

INSTITUTO TECNOLÓGICO Y DE ESTUDIOS
SUPERIORES DE MONTERREY

CAMPUS CIUDAD DE MÉXICO

ESCUELA DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA

DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECATRÓNICA



TECNOLÓGICO
DE MONTERREY

Biblioteca
Campus Ciudad de México

MAQUINA REEMBOBINADORA

Aldo Carrasco Valdivia

Isaac Xicohténcatl Posadas

ASESOR: ISRAEL MACIAS HIDALGO

Diciembre 2009

Contenido	
1. Introducción.....	3
1.1 Justificación.....	3
1.2 Marco Teórico.....	4
1.3 Objetivos.....	6
1.4 Resultados.....	6
1.5 Descripción del trabajo.....	7
2. COMPONENTES DE DISEÑO Y CONTROL DE TENSIÓN.....	8
2.1 Componentes principales.....	8
2.2 Control de tensión.....	9
2.2.1 Control por pistón:.....	9
2.2.2 Control de celdas de carga:.....	10
2.3.....	11
Especificaciones del diseño.....	11
3. DISEÑO.....	12
3.1 Especificaciones técnicas.....	12
3.1 Descripción funcional.....	13
3.2.2 Lista de partes.....	15
3.4 Análisis de esfuerzo y Deformación.....	16
3.4.1 Análisis de flecha de carga:.....	16
3.4.2 Análisis del rodillo loco:.....	19
3.4.3 Análisis de soporte para rodillo loco.....	22
3.4.4 Análisis de la estructura.....	25
3.4.5 Frecuencias de resonancia.....	32
3.5 Cálculo de la banda para la transmisión.....	35
3.5.1 HP de la transmisión.....	35
3.5.2 Paso de la Banda.....	35
3.5.3 Características de la polea impulsora e impulsada.....	35
3.5.4. Transmisión entre eje inferior y eje superior.....	35
3.6 Resistencia de Frenado.....	36
3.7 Diagrama Eléctrico.....	38
3.8 Control de Tensión.....	40
3.11 Imágenes de Máquina Reembobinadora.....	43
4. CONCLUSIONES.....	45
5. TRABAJO FUTURO.....	45
6. Bibliografía.....	46

1. Introducción.

1.1 Justificación.

Empresas manufactureras en el área de empaque, embalaje, e impresión producen productos de distintos tamaños sin embargo estas empresa compran la materia prima en bobinas de tamaños muy grandes que usualmente oscilan entre 1m y 1,5m de diámetro, con pesos de 800Kg a 1.5Toneladas y con anchos desde los 0.5m hasta los 2m. Por lo que dichas empresas requieren reducir el diámetro de las bobinas y/o el ancho de estas para poder trabajar el material. Esta restricción hace que las empresas que requieren bobinas de menor tamaño tengan que recurrir a otras empresas que se encargan de tomar la bobina grande que proporciona el proveedor y la recortan en otras de menor tamaño y peso a este proceso se le conoce como “Reembobinar”.

Hoy en día existen muchas empresas en México que necesitan bobinas de material de tamaños específicos para poder realizar sus procesos, es decir. La maquinaria que utilizan empresas que fabrican; empaques, hojas, bolsas, trabajos de impresión, etiquetas, etc. Necesitan tener bobinas de su materia prima en tamaños diferentes a los tamaños con los que les surten sus proveedores esto, estos tamaños suelen ser especificados por los requerimientos de la maquinaria con la que cuentan y otros por el tamaño del producto

Algunas empresas con esta necesidad en el Distrito Federal y Área Metropolitana son:

Aihsa S.A. de C.V, Corrutec S.A. de C.V, Distribuidora Indycó Duarte & Co.Grupo Industrial Auro, Surtidora de empaques, Cajas de cartón “Empack”, Cajas de cartón Novelsa, Lamitec, Copamex, etc

En México son pocas las empresas dedicadas a reembobinar este tipo de materiales, algunos ejemplos son: Grupo Pochteca, Gacela Transformadora de papeles, Grupo Tecnomaq, Debido a la poca oferta que existe para este proceso, los precios son considerablemente altos y los tiempos de entrega prolongados. En promedio el costo de reembobinar el material es de \$4.00/m. Este costo es igual para todo tipo de material. En una bobina de 800Kg de peso la longitud del material es de 4Km aproximadamente, el costo total de reembobinar una bobina con estas características es de \$16,000.00. Que en la mayor parte de los casos es más el costo de reembobinado que el costo del material.

Si una empresa quisiera amortizar este costo la opción que tiene es adquirir su propia máquina reembobinadora, sin embargo esta opción no es muy viable para la mayoría de las empresas ya que el 98% de las reembobinadoras comerciales son importadas, lo cual eleva en gran medida el costo. Otra desventaja es que las máquinas más económicas manejan tamaños de las bobinas específicos, lo cual es una gran limitante, ya que la empresa se tiene que adaptar a la máquina y no la máquina al proceso como sería el proceso ideal.

1.2 Marco Teórico.

En la tabla 1-1 se puede observar una comparativa de distintas máquinas reembobinadoras que son comercializadas en nuestro país, siendo los datos más relevantes el costo, y las prestaciones que ofrece en tamaño y capacidad de corte.

De las más importantes a resaltar son; el peso mínimo de la bobina de entrada, las dimensiones mínimas de la bobina de entrada y de la bobina de salida, y el número mínimo de bobinas de salida que puede generar la máquina. Con base en estas variables las características que debe ofrecer una máquina reembobinadora para poder ser competitiva en el mercado mexicano son las siguientes.

- Debe de soportar un peso mayor a los 700Kg de peso en la bobina de entrada.
- Las dimensiones de la Bobina de entrada deben de ser mínimo de 90cm de diámetro y de 80cm de ancho.
- El número mínimo de bobinas de salida debe de ser de 2, el diámetro de estas bobinas debe de ser de hasta 90cm y el ancho hasta de 80cm.

Otra característica muy importante a considerar es la dimensión de la máquina, ya que el espacio disponible para una máquina normalmente es muy limitado por el alto costo que representa el uso de suelo. Las dimensiones de la máquina dependen de las dimensiones de la bobina de entrada y de su peso. En la tabla 1-1 la máquina #8 (LR) acepta una bobina de entrada de hasta 1270mm de diámetro, y con este tamaño de bobina las dimensiones de la máquina son 1549mm de ancho * 2235mm de largo * 1905mm de alto. Estas medidas son una referencia a seguir como objetivo para el diseño de una máquina reembobinadora.

La máquina reembobinadora conjunta los procesos de desembobinar el material, cortar el material, y embobinar el material. Para generar estos procesos se necesitan de 5 etapas principales que son:

- Bobina de entrada
- Control de tensión
- “Loops” de manejo de material
- Corte del material
- Bobinas de salida

Estas etapas serán descritas a detalle en el capítulo 2, sin embargo es importante resaltar que los beneficios, dificultades y resultados de la máquina se deberán principalmente en el óptimo funcionamiento de estas etapas.

Tabla 1-1. Características de Máquinas reembobinadoras

Nombre	Empresa	Diámetro Máximo de Entrada	Longitud de Rodillo Entrada	Diámetro máximo de salida	Longitud Máxima de Salida	# Bobinas de salida.	Peso de la bobina.	Motor	Control	Web
1 Universal X3 Slitter Rewinder	Convertin g Equipment Ltd	600 mm	1000	520mm	800 mm	2	650 KG	1 HP	Lazo Cerrado	http://www.universalconvertingequipment.com/X3.php
2 Universal X7 Slitter Rewinder	Convertin g Equipment Ltd	1000-1500 mm	1000, 1300, 1600 mm	610 mm	1200m m	3	1200 KG	2 HP	Lazo Cerrado	http://www.universalconvertingequipment.com/X7.php
3 Universal X9 Slitter Rewinder	Convertin g Equipment Ltd	1000-1300 mm	1300, 1600 mm	800 mm	1100 mm	2	1000 KG	3 HP	Lazo Cerrado	http://www.universalconvertingequipment.com/X9-Fully-automatic-duplex-centre-wind-Slitter-Rewinder-Machine.php
4 Model BSR	Aztech LTD	1016 mm	254 mm	609 mm	800 mm	3	850 KG	3 HP	Lazo Cerrado	http://www.aztechmachinery.com/pdf/AzTech850x119Rast.pdf
5 Model BSR2X	Aztech LTD	1016 mm	457 mm	457 mm	750 mm	2	900 KG	3 HP	Lazo Cerrado	http://www.aztechmachinery.com/pdf/AzTech850x119Rast.pdf
6 Rmap	Martin Rmap	2159 mm	Custom	Custom	1500 mm	3	1300 KG		Lazo Cerrado	http://www.martinauto.com/pdf/RMAP-spanish.pdf
7 Paper Slitter Rewinder	Rich Industry Holding Co., LTD	1600 mm	2500 mm	1500 mm	1600-2500 mm	2	1000KG	2 HP	Lazo Cerrado	http://www.paper-machinery.com/company/Rich_Industry_Holdin g_CoLtd/paper_slitter_rewinder/
8 LR/LRD	Martin Automatic , Inc.	1270 mm	813 mm	580 mm	800 mm	3	800 KG	2 HP	PLC	http://www.martinauto.com/products.php?type=category&id=4
9 LRH	Martin Automatic , Inc.	1828 mm	863 mm	609 mm	1400 mm	3	1000 KG	3HP	PLC	http://www.martinauto.com/products.php?type=category&id=4
10 RMAP	Martin Automatic , Inc.	Por aplicación	356 a 2159 mm	740 mm	500 mm	2	3629 KG	3HP	Lazo Cerrado	http://www.martinauto.com/pdf/RMAP-spanish.pdf
11 TR	Martin Automatic , Inc.	2133 mm	1828 mm	450 mm	1600 mm	3	1540 KG	2HP	Lazo Cerrado	http://www.martinauto.com/pdf/TR-spanish.pdf
12 CR 1000	Tecnomaq s.a de c.v	450 mm	1000 mm	300 mm	250 mm	2	500 KG	2 hp	Lazo Cerrado	http://www.tecnomaq.com.mx/CR1000.htm

1.3 Objetivos.

Diseñar una maquina reembobinadora confiable capaz de reembobinar y cortar en uno, dos y hasta tres carretes de material como cartón, plástico o papel en un tamaño menor al inicial. La máquina podrá trabajar con bobinas de alimentación con un peso máximo de una tonelada, un ancho de bobina máximo de 1000mm y un diámetro máximo de 1100mm. Las bobinas de salida tendrán hasta 1000mm de ancho y 800mm de diámetro y dimensiones mínimas de 150mm de ancho y 200mm de diámetro.

1.4 Resultados.

- **Primer semestre:**

Diseño de la estructura de la máquina a nivel software, utilizando componentes estándar del mercado mexicano.

- **Segundo semestre:**

Diseño de la estructura con medidas y dimensiones estándar, adaptado y complementado para satisfacer las necesidades del cliente. Especificaciones a detalle del diseño de la estructura para su construcción. Simulaciones de deformaciones máximas de la estructura, con media carga y carga completa, así como las simulaciones de deformación de los componentes sometidos a carga. Diagramas eléctricos, listado de componentes eléctricos, listado de todos los componentes así como de sus precios actuales en el mercado y el análisis financiero de factibilidad.

1.5 Descripción del trabajo.

Este documento está compuesto de 7 capítulos, durante los cuales se desarrollará paso a paso el proceso de diseño de la máquina rebobinadora. En el primer capítulo se encuentra la introducción del documento en donde se justifican las razones principales que impulsaron la selección de este proyecto. En el segundo capítulo se analizan las diferentes propuestas de diseño de la máquina así como la elección del diseño final. En el tercer capítulo se describe detalladamente el funcionamiento y las características de cada etapa de la máquina, así como el diseño de cada parte de la máquina, su elaboración, las pruebas de esfuerzo y el diseño final de la máquina. En el capítulo 4 se encuentran las conclusiones del trabajo y los resultados que se obtuvieron. En el capítulo 5 se encuentra el trabajo futuro que se realizará con base a los objetivos planteados inicialmente y a los resultados obtenidos en este trabajo. Finalmente en el capítulo 6 y 7 se encuentran las referencias bibliográficas de nuestra investigación así como los anexos de todos los documentos importantes que se utilizaron en el trabajo pero que no fueron contemplados en los capítulos anteriores.

2. COMPONENTES DE DISEÑO Y CONTROL DE TENSIÓN.

2.1 Componentes principales

Nombre del componente	Cantidad a utilizar	Descripción del componente
Flecha de acero para carga de una tonelada.	1	La flecha en la que se monta la bobina principal. Esta flecha es completamente solida, y gira en los extremos de sujeción. Tiene 42" de área efectiva, y soporta una carga de una tonelada, con un "core" de 3".
Flecha de acero para carga de 600 kg.	2	La flecha en la que se monta las bobinas de salida, en la flecha superior se monta una bobina, y en la flecha inferior se montan dos bobinas. El área efectiva de la flecha es de 42" y la carga máxima que soportan es de 700Kg, con un "core" de 3".
Rodillo "loco" de aluminio.	2	Estos rodillos son utilizados para la orientación del material, para realizar los "loops" en el traslado del material. Necesitan ser de aluminio por que deben de aguantar la carga ejercida por el material. Estas flechas tienen rodamientos internos y son huecas.
Rodillo de goma.	2	Estos rodillos se utilizan sólo para guiar el material a las dos bobinas de salida. Y su composición es la misma que la de los rodillos locos.
Rodillo sólido	1	Este rodillo es necesario para poder realizar el corte del material.
Motor de A.C	2	Es el encargado de aplicar la fuerza necesaria en la bobina de salida inferior para poder jalar el material.
Moto reductor	1	Es necesario para poder tener un torque alto bajar velocidades.
Freno magnético	1	Es el encargado de hacer el control de tensión con base en la retro alimentación recibida por el sistema de control de tensión.
Cadena	1	Es utilizada para transmitir la potencia de la bobina de salida 1 a la 2.
Chumaceras fijas.		Son los soportes para todos los rodillos de aluminio y de goma del sistema.
Sistemas de seguridad de las flechas de carga.	6	Estos sistemas son los necesarios para sostener y dar el giro necesario a estas flechas, para esta función hay dos opciones principales; Chucks de seguridad de torque, Castañas mecánicas. La decisión se basara principalmente en la comparativa de costos.
PLC	1	El PLC es necesario ya que es el dispositivo sobre el cual se realizara el diseño del sistema de control tanto del "control de tensión", como del control de la máquina en general.

