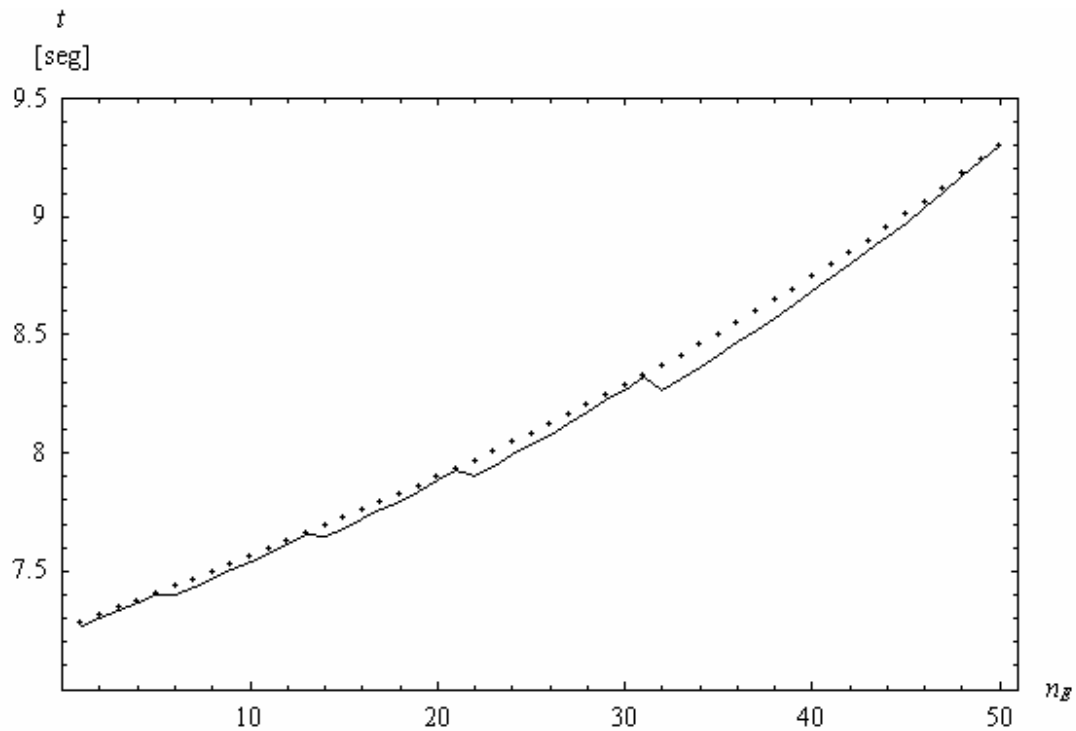


Figura A.9. Tiempos finales en par a partir del reposo en función del número de espira.

En los gráficos que aparecen en las figuras A.8 y A.9 se consideró la variación del momento de inercia de masa I_G conforme se iba perdiendo material.

Los valores máximos del momento de frenado y tiempo en par fueron los siguientes:

$$M_F = 8.10 \text{ Nm}$$

$$t_1 = 9.3 \text{ seg}$$

A.2. 2. Cálculo del actuador neumático lineal requerido

Conocido el valor del momento de frenado máximo se procedió a determinar tanto el tamaño del disco de frenado como la fuerza requerida en el actuador neumático para lograr conseguir el momento de frenado indicado.

Para el cálculo de la fuerza que requiere aplicar el actuador neumático se empleó la siguiente expresión (ref. 7):

$$F_{ACT} = \frac{3M_F(r_2^2 - r_1^2)}{2\mu(r_2^3 - r_1^3)} \quad (\text{A.10})$$

Como se puede apreciar en la ecuación A.10 la magnitud de la fuerza del actuador depende de las dimensiones del aro de frenado, del coeficiente de fricción del material con que está hecho, y del momento de frenado.

Considerando que $M_F = 8.10 \text{ N m}$, $\mu = 0.3$, $80 \text{ mm} < r_1 < 140 \text{ mm}$ y $145 \text{ mm} < r_2 < 300 \text{ mm}$ se obtuvo la gráfica que se muestra en la figura A.10:

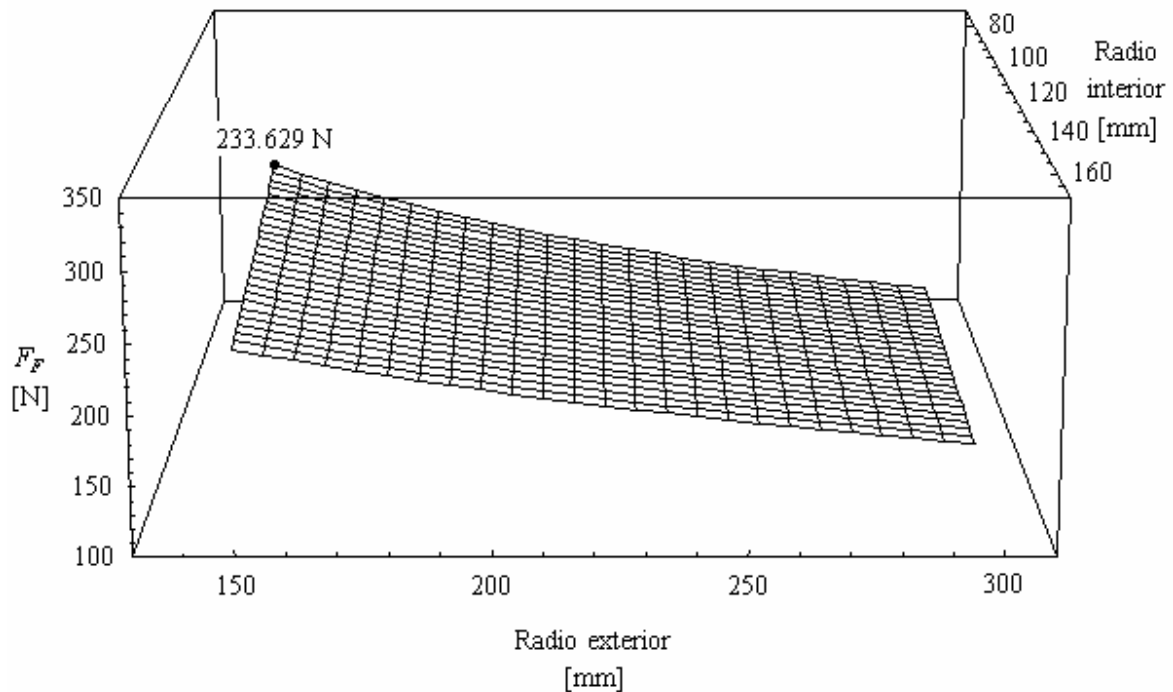


Figura A.10. Gráfica fuerza de frenado contra geometría del disco.

Se seleccionó la siguiente geometría:

$$r_1 = 80 \text{ mm}$$

$$r_2 = 145 \text{ mm}$$

Aunque en la gráfica se muestran geometrías que requieren de un fuerza menor, estas dimensiones en particular contribuyen en la disipación del calor con mayor facilidad que lo haría un aro de ancho mas delgado.

El valor correspondiente a la fuerza requerida para estas dimensiones del aro del freno es:

$$F_{ACT} = 233.629 \text{ N}$$

A.3.Cálculos para el sensor

Como se mencionó en este trabajo escrito, se requiere que el material se mantenga a tensión constante, para lograr esto hay que ir variando el momento de frenado del carrete conforme éste vaya perdiendo masa, para ello es necesario indicarle al elemento de sensado cuando marcar estos cambios.

En esta subsección se muestran los cálculos que se realizaron para la determinación de los parámetros para la operación del sensor.

A.3.1. Determinación de los ángulos de inclinación de la palanca de sensado

El sensor opera mediante la detección del cambio de inclinación de la palanca de sensado, es por eso que se deben de calcular los diversos ángulos de inclinación de dicha palanca.

Para la determinación de los ángulos de inclinación de la palanca de sensado se utilizó la expresión que se muestra a continuación:

$$\theta_4 = \arccos\left(\frac{(\phi_{INT}/2 + n_E T + r_{RUE})^2 - d_{PIV}^2 - l_{PAL}^2}{-2d_{PIV}l_{PAL}}\right) \quad (\text{A.11})$$

Considerando condiciones inicial y final se obtuvo la siguiente expresión para la determinación de la diferencia de los ángulos de inclinación

$$\Delta\theta = \arccos\left(\frac{(\phi_{INT}/2 + n_E T + r_{RUE})^2 - d_{PIV}^2 - l_{PAL}^2}{-2d_{PIV}l_{PAL}}\right) - \arccos\left(\frac{(\phi_{INT}/2 + T + r_{RUE})^2 - d_{PIV}^2 - l_{PAL}^2}{-2d_{PIV}l_{PAL}}\right) \quad (\text{A.12})$$

Evaluando la expresión A.12 considerando $r_{RUE} = 40$ mm, $600 \text{ mm} < d_{PIV} < 700$ mm y $400 \text{ mm} < l_{PAL} < 500$ mm se obtuvo el gráfico que se muestra en la figura A.11.

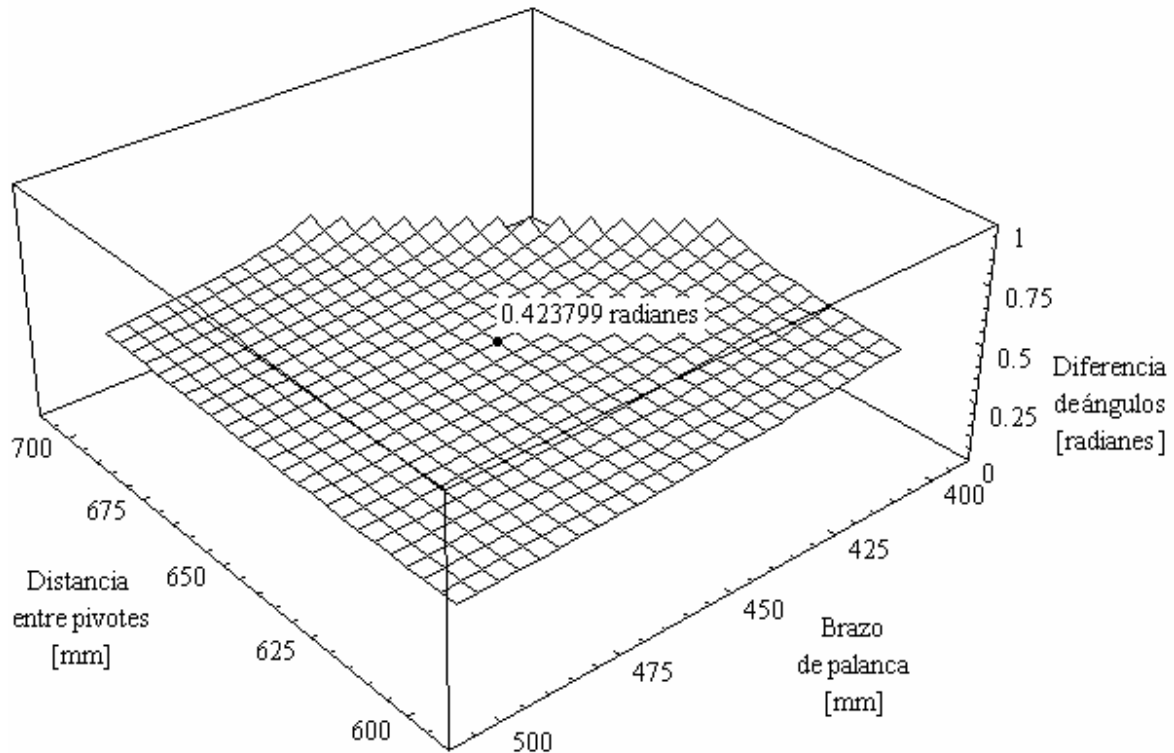


Figura A.11. Gráfica diferencia de ángulos contra geometría de la palanca de sensado.

