

T
621-8
ORO



ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL
Facultad de Ingeniería Mecánica

**“DISEÑO DE UNA ENROLLADORA
AUTOMATICA PARA PAPEL”**

TESIS DE GRADO

Previa a la Obtención del Título de:
INGENIERO MECANICO

Presentado por:
Javier Rolando Orozco Avilés

Guayaquil - Ecuador
1996

DEDICATORIA

A MIS PADRES

A MI HERMANO RAFAEL

A MI ABUELA

A MIS TIOS

A SYAMA SAKHY

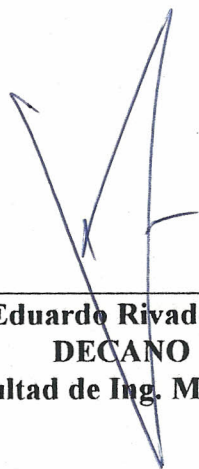
AGRADECIMIENTO

ING. MEC. MANUEL HELGUERO G.
Director de tesis, por su ayuda y
colaboración para la realización de este
trabajo.

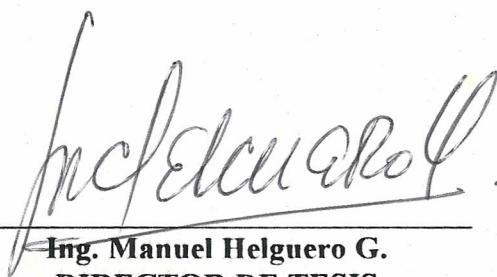
Personal técnico de INSETEC.
Por el asesoramiento técnico brindado.

Marcelo Moncayo Theurer.
Por la colaboración en la ejecución de
la presente tesis.

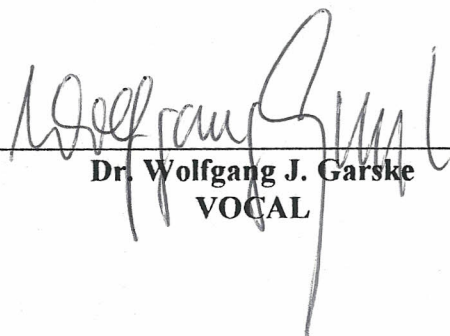
TRIBUNAL DE GRADUACION



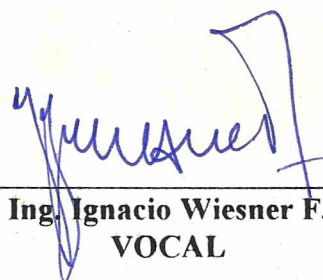
Ing. Eduardo Rivadeneira P.
DECANO
Facultad de Ing. Mecánica



Ing. Manuel Helguero G.
DIRECTOR DE TESIS




Dr. Wolfgang J. Garske
VOCAL



Ing. Ignacio Wiesner F.
VOCAL

DECLARACION EXPRESA

"La responsabilidad del contenido de esta Tesis de Grado me corresponde exclusivamente, y el patrimonio intelectual de la misma a la Escuela Superior Politécnica del Litoral"



JAVIER OROZCO AVILÉS
Autor

RESUMEN

Se presenta una solución al problema del enrollamiento del papel, basado en un nuevo método consistente en reducir en cierto intervalo la velocidad de rotación del motor y luego una vez alcanzado determinado valor proceder a enrollar con velocidad de rotación constante permitiendo la aceleración del papel durante su enrollamiento debido al incremento de la velocidad tangencial de desplazamiento producido por el aumento del radio de la bobina de papel.

Mediante este método se realiza un control indirecto de la fuerza de tensión que soporta el papel, además de un control de la velocidad tangencial la cual no sobrepasará en magnitud a las velocidades empleadas actualmente en este tipo de máquinas. Mediante el control de la velocidad del motor se tiene que la fuerza de tensión que soporta el papel nunca será mayor que la necesaria para que se produzca la ruptura de éste ni menor que la necesaria para jalarlo y producir un buen enrollamiento. El control de ambos parámetros dependerá del valor de la velocidad de rotación final del motor.

El diseño involucra tecnologías modernas como el empleo de unidades de poder hidráulicas, cilindros de simple efecto, sensores, transmisores, variadores de frecuencia, Secuenciadores lógicos programables (PLC). Para ello se presentará información detallada mediante diagramas de bloques de la interconexión de los diferentes dispositivos.

RESUMEN.....	I
INDICE GENERAL.....	II
INDICE DE FIGURAS.....	VI
INDICE DE TABLAS.....	IX
PRÓLOGO.....	XI
INTRODUCCIÓN.....	XII

I. ANTECEDENTES GENERALES

1.1. Enrolladoras y sus aplicaciones.....	1
1.2. Tipos de enrolladoras.....	2
1.3. Problema del enrollamiento automático.....	4
1.4. Enrollamiento automático utilizando mecanismos de variación de velocidad.....	6
1.4.1. Enrolladoras con elementos netamente mecánicos.....	7
1.4.2. Enrolladoras en las que intervienen mecanismos hidráulicos.....	11
1.4.3. Enrolladoras con variación de velocidad por medios eléctricos... ..	13
1.5. Justificación del uso de una enrolladora con mecanismo de embrague y regulación de velocidad de un motor trifásico por medio de un variador de frecuencia.....	15
1.6. Explicación del funcionamiento de la máquina.....	20

II. DISEÑO DE LA MAQUINA

2.1. Criterios preliminares de diseño y procedimiento de cálculo de los elementos de máquina.....	23
2.2. Datos y cálculos generales de fuerzas y velocidades de la máquina.....	26
2.3. Requerimiento de la potencia del motor.....	33
2.4. Selección del motor.....	35
2.4.1. Fundamentos teóricos.....	35
2.4.2. Selección.....	37
2.5. Cálculo del sistema de reducción de velocidad.....	38
2.5.1. Exactitud de los engranajes.....	38
2.5.2. Materiales de los engranajes.....	39

2.5.1. Exactitud de los engranajes.....	38
2.5.2. Materiales de los engranajes.....	39
2.5.3. Cálculos cinemáticos.....	41
2.5.4. Cálculo de fuerzas.....	44
2.5.5. Cálculo de esfuerzos.....	48
2.6. Cálculo del sistema de embrague.....	53
2.6.1. Embrague.....	53
2.6.2. Resorte.....	56
2.7. Diseño de los árboles.....	61
2.7.1. Análisis de fuerzas.....	61
2.7.2. Ecuaciones y diagrama de momentos y cortantes.....	63
2.7.3. Cálculo de los esfuerzos y deflexiones.....	64
2.7.4. Cálculo del diámetro mínimo.....	68
2.7.5. Cálculo de la velocidad crítica.....	71
2.8. Chavetas.....	74
2.9. Selección de los rodamientos.....	76
2.10. Selección de los anillos de sujeción.....	79
2.11. Selección de los acoplamientos.....	81
2.11.1. Acople del motor.....	81
2.11.2. Acople de la enrolladora.....	84
2.12. Diseño de la carcasa.....	86
2.13. Cálculo de la soldadura.....	89
2.14. Diseño del rodillo enrollador.....	94
2.14.1. Análisis de fuerzas.....	94
2.14.2. Ecuaciones y diagrama de momentos y cortantes.....	95
2.14.3. Cálculo del diámetro mínimo del rodillo enrollador.....	95
2.14.4. Cálculo de los esfuerzos y deflexiones del rodillo enrollador...	97
2.14.5. Cálculo de la velocidad crítica del rodillo enrollador.....	98
2.15. Diseño del sistema de soporte del rodillo enrollador.....	99

2.15.1. Soporte del rodillo enrollador.....	99
2.15.2. Pasador de la bisagra.....	102
2.15.3. Bisagra.....	103
2.15.3.1. Cálculo de los esfuerzos y deflexiones.....	104
2.15.3.2. Cálculo de la soldadura.....	106
2.15.4. Pasador del perno ajustador.....	108
2.15.5. Anillo cilíndrico del perno ajustador.....	109
2.15.6. Soldadura entre el perno ajustador y el anillo cilíndrico.....	111
2.15.7. Soporte del pasador del perno ajustador.....	112
2.15.8. Perno ajustador.....	113
2.16. Diseño del acople del sistema de transmisión de potencia con el sistema de sujección.....	116
2.16.1. Eje de conexión reductor - enrolladora.....	116
2.16.1.1. Análisis de fuerzas.....	116
2.16.1.2. Ecuaciones y diagramas de momentos y cortantes.....	117
2.16.1.3. Cálculo del diámetro mínimo del eje de conexión reductor - enrolladora.....	117
2.16.2. Chaveta del eje de conexión reductor - enrolladora.....	118
2.16.3. Selección de chumaceras.....	118
2.16.4. Diseño de las placas soporte de las chumaceras.....	121
2.17. Cálculo y selección de los cilindros hidráulicos.....	123
2.18. Diagrama del sistema hidráulico de la máquina.....	126
2.18.1. Generalidades.....	126
2.18.2. Circuito hidráulico.....	128
2.18.3. Circuito eléctrico.....	131
2.18.4. Lubricación.....	136

III. ANALISIS ECONOMICO DEL PROYECTO.

3.1. Costos de fabricación de la máquina.....	141
3.1.1. Costos de los materiales, mano de obra y de la fabricación de los elementos de máquina.....	141
3.1.2. Costos de partes y equipos varios.....	144
3.2. Costos totales de fabricación.....	141

IV. OBSERVACIONES, CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.

4.1. Factibilidad del proyecto.....	147
4.2. Análisis del funcionamiento esperado de la máquina a partir de diagramas de comportamiento de acuerdo a varios parámetros involucrados en el diseño.....	157
4.3. Método ingenieril de diseño.....	163
4.4. Costos de la máquina.....	166
4.5. Posibles problemas de construcción y de montaje.....	168

APENDICES: Datos y resultados numérico-gráficos de diversos elementos de máquinas realizado por elementos finitos.....

A. Eje 1.....	170
B. Eje 2.....	173
C. Eje 3.....	176
D. Eje 4.....	182
E. Eje 5.....	185
F. Eje enrolladora.....	188
G. Soporte enrolladora.....	191
H. Bisagra.....	193
I. Placa.....	195

BIBLIOGRAFIA.....	197
-------------------	-----

INDICE DE FIGURAS

Capítulo I

<i>Fig. 1: Relación gráfica entre el cambio de la velocidad tangencial y el cambio de la fuerza tangencial durante el enrollamiento.....</i>	5
<i>Fig. 2: Esquema del cambio de la velocidad angular para discos en "V" desplazables.....</i>	7
<i>Fig. 3: Esquema del cambio de la velocidad angular para disco y rueda desplazable.....</i>	8
<i>Fig. 4: Esquema del cambio de la velocidad angular para cono y rueda desplazable.....</i>	9
<i>Fig. 5: Esquema del cambio de la velocidad angular de un mecanismo de embrague.....</i>	10
<i>Fig. 6: Esquema de una transmisión por contacto entre un rodillo y la bobina de papel.....</i>	11
<i>Fig. 7: Esquema del circuito hidráulico en una enrolladora por rozamiento entre rodillos.....</i>	12
<i>Fig. 8: Esquema de la variación de velocidad por medios eléctricos.....</i>	13
<i>Fig. 9: Diagrama de bloques de la configuración general de la enrolladora...</i>	17

Capítulo II

<i>Fig. 1: Diagrama de fuerzas del engranaje cónico 1 en el plano ZY.....</i>	44
<i>Fig. 2: Diagrama de fuerzas del engranaje helicoidal 1 en el plano ZY.....</i>	46
<i>Fig. 3: Diagrama de fuerzas del engranaje helicoidal 3 en el plano ZY.....</i>	47
<i>Fig. 4: Esquema de las fuerzas aplicadas en el eje 3.....</i>	61
<i>Fig. 5: Esquema de las dimensiones de un anillo de sujeción.....</i>	80
<i>Fig. 6: Esquema de los espacios disponibles en la caja de reducción.....</i>	86
<i>Fig. 7: Niveles y etapas de construcción de la caja de reducción.....</i>	88
<i>Fig. 8: Fuerzas y dimensiones en el 1º cordón de soldadura de la plancha 1..</i>	89

<i>Fig. 9: Fuerzas y dimensiones en el cordón de soldadura de la plancha 20....</i>	92
<i>Fig. 10: Esquema de dimensiones y fuerzas del eje embobinador.....</i>	94
<i>Fig. 11: Esquema de las fuerzas aplicadas en el soporte del rodillo enrollador.....</i>	99
<i>Fig. 12: Esquema de las fuerzas aplicadas en el pasador de la bisagra.....</i>	102
<i>Fig. 13: Esquema de las fuerzas aplicadas en la bisagra.....</i>	104
<i>Fig. 14: Esquema de las dimensiones del cordón de soldadura.....</i>	107
<i>Fig. 15: Esquema de las fuerzas aplicadas en el pasador del perno ajustador.....</i>	108
<i>Fig. 16: Esquema de las dimensiones y fuerzas aplicadas en el anillo cilíndrico del perno ajustador.....</i>	109
<i>Fig. 17: Esquema de las dimensiones de la soldadura en el perno ajustador..</i>	111
<i>Fig. 18: Esquema de las fuerzas aplicadas en el soporte del pasador.....</i>	112
<i>Fig. 19: Esquema de las dimensiones y fuerzas aplicadas en el perno.....</i>	114
<i>Fig. 20: Esquema de las fuerza aplicadas en el eje de conexión.....</i>	116
<i>Fig. 21: Esquema de la variación de la velocidad de rotación del motor.</i>	128
<i>Fig. 22: Circuito hidráulico de la enrolladora de papel.....</i>	130
<i>Fig. 23: Esquema del circuito eléctrico de la enrolladora de papel.....</i>	134
<i>Fig. 24: Representación esquemática del sistema eléctrico e hidráulico en general.....</i>	135
<i>Fig. 25: Esquema de la disposición del aceite lubricante.....</i>	137
<i>Fig. 26: Esquema de la tubería de lubricación de los rodamientos.....</i>	139
<i>Fig. 27: Esquema del circuito de lubricación de los rodamientos.....</i>	140
 Capítulo IV	
<i>Fig. 1: Esquema de la colocación de 4 cuchillas cortadoras.....</i>	155
<i>Fig. 2: Representación esquemática de un sistema de desembobinado - embobinado de papel.....</i>	156

INDICE DE TABLAS

Capítulo I

<i>Tabla I:</i>	<i>Clasificación de las enrolladoras de acuerdo a la tecnología utilizada.....</i>	<i>3</i>
-----------------	--	----------

Capítulo II

<i>Tabla I:</i>	<i>Determinación de la potencia del motor.....</i>	<i>34</i>
<i>Tabla II:</i>	<i>Datos y resultados de los engranajes.....</i>	<i>43</i>
<i>Tabla III:</i>	<i>Resultados de las fuerzas de la primera reducción.....</i>	<i>45</i>
<i>Tabla IV:</i>	<i>Resultados de las fuerzas de la segunda reducción.....</i>	<i>47</i>
<i>Tabla V:</i>	<i>Resultados de las fuerzas de la tercera reducción.....</i>	<i>48</i>
<i>Tabla VI:</i>	<i>Datos y resultados del cálculo de los esfuerzos en los engranajes.....</i>	<i>51</i>
<i>Tabla VII:</i>	<i>Comparación de fuerzas para presión uniforme o desgaste uniforme.....</i>	<i>55</i>
<i>Tabla VIII:</i>	<i>Datos y resultados de la velocidad crítica del eje 3.....</i>	<i>71</i>
<i>Tabla IX:</i>	<i>Datos y resultados de los 5 ejes de la caja de reducción.....</i>	<i>72</i>
<i>Tabla X:</i>	<i>Diámetro del eje, posición y número de la chaveta.....</i>	<i>74</i>
<i>Tabla XI:</i>	<i>Datos y resultados de las dimensiones mínimas y de diseño de las chavetas.....</i>	<i>75</i>
<i>Tabla XII:</i>	<i>Fuerzas radiales y axiales, velocidades de rotación, y posición de los rodamientos en los ejes.....</i>	<i>76</i>
<i>Tabla XIII:</i>	<i>Datos y resultados de los rodamientos seleccionados.....</i>	<i>78</i>
<i>Tabla XIV:</i>	<i>Datos de los anillos de sujeción y su posición respectiva en cada eje.....</i>	<i>79</i>
<i>Tabla XV:</i>	<i>Clasificación y características de los acoples.....</i>	<i>82</i>
<i>Tabla XVI:</i>	<i>Marcas, tipos y códigos de los acoples considerados para el motor.....</i>	<i>83</i>

<i>Tabla XVII:</i>	<i>Características de los acoples de la tabla XVI.....</i>	<i>83</i>
<i>Tabla XVIII:</i>	<i>Marcas, tipos y códigos de los acoples considerados para la enrolladora.....</i>	<i>84</i>
<i>Tabla XIX:</i>	<i>Características de los acoples de la tabla XVIII.....</i>	<i>85</i>
<i>Tabla XX:</i>	<i>Datos y resultados del eje embobinador.....</i>	<i>96</i>
<i>Tabla XXI:</i>	<i>Tabla de datos y resultados de la velocidad crítica del eje embobinador.....</i>	<i>98</i>
<i>Tabla XXII:</i>	<i>Datos y resultados de la selección de chumaceras.....</i>	<i>120</i>

Capítulo III

<i>Tabla I:</i>	<i>Costos de los materiales y fabricación de las piezas.....</i>	<i>141</i>
<i>Tabla II:</i>	<i>Costos de los equipos.....</i>	<i>144</i>

Capítulo IV

<i>Tabla I:</i>	<i>Descripción del número de bobinas obtenidas a partir de una bobina inicial y el número de cuchillas empleadas.....</i>	<i>148</i>
<i>Tabla II:</i>	<i>Relaciones entre el torque, la velocidad angular, la fuerza y el factor de seguridad de ruptura del papel.....</i>	<i>159</i>
<i>Tabla III:</i>	<i>Velocidad angular vs. Torque.....</i>	<i>160</i>
<i>Tabla IV:</i>	<i>Velocidad angular vs. Fuerza de ruptura del papel.....</i>	<i>161</i>
<i>Tabla V:</i>	<i>Velocidad angular vs. Factor de seguridad de ruptura del papel.....</i>	<i>162</i>

PROLOGO

La dependencia científica que el Ecuador a lo largo de su existencia como República se ha visto forzado a sobrellevar como una pesada carga que condena en el presente y en el futuro a la esclavitud tecnológica de los países desarrollados; la adquisición de maquinaria y equipos en el exterior por parte de una industria nacional acostumbrada a no confiar en la capacidad para diseñar, manufacturar y ensamblar de sus ingenieros; la falta de organización empresarial para integrar personal multidisciplinario en la ejecución de proyectos de importante envergadura, ha motivado el desarrollo de un profundo espíritu emprendedor en vísperas del inicio de mi carrera como un profesional de la Ingeniería Mecánica.

En la culminación de mis estudios universitarios he preferido escoger el camino más difícil durante el proceso de graduación; es decir, el emprender un proyecto innovador con conceptos creativos propios, el cual espero sirva de ejemplo para aquellos estudiantes con deseos de realizar cosas nuevas que sean motivo de orgullo para nuestro país. La realización de este proyecto se basó fundamentalmente en la observación de las necesidades por parte de las industrias del papel en nuestro medio, y de como después de hacer un minucioso análisis determinar la mejor solución para el diseño respectivo. Es de considerar que el diseño aquí propuesto es específico para la industria papelera pero puede generalizarse a cualquier industria que tenga procedimientos similares para manipular su producto.

INTRODUCCION

El desarrollo de un país depende fundamentalmente del nivel tecnológico en que se encuentre y del nivel académico de sus profesionales, basándose en estas premisas se ha optado por desarrollar un sistema de enrollamiento de gran utilidad para la industria papelera empleando los conocimientos adquiridos durante la época estudiantil.

El objetivo principal es realizar un método de enrollamiento diferente al usual y que permita obtener una máquina con un precio bajo en comparación con los que tienen las máquinas de importación para aplicaciones similares, además de obtener un diseño relativamente simple en cuanto a su funcionamiento no obstante de involucrar tecnologías avanzadas.

El presente diseño se compone de dos partes fundamentales: el uso de un mecanismo de embrague más un freno hidráulico, y el empleo de un motor trifásico controlado mediante un variador de frecuencia. La decisión de escoger ambas alternativas y combinarlas en el proyecto se apoya principalmente en su facilidad de adquisición, fabricación, montaje y mantenimiento, lo cual se lo demostrará más adelante en los capítulos correspondientes. Asimismo existe una caja de reducción adicional mediante la cual se reduce la velocidad de rotación del eje embobinador al inicio del proceso de enrollamiento y luego se estabiliza en determinado valor de tal forma que se aprovecha el incremento de la velocidad tangencial de desplazamiento del papel

para poder tener un tiempo de enrollado corto. Se emplea además un sistema de embrague y freno mediante el cual en caso de que se produzca la ruptura del papel, desconectar inmediatamente la potencia transmitida desde el motor al eje embobinador y luego proceder a frenar la bobina de papel. Debido a que se emplea una tecnología diferente a la clásica como es el caso de la utilización de elementos oleohidráulicos como cilindros de simple desplazamiento, unidades de poder hidráulicas que incluyen bombas de poder y sus respectivos reservorios, válvulas activadas por sensores, conectores y filtros de aceite, además de un motor trifásico con velocidad continuamente decrementada entre dos valores dados y accionado por un variador de frecuencia, de tal forma que para que todo trabaje de acuerdo a un plan específico se ha optado por usar un secuenciador lógico programable (PLC) que permita controlar todas estas actividades a la vez de forma fácil y segura de acuerdo a un programa que se deberá implementar de acuerdo al esquema de bloques presentado en el capítulo 4.

I. ANTECEDENTES GENERALES

1.1. ENROLLADORAS Y SUS APLICACIONES.

Durante el proceso de fabricación del papel, telas, flejes de acero, etc., el producto terminado es la materia prima para otros procesos industriales más especializados como la impresión de periódicos, la confección de ropa y demás elementos textiles, o el estampado de metales para luego darles formas como partes de carrocerías de automóviles; de aquí se observa que existe la necesidad de poder manipular, almacenar, transportar toda esta materia hasta las industrias de transformación, por lo tanto, dentro de los diferentes métodos que puedan existir el más económico es aquel que permite enrollar el papel de tal forma que se convierta de un material de gran longitud y difícil manipulación a uno de forma compacta y fácilmente transportable.

Desde el nacimiento de las industrias del papel el enrollamiento fue la manera más factible de manipular este producto, pero inicialmente no existían ideas claras sobre como hacerlo o aún más era difícil con la tecnología de ese entonces poder controlar las variables más críticas que se producían durante el enrollamiento como son la velocidad tangencial del papel y la tensión que debía existir durante el proceso. En la actualidad estas industrias pueden emplear las técnicas de la neumática, la oleohidráulica, la electrónica e inclusive el control por computadoras para poder

desarrollar un sistema óptimo. Es fácil mencionar que las diversas aplicaciones en las que se ven involucradas las enrolladoras, de cualquier tipo que sean, son aquellas en que se necesiten manipular materiales de grandes dimensiones y además tengan que transportarse.

1.2. TIPOS DE ENROLLADORAS.

La tecnología utilizada en la actualidad en la construcción de máquinas enrolladoras difiere mucho de aquella empleada en los inicios de la industria del papel. En el principio se basaban en un diseño puramente mecánico, muy complejo en cuanto a su forma al requerir, p.e., un control de la velocidad angular, pues para satisfacer ese control podían llegar a tener grandes dimensiones o talvez una configuración muy complicada que dificultaba las tareas de mantenimiento de la máquina, pero aún así la fuente de poder tenía necesariamente que ser eléctrica. Con el avance de la técnica las enrolladoras fueron adaptando otros dispositivos que fueron simplificando su diseño desde el punto de vista mecánico, se fueron acoplando dispositivos eléctricos, neumáticos e hidráulicos. Hoy se puede hablar de enrolladoras que emplean las técnicas antes mencionadas con la inclusión de modernos sensores, además del monitoreo por medios electrónicos en la tensión existente en el papel antes de enrollarse.

Obviamente al mencionar a los diferentes dispositivos aplicables de acuerdo a la necesidad se debe introducir el secuenciador lógico programable (PLC), el cual

permite controlar a la vez a los motores, los elementos eléctricos, los neumáticos, los hidráulicos, y los sensores de control. La clasificación mostrada a continuación es de acuerdo a la influencia del desarrollo de la tecnología en el diseño y construcción de las máquinas de enrollar:

Enrolladoras de papel	1° generación	Elementos mecánicos Motores Elementos eléctricos
	2° generación	Elementos mecánicos Motores Elementos eléctricos Elementos neumáticos e hidráulicos
	3° generación	Elementos mecánicos Motores Elementos eléctricos Elementos neumáticos e hidráulicos Sensores PLC

Tabla I: Clasificación de las enrolladoras de acuerdo a la tecnología utilizada.

Obviamente, estas tres etapas en que se ha desarrollado las enrolladoras pueden coexistir como una combinación de varias tecnologías de acuerdo al criterio propio de cada industria o diseñador. Naturalmente, el mejor diseño será aquel que pueda combinar un costo competitivo con una alta tecnología que facilite entre otras cosas la integración del funcionamiento de la máquina con el proceso de fabricación del producto mediante medios de automatización de tal forma que se obtenga un proceso sincronizado en todas sus etapas, además de un fácil procedimiento de montaje, de mantenimiento, de reposición de partes, etc.

1.3. PROBLEMA DEL ENROLLAMIENTO AUTOMATICO.

El primer problema es debido a que se puede producir un desfase entre la velocidad tangencial conque sale el papel de la bobina obtenida a partir de la maquinaria que produce papel y la velocidad de entrada del papel a la enrolladora. Este desfase tiene su causa principal justamente en que el papel que se está enrollando tiende a incrementar su diámetro conforme se enrolla, si la velocidad angular conque gira la enrolladora es constante entonces al aumentar el radio del rollo del papel, por la relación $V = W \cdot R$ se observará que la velocidad tangencial tenderá a aumentar en relación directa al radio.

El papel al ser jalado por la enrolladora tiende a producir una cantidad de movimiento en la bobina de papel a ser desembobinada, por diferentes causas la bobina colocada en el eje desembobinador puede acelerarse o frenarse variando su velocidad tangencial desfasándose de la velocidad tangencial de ingreso del papel a la enrolladora, para evitar la primera situación generalmente se coloca un freno de zapatas en el eje desembobinador que frena a la bobina que se está desembobinando de tal forma que permita mantener una tensión constante en el papel, pero esto produce inmediatamente la segunda situación, el frenado del eje desembobinador, la cual se evitará aflojando poco a poco el freno de zapatas.

El segundo problema es que si la velocidad angular W es constante, el par torsor T que actúa sobre el rodillo también será constante, entonces al incrementarse el radio

R del rollo de papel por la fórmula $F = T / R$, la fuerza tangencial F tenderá a disminuir, ocasionando que no exista la suficiente fuerza para jalar el papel y enrollarlo (fig. 1). Por ello es necesario que dicha fuerza disminuya hasta cierto valor.