Tabla 2-1. Tabla de componentes de la máquina y su descripción.

2.2 Control de tensión.

2.2.1 Control por pistón:

Se utiliza un pistón de doble efecto acoplado a una estructura rectangular en la cual hay dos cilindros locos de 1" de diámetro. Por estos rodillos pasa el material en forma de "loop", esto ocasiona que la estructura se pueda mover en el eje vertical dependiendo de la fuerza que aplique el material. Este movimiento ocasiona que la carrera del pistón cambie y esta medición es la retro alimentación que recibe el freno magnético para actuar y lograr llevar al pistón a la posición deseada.

El control del pistón se realiza de manera neumática, y el nivel de la estructura depende de la tensión deseada en el proceso, el pistón se coloca en un lugar fijo de acuerdo a la configuración inicial, y es el freno el encargado de hacer que se mantenga en la misma posición.

En la figura 2-4 se observa el diseño del sistema de control de tensión.

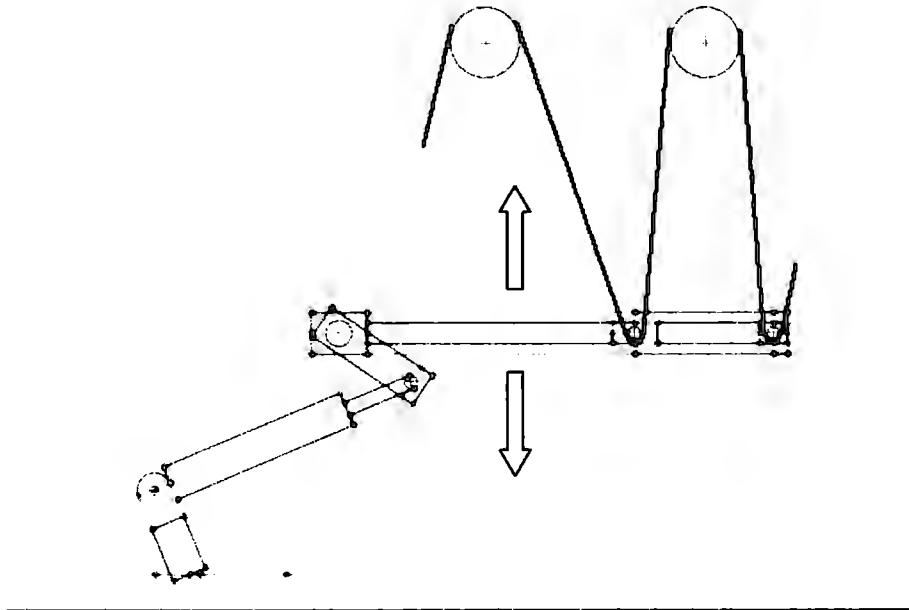


Figura 2-1. Control de tensión utilizando un pistón.

2.2.2 Control de celdas de carga:

Este sistema de control de tensión está basado en el uso de galgas extensiométricas, cuya deformación indican la tensión del material. Las celdas de carga se colocan debajo del soporte del rodillo (chumacera) en cada extremo de este. El material ejerce una fuerza determinada sobre el rodillo, y este transmite dicha fuerza a las celdas de carga mediante la fuerza que se ejerce en los extremos del rodillo en donde están colocados los soportes.

Las celdas de carga otorgan una retro alimentación en términos de voltaje, y de acuerdo al voltaje que entregan las celdas de carga se es posible calcular la deformación de las galgas y así conocer la tensión del material.

En la figura 2-5 se observa el esquema de este control de tensión, en donde el material proviene de la bobina principal (1) pasa por un "loop" y llega a la celda de carga (2). La flecha indica la fuerza que ejerce el material sobre las celdas de carga, la cual ocasiona la deformación en las galgas extensiométricas.

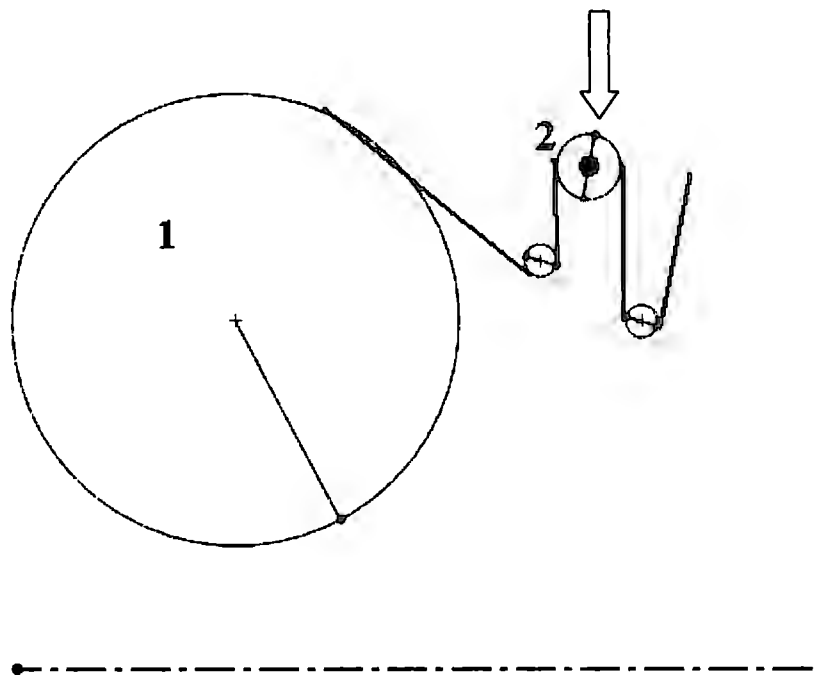


Figura 2-2. Control de tensión utilizando celdas de carga.

2.3 Especificaciones del diseño.

El diseño a utilizar es un diseño con un principio vertical, es decir, el recorrido del material se realiza en la parte superior de la maquina, y las bobinas de salida se encuentran distribuidas en dos ejes de salida colocados verticalmente. Este diseño favorece a la reducción de dimensiones de la máquina por lo que fortalece los objetivos planteados de dimensiones y diseño.

Este diseño tiene como consideraciones la altura del mismo, ya que si bien es un diseño vertical no debe de tener una altura muy grande, esto con el fin de evitar un centro de gravedad muy alto, un mayor peso y una mayor dificultad en la manipulación de la máquina y en el proceso de montaje y des montaje de las bóbinas.

Las dimensiones finales de la estructura son de 1.6m de alto de eje inferior a eje superior y 2.4m largo de extremo a extremo de la estructura, tal y como se muestra en la Figura 3-1.

El método a utilizar para medir la tensión en el sistema es el uso de las celdas de carga, ya que este sistema provee mayor confiabilidad, certeza y simplicidad en la instalación, adjuntamente disminuye considerablemente el requerimiento de espacio para el control de tensión, lo que reduce las dimensiones de la máquina reembobinadora.

A continuación se presentan los requerimientos técnicos para el funcionamiento de la máquina, así como la descripción del proceso que llevará acabo la máquina y sus componentes.

3. DISEÑO.

3.1 Especificaciones técnicas.

Bobina de entrada:

- Diámetro :1100 mm
- Ancho: 1000 mm
- Peso máximo: 1000 Kg.
- Grosor: 0.08 mm a 0.5 mm
- Núcleo del material (core) 3”

Bobina de salida:

- Diámetro: 800 mm
- Ancho mínimo: 80 mm
- Ancho máximo: 400 mm
- Grosor: 0.08 mm a 0.5 mm
- Núcleo del material (core) 3”

3.1 Descripción funcional.

En la máquina reembobinadora el material es desenrollado por la acción del motor que esta acoplado en el eje principal de la bobina de salida. A este motor esta acoplado un motor reductor el cual brinda el torque necesario a baja velocidad. En el eje de la bobina de entrada se encuentra el freno magnético, el cual es el encargado de hacer la acción correctiva para el control de tensión, es decir, es el actuador en el sistema de control.

La máquina tiene un control de tensión al inicio del sistema, el cual es el responsable de dar la retroalimentación al sistema de control. Posteriormente se encuentra la etapa de corte para que el material finalmente se embobine a la salida.

Las 5 etapas más importantes de la máquina reembobinadora son:

1) Bobina de entrada.

Esta etapa es muy importante ya que es la que determina casi por completo las capacidades de la máquina. El mayor peso de la estructura se concentra en este punto ya que es el mayor peso muerto que se tiene en toda la máquina. Las dimensiones de la máquina están en función de las medidas máximas que pueda tener esta bobina, y por otro lado las dimensiones máximas de las bobinas de salida también dependen de la bobina de entrada.

El conocer las medidas mínimas y máximas de la bobina de entrada es el primer paso a considerar en el diseño de la máquina reembobinadora, ya que las dimensiones de la máquina, así como sus capacidades físicas y mecánicas dependen completamente de las características de la bobina.

2) Control de tensión.

Este sistema es crucial en el funcionamiento de una máquina reembobinadora, es muy importante que la tensión del material sea la misma durante todo el proceso, y esto necesario para evitar que el material sufra de “jaloneos” fuertes o bien cambios bruscos en la velocidad que puedan ocasionar que el material se dañe o incluso se rompa. En materiales como el plástico el riesgo de que el material sufra un estiramiento no deseado es alto, mientras que en materiales como el papel el riesgo de ruptura es mayor.

El control de tensión debe de asegurarse que la tensión al momento del corte es la deseada, y que al momento de embobinar el material la tensión se mantenga constante. En el proceso de corte el mantener la tensión adecuada es necesario para lograr que la precisión del corte y la limpieza del mismo sean correctas, mientras que para el proceso de embobinado la tensión ayuda a que se embobine de manera correcta, cuidando la alineación del material y que la bobina de salida quede completamente uniforme.

Para la máquina reembobinadora se usara un control de tensión de celdas de carga que detectaran la tensión en el material. El actuador para controlar la tensión es un freno magnético que está colocado en el eje de la bobina principal, el cual actúa deteniendo o liberando la bobina principal lo que ocasiona una variación en las RPM del sistema.

3) “Loops” de manejo de material.

Los “Loops” de manejo de material son los recorridos que debe de tener el material antes de algún proceso sobre el mismo, es decir, un “loop” es toda aquella trayectoria que se genera previa a un proceso. Los “loops” son necesarios para poder manejar el material y evitar el daño del mismo. No se puede medir la tensión del material directamente de la bobina de entrada ya que se estaría ejerciendo el esfuerzo principal sobre todo el material. Para el proceso de corte debe de existir un “loop” previo, esto facilita el proceso de corte y disminuye la posibilidad de dañar el material.

4) Corte del material.

Para lograr que el material que proviene de la bobina principal sea embobinado en dos o tres bobinas es necesario que el material se corte en las partes deseadas. Para lograr esto se utilizan unas cuchillas de corte que van montadas sobre un riel las cuales pueden cortar materiales que vayan de .08mm a .4mm de espesor. Estas cuchillas cortan el material que viaja sobre un rodillo solido sobre el cual se realiza el corte. Para esta máquina reembobinadora el riel cuenta con 2 cuchillas, el riel cuenta con un sistema métrico ya que la distancia entre las cuchillas es ajustable, y es necesario conocer con exactitud esta distancia.

5) Bobinas de salida

Las bobinas de salida es el resultado de la máquina, es decir, el material reembobinado, las bobinas de salida pueden ser máximo 3 y mínimo 1. En el caso de que las bobinas de salida sean 3, 2 bobinas estarán montadas directamente en el eje del motor y una bobina en un eje superior. Esto se hace con el fin de tener el mayor peso en el eje inferior acoplado al motor y el menor peso en un eje superior que esta acoplado mediante un sistema de cadena.

3.2.2 Lista de partes

PART LIST		
N.º DE ELEMENTO	CANTIDAD	DESCRIPTION
1	1	STRUCTURE FRAME
2	4	ANCHOR
3	2	LOAD CELL SUPPORT
4	5	HOLLOW SHAFT
5	1	CUTTER SUPORT
6	1	3" SHAFT IN
7	1	3" SHAFT OUT
8	2	3" SHAFT OUT
9	2	PULLEY
10	1	COUPLER
11	1	GEAR REDUCER
12	1	PRIMARY BELT
13	1	SECONDARY BELT
14	8	HHBOLT 0.500-20XT1-C
15	1	SHAFT 1" 1/25
16	1	HOLLOW SHAFT 1"
17	2	LIGHT TOWER
18	1	BELT COVER
19	1	BELT COVER
20	1	MOTOR BOX
21	1	BELT COVER
22	1	LOWER COVER BOX
23	4	STEP
24	2	HANDLE
25	2	HOLLOW SHAFT SUPPORT
26	1	ELECTRIC CABINET
27	1	PANEL VIEW
28	1	EMERGENCY STOP
29	2	CLAMP
30	1	MAGNETIC BRAKE

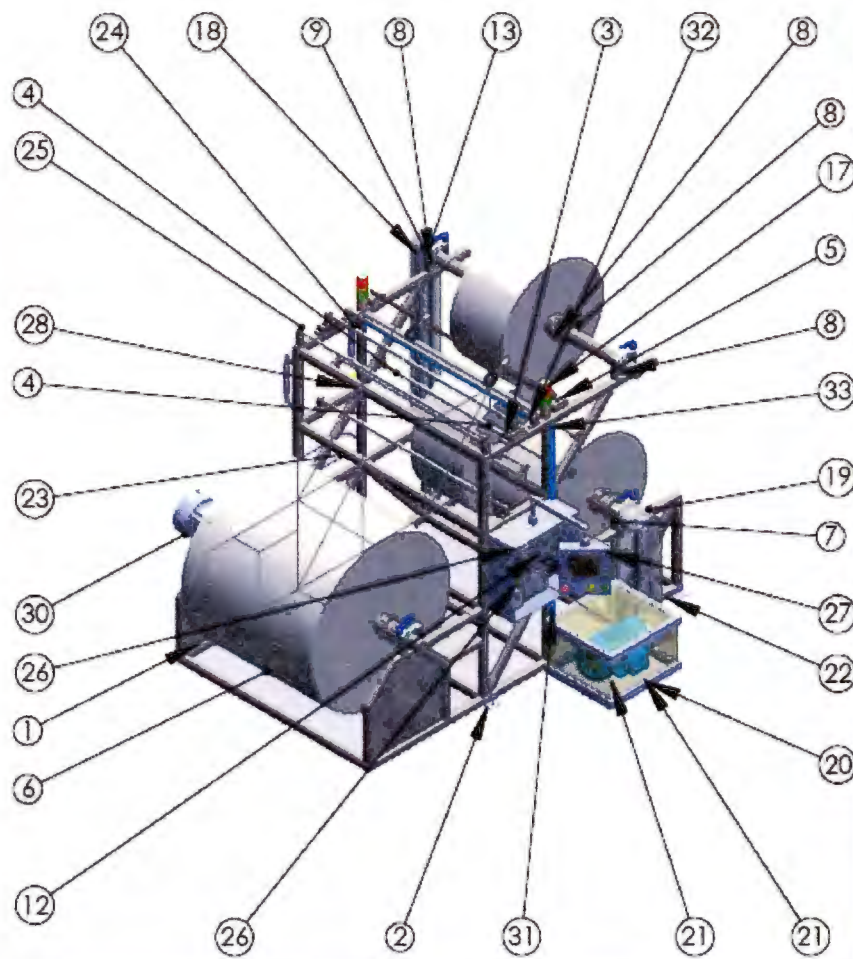


Figura 3-1. Lista de partes.