De los datos tabulados y graficados en la figura A.11 se eligieron los siguientes valores:

$$d_{PIV} = 650 \text{ mm}$$

$$l_{PAL} = 450 \text{ mm}$$

Sustituyendo estos valores en las ecuaciones (A.11) y (A.12) se tiene que:

$$\text{Ángulo de inclinación de la palanca en la posición más alta} = 39.8652^\circ$$

$$\text{Ángulo de inclinación de la palanca en la posición más baja} = 15.5833^\circ$$

$$\text{Diferencia de ángulos} = 24.2819^\circ$$

A.3.2. Determinación longitudes de cinta reflectiva.

Para lograr que el sensor detectará los cambios de inclinación en la inclinación de la palanca de sensado, se marcó en su periferia un disco con cinta reflectiva, dicho disco está conectado al eje de pivoteo de la palanca, el cual está fijo a la misma, la palanca hace que el disco gire al ir cambiando su inclinación, y dependiendo de la marcación en la cinta reflectiva el sensor fotoeléctrico proporciona señal o la interrumpe. Con el fin de determinar la marcación de la cinta reflectiva se realizaron los cálculos que se muestran a continuación.

Basándose en la figura A.8 se obtuvieron los valores de n_E en los que el momento de frenado tenía que presentar un cambio (propuesto) en magnitud, a partir de esos valores se calcularon los ángulos en los que se presentaba este cambio (utilizando la ecuación A.11) y empleando la ecuación (A.13) se tabularon los valores de las diferentes longitudes considerando que $r_{DS} = 57$ mm, los cuales se muestran en la tabla A.2

$$l_{CS} = r_{DS} \Delta\theta_{ACUM} \quad (A.13)$$

Tabla A.2. Longitudes de cinta reflectiva.

Espira	θ_4 °	$\Delta\theta_{ACUM}$ °	l_{CS} mm
50	39.87		
34	32.59	7.27	7.23
23	27.40	5.19	5.16
14	22.91	4.49	4.47
7	19.15	3.76	3.74

A.4. Cálculos para eje

El eje es una de las partes más importantes del desenrollador ya que en conjunto con la tuerca de apriete proporciona la sujeción necesaria para evitar que el carrete se salga de posición.

En esta sección se describirán los cálculos realizados con respecto al eje para determinar sus secciones.

A.4.1. Reacciones en el eje

Para calcular las reacciones en el eje nos basaremos en la figura A.12 y consideraremos de momento el caso estático (el carrete no gira), esto se hace para determinar si el eje será capaz de soportar al carrete cuando éste se encuentre en reposo.

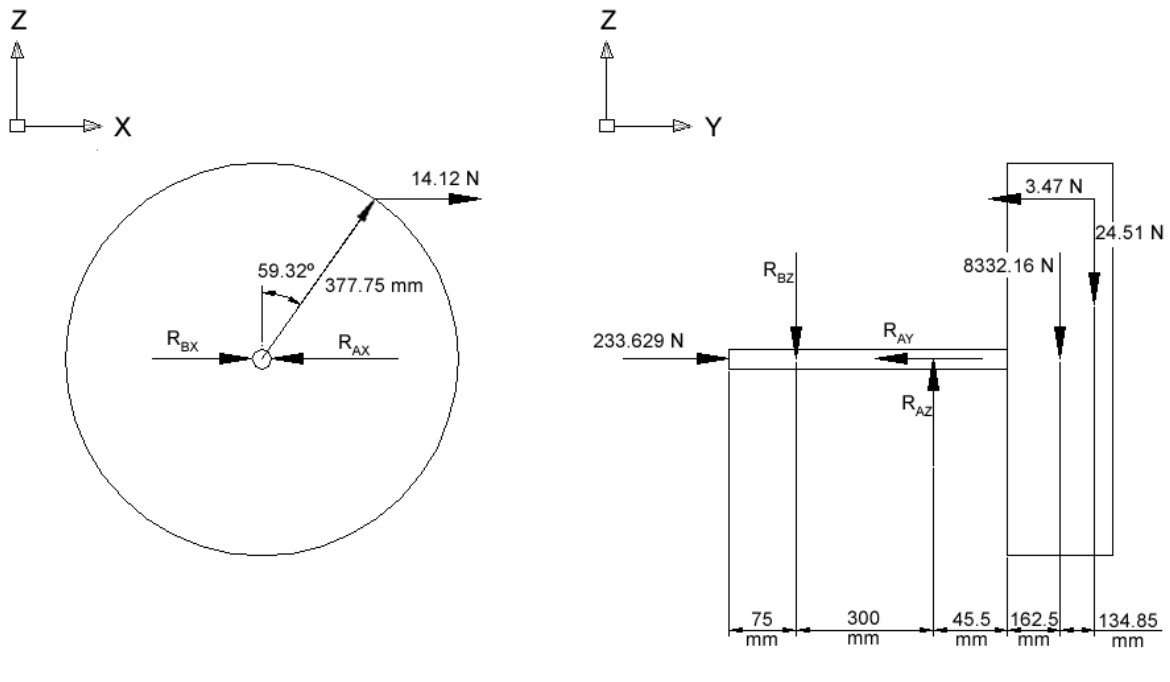


Figura A.12. Diagrama de cuerpo libre del carrete y el eje.

Aplicando principios de estática y basándose en la figura A.12 se obtienen las siguientes ecuaciones:

$$+\sum F_X = 14.12 \text{ N} - R_{AX} + R_{BX} = 0$$

$$+\sum F_Y = 230.16 \text{ N} - R_{AY} = 0$$

$$+\uparrow \sum F_Z = -8356.67 \text{ N} + R_{AZ} - R_{BZ} = 0$$

$$+\uparrow \sum M_{AX} = -1.90796 \times 10^6 \text{ N mm} + 300 \text{ mm } F_{BZ} = 0$$

$$+\uparrow \sum M_{AZ} = -6252.48 \text{ N mm} + 300 \text{ mm } F_{BX} = 0$$

Resolviendo el sistema de ecuaciones se obtiene la siguiente solución

$$R_{AX} = 34.97 \text{ N}$$

$$R_{AY} = 230.16 \text{ N}$$

$$R_{AZ} = 14716.5 \text{ N}$$

$$R_{BX} = 20.84 \text{ N}$$

$$R_{BZ} = 6359.86 \text{ N}$$

A.4.2. Diagramas de cortante, normal y momento flexionante

Una vez conocidas las reacciones se procederá a dibujar los diagramas de fuerza cortante, normal y momento flexionante tomando secciones del diagrama que aparece en la figura A.12, los cálculos se muestran a continuación.

Sección $0 \text{ mm} < y < 75 \text{ mm}$

$$+\sum F_Y = 233.629 \text{ N} - N = 0 \quad \therefore N = 233.629 \text{ N}$$

$$+\uparrow \sum F_Z = -V = 0 \quad \therefore V = 0$$

$$+\uparrow \sum M = M = 0 \quad \therefore M = 0$$

Sección $75 \text{ mm} < y < 375 \text{ mm}$

$$+\sum F_Y = 233.629 \text{ N} - N = 0 \quad \therefore N = 233.629 \text{ N}$$

$$+\uparrow \sum F_Z = -6359.86 \text{ N} - V = 0 \quad \therefore V = -6359.86 \text{ N}$$

$$+\uparrow \sum M = M + 6359.86 \text{ N}(y-75 \text{ mm}) = 0 \quad \therefore M = -6359.86 \text{ N}(y-75 \text{ mm})$$

Sección $375 \text{ mm} < y < 440.5 \text{ mm}$

$$+\sum F_Y = 3.47163 \text{ N} - N = 0 \quad \therefore N = 3.47163 \text{ N}$$

$$+\uparrow \sum F_Z = 8356.67 \text{ N} - V = 0 \quad \therefore V = 8356.67 \text{ N}$$

$$+ \uparrow \sum M = M - 14716.5 \text{ N}(y-375 \text{ mm}) + 6359.86 \text{ N}(y-75 \text{ mm}) = 0 \quad \therefore$$

$$M = 14716.5 \text{ N}(y-375 \text{ mm}) - 6359.86 \text{ N}(y-75 \text{ mm})$$

Sección $440.5 \text{ mm} < y < 737.85 \text{ mm}$

$$+ \sum F_Y = 3.47163 \text{ N} - N = 0 \quad \therefore N = 3.47163 \text{ N}$$

$$+ \uparrow \sum F_Z = 8356.67 \text{ N} - V - 25.64 \text{ N}(y-440.5 \text{ mm}) = 0 \quad \therefore$$

$$V = 8356.67 \text{ N} - 25.64 \text{ N}(y-440.5 \text{ mm})$$

$$+ \uparrow \sum M = M + 12.82 \text{ N}(y-440.5 \text{ mm})^2 - 14716.5 \text{ N}(y-375 \text{ mm}) +$$

$$6359.86 \text{ N}(y-75 \text{ mm}) = 0 \quad \therefore$$

$$M = -12.82 \text{ N}(y-440.5 \text{ mm})^2 + 14716.5 \text{ N}(y-375 \text{ mm})$$

$$- 6359.86 \text{ N}(y-75 \text{ mm})$$

Sección $737.85 \text{ mm} < y < 765.5 \text{ mm}$

$$+ \sum F_Y = -N = 0 \quad \therefore N = 0$$

$$+ \uparrow \sum F_Z = 757.134 \text{ N} - V - 25.64 \text{ N}(y-737.85 \text{ mm}) = 0 \quad \therefore$$

$$V = 757.134 \text{ N} - 25.64 \text{ N}(y-737.85 \text{ mm})$$

$$+ \uparrow \sum M = 669.121 \text{ N} + M - 24.5139 \text{ N}(y-737.85 \text{ mm}) +$$

$$12.82 \text{ N}(y-737.85 \text{ mm})^2 + 7624.05 \text{ N}(y-588.675 \text{ mm}) -$$

$$14716.5 \text{ N}(y-375 \text{ mm}) + 6359.86 \text{ N}(y-75 \text{ mm}) = 0 \quad \therefore$$

$$M = -669.121 \text{ N} + 24.5139 \text{ N}(y-737.85 \text{ mm}) - 12.82 \text{ N}(y-737.85 \text{ mm})^2 -$$

$$7624.05 \text{ N}(y-588.675 \text{ mm}) + 14716.5 \text{ N}(y-375 \text{ mm}) -$$

$$6359.86 \text{ N}(y-75 \text{ mm}) = 0 \quad \therefore$$

Graficando las ecuaciones para las secciones de eje calculadas se tienen las gráficas que se muestran en las figuras A.13, A.14 y A.15.