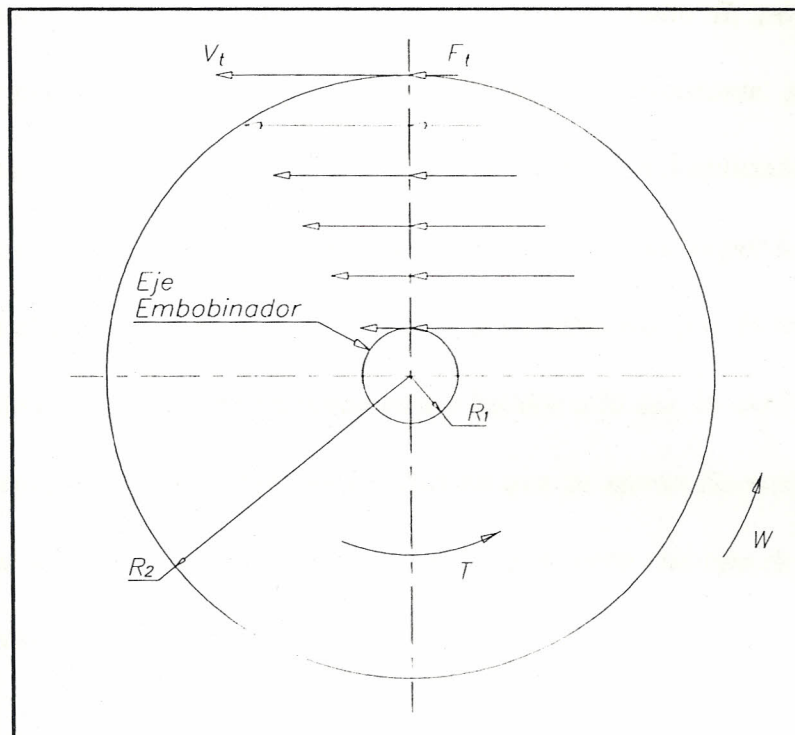


Figura 1: Relación gráfica entre el cambio de la velocidad tangencial y el cambio de la fuerza tangencial durante el enrollamiento.

Resumiendo lo antes expuesto, a medida que aumenta la velocidad tangencial V la fuerza tangencial F disminuye y lo que interesa para el diseño de la máquina es que estos dos parámetros se puedan controlar dentro de parámetros aceptables; es decir, que se impida que la fuerza tangencial alcance el valor crítico necesario para que se produzca la ruptura del papel.

1.4. ENROLLAMIENTO AUTOMATICO UTILIZANDO MECANISMOS DE VARIACION DE VELOCIDAD.

Para la fuerza tangencial el problema es un poco más complicado, ya que una disminución de la velocidad angular W significará un incremento del momento torsional T y por consecuencia de la fuerza F , este aumento tenderá a equilibrarse con la disminución ocasionada por el incremento de radio R , pero de ninguna manera se podría afirmar que permanecerá en un valor constante; para llevarlo a éste habrá que ejercer un control sobre el momento torsional aplicado. Es necesario considerar además las fuerzas de inercia variantes, ocasionadas por la bobina que se enrolla en el eje embobinador. Al diseñar la enrolladora, por lo tanto habrá que decidir si se desea controlar un parámetro o los dos a la vez, lo cual determinará el tipo de máquina a construirse; en el caso en que se ejerza control sobre los dos parámetros se tratará de una enrolladora universal., pero este tipo de máquina es de un elevado costo.

Las industrias de papel generalmente usan enrolladoras universales. Las de diseño más simple son aquellas que requieren control únicamente sobre la velocidad tangencial, ya que la fuerza en este caso podrá variar entre ciertos límites aceptables, sin que se afecte el producto a enrollarse como en el caso del enrollamiento de papel. Se describe a continuación los diferentes mecanismos de variación de velocidad, ya sean mecánicos y/o hidráulicos:

1.4.1. Enrolladoras con elementos netamente mecánicos.

Una enrolladora que pertenece a este grupo es aquella en que la parte básica de la máquina está constituida solamente por elementos mecánicos. Si la función principal de la máquina es variar la velocidad angular, se varía el radio de transmisión del movimiento de los elementos motriz y conducido, o de los dos a la vez.

a) Para el caso en que varíen los radios de transmisión de los dos elementos, el mecanismo que cumplirá con esta función son los discos en "V" desplazables.

La variación en este caso se consigue abriendo o cerrando los discos en "V", de tal manera que la banda entre en contacto con éstos, en los puntos de mayor o menor diámetro. Como en el caso anterior si se parte de una velocidad angular constante W , se obtendrá una gama de velocidades entre W_1 y W_2 (fig. 2).

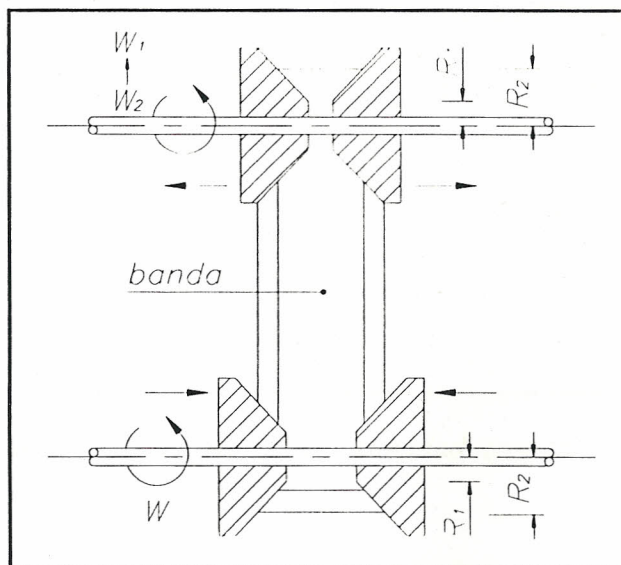


Figura 2: Esquema del cambio de la velocidad angular para discos en "V" desplazables.

Para estos mecanismos se cumplen las siguientes fórmulas:

$$W_1 = W \times \frac{R_1}{R_2} \qquad W_2 = W \times \frac{R_2}{R_1}$$

b) Para el caso de que el radio de transmisión varíe en un solo elemento, los mecanismos serán:

b.1) Disco y rueda desplazable.

El elemento motriz, en este caso el disco, gira a velocidad angular constante, la variación de velocidad se consigue al desplazar la rueda de la posición 1 a la 2, obteniendo una gama de velocidades angulares que va de W_1 a W_2 .

Existe la posibilidad de invertir las acciones de los elementos (fig. 3).

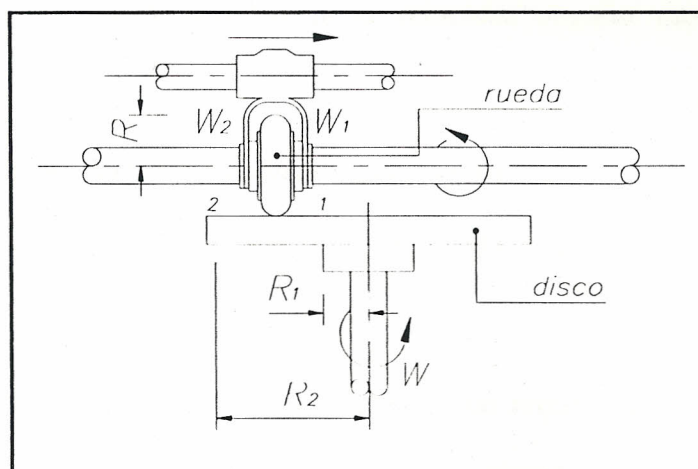


Figura 3: Esquema del cambio de la velocidad angular para disco y rueda desplazable.

b.2) Cono y rueda desplazable.

Similar al caso anterior, pero en vez del disco se tiene el cono; además, es necesario considerar en este caso el desplazamiento transversal que deberá tener uno de los elementos (fig. 4).

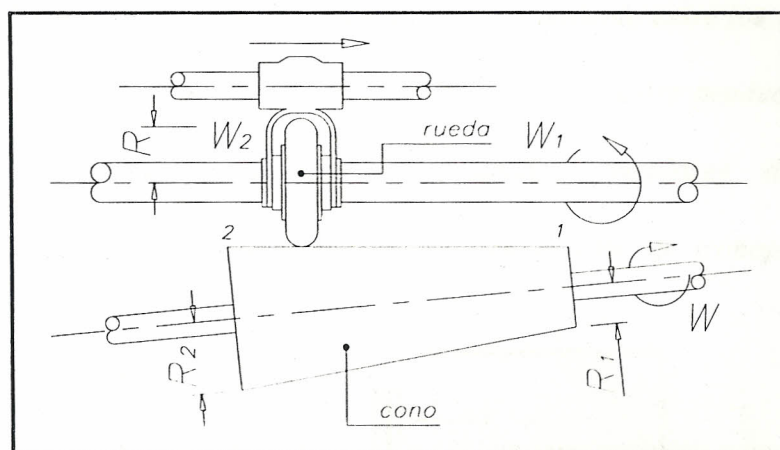


Figura 4: Esquema del cambio de la velocidad angular para cono y rueda desplazable.

Para los últimos casos se cumplen las siguientes fórmulas:

$$W_1 = \frac{W \times R}{R_1} \qquad W_2 = \frac{W \times R}{R_2}$$

Todos los mecanismo analizados hasta el momento requieren del desplazamiento o movimiento de uno de sus elementos para la variación de la velocidad, lo que se podría conseguir acoplándolos con un mecanismo que detecte el aumento del diámetro de la bobina en el eje embobinador. Estos elementos son los siguientes: el disco en "V" para el caso a, y la rueda desplazable para los casos b.1 y b.2. En

cuanto a los mecanismos de índole diferente que pueden cumplir el mismo trabajo son los siguientes..

c) Mecanismo de embrague.

En el embrague cada disco va acoplado a los ejes a y b respectivamente. La transmisión del movimiento se produce por el rozamiento entre los discos. Si el eje a gira con velocidad angular constante W , por el arrastre producido entre los discos en el eje b se podrá obtener velocidades angulares desde 0 a W , dependiendo únicamente de los requerimientos en el sitio de trabajo (fig. 5).

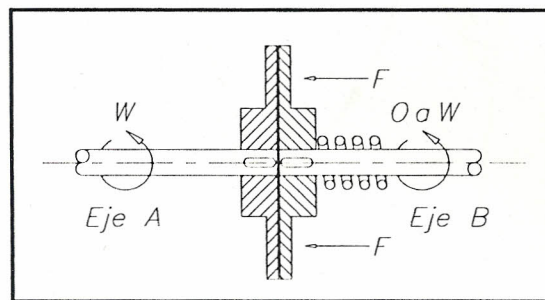


Figura 5: Esquema del cambio de la velocidad angular de un mecanismo de embrague.

d) Transmisión por contacto entre un rodillo y la bobina de papel.

El rodillo motriz gira con velocidad angular constante W . La transmisión de movimiento se produce por el contacto entre este rodillo y la bobina de papel, por lo que la velocidad tangencial en el sitio de contacto será siempre la misma. Para que la fuerza de contacto sea lo suficiente para transmitir el

movimiento, existe un resorte que dará una presión creciente en el sitio de contacto

(fig. 6).

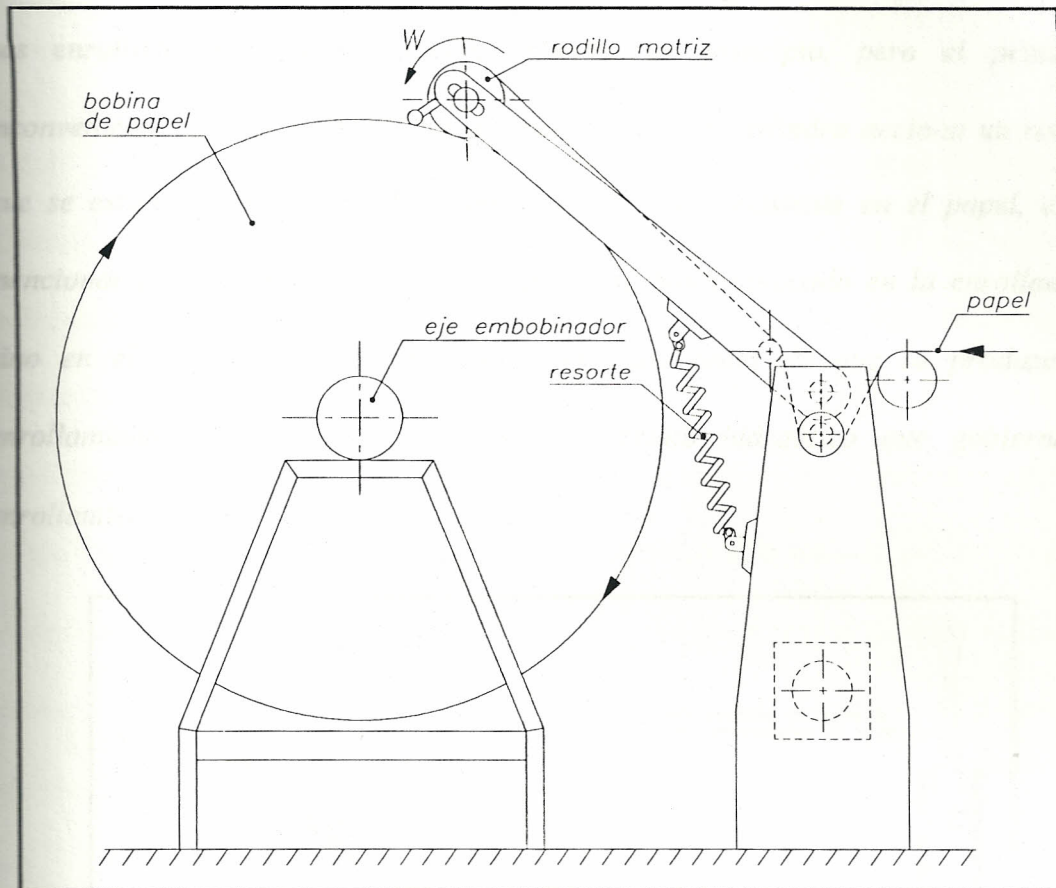


Figura 6: Esquema de una transmisión por contacto entre un rodillo y la bobina de papel.

1.4.2. Enrolladoras en las que intervienen mecanismos hidráulicos.

a) Enrolladora de tipo hidráulica por rozamiento entre rodillos y sistema de compensación de la tensión.

Este tipo de enrolladoras es igual a la indicada en el caso d, la diferencia radica en que en lugar del resorte existe un mecanismo de cilindros extensibles y

retráctiles para controlar la tensión aplicada en el papel; es decir, no sólo es un mecanismo de variación de velocidad mediante el control de un flujo por medio de una bomba hidráulica sino un sistema de compensación de la tensión en el papel. Las enrolladoras modernas suelen aplicar este principio, pero el principal inconveniente son las grandes dimensiones de ésta. El cilindro acciona un rodillo que se extiende o se retrae de acuerdo a la tensión existente en el papel, es de mencionar que este sistema compensador no se halla colocado en la enrolladora, sino en el sistema de rodillos tensadores justo antes de que se produzca el enrollamiento. La figura 7 muestra el circuito hidráulico que gobierna el enrollamiento.

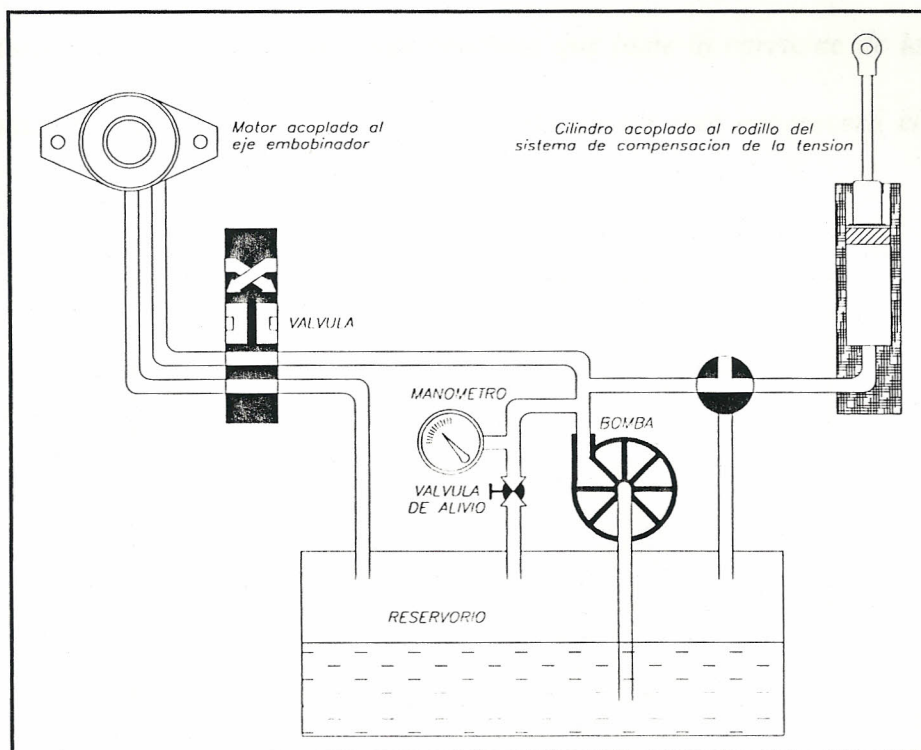


Figura 7: Esquema del circuito hidráulico en una enrolladora por rozamiento entre rodillos.

El flujo variante para generar movimiento en el motor hidráulico, se adapta a los requerimientos del eje embobinador. En general, estas enrolladoras con mecanismos hidráulicos son las que mejores se adaptan para usarlas como enrolladoras universales.

1.4.3. Enrolladoras con variación de velocidad por medios eléctricos.

Usando un motor de corriente continua existe la posibilidad de variar la velocidad angular y el momento torsional aplicado. Esta variación se puede lograr si se acopla un reóstato en el circuito, el cual podría ser accionado mediante un mecanismo que detecte la variación del diámetro del eje embobinador (fig. 8). El inconveniente al emplear este tipo de motor es que se necesitará un generador de corriente continua que tome la corriente de la línea de alimentación y la transforme en continua, esto obviamente encarecerá el presente diseño.

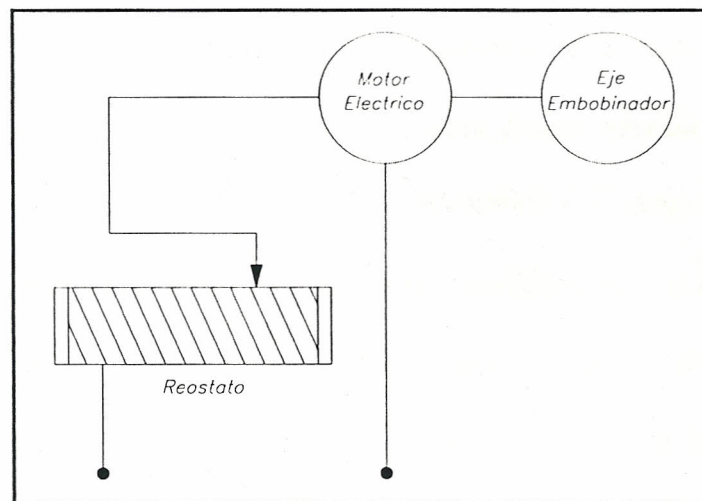


Figura 8: Esquema de la variación de velocidad por medios eléctricos.

En cuánto a los requerimientos de fuerza para cualquier tipo de enrolladora de papel se deben considerar los siguientes puntos analizados a continuación. La velocidad angular deberá ser regulada de acuerdo con las necesidades, en estas condiciones, el papel es recolectado por medio de un eje embobinador el cual deberá girar con velocidad angular decreciente hasta cierto valor para luego mantenerse constante.

La enrolladora automática que se necesita deberá de ser capaz de variar la velocidad angular en un rango suficiente, pero luego permanecer constante de tal forma que se incremente la velocidad de desplazamiento del papel, sin que llegue a sobrepasar los valores empleados por los fabricantes de este tipo de máquinas. De esta forma se asegura que no se produzca la ruptura del papel.

Respecto a la fuerza tangencial producido en el papel no es necesario aplicar un control riguroso, simplemente esta no deberá exceder de un máximo valor necesario para producir la ruptura desde el momento del desbobinaje hasta el final del proceso y además, no ser menor a la mínima fuerza necesaria para producir un buen enrollamiento. La fuerza F_1 (ver subcapítulo 2.3) deberá ser mayor a la mínima necesaria para producir un buen enrollamiento y la fuerza F_2 (ver subcapítulo 2.3) deberá ser menor a la fuerza que producirá el deslizamiento o la ruptura del papel respecto a los rodillos compensadores de la tensión.

Hay que considerar que estas fuerzas son las necesarias para tener un buen enrollamiento y son fuerzas de tracción del papel, es decir, las fuerzas que se necesitan para jalar el papel desde el eje en donde se encuentra la bobina a desembobinarse hasta la enrolladora, y además las requeridas para mantener un buen enrollamiento; estas fuerzas anteriormente mencionadas se diferencian de las fuerzas que soporta el papel durante el proceso los cuales tienen valores muy altos y varían durante el enrollado pero luego se estabilizan en determinado valor.

Obviamente las fuerzas que soporta internamente el papel incluyen durante el proceso a las fuerzas que lo jalaran y producen su enrollamiento.

1.5. JUSTIFICACION DEL USO DE UNA ENROLLADORA CON MECANISMO DE EMBRAGUE Y REGULACION DE VELOCIDAD DE UN MOTOR TRIFASICO POR MEDIO DE UNA VARIADOR DE FRECUENCIA.

El principal justificativo por el cual se desarrolló el presente diseño es que se desea presentar una nueva alternativa en cuanto al funcionamiento de una máquina enrolladora de papel. Generalmente son diseñadas para trabajar a velocidad tangencial (~10 m/seg) o de desplazamiento del papel constante mientras se produce la reducción de la velocidad de rotación del motor. El método empleado es radicalmente diferente, pues permite con una velocidad de rotación del motor acelerar el embobinamiento del papel mediante el incremento de la velocidad tangencial ($V_{final} = 3,46$ m/seg) lográndose valores muy buenos en cuanto al tiempo de enrollamiento, pero se pudo haber reducido drásticamente dichos valores si se

hubiera empleado velocidades tangenciales más altas (cerca de los 10 m/seg) controlando que el torque sea mayor al mínimo necesario para producir un buen enrollamiento y la fuerza mucho menor a la requerida para que se produzca la ruptura del papel. Al mencionar que se podría reducir drásticamente el tiempo de embobinado se lo indica con respecto a las enrolladoras actuales.

El motivo para el empleo de un mecanismo de embrague es que en el caso más crítico del funcionamiento de la máquina el cual es que el papel se rompa justo un poco antes de terminar de enrollarse o en cualquier momento debido a diferentes causas, la aplicación solamente de un sistema de frenado antes de la caja de reducción podría producir una posible fractura de los elementos más sensibles a la torsión en el diseño como es el caso de los dientes de los engranajes y de las chavetas debido a la alta inercia que posee la bobina de papel enrollado (bobina con un peso aproximado de 7840 N) lo que se traduciría en una posible fuerza tangencial muy alta que provocaría un torque con un valor mucho más elevado que el empleado en el diseño, de ahí que el embrague permite desconectar la potencia transmitida del motor antes de frenar la máquina y por lo tanto el torque debido a la rotación de la bobina no afectará a los elementos de máquina antes mencionados.

Si se fundamenta solamente en la desconexión del motor, podría ser una muy buena alternativa siempre y cuando se analice el tiempo en que la bobina de papel volvería al reposo; y si éste es más alto que el empleado con el sistema de embrague y no

al reposo; y si éste es más alto que el empleado con el sistema de embrague y no influye a la vez en un estudio de tiempos de máquina en la producción de la planta en cuestión se podría emplearlo.

El objetivo de utilizar el sistema de embrague es que se puede, una vez desconectado el motor, parar la bobina de papel en forma automática sin que afecte grandemente a los elementos de máquina involucrados, para ello se seleccionó un sistema de frenado hidráulico después de la caja de reducción.

La figura 9 representa la idea a emplearse mediante un diagrama de bloques la cual sólo indicará los diversos equipos que se usarán, pues su disposición dependerá del diseño a realizarse posteriormente.

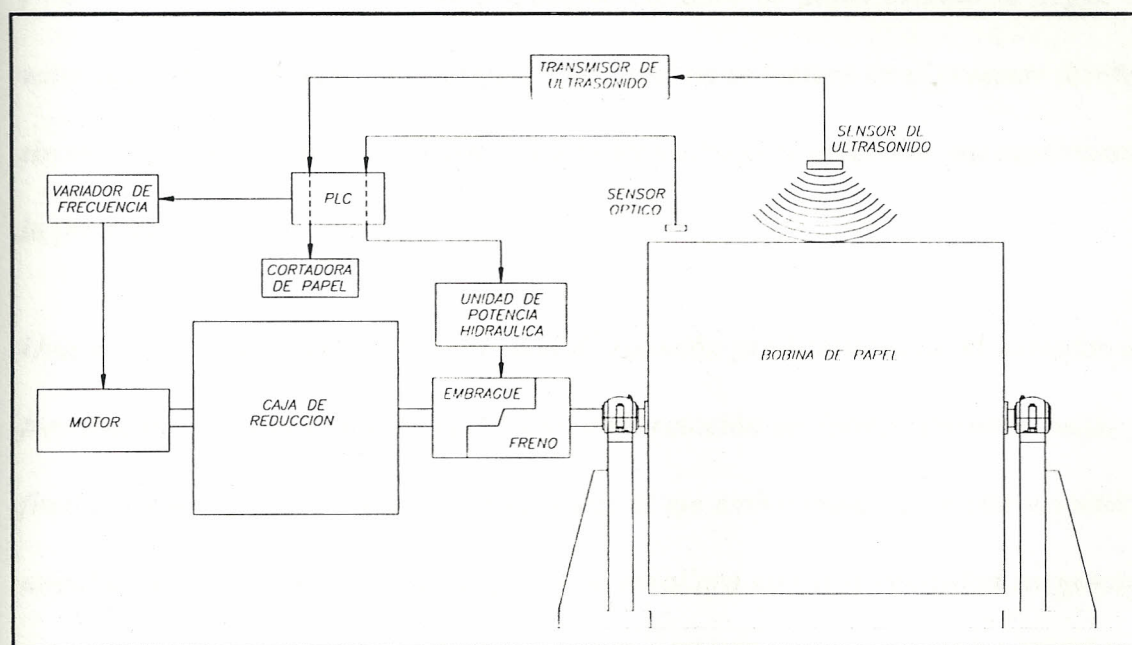


Figura 9: Diagrama de bloques de la configuración general de la enrolladora.

Asimismo, el empleo de un sistema de regulación de velocidad por medio de un motor es seleccionado debido al costo, pues es de más fácil mantenimiento y recambio que un sistema mecánico complicado en su forma y con gran variedad de elementos de máquina, también fue seleccionado debido a su confiabilidad y precisión pues programando el motor de manera adecuada se conseguirá que trabaje en el intervalo deseado. En general, el empleo de un motor es una solución más sencilla que la utilización de un sistema mecánico que aumentaría inclusive las dimensiones del diseño. Para el presente diseño se asume que el control de la producción del embobinado del papel es considerando el diámetro de la bobina final de acuerdo a las supuestas necesidades del cliente. Por esta razón se emplea un sensor de ultrasonido, el cual permitirá medir constantemente el crecimiento de dicho diámetro y enviar la señal respectiva a un dispositivo cortador de papel cuando se llegué al valor deseado. Este dispositivo cortador de papel no se incluye en el presente diseño, sin embargo se recomienda emplearlo como un medio para controlar adecuadamente la producción.