3.4 Análisis de esfuerzo y Deformación.

Para poder asegurarse que el diseño y los materiales con los que fueron creados los componentes cumplen los requerimientos del sistema es importante realizar los análisis correspondientes. Las partes más importantes en las que se tienen que realizar estos análisis son: Las flechas de carga en donde estará montada la bobina de entrada y las bobinas de salida. Los rodillos locos, estos rodillos deben soportar la fuerza que ejerce el material durante el traslado del mismo. Los soportes sobre los que están montados los rodillos locos también deben de ser analizados a detalle, ya que sobre estos soportes fijos está el único soporte que tienen estos rodillos en la estructura.

3.4.1 Análisis de flecha de carga:

La flecha está diseñada con Acero 1040, este acero es un acero comercial y de uso industrial por lo que se confía en que los resultados obtenidos en el análisis serán satisfactorios.

La fuerza que se le aplica a la flecha es la equivalente al peso de la bobina que es de 7848N, al ser un cuerpo uniforme el centro de gravedad en donde se aplica la fuerza es en el centro de la bobina, es decir, el centro de la flecha.

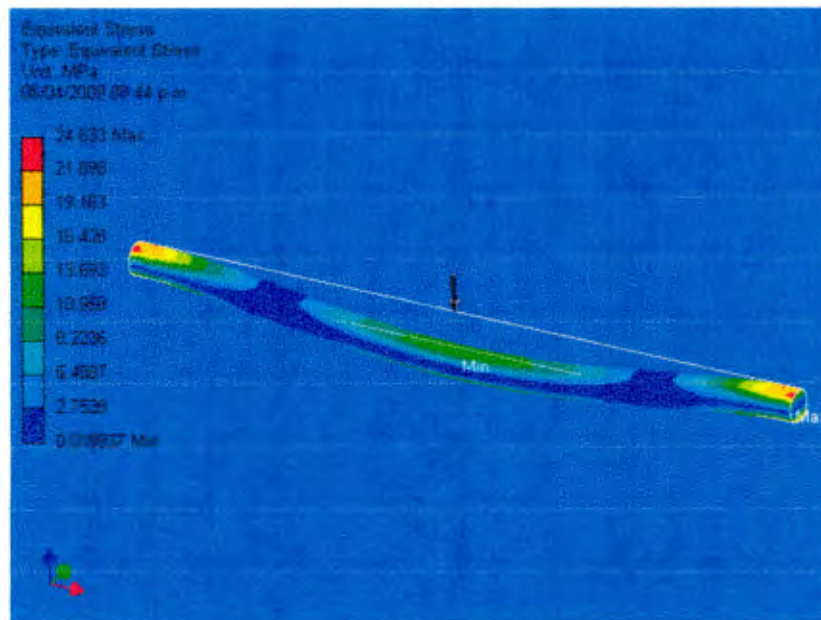


Figura 3-25. Prueba de esfuerzo de la flecha de carga.

En la Figura 3-25 se observa el resultado de una prueba en donde nos muestra el esfuerzo equivalente, el esfuerzo máximo se presenta en los extremos de la flecha, esto sucede ya que es en esos puntos en donde está sujeto. El esfuerzo máximo es de 24.63MPa mientras que el esfuerzo mínimo es de 0.018937MPa.

En la Figura 3-26 se observa la representación de los esfuerzos principales, en esta prueba se observa que los esfuerzos principales suceden en los extremos de la flecha, tal y como se había visto en la distribución de esfuerzos. El esfuerzo principal máximo es de 28.65MPa mientras que el mínimo es de -6.268MPa.

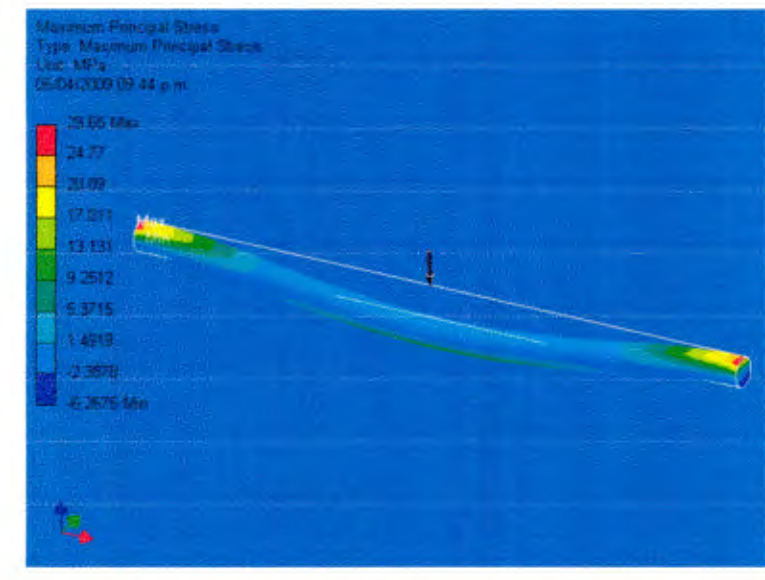


Figura 3-26. Análisis de esfuerzos de la flecha de carga.

En la figura 3-26 se observa la deformación de la flecha, la cual está representada en mm y se observa que la mayor deformación se da en el centro de la bobina. La deformación máxima es de .28217mm mientras que la deformación mínima de la flecha es de 0mm en los extremos de la flecha. Si bien hay que recordar que estos son casos ideales el hecho de que la deformación mínima se dé en los extremos es debido a que es en esos puntos donde la flecha está sujeta en los soportes. Si bien esta deformación es muy poca, el valor que nos indica si la flecha cumple las necesidades es el factor de seguridad, el cuál como se observa en la figura 3-31 es de 8.4034, este factor de seguridad está considerado en los extremos que es en donde la flecha tiene un esfuerzo mayor.

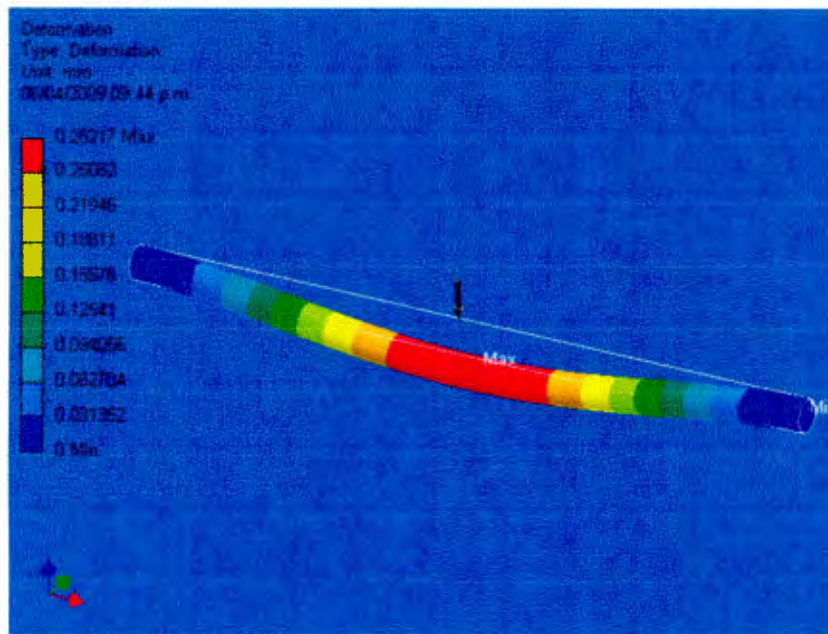


Figura 3-27. Análisis de la deformación de la flecha de carga.

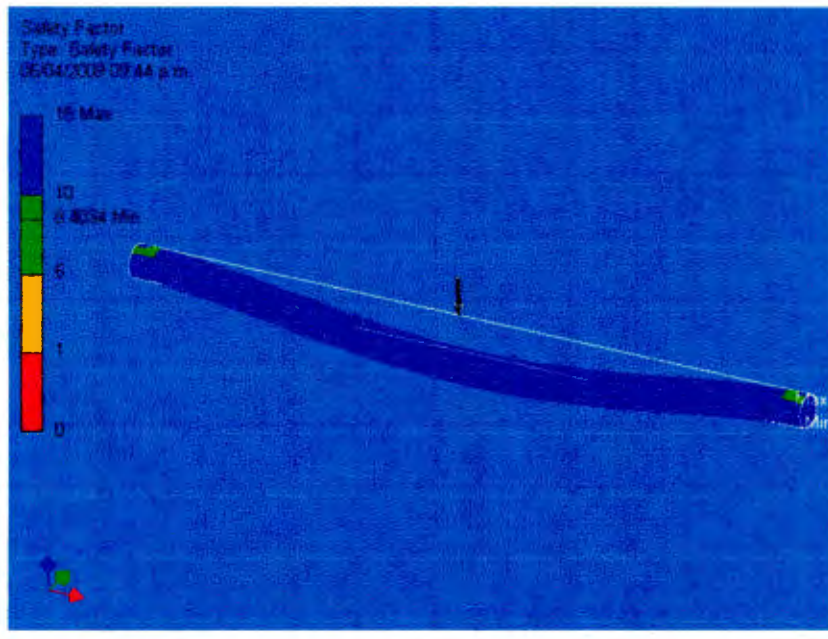


Figura 3-28. Factor de seguridad de la flecha de carga.

Con los resultados obtenidos en el análisis se puede concluir que el material y la estructura son adecuados para poder soportar los esfuerzos a los que es sometida la flecha por el peso de la bobina de material que se monta sobre la flecha.

3.4.2 Análisis del rodillo loco:

Si bien el rodillo loco no debe de cargar o soportar una fuerza tan grande como la flecha de carga, es importante mencionar que este rodillo debe de ser hueco para disminuir peso en la estructura, y costo de material, ya que el rodillo debe de ser de aluminio. Estas características son importantes en estos rodillos ya que sobre ellos se transporta el material y deben de ser rodillos muy lisos. Deben de ser huecos por que en los extremos llevan los rodamientos para hacer que el rodillo gire libremente.

El análisis de estos rodillos está basado en la fuerza de 205 Lb que ejerce el material sobre los rodillos.

En la Figura 3-29 se observa es el esfuerzo equivalente y como se distribuye a lo largo del rodillo, se observa que el esfuerzo que recibe es bajo en general de acuerdo a la tabla de colores que se presenta en la Figura los esfuerzos más altos se dan en los extremos del rodillo. El esfuerzo equivalente máximo es de 11.237MPa y el esfuerzo mínimo es de 0.00002447MPa.

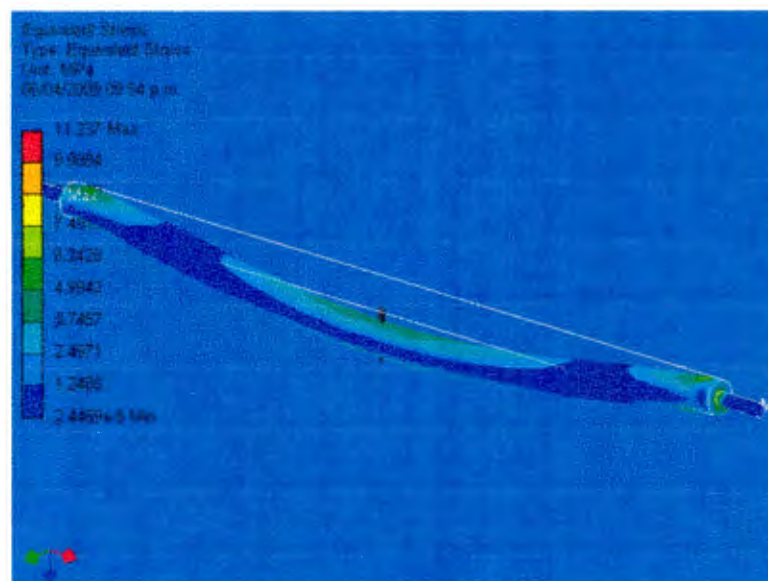


Figura 3-29. Análisis de esfuerzos equivalentes en el rodillo loco.

En la Figura 3-30 se observan los esfuerzos principales, estos esfuerzos son muy uniformes en la flecha, ya que casi toda la flecha tiene todo el esfuerzo, sólo en los extremos estos esfuerzos aumentan debido a que es en estos puntos en donde el rodillo está sujeto de manera fija. El esfuerzo principal máximo es de 11.722MPa.

En la Figura 3-31 se observa la deformación del rodillo, se observa que en la parte central es donde más se deforma, sin embargo es un área muy reducida la que sufre la mayor deformación, la cuál es de 0.28215mm. Esta deformación es muy poca y más cuando se observa que el área que la sufre es poca.