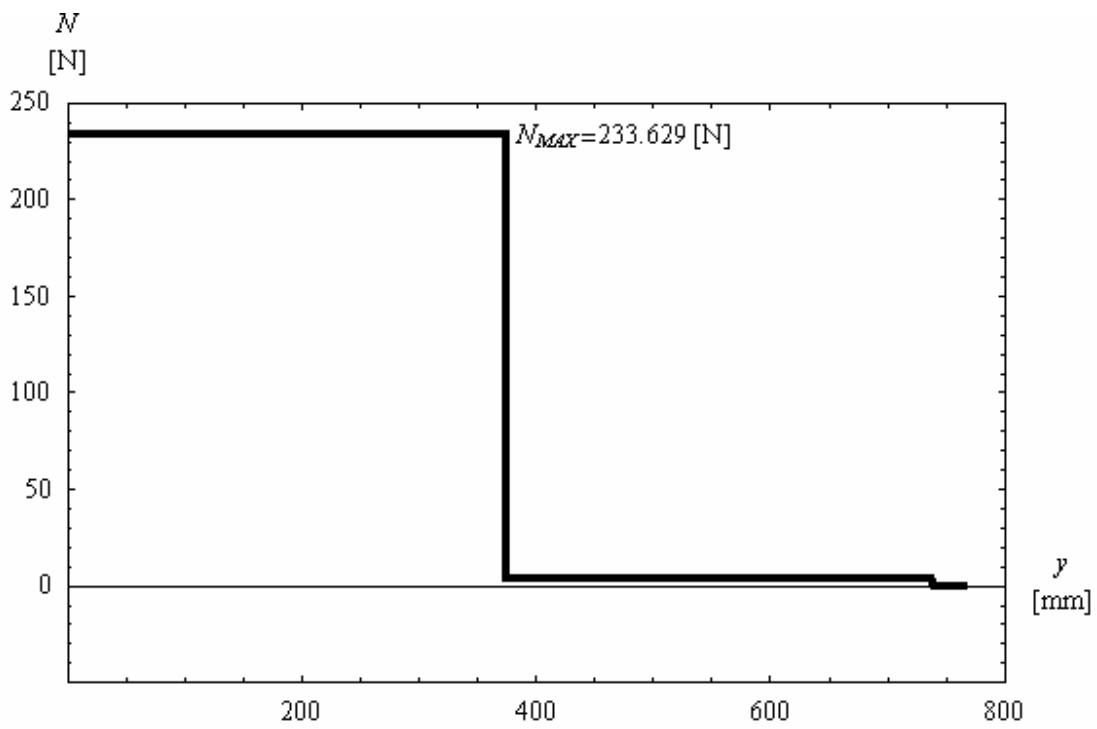


Figura A.13. Diagrama de fuerza normal para el eje.

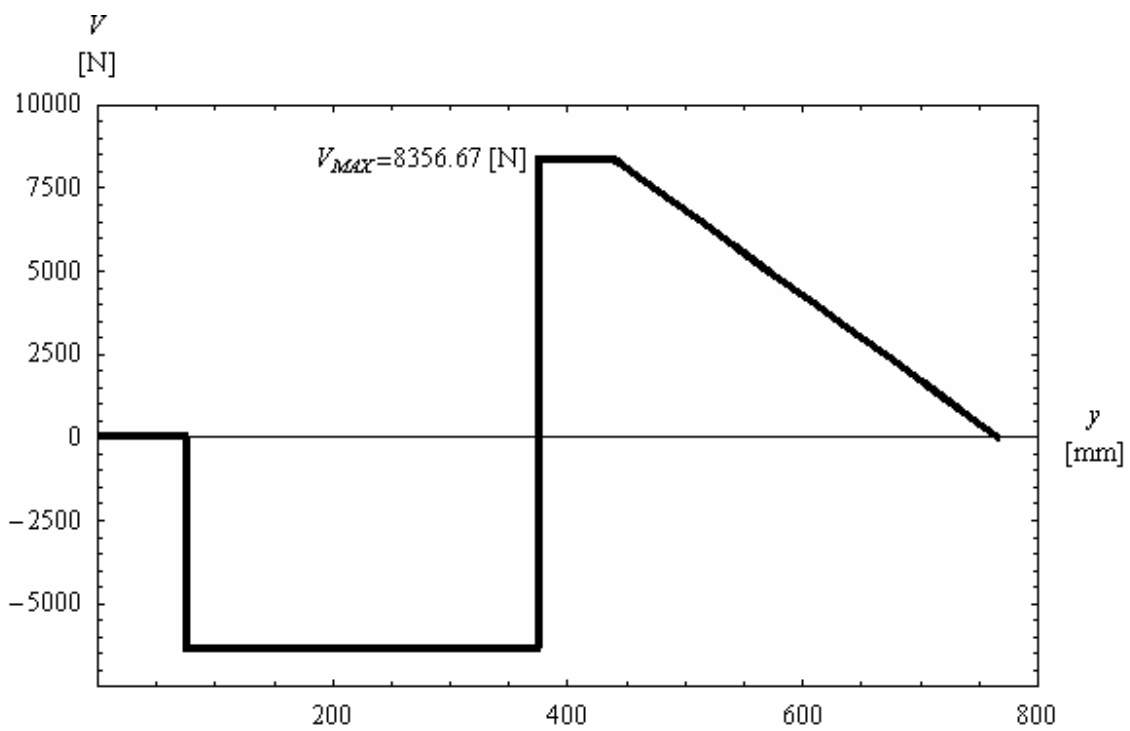


Figura A.14. Diagrama de fuerza cortante para el eje.

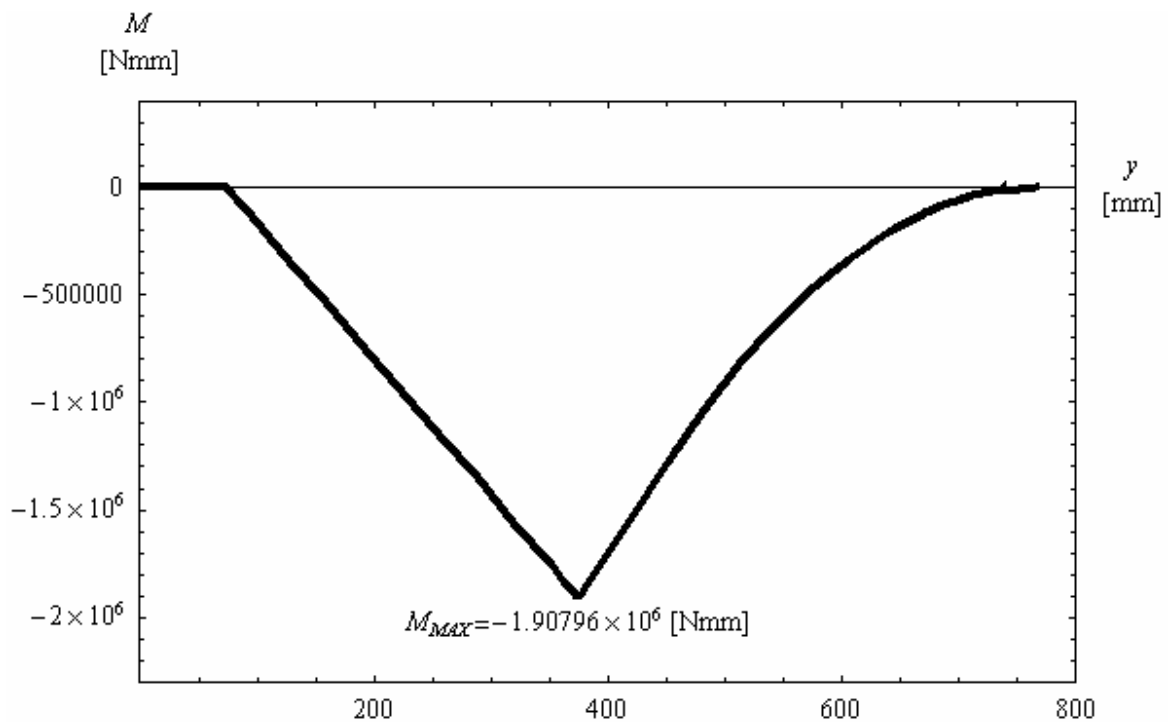


Figura A.15. Diagrama de momento flexionante en la sección libre del eje.

A.4.3. Cálculo de la sección mínima del eje

Los valores máximos para el momento flexionante y la fuerza cortante son los siguientes.

El máximo momento flexionante es: 1.91×10^6 N mm.

La máxima fuerza cortante es: 8356.67 N

Para el cálculo de la sección mínima del eje se utilizará un factor de seguridad de 1.35 y el material propuesto del que va a estar construido es acero AISI 1020 cuyas propiedades mecánicas se enlistan a continuación:

Esfuerzo de cedencia al cortante: 244.99 N/mm^2

Esfuerzo de cedencia a la tensión: 420.507 N/mm^2

Para el cálculo de la sección por cortante se utilizará la siguiente fórmula:

$$D = \sqrt{\frac{4 fs V}{S_C \pi}} \quad (\text{A.14})$$

Para el cálculo de la sección por momento se utilizará la expresión que se muestra a continuación:

$$D = \sqrt[3]{\frac{32 f_s M}{S_T \pi}} \quad (\text{A.15})$$

Sustituyendo valores en las ecuaciones anteriores obtenemos los siguientes valores:

$$D \text{ por cortante} = 7.66 \text{ mm}$$

$$D \text{ por momento} = 39.66 \text{ mm}$$

Por lo tanto el diámetro mínimo del eje es de: 40 mm.

A.4.4. Verificación del diámetro

Debido a que el eje está sometido a diferentes tipos de cargas en diversas direcciones no es posible aplicar la suma algebraica de esfuerzos para la determinación del esfuerzo máximo, así que se recurrió al círculo de Mohr para la determinación de dichos esfuerzos máximos.

De las secciones anteriores tenemos los siguientes valores máximos de fuerza normal, fuerza cortante, momentos flexionante y par de torsión:

$$N = 233.629 \text{ N}$$

$$V = 8356.67 \text{ N}$$

$$M = 1.91 \times 10^6 \text{ Nmm}$$

$$T_Y = 8.10 \text{ Nm}$$

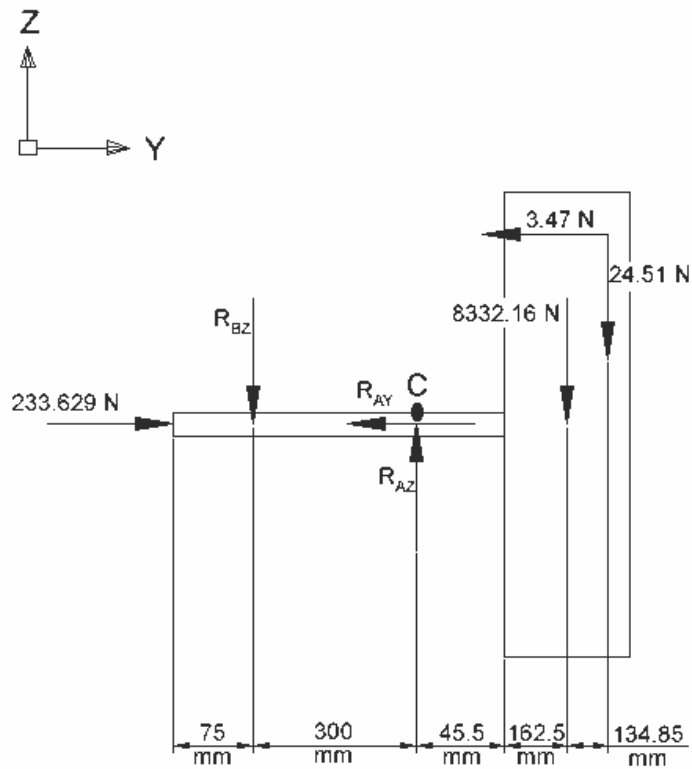


Figura A.16. Punto en donde se encuentran las cargas máximas.