Una vez que se alcance cierta velocidad de rotación predeterminada, el variador de frecuencia funcionará con dicha velocidad de rotación en forma constante hasta el final del enrollamiento. Esto producirá que el eje embobinador gire con velocidad angular constante, por lo tanto el papel se enrollará con una velocidad tangencial que se incrementa poco a poco. El objetivo de emplear este método de enrollamiento y no mediante una velocidad tangencial constante obtenida a partir de una velocidad

de rotación decreciente del eje embobinador permitirá obtener tiempos de enrollado con poca diferencia con respecto a las máquinas empleadas en la actualidad, como se mostrará en el numeral 4.1. También se demostrará que la velocidad final de desplazamiento del papel no constituye ningún peligro para él, pues el diseño es conservador, esto quiere decir que no se trabajará a las velocidades tangenciales comunes en las enrolladoras de este tipo. Se emplea además un sensor óptico de barrera de luz que activará un embrague que desconectará la transmisión de potencia del motor principal y un freno que parará el eje embobinador, en caso de que se produzca la ruptura del papel. En el diseño de la enrolladora se pudo haber aplicado otros métodos alternativos para controlar la producción, de los cuales se enumeran dos a continuación:

- 1. por metros lineales enrollados, para ello se requeriría otro tipo de sensores que permitan realizar una función de conteo de los metros enrollados en la bobina de papel.*
- 2. Por peso de la bobina de papel, en este caso se emplearía un mecanismo mecánico o algún sensor que permita medir el peso o talvez la presión.*

En ambos casos se requiere de un dispositivo cortador de papel. En esta enrolladora se prefirió controlar la producción por el diámetro final de la bobina de papel, pues se considera que es más fácil en el momento de programar el PLC.

1.6. EXPLICACION DEL FUNCIONAMIENTO DE LA MAQUINA.

La enrolladora a diseñarse posee una combinación de tecnologías eléctrica, mecánica, hidráulica, electrónica y de sensores de control. Todo esto empleado de tal forma que cumpla los requisitos determinados por las condiciones de trabajo requeridas por el proyecto. La máquina en sí sigue el procedimiento descrito a continuación en cuanto a su funcionamiento:

- 1. Con la enrolladora apagada se coloca el eje embobinador en el mecanismo de sujeción del sistema de enrollamiento y se procede a asegurarlo con las tuercas de mariposa.*
- 2. Se coloca el papel pegándolo en el canuto colocado en el eje embobinador.*
- 3. Se procede a reiniciar todo el sistema presionando la botonera con la indicación "ARRANQUE", en este momento el motor empieza a arrancar suavemente e incrementa poco a poco su velocidad hasta 1800 rpm. Durante el incremento de velocidad el eje enrollador jala suavemente el papel de la bobina obtenida de la máquina de fabricar papel tratando de vencer su inercia.*
- 4. El motor del sistema de enrollamiento empieza a funcionar desde 1800 rpm hasta 1440 rpm, es decir, conforme aumenta el radio de la bobina de papel la velocidad angular del motor y por ende de todos los componentes rotatorios del sistema comienzan a disminuir obteniéndose una velocidad tangencial casi constante para el papel.*

5. *En el momento en que el motor alcance la velocidad angular deseada de 1440 rpm, el variador de frecuencia hace funcionar al motor con esta velocidad hasta el final del enrollamiento.*
6. *Cuando la bobina alcanza el diámetro deseado, el sensor de ultrasonido envía una señal al PLC el cual parará el motor.*
7. *Se produce la desconexión del embrague activado por el cilindro hidráulico.*
8. *Se procede a frenar la bobina de papel en forma automática mediante un freno hidráulico.*
9. *El dispositivo cortador se activa y corta el papel.*
10. *Se quitan las tuercas de mariposa del sistema de sujeción del eje embobinador, y por un medio de algún sistema de manipulación (p.e.: una grúa, un montacargas, etc.) se eleva la bobina de papel para posicionarlo en el lugar de almacenamiento de productos terminados, de pesaje o de control de calidad.*
11. *Si en algún momento del enrollamiento el papel se rompe, ya sea por un inadecuado funcionamiento del motor o por un atascamiento inesperado, el sensor óptico de barrera de luz lo detectará y enviará una señal al secuenciador lógico programable (PLC) el cual desconectará el suministro de corriente al motor y a la vez accionará la bomba hidráulica para desconectar también la transmisión de potencia en el embrague y proceder a activar el freno hidráulico.*
12. *En este punto, se procede a quitar la bobina de papel en forma similar al numeral 10 y a colocar un nuevo eje embobinador de igual forma que en el numeral 1.*

13. *Luego se coloca el papel en el canuto de la misma forma como se la realizó en el numeral 2.*
14. *Antes de poner nuevamente en funcionamiento la máquina se debe volver a conectar el sistema de embrague presionando la botonera "ARRANQUE".*
15. *Al producirse el arranque se abre el freno hidráulico, luego se cierra el embrague y la enrolladora empezará a girar nuevamente con las mismas condiciones que el numeral 4 y 5.*

II. DISEÑO DE LA MAQUINA

2.1. CRITERIOS PRELIMINARES DE DISEÑO Y PROCEDIMIENTO DE CALCULO DE LOS ELEMENTOS DE MAQUINA.

Como punto de partida se necesitó considerar varios criterios de tal forma que se facilite los cálculos teniendo como premisa principal realizar un buen diseño desde el punto de vista económico, tecnológico, de mantenimiento, estético, y de funcionamiento; los criterios considerados se mencionan a continuación:

- 1. Para el cálculo de la potencia del motor, se consideró una pérdida de potencia del 20% en cada una de las reducciones de la caja de engranajes, 10% en el embrague, y 10% adicional debido a la fricción en el resto de componentes.*
- 2. El diseño de muchos de los elementos se lo realizará no sólo considerando los resultados del análisis de esfuerzos sino también de las deflexiones de dichos elementos, pues éstos últimos son fundamentales al considerar la rigidez de la máquina.*
- 3. Los cálculos y resultados escritos en el presente trabajo son los logrados después de haber realizado algunas veces el rediseño de los elementos de máquina, pues muchos de éstos tienen un funcionamiento dependiente de los demás como es el caso de los ejes y engranajes. Esto es debido a que al tratar de lograr la optimización de algunos elementos, éstos influían considerablemente en el diseño*

de los mecanismos conectados o que recibían transmisión de movimiento por dichos elementos.

4. *El diseño de las chavetas fue realizado basándose en los manuales.*
5. *Los rodamientos seleccionados podrían haber sido más pequeños en cuanto a su diámetro interior, pero se prefirió dar un escalonamiento pequeño a los distintos diámetros de los ejes para así disminuir el efecto de los concentradores de esfuerzos, por este motivo muchos de los rodamientos están sobredimensionados.*
6. *Los anillos de sujeción de los engranajes y rodamientos fueron seleccionados de acuerdo a las recomendaciones indicadas por los manuales respectivos.*
7. *El diseño de la carcasa se realizó de una forma tal que permita fácilmente el montaje y desmontaje para efectos de mantenimiento de los ejes con todas sus piezas ensambladas. Es decir, al montar el primer nivel de ejes; primero se debe de ensamblar los engranajes, chavetas, anillos de sujeción, rodamientos, etc., y luego colocar sobre el primer nivel de carcasa correspondiente, posteriormente se coloca el segundo nivel de carcasa para colocar enseguida el segundo nivel de ejes y cerrar la caja con el tercer nivel de carcasa.*
8. *La carcasa se diseñó mediante el criterio de tener compartimientos separados tanto para la primera reducción, el sistema de embrague, y la segunda con la tercera reducción juntas. El objetivo fue simplemente el obtener un sistema de embrague lo suficientemente seco de tal forma que no se mezcle con el aceite lubricante de las distintas reducciones.*

9. En el diseño de forma de la carcasa se prefirió sacrificar una forma compacta por una forma que facilite las acciones del numeral 8.

10. El diseño del soporte del eje embobinador fue realizado de tal forma que se obtenga cada una de las piezas con tamaños optimizados.

11. La principal consideración al colocar un embrague es desconectar la transmisión de potencia. Para frenar la máquina se debería poner el freno hidráulico entre la caja de reducción y el eje embobinador, ya que si se lo coloca después del motor podría la inercia de la bobina de papel que gira afectar a ciertos elementos de máquinas como los dientes de los engranajes o a las chavetas. Antes de activar el freno es recomendable primero desconectar la transmisión de potencia.

En cuanto al procedimiento de cálculo de los elementos de máquina, éste se realiza de acuerdo a un orden de dependencia; p. e., si se quiere calcular el diámetro de los ejes es necesario diseñar antes los engranajes, de tal forma que conociendo las fuerzas que transmiten los engranajes y sus dimensiones iniciales, se puede calcular un diámetro inicial de los ejes, si este diámetro es mayor que el del engranaje correspondiente se podría optar por realizar una adecuada selección del material, o si es demasiado pequeño con respecto al mismo se podría recalcular las dimensiones de los engranajes hasta que tenga un diámetro razonable con respecto al de los ejes. Con esta secuencia de dependencia se seguirá el orden descrito por el índice para el cálculo de los elementos de máquina.

2.2. DATOS Y CALCULOS GENERALES DE FUERZAS Y VELOCIDADES DE LA MAQUINA.

Datos

Las condiciones de trabajo de la enrolladora son determinadas con el fin de tener una capacidad de producción aceptable basándose en el tiempo de enrollado y un torque mayor al máximo requerido por el eje embobinador, de tal forma que se pueda vencer la inercia de la bobina y poder enrollarla permanentemente, condición muy importante sobretodo llegando al final del proceso.

Los datos del eje embobinador desde que empieza a enrollar hasta que termina son:

Radio del papel enrollado al inicio = $R_1 = 0,0467 \text{ m}$

Radio del papel enrollado al final = $R_2 = 0,55 \text{ m}$

Fuerza para vencer la inercia al inicio del enrollamiento = $F_a = 196 \text{ N}$

Fuerza para vencer la inercia durante el enrollamiento = $F_b = 98 \text{ N}$

$F_{total} = F_a + F_b = 294 \text{ N}$

Peso total bobina papel = $W = 7840 \text{ N}$ aprox.

Fuerza mínima por unidad de área para la ruptura del papel = $137'200.000 \text{ N/m}^2$

Longitud aproximada de la bobina de papel a enrollar = 4000 m

Los valores de la velocidad pueden variar dependiendo del tiempo que se requiere para enrollar el papel, en este caso se empleará los siguientes valores de diseño:

1° fase:

Objetivo: decremento de la velocidad de rotación del motor, velocidad tangencial del papel constante.

$$W_M|_{\text{inicio}} = 1800 \text{ rpm} = 188,50 \text{ rad/seg}$$

$$W_M|_{\text{final}} = 1440 \text{ rpm} = 150,80 \text{ rad/seg} \text{ (demostrable en la pág. 28)}$$

$$\text{Velocidad tangencial papel} = V_t = 0,3667 \text{ m/seg}$$

2° fase:

Objetivo: velocidad de rotación del motor constante, incremento de la velocidad tangencial del papel.

$$W_M = 1440 \text{ rpm} = 150,80 \text{ rad/seg}$$

$$V_t|_{\text{inicio}} = 0,3667 \text{ m/seg}$$

$$V_t|_{\text{final}} = 3,4558 \text{ m/seg}$$

Cálculos

1° fase: arranque de la enrolladora.

$$V_t = 0,3667 \text{ m/seg}$$

$$W_{E1} = \text{Velocidad a la salida de la caja de reducción al arranque} = [V_t / 2 \pi R_1] =$$

$$W_{E1} = \{[(0,3667 \text{ m/seg})(60 \text{ seg/1min})] / [2\pi (0,0467 \text{ m})]\} = 75 \text{ rpm} = 7,85 \text{ rad/seg}$$

$$W_{E2} = \text{Velocidad a la salida de la caja de reducción al final} = [V_t / 2 \pi R_2] =$$

$$W_{E2} = \{[(0,3667 \text{ m/seg})(60 \text{ seg/1 min})] / [2\pi (0,55 \text{ m})]\} = 6,81 \text{ rpm} = 0,71 \text{ rad/seg}$$

$$\text{Coeficiente de reducción|arranque} = CRA = W_M|_{\text{inicio}} / W_{E1} = 1800 \text{ rpm} / 75 \text{ rpm} = 24$$

Como la reducción la realizamos con un motor con variación de velocidad, es obvio que la reducción en el inicio debe ser igual a la reducción en el final debido a la inflexibilidad de la caja reductora para variaciones de velocidades ya que este cambio lo realiza el motor. De esto, podemos determinar que el Coeficiente de reducción en el arranque debe ser igual al Coeficiente de reducción en el final, y como se conoce las velocidades de salida de la caja de reducción y el coeficiente de reducción, se calcula la velocidad final del motor, esto es:

$$CRA = CRF = 24 = W_{M|final} / W_{E2} = W_{M|final} / 6,81 \text{ rpm} =$$

, despejando la velocidad final del motor se tiene que:

$$W_{M|final} = \text{Velocidad final del motor} = (6,81 \text{ rpm}) * CRF = (6,81 \text{ rpm})(24) =$$

$$W_{M|final} = 163,40 \text{ rpm} = 17,11 \text{ rad/seg}$$

Asimismo, para asegurar que el torque en el eje embobinador, producido debido a la velocidad de rotación del motor y su posterior reducción, sea más alto que el requerido en el cálculo de torque máximo (demostrable en la tabla 4.2), es necesario que el eje embobinador gire con una velocidad adecuadamente seleccionada, la cual será:

$$W_{E2} = 60 \text{ rpm} = 6,28 \text{ rad/seg}$$

Si el motor trabajará en la reducción final a 163,40 rpm se producirá un recalentamiento en el motor, por esta razón se emplea una velocidad de:

$$W_{M|final} = W_{E2} * CRF = (60 \text{ rpm})(24) = 1440 \text{ rpm}; \text{ como inicialmente se asumió.}$$

$$W_M|_{final} = 150,80 \text{ rad/seg.}$$

Los cálculos del torque son realizados para determinar la potencia consumida por el eje embobinador para enrollar el papel. Se debe considerar que existen dos torques, uno al inicio y otro al final del proceso de enrollamiento, que dependen fundamentalmente del radio de crecimiento de las bobinas de papel. Estos torques son los que necesitará el eje embobinador para arrancar y luego mantenerse en movimiento, pero no son los torques que se producirán durante el trabajo continuo de enrollamiento, ellos se mostrarán en la tabla 4.2.

$$T_{m\acute{a}x..} = F_{total} * R_2 = (294 \text{ N})(0,55 \text{ m}) = 161,70 \text{ Nm}$$

$$T_{m\acute{i}n..} = F_b * R_1 = (98 \text{ N})(0,0467 \text{ m}) = 4,58 \text{ Nm}$$

La potencia mínima se calcula multiplicando el torque mínimo requerido por el eje embobinador para arrancar por su velocidad de arranque, mientras que la potencia máxima se la obtiene multiplicando el torque máximo requerido por el eje embobinador para poder seguir enrollando considerando que tiene que vencer la inercia de la bobina por la velocidad de rotación a la que trabajará al final del enrollamiento.

$$P_{m\acute{a}x. \text{ eje enrolladora}} = W_{E2} * T_{m\acute{a}x..} = (6,28 \text{ rad/seg})(161,70 \text{ Nm}) = 1,015 \text{ Kw}$$

$$P_{m\acute{i}n. \text{ eje enrolladora}} = W_{E1} * T_{m\acute{i}n..} = (7,85 \text{ rad/seg})(4,58 \text{ Nm}) = 0,036 \text{ Kw}$$

De estos resultados se observa que la potencia máxima requerida por el sistema es al final del proceso ($W_{E2} = 60 \text{ rpm}$). Con los resultados que se obtienen anteriormente se procede a realizar los cálculos cinemáticos para determinar los tiempos que se obtendrán durante el proceso de enrollado.

Las condiciones se muestran mediante las dos fases de funcionamiento de la máquina:

1° fase:

$$W_M|_{\text{inicio}} = 1800 \text{ rpm} = 188,50 \text{ rad/seg}$$

$$W_M|_{\text{final}} = 1440 \text{ rpm} = 150,80 \text{ rad/seg}$$

$$V_t = 0,3667 \text{ m/seg (constante)}$$

$$W_{E1} = 75 \text{ rpm} = 7,85 \text{ rad/seg}$$

$$W_{E2} = 60 \text{ rpm} = 6,28 \text{ rad/seg}$$

$$R_1 \text{ (papel enrollado)} = 0,0467 \text{ m}$$

$$R_2 \text{ (papel enrollado)} = \text{por calcular}$$

2° fase:

$$W_M = 1440 \text{ rpm} = 150,80 \text{ rad/seg (constante)}$$

$$W_{E2} = 60 \text{ rpm} = 6,28 \text{ rad/seg (constante)}$$

$$V_t|_{\text{inicio}} = 0,3667 \text{ m/seg}$$

$$V_t|_{\text{final}} = 3,4558 \text{ m/seg}$$

$$R_2 \text{ (papel enrollado)} = \text{por calcular}$$

$$R_3 \text{ (papel enrollado)} = 0,55 \text{ m}$$

Los cálculos para determinar el tiempo de la primera fase, caracterizada por tener velocidad tangencial constante y reducción de la velocidad angular son:

$$W_{E2} = [V_t / 2 \pi R_2] \quad \therefore \quad R_2 = [V_t / 2 \pi W_{E2}] =$$

$$R_2 = [(0,3667 \text{ m/seg})(60 \text{ seg/1 min})] / 2\pi (6,28 \text{ rad/seg}) = 0,0584 \text{ m}$$

$$\Delta R = R_2 - R_1 = 0,0584 \text{ m} - 0,0467 \text{ m} = 0,0117 \text{ m}$$

El papel durante la primera fase se enrolla aproximadamente 11,7 mm.

Si se considera que el papel tiene un grosor de 0,15 mm, entonces se calcula cuantas capas hay en 0,011 m:

$$\# \text{ capas} = 0,0117 \text{ m} / 0,00015 \text{ m} = 78$$

En esta fase la velocidad es constante, por lo tanto, existe movimiento uniforme. Es necesario calcular los metros de papel recorridos entre estos dos radios, para ello se aplica la siguiente fórmula:

$S_t = S_1 + S_2 \quad \therefore \quad 4000 = S_1 + S_2$, para determinar S_1 se sigue el procedimiento siguiente:

1. para el primer radio (0,0467 m) se calcula el valor de su circunferencia, esto es:

$$[C_1 = 2\pi R_1].$$

2. luego se suma 0,00015 m (espesor del papel) a 0,0467 m para tener el segundo radio y se calcula de nuevo el valor de su circunferencia $[C_2 = 2\pi(0,00015 + R_1)]$.

3. Se vuelve a sumar 0,00015 m al segundo radio para obtener el tercero y calcular su circunferencia $[C_3 = 2\pi(0,00015 + 0,00015 + R_2)]$.

4. Se realiza el mismo cálculo que el numeral 3 hasta llegar a $R_2 = 0,0584 \text{ m}$.
5. Finalmente, se suman los valores de todas las circunferencias para tener la cantidad de papel enrollado S_1 durante la primera fase.

El valor obtenido es: $S_1 = 26,0843 \text{ m}$ de papel enrollado.

Con la velocidad constante de la primera fase $V_i = 0,3667 \text{ m/seg}$, se calcula el tiempo T_1 :

$$T_1 = S_1 / V_i = 26,0843 \text{ m} / 0,3667 \text{ m/seg} = 71,1 \text{ seg.} = 1,2 \text{ minutos}$$

Para la segunda fase se tiene un movimiento uniformemente variado, con velocidad de rotación constante del eje embobinador y velocidad tangencial del papel creciente linealmente.

$$S_2 = 4000 - S_1 = 4000 \text{ m} - 26,0843 \text{ m} = 3973,9157 \text{ m}$$

$$V_{i|\text{inicio}} = V_i = 0,3667 \text{ m/seg}$$

$$V_{i|\text{final}} = V_f = 3,4558 \text{ m/seg}$$

$$V_f^2 = V_i^2 + \alpha * S_2 \quad \therefore \quad \alpha = (V_f^2 - V_i^2) / (2 S_2) =$$

$$\alpha = [(3,4558 \text{ m/seg})^2 - (0,3667 \text{ m/seg})^2] / [(2)(3973,9157 \text{ m})] = 0,00149 \text{ m/seg}^2$$

$$V_f = V_i + \alpha * T_2 \quad \therefore \quad T_2 = (V_f - V_i) / \alpha =$$

$$T_2 = (3,4558 \text{ m/seg} - 0,3667 \text{ m/seg}) / 0,00149 \text{ m/seg}^2 = 2073 \text{ seg} = 34,6 \text{ minutos}$$

$$T_{\text{total}} = T_1 + T_2 = 1,2 \text{ min} + 34,6 \text{ min} =$$

$T_{\text{total}} = 35,8 \text{ minutos}$ requeridos para enrollar los 4000 mts de papel.

2.3. REQUERIMIENTO DE LA POTENCIA DEL MOTOR.

La potencia del motor se la determina basándose en la potencia máxima del eje embobinador, la cual es calculada para el final del proceso. Luego, se incrementa un determinado porcentaje debido a las pérdidas en cada reducción (se asume teóricamente, a falta de pruebas en un prototipo o por información existente en un catálogo), en el embrague y por la fricción en el resto del sistema.

Es de notar que la potencia máxima en el eje embobinador es la necesaria para vencer la inercia inicial del sistema para ponerlo en movimiento y la inercia que va adquiriendo debido al incremento en el radio del papel embobinado.

Potencia máxima en el eje embobinador	= 1,015 Kw
Potencia acumulada en la 1° reducción	= 1,015 Kw * 1.2 = 1,218 Kw
Potencia acumulada en la 2° reducción	= 1,218 Kw * 1.2 = 1,462 Kw
Potencia acumulada en la 3° reducción	= 1,462 Kw * 1.2 = 1,754 Kw
Potencia acumulada en el embrague	= 1,754 Kw * 1.1 = 1,929 Kw
Potencia acumulada por la fricción	= 1,929 Kw * 1.1 = 2,122 Kw

En cada reducción se incrementa un 20% en la potencia, se considera por lo antes expuesto que es este valor el que pierde la transmisión en cada reducción durante su funcionamiento; en cambio para el embrague y la fricción se incrementa un porcentaje menor, esto es un 10%.

Potencia total del sistema $\cong 2,1$ Kw

La potencia que se selecciona para el motor es: $POTENCIA_{motor} = 2,5$ Kw

La siguiente tabla muestra los resultados de las operaciones anteriormente realizadas:

<i>Descripción de la potencia del motor</i>	<i>Incremento</i>
<i>Eje embobinador</i>	<i>1,015 Kw</i>
<i>1° Reducción</i>	<i>1,218 Kw</i>
<i>2° Reducción</i>	<i>1,462 Kw</i>
<i>3° Reducción</i>	<i>1,754 Kw</i>
<i>Embrague</i>	<i>1,929 Kw</i>
<i>Fricción</i>	<i>2,122 Kw</i>
<i>Total de la potencia</i>	<i>2,1 Kw</i>
<i>Selección de la potencia del motor</i>	<i>2,5 Kw</i>

Tabla I: *Determinación de la potencia del motor.*

2.4. SELECCION DEL MOTOR.

2.4.1. Fundamentos teóricos.

Es necesario obtener un conocimiento básico de los diversos tipos de motores, sus características de funcionamiento y su campo de aplicación, de tal forma que permita realizar una selección adecuada del motor de acuerdo a la función que ejecute en el tipo de maquinaria que se esté usando. Este conocimiento es de vital importancia para el empleo correcto de parámetros como costos de adquisición, mantenimiento, reparación, instalación, vida útil, depreciación, etc. De todos los tipos de motores existentes se analizarán los tipos generales, los cuales son los trifásicos y los de corriente continua. A continuación se presentan las características de ambos tipos de motores:

a) Motores de corriente continua:

- 1. Amplia variación de velocidad ajustando esa variación de manera no escalonada.*
- 2. Un par de salida, ya sea variable o constante, o la combinación de ambos como lo exige la mayor parte de los procesos.*
- 3. Aceleración, desaceleración o inversión de rotación rápidas, como en el caso de grúas de tracción, propulsión, rolado de metales y otros procesos.*
- 4. Precisión fina en el control de velocidad.*
- 5. Mantener una correlación precisa entre dos o más partes de una línea de procesamiento.*

6. *Es necesario los requerimientos de alto par de sobrecarga en la parte inferior de un proceso con amplia variación de velocidad.*
7. *Se requiere un par de frenado regenerativo variable.*
8. *Se necesita un grupo motor-generador, que permita tomar la corriente alterna de la línea y transformarla mediante un generador en corriente continua, de tal forma que permita alimentar al motor C.C.*

b) Motores trifásicos:

1. *Permite controlar la variación de la velocidad por medios electrónicos.*
2. *Un par de salida, ya sea variable o constante, o la combinación de ambos de acuerdo al tipo de proceso.*
3. *Se pueden usar ya sea para trabajo continuo, intermitente o variable.*
4. *La potencia se determina de acuerdo a la velocidad de trabajo, en caso de que se trabaje a más de una velocidad.*
5. *Empleado para condiciones usuales de servicio entre los 0° y 40° C.*
6. *Se operan dentro de una tolerancia de $\pm 10\%$ del voltaje nominal.*

2.4.2. Selección.

La principal dificultad en seleccionar un motor de corriente continua es la necesidad de tener un generador C.C., pues es la única manera de alimentar a dicho motor. Es obvio que esto encarece el diseño propuesto a pesar de que este motor es ideal de acuerdo a sus características, por ello se selecciona el motor trifásico cuyo control de velocidad se lo realizará por medio de un variador de frecuencia.

El motor principal tendrá las siguientes características:

Potencia = 2,5 Kw

Velocidad angular = 1800 rpm

Tipo = trifásico con velocidad variable controlada por variador de frecuencia.

Voltaje = 230 V a 60 hz.

Corriente = 8,8 amp.

2.5. CALCULO DEL SISTEMA DE REDUCCION DE VELOCIDAD.

2.5.1. Exactitud de los engranajes.

Para asegurar las condiciones normales de funcionamiento de las transmisiones, éstos y la armazón de transmisión deben ser fabricados con el grado de exactitud requerido. En función del grado de exactitud y las dimensiones de la transmisión se han establecido tolerancias para los engranajes que deben observarse durante el tallado y acabado de los dientes, así como para la exactitud debida del mecanizado de la armazón y de los árboles.

Para ello la ASME (American Society of Mechanical Engineers) estableció dentro de su conjunto de normas para el diseño de engranajes doce grados de precisión, de los cuales del # 6 al # 10 son los más empleados. El grado de precisión de la transmisión depende de su aplicación. Por ejemplo, para una transmisión rápida la exigencia principal es la suavidad; en cambio, para una transmisión de pequeña velocidad lo más sustancial es la extensión del contacto en la longitud del diente.

Se tiene que considerar también que cuánto mayor es la velocidad periférica del engranaje, tanto más alta debe ser su exactitud. Para la velocidad de 30 m/s conviene utilizar el engranaje de dientes oblicuos de grado 6 de precisión; para $v < 15$ m/s, el de dientes rectos de grado 6 o el de dientes oblicuos de grado 7 de precisión. Por lo tanto, el grado de precisión depende del procedimiento de fabricación.

2.5.2. Materiales de los engranajes.

La elección del material realizada en el presente diseño fue determinado de tal modo que sea posible tallar y rectificar los dientes con la exactitud y el grado de acabado de la superficie predeterminados, además para que sea asegurada la suficiente resistencia mecánica a la flexión bajo la acción de cargas variables y de choque, la suficiente resistencia mecánica de la capa superficial de los dientes y la alta resistencia a la abrasión.