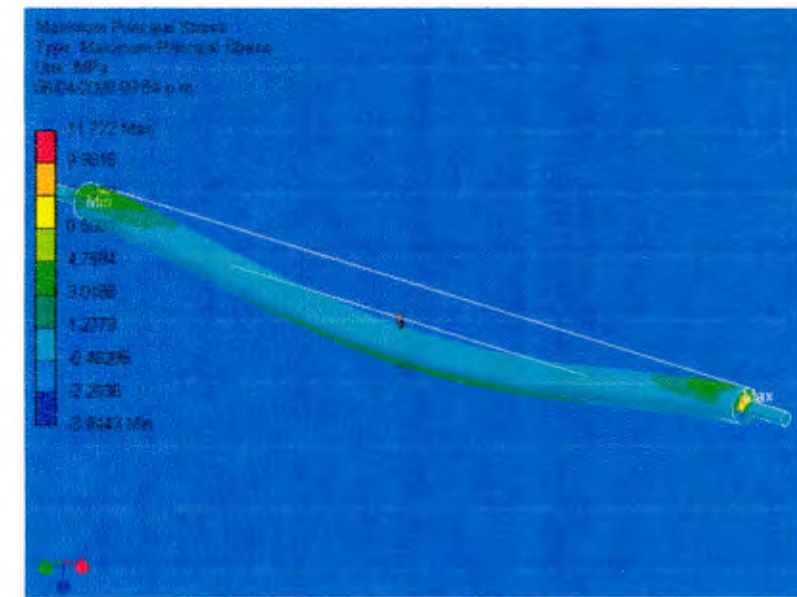


Figura 3-30. Esfuerzos principales del rodillo loco.

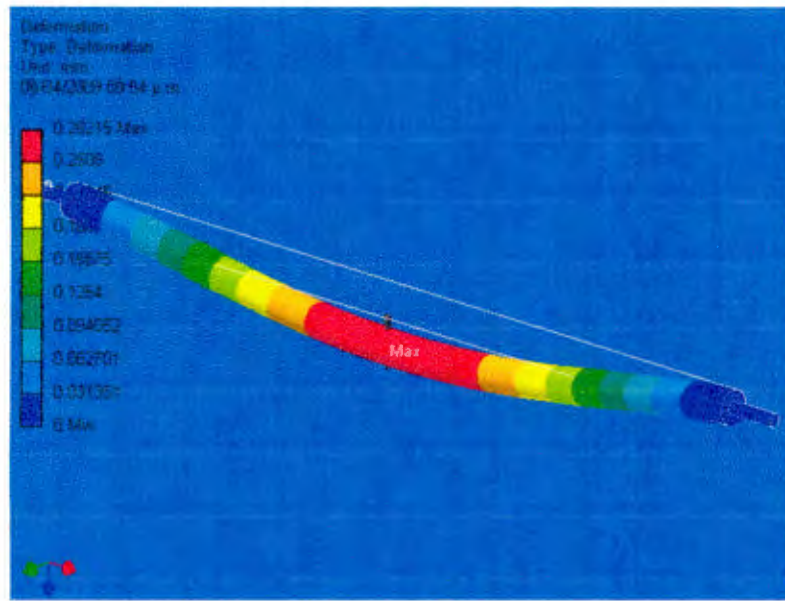


Figura 3-31. Análisis de deformación en el rodillo loco.

En la Figura 3-32 se observa el comportamiento del factor de seguridad en el rodillo, se observa que es igual para todo el componente y tiene un valor de 15, este valor es mucho mayor a 2.5 que es el factor de seguridad mínimo esperado. Este resultado nos indica que este rodillo cumple en demasía las necesidades estructurales, esto nos da la oportunidad de reducir el diámetro de los rodillos, ya que por cuestión de estandarización son de 3" al igual que la flecha de carga, sin embargo podemos reducir el diámetro de los rodillos locos considerablemente para ahorrar costo de material, y no tener un componente tan sobrado para esta aplicación.

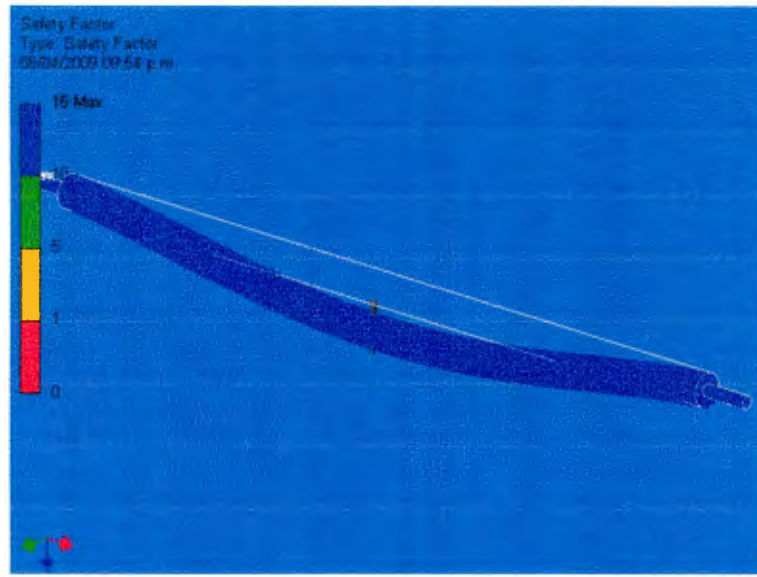


Figura 3-32. Imagen del factor de seguridad del rodillo loco.

3.4.3 Análisis de soporte para rodillo loco

Este soporte es muy importante y que todos los rodillos locos del sistema están sujetos en los extremos por este componente. Este soporte está diseñado con acero comercial, ya que debido a su estructura se espera que la distribución de esfuerzos de de a lo largo del componente y no tenga ningún riesgo estructural al momento de colocarle la carga.

En la Figura 3-33 se observan los esfuerzos equivalentes en el componente, se observa que se distribuyen principalmente en el centro del componente y el esfuerzo máximo esta bajo el barreno sobre el cual se monta el rodillo, esto sucede ya que en ese barreno se concentra el esfuerzo al sujetar el rodillo, sin embargo este esfuerzo es 0.20539MPa que es un esfuerzo muy pequeño para esta estructura.

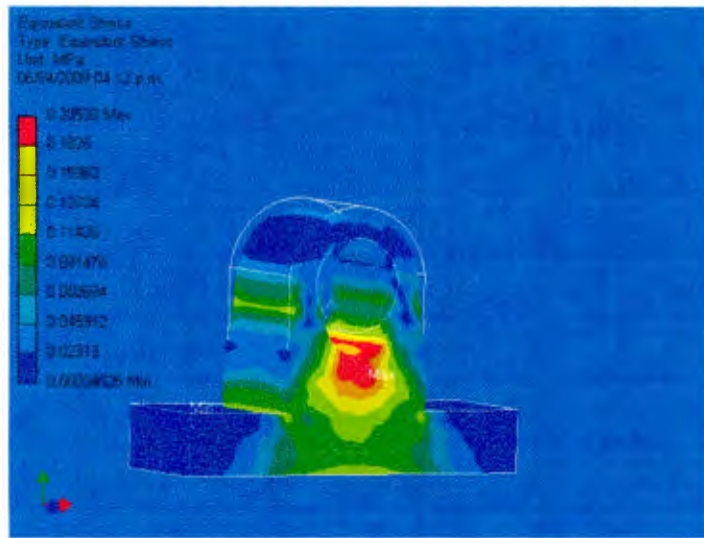


Figura 3-33

En la Figura 3-33 se observa el análisis de los esfuerzos principales, tal y como se vio en el análisis de los esfuerzos equivalentes los esfuerzos se distribuyen en todo el componente, y los esfuerzos principales máximos se dan en la circunferencia del barreno, este esfuerzo es de 0.14409MPa. Al observar la imagen se puede apreciar como estos esfuerzos no son representativos para el componente ya que son de nivel moderado. Al analizar la deformación en la Figura 3-34 se puede ver que en el punto en donde se vio el mayor esfuerzo equivalente es el punto que mayo deformación sufre, sin embargo esta deformación es de 0.000020881mm, la deformación es realmente imperceptible y despreciable.

Este resultado nos da un preámbulo para analizar el factor de seguridad el cual es de 15 y es constante en todo el componente, este factor nos indica que el componente no tiene ningún problema para satisfacer las necesidades estructurales y que el material y la estructura son adecuadas, esto se aprecia en la Figura 3-35. Se podría buscar un materia menos resistente que resulte más económico y así no tener un factor de seguridad tan elevado, sin embargo este material debe de cumplir con requerimientos de durabilidad, estandarización y debe de ser un material que a la vista no de un impacto negativo que afecte a la máquina.

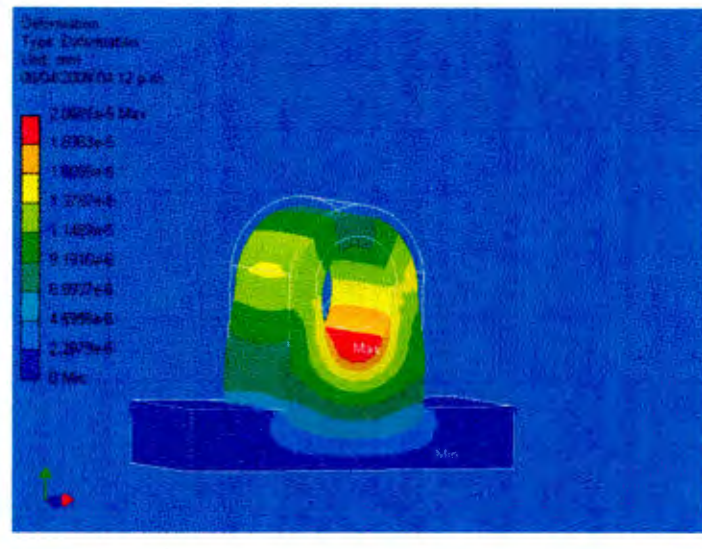


Figura 3-34. Análisis de los esfuerzos principales en el soporte del rodillo loco.

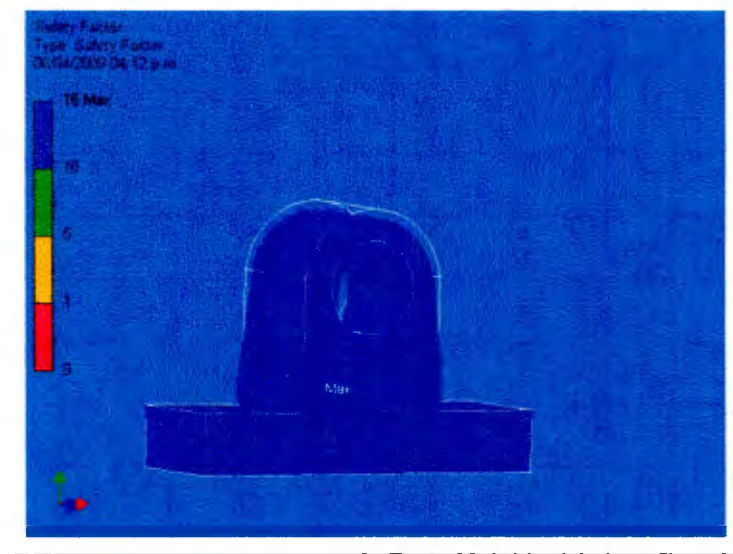


Figura 3-35. Factor de seguridad del soporte del rodillo loco.

3.4.4 Análisis de la estructura

La estructura es el alma de la máquina por lo tanto debe de ser la parte más resistente, confiable y segura de todos los componentes de la reembobinadora.

A continuación se realizará el análisis de la estructura, con el cual se obtendrán los resultados necesarios para asegurar que la estructura diseñada es adecuada para la reembobinadora y satisface las necesidades de esta máquina.

La estructura está diseñada con un perfil de acero 1035. Este material tiene un módulo de elasticidad de 205000N/mm^2 , un coeficiente de Poisson de 0.29 y un límite elástico de 262.685 N/mm^2 (MPa). Estas variables son importantes para realizar el análisis, el cual está basado en el método Von-Mises.

En la Figura 3-39 se observa el diseño de la estructura con vista lateral, para este análisis se consideran 4 fuerzas principales que actúan sobre la estructura. La fuerza principal señalizada con la flecha amarilla es la fuerza promedio que ejercen los rodillos locos sobre la estructura, esta fuerza es de 1112.06N. La fuerza indicada con una flecha marrón es la fuerza generada por la bobina principal, esta fuerza es de 5395.5N. La fuerza que ejercen las bobinas de salida está separada en 3, ya que se consideran 3 bobinas de salida, 2 en el eje inferior y una en el eje superior, estas fuerzas están indicadas con las flechas moradas. Las fuerzas inferiores son de 2748N cada una, mientras que la fuerza que genera la bobina de salida de la parte superior es de 3924N.

En la Figura 3-36 se observa la deformación que sufre la estructura por efecto de las fuerzas mencionadas. Se puede observar que la estructura en toda la parte inferior y media sufre una deformación muy pequeña de $1 \cdot 10^{-30}\text{mm}$, esta deformación se puede considerar despreciable por el valor tan pequeño. En la parte superior izquierda la estructura sufre la mayor deformación, debido a que en esa parte no se cuenta con un soporte fijo que ayude a la resistencia, y la fuerza que ocasiona la deformación es la generada por la bobina de salida superior. Esta deformación es de $2.9 \cdot 10^{-1}\text{mm}$, este valor sigue siendo un valor pequeño sin embargo para reforzar el análisis se le hará un análisis de esfuerzos a la estructura.

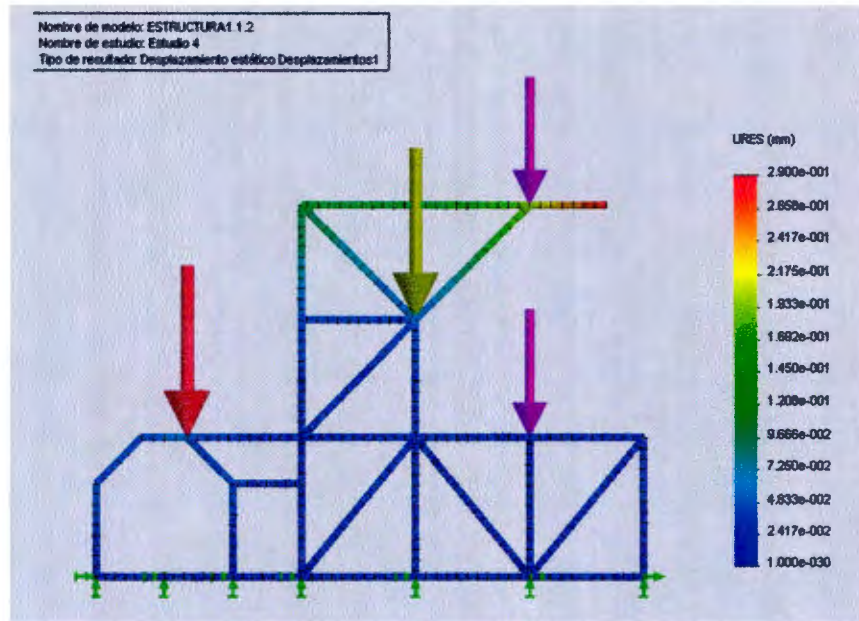


Figura 3-36. Deformación de la estructura

En la figura 3-37 se observan los esfuerzos que hay en la estructura, cuyo mayor esfuerzo es de 16.4 MPa, esta tensión es mucho menor al límite elástico del material por lo que se puede concluir que los esfuerzos a los que se somete el material son muy por debajo de los esfuerzos máximos permitidos. La figura muestra la deformación utilizando una escala de 945.691 para que se pueda visualizar dicha deformación.