El punto donde ocurren la mayor concentración de cargas es en el punto C (ver figura A.16) en este punto el estado esfuerzos está representado por el tensor que se muestra a continuación

$$\sigma = \begin{bmatrix} 0 & \frac{T_Y D}{2J} & 0 \\ \frac{T_Y D}{2J} & -\frac{N}{A_{XZ}} + \frac{MD}{2I} & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

Sustituyendo los valores correspondientes en el tensor anterior y considerando un diámetro $D = 40$ mm se obtiene el siguiente resultado

$$\sigma = \begin{bmatrix} 0 & 0.639445 & 0 \\ 0.639445 & 303.647 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Teniendo estos valores se traza el círculo de Mohr que se muestra en la figura A.17, a partir de este diagrama se obtuvieron los valores máximos del esfuerzo normal y el esfuerzo cortante los cuales fueron:

$$\sigma_{MAX} = 303.65 \text{ N/mm}^2$$

$$\tau_{MAX} = 151.82 \text{ N/mm}^2$$

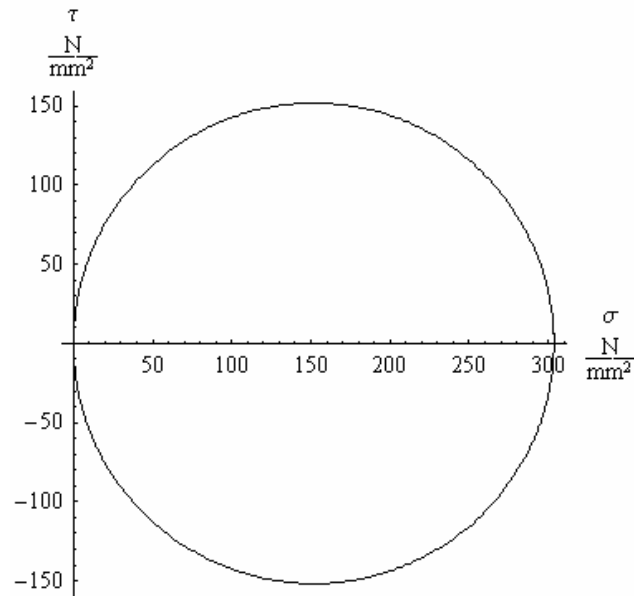


Figura A.17. Círculo de Mohr

A continuación se procedió a calcular el factor de seguridad empleando las siguientes expresiones

$$fs_{\tau} = \frac{\tau_Y}{\tau_{MAX}} \quad (A.16)$$

$$fs_{\sigma} = \frac{\sigma_Y}{\sigma_{MAX}} \quad (A.17)$$

Sustituyendo valores en las ecuaciones A.16 y A.17 se obtienen los siguientes factores de seguridad.

$$fs_{\tau} = \frac{244.99 \text{ N/mm}^2}{151.82 \text{ N/mm}^2} = 1.61$$

$$fs_{\sigma} = \frac{420.507 \text{ N/mm}^2}{303.65 \text{ N/mm}^2} = 1.38$$

Como ambos valores de factores de seguridad son mayores que 1.35 se puede concluir aplicando este criterio que el eje es capaz de soportar las cargas estáticas y dinámicas que se le están aplicando. El análisis por criterio de falla se deja como trabajo a futuro.

A.4.5. Cálculo de rodamientos

Los rodamientos son una parte muy importante del desenrollador ya que le permiten al eje girar libremente y evitar que tenga fricción excesiva durante su movimiento rotacional; para el cálculo de rodamientos se recurrió a la referencia electrónica [6w], se seleccionó la opción de cálculos que aparece en la página y se aplicaron los cálculos para los rodamientos seleccionados en lo referente a carga equivalente, vida del rodamiento y carga mínima, las cargas axial y radial para cada rodamiento se muestran en la tabla A.3 y los resultados de los cálculos se muestran en las figuras A.18, A.19, A.20, y A.21.

Tabla A.3. Cargas axiales y radiales por rodamiento

Rodamiento	Carga Radial N	Carga axial N
C 2209 EKTN9	6359.89	0.00
22209 EK	14716.60	230.16

Debido a que los rodamientos están sometidos a cargas radiales en 2 direcciones diferentes (componente en X y en Z) se empleó la siguiente fórmula para calcular la fuerza radial resultante en cada rodamiento:

$$F_{radial} = \sqrt{F_{radialX}^2 + F_{radialZ}^2} \quad (A.18)$$

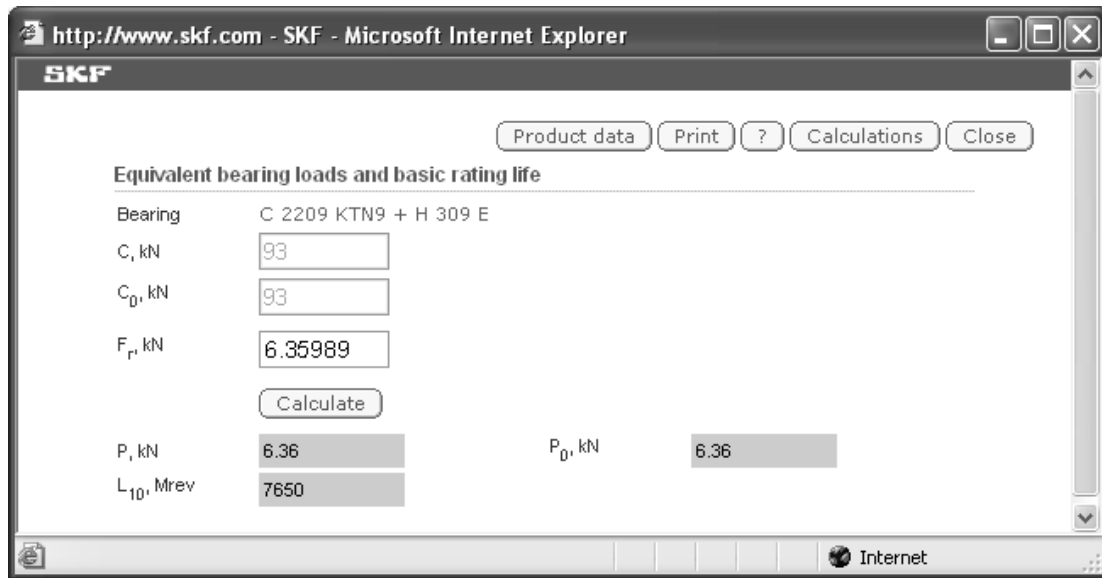


Figura A.18. Carga equivalente y vida del rodamiento C 2209 EKTN9.

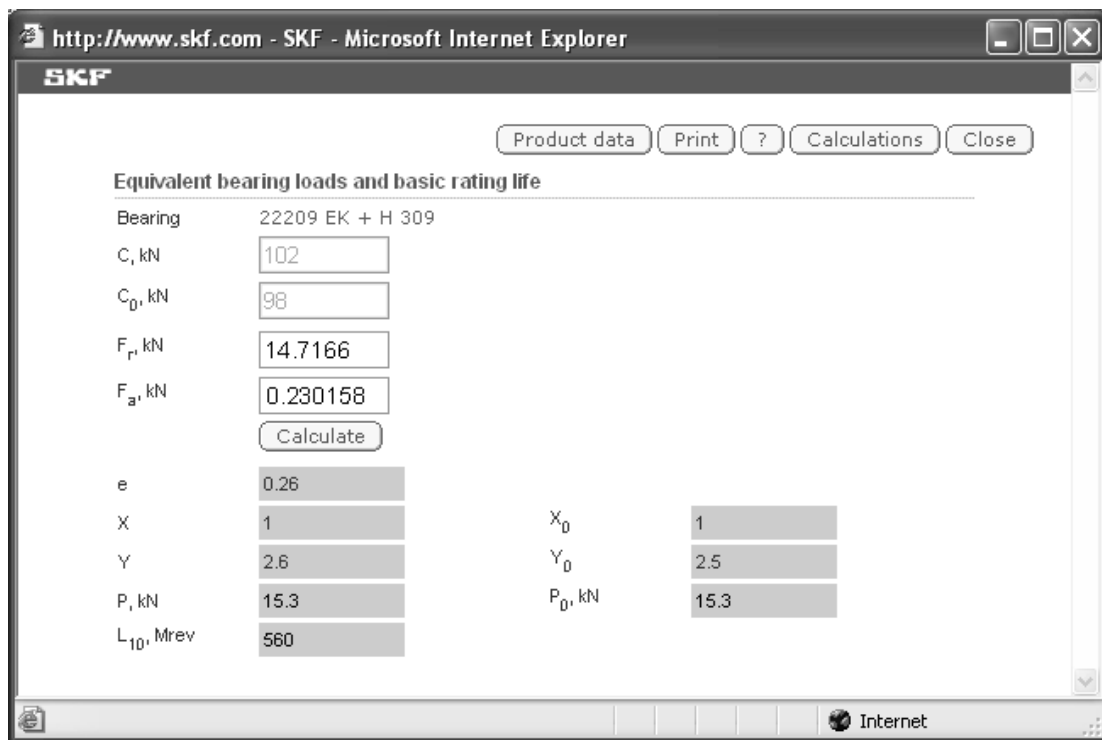


Figura A.19. Carga equivalente y vida del rodamiento 22209 EK.

http://www.skf.com - SKF - Microsoft Internet Explorer

Product data Print ? Calculations Close

Minimum load

Bearing C 2209 KTN9 + H 309
E

C_0 , kN 93

n_r , r/min 8000

F_r , kN 6.35989

Calculate

If the bearing is oil lubricated lower minimum loads may be permissible and are dependant on the rotational speed

n , r/min 10

Calculate

General case, grease or oil lubrication

F_{m1} , kN 0.651

If F_{m1} is larger in this case than in the general case, this value should be applied also for the general case

F_{m2} , kN 0.166

should be smaller than P_0 , kN 6.36

Listo Internet

Figura A.20. Carga mínima para rodamiento C 2209 EKTN9.

http://www.skf.com - SKF - Microsoft Internet Explorer

Product data Print ? Calculations Close

Minimum load

Bearing 22209 EK + H 309

C_0 , kN 98

n_r , r/min 7500

X_0 1

Y_0 2.5

F_r , kN 14.7166

F_a , kN 0.230158

Calculate

If the bearing is oil lubricated lower minimum loads may be permissible and are dependant on the rotational speed

n , r/min 10

Calculate

General case, grease or oil lubrication

P_{m1} , kN 0.98

If P_{m1} is larger in this case than in the general case, this value should be applied also for the general case

P_{m2} , kN 0.294

should be smaller than P_0 , kN 15.3

Listo Internet

Figura A.21. Carga mínima para rodamiento 22209 EK.