Los materiales que se utilizan comúnmente son el acero y la fundición. Es de considerar que la tendencia a reducir las dimensiones exteriores, a transmitir grandes potencias mediante una sola unidad y aumentar las velocidades ha conducido al amplio empleo de los engranajes de acero. La gran diversidad de tipos de acero y la posibilidad de obtener distintas calidades de tratamiento térmico y químico térmico permite, en caso de necesidad, obtener las condiciones más favorables de las propiedades que se exigen.

Como se ha indicado anteriormente, al utilizar ruedas con las superficies de trabajo de los dientes de elevada dureza, disminuye el peligro de deteriorarse estas superficies. Por ello se emplean tales materiales y tal tratamiento térmico para que con el procedimiento de tallado elegido se obtenga la rueda con la exactitud requerida y la máxima dureza especificada. Algo importante a considerar es que si las ruedas se tallan después del tratamiento tratamiento térmico terminal, lo que excluye la influencia del último en la exactitud del engrane, entonces la máxima dureza

admisibles de las superficies no debe pasar HB 320-350, consiguiéndose ésta dureza mediante la normalización.

Con el fin de aumentar la capacidad de carga de las ruedas dentadas y también de disminuir el tamaño de la transmisión se emplean engranajes con una dureza de la superficie de los dientes mayor de HB 350. Esto se consigue con un temple a corazón o superficial, la cementación, nitruración o cianuración; estas ruedas se tallan después del tratamiento térmico definitivo.

El inconveniente del temple normal es la considerable combadura de las ruedas y la disminución de la tenacidad del núcleo de los dientes, lo que reduce la capacidad de éstos de resistir la flexión bajo la acción de las fuerzas de choque. Los aceros entre el 0,15% y 0,20% de carbono que se cementan, se emplean relativamente poco para fabricar ruedas dentadas, ya que el metal debajo de la corteza dura resiste mal; tanto en las tensiones de contacto como en las de tensión a la flexión, a grandes cargas se observa desconchado de la corteza dura.

La capacidad de las fundiciones de resistir las tensiones por contacto es bastante alta; mientras que la capacidad de resistir la flexión y las cargas de choque es menor que las del acero. Por lo tanto las ruedas dentadas de fundición se emplean en las transmisiones abiertas de pequeña velocidad y poco cargadas.

Adicionalmente al seleccionar entre un engranaje cilíndrico y uno helicoidal se deberá tener en cuenta que el coeficiente de rendimiento de las transmisiones helicoidales es más bajo que el coeficiente de las transmisiones por engranajes cilíndricos y cónicos.

2.5.3. Cálculos cinemáticos (3).

Se determinan las reducciones que se necesitan al final del enrollamiento a partir de la velocidad angular constante de 60 rpm, de tal forma que la velocidad tangencial se incremente hasta el final del proceso; se considera que la velocidad angular de arranque se la obtuvo a partir del radio interior de la bobina de papel a enrollar, es decir, del radio máximo del eje embobinador, con este resultado y a partir de un motor de 1800 rpm da una reducción inicial de 24 ya calculado previamente.

$$N_T = (N_1 / N_2) (N_3 / N_4) (N_5 / N_6) = 24$$

$$N_1 / N_2 = 2 \quad N_3 / N_4 = 3 \quad N_5 / N_6 = 4$$

Reducciones al arranque del enrollamiento:

$$N_1 = 1800 \text{ rpm (cónico 1)}$$

$$N_2 = 900 \text{ rpm (cónico 2)}$$

$$N_3 = 900 \text{ rpm (helicoidal 1)}$$

$$N_4 = 300 \text{ rpm (helicoidal 2)}$$

$$N_5 = 300 \text{ rpm (helicoidal 3)}$$

$$N_6 = 75 \text{ rpm (helicoidal 4)}$$

Reducciones al final del enrollamiento:

$$N_1 = 1440 \text{ rpm (cónico 1)}$$

$$N_2 = 720 \text{ rpm (cónico 2)}$$

$$N_3 = 720 \text{ rpm (helicoidal 1)}$$

$$N_4 = 240 \text{ rpm (helicoidal 2)}$$

$$N_5 = 240 \text{ rpm (helicoidal 3)}$$

$$N_6 = 60 \text{ rpm (helicoidal 4)}$$

Debido al espacio en la caja reductora y de la rigidez futura de los ejes cuando se los calcule, se asume inicialmente los diámetros que se presentan a continuación:

$$\text{Cónico 1} = 120 \text{ mm}$$

$$\text{Cónico 2} = 240 \text{ mm}$$

$$\text{Helicoidal 1} = 120 \text{ mm}$$

$$\text{Helicoidal 2} = 360 \text{ mm}$$

$$\text{Helicoidal 3} = 120 \text{ mm}$$

$$\text{Helicoidal 4} = 480 \text{ mm}$$

Una vez que se determinó las velocidades de cada uno de los engranajes y sus correspondientes diámetros, se procede a seleccionar los parámetros generales de ellos:

$$\text{Módulo (M)} = 5$$

$$\text{Angulo de presión } (\phi_n) = 20^\circ$$

Se calcula el número de dientes correspondientes a cada uno de los engranajes:

$$Z (\text{cónico } 1) = (120 \text{ mm}) / (5 \text{ mm}) = 24 \text{ dtes}$$

$$Z (\text{cónico } 2) = (240 \text{ mm}) / (5 \text{ mm}) = 48 \text{ dtes}$$

$$Z (\text{helicoidal } 1) = (120 \text{ mm}) / (5 \text{ mm}) = 24 \text{ dtes}$$

$$Z (\text{helicoidal } 2) = (360 \text{ mm}) / (5 \text{ mm}) = 72 \text{ dtes}$$

$$Z (\text{helicoidal } 3) = (120 \text{ mm}) / (5 \text{ mm}) = 24 \text{ dtes}$$

$$Z (\text{helicoidal } 4) = (480 \text{ mm}) / (5 \text{ mm}) = 96 \text{ dtes}$$

De aquí los resultados generales para un cálculo inicial son:

<i>Engranajes</i>	<i>M (mm)</i>	<i>Z</i>	<i>Diámetro (mm)</i>	<i>RPM Arranque</i>	<i>RPM Final</i>	<i>Sesgo</i>	<i>Angulo presión</i>
<i>Cónico 1</i>	5	24	120	1800	1440	<i>recto</i>	20°
<i>Cónico 2</i>	5	48	240	900	720	<i>recto</i>	20°
<i>Helicoidal 1</i>	5	24	120	900	720	<i>Izquierdo</i>	20°
<i>Helicoidal 2</i>	5	72	360	300	240	<i>Derecho</i>	20°
<i>Helicoidal 3</i>	5	24	120	300	240	<i>Izquierdo</i>	20°
<i>Helicoidal 4</i>	5	96	480	75	60	<i>Derecho</i>	20°

Tabla II: Datos y resultados de los engranajes.

2.5.4. Cálculo de fuerzas ⁽³⁾.

1° Reducción (Cónico 1 - Cónico 2)

Con los resultados preliminares se empieza a calcular las fuerzas que intervienen en los dientes de los engranajes a partir de las fórmulas ya establecidas en la referencia 3 para el cálculo de la velocidad tangencial multiplicadas por los respectivos factores de conversión para obtener los resultados en el Sistema Internacional de Unidades correspondientes a la primera reducción formada por el par de engranajes cónicos, los cálculos se realizarán para el final del proceso:

$$V \text{ (m/s)} = (\pi/2) * (w_p) * (d_p) = (\pi/2) * (150,80 \text{ rad/seg}) * (0,120 \text{ m}) = 9,80 \text{ m/s}$$

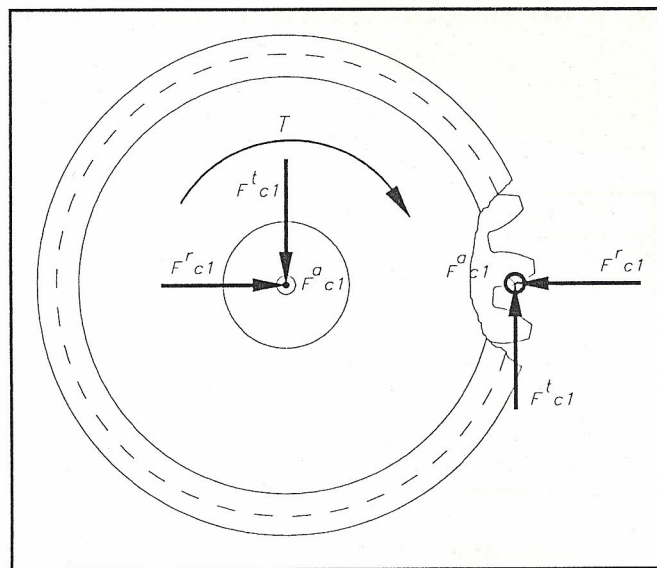


Figura 1: Diagrama de fuerzas del engranaje cónico 1 en el plano ZY.

$$W_{c1,t} = [60 * (H) * (10)^3] / [\pi * d_p * w_p * (60/2\pi)] =$$

$$W_{c1,t} = [60 * (2,1 \text{ Kw}) * (10)^3] / [\pi (0,120 \text{ m}) * (150,80 \text{ r/seg}) * (60/2\pi)] = 247,60 \text{ N}$$

$$W_{c1,r} = W_{c1,t} * \tan \phi_n * \cos \alpha_1 = (247,60 \text{ N}) * \tan 20^\circ * \cos 26.57^\circ = 80,61 \text{ N}$$

$$W_{c1,a} = W_{c1,t} * \tan \phi_n * \sin \alpha_1 = (247,60 \text{ N}) * \tan 20^\circ * \sin 26.57^\circ = 40,30 \text{ N}$$

Si se sabe que la fuerza axial en el cónico 1 es igual a la fuerza radial en el cónico 2, y que la fuerza radial en el cónico 1 es igual a la fuerza axial en el cónico 2, manteniéndose igual en magnitud las fuerzas tangenciales se tiene que:

$$\begin{aligned} W_{c1,t} &= -W_{c2,t} \\ W_{c1,r} &= -W_{c2,a} \\ W_{c1,a} &= -W_{c2,r} \end{aligned}$$

Los resultados obtenidos para la primera reducción en el final del proceso se presentan en la siguiente tabla:

Engranaje	Componente	Fuerza (N)
Cónico 1	$W_{c1,a}$	40,30
Cónico 1	$W_{c1,r}$	80,61
Cónico 1	$W_{c1,t}$	247,60
Cónico 2	$W_{c2,a}$	- 80,61
Cónico 2	$W_{c2,r}$	- 40,30
Cónico 2	$W_{c2,t}$	- 247,60

Tabla III: Resultados de las fuerzas de la primera reducción.

2° Reducción (Helicoidal 1 - Helicoidal 2)

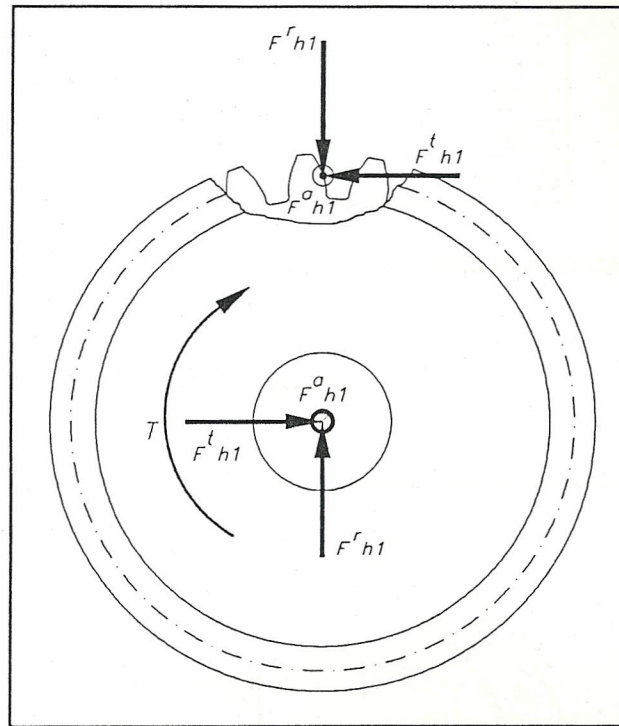


Figura 2: Diagrama de fuerzas del engranaje helicoidal 1 en el plano ZY.

Para el final los resultados son:

$$V \text{ (m/s)} = \left(\frac{\pi}{2}\right) * (w_{h1}) * (d_{h1}) = \left(\frac{\pi}{2}\right) * (75,40 \text{ rad/seg}) * (0,120 \text{ m}) = 4,9 \text{ m/s}$$

$$W_{h1,t} = [60 * (H) * (10)^3] / [\pi * d_p * w_p * (60/2\pi)] =$$

$$W_{h1,t} = [60 * (2,1 \text{ Kw}) * (10)^3] / [\pi (0,120 \text{ m}) * (75,40 \text{ r/seg}) * (60/2\pi)] = 495,21 \text{ N}$$

$$W_{h1,r} = W_{h1,t} * \tan \phi_n * \cos \alpha_i = (495,21 \text{ N}) * \tan 20^\circ * \cos 26.57^\circ = 208,12 \text{ N}$$

$$W_{h1,a} = W_{h1,t} * \tan \phi_n * \sin \alpha_i = (495,21 \text{ N}) * \tan 20^\circ * \sin 26.57^\circ = 285,91 \text{ N}$$

Por lo tanto, los resultados para la 2° reducción son:

Engrane	Componente	Fuerza (N)
Helicoidal 1	$W_{h1,a}$	285,91
Helicoidal 1	$W_{h1,r}$	208,12
Helicoidal 1	$W_{h1,t}$	495,21
Helicoidal 2	$W_{h2,a}$	- 285,91
Helicoidal 2	$W_{h2,r}$	- 208,12
Helicoidal 2	$W_{h2,t}$	- 495,21

Tabla IV: Resultados de las fuerzas de la segunda reducción.

3° Reducción (Helicoidal 3 - Helicoidal 4)

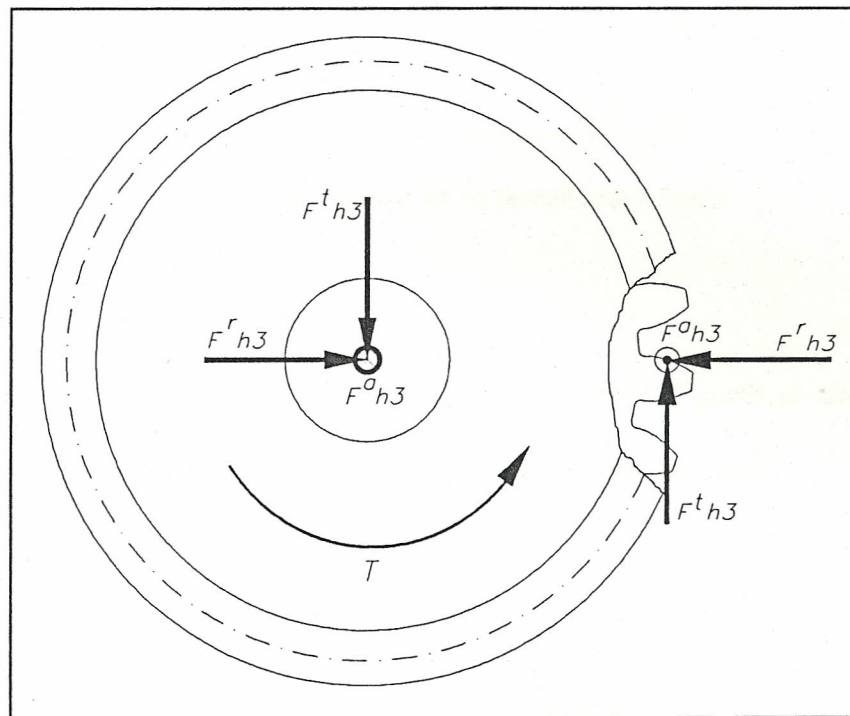


Figura 3: Diagrama de fuerzas del engranaje helicoidal 3 en el plano ZY.

Para el final los resultados son:

$$V \text{ (m/s)} = (\pi/2) * (w_{h3}) * (d_{h3}) = (\pi/2) * (25,13 \text{ rad/seg}) * (0,120 \text{ m}) = 1,63 \text{ m/s}$$

$$W_{h3,t} = [60 * (H) * (10)^3] / [\pi * d_p * w_p * (60/2\pi)] =$$

$$W_{h3,t} = [60 * (2,1 \text{ Kw}) * (10)^3] / [\pi (0,120 \text{ m}) * (25,13 \text{ r/seg}) * (60/2\pi)] = 1485,62 \text{ N}$$

$$W_{h3,r} = W_{h3,t} * \tan \phi_n * \cos \alpha_1 = (1485,62 \text{ N}) * \tan 20^\circ * \cos 26,57^\circ = 624,37 \text{ N}$$

$$W_{h3,a} = W_{h3,t} * \tan \phi_n * \sin \alpha_1 = (1485,62 \text{ N}) * \tan 20^\circ * \sin 26,57^\circ = 857,72 \text{ N}$$

Por lo tanto, los resultados para la 3° reducción son:

Engrane	Componente	Fuerza (N)
Helicoidal 3	$W_{h3,a}$	857,72
Helicoidal 3	$W_{h3,r}$	624,37
Helicoidal 3	$W_{h3,t}$	1485,62
Helicoidal 4	$W_{h4,a}$	- 857,72
Helicoidal 4	$W_{h4,r}$	- 624,37
Helicoidal 4	$W_{h4,t}$	- 1485,62

Tabla V: Resultados de las fuerzas de la tercera reducción.

2.5.5. Cálculo de esfuerzos (3).

Con la aplicación de las ecuaciones de la referencia 3 para el diseño de los engranajes y utilizando los datos de la tabla VI, los resultados son:

Cónico 1:

$$\sigma_{cl,f} = [W_{cl,t} * K_a * K_s * K_m] / [K_v * F * m * J] =$$

$$\sigma_{cl,f} = [(247,60 \text{ N})(1,20)(1,1)(1,25)] / [(0,89)(0,04)(0,005)(0,250)] = 9'179.439 \text{ N/m}^2$$

$$\sigma_{cl,c} = [C_p * (W_{cl,t})^{1/2} * (C_a * C_s * C_m * C_f)^{1/2}] / [(C_v * F * d * J)^{1/2}] =$$

$$\sigma_{cl,c} = (232) * \{[(247,60 \text{ N})(1,20)(1,1)(1,25)(1,1)] / [(0,89)(0,04)(0,120)(0,083)]\}^{1/2} =$$

$$\sigma_{cl,c} = 261.167 \text{ N/m}^2$$

$$\sigma_{cl, f adm} = [S_t * K_L] / [K_T * K_R] =$$

$$\sigma_{cl, f adm} = [(220'000.000 \text{ N/m}^2)(0,9283461) / (1)(1)] = 204'236.143 \text{ N/m}^2$$

$$\sigma_{cl, c adm} = [S_c * C_L * C_H] / [C_T * C_R] =$$

$$\sigma_{cl, c adm} = [(750'000.000 \text{ N/m}^2)(0,879)(1) / (1)(1)] = 659'250.000 \text{ N/m}^2$$

$$\eta_{cl, f} = \sigma_{cl, f adm} / \sigma_{cl, f} = 204'236.143 \text{ N/m}^2 / 9'179.439 \text{ N/m}^2 = 22,25$$

$$\eta_{cl, c} = \sigma_{cl, c adm} / \sigma_{cl, c} = 659'250.000 \text{ N/m}^2 / 346.729 \text{ N/m}^2 = 2524,25$$

Helicoidal 1:

$$\sigma_{hl, f} = [W_{hl, t} * K_a * K_s * K_m] / [K_v * F * m * J] =$$

$$\sigma_{hl, f} = [(495,21 \text{ N})(1,20)(1,10)(1,70)] / [(0,919)(0,04)(0,005)(0,479)] =$$

$$\sigma_{hl, f} = 12'616.261 \text{ N/m}^2$$

$$\sigma_{hl, c} = [C_p * (W_{hl, t})^{1/2} * (C_a * C_s * C_m * C_f)^{1/2}] / [(C_v * F * d * I)^{1/2}] =$$

$$\sigma_{hl, c} = (191) * \{[(495,21 \text{ N})(1,20)(1,1)(1,7)(1,1)] / (0,919)(0,04)(0,120)(0,134)\}^{1/2} =$$

$$\sigma_{hl, c} = 274.651 \text{ N/m}^2$$

$$\sigma_{hl, f adm} = [S_t * K_L] / [K_T * K_R] =$$

$$\sigma_{hl, f adm} = [(250'486.268 \text{ N/m}^2)(0,9283461) / (1)(1)] = 232'537.951 \text{ N/m}^2$$

$$\sigma_{hl, c adm} = [S_c * C_L * C_H] / [C_T * C_R] =$$

$$\sigma_{hl, c adm} = [(860'929.849 \text{ N/m}^2)(0,879)(1) / (1)(1)] = 756'757.337 \text{ N/m}^2$$

$$\eta_{hl,f} = \sigma_{hl,f adm} / \sigma_{hl,f} = 232'537.951 \text{ N/m}^2 / 12'616.261 \text{ N/m}^2 = 18,43$$

$$\eta_{hl,c} = \sigma_{hl,c adm} / \sigma_{hl,c} = 756'757.337 \text{ N/m}^2 / 274.651 \text{ N/m}^2 = 2755,34$$

Se observa que los resultados, que se presentan en la tabla VI, son los que se producen al final del proceso, debido a que el torque se incrementa poco a poco al inicio, luego adquiere un valor constante con el que trabajará hasta el final.

<i>Engranajes</i>	K_v/C_v	V	K_s/C_s	M	W_t (N)	J	K_L/C_L	K_t/C_t	N	K_r/C_r	R	C_H
<i>Engranaje Cónico #1 -Eje # 1</i>	0,890	1,03	1,1	0,005	247,60	0,2500	0,9283461	1,00	100000000	1,000	0,990	1,00000
<i>Engranaje Cónico #2 -Eje # 2</i>	0,890	1,03	1,1	0,005	247,60	0,2180	0,9283461	1,00	100000000	1,000	0,990	0,99900
<i>Engranaje Helicoidal #1-Eje # 2</i>	0,919	0,51	1,1	0,005	495,21	0,4790	0,9283461	1,00	100000000	1,000	0,990	1,00000
<i>Engranaje Helicoidal #2-Eje # 3</i>	0,919	0,51	1,1	0,005	495,21	0,5190	0,9283461	1,00	100000000	1,000	0,990	0,99858
<i>Engranaje Helicoidal #3-Eje # 3</i>	0,951	0,17	1,1	0,005	1485,62	0,4819	0,9283461	1,00	100000000	1,000	0,990	1,00000
<i>Engranaje Helicoidal #4-Eje # 4</i>	0,951	0,17	1,1	0,005	1485,62	0,5190	0,9283461	1,00	100000000	1,000	0,990	0,99542

Tabla VI: Datos y resultados del cálculo de los esfuerzos en los engranajes.

A	M_G	HBN	Material	S_t (Pa)	S_c (Pa)	F (m)	ϕ	I	σ_{adm} (Pa)	$\sigma_{c,adm}$ (Pa)	σ (Pa)	σ_c (Pa)	η	η_c
-0,001	2,00	255	UNS 10300	220000000	750000000	0,04	0,120	0,083	204236143	659250000	9179439	261167	22,25	2524,3
-0,001	2,00	207	UNS 10300	195000000	650000000	0,04	0,240	0,083	181027491	570778448	10526880	184673	17,20	3090,8
-0,001	3,00	302	UNS 10300	250486268	860929849	0,04	0,120	0,134	232537951	756757337	12616261	274651	18,43	2755,3
-0,001	3,00	255	UNS 10300	223780756	754868073	0,04	0,360	0,134	207745993	662590076	9704517	158573	21,41	4178,5
-0,002	4,00	401	UNS 10300	291576707	1084336570	0,06	0,120	0,143	270684101	953131845	30298395	369708	8,93	2578,1
-0,002	4,00	302	UNS 10300	250486268	860929849	0,06	0,480	0,143	232537951	753290615	18756683	184854	12,40	4075,1

Tabla VI: Datos y resultados del cálculo de los esfuerzos en los engranajes (continuación I).

2.6. CALCULO DEL SISTEMA DE EMBRAGUE.

2.6.1. Embrague.

La elección de utilizar un embrague cónico en vez de un embrague de discos se debió a que el cónico puede ocupar menos espacio al variar el ángulo de inclinación de los platos en contacto, permite aumentar la fuerza tangencial y el par transmitido debido al efecto de cuña; aunque una desventaja es la dificultad en el maquinado debido a la complejidad en su forma. Es importante notar que la ecuación por desgaste uniforme es usada cuando las piezas son muy rígidas, y la de presión uniforme es usada cuando las piezas poseen placas de revestimiento flexible en sus superficies.

Antes de que se realice los cálculos para determinar que el tamaño del embrague diseñado en los planos respectivos cumple con las especificaciones que se requiere, se debe considerar que al inicio del proceso el valor del torque será bajo e irá incrementándose conforme se produzca la reducción hasta mantenerse en un valor estable de $T = 29,71 \text{ N}$; esto permite observar que como la fuerza F que proporciona el cilindro hidráulico a través de la horquilla será constante y con un valor muy alto, la acción de agarre al inicio del enrollamiento será extremadamente fuerte; por lo tanto, siempre existirá un buen acople que permitirá transmitir la potencia requerida desde el motor a la enrolladora y a la vez la relación de velocidad entre el plato izquierdo y el plato derecho será cercano a uno, aunque en el cálculo de la potencia del motor se especificó una pérdida de potencia asumida del 10% para realizar un análisis conservador.

En este caso se recomienda realizar pruebas de tal manera que permita verificar al constructor de la máquina si no existe pérdidas significativas en la reducción que afecten al proceso. Obviamente como se conoce el valor del torque, los datos como el ángulo de inclinación de los platos cónicos en contacto, el diámetro exterior, el diámetro interior, y el coeficiente de fricción determinado a partir de los materiales utilizados; todos ellos obtenidos del dibujo del embrague cónico correspondiente, se calcula el valor de la fuerza necesaria para que exista un buen acoplamiento.

Se usará la fórmula que se emplea para embragues cónicos para un desgaste uniforme, aunque se aclara que en el caso de que ambos platos cónicos sean de acero, la fórmula por presión uniforme prevalecerá sobre la de desgaste uniforme, debido a que el acero es muy difícil que se desgaste, sobretodo en estas condiciones en las que no se emplean grandes cargas ni existen sobrecargas de trabajo. Un ejemplo en el cual existirá desgaste es en el uso de platos de grafito. Para acoplar el embrague a la carga se necesita una fuerza mucho mayor que las determinadas por las ecuaciones utilizadas en los cálculos. De acuerdo a lo expresado en las consideraciones básicas, se usará la fórmula por desgaste uniforme para el torque del final del proceso.

Datos:

$$T_{\text{final}} = 29,71 \text{ Nm}$$

$$f = 0,15$$

$$a = 20^\circ$$

$$D = 0,20 \text{ m}$$

$$d = 0,16 \text{ m}$$

Cálculos ⁽³⁾

Se aplica la siguiente fórmula: $T_{final} = [F * f * (D + d)] / [4 \text{ sen } \alpha]$

, de aquí despejando F se calcula la fuerza mínima para que exista un buen contacto:

$$F = [4 \text{ sen } \alpha T] / [f(D+d)] = [(4)(\text{sen } 20^\circ)(29,71 \text{ Nm})] / [(0,15)(0,20 \text{ m} + 0,16 \text{ m})] =$$

$$F = 752,7 \text{ N}$$

El valor de la fuerza necesaria para producir un buen agarre en el embrague se incrementa conforme se reduce la velocidad hasta los 1440 rpm, a partir de esta velocidad la fuerza es constante. La diferencia entre la fórmula para desgaste uniforme y para presión uniforme es de 0,4 % como se lo demuestra en la tabla VII, siendo mayor el valor determinado para desgaste uniforme. Los gráficos respectivos se los adjunta en los planos constructivos.