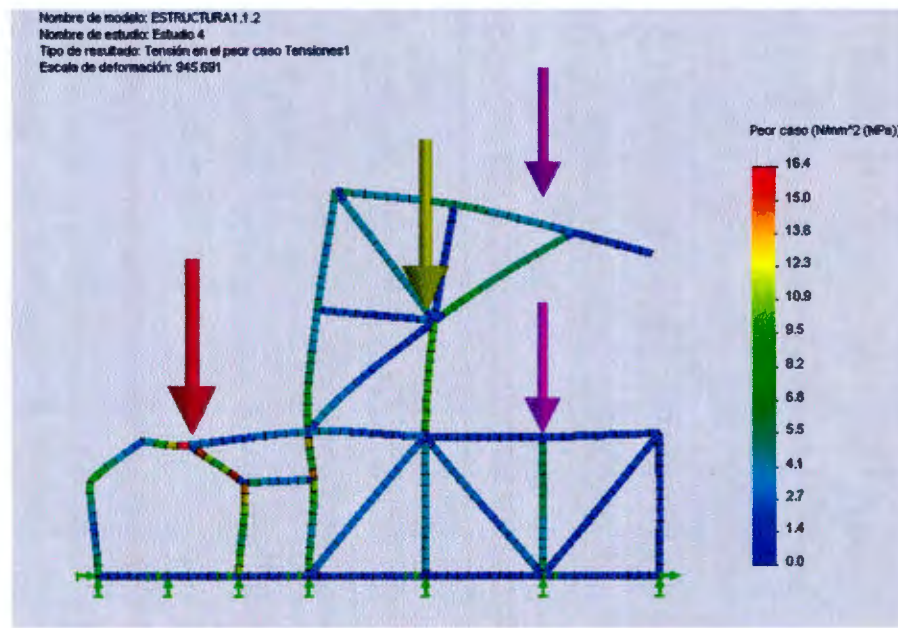


Figura 3-37. Esfuerzos de la estructura

En la Figura 3-38 se observa el análisis de la estructura para el factor de seguridad, para este análisis se consideraron las mismas fuerzas que para el análisis de la Figura 3-37. En este análisis se observa que el factor de seguridad mínimo es de 17, este factor de seguridad se da en la parte de la estructura que soporta la bobina principal, este factor de seguridad es confiable, ya que el objetivo para esta estructura es tener un factor de seguridad de 3, sin embargo la deformación que sufre la estructura por los requerimientos de diseño hace que el factor de seguridad tenga que ser mayor al objetivo. El diseño de la estructura tiene la restricción principal de cuidar las rutas por las que se montan y desmontan las bobinas, estos procesos se realizan principalmente con grúas, por lo que no se pueden colocar soportes que obstruyan estas rutas.

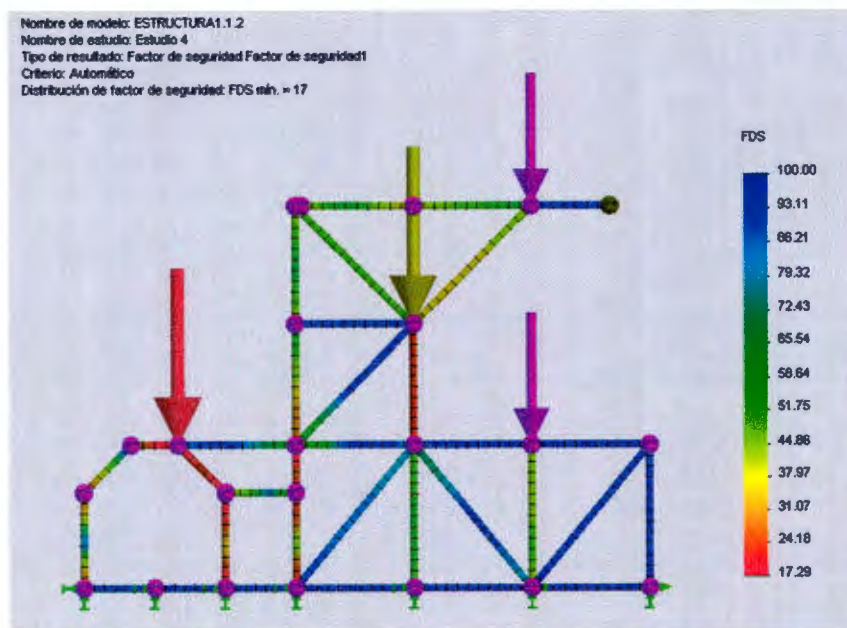


Figura 3-38. Análisis de esfuerzos.

En la figura siguiente se muestran las cargas axiales a las que están sometidos cada uno de los miembros estructurales, como se puede apreciar de nuevo el área de los rodillos es en donde se tienen las concentraciones de esfuerzos más significativas, sin embargo no son significativas para la resistencia del material que se utilizo, el Acero 1035, si la imagen los muestra una deformación excesiva es porque tiene una escala de 945.691 veces más de lo que realmente se deforma, para poder ser apreciada.

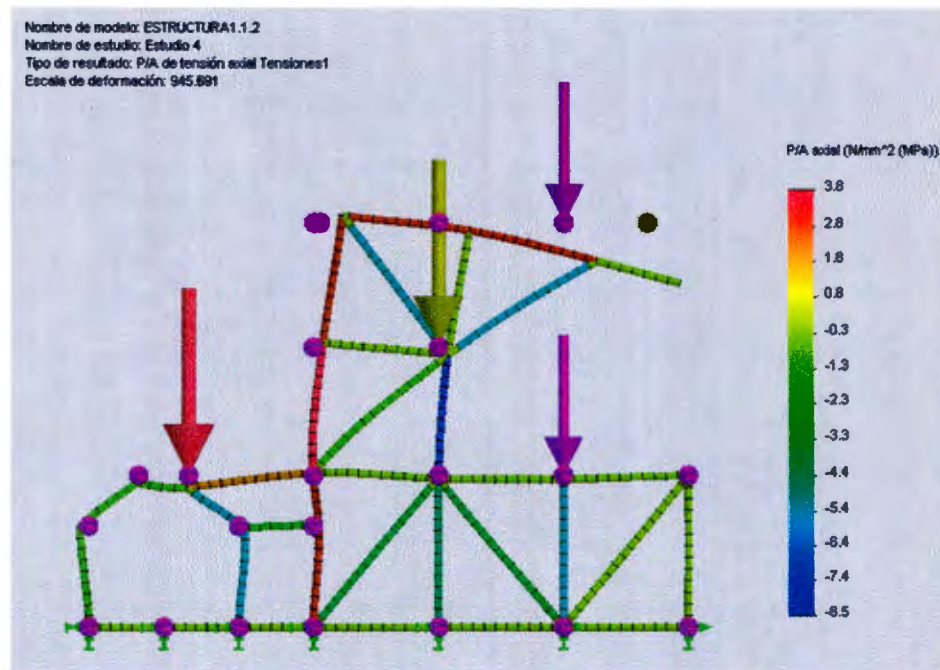


Figura 3-39. Cargas axiales.

Después de analizar el caso en el que la máquina está completamente cargada se debe de analizar con los casos extremos y opuestos, es decir, cuando la máquina sólo contiene la bobina de entrada y está comenzando a desenrollarse y el otro caso es cuando sólo están montadas las bobinas de salida. En las figuras 40,41 y 42 se observan los resultados del primer caso en donde la máquina sólo tiene la bobina de entrada y se puede observar que los niveles de deformación siguen siendo muy bajos y el FDS mínimo es de 19.

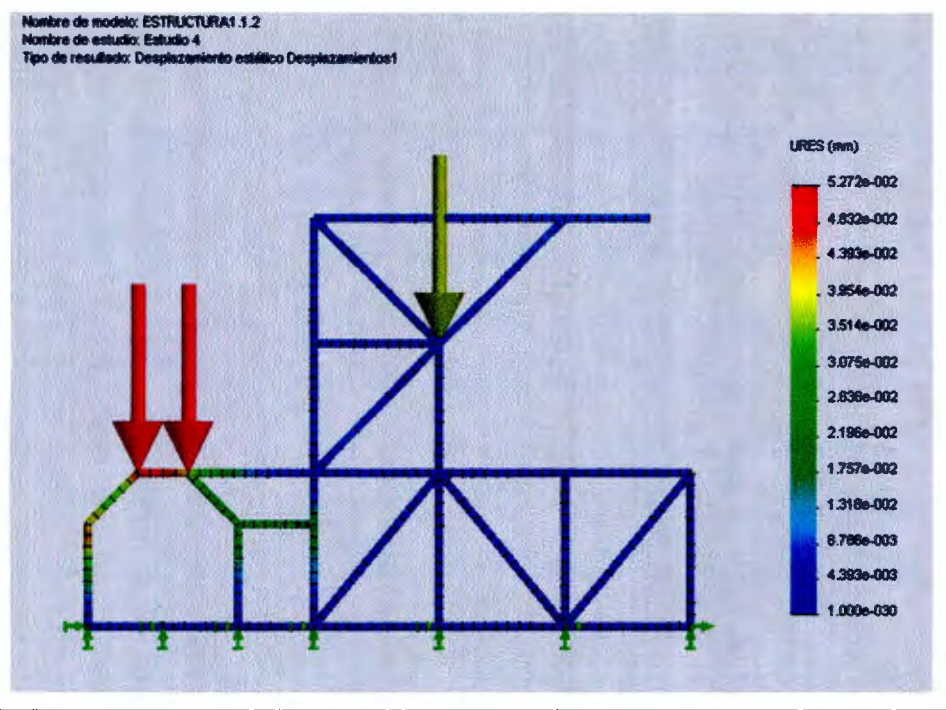


Figura 3-40. Desplazamiento sólo con la bobina de entrada.

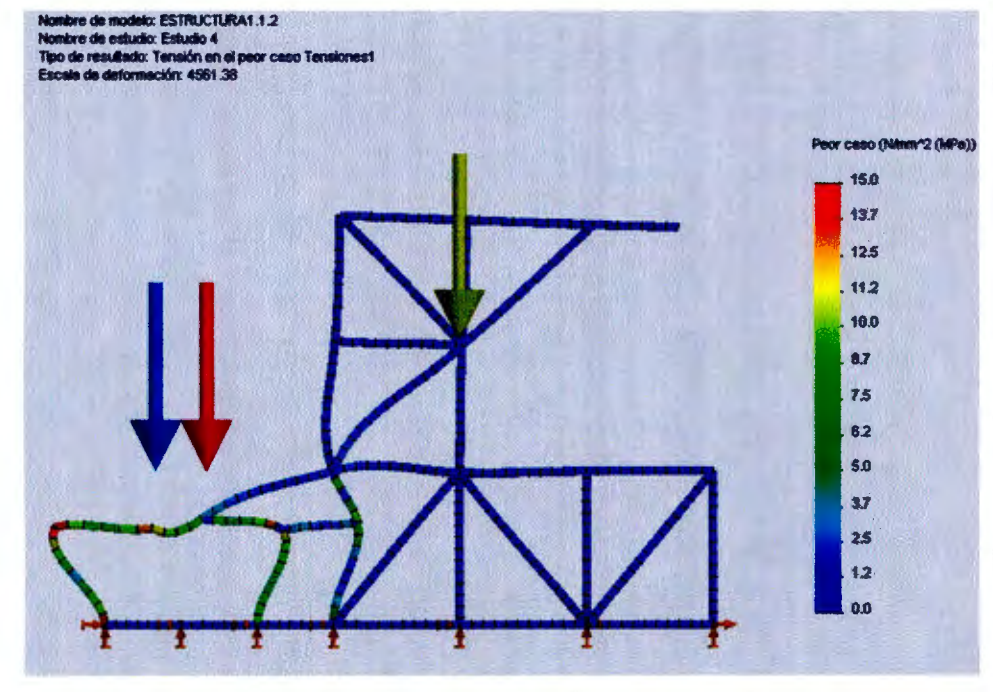


Figura 3-41. Esfuerzos sólo con la bobina de entrada.

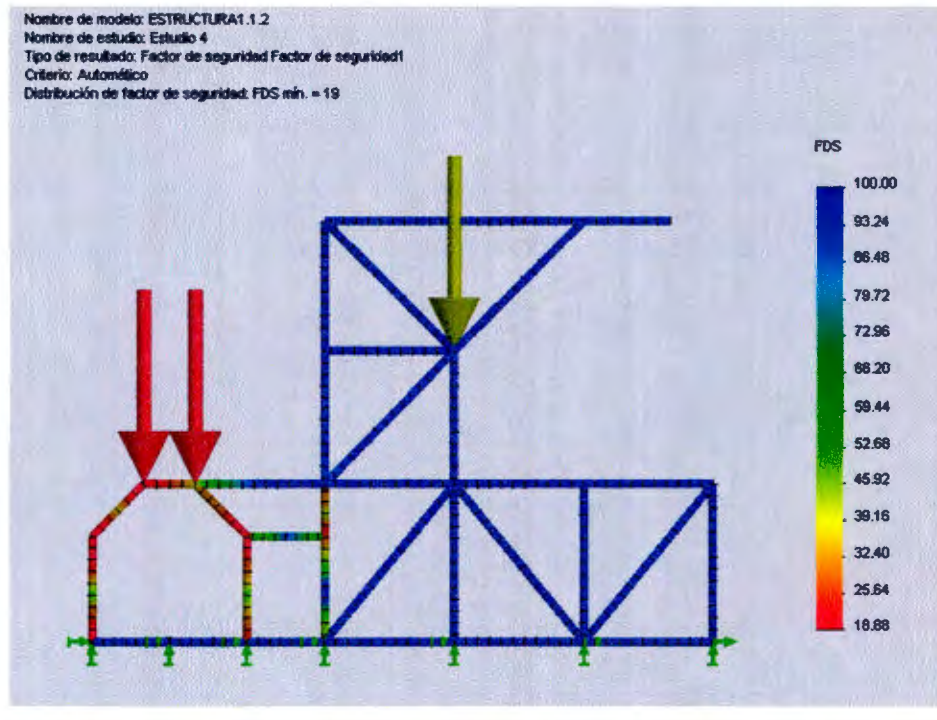


Figura 3-42. FDS sólo con la bobina de entrada.