Se eligieron los rodamientos C 2209 EKTN9 y 22209 EK por sus características para soportar cargas, el rodamiento C 2209 EKTN9 soporta cargas axiales y tiene un pequeño juego axial lo que permite una buena colocación, el rodamiento 22209 EK soporta cargas axiales y radiales, y ambos son autoalineantes.

A.4.6. Cálculo de fuerzas en la tuerca.

Primeramente se obtuvieron las fuerzas normales del carrete utilizando el diagrama de cuerpo libre de la figura A.22.

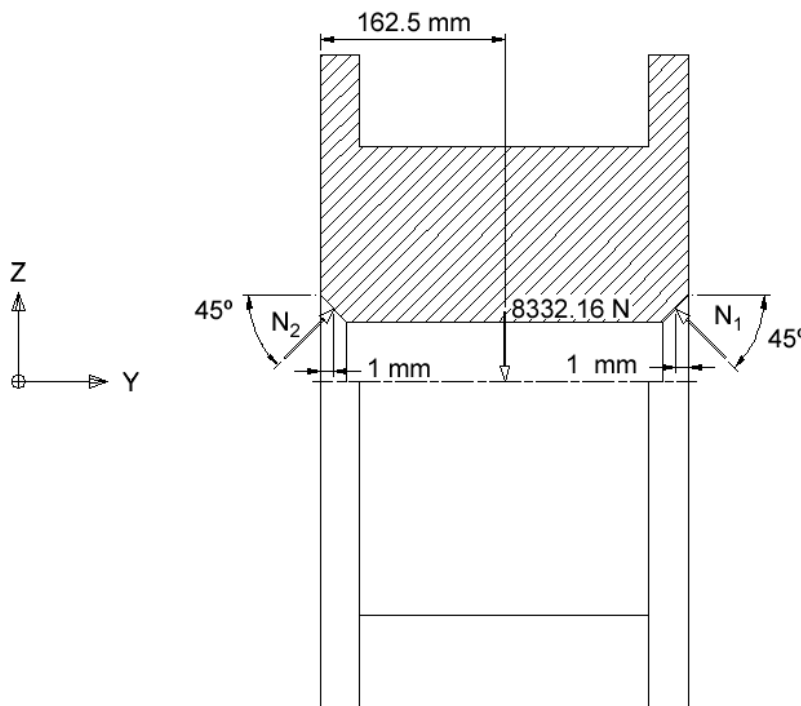


Figura A.22. Diagrama de cuerpo libre del carrete

Se aplicaron los principios de equilibrio estático obteniéndose así las siguientes ecuaciones:

$$+\sum F_Y = -N_1 \cos 45^\circ + N_2 \cos 45^\circ = 0$$

$$+\uparrow \sum F_Z = -8332.16 \text{ N} + N_2 \sin 45^\circ + N_1 \sin 45^\circ = 0$$

Resolviendo el sistema de ecuaciones anterior se obtuvieron los siguientes resultados:

$$N_1 = N_2$$

$$N_2 = 5891.73 \text{ N}$$

En la figura A.23 se muestra el diagrama de cuerpo libre de la tuerca de sujeción

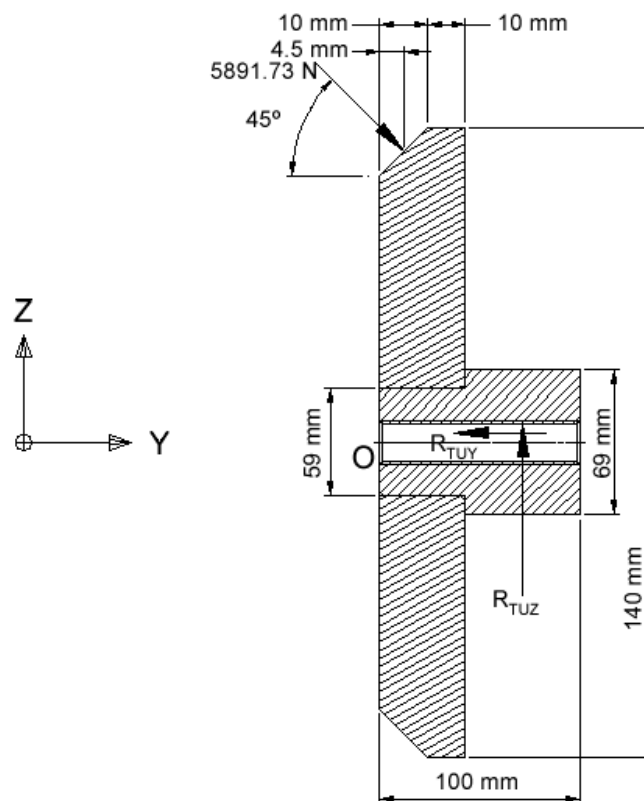


Figura A.23. Diagrama de cuerpo libre de la tuerca de sujeción.

Aplicando los principios de equilibrio de cuerpo rígido y basándose en la figura A.23 se obtienen las siguientes ecuaciones:

$$+\sum F_Y = 4166.08 \text{ N} - R_{TUY} = 0$$

$$+\uparrow \sum F_Z = -4166.08 \text{ N} + R_{TUZ} = 0$$

$$+\uparrow \sum M_O = -287460 \text{ N mm} + R_{TUZ} y = 0$$

Resolviendo el sistema de ecuaciones se obtienen los siguientes valores

$$R_{TUY} = 4166.08 \text{ N}$$

$$R_{TUZ} = 4166.08 \text{ N}$$

$$y = 69 \text{ mm}$$

Donde y representa la distancia medida a partir de O en donde se aplica la fuerza de reacción R_{TUZ} .

A.4.7. Cálculo de par de apriete de la tuerca

Para el cálculo del par de apriete se recurrirá a la fórmula que se muestra a continuación:

$$M_A = F_C r_m \tan(\theta + \phi) \quad (\text{A.19})$$

Para calcular θ y ϕ se emplearon las siguientes expresiones

$$\theta = \arctan \mu \quad (\text{A.20})$$

$$\phi = \arctan \left(\frac{P}{2\pi r_m} \right) \quad (\text{A.21})$$

Para el cálculo de la fuerza de compresión (F_C) del carrete se consideró la fuerza normal que ejerce el carrete sobre la tuerca, más una componente debida a una deformación muy pequeña del material del que está hecho el carrete, la ecuación A.22 es la expresión para el cálculo de esta fuerza:

$$F_C = N_1 + \frac{\pi E_{ABS} (h + D_1) h \Delta l}{l} \quad (\text{A.22})$$

Substituyendo las ecuaciones A.20, A.21 y A.22 en la ecuación considerando que $N_1 = 5891.73 \text{ N}$, $E_{ABS} = 2000 \text{ N/mm}^2$, $h = 2 \text{ mm}$, $\Delta l = 0.02 \text{ mm}$, $D_1 = 127 \text{ mm}$, $l = 323 \text{ mm}$, $\mu = 0.25$, $P = 4 \text{ mm/rev}$ y $r_m = 19.7 \text{ mm}$ se obtiene que el par de apriete es:

$$M_A = 22 \text{ N m}$$

A.5. Cálculos para base

En la figura A.24 se muestra el diagrama de cuerpo libre del conjunto de la base, el eje, el carrete y la tuerca.

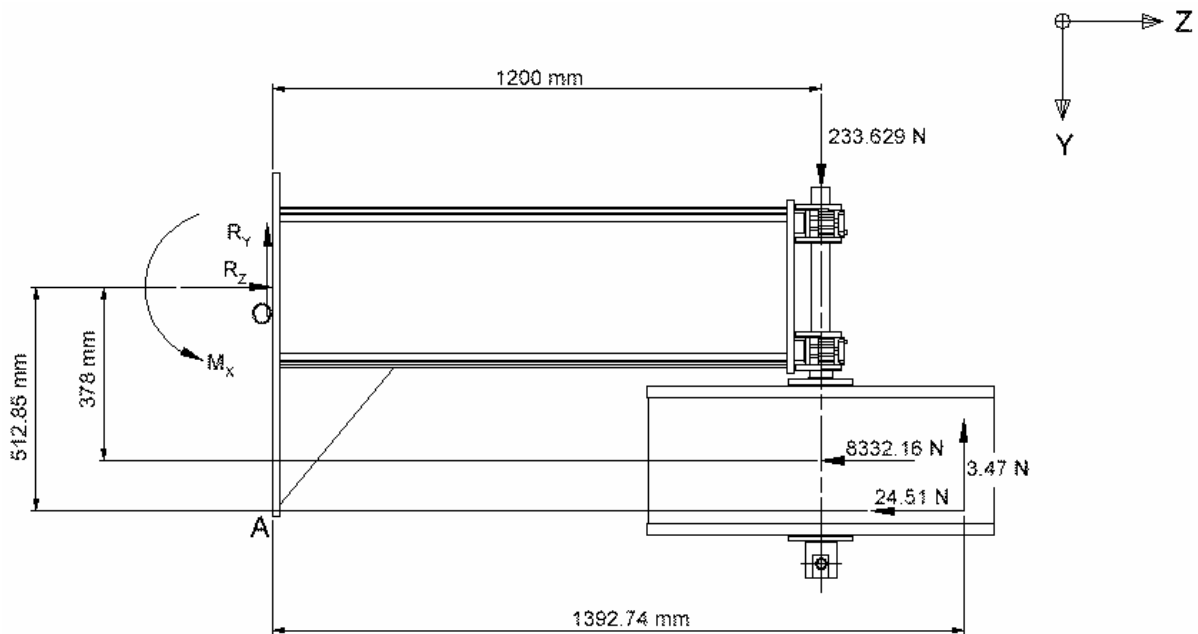


Figura A.24. Diagrama de cuerpo libre de la base, el eje, el carrete y la tuerca.