Final del enrollamiento		
T	29,71 Nm	Torque
f	0,15 -	Coefficiente de fricción
α	20 °	Angulo de inclinación
D	0,20 m	Diámetro exterior
d	0,16 m	Diámetro interior
F	749,7 N	Presión uniforme
F	752,7 N	Desgaste uniforme

Tabla VII: Comparación de fuerzas para presión uniforme o desgaste uniforme.

2.6.2. Resorte.

El resorte seleccionado debe cumplir con una característica muy importante la cual es la de que la máxima compresión del resorte debe ser mayor al desplazamiento de la horquilla cuando es retraída. Los valores de diseño son:

Datos

$$L_0 = 0,072 \text{ m}$$

$$L_s = 0,048 \text{ m}$$

$$D = 0,064 \text{ m}$$

$$d = 0,008 \text{ m}$$

$$D_{\text{medio}} = 0,056 \text{ m}$$

$$N_s = 4 \text{ espiras}$$

$$\text{Material} = \text{UNS 10650}$$

$$E = 207 \times 10^9 \text{ Pa}$$

$$G = 79,3 \times 10^9 \text{ Pa}$$

Cálculos ⁽³⁾

Al realizar los cálculos se debe considerar que el diseño del resorte no se ajusta cien por ciento a la teoría de los resortes sometidos a compresión, puesto que por las restricciones de movimiento en la caja reductora nunca estará sometido a una compresión hasta tener el valor de la longitud cerrada L_s . Aunque se pone especial atención al valor de los esfuerzos soportados por el resorte para las condiciones de

trabajo teniendo en cuenta que el coeficiente de seguridad no debe ser menor que 1.18 de acuerdo a la referencia 1 (pág. 405). Los datos se los obtiene del plano general, por medio de herramientas de medición encontradas en el software AUTOCAD, de tal forma que se puede saber cuáles serán los movimientos máximos que pueden tener la horquilla, y por lo tanto, el resorte (deformaciones y longitudes libres).

$$L_s = d * N_t = (0,0080 \text{ m})(6 \text{ espiras}) = 0,048 \text{ m}$$

Para determinar la estabilidad del resorte se usará la siguiente ecuación, por considerarla más completa, ya que involucra las principales propiedades del material.

$$L_o < [II D / \alpha] * \{ [2 (E - G)]^{1/2} / [2G + E]^{1/2} \} =$$

$$L_o < [II (0,056 \text{ m}) / (0,5)] * \{ [2(207 \text{ GPa} - 79,3 \text{ GPa})]^{1/2} / [(2)(79,3 \text{ GPa}) + 207 \text{ GPa}]^{1/2} =$$

$$L_o < 0,0735 \text{ m}$$

Si $L_o = 0,072 \text{ m}$, entonces se concluye que el resorte para la geometría actual es dimensionalmente estable. Por lo tanto, durante la extensión del vástago sobre el resorte actuará sólo la fuerza producida por la deformación del mismo, debido a que la fuerza del vástago actúa en una dirección contraria, es decir, en la dirección necesaria para comprimir el embrague de tal forma que se pueda transmitir el torque en toda su magnitud desde el eje 2 al eje 3. Además, durante la desconexión del embrague debido a la acción de la horquilla, en el resorte actuará una fuerza que es igual a la suma de la fuerza de precarga del resorte más la fuerza de contracción del

vástago. El resorte nunca llegará a comprimirse hasta la longitud cerrada debido a las restricciones de movimiento de la horquilla que sólo deforma al resorte 0,012 m y no los 0,024 m necesarios para comprimirlos totalmente.

$$A = 1610 \text{ MPa}$$

$$m = 0,193$$

$$S_{ut} = (1610 \text{ MPa}) / (0,008 \text{ m})^{0,193} = 4088'175.287 \text{ Pa}$$

$$S_{sy} = 0,5 S_{ut} = 2044'087.643 \text{ Pa}$$

$$C = D / d = 0,056 \text{ m} / 0,008 \text{ m} = 7$$

$$N_t = N_a + 2 = 4 + 2 = 6 \text{ espiras (escuadra y aplanado)}$$

$$p = (L_o - 2 d) / N_a = [(0,072 \text{ m}) - 2(0,008 \text{ m})] / 4 = 0,014 \text{ m}$$

$$K_s = (2C + 1) / 2C = [(2)(7) + 1] / [(2)(7)] = 1,0714$$

Con los valores geométricos antes calculados se procede a calcular las fuerzas que soporta el resorte cuando el cilindro tiene el eje extendido (PUSH) y cuando tiene el eje retraído (PULL).

a) Resorte no comprimido por la horquilla (estado: **PUSH**)

$$F_{cilindro} = 0 \text{ N (la horquilla ejerce presión sobre el embrague)}$$

$$y_o = 0,007 \text{ m (deformación inicial del resorte en su posición de no compresión)}$$

$$k = (d^4 * G) / (8 D^3 * N_a) = [(0,008 \text{ m})^4 * (79,3 \text{ GPa})] / [(8)(0,056 \text{ m})^3(4)] = 57.799 \text{ N/m}$$

$$F_{resorte} = k * y_o = (57799 \text{ N/m})(0,007 \text{ m}) = 405 \text{ N}$$

$$F_{TOTAL} = F_{resorte} + F_{cilindro} = 405 \text{ N}$$

Se procede a determinar el diámetro del alambre y el esfuerzo que soporta el resorte, luego se compara con los valores seleccionados previamente para conocer si el diámetro de diseño y el material escogido fueron seleccionados adecuadamente.

$$d_{\text{teórico}} = [(8 K_s * F_{\text{TOTAL}} * D) / (\pi * S_{sy})]^{1/3} =$$

$$d_{\text{teórico}} = \{[(8)(1,0714)(405 \text{ N})(0,056 \text{ m})] / [\pi (2044'087.643 \text{ Pa})]\}^{1/3} = 0,0031 \text{ m}$$

$$\tau = (8 K_s * F_{\text{TOTAL}} * D) / (\pi * d^3) = [(8)(1,0714)(405 \text{ N})(0,056 \text{ m})] / [\pi (0,008 \text{ m})^3] =$$

$$\tau = 120'736.483 \text{ Pa}$$

$$\eta = S_{sy} / \tau = 2044'087.643 \text{ Pa} / 120'736.483 \text{ Pa} = 16,9$$

Se observa que el diámetro calculado es menor que el seleccionado; además de que el factor de seguridad debido a los esfuerzos que soporta el resorte con un $d = 0,008 \text{ m}$ es de $\eta = 16,9$; el cual es un valor que indica que es seguro en esta condición de trabajo.

b) Resorte comprimido por la horquilla (estado: **PULL**)

$F_{\text{cilindro}} = 1913 \text{ N}$ (la horquilla ejerce presión sobre el resorte)

$y_o = 0,012 \text{ m}$ (deformación final del resorte en su posición de compresión)

$$k = (d^4 * G) / (8 D^3 * N_a) = [(0,008 \text{ m})^4 * (79,3 \text{ GPa})] / [(8)(0,056 \text{ m})^3 (4)] = 57.799 \text{ N/m}$$

$$F_{\text{resorte}} = k * y_o = (57799)(0,007 \text{ m}) = 405 \text{ N}$$

$$F_{\text{TOTAL}} = F_{\text{resorte}} + F_{\text{cilindro}} = 405 \text{ N} + 1913 \text{ N} = 2318 \text{ N}$$

Se calcula de igual forma el diámetro del alambre y el esfuerzo que soporta el resorte, luego se compara con los valores seleccionados previamente.

$$d_{\text{teórico}} = [(8 K_s * F_{\text{TOTAL}} * D) / (\pi * S_{\text{sy}})]^{1/3} =$$

$$d_{\text{teórico}} = \{[(8)(1,0714)(2318 \text{ N})(0,056 \text{ m})] / [\pi (2044'087.643 \text{ Pa})]\}^{1/3} = 0,0056 \text{ m}$$

$$\tau = (8 K_s * F_{\text{TOTAL}} * D) / (\pi * d^3) = [(8)(1,0714)(2318 \text{ N})(0,056 \text{ m})] / [\pi (0,008 \text{ m})^3] =$$

$$\tau = 691'692.626 \text{ Pa}$$

$$\eta = S_{\text{sy}} / \tau = 2044'087.643 \text{ Pa} / 691'692.626 \text{ Pa} = 2,96$$

Para esta condición el diámetro calculado es también menor que el seleccionado; de igual forma el factor de seguridad que soporta el resorte con un $d = 0,008 \text{ m}$ es de $\eta = 2,96$ el cual es un valor que indica que es seguro en esta condición.

En cuánto a la fuerza máxima que puede soportar el resorte, esta se calcula a base del diámetro y material seleccionado.

$$F_{\text{máx.resorte}} = [(\pi * S_{\text{sy}} * d^3) / (8 K_s * D)] =$$

$$F_{\text{máx.resorte}} = \{[\pi (2044'087.643 \text{ Pa})(0,008 \text{ m})^3] / [(8)(1,0714)(0,056 \text{ m})]\} = 6850 \text{ N}$$

Por lo tanto, si se requiriera una fuerza mayor para abrir el embrague comprimiendo el resorte, se puede incrementar la presión en el cilindro hasta un valor que no permita sobrepasar la magnitud de la fuerza máxima soportada por el resorte.

2.7. DISEÑO DE LOS ARBOLES.

El análisis se lo realizará para el EJE 3 en forma detallada y explicativa, para los demás ejes se proporcionará al final de este sub-capítulo una tabla con los datos y resultados respectivos en los nodos críticos. Los nodos críticos, la tabla de ingreso de datos para el programa SAP 90 y los esquemas de las fuerzas aplicadas en los restantes ejes se proporcionan en los apéndices A, B, D y E. Los cálculos a realizar serán para el final del enrollamiento, aunque a partir casi del comienzo en que toma el valor de $W_{E2} = 60 \text{ rpm}$ se puede indicar que tiene las mismas condiciones de trabajo que el final del proceso, con la única diferencia de que se produce un incremento de potencia que varía linealmente con un incremento de torque.

2.7.1. Análisis de fuerzas.

$$T_e = 29,71 \text{ Nm (torque transmitido por el embrague)}$$

$$F_{hl}^t = 495,21 \text{ N} \quad F_{hl}^r = 208,12 \text{ N} \quad F_{hl}^a = 285,91 \text{ N}$$

$$F_{ely} = 0 \text{ N} \quad F_{elz} = 0 \text{ N}$$

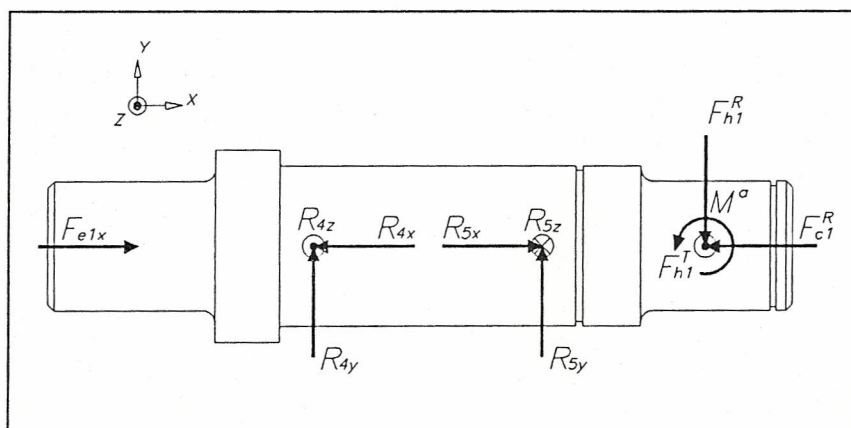


Figura 4: Esquema de las fuerzas aplicadas en el eje 3.

$$+\curvearrowright M_y/R_4 = 0$$

$$- R_{5z} (0,071) - F_{tcl} (0,1215) = 0$$

$$R_{5z} = - [(495,21)(0,1215)] / 0,071 = -847,44 \text{ N}$$

$$R_{5z} = 847,44 \text{ N} \uparrow$$

$$+\downarrow F_z = 0$$

$$R_{4z} + R_{5z} + F_{t_{hl}} = 0$$

$$R_{4z} = - R_{5z} - F_{t_{hl}} = -(-847,44 \text{ N}) - (495,21 \text{ N}) =$$

$$R_{4z} = 352,23 \text{ N} \downarrow$$

$$+\curvearrowright M_z/R_4 = 0$$

$$R_{5y} (0,071) + F_{a_{hl}} (0,06) - F_{r_{hl}} (0,1215) = 0$$

$$R_{5y} = - [F_{a_{hl}} (0,06) + F_{r_{hl}} (0,1215)] / 0,071 =$$

$$R_{5y} = - [(285,91)(0,06) + (208,12)(0,1215)] / 0,071 = 114,53 \text{ N} \uparrow$$

$$+\uparrow F_y = 0$$

$$R_{4y} + R_{5y} - F_{r_{hl}} = 0$$

$$R_{4y} = F_{r_{hl}} - R_{5y} = 208,12 \text{ N} - 114,53 \text{ N} =$$

$$R_{4y} = 93,59 \text{ N} \uparrow$$

$$+\leftarrow F_x = 0$$

$$- F_e - R_{4x} - R_{5x} + F_{a_{hl}} = 0$$

$$R_{4x} = - F_e = -2318 \text{ N} = 2318 \text{ N} \leftarrow \text{(fuerza proporcionada por el resorte al embrague)}$$

2.7.2. Ecuaciones y diagramas de momentos y cortantes.

Plano ZY (Eje X)

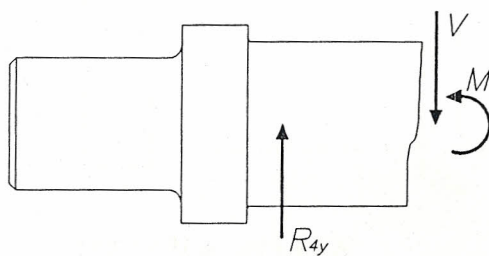
$$T = F_{hl}^t * R_{hl} =$$

$$T = (495,21 \text{ N}) (0,06 \text{ m}) = 29,71 \text{ Nm}$$

Plano XY (Eje Z)

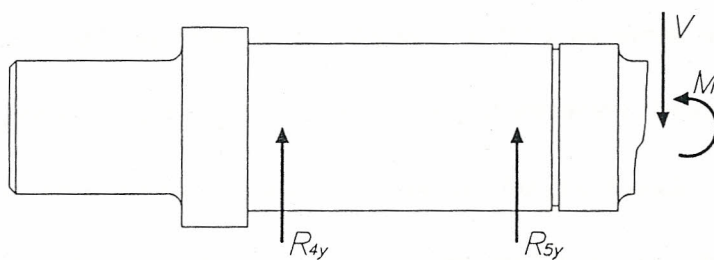
$$M' = F_{hl}^a * R_{hl} =$$

$$M' = (285,91)(0,06) = 17,15 \text{ Nm}$$



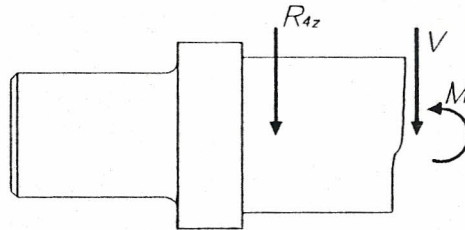
$$V = R_{4y} = 93,59 \text{ N}$$

$$M = R_{4y} * X = 93,59 X \text{ (Nm)}$$



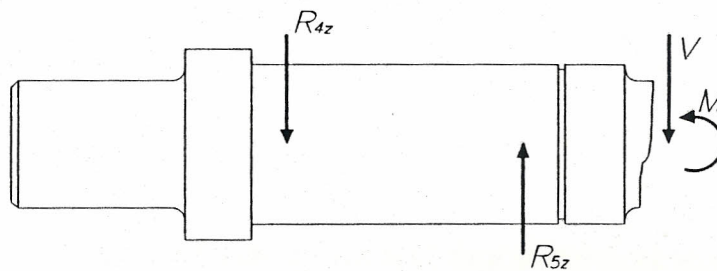
$$V = R_{5y} + R_{4y} = 114,53 \text{ N} + 93,59 \text{ N} = 208,12 \text{ N}$$

$$M = R_{4y} * X + R_{5y} (X - 0,071) = (93,59 + 114,53) X - (114,53)(0,071) = 208,12 X - 8,13$$

Plano XZ (Eje Y)

$$V = -R_{4z} = -352,23 \text{ N}$$

$$M = -R_{4z} \cdot X = -352,23 X \text{ (Nm)}$$



$$V = R_{5z} - R_{4z} = 847,44 \text{ N} - 352,23 \text{ N} = 495,21 \text{ N}$$

$$M = -R_{4z} \cdot X + R_{5z} (X - 0,071) = -352,23 X + 847,44 (X - 0,071) = 495,21 X - 60,17$$

2.7.3. Cálculo de los esfuerzos y deflexiones.

Por medio del programa de elementos finitos SAP90 y mediante una lista de datos introducidos por un editor y que contengan la discretización del eje 3, las fuerzas y momentos aplicados, las reacciones en los apoyos, las propiedades del material, etc., se calculará los esfuerzos y deflexiones del eje en cada nodo considerado. La lista de datos y los resultados se presentan en el apéndice C, así como los gráficos correspondientes a los cortantes, momentos y deflexiones.

De acuerdo a la lista de datos se discretizó (JOINTS) al eje 3 en 19 nodos (18 elementos correspondiente a un elemento entre nodo y nodo), con una restricción (RESTRAINTS) o apoyo en el nodo 7, 14, 17; y con carga (LOADS) en el nodo 3 y 17. En cuanto al módulo FRAME, éste indica las áreas o secciones del eje las cuáles son 3, y las propiedades del material empleado. Asimismo indica la asignación de éstas propiedades (representada por la letra M) a los diferentes nodos.

NOTA: Todas las dimensiones para los ejes fueron ingresados en metros para las dimensiones y Newtons para las fuerzas. Por lo tanto, los resultados serán expresados en las mismas dimensiones.

En cuanto a la lista de resultados del apéndice C, ésta se divide en dos secciones:

1. desplazamientos de las juntas (JOINT DISPLACEMENTS)
2. cortantes y momentos aplicados en los elementos (FRAME ELEMENT FORCES)

En la sección 1 se observa los desplazamientos $U()$ y rotaciones $R()$ de los nodos en las direcciones X, Y, Z; con los valores expresados en metros. Los desplazamientos máximos ocurren en el nodo 1 con la dirección $U(X) = 0,0003613$ mm y en el nodo 19 con la dirección $U(Y) = 0,0009647$ mm. En la sección 2 se observa que los momentos máximos se presentan en los nodos 13 (M_y) y 17 (M_z), lo cual corrobora los resultados gráficos. Con éste momento máximo se procede a calcular los esfuerzos, el factor de seguridad y el diámetro mínimo requerido para el eje 3 en los nodos determinados.

Para los ejes 1, 2, 4, 5 y el eje enrollador, el análisis de resultados será similar al desarrollado para el eje 3; por lo tanto, se procederá a calcular directamente el diámetro de los ejes para los puntos críticos.

Los puntos críticos de acuerdo a los resultados y a los gráficos se presentan en los nodos 14, 16, 17. Sólo se calculará los esfuerzos en el nodo 14, pero se presentará los resultados para los dos nodos restantes.

Datos

nodo 14:

$$M_y = 44,08 \text{ Nm}$$

$$M_z = 11,72 \text{ Nm}$$

$$T = 29,71 \text{ Nm}$$

Material seleccionado: UNS 10300 (ref. 3)

Tratamiento térmico: Recocido a 870 °C

Dureza Brinell: 137 HB

$$S_y = 317 \text{ MPa}$$

$$S_{ut} = 430 \text{ MPa}$$

Cálculos

$$M_a = [(M_y)^2 + (M_z)^2]^{1/2} = [(44,08 \text{ Nm})^2 + (11,72 \text{ Nm})^2]^{1/2} = 45,61 \text{ Nm}$$

$$T_m = 29,71 \text{ Nm}$$

$$\alpha = (1/2) \tan^{-1} [(M_a * S_{ut}) / (T_m * S_e)] =$$

$$\alpha = (1/2) \tan^{-1} [(45,61)(430 \times 10^6) / (29,71)(95'349.687)] = 40,9^\circ$$

$$\sigma_a = (32 M_a \sin 2\alpha) / (\pi d^3) = [(32)(45,61)(\sin 2(40,9^\circ))] / [\pi (0,05)^3] = 3'678.639 \text{ Pa}$$

$$\sigma_m = (32 T_m \cos 2\alpha) / (\pi d^3) = [(32)(29,71)(\cos 2(40,9^\circ))] / [\pi (0,05)^3] = 345.303 \text{ Pa}$$

El valor $S_e = 95'349.687 \text{ Pa}$ se lo obtiene de los cálculos del diámetro mínimo que preceden a ésta sección. Se calcula el factor de seguridad empleando la teoría de esfuerzo cortante máximo adicionalmente con la línea de Goodman modificada (ref.3).

$$\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} = \frac{1}{\eta}$$

, reemplazando valores se obtiene un factor de seguridad para el nodo 14 de $\eta = 25,4$. El procedimiento se lo realizó para el eje 3, con los demás ejes sólo se presentarán los resultados de esfuerzos y factores de seguridad en los puntos críticos.

Los resultados para los nodos 16 y 17 son los siguientes:

Nodo 16:

$$\sigma_a = 4'450.969 \text{ Pa} \quad \sigma_m = 1'990.988 \text{ Pa}$$

$$\eta = 12,3$$

Nodo 17:

$$\sigma_a = 4'477.955 \text{ Pa} \quad \sigma_m = 3'054.767 \text{ Pa}$$

$$\eta = 18,9$$

2.7.4. Cálculo del diámetro mínimo.

Para calcular el diámetro mínimo en las secciones críticas, se lo realizará considerando la fórmula recomendada por el código ASME (American Society of Mechanical Engineers) para ejes de transmisión.

$$S_{sm\acute{a}x} = (16 / \pi d^3) [(C_m M)^2 + (C_t T)^2]^{1/2}$$

, si el factor de seguridad es: $\eta = S_y / S_{sm\acute{a}x}$, entonces se despeja el diámetro:

$$d = \{(16 \eta / \pi S_y)^2 [(C_m M)^2 + (C_t T)^2]\}^{1/6}$$

Datos

nodo 14:

$$\eta = 2,5 \text{ (ref. 1)}$$

C_m = Coeficiente combinado para impacto y fatiga aplicado al momento flector.

C_t = Coeficiente correspondiente aplicable al momento torsor calculado.

$$C_m = 1,5 \text{ (condición: carga aplicada gradualmente) (ref. 2)}$$

$$C_t = 1,0 \text{ (condición: carga aplicada gradualmente) (ref. 2)}$$

de la lista de resultados, sección 3 se tiene que en el nodo 14 se produce el momento equivalente más alto considerando la dirección Y como en la dirección Z.

Cálculos

$$M_a = M$$

$$T_m = T$$

$$M = [(M_y)^2 + (M_z)^2]^{1/2} = [(44,08 \text{ Nm})^2 + (11,72 \text{ Nm})^2]^{1/2} = 45,61 \text{ Nm}$$

$$M_a = 45,61 \text{ Nm}$$

$$T_m = 29,71 \text{ Nm}$$

$$d = \{ [(16)(2,5) / \pi (317000000)]^2 \{ [(1,5)(45,61)]^2 + [(1)(29,71)]^2 \} \}^{1/6} =$$

$$d = 0,01512 \text{ m} * (1000 \text{ mm} / 1 \text{ m}) = 0,0144 \text{ m}.$$

Esta ecuación es empleada sin considerar la fatiga. Si se considera la fatiga se empleará la ecuación de Soderberg (Ref. 3), la cual toma en cuenta torsión constante combinada con flexión invertida.

$$d = \{ (32 \eta / \pi)^2 [(K_f M_a / S_e)^2 + (T_m / S_y)^2] \}^{1/6}$$

Datos

nodo 14:

$$K_t = 1,00$$

$$K_a = 1,58 (S_{ut})^{-0,085} = 0,94$$

$$K_b = (d / 7,62)^{-0,1133} = 0,81 \quad (d = 50 \text{ mm por el plano del eje 3})$$

$$K_c = 0,577$$

$$K_d = 1,00$$

$$K_e = 1 / K_t = 1,00$$

Cálculos

$$S_e^* = 0,504 S_{ut} = 216,72 \text{ MPa}$$

$$S_e = S_e^* K_a K_b K_c K_d K_e = 95'349.687 \text{ Pa (Ref. 3)}$$

$$d = \{[(32)(2,5) / \pi]^2 [[(1,00)(45,61) / (95'349.687)]^2 + [(29,71) / (317 \times 10^6)]^2]\}^{1/6} =$$

$$d = 0,0232 \text{ m.}$$

Con los resultados del programa de elementos finitos se tiene para los nodos 16 y 17 lo siguiente:

Nodo 16:

$$d = 0,0276 \text{ m.}$$

Nodo 17:

$$d = 0,0207 \text{ m.}$$

La gran diferencia entre los diámetros obtenidos entre la fórmula del código ASME y la fórmula de Soderberg es debido a que la primera se basa en la teoría por cortante máximo y considera efectos generales de fatiga; la segunda se basa también en la teoría por cortante máximo y considera efectos puntuales de la fatiga para flexión con inversión completa y torsión constante. Se empleará para el diseño de los ejes restantes la ecuación de Soderberg, pues es muy conservadora porque incluye protección contra la fluencia en el primer medio de ciclo. Por lo tanto, en el nodo 14 el diámetro mínimo será de $d = 0,0232 \text{ m.}$

2.7.5. Cálculo de la velocidad crítica.

La velocidad crítica es calculada de igual forma para un eje que tenga muchas masas y diferentes diámetros, para ello sólo existen dos puntos cruciales en el análisis los cuales son los nodos 7 y 14, pero el análisis se lo realiza entre los nodos 3 y 17, sus deflexiones se las obtiene de los resultados del análisis de los esfuerzos y deflexiones mediante SAP90. El peso de cada sección del eje se lo obtiene a partir de la geometría del eje y del peso específico del acero.

Nodo	X (m)	W (N)	y (m)	W * y (Nm)	W * y ² (Nm) ²	ω_n^2 (r/s) ²	ω_n (r/s)	N _c (rpm)
3	0,027	4,97	0,0000000558	0,00000027	0,000000000000015	20616586	4541	43359
5	0,062	4,30	0,0000000306	0,00000013	0,000000000000004			
11	0,130	16,74	0,0000000596	0,00000099	0,000000000000060			
17	0,204	212,62	0,0000004816	0,00010240	0,000000000049315			
Suma total =				0,00018024	0,000000000086205			

Tabla VIII: Datos y resultados de la velocidad crítica del eje 3.

El resultado para la velocidad crítica del eje es de $N_c = 43359$ rpm, lo que indica que el eje no sobrepasará nunca el límite de velocidad en donde se produce la resonancia. Este valor altísimo de N_c es debido a que el eje está sobredimensionado en cuanto a los esfuerzos que soporta, pero como lo principal que tiene que soportar es la rigidez y considerando que el eje tenía que cumplir un límite de deflexión, esta velocidad crítica será dependiente de la rigidez del eje. La tabla IX muestra los datos y resultados para los 5 ejes, en los puntos críticos de acuerdo a los gráficos mostrados en los apéndices A, B, C, D, y E.