En las figuras 3-43, 44,45 se muestran los resultados del caso 2, es decir, cuando sólo se encuentran las bobinas de salida. En este caso se puede observar que la deformación es aún menor, se someten a esfuerzos menores. El FDS de este diseño es de 28, por lo que este diseño cumple con las necesidades de construcción.

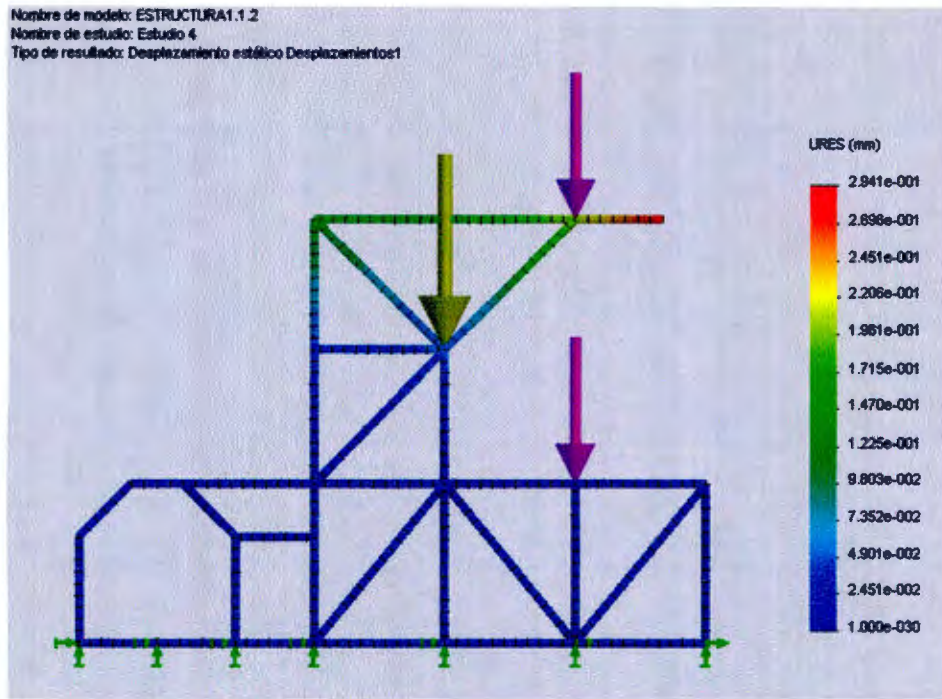


Figura 3-43. Desplazamientos de la estructura en el caso B.

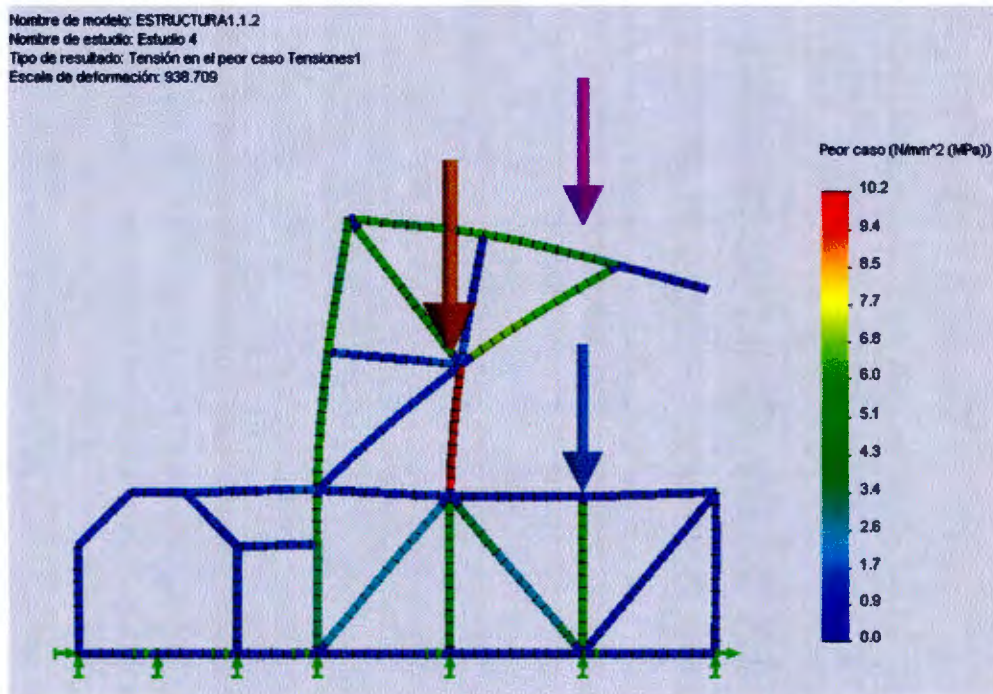


Figura 3-44. Esfuerzos principales en la estructura, sólo con el caso B.

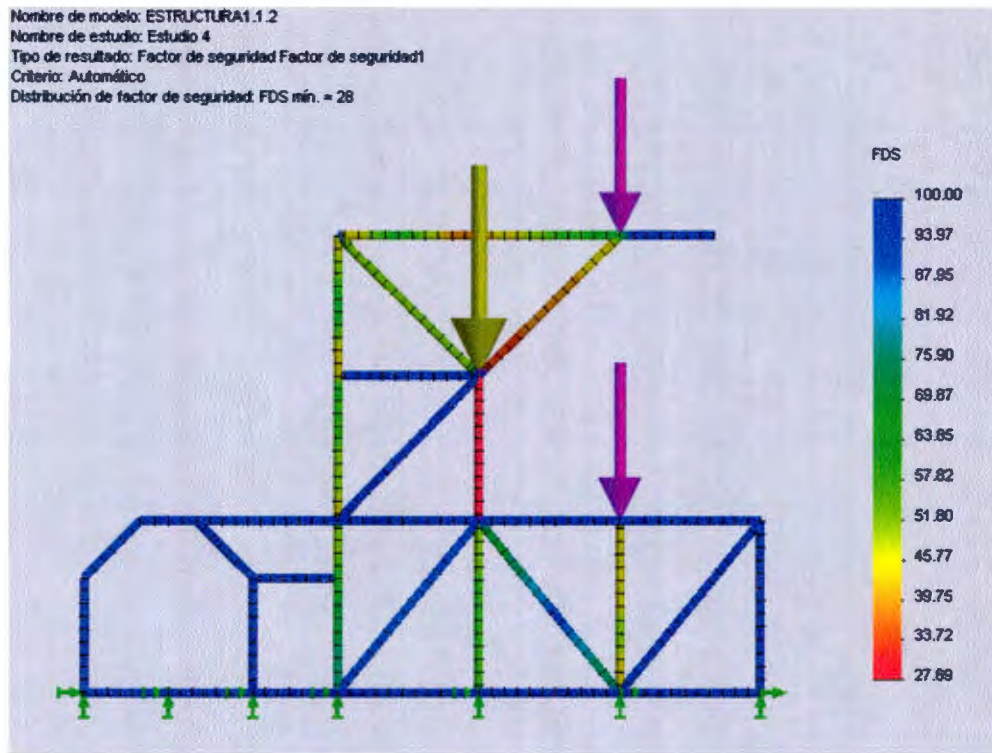


Figura 3-45. Esfuerzos principales en la estructura, sólo con el caso B.

3.4.5 Frecuencias de resonancia

La resonancia es un fenómeno que se produce cuando un cuerpo capaz de vibrar es sometido a la acción de una fuerza periódica, cuyo periodo de vibración coincide con el periodo de vibración característico de dicho cuerpo. Hay que evitar las frecuencias de resonancia que tiene el sistema ya que provocarían una ruptura en algún punto de la estructura. Dado que el motor principal de la máquina opera a una frecuencia máxima de 60Hz y dicha frecuencia puede variar entre 0 y su valor máximo es indispensable conocer las frecuencias de resonancia de la máquina para asegurarse que están fuera de las frecuencias de operación.

En las figuras 3-46,47 y 48 se muestra la deformación que sufre la estructura cuando aparecen las frecuencias de resonancia. Para esta estructura las frecuencias que se deben de evitar son: 85.973Hz, 105.34Hz y 119.63Hz. En las figuras se puede apreciar como a estas frecuencias la estructura sufre desplazamientos en el orden de los 0.2m.

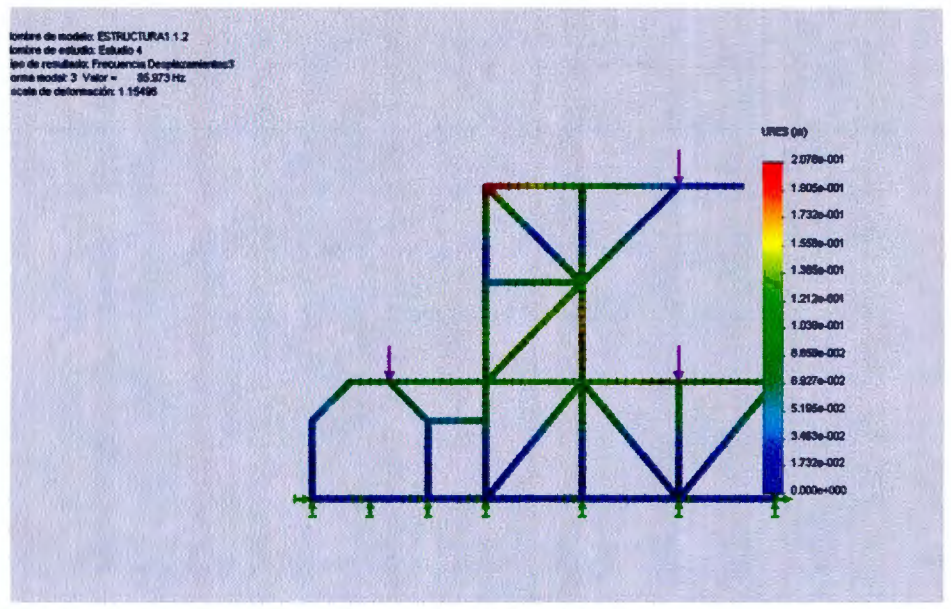


Figura 3-46. Frecuencia de resonancia de 85.973Hz.

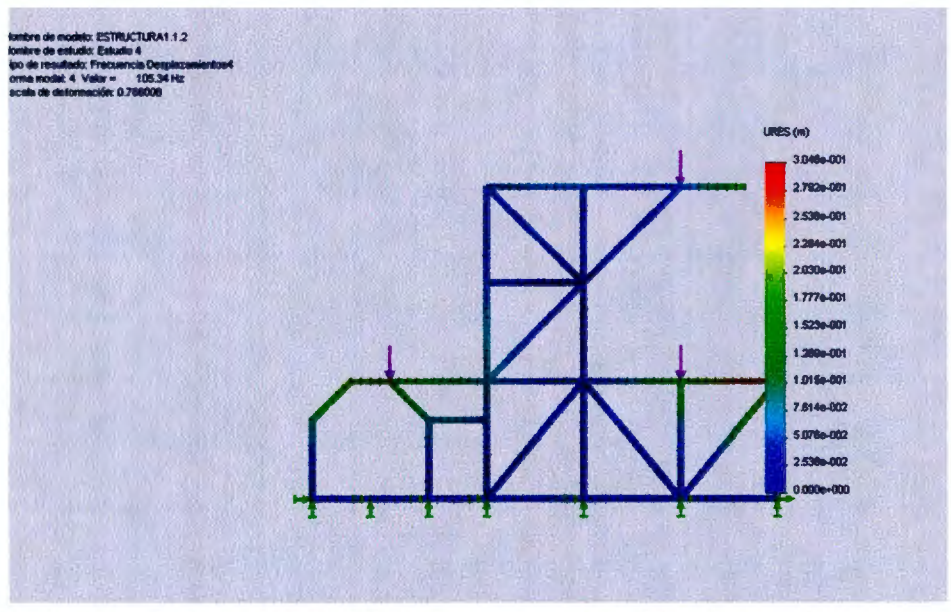


Figura 3-47. Frecuencia de resonancia de 105.34Hz.

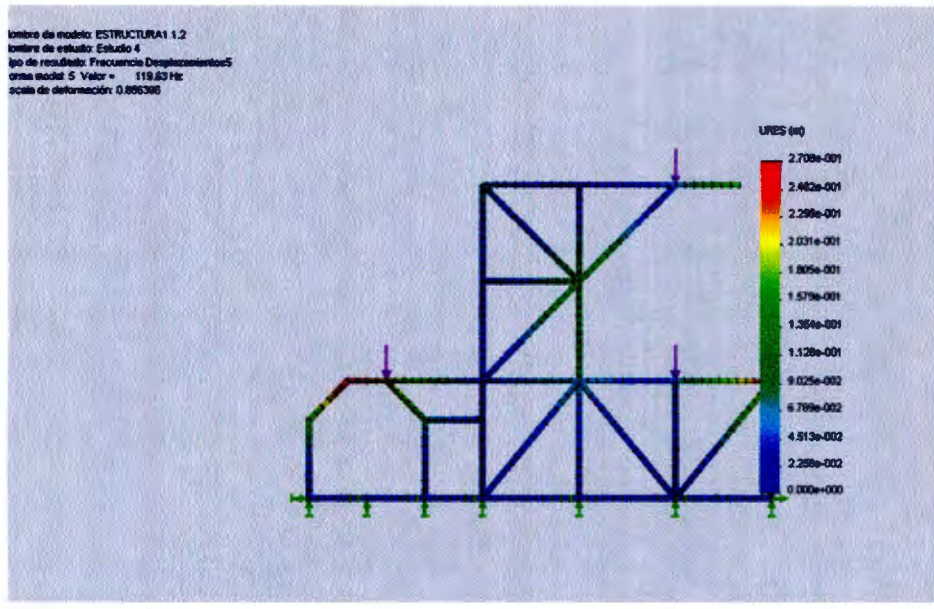


Figura 3-46. Esfuerzos Frecuencia de resonancia de 119.63Hz.