A.5.1. Reacciones de la base del desenrollador

El primer paso para determinar sección de la base del desenrollador es determinar sus reacciones con respecto a su base, aplicando los principios de equilibrio de cuerpo rígido al conjunto mostrado en la figura A.24 se obtuvieron las siguientes ecuaciones:

$$+\downarrow \sum F_Y = 230.158 \text{ N} - R_Y = 0$$

$$+\rightarrow \sum F_Z = -8356.67 \text{ N} + R_Z = 0$$

$$+\uparrow \sum M_O = -3.43765 \times 10^6 \text{ N mm} + M_X = 0$$

Resolviendo el sistema y redondeando resultados se llegó a la siguiente solución:

$$R_Y = 228.16 \text{ N}$$

$$R_Z = 8356.67 \text{ N}$$

$$M_X = 3.44 \times 10^6 \text{ N mm}$$

A.5.2. Determinación del tamaño de los miembros

A continuación se procederá a hacer los diagramas de fuerza normal, cortante y momento flexionante (para el cálculo se consideró despreciable el peso de los miembros que soportan al carrete) se utilizará como base la figura que se muestra en la figura A.25:

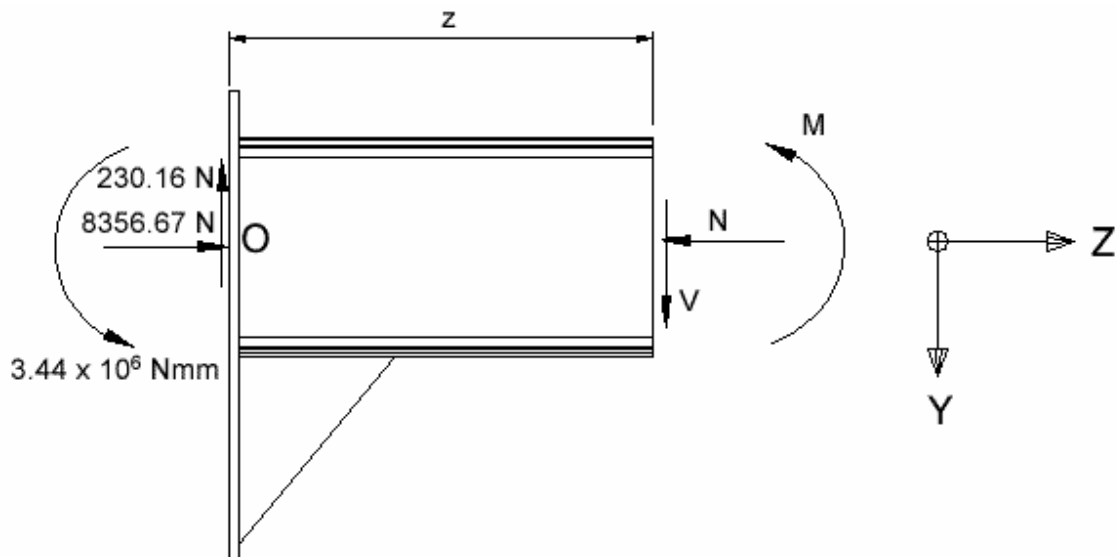


Figura A.25. Diagrama de la base sección $0 < z < 1200 \text{ mm}$.

Para la sección se establecieron las siguientes ecuaciones:

$$+\sum F_Y = 8356.67 \text{ N} - N = 0 \quad \therefore N = 8356.67 \text{ N}$$

$$+\uparrow \sum F_Z = 230.16 \text{ N} - V = 0 \quad \therefore V = 230.16 \text{ N}$$

$$+\uparrow \sum M_O = -230.16 z \text{ N} + M + 3.44 \times 10^6 \text{ N mm} = 0$$

$$\therefore M = 230.16 z \text{ N} - 3.44 \times 10^6 \text{ N mm}$$

En las figuras A.26, A.27 y A.28 se encuentran las gráficas correspondientes a estas ecuaciones:

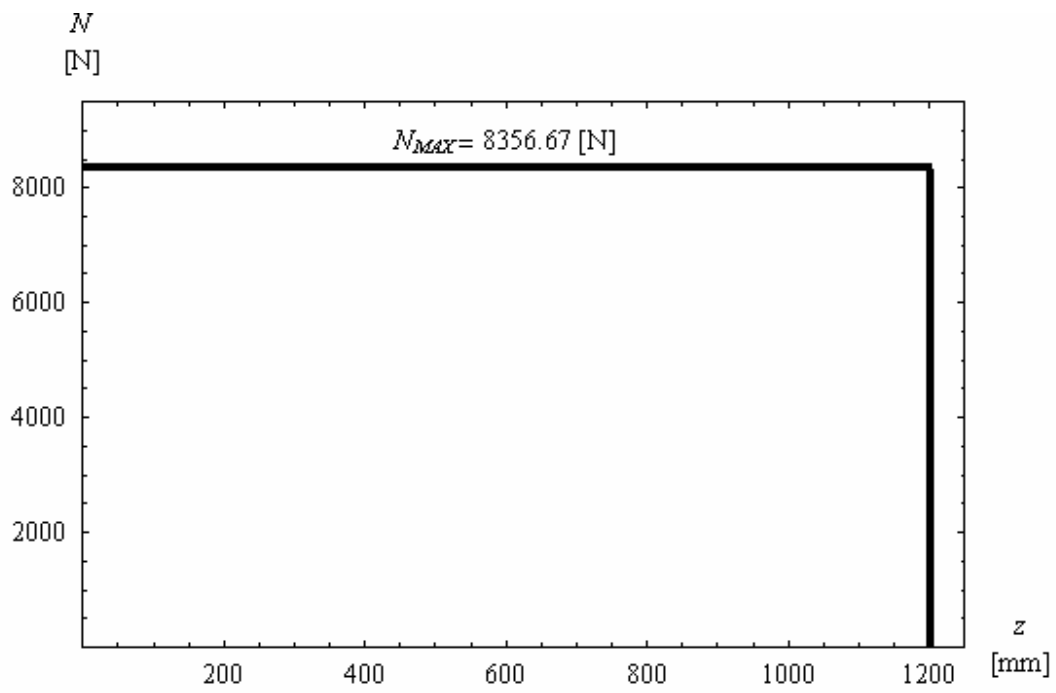


Figura A.26. Diagrama de fuerza normal.

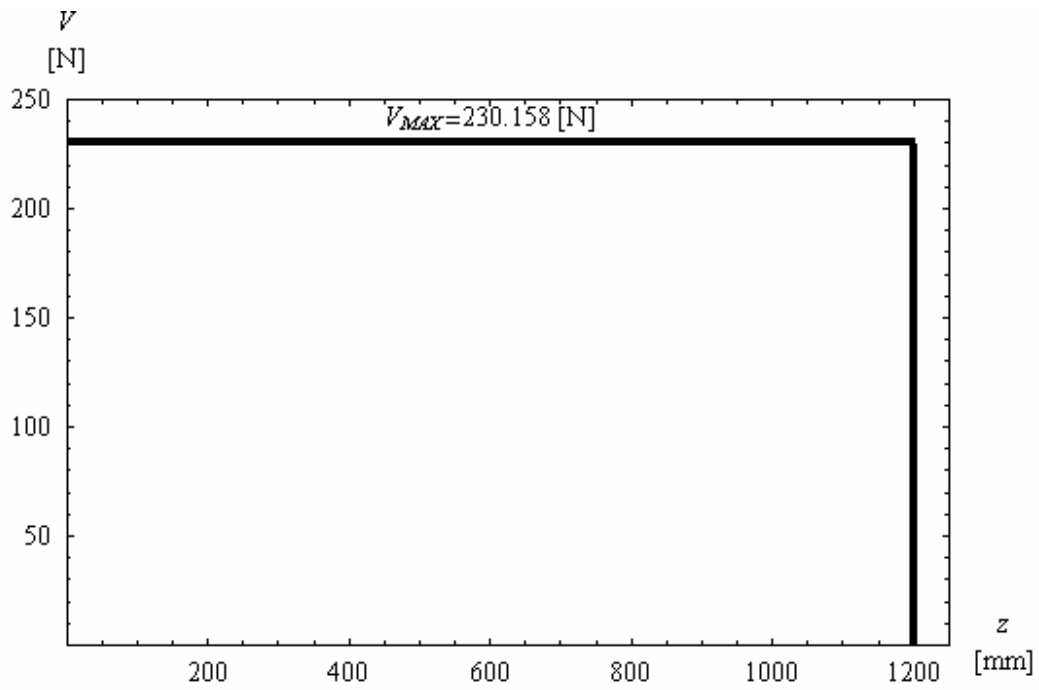


Figura A.27. Diagrama de fuerza cortante.

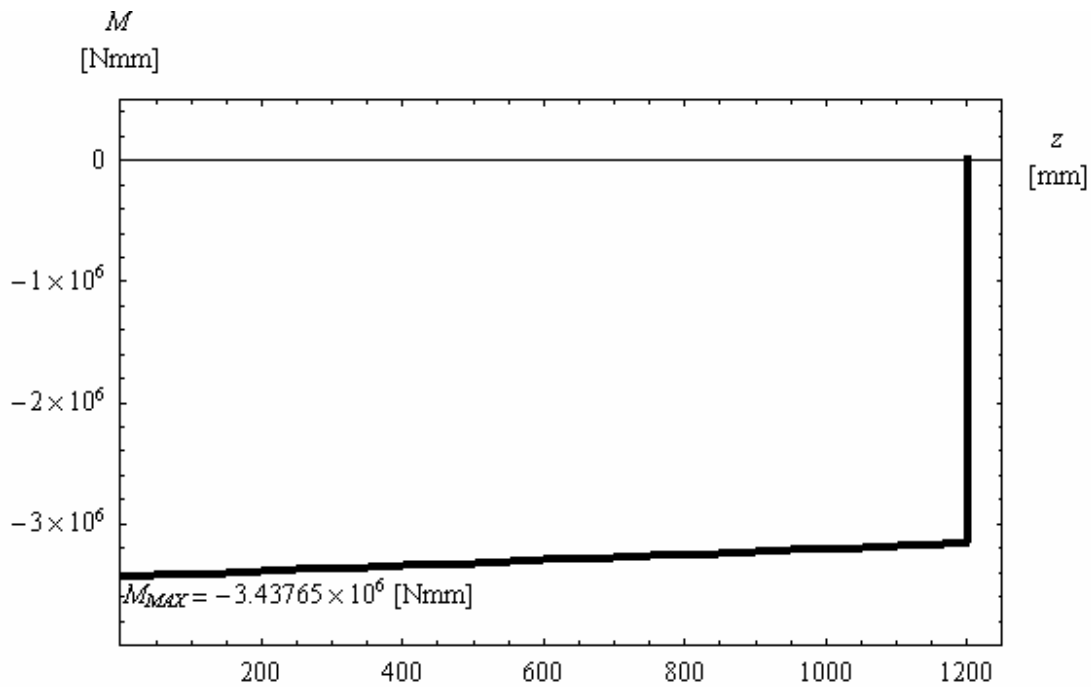


Figura A.28. Diagrama de momento flexionante.

Se aplicó la siguiente ecuación para determinar el módulo de la sección requerido por el perfil que se iba a utilizar:

$$z_S = \frac{M_{FLEX} fs}{S_T} \quad (A.23)$$

Considerando que $M_{FLEX} = 3.44 \times 10^6$ N mm y $fs = 2$ se obtuvo el siguiente resultado:

$$z_S = 16350 \text{ mm}^3$$

Un perfil ISO 657/15-SB 350×56 tiene un módulo de sección = 808685.7 mm^3 , por lo tanto es apropiado para esta aplicación.

Para el cálculo del espesor de las placas se empleará la expresión siguiente:

$$c = \sqrt{\frac{3M_{FLEX} fs}{2bS_T}} \quad (A.24)$$

El momento flexionante M_{FLEX} se obtiene de la siguiente expresión obtenida mediante la figura A.24 y considerando un punto de fijación A ubicado 400 mm en el eje Y positivo a partir del origen O .

$$+\uparrow \sum M_A = -94979 \text{ N mm} + M_{FLEX} = 0$$

Resolviendo la ecuación se obtiene que $M_{FLEX} = 94979 \text{ N mm}$.