Eje #	Nodo #	X (m)	M _x (Nm)	M _y (Nm)	T _{xy} (Nm)	M _{TOTAL} (Nm)	n	r/d	D/d	K _f (flexión)	K _t (torsión)	S _y (N/m ²)	S _{ut} (N/m ²)
1	7	0,0840	20,80	2,42	14,86	20,94	2,5	0,00	1,00	1,00	1,00	317000000	430000000
2	8	0,1640	8,20	6,38	29,71	10,39	2,5	0,00	1,00	1,00	1,00	317000000	430000000
2	19	0,1640	8,20	3,29	29,71	8,83	2,5	0,00	1,00	1,00	1,00	317000000	430000000
3	14	0,1265	6,64	25,01	29,71	25,88	2,5	0,00	1,00	1,00	1,00	317000000	430000000
3	16	0,1570	12,99	9,91	29,71	16,34	2,5	0,10	1,25	1,65	1,35	317000000	430000000
3	17	0,1770	17,16	0,00	29,71	17,16	2,5	0,00	1,00	1,00	1,00	317000000	430000000
4	8	0,0440	63,91	32,43	89,14	71,67	2,5	0,00	1,00	1,00	1,00	317000000	430000000
4	10	0,0640	65,41	37,27	89,14	75,28	2,5	0,08	1,20	1,70	1,40	317000000	430000000
4	18	0,1780	73,94	64,85	89,14	98,35	2,5	0,08	1,20	1,70	1,40	317000000	430000000
4	21	0,2080	76,18	72,11	89,14	104,90	2,5	0,00	1,00	1,00	1,00	317000000	430000000
5	17	0,1805	56,74	115,31	356,55	128,52	2,5	0,08	1,20	1,70	1,40	765000000	1080000000
5	20	0,2105	66,17	134,48	356,55	149,88	2,5	0,00	1,00	1,00	1,00	765000000	1080000000

Tabla IX: Datos y resultados de los 5 ejes de la caja de reducción.

Material	Se (N/m ²)	Se* (N/m ²)	Ka -	Kb -	Kc -	Kd -	Ke -	Cm -	Ct -	Diámetro (mm)	Diámetro (mm)
UNS 10300	99746886	216720000	0,94	0,83	0,577	1,02	1,00	1,50	1,00	10,60	17,63
UNS 10300	90271053	216720000	0,94	0,75	0,577	1,02	1,00	1,50	1,00	10,91	15,58
UNS 10300	90271053	216720000	0,94	0,75	0,577	1,02	1,00	1,50	1,00	10,83	15,11
UNS 10300	95349687	216720000	0,94	0,81	0,577	1,00	1,00	1,50	1,00	12,04	19,41
UNS 10300	58194232	216720000	0,94	0,81	0,577	1,00	0,61	1,50	1,00	12,00	22,92
UNS 10300	97791065	216720000	0,94	0,83	0,577	1,00	1,00	1,50	1,00	11,35	17,17
UNS 10300	95349687	216720000	0,94	0,81	0,577	1,00	1,00	1,50	1,00	17,13	27,34
UNS 10300	56088051	216720000	0,94	0,81	0,577	1,00	0,59	1,50	1,00	18,59	38,83
UNS 10300	56088051	216720000	0,94	0,81	0,577	1,00	0,59	1,50	1,00	19,66	42,40
UNS 10300	95349687	216720000	0,94	0,81	0,577	1,00	1,00	1,50	1,00	18,45	30,69
UNS 10600	130265511	544320000	0,87	0,81	0,577	1,00	0,59	1,50	1,00	19,84	35,39
UNS 10600	221451369	544320000	0,87	0,81	0,577	1,00	1,00	1,50	1,00	18,83	27,56

Tabla IX: Datos y resultados de los 5 ejes de la caja de reducción (continuación 1).

2.8. CHAVETAS.

Se calcula las longitudes de las chavetas considerando las ubicaciones de éstas en su respectivo eje, así como el diámetro que posee el éste en la posición de la chaveta.

Eje #	Material	Chaveta #	Diámetro (m)
1	B 62 - 63	1	0,040
2	B 62 - 63	2	0,054
3	B 62 - 63	3	0,040
3	B 62 - 63	4	0,040
4	B 62 - 63	5	0,050
4	B 62 - 63	6	0,050
5	UNS 10300	7	0,050

Tabla X: Diámetro del eje, posición y número de la chaveta.

Las dimensiones de las chavetas se obtendrán de los cálculos para el final del embobinado (1), conociendo el torque que soporta en su respectiva ubicación:

Chaveta 1:

$$T_1 = 14,86 \text{ Nm}$$

$$\text{Material} = \text{Bronce (ASTM B 62-63)} \quad S_y = 96 \times 10^6 \text{ MPa}$$

$$S_{sy} = 0,577 S_y = (0,577)(96 \times 10^6 \text{ MPa}) = 55,39 \times 10^6 \text{ MPa}$$

$$L_{\text{corte}} = (2 \eta * T) / (S_{sy} * W * H) =$$

$$L_{\text{corte}} = \{[(2)(2,5)(14,86 \text{ Nm})] / [(55,39 \times 10^6 \text{ MPa})(0,040 \text{ m})(0,012 \text{ m})]\} = 0,003 \text{ m}$$

$$L_{\text{plastamiento}} = (4 \eta * T) / (S_y * W * H) =$$

$$L_{\text{plastamiento}} = \{[(4)(2,5)(14,86 \text{ Nm})] / [(96 \times 10^6 \text{ MPa})(0,040 \text{ m})(0,012 \text{ m})]\} = 0,002 \text{ m}$$

Se calcula para los 6 restantes chavetas, obteniéndose los resultados de sus longitudes que se presentan en la tabla XI, a partir del corte.

Eje #	Chaveta #	Diámetro (m)	RPM	Torque (Nm)	n (teórico)	Sy (Pa)	Ssy (Pa)	W (ancho) (m)	H (m)	L (Sc) (mm)	L final (mm)
1	1	0,040	1440	14,86	2,5	96000000	55392000	0,012	0,008	3,2	34
2	2	0,054	720	29,71	2,5	96000000	55392000	0,016	0,010	3,6	35
3	3	0,040	720	29,71	2,5	96000000	55392000	0,012	0,008	6,5	43
3	4	0,040	720	29,71	2,5	96000000	55392000	0,012	0,008	6,5	34
4	5	0,050	240	89,14	2,5	96000000	55392000	0,014	0,009	13,3	34
4	6	0,050	240	89,14	2,5	96000000	55392000	0,014	0,009	13,3	54
5	7	0,050	60	356,55	2,5	441000000	254457000	0,014	0,009	7,5	54

Tabla XI: Datos y resultados de las dimensiones mínimas y de diseño de las chavetas.

2.9. SELECCION DE LOS RODAMIENTOS.

Los rodamientos se los seleccionará de tal forma que den la mayor cantidad de rodamientos iguales para facilidad de inventario y de adquisición, asimismo se considera que deberán tener todos igual vida de tal forma que el reductor pueda ser parado sólo una vez para realizar el mantenimiento y sustitución. Otra facilidad que se considera al tener los rodamientos iguales es que permitirá diseñar el eje con dimensiones semejantes en la mayoría de los apoyos.

Para calcular el valor de la carga equivalente se emplean los valores de las reacciones radiales y axiales que soportan los rodamientos en los respectivos ejes, estos datos se obtienen de la tabla XII. Para todos los rodamientos, los datos se obtienen de la tabla XIII, en ella se observa los rodamientos que se han seleccionado en función de la aplicación de las fuerzas y de los diámetros en donde serán montados, así como sus características. El rodamiento es finalmente seleccionado a partir del cálculo de la capacidad de carga.

Eje #	Velocidad (rpm)	Rodamiento #	R_y (N) Radial	R_z (N) Radial	R_{yz} (N) Radial total	R_x (N) Axial
1	1440	1	247,60	80,61	260,39	40,30
2	720	2	50,00	38,93	63,37	0,00
2	720	3	197,60	79,23	212,89	80,61
3	720	4	93,59	352,23	364,45	2318,00
3	720	5	114,53	847,44	855,14	285,91
4	240	6	282,94	737,14	789,58	857,72
4	240	7	1410,80	382,44	1461,72	285,91
5	60	8	314,37	638,86	712,02	0,00
5	60	9	1171,25	1263,23	1722,67	857,72

Tabla XII: Fuerzas radiales y axiales, velocidades de rotación, y posición de los rodamientos en los ejes.

Para cada uno de los rodamientos se procede a calcular la fuerza radial total, luego con la fuerza axial se obtiene la carga equivalente para posteriormente calcular la capacidad de carga y por lo tanto, seleccionar el rodamiento; a continuación se presentan en forma demostrativa los cálculos para el rodamiento 1 (7):

Rodamiento 1:

$$F_{r1} = [R_{x1}(\text{radial})^2 + R_{y1}(\text{radial})^2]^{1/2} = [(247,60 \text{ N})^2 + (80,61 \text{ N})^2]^{1/2} = 260,39 \text{ N}$$

$$e = 0,38$$

$$F_{a1} / F_{r1} = 40,30 \text{ N} / 260,39 \text{ N} = 0,15$$

$$F_{a1} / F_{r1} < e \therefore X = 1, Y = 0$$

$$P_{r1} = X * F_{r1} + Y * F_{a1} = (1) * (260,39 \text{ N}) + (0) * (40,30 \text{ N}) = 260,39 \text{ N}$$

$$C_1 = K_1 * P_{r1} * [(60 * \eta_1 * L_{10h}) / (A_1 * A_2 * A_3 * 10^6)]^{1/p} =$$

$$C_1 = (1,2)(260,39 \text{ N})(0,001) \{[(60)(1440 \text{ rpm})(30000 \text{ hrs})] / [(0,62)(1,9)(1)(10^6)]\}^{3/10} =$$

$$C_1 = 3,14 \text{ KN}$$

$$C_{teórica} = 12 \text{ KN}$$

$$\eta_{\text{rodamiento 1}} = C_{teórica} / C_1 = 12 \text{ KN} / 3,14 \text{ KN} = 3,8$$

Los resultados se los presenta en la misma tabla XIII, se observa que éstos en cuanto a la capacidad de carga no sobrepasan a la capacidad de carga del rodamiento seleccionado de antemano, el cual se asumía que cumplía con las condiciones de velocidad y de capacidad.

Rodamiento #	N (rpm)	L10h (horas)	K factor carga	A1 factor confiabilidad	A2 factor material	A3 factor operacion	X	Y	e	P (N)	Fa/Fr	C (KN) Capacidad carga	C (KN) Capacidad teórica	F.S.	Selección
1	1440	30000	1,2	0,62	1,9	1	1,00	0,00	0,38	260,39	0,15	1,64	50,00	15,9	ET-32008X
2	720	30000	1,2	0,62	1,9	1	1,00	0,00	0,38	63,37	0,00	0,32	50,00	80,4	ET-32008X
3	720	30000	1,2	0,62	1,9	1	0,40	1,81	0,33	231,06	0,38	1,18	46,00	20,3	32912-XU
4	720	30000	1,2	0,62	1,9	1	0,40	1,75	0,34	4202,28	6,36	21,46	151,00	3,7	4T-T2ED050
5	720	30000	1,2	0,62	1,9	1	1,00	0,00	0,34	855,14	0,33	4,37	151,00	18,0	4T-T2ED050
6	240	30000	1,2	0,62	1,9	1	0,40	1,58	0,38	1671,03	1,09	6,14	50,00	4,2	ET-32008X
7	240	30000	1,2	0,62	1,9	1	1,00	0,00	0,38	1461,72	0,20	5,37	50,00	4,8	ET-32008X
8	60	30000	1,2	0,62	1,9	1	1,00	0,00	0,34	712,02	0,00	1,73	35,50	10,7	32910XU
9	60	30000	1,2	0,62	1,9	1	0,40	1,76	0,34	2198,65	0,50	5,33	35,50	3,5	32910XU

Tabla XIII: Datos y resultados de los rodamientos seleccionados.

2.10. SELECCION DE LOS ANILLOS DE SUJECCION.

Los anillos de sujeción de los rodamientos y engranajes se seleccionaron considerando una dimensión básica, la cual es el diámetro de los ejes; a partir de esto se dimensionaron en los planos para determinar el espacio físico que ocupaban y para observar si existía algún tipo de interferencia con otros elementos de máquinas, al no haber ningún problema los anillos de sujeción seleccionados con todas sus dimensiones estandarizadas de acuerdo a los manuales existentes son:

Anillo #	Eje #	d (mm)	d_1 (mm)	B (mm)	d_2 (mm)	D (mm)	S (mm)	L (mm)	r (mm)	d_3 (mm)	r_1 (mm)	b (mm)
1	1	40,0	37,5	1,9	36,4	44,6	1,6	8	22,0	2,5	3,5	5,5
2	2	54,0	52,0	2,2	50,6	59,6	2,0	8	29,5	2,5	4,0	6,0
3	2	60,0	57,0	2,2	55,6	65,4	2,0	10	32,2	2,5	4,0	6,5
4	3	50,0	47,0	2,2	45,8	54,8	2,0	8	27,0	2,5	4,0	6,0
5	3	40,0	37,5	1,9	36,4	44,6	1,6	8	22,0	2,5	3,5	5,5
6	5	50,0	47,0	2,2	45,8	54,8	2,0	8	27,0	2,5	4,0	6,0

Tabla XIV: Datos de los anillos de sujeción y su posición respectiva en cada eje.

Esta tabla indica los anillos necesarios, sus dimensiones y a que eje pertenecen. En cuanto a estas dimensiones se debe de considerar que se presentan tanto las del anillo como las que debe tener la ramura del eje.

Se observa además que el diámetro interior de los anillos es inferior en su valor al diámetro externo de la ramura en el eje, esto es debido a que se necesita que el anillo produzca un buen apriete sobre la ramura para que se deslize lo menos posible por la acción de las fuerzas axiales que soporta el eje.

Un esquema representativo de las dimensiones de los anillos se presenta a continuación:

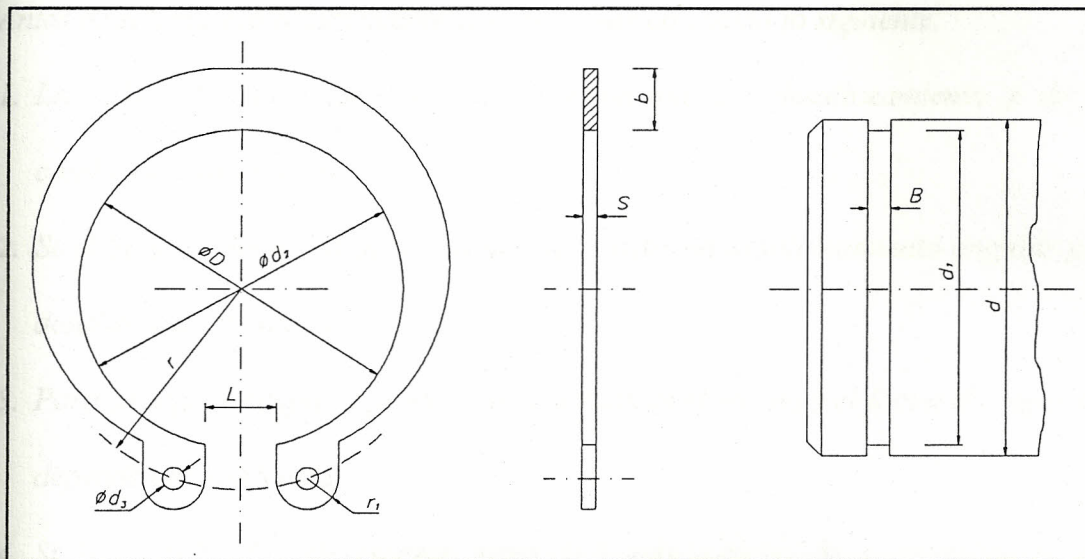


Figura 5: Esquema de las dimensiones de un anillo de sujeción.

2.11. SELECCION DE LOS ACOPLAMIENTOS.

2.11.1. Acople del motor.

Antes de seleccionar algún acople se debe tomar en cuenta lo siguiente:

- 1. La vida del acople depende fundamentalmente del desalineamiento y de las condiciones de trabajo.*
- 2. Se debe seleccionar un acople capaz de resistir un desalineamiento angular y un desalineamiento lineal.*
- 3. Para cualquier acople el proceso de selección es el mismo y el factor de seguridad depende del fabricante.*
- 4. Si hay posibilidad de escoger entre 2 ó más acoples de características casi parecidas para nuestro caso, se seleccionará basándose en el costo, peso y mantenimiento.*

A partir de las tablas de acoples de la referencia 5 se selecciona estos basándose en el torque que pueda resistir y de la máxima perforación permitida. Si el acople resiste el torque, pero si el diámetro del eje del motor y/o del eje 1 es mayor que la máxima perforación permitida, entonces se selecciona el acople inmediato superior tantas veces sea posible hasta que la perforación máxima del acople sea mayor que cualquiera de los diámetros de los ejes.

Para poder realizar una buena selección, se debe conocer cómo se clasifican los acoples:

<i>ACOPLES</i>	<i>Rígidos</i>	<i>lubricante: grasa altas cargas altas revoluciones desalineamiento < 5°</i>
	<i>Semirígidos</i>	<i>altas cargas altas revoluciones absorben cargas de choque absorben vibraciones desalineamiento < 5°</i>
	<i>Elásticos</i>	<i>bajas cargas, bajo torque altas revoluciones altas vibraciones desalineamiento lineal < 3/16" desalineamiento angular < 4°</i>
	<i>Hidráulicos</i>	<i>evitan atascamiento en el arranque absorben cargas de choque absorben vibraciones torsionales</i>

Tabla XV: Clasificación y características de los acoples.

Datos

Potencia final $H = 2,1 \text{ Kw}$

Deje_motor = 0,047 m

Deje1 = 0,047 m

$W_{M\text{arranque}} = 1800 \text{ rpm} = 188,50 \text{ r/s}$

$W_{M\text{final}} = 1440 \text{ rpm} = 150,80 \text{ r/s}$

$T = H / (W_{M\text{final}}) = 2100 \text{ w} / (150,80 \text{ r/s}) = 13,9 \text{ Nm}$

Con los resultados se determina de entre varios tipos de acoples el adecuado de tal manera que sea barato, de bajo peso, que absorba vibraciones, se lo emplee dentro del rango de torques del diseño de la enrolladora y sea de fácil instalación.

El análisis se lo hará para la fase final del enrollamiento debido a que es donde se produce los más altos torques en el motor; en las siguientes dos tablas tenemos los acoples existentes en el mercado y que cumplen las condiciones de trabajo además de las propiedades más importantes de ellos que cumplen con el propósito del presente diseño:

Acople	Marca	Tipo	Código
ELASTOMERO	OMEGA	elástico	E4
STEELFLEX FALK	FALK	semirígido	1040T
TOOTH GEAR	FALK	rígido	1010G

Tabla XVI: Marcas, tipos y códigos de los acoples considerados para el motor.

, donde las propiedades respectivas son:

Marca	Código	Agujero máx. (m)	Torque (Nm)	D _{ext.} (m)	Longitud (m)	Masa (Kgs)
OMEGA	E4	0,041	62,23	0,115	0,096	1,4
FALK	1040T	0,041	226,29	0,117	0,104	3,4
FALK	1010G	0,047	855,38	0,115	0,088	2,4

Tabla XVII: Características de los acoples de la tabla XVI.

De aquí se selecciona finalmente el acople OMEGA E4, pues éste cumple bien con las condiciones de torque, costo e instalación. También se ha considerado en la selección que entre éste y el 1050T ó EL 1010T, el OMEGA es mucho más barato ya que el 1050T y el 1010G están sobredimensionados en cuánto a la capacidad de soportar el torque del motor, por lo que esto hace que tenga un costo más elevado.

2.11.2. Acople de la enrolladora.

Antes de seleccionar algún acople se debe tener en cuenta las mismas consideraciones que se emplean para la selección del acople del motor. Asimismo se aplicará las fórmulas empleadas en los cálculos del acople del motor.

Datos

$$Potencia\ final = 2,1\ Kw$$

$$Deje_motor = 0,047\ m$$

$$Deje1 = 0,047\ m$$

$$W_{M\ arranque} = 7,85\ r/s$$

$$W_{M\ final} = 6,28\ r/s$$

$$T = H / (W_{M\ final}) = 2100\ w / (6,28\ r/s) = 668,8\ Nm$$

De acuerdo a los resultados obtenidos y de los catálogos de acoples disponibles en el mercado se tiene que los acoples que podrían cumplir el trabajo son:

Acople	Marca	Tipo	Código
ELASTOMERO	OMEGA	elástico	E50
STEELFLEX FALK	FALK	semirígido	1070T
TOOTH GEAR	FALK	rígido	1015G

Tabla XVIII: Marcas, tipos y códigos de los acoples considerados para la enrolladora.

, donde las propiedades respectivas son:

<i>Marca</i>	<i>Código</i>	<i>Agujero máx. (m)</i>	<i>Torque (Nm)</i>	<i>Dext. (m)</i>	<i>Longitud (m)</i>	<i>Masa (Kgs)</i>
<i>OMEGA</i>	<i>E50</i>	<i>0,092</i>	<i>865,56</i>	<i>0,279</i>	<i>0,155</i>	<i>24,5</i>
<i>FALK</i>	<i>1070T</i>	<i>0,063</i>	<i>905,16</i>	<i>0,162</i>	<i>0,155</i>	<i>10,5</i>
<i>FALK</i>	<i>1015G</i>	<i>0,060</i>	<i>1924,60</i>	<i>0,152</i>	<i>0,101</i>	<i>7,7</i>

Tabla XIX: Características de los acoples de la tabla XVIII.

La selección final será el acople FALK 1015G, pues éste en comparación con el OMEGA y el 1080T tiene bajo peso y menores dimensiones, aunque su capacidad para soportar el torque de trabajo es mucho más alto lo que posiblemente en el análisis económico del proyecto indique que es el más caro de los tres acoples tomados en consideración.

2.12. DISEÑO DE LA CARCASA.

El diseño de la carcasa se lo realiza teniendo en cuenta las siguientes consideraciones:

- 1. El embrague ubicado entre la primera y la segunda reducción no debe ser lubricado, tiene que ser totalmente separado de las reducciones para mantenerse totalmente seco. Por lo tanto, el embrague es aislado de las lubricaciones, pues si fuera lubricado ya no ejercería la suficiente fuerza de fricción como para transmitir el torque en un alto porcentaje a la segunda reducción.*

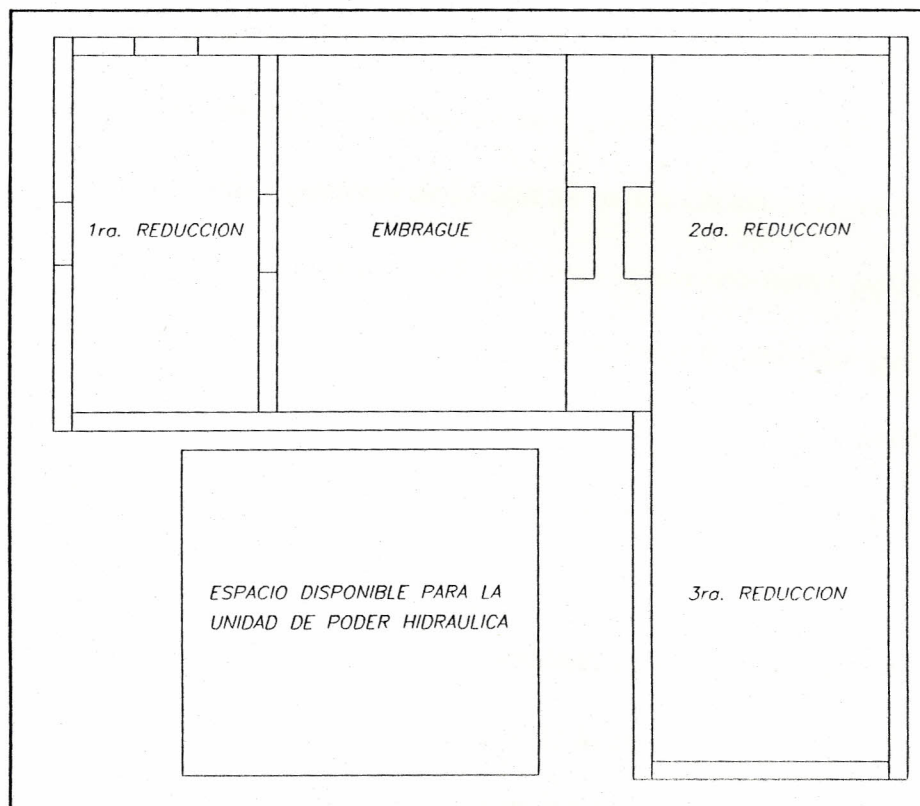


Figura 6: Esquema de los espacios disponibles en la caja de reducción.

El esquema anterior ilustra esta configuración.

2. *La bomba de lubricación y su reservorio debe ser ubicada fuera de la caja en un espacio lo suficientemente cercano para que lo haga compacto.*
3. *La bomba de líquido hidráulico y su reservorio deben de ser ubicadas en el espacio destinado para ellos. Por cuestiones de espacio la bomba de líquido hidráulico y la bomba de lubricación así como sus reservorios deberán estar los más cerca posible entre sí.*
4. *Los engranajes serán lubricados ya sea por inmersión parcial (1° reducción) o por inmersión completa (2° y 3° reducción).*
5. *El compartimiento del aceite lubricante de los engranajes servirá como reservorio para lubricar a los rodamientos por medio de su respectiva bomba de lubricación.*
6. *Se realizará para las tapas superiores de la caja de reducción una excepción en el uso de la soldadura, en este caso se usará una tapa sujeta con varios pernos; el motivo de este cambio es que quitando la tapa permitirá controlar que está sucediendo dentro de la caja sin necesidad de desarmarla. Por ejemplo, permitirá controlar si el embrague está funcionando bien, si existe una buena lubricación, o cualquier otro tipo de anomalía.*
7. *La caja de reducción se diseñó para ser ensamblada en tres etapas, es decir, la primera etapa será la base para los ejes 1, 2 y 3; la segunda etapa se colocará encima de la primera cubriendo totalmente a los ejes anteriormente nombrados, asimismo servirá de base para los ejes 4 y 5; posteriormente se colocará sobre la segunda etapa la parte correspondiente a la tercera etapa la cual cubrirá a los ejes 4 y 5. El siguiente esquema ilustra esta configuración.*

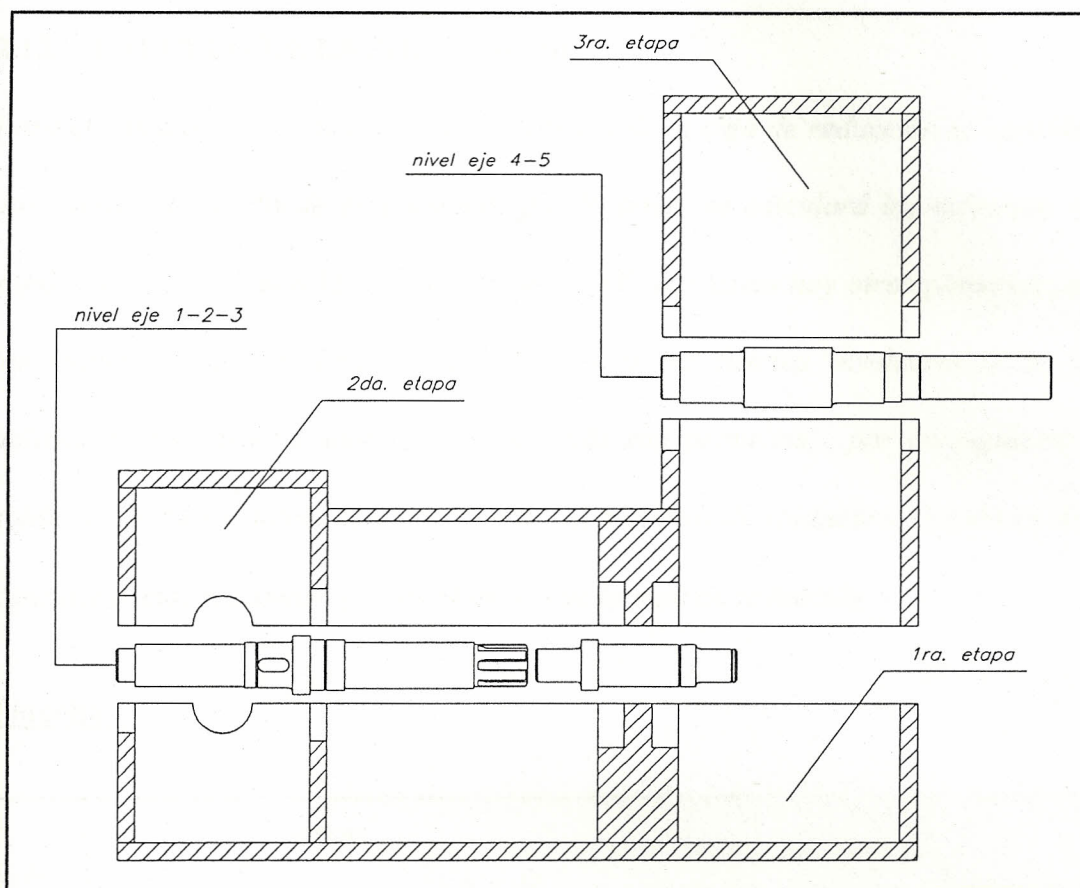


Figura 7: Niveles y etapas de construcción de la caja de reducción.