3.5 Cálculo de la banda para la transmisión.

En la máquina se necesita transmitir potencia del motor reductor al eje inferior, en esta transmisión se reduce la velocidad de 700rpm a 667 por lo que es necesario hacer el análisis de las polea y banda que cumpla con este requerimiento. Por otro lado se debe conectar ambos ejes y lograr que giren a la misma velocidad por lo que la transmisión de estos ejes es una transmisión síncrona.

El motor utilizado es un motor conocido como clase 2, y la máquina en la que se va a utilizar es un máquina clasificada como máquina de imprenta-papel, por lo que se clasifica la máquina como clase 2. Con base en estas consideraciones se utiliza un factor de 1.4 para este motor y proceso.

3.5.1 HP de la transmisión.

Los HP de la transmisión de calculan $\rightarrow HP=2*1.4= 2.8$ HP

3.5.2 Paso de la Banda

El factor de velocidad se obtiene dividiendo la mayor velocidad entre la menor:

$$700/667.94 \text{ RPM} = 1.040$$

El paso de la banda es H 1/2”

3.5.3 Características de la polea impulsora e impulsada

Impulsora: Diámetro de paso 3.342-21H

Impulsada: Diámetro de paso 3.501-22H

Distancia entre centros 14.14 in \rightarrow 35.91 cm

Banda: PL 39,78 dientes, 390 H

Ancho de banda= $2.8/4.28=1$ ”

3.5.4. Transmisión entre eje inferior y eje superior.

En este caso la velocidad de la impulsora y la impulsada es la misma las RPM máximas son de 667.94, por lo que la selección de la banda se basara en la elección de un factor de 1 y Hp nominal igual o mayor a 667.94 y la distancia entre centros debe de ser de 1 m \rightarrow 39.37”

Para usar una banda comercial se usa una distancia entre centros de 39.375" con una relación de velocidad de 1". Esta banda es de paso 7/8" XH con PL 98, 112 dientes, 980 XH. Los diámetros de las poleas son 6.127" con ranuras de 22XH. El Hp para banda de 1" es 10.41.

El ancho de banda $2.8/10.41 = .27$, por lo que el ancho de la banda sería de $\frac{1}{2}$ ".

3.6 Resistencia de Frenado

En este apartado se detalla la resistencia necesaria para parar el sistema en caso de una falla eléctrica o de un paro de emergencia, las formas más comunes de parar un motor de corriente alterna son inyección de corriente directa en un par de terminales del motor trifásico y por freno dinámico, seleccionamos el método de freno dinámico ya que nos permitiría detener el sistema incluso si existe una falla en el suministro de energía eléctrica. El sistema que necesitamos frenar es de una alta inercia y ante una falla o paro de emergencia el motor se convertiría en un generador y la energía generada por la inercia se transformaría en calor, dicho calor provocaría que los aislamientos internos del motor fallaran y por ende la vida del motor se redujera drásticamente. Es por eso que anticipándonos a este tipo de falla se calcula la resistencia de frenado necesaria para disipar esta energía fuera del motor. Esta resistencia es de una gran potencia como se verá en los cálculos que se detallan a continuación:

La inercia para una bobina de salida completa sería:

$$J = \frac{1}{2} Mr^2 = \frac{1}{2} (333)(0.8 - 0.0762) = 21.80 \text{ Kgm}^2$$

Como se tienen 3 bobinas el cálculo quedaría como:

$$3J = 3(21.80) = 65.42 \text{ Kgm}^2$$

Pero al tener un ratio de torque en la transmisión nos resulta:

$$J_{total} = (Ratio)(J) = .1853 * 65.42 = 12.12 \text{ Kgm}^2$$

La velocidad máxima a la que se girara el sistema será a 667 rpm y en caso de paro o emergencia queremos bajar este giro a 0 rpm.

$$n1 = 667 \text{ rpm}$$

$$n2 = 0 \text{ rpm}$$

$$\Delta E = E1 - E2 = \frac{1}{182.3} \frac{J(n1^2 - n2^2)}{1000} = 29.57 \text{ KJ}$$

Tiempo de frenado se establecerá en 30 segundos.

Potencia de frenado quedará como:

$$P = \frac{\Delta E}{t} = \frac{29.57KJ}{30} = 0.9856 kW$$

Cálculo del ciclo de trabajo será con la ecuación siguiente:

$$f = \frac{t}{t_1} = \frac{30}{120} = 0.25hz$$

Se asume de 120s ya que más tiempo no sería posible disipar la potencia de los resistores más comunes.

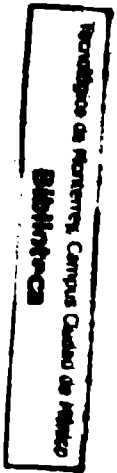
La potencia promedio quedaría: $P_{ave} = fP = 0.25 * 0.9856 = 0.2464kW$

Torque requerido será de: $T = J * 0.105 * \frac{n1-n2}{t} = 28.29Nm$

Torque de motor será $T_{Motor} = 9550 * \frac{P_M}{n_M} = 9550 * 0.00617 = 58.98Nm$

El resistor que se propone es el paralelo de dos resistencias de 72Ω y $800W$.

Este sistema sería eficiente si se encuentra todo el material y la inercia en la bobina de salida, si está en la bobina de entrada se tendría que utilizar algún freno electromecánico para detener el giro, ya que ahí no está conectado el motor.



3.7 Diagrama Eléctrico

En esta sección se muestra como van conectados los componentes eléctricos para realizar los procesos involucrados con el funcionamiento de la maquina, desde el control de tensión hasta los paros de emergencia.

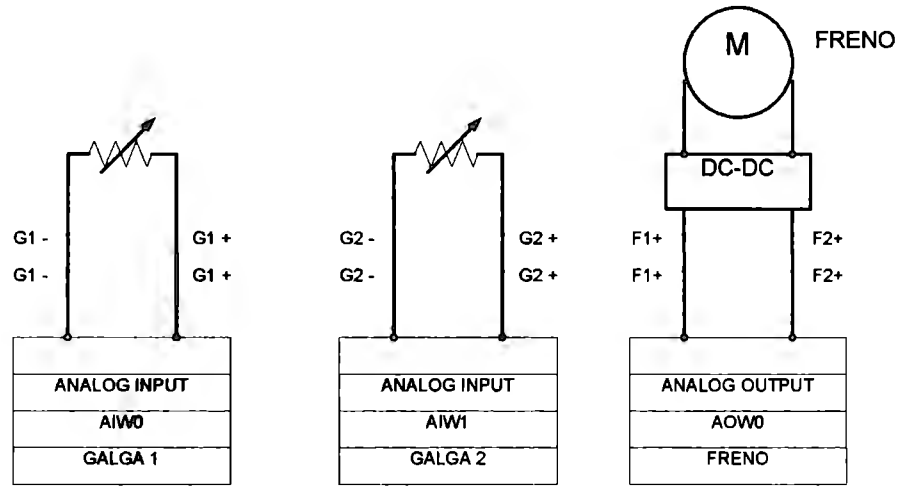


Diagrama 3-1. Diagrama de conexión de las galgas extensiométricas.

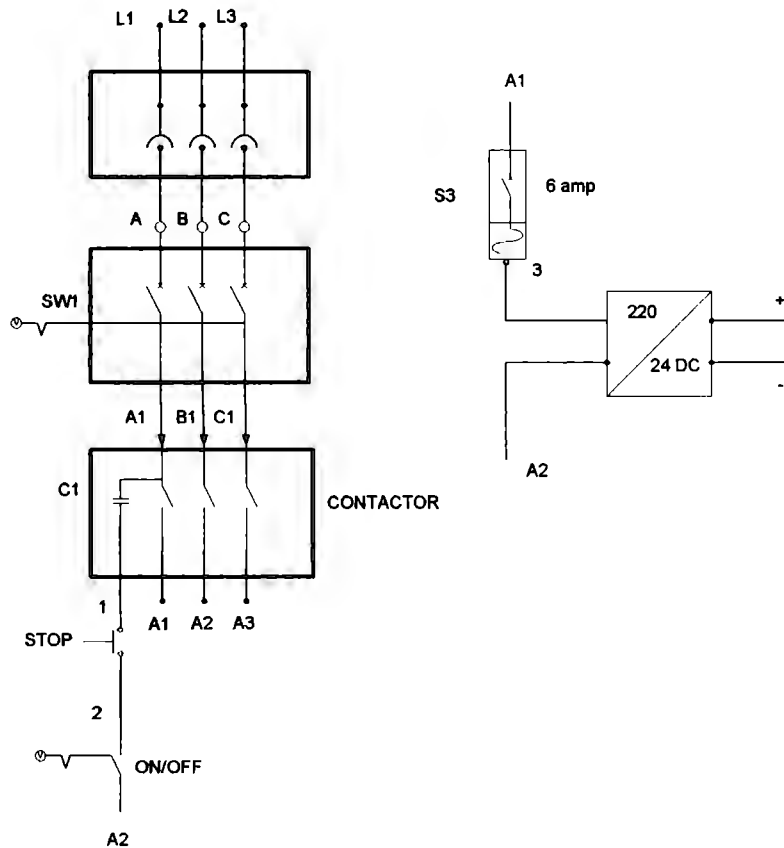


Diagrama 3-2. Diagrama eléctrico de seguridad.

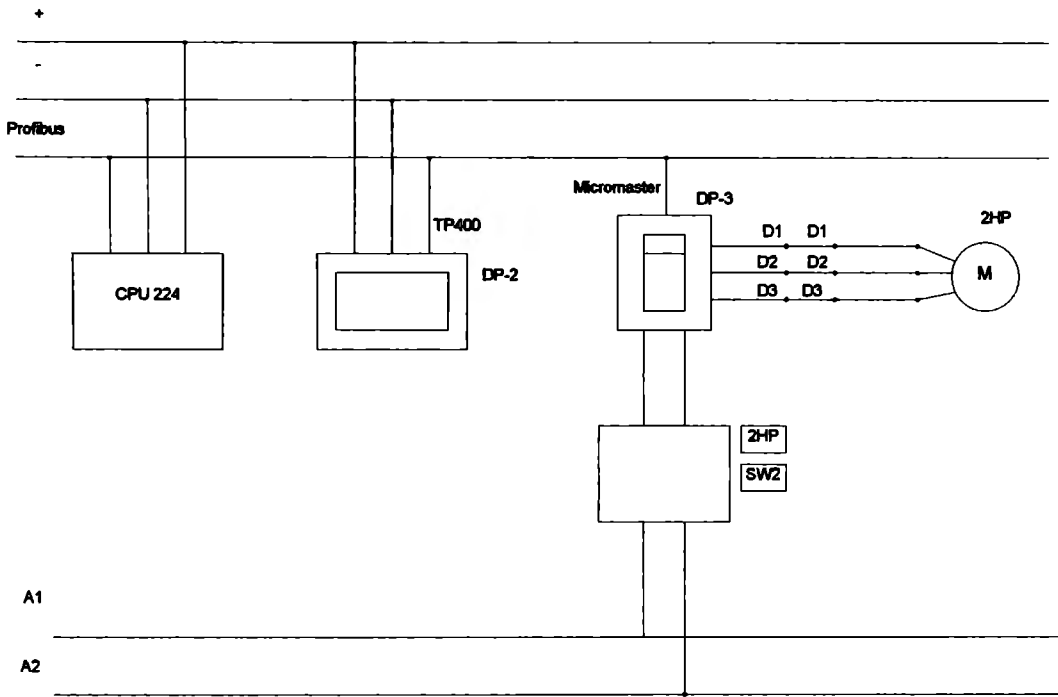
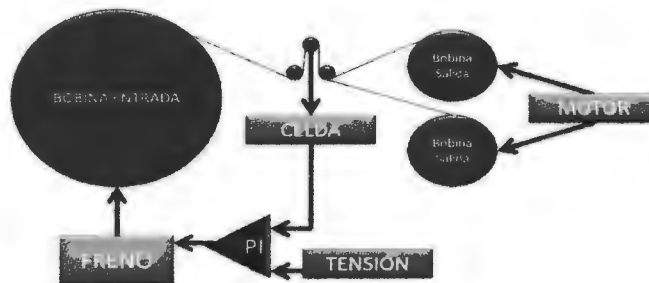


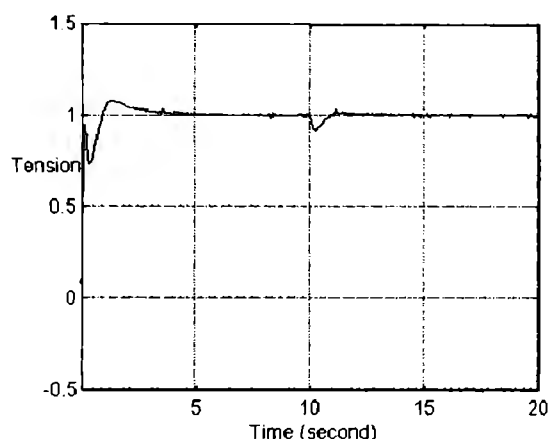
Diagrama 3-3. Diagrama eléctrico de profibus

3.8 Control de Tensión

El control de este tipo de dispositivos en la industria varia muy poco entre maquina y maquina, y están basadas en controles PI. Aunque se podría proponer un control más robusto para un sistema como el que se muestra, ya que existen dos variables en la maquina, por un lado tenemos el control de tensión y por otro lado tenemos el control de la velocidad. Analizando más detalladamente y de acuerdo a la aplicación podemos ver que no es muy problemático fijar una de esas variables, en nuestro caso fijamos la velocidad del motor, esto va a provocar un cambio de la velocidad del material debido a que el diámetro del rodillo cambiará conforme el material se desplace a las bobinas de salida, a continuación mostraremos las desventajas y ventajas que este tipo de control nos proporciona.