Considerando el resultado anterior y además que el factor de seguridad considerado es de 1.5, el ancho de la placa es de 300 mm se obtiene el siguiente resultado:

$$c = 1.5029 \text{ mm.}$$

Por lo tanto el espesor de la placa requerido es de 3.0038 mm y refiriendo a tamaños comerciales de placa se tiene que una placa de 5/32" es suficiente, si además se anexa un refuerzo como el que se muestra en la figura A.24 se tendrá una mayor resistencia.

Anexo B Planos

En este anexo se muestran los planos (no a escala) referentes a los ítems de la siguiente lista:

- a) Ensamble general.
- b) Ensamble de base.
- c) Ensamble de freno.
- d) Ensamble del sensor.
- e) Croquis de ubicación final del desenrollador en referencia al resto de la máquina.

En las tablas de la B.1 a la B.3 se enlistan los componentes que integran el desenrollador (sin incluir cables ni mangueras)

Tabla B.1. Lista de componentes del desenrollador

Descripción	Cantidad	Observaciones
Placa base sensor	1	AISI 1020
Placa superior sensor	1	AISI 1020
Perfil de base del sensor	1	ISO 657/15 - SB 160x18
Eje rotacion del sensor	1	AISI 1020
Rueda del sensor	2	AISI 1020
Rodamiento de bolas para ruedas del sensor	2	BS 292 - 61801 - 12 x 21 x 5
Seguro interior de ruedas del sensor	2	ANSI B27.7 - 22
Seguro exterior del eje de las ruedas del sensor	2	ANSI B27.7 - 9
Seguro exterior 2 del eje de las ruedas del sensor	2	ANSI B27.7 - 20
Tramo 1 del brazo del sensor	1	PTR ISO 657/14 - 50x50x3.2
Tramo 2 del brazo del sensor	1	PTR ISO 657/14 - 50x50x3.2
Tramo 3 del brazo del sensor	2	PTR ISO 657/14 - 50x50x3.2

Tabla B.2. Lista de componentes del desenrollador
(continuación)

Descripción	Cantidad	Observaciones
Perno sujetador del sensor	1	AISI 1020
Seguro exterior del eje del sensor.	1	ANSI B27.7 - 10
Disco de sensado	1	Plastico ABS
Cinta del sensor	1	BRT-THG
Tramo 1 del eje del desenrollador	1	Tubo hueco ISO 4200 - 42.4x5
Tornillo allen	1	ISO 4026 - M5x10
Tornillo allen	1	ISO 4026 - M5x16
Base para sensor fotoeléctrico	1	SMB312PD
Sensor fotoeléctrico	1	SM2A312CV
Tornillo cabeza hexagonal	3	ISO 4017 - M10x25
Base de palanca del sensor	1	AISI 1020
Angulo	2	ISO 657-2 - 135x65x8
Placa tope del brazo del sensor	1	AISI 1020
Placa de la base del sensor	1	AISI 1020
Angulo	1	ISO 657/1 - 50x50x4
Casquillo de separación de sensor	1	Bronce
Casquillo 1 de separacion de sensor	1	Bronce
Seguro exterior del eje de la palanca del sensor	2	ANSI B27.7 - 48
Placa de ancla	9	AISI 1020
Perno de ancla	9	AISI 1020
Tuerca hexagonal	6	ISO 4032 - M10
Placa de la base del freno	1	AISI 1020
Placa superior de la base del freno	1	AISI 1020
Perfil de la base del freno	1	ISO 657/15 - SB 160x18
Ángulo	1	ISO 657/1 - 60x60x5
Actuador de freno	1	SKF 36327 DNG-32-160-PPV-A
Guías de actuador	1	34495 FENG-32-160-KF

Tabla B.3. Lista de componentes del desenrollador
(continuación)

Descripción	Cantidad	Observaciones
Resorte	3	AISI 1020
Regulador	1	ControlAir TM100
Disco del freno	1	AISI 1020
Extension del disco	3	AISI 1020
Perno del eje del disco del freno	1	AISI 1020
Seguro exterior del eje del disco del freno	6	ANSI B27.7 - 15
Perno 1 del eje del disco del freno	1	AISI 1020
Perno 2 del eje del disco del freno	1	AISI 1020
Casquillo del disco del freno	3	Bronce
Seguro exterior	3	ANSI B27.7 - 32
Tuerca hexagonal	4	ISO 4032 - M6
Tornillo cabeza hexagonal	4	ISO 4762 - M6x25
Tornillo cabeza hexagonal	4	ISO 4017 - M5x16
Tornillo cabeza ranurada	4	ANSI B18.6.4 - 1/4-20 - 3/4
Tuerca hexagonal	3	ISO 4032 - M10
Disco de freno para eje	1	AISI 1020
Alargamiento de disco de freno	1	AISI 1020
Aro de frenado	1	Cuero $\mu = 0.35$
Rodamiento CARB	1	SKF C 2209 EKTN9
Rodamiento esferico	1	SKF 22209 EK
Tuerca hexagonal	3	ISO 4032 - M10

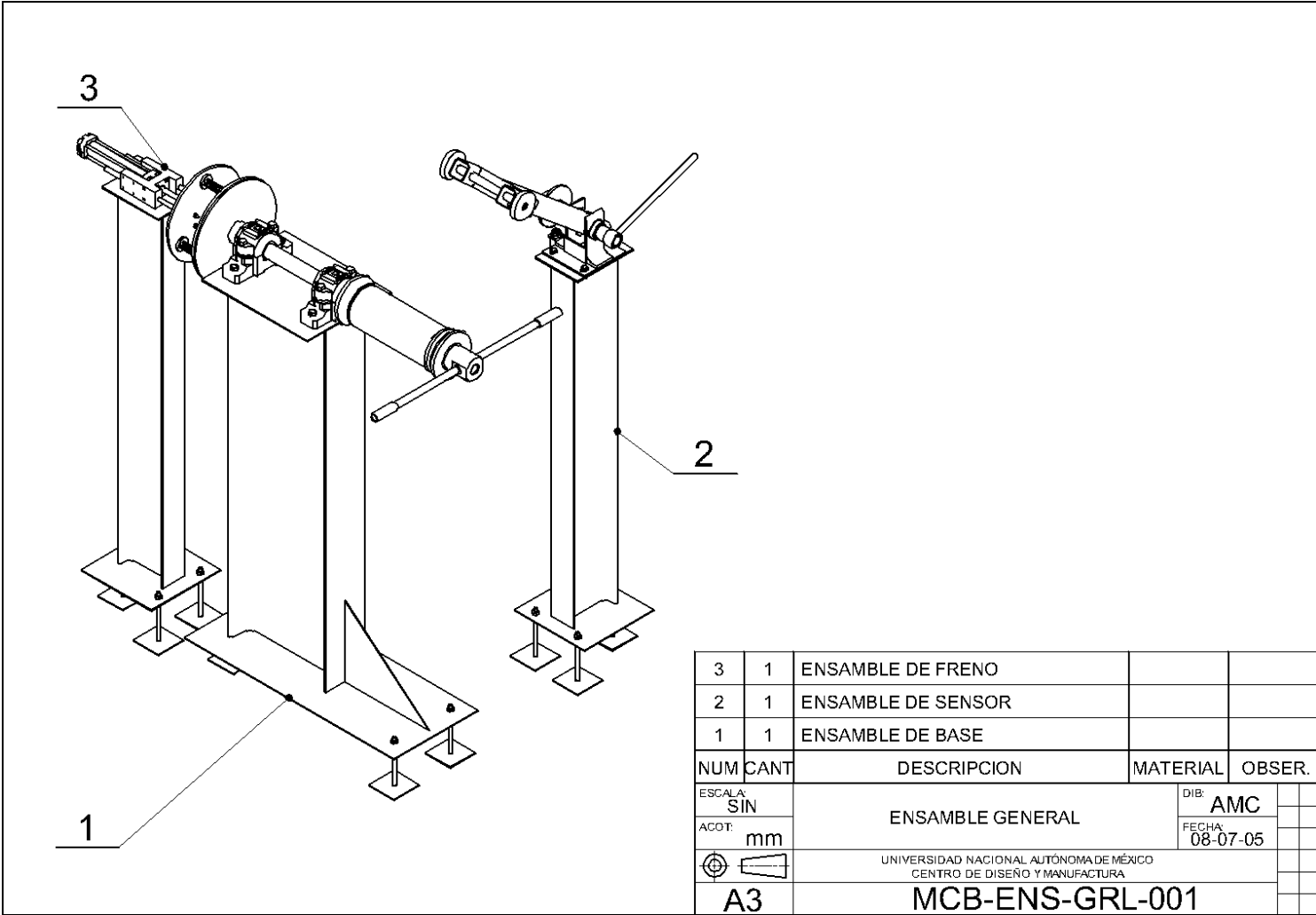


Figura B.1. Ensamble general.

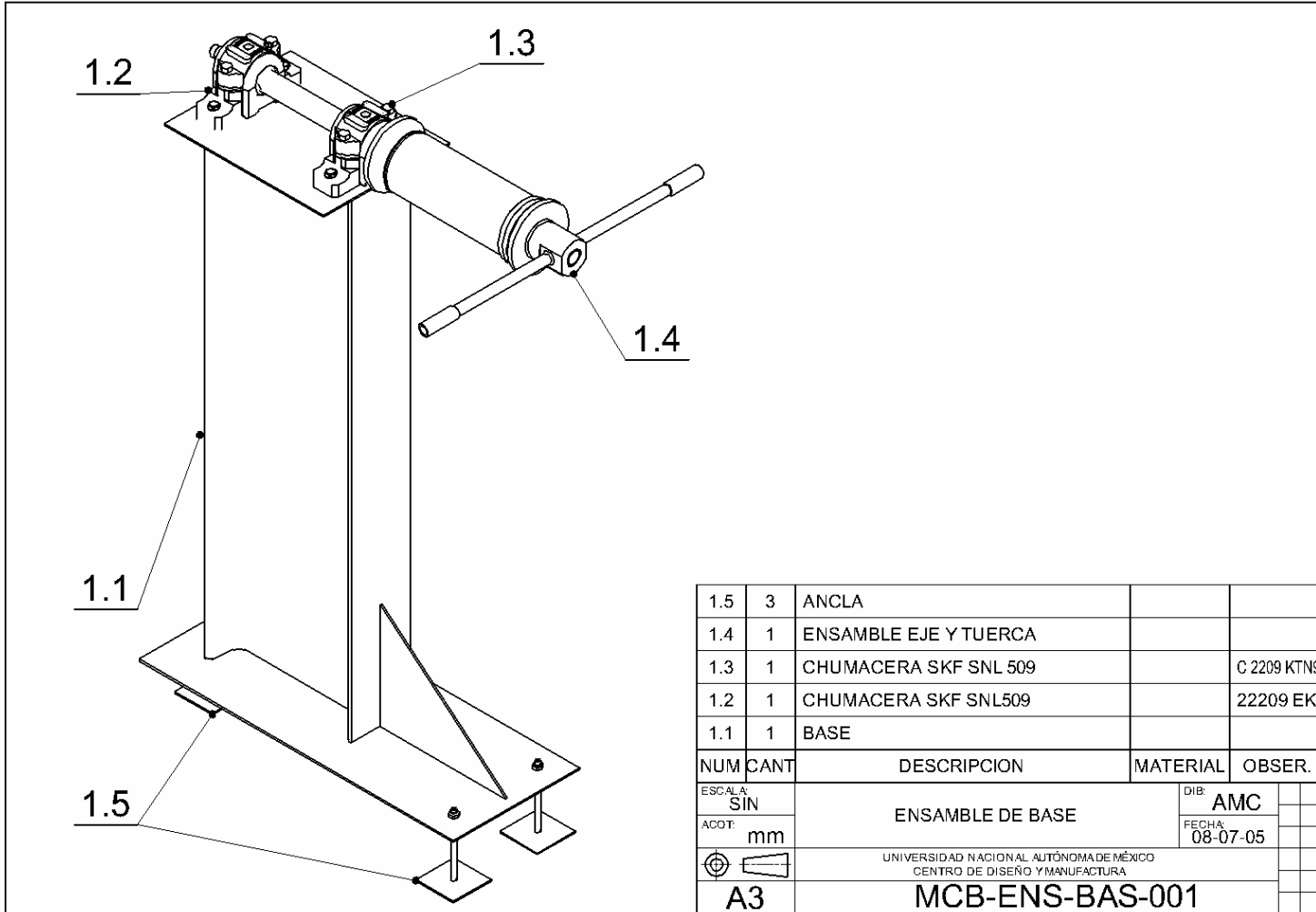


Figura B.2. Ensamble de base.