8. El espesor de las placas se eligió de 2 cms para facilitar el alojamiento de los rodamientos de la caja de engranajes.

2.13. CALCULO DE LA SOLDADURA.

Para el cálculo de la soldadura de la carcasa de la caja de reducción se considera que dicha caja se divide en planchas, por lo tanto, se calculará los esfuerzos que soportan éstas debido a la flexión y/o torsión (3); asimismo hay otras planchas para las cuales no se calculará la soldadura pues las fuerzas involucradas no son aplicadas directamente sobre ellas y además son pequeñas; por consiguiente la soldadura será lo suficientemente rígida. El material de soldadura elegido se debe considerar más resistente que las planchas de la caja de reducción.

Plancha 1:

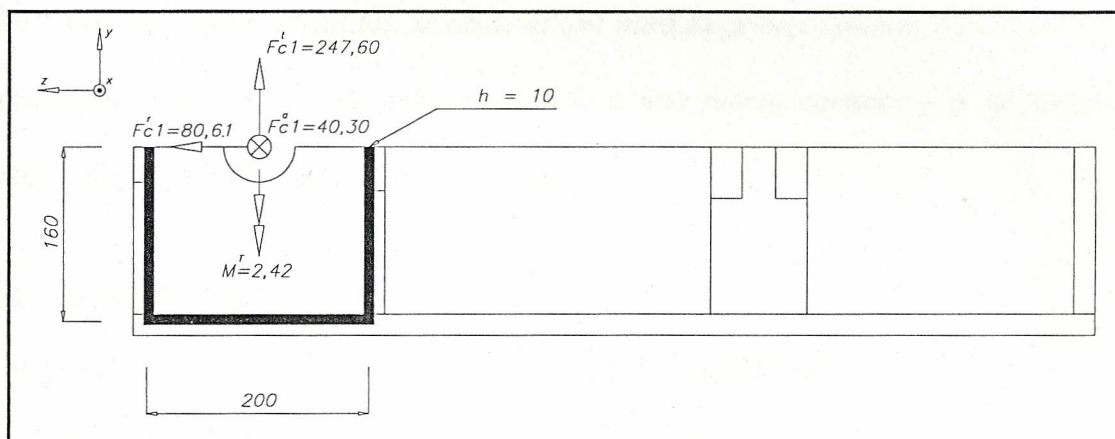


Figura 8: Fuerzas y dimensiones en el 1° cordón de soldadura de la plancha 1.

Torsión:

$$\tau' = V / A = [V / 0,707 h (2b+d)] = \{80,61 / [0,707(0,01)[2(0,16)+0,20]\} = 21.926 \text{ Pa}$$

$$x = d/2 = 0,20/2 = 0,10 \text{ m}$$

$$y = b^2 / (2b+d) = (0,16)^2 / [2(0,16)+0,20] = 0,05 \text{ m}$$

$$J_u = [(8b^3 + 6bd^2 + d^3)/12] - [b^4 / (2b + d)] =$$

$$J_u = \{[8(0,16)^3 + 6(0,16)(0,20)^2 + (0,20)^3] / 12\} - \{(0,16)^4 / [2(0,16) + 0,20]\} =$$

$$J_u = 5,34 \times 10^{-3} \text{ m}^3$$

$$J = 0,707 h J_u = 0,707 (0,01)(5,34 \times 10^{-3} \text{ m}^3) = 3,78 \times 10^{-5} \text{ m}^4$$

$$R_a = [(d/2)^2 + (y)^2]^{1/2} = [(0,20/2)^2 + (0,05)^2]^{1/2} = 0,111 \text{ m}$$

$$R_b = [(d/2)^2 + (b-y)^2]^{1/2} = [(0,20/2)^2 + (0,16-0,05)^2]^{1/2} = 0,149 \text{ m}$$

$$M = F (b-y) = (80,61 \text{ N})(0,16 \text{ m} - 0,05 \text{ m}) = 8,87 \text{ Nm}$$

$$\tau'_a = (M R_a) / J_u = [(8,87 \text{ Nm})(0,111 \text{ m})] / (3,78 \times 10^{-5} \text{ m}^4) = 26.047 \text{ Pa}$$

$$\tau'_b = (M R_b) / J_u = [(8,87 \text{ Nm})(0,149 \text{ m})] / (3,78 \times 10^{-5} \text{ m}^4) = 34.964 \text{ Pa}$$

Con estos resultados obtenidos, se observa que para la primera plancha en el primer cordón en U los valores de esfuerzo debido a una fuerza cortante y a la torsión producida por esta fuerza son muy pequeños.

Flexión debido a la fuerza:

$$A = 0,707 h (b + 2d) = 0,707(0,01)[0,20 + 2(0,16)] = 0,0037 \text{ m}^2$$

$$x = b/2 = 0,20/2 = 0,10 \text{ m}$$

$$y = d^2 / (b + 2d) = (0,16)^2 / [0,20 + 2(0,16)] = 0,05 \text{ m}$$

$$I_u = [(2d^3)/3] - 2d^2y + (b + 2d)y^2 = [2(0,16)^3/3] + 2(0,16)^2(0,05) + [0,20 + 2(0,16)](0,05)^2 =$$

$$I_u = 1,47 \times 10^{-3} \text{ m}^3$$

$$I = 0,707 h I_u = 0,707 (0,01)(1,47 \times 10^{-3} \text{ m}^3) = 1,04 \times 10^{-5} \text{ m}^4$$

$$M = F (b-y) = (40,30 \text{ N})(0,16 \text{ m} - 0,05 \text{ m}) = 4,43 \text{ Nm}$$

$$\sigma = (M c) / I = [(4,43 \text{ Nm})(0,11 \text{ m})] / (1,04 \times 10^{-5} \text{ m}^4) = 46.856 \text{ Pa}$$

Flexión debido al momento:

$$A = 0,707 h (2b+d) = 0,707(0,01)[2(0,16)+0,20] = 0,0037 \text{ m}^2$$

$$x = b^2/(2b+d) = (0,16)^2/[2(0,16)+0,20] = 0,05 \text{ m}$$

$$y = b/2 = 0,20/2 = 0,18 \text{ m}$$

$$I_u = (d^3/12) (6b+d) = [(0,20)^3/12] [6(0,16) + 0,20] = 7,73 \times 10^{-4} \text{ m}^3$$

$$I = 0,707 h I_u = 0,707 (0,01)(7,73 \times 10^{-4} \text{ m}^3) = 5,47 \times 10^{-6} \text{ m}^4$$

$$M = 2,42 \text{ Nm}$$

$$\sigma = (M c) / I = [(2,42 \text{ Nm})(0,10 \text{ m})] / (5,47 \times 10^{-6} \text{ m}^4) = 44.241 \text{ Pa}$$

Los resultados que se obtienen para los esfuerzos a la flexión son también muy pequeños; sin embargo, el esfuerzo a la flexión debido al momento es mucho mayor que el esfuerzo a la flexión debido a la fuerza.

Considerando que las fuerzas se incrementan poco a poco en cada reducción se puede inferir que la soldadura no se verá afectada por la acción de dichas fuerzas, ya que el esfuerzo permisible sobrepasará siempre a cualquier esfuerzo que se produzca en los cordones de soldadura de la caja de reducción, debido al valor reducido de dichos esfuerzos y a que se incrementa en valores muy pequeños.

Si se calcula los esfuerzos para la última plancha que soporta la acción de las fuerzas de los engranajes 5 y 6 en los cojinetes 7 y 8, se observa que esta posiblemente sea una condición de trabajo crítica, por esta razón se procede a calcular los esfuerzos que soporta la soldadura en dicha plancha.

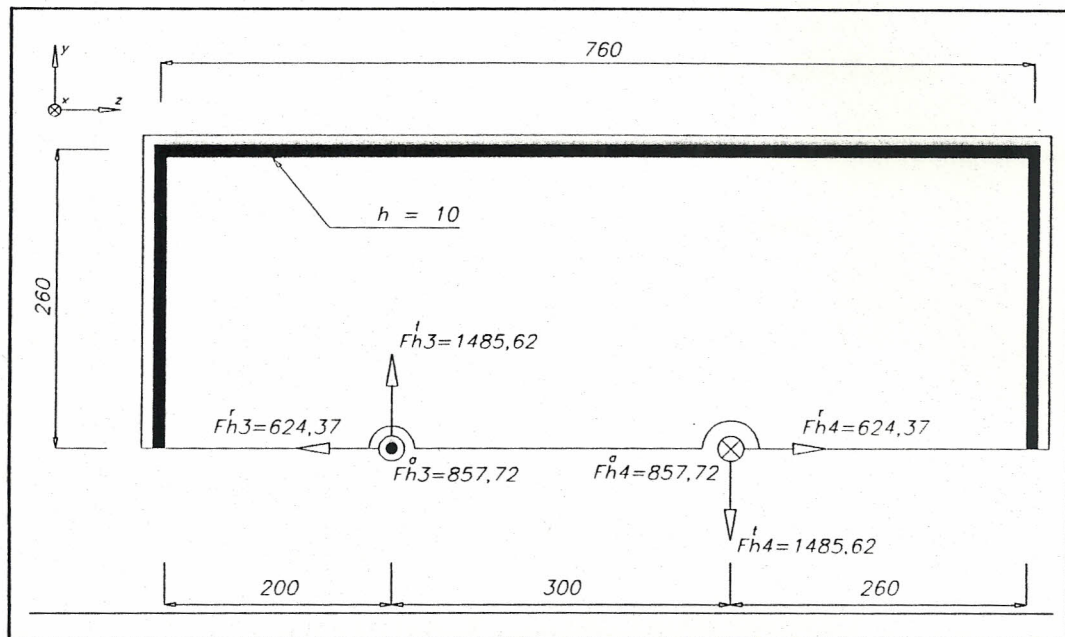
Plancha 2:

Figura 9: Fuerzas y dimensiones en el cordón de soldadura de la plancha 20.

Torsión:

$$A = 1,414 h d = 1,414 (0,01)(0,26) = 0,0037 \text{ m}^2$$

$$\tau' = V / A = V / (1,414 h * d) = (1485,62) / (1,414)(0,01)(0,26) = 404.096 \text{ Pa}$$

$$x = b/2 = 0,76/2 = 0,38 \text{ m}$$

$$y = d/2 = 0,26/2 = 0,13 \text{ m}$$

$$J_u = [d (3b^2 + d^2)] / 6 = \{(0,26)[3(0,76)^2 + (0,26)^2]\} / 6 = 78 \times 10^{-3} \text{ m}^3$$

$$J = 0,707 h J_u = 0,707 (0,01)(78 \times 10^{-3} \text{ m}^3) = 55,2 \times 10^{-5} \text{ m}^4$$

$$R = [(d/2)^2 + (b/2)^2]^{1/2} = [(0,13)^2 + (0,38)^2]^{1/2} = 0,402 \text{ m}$$

$$M = F_{h3} (0,13) - F_{h4} (0,13) + F_{h3} (0,18) =$$

$$M = (624,37 \text{ N})(0,13 \text{ m}) - (624,37 \text{ N})(0,13 \text{ m}) + (1485,62 \text{ N})(0,18 \text{ m}) = 267,41 \text{ Nm}$$

De aquí, el esfuerzo a la torsión es:

$$\tau' = (M \cdot R) / J = [(267,41 \text{ Nm})(0,402 \text{ m})] / (55,2 \times 10^{-5} \text{ m}^4) = 194.744 \text{ Pa}$$

, siendo este esfuerzo un valor muy pequeño en términos generales como para producir preocupaciones en cuanto a la fluencia de la soldadura.

Flexión debido a la fuerza:

$$A = 1,414 h d = 1,414 (0,01)(0,26) = 0,0037 \text{ m}^2$$

$$x = b/2 = 0,76/2 = 0,38 \text{ m}$$

$$y = d/2 = 0,26 \text{ m} / 2 = 0,13 \text{ m}$$

$$I_u = d^3 / 6 = (0,26)^3 / 6 = 2,93 \times 10^{-3} \text{ m}^3$$

$$I = 0,707 h I_u = 0,707 (0,01)(2,93 \times 10^{-3} \text{ m}^3) = 2,07 \times 10^{-5} \text{ m}^4$$

$$M = F_{h4}^a \cdot r_1 + F_{h3}^a \cdot r_2 = (857,72 \text{ N})(0,1769 \text{ m}) + (857,72 \text{ N})(0,222 \text{ m}) = 342,14 \text{ Nm}$$

$$\sigma = (M \cdot c) / I = [(342,14 \text{ Nm})(0,38 \text{ m})] / (2,07 \times 10^{-5} \text{ m}^4) = 6'280.831 \text{ Pa}$$

Si el esfuerzo permisible de la soldadura AWS E60xx es $\sigma_{perm} = 345 \text{ MPa}$, se observa que el factor de seguridad para este esfuerzo que es el más alto de los calculados es:

$$\eta = \sigma_{perm} / \sigma = 345'000.000 \text{ Pa} / 6'280.831 \text{ Pa} = 55$$

2.14. DISEÑO DEL RODILLO ENROLLADOR.

2.14.1. Análisis de fuerzas.

Peso estimado del eje embobinador = $P = 544,60 \text{ N}$

Peso de la bobina de papel = $F_r = 800 \text{ Kg} = 7840 \text{ N}$

$F_{total} = P + F_r = 544,59 \text{ N} + 7840 \text{ N} = 8384,60 \text{ N}$

$T = 628,51 \text{ Nm}$

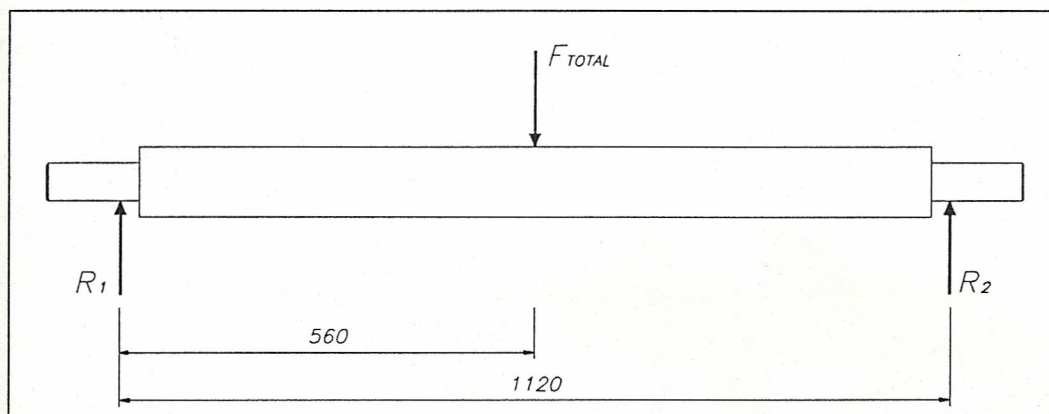


Figura 10: Esquema de dimensiones y fuerzas del eje embobinador.

$$+\uparrow F_y = 0$$

$$R_1 + R_2 - F_{total} = 0$$

$$R_1 + R_2 = F_{total} = 8384,60 \text{ N}$$

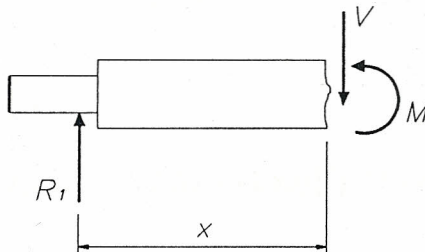
$$+\curvearrowright M_{R1} = 0$$

$$(1,12) R_2 - (0,56) F_{total} = 0$$

$$(1,12) R_2 - (0,56)(8384,60) = 0$$

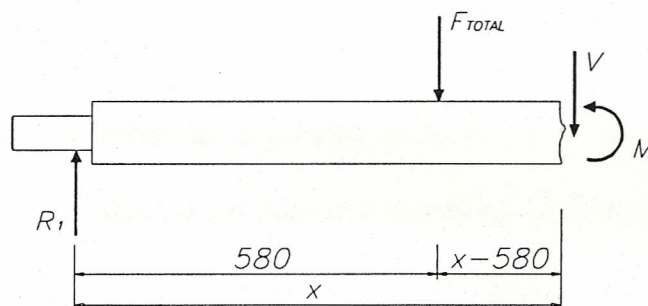
$$R_2 = 4192,30 \text{ N} \uparrow \quad \therefore R_1 = 4192,30 \text{ N} \uparrow$$

2.14.2. Ecuaciones y diagrama de momentos y cortantes.



$$V = R_1 = 4192,30 \text{ N}$$

$$M = R_1 \cdot X = 4192,30 X \text{ (Nm)}$$



$$V = R_1 - F_{total} = 4192,30 \text{ N} - 8384,60 \text{ N} = -4192,30 \text{ N}$$

$$M = R_1 \cdot X - F_{total} (X - 0,56) = 4192,30 X - 8384,60 X + (8384,60)(0,56) =$$

$$M = -4192,30 X + 4695,38 \text{ (Nm)}$$

2.14.3. Cálculo del diámetro mínimo del eje embobinador.

Para calcular el diámetro se utilizará la ecuación que propone el código de la ASME para ejes que no están sujetos a fluctuaciones.

Material seleccionado = UNS 10300

Templado y revenido a 205 °C.

$S_y = 648 \text{ MPa}$.

Dureza Brinell = 495 HB

$$d^3 = [16 \cdot n \cdot \sqrt{(C_m \cdot M)^2 + (C_t \cdot T)^2}] / [\pi \cdot 0,5 S_y] =$$

x = 0,06:

$$d^3 = \{16 \cdot (4) \cdot \sqrt{[(1,5)(251,54)]^2 + [(1,0)(356,55)]^2}\} / \{\pi \cdot 0,5 \cdot (648000000)\} =$$

$$d = 0,032 \text{ m}$$

x = 0,56:

$$d^3 = \{16 \cdot (4) \cdot \sqrt{[(1,5)(2347,69)]^2 + [(1,0)(356,55)]^2}\} / \{\pi \cdot 0,5 \cdot (648000000)\} =$$

$$d = 0,061 \text{ m}$$

Se observa que con un factor de seguridad de 4, el eje tendrá diámetros muchos menores a los determinados en los planos respectivos. Todos los datos de diseño fueron obtenidos de la tabla que se presenta a continuación:

EJE EMBOBINADOR									
X (m)	Ma (Nm)	Tm (Nm)	n	Sy (Pa)	Sut (Pa)	Cm	Ct	D (m)	Dteórico (m)
0,06	251,54	356,55	4	648000000	848000000	1,50	1,00	0,032	0,050
0,56	2347,69	356,55	4	648000000	848000000	1,50	1,00	0,061	0,092

Tabla XX: Datos y resultados del eje embobinador.

El diámetro seleccionado para estas dos secciones es realizado también considerando la rigidez del sistema en cuanto a las deflexiones que se producen en ella.

Por lo tanto, los diámetros del eje embobinador son:

para $x = 0,06 \text{ m}$ es $D = 0,050 \text{ m}$

para $x = 0,56 \text{ m}$ es $D = 0,092 \text{ m}$

2.14.4. Cálculo de los esfuerzos y deflexiones del eje embobinador.

Las deflexiones para el eje embobinador se lo realiza utilizando el programa de elementos finitos SAP-90. Los datos se los introduce mediante un editor y son una representación numérica de una discretización gráfica del eje, como es mostrado en el gráfico de las deflexiones del apéndice F ya editado para objeto de presentación.

Para calcular los esfuerzos se empleará la ecuación que propone el código de la ASME para ejes que no están sujetos a fluctuaciones, de tal forma que se calcula directamente el factor de seguridad en el punto seleccionado con el diámetro respectivo:

$$d^3 = [16 \cdot \eta \cdot \sqrt{(C_m \cdot M)^2 + (C_t \cdot T)^2}] / [\pi \cdot 0,5 \cdot S_y] =$$

$$\underline{x = 0,56:} \quad d = 0,092 \text{ m}$$

, despejando el factor de seguridad se tiene que:

$$\eta = \{ \pi \cdot 0,5 \cdot (0,092)^3 \cdot (648'000.000) \} / \{ 16 \cdot \sqrt{[(1,5)(2347,69)]^2 + [(1,0)(356,55)]^2} \} =$$

$$\eta = 14$$

Por lo tanto, el eje embobinador cumple las condiciones de trabajo.

2.14.5. Cálculo de la velocidad crítica del rodillo enrollador.

Para el cálculo de la velocidad crítica del rodillo enrollador N_c , se observa que los apoyos del rodillo son los nodos 8 y 42, por lo tanto, entre estos apoyos tenemos dos cambios de secciones los cuales son los nodos 10 y 40. De aquí se concluye que se tiene tres masas con sus respectivos pesos y cargas aplicadas:

1° masa = entre nodos 8 y 10, con peso aplicado en el nodo 9.

2° masa = entre nodos 10 y 40, con peso más carga aplicado en el nodo 25.

3° masa = entre nodos 40 y 42, con peso aplicado en el nodo 41.

Para los nodos en la posición respectiva con sus cargas y deflexiones obtenidas de los resultados del análisis de elementos finitos, se realiza los cálculos y se obtiene la tabla de datos y resultados expuesta a continuación.

Nodo	X	w (N)	y (m)	W * y (Nm)	W * y ² (Nm ²)	w _n ² (r/s) ²	w _n (r/s)	N _c (rpm)
9	0,1058	15,78	0,000061	0,000962684	0,000000059	6015,5	77,6	740,6
25	0,6290	8384,60	0,001631	13,675282600	0,022304386			
41	1,1509	15,78	0,000055	0,000867994	0,000000048			
Suma total =				13,677113278	0,022304492			

Tabla XXI: Tabla de datos y resultados de la velocidad crítica del eje embobinador.

Por lo tanto, la velocidad crítica del eje embobinador es $N_c = 740,6$ rpm; como la mayor velocidad de este eje se produce durante el arranque ($W_{inicial} = 75$ rpm) se concluye que no se presentará resonancia en ningún momento del enrollamiento para éste eje.

2.15. DISEÑO DEL SOPORTE DEL RODILLO ENROLLADOR.

2.15.1. Soporte del eje enrollador.

El diseño del soporte del eje embobinador se lo hará mediante el programa de cálculo por elementos finitos SAP90, debido a que la pieza tiene una forma un tanto compleja. La ventaja de utilizar esta técnica es que permitirá mediante la discretización de la pieza en un gran número de puntos determinar que está pasando con los esfuerzos y las deformaciones cuando se aplica la carga en forma puntual, ya que no es posible en la práctica determinar cómo se distribuye la mitad del peso del eje de enrollamiento más el peso de la bobina de papel en el soporte, pues para ello necesitaríamos métodos más avanzados.

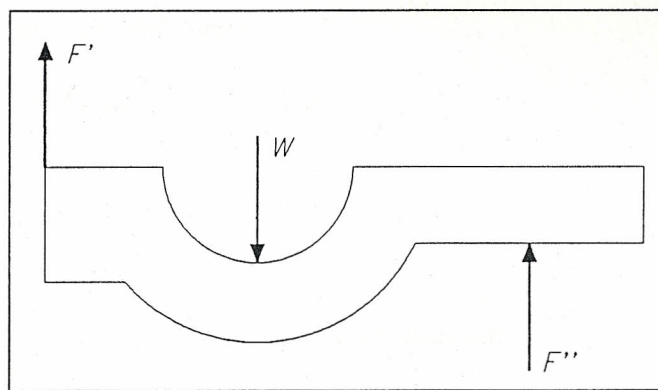


Figura 11: Esquema de las fuerzas aplicadas en el soporte del rodillo enrollador.

Las fuerzas F' y F'' son obtenidas por la descomposición de la fuerza W , que actúa sobre el soporte, a partir de la ecuación de momentos y de la sumatoria de fuerzas verticales. La tabla de datos y los resultados gráficos se muestran en el apéndice G.

El cálculo de los esfuerzos se lo realizará en los dos puntos con más alto valor de momento aplicado, esto es, los nodos 1 y 14.