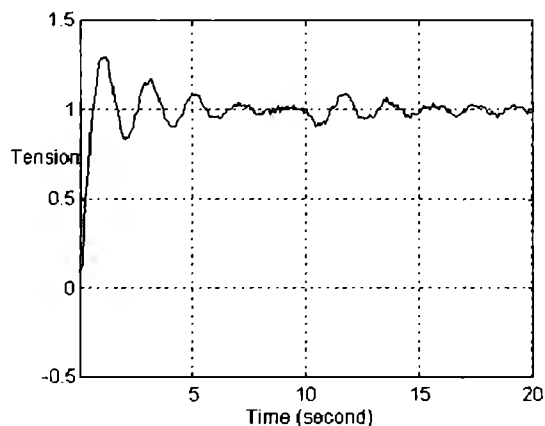
Utilizando un control PI, nos permite por una parte controlar el sistema desde el PLC, utilizando incluso la opción de autotuning, lo que nos permite aprovechar el equipo que se tiene. Es fácilmente configurable para diferentes materiales y nos permite manejar una gran cantidad de materiales a rebobinar. El tuning del PLC es realizado normalmente bajo las peores condiciones de operación, sin embargo esto ocasiona que el control resulte inadecuado. El controlador es puesto a punto normalmente bajo condiciones de operación, sin embargo a pesar de que se ponga a punto bajo estas condiciones hay altas probabilidades de que el proceso se vuelva inestable y el PLC se debe volver a sincronizar. Para el auto tuning el PLC normalmente utiliza el método de “relay feedback” con el cual se identifica la última ganancia del lazo y la respuesta en frecuencia del primer orden, para identificar la frecuencia natural dominante de segundo orden y el coeficiente de amortiguamiento de la planta. En la gráfica 3-1 se observa la respuesta de la tensión cuando se activa el controlador, se puede apreciar que alcanza el valor deseado en menos de 1 segundo. Si bien el sistema alcanza rápidamente el objetivo se observa que en primera instancia el sistema no llega al valor objetivo, la primera aproximación del PLC no alcanza el objetivo debido al lugar en el plano de los “ceros”. Al hacer el siguiente “tuned” se alcanza el objetivo y se observa que el sistema no presenta una mayor oscilación. Esta prueba está realizada con la bobina de entrada completamente llena, esto hace que la velocidad de línea sea menor en su arranque y a la vez facilite su control.





Gráfica 3-1. Respuesta de la tensión al aplicar el controlador.

Cuando la bobina que se está desenrollando se está terminando y el diámetro de la bobina es casi 0 la velocidad de la línea es la máxima por lo que la respuesta de la tensión sufrirá un cambio. Este cambio consiste principalmente en el coeficiente de amortiguamiento ya que la frecuencia natural cambia considerablemente gracias al cambio en la velocidad. En la gráfica se observa que el máximo sobre impulso aumenta considerablemente y las oscilaciones del sistema son mayores, esto como se dijo debido a la gran velocidad que tiene el sistema y la susceptibilidad que tiene a las perturbaciones. . La gráfica 3-2 muestra la respuesta de la tensión para este caso.



Gráfica 3-2. Respuesta de la tensión en la máxima velocidad de línea.

Como se puede apreciar en las gráficas el uso del PLC y de un PI que controle únicamente la tensión del sistema es un control que cumple los requerimientos de funcionamiento para asegurar que el desenrolle y enrolle se lleven a cabo de una manera estable y predecible. Si bien el sistema presenta oscilaciones al querer controlar el sistema y más aún cuando el diámetro de la bobina disminuye, sólo ocasionan que el enrollado de la bobina no sea de acabado espejo y presente pequeñas alteraciones, sin embargo estas no alteran en lo absoluto el funcionamiento de la bobina en el siguiente proceso por lo que se puede concluir que este método de control es suficiente para este sistema.

Cuando una empresa toma la decisión de adquirir un activo toma como principal factor la inversión que se va a realizar, el beneficio que se va a obtener y el tiempo en el que se recupera la inversión y comienzan las ganancias. En la tabla 3-1 se observa el flujo de efectivo a lo largo del proyecto con un horizonte de 3 años, en el cual se toma como consideraciones, el costo inicial de la máquina, los costos en los que se incurre para la instalación de la misma, los impuestos que se generan por el activo, la depreciación de la máquina, los ahorros que se tienen al hacer el proceso de re embobinado en la propia empresa y finalmente lo que se obtiene por vender la máquina en 3 años.

Se toma una trena del 30% ya que es en promedio el interés que una empresa tiene que pagar para poder acceder a un préstamo por esta cantidad con este periodo de tiempo. Al final del horizonte de planeación se observa que los resultados obtenidos son satisfactorios, es decir, se recupera la inversión en este periodo, y aparte de obtener ganancias se obtiene el suficiente ingreso para poder renovar el equipo al cabo de este periodo.

Para que estos números se den la empresa debe de procesar 20 bobinas al mes, lo cuál con base en el análisis de mercado es un número muy alcanzable, ya que en la mayoría es mayor a este. Para que se presente la opción en la que una empresa que adquiere la máquina no gane ni pierda debe de procesar 9.4 bobinas al mes.

Con este análisis se puede concluir que la máquina resulta un activo rentable para el consumidor en un horizonte de tiempo de 3 años y procesando ese número de bobinas al mes.

3.11 Imágenes de Máquina Reembobinadora

A continuación se muestran una serie de imágenes del diseño de la maquina general, este diseño contempla la estructura final, y los componentes del proceso.

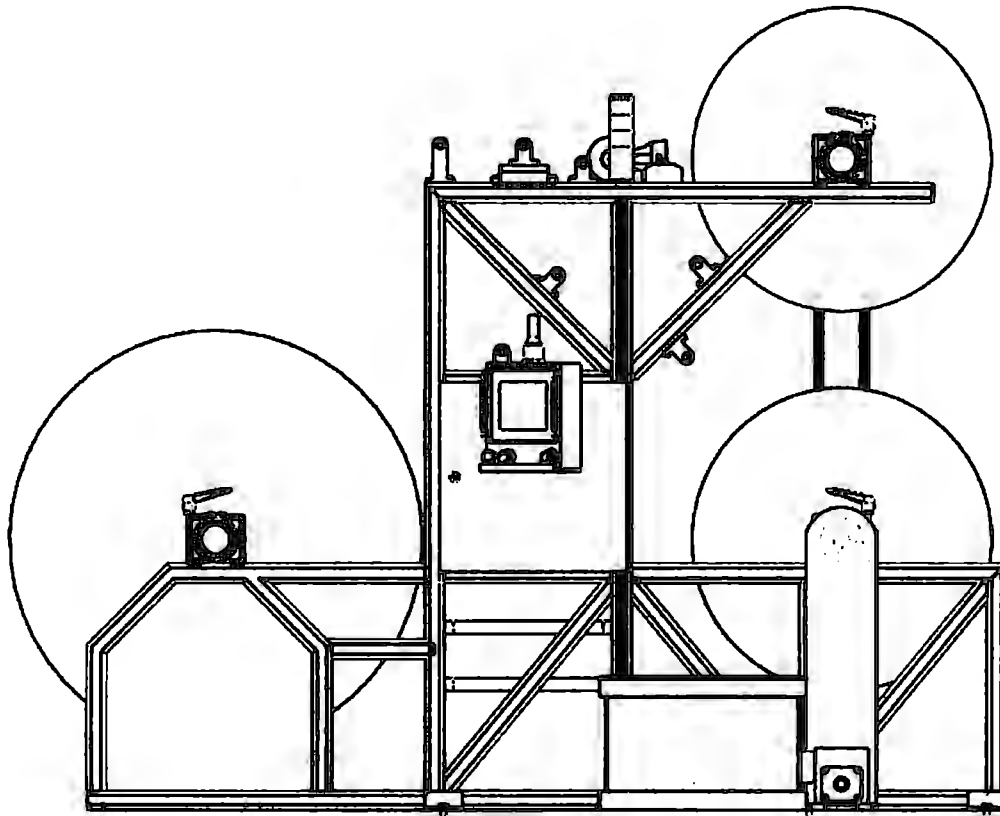


Figura 3-47. Máquina reembobinadora final.

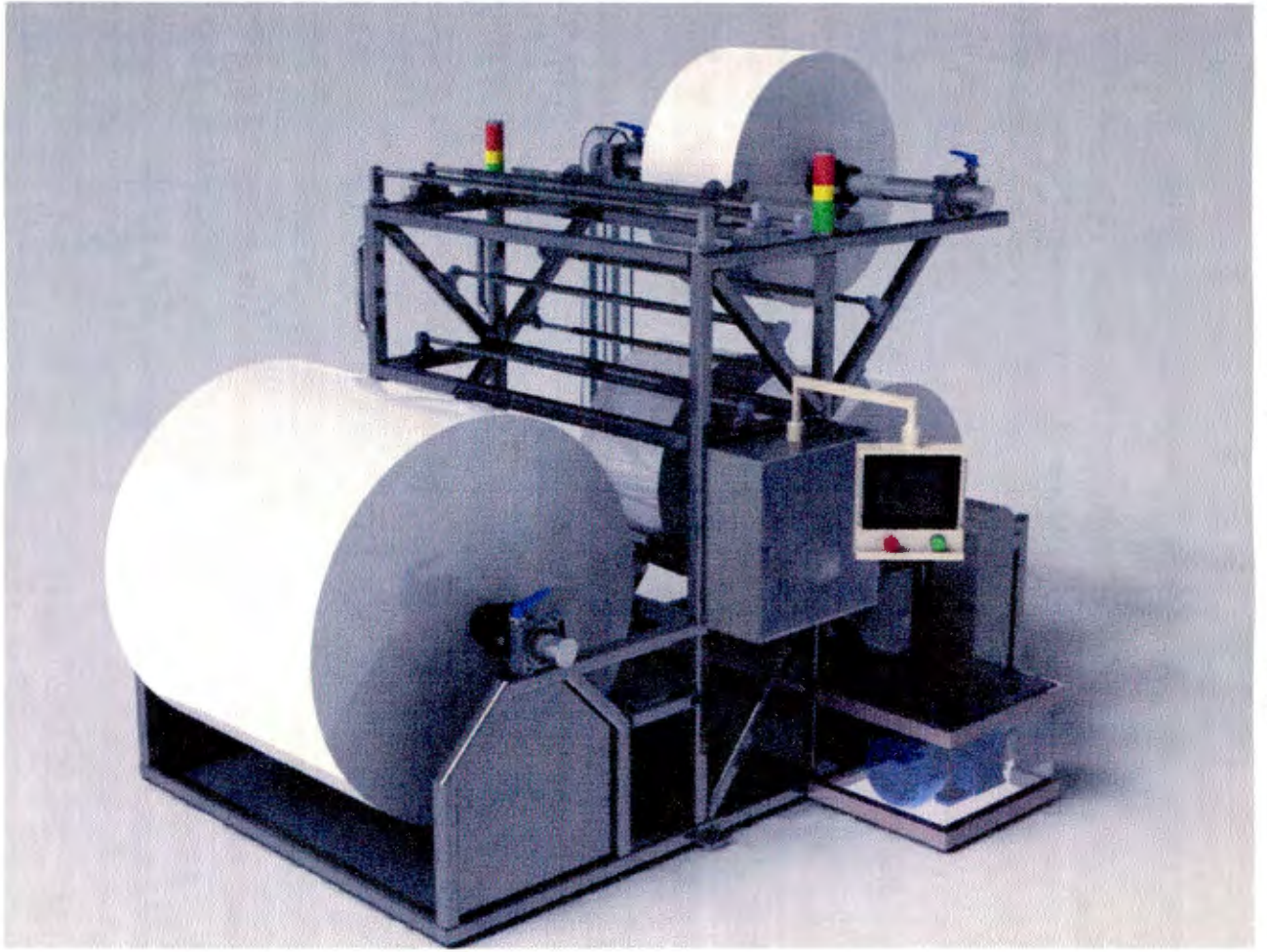


Figura 3-48. Máquina reembobinadora final.

4. CONCLUSIONES.

Durante el desarrollo del presente trabajo se realizo el diseño de la máquina rebobinadora buscando que esta fuera económica, liviana y compacta. Para el diseño se realizaron análisis estático estructural tomando en cuenta la distribución de los componentes y las propiedades mecánicas de estos y los costos.

El diseño presentado en el presente trabajo cumple con todos los objetivos planteados inicialmente, en las dimensiones de la estructura, necesidades de carga, distribución y costo respecto a los precios en el mercado. El desarrollo de análisis que se realizó toma como base un diseño y construcción ideal, por lo que en el trabajo futuro se debe de ser muy preciso en cada elemento manufacturado y ensamblado para poder obtener los resultados mostrados en este análisis. Los cortes y dimensiones del material son números cerrados para facilitar la construcción y armado de la misma estructura.

5. TRABAJO FUTURO.

Como trabajo futuro queda la construcción del sistema, la implementación del control por medio del PLC, realizar pruebas y analizar los resultados para hacer cambios que mejoren el sistema. Encontrar las ganancias del control de tensión para cada material que se admite y afinar los métodos de paro de emergencia.

6. Bibliografía

- Chandrupatla, T. R. (1999). *Introducción al estudio del elemento finito en ingeniería*. México: Pearson.
- Figueroa Ruano, C. (1984). *Aceros y aleaciones : propiedades, aplicaciones y soldabilidad*. México: Gráfica Torriles.
- Gere, J. M. (2002). *Mecánica de materiales*. Mexico DF: Thomson Learning.
- Gruas y Refacciones de San Juan S.A. de C.V. (s.f.). *FLECHAS Y CHUCKS NEUMATICAS* . Recuperado el 18 de Enero de 2009, de http://www.piezasindustriales.com/flechas_neumaticas.html
- Hearn, E. (1984). *Resistencia de materiales : diseño de estructuras y máquinas*. México: Nueva Editorial Interamericana.
- Hibbeler, R. C. (2008). *Mechanics of materials*. Upper Saddle River, N.J.: Prentice Hall.
- Mott, R. L. (1995). *Diseño de elementos de máquinas*. México: Prentice-Hall Hispanoamericana.
- NimCor. (s.f.). *Air Adapter Chucks*. Recuperado el 22 de 02 de 2009, de http://www.nimcor.com/adapter_chucks.html
- Norton, R. L. (2005). *Diseño de maquinaria : síntesis y análisis de máquinas y mecanismos*. México: McGraw Hill.
- Planchard, D. C. (2009). *SolidWorks 2009*. Dallas, EUA: Schroff Development Corporation.
- Sygma Abastecedora Industrial. (s.f.). *Catalogo de Productos*. Recuperado el 18 de Enero de 2009, de <http://www.sygma.com.mx/productos.htm>