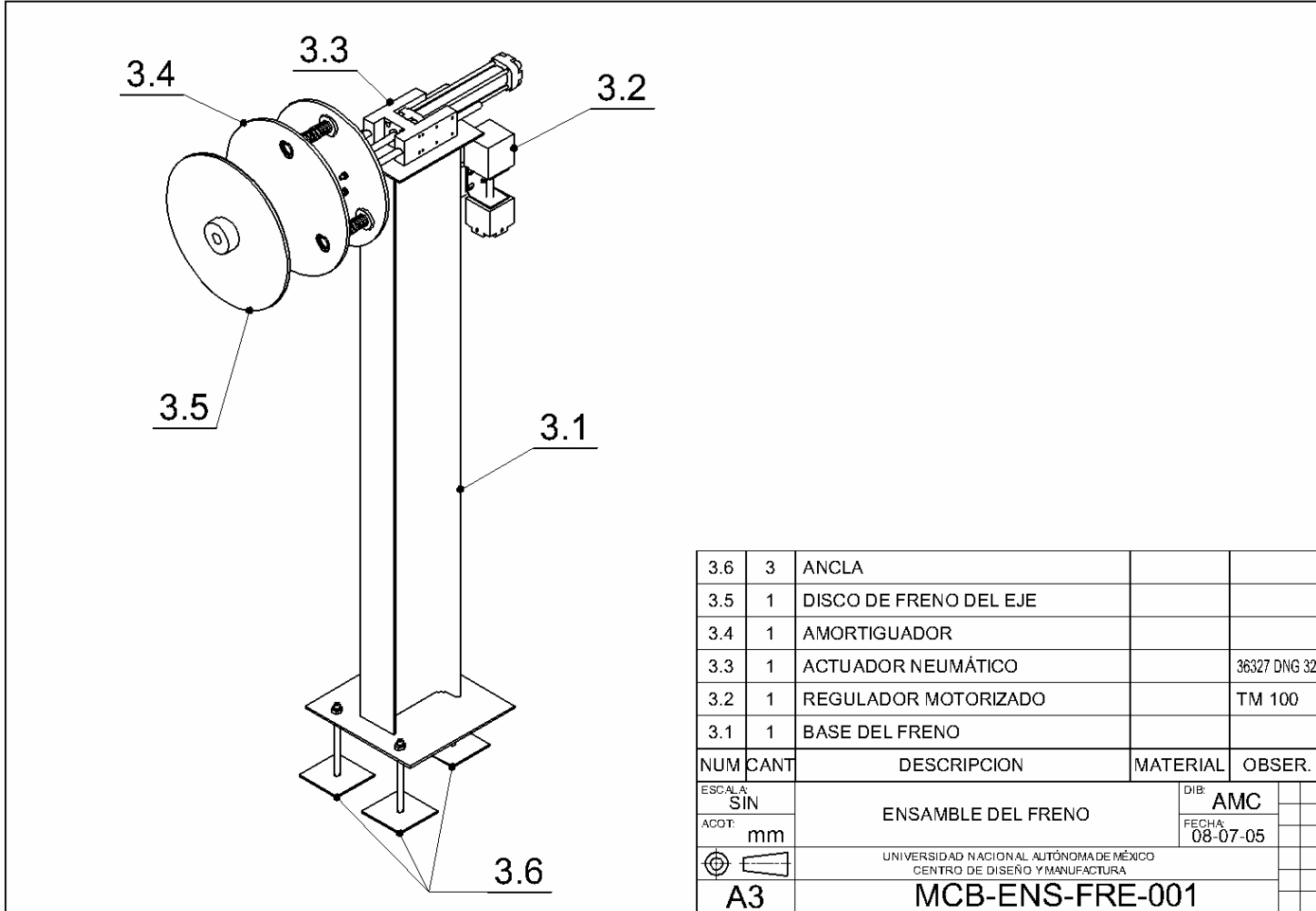


Figura B.3. Ensamble de freno.

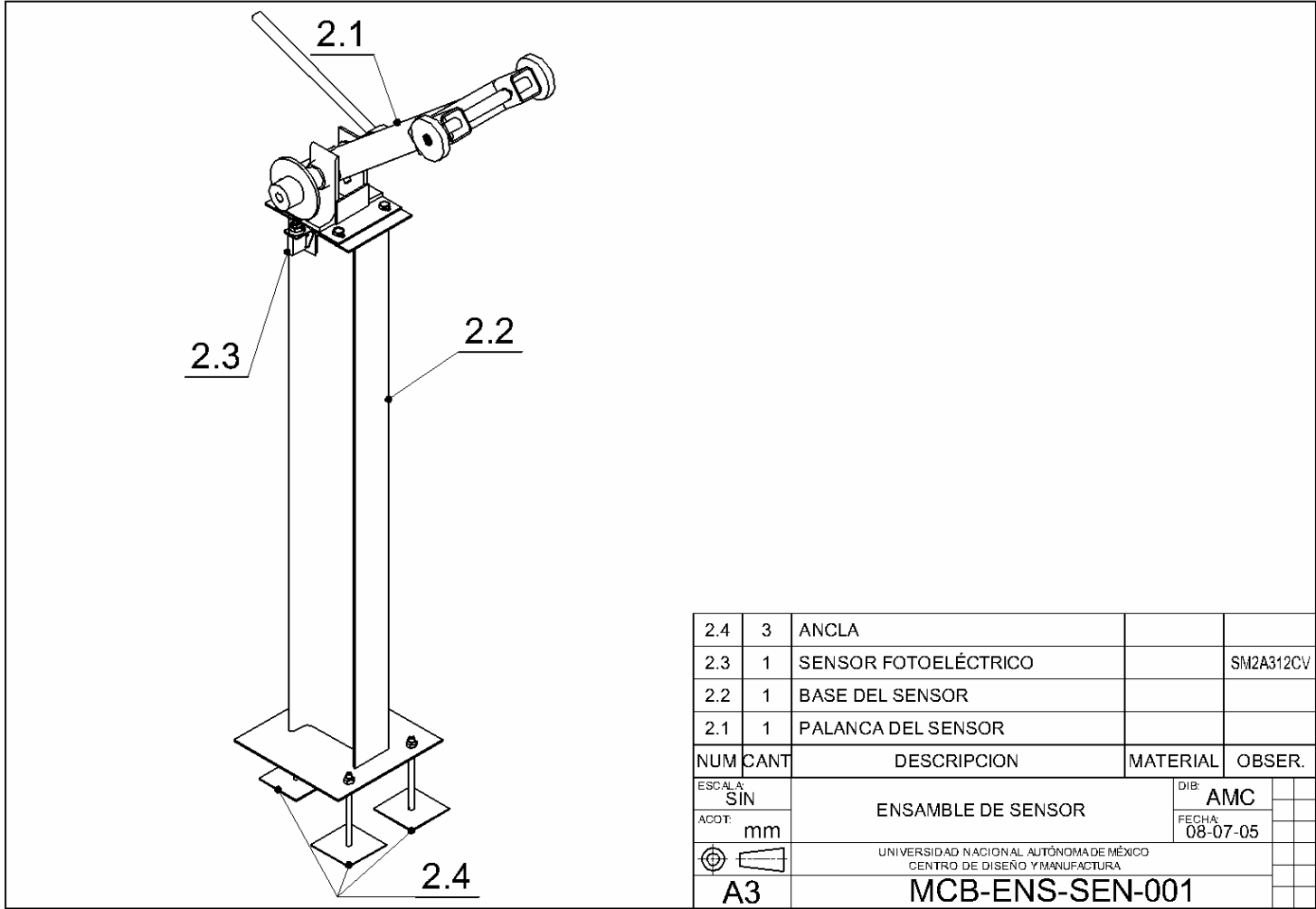


Figura B.4. Ensamble del sensor.

Bibliografía

[1]Fluke John.. **Metrology solutions**. 1989. Mfg. Co. Inc.

[2]Beer, F. P., and E. R. Johnston Jr.. **Mechanics of Materials**, 1992. McGraw-Hill.

[3]Callister Jr., W. D.. **Materials Science and Engineering —An Introduction**, 2003. New York: Wiley, Sections 6.1–6.12, 8.1–8.4.

[4]Dunn, A.. **The science of measurement. Measurement International** 1988. Limited. Canada.

[5]Fitzgerald Robert W., **Strength of Materials**, 1967. Addison-Wesley Publishing Company

[6]Hibbeler, Russell C., **Engineering Mechanics: Dynamics**, 1999, Macmillan Publishing Company.

[7]Hibbeler, Russell C., **Engineering Mechanics: Statics**, 1993, Macmillan Publishing Company.

[8]Karcz, Andrés M.. **Fundamentos de metrología eléctrica**, 1977, Tomo III.

[9]Panero, Julius.. **Las dimensiones humanas en los espacios interiores. Estandares antropométricos**, 1989, Ediciones G. Gill.

[10]Parmley, Robert O., **Ilustrated Sourcebook of Mechanical Components**, 2000. Mc Graw Hill

[11]Popov Egor P., **Introduction to Mechanics of solids**, 1983. Prentice Hall

[12]Timoshenko, Stephen P., Gere James M. **Mechanics of Material**,1967. PWS-KENT Publishing Company

[13] Madrid: Centro Español de información del cobre. **El cobre y sus aleaciones en la tecnología**, 1974

Referencias electrónicas

[1w] www.lfa-wire.com/c11000.htm

[2w] www.diversifiedmetals.com/productsdetail.cfm/14

[3w] www.ansoniacb.com/CDA%20Files/C11000.htm

[4w] www.anchorbronze.com/copper.htm

[5w] www.technicalmaterials.com/metal_prop/copper.html

[6w] www.skf.com