Nodo 1:

$$W = 4192,30 \text{ N}$$

$$M = 61,92 \text{ Nm (obtenido del apéndice G)}$$

$$A = b \cdot h = (0,141 \text{ m})(0,030 \text{ m}) = 0,00423 \text{ m}^2$$

$$I = (b \cdot h^3) / 12 = [(0,141 \text{ m})(0,030 \text{ m})^3] / 12 = 0,00000031725 \text{ m}^4$$

Aplicando la fórmula de esfuerzos normales por flexión para vigas rectas y considerando que en el nodo 1 se comporta como un voladizo se tiene que:

$$\sigma = (M \cdot c) / I = [(61,92 \text{ Nm})(0,015 \text{ m})] / 0,00000031725 \text{ m}^4 =$$

$$\sigma = 2'927.659 \text{ Pa}$$

Si seleccionamos un material como:

Acero UNS 10100 HR (rolado en caliente)

$$S_y = 180 \text{ MPa}$$

$$S_{ut} = 320 \text{ MPa}$$

, por lo tanto, el factor de seguridad para este nodo es:

$$\eta = S_y / \sigma = 180'000.000 \text{ Pa} / 2'927.659 \text{ Pa} = 61,48$$

En cambio, el esfuerzo por cortante debido a la flexión es:

$$\tau = 3 V / 2 A = [(3)(4192,30 \text{ N})] / [(2)(0,00423 \text{ m}^2)] = 1'486.631 \text{ Pa}$$

$$S_{sy} = 0,577 S_y = 0,577 (180 \text{ MPa}) = 103,86 \text{ MPa}$$

, por lo tanto el factor de seguridad por cortante es:

$$\eta = S_{sy} / \tau = 103'860.000 \text{ Pa} / 1'486.631 \text{ Pa} = 69,9$$

Nodo 14:

Considerando que el nodo 14 se comporta como viga curva, se calcula el esfuerzo a la flexión para vigas curvas, pero sólo para la parte sometida a tensión en donde el esfuerzo es el más alto:

$$M = 54,65 \text{ Nm (obtenido de los resultados de la tabla de datos del apéndice G).}$$

$$A = 0,002961 \text{ m}^2$$

$$r_o = 0,046 \text{ m}$$

$$r_i = 0,025 \text{ m}$$

$$R = r_i + h/2 = 0,025 + (0,021/2) = 0,0355 \text{ m}$$

$$r_n = h / [\text{Ln}(r_o / r_i)] = (0,021) / [\text{Ln}(0,046/0,025)] = 0,0344 \text{ m}$$

$$e = R - r_n = 0,0355 \text{ m} - 0,0344 \text{ m} = 0,0011 \text{ m}$$

Realizando el cálculo sólo para la parte sometida a la flexión, en $y = 0,025 \text{ m}$ se tiene que:

$$\sigma = (F / A) + [(M \cdot c_i) / (A \cdot e \cdot r_i)] =$$

$$\sigma = [4192,30 \text{ N} / 0,002961 \text{ m}^2] + [(54,65 \text{ Nm})(0,0094) / (0,002961 \text{ m}^2)(0,0011 \text{ m})(0,025 \text{ m})] =$$

$$\sigma = 7'724.179 \text{ Pa}$$

Por lo tanto, el factor de seguridad es:

$$\eta = S_y / \sigma = 180'000.000 \text{ Pa} / 7'724.179 \text{ Pa} = 23,3$$

Las deflexiones máximas se presentan en el apéndice G, donde el valor máximo se produce en los nodos 10, 11, 12 y 13 con valores que están alrededor de los 0,005 mm de deformación.

2.15.2. Pasador de la bisagra.

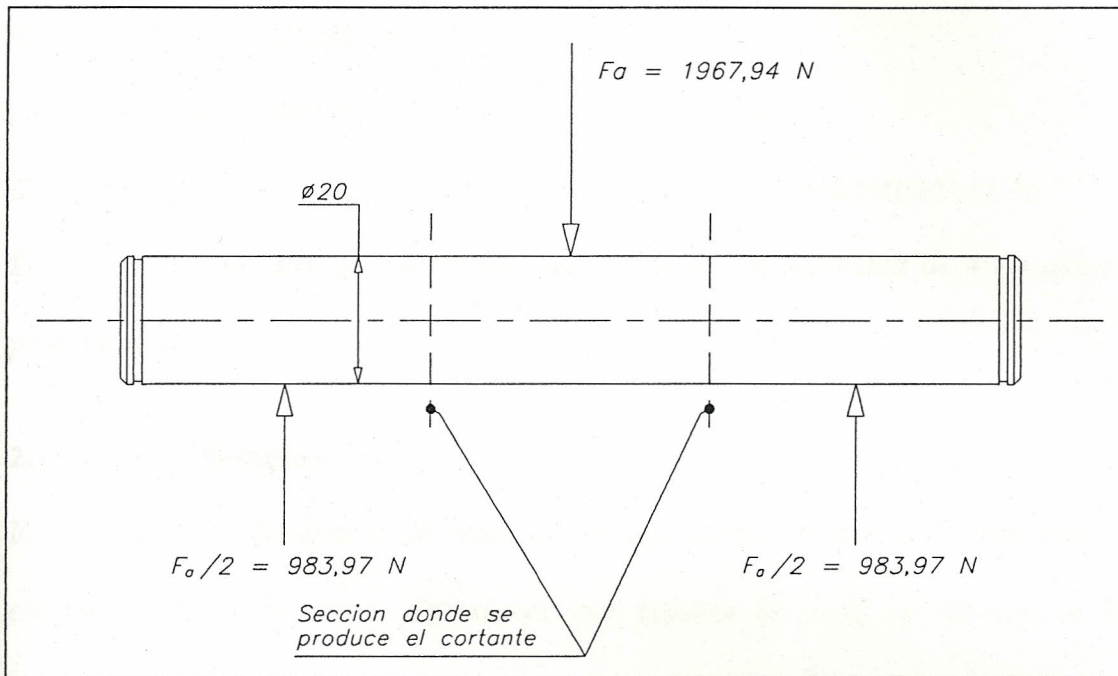


Figura 12: Esquema de las fuerzas aplicadas en el pasador de la bisagra.

El análisis se lo realiza para el esfuerzo cortante puro:

$$V = F_a = 1967,94 \text{ N}$$

$$\tau = [(4V) / 3 (A/2)] = \{(4V) / 3 [(\pi D^2)/2]\}$$

, Seleccionamos un material como:

Acero UNS 10100 HR

$$S_y = 180 \text{ MPa}$$

, de aquí el esfuerzo cortante a la fluencia es:

$$S_{sy} = 0,577 S_y = 0,577 (180 \text{ MPa}) = 103,86 \text{ MPa}$$

, por lo tanto el factor de seguridad es:

$$\eta = S_{sy} / \tau \quad \therefore \quad \tau = S_{sy} / \eta$$

, reemplazando los parámetros correspondientes tenemos:

$$\tau = \{(4 V) / 3 [(\pi D^2)/2]\} = S_{sy} / \eta$$

, si despejamos el diámetro que es lo que interesa conocer:

$$D = [(2 (4/3) \eta V) / (\pi S_{sy})]^{1/2} = [(2)(4/3)(4)(1967,94 N)) / (\pi (103860000 \text{ MPa}))]^{1/2} =$$

$D = 0,008 \text{ m}$; lo cual demuestra que con un factor de seguridad de 4 no existirá problemas en el pasador.

2.15.3. Bisagra.

El cálculo de la bisagra se lo realizará en dos partes; la primera comprende el cálculo de los esfuerzos y deflexiones que soporta la pieza de acuerdo a las dimensiones dadas en el plano correspondiente; la segunda parte comprenderá el cálculo de la soldadura de acuerdo a un cordón seleccionado dimensionalmente también en el plano de la pieza necesario para unir las bisagras a las piezas que sostienen al eje embobinador.

El cálculo de la primera parte comprenderá el empleo del programa SAP90, el cual permitirá calcular los esfuerzos y deformaciones soportados por la pieza. Su uso es debido a la dificultad de calcular los momentos por la forma compleja de la pieza.

La tabla de datos y resultados se presentan en el apéndice H.

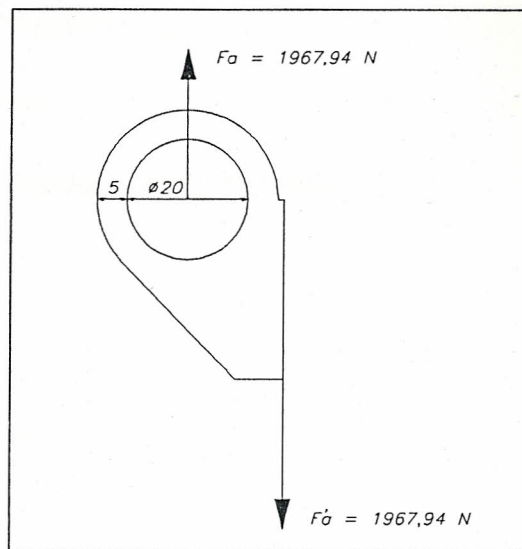


Figura 13: Esquema de las fuerzas aplicadas en la bisagra.

2.15.3.1. Cálculo de los esfuerzos y deflexiones.

Los esfuerzos más críticos se producen en el nodo 31 el cual soporta esfuerzo cortante por flexión, y en el nodo 26 el cual soporta esfuerzo por flexión para vigas curvas.

Se selecciona un material como:

Acero UNS 10100 HR (rolado en caliente)

$$S_y = 180 \text{ MPa}$$

$$S_{ut} = 320 \text{ MPa}$$

Nodo 31:

$$V = 1967,94 \text{ N}$$

$$A = b \cdot h = (0,043 \text{ m})(0,030 \text{ m}) = 0,00129 \text{ m}^2$$

$$\tau = (3 V / 2 A) = [(3)(1967,94 \text{ N}) / (2)(0,00129 \text{ m}^2)] = 2'288.302 \text{ Pa}$$

$$S_{sy} = 0,577 S_y = 0,577 (180 \text{ MPa}) = 103,86 \text{ MPa}$$

, por lo tanto el factor de seguridad por cortante es:

$$\eta = S_{sy} / \tau = 103'860.000 \text{ Pa} / 2'288.302 \text{ Pa} = 45,4$$

Nodo 26:

$$F = 1967,94 \text{ N}$$

$$M = 0,349 \text{ Nm} \text{ (apéndice F)}$$

$$A = 0,000215 \text{ m}^2$$

$$r_o = 0,015 \text{ m}$$

$$r_i = 0,010 \text{ m}$$

$$R = r_i + h/2 = 0,010 \text{ m} + (0,005 \text{ m} / 2) = 0,0125 \text{ m}$$

$$r_n = h / [\text{Ln}(r_o / r_i)] = (0,005 \text{ m}) / [\text{Ln}(0,015 \text{ m} / 0,010 \text{ m})] = 0,0123 \text{ m}$$

$$e = R - r_n = 0,0125 \text{ m} - 0,0123 \text{ m} = 0,0002 \text{ m}$$

Realizando el cálculo sólo para la parte sometida a la flexión; en $y = 0,010 \text{ m}$, se tiene que:

$$\sigma = (F / A) + [(M * c_i) / (A * e * r_i)] =$$

$$\sigma = [1967,94 \text{ N} / 0,000215 \text{ m}^2] + [(0,349 \text{ Nm})(0,0023 \text{ m}) / (0,000215 \text{ m}^2)(0,0002 \text{ m})(0,01 \text{ m})] =$$

$$\sigma = 11'019.953 \text{ Pa}$$

Por lo tanto, el factor de seguridad es:

$$\eta = S_y / \sigma = 180'000.000 \text{ Pa} / 11'019.953 \text{ Pa} = 16,3$$

En lo que respecta a las deflexiones, de acuerdo a los resultados numéricos del programa SAP90, se tiene que las mayores deflexiones están en los nodos 1, 2, 18, 21 y 22, donde las deformaciones tienen un valor de alrededor de 0,2 mm. Las deformaciones son mayores desde el nodo 1 hacia la izquierda, debido a que este lado no está restringido en su movimiento como en los nodos 31 al 35 del lado derecho.

2.15.3.2. Cálculo de la soldadura.

La fuerza que soporta la bisagra es $F_A = 1967,94 \text{ N}$; si se considera que la bisagra está constituida por 3 piezas iguales, de las cuales dos están soldadas en un soporte del eje embobinador y el tercero está soldada en el soporte contrario, se tiene que se puede presentar dos condiciones de análisis (como se muestra en los esquemas de la página siguiente) donde la primera es para el análisis de las dos piezas juntas y la segunda es para el análisis de la pieza sola sin importar en que posición se encuentren respectivamente, es decir, arriba o abajo dependiendo del movimiento del eje embobinador de los cuales la condición más crítica es para la pieza que se encuentra sola y soldada al soporte del eje enrollador. Para las otras dos piezas el análisis es similar con la única diferencia que la fuerza de trabajo es la mitad de la fuerza de trabajo de la pieza que se encuentra sola.

$F_A = 1967,94 \text{ N}$, donde la forma del cordón seleccionado con sus respectivas dimensiones son:

$$b = 0,010 \text{ m}$$

$$d = 0,043 \text{ m}$$

$$h = 0,005 \text{ m}$$

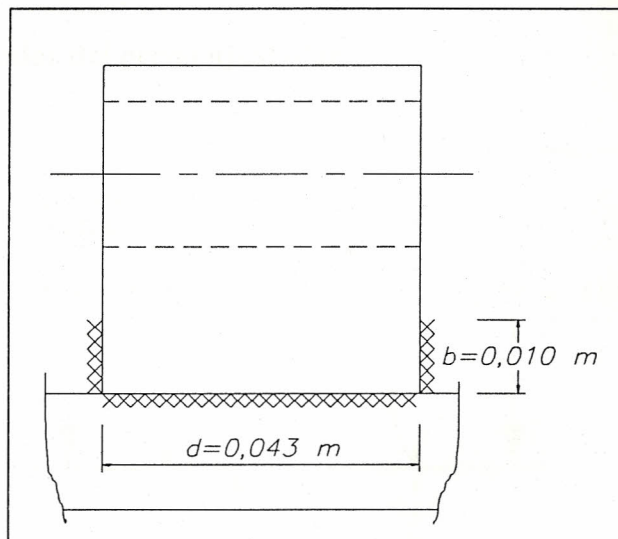


Figura 14: Esquema de las dimensiones del cordón de soldadura.

, siendo el área de acuerdo a los manuales de diseño definida por:

$$A = 0,707 h (2 b + d)$$

donde el esfuerzo cortante que soporta el cordón es:

$$\tau = F_A / A = [1967,94 \text{ N}] / [0,707 h (2 b + d)] =$$

$$\tau = \{(1967,94 \text{ N}) / 0,707 (0,005 \text{ m}) [2(0,010 \text{ m}) + (0,043 \text{ mm})]\} = 8'836533 \text{ Pa}$$

Para soldar esta pieza sola al soporte del eje embobinador se selecciona el electrodo: AWS E60xx

$$S_y = 345 \text{ MPa}$$

, para este electrodo se procede a calcular el esfuerzo cortante de fluencia permisible:

$$S_{sy} = 0,577 S_y = 0,577 (345 \text{ MPa}) = 199,065 \text{ MPa}$$

$$\eta = S_{sy} / \tau = 199'065000 \text{ Pa} / 8'836533 \text{ Pa} = 22,5$$

2.15.4. Pasador del perno ajustador.

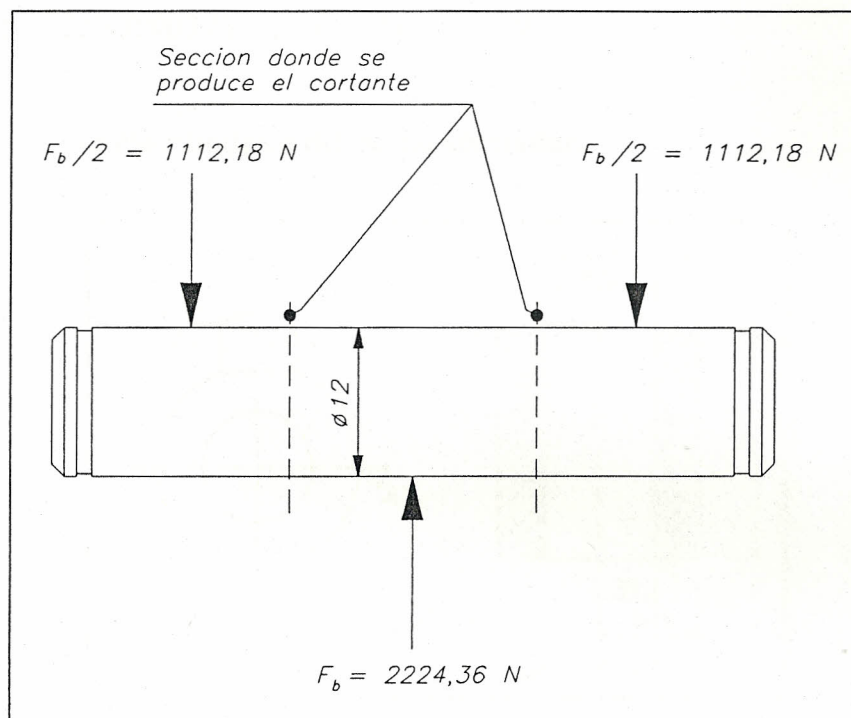


Figura 15: Esquema de las fuerzas aplicadas en el pasador del perno ajustador.

$$r = 0,006 \text{ m}$$

$$F = 2224,36 \text{ N}$$

$$V = F/2 = 2224,36 \text{ N} / 2 = 1112,18 \text{ N}$$

$$\tau = 4V / 3A = (4V) / (3\pi r^2) = \{4(1112,18) / 3[\pi(0,006)^2]\} = 13'111.774 \text{ Pa}$$

, se selecciona un material como:

Acero UNS 10100 HR

$$S_y = 180 \text{ MPa}$$

, de aquí el esfuerzo cortante a la fluencia es:

$$S_{sy} = 0,577 S_y = 0,577 (180 \text{ MPa}) = 103,86 \text{ MPa}$$

, por lo tanto el factor de seguridad es:

$$\eta = S_y / \tau = 103'860000 \text{ Pa} / 13'111774 \text{ Pa} = 7,9$$

2.15.5. Anillo cilíndrico del perno ajustador.

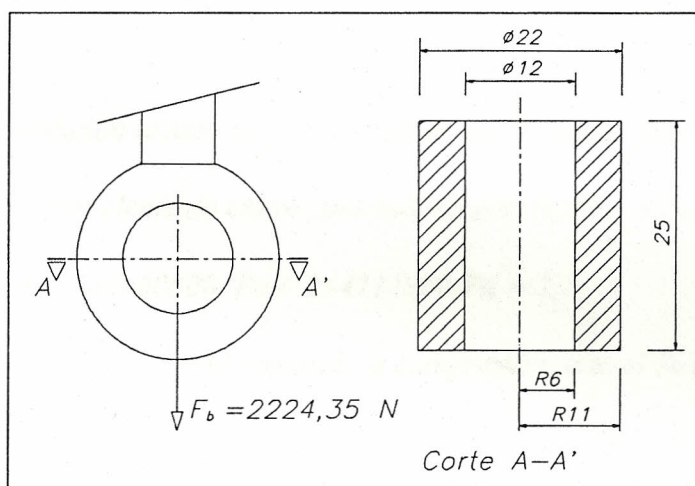


Figura 16: Esquema de las dimensiones y fuerzas aplicadas en el anillo cilíndrico del perno ajustador.

$$F_B = 2224,36 \text{ N}$$

$$M = F_B \cdot R = (2224,36 \text{ N})(0,0085 \text{ m}) = 18,91 \text{ Nm}$$

$$A = b \cdot h = (0,025 \text{ m})(0,005 \text{ m}) = 0,000125 \text{ m}^2$$

$$R_n = h / \ln(R_o / R_i) = (0,005 \text{ m}) / \ln(0,011 \text{ m} / 0,006 \text{ m}) = 0,00825 \text{ m}$$

$$e = R - R_n = 0,0085 \text{ m} - 0,00825 \text{ m} = 0,00025 \text{ m}$$

Aplicando la fórmula de esfuerzos para elementos curvos se tiene que:

$$\sigma = F/A + \{(M \cdot y) / [A \cdot e \cdot (R_n - y)]\} =$$

La ecuación general para nuestro caso:

$$\sigma = (2224,36 \text{ N} / 0,000125 \text{ m}^2) + [(18,91 \text{ Nm})(0,00825 \text{ m} - r) / (0,000125 \text{ m}^2)(0,00025 \text{ m}) r] =$$

$$\sigma|_{r=6 \text{ mm}} = 17794880 \text{ Pa} + 226920000 \text{ Pa} = 244714880 \text{ Pa}$$

$$\sigma|_{r=11 \text{ mm}} = 17794880 \text{ Pa} - 151280000 \text{ Pa} = -133485120 \text{ Pa}$$

Si se selecciona un material como:

Acero UNS 10300 Q&T (205 °C)

$$S_y = 648 \text{ MPa}$$

Se tiene que la condición crítica se produce para el $r = 6 \text{ mm}$, por lo tanto, el factor de seguridad para este elemento curvo sometido en este radio a tensión es:

$$\eta = S_y / (\sigma|_{r=6 \text{ mm}}) = 648000000 \text{ Pa} / 244714880 \text{ Pa} = 2,7$$

Para el $R = 0,011 \text{ m}$, donde está sometido a compresión, con el S_y dado el factor de seguridad es:

$$\eta = 4,9$$

2.15.6. Soldadura entre el perno ajustador y el anillo cilíndrico.

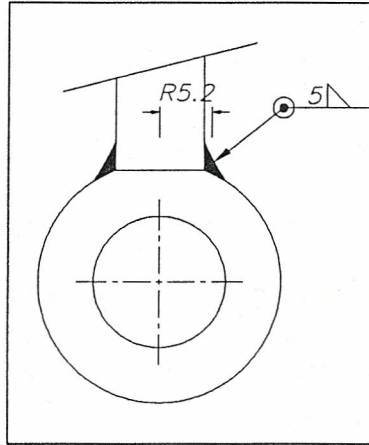


Figura 17: Esquema de las dimensiones de la soldadura en el perno ajustador.

$$h = 0,005 \text{ m}$$

$$R = 0,0052 \text{ m}$$

$$F = 2224,36 \text{ N}$$

$$\tau = F / A = F / (1,414 \pi h R) = 2224,36 \text{ N} / [1,414 \pi (0,005 \text{ m})(0,0052 \text{ m})] =$$

$$\tau = 19'258.943 \text{ Pa}$$

Se selecciona el electrodo:

AWS E60xx

$$S_y = 345 \text{ MPa}$$

, el esfuerzo cortante de fluencia permisible es:

$$S_{sy} = 0,577 S_y = 0,577 (345 \text{ MPa}) = 199,065 \text{ MPa}$$

$$\eta = S_{sy} / \tau = 199'065000 \text{ Pa} / 19'258943 \text{ Pa} = 10,3$$

2.15.7. Soporte del pasador del perno ajustador.

De acuerdo al plano del sistema de enrollamiento, corresponde a una pieza que realmente sólo soportará esfuerzos de aplastamiento en la cara interior del lado más grueso, por lo tanto, no estará trabajando bajo condiciones severas. De acuerdo al análisis de las fuerzas respectivas a cada lado de la pieza que sostiene al eje embobinador, se observa que la fuerza correspondiente al lado donde se encuentra este soporte es de $F_B = 2224,36 \text{ N}$. Luego, con esta fuerza total para este soporte se procede a calcular el esfuerzo de aplastamiento a partir del material que se ha seleccionado previamente tomando en consideración los costos de los materiales y el factor de seguridad resultante.

$$F_B = 2224,36 \text{ N}$$

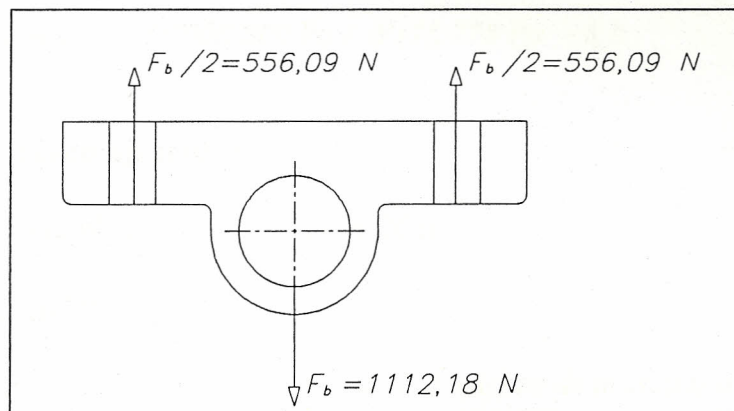


Figura 18: Esquema de las fuerzas aplicadas en el soporte del pasador.

Como se necesitan dos soportes para sostener el pasador en donde va el perno ajustador, dividimos la fuerza F_B para 2 y esta nueva fuerza F'_B será con la que se

trabajará. Es obvio que el cálculo será para un soporte, para el otro soporte los resultados serán similares.

$$F'_B = F_B / 2 = 2224,36 \text{ N} / 2 = 1112,18 \text{ N}$$

Material: Latón A 80 - 20

$$S_{ut} = 50 \text{ MPa}$$

, se calcula con este material seleccionado el esfuerzo de aplastamiento tomando en consideración las dimensiones dadas en el plano correspondiente.

$$\sigma_{\text{aplastamiento}} = F'_B / A_{\text{aplastamiento}} = F'_B / (\text{base} * \text{altura}) =$$

$$\sigma_{\text{aplastamiento}} = 1112,18 \text{ N} / (0,015 \text{ m}) (0,012 \text{ m}) = 6'178.778 \text{ Pa}$$

Con el $S_{ut} = 50 \text{ MPa}$ del material seleccionado el factor de seguridad contra el aplastamiento será de:

$$\eta = S_{ut} / \sigma_{\text{aplastamiento}} = 50'000.000 \text{ Pa} / 6'178.778 \text{ Pa} = 8,0$$

2.15.8. Perno ajustador.

Carga que soporta el perno = $F_b = 2224,36 \text{ N}$

Características del perno

M8 ($\phi = 8 \text{ mm}$)

Clase: 5.8 (Acero de mediano o bajo carbono)

$S_t = 380 \text{ MPa}$

$S_{ut} = 520 \text{ MPa}$

$S_y = 420 \text{ MPa}$

$A_T = 0,0000366 \text{ m}^2$

$A_d = 0,0000503 \text{ m}^2$

$L_t = 0,0250 \text{ m}$

$L_d = 0,0339 \text{ m}$

$L_{\text{juntas}} = 0,040 \text{ m}$

$$E = 207 \times 10^9 \text{ Pa}$$

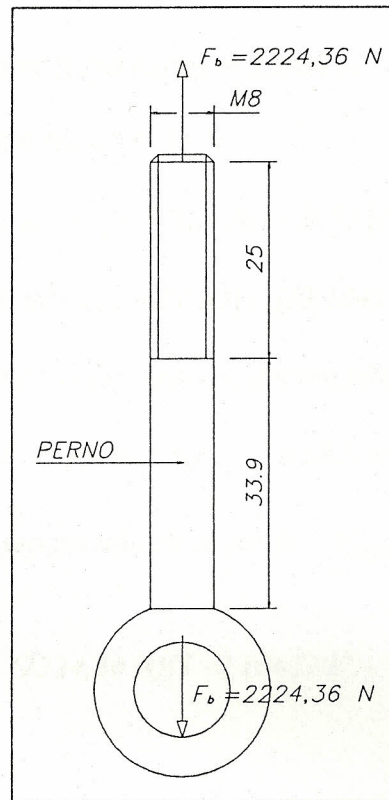


Figura 19: Esquema de las dimensiones y fuerzas aplicadas en el perno.

$$k_b = (A_a A_T E) / (A_a l_T + A_T l_a) =$$

$$k_b = \frac{[(0,0000503 \text{ m}^2)(0,0000366 \text{ m}^2)(207 \text{ GPa})]}{[(0,0000503 \text{ m}^2)(0,025 \text{ m}) + (0,0000366 \text{ m}^2)(0,0339 \text{ m})]} = 152488526 \text{ N/m}$$

$$k_m = \frac{0,577 \pi (E)(d)}{2 \ln[5(0,577 * l + 0,5 d)/(0,577 * l + 2,5 d)]} =$$

$$k_m = \frac{0,577 \pi (207 \times 10^9 \text{ Pa})(0,008 \text{ m})}{2 \ln\{5[(0,577)(0,040 \text{ m}) + (0,5)(0,008 \text{ m})][(0,577)(0,040 \text{ m}) + (2,5)(0,008 \text{ m})]\}} =$$

$$k_m = 1310642814 \text{ N/m}$$

$$C = k_b / (k_b + k_m) = 152488526 \text{ N/m} / (152488526 \text{ N/m} + 1310642814 \text{ N/m}) =$$

$$C = 0,1042207$$

$$F_p = A_T * S_p = (0,0000366 \text{ m}^2)(380 \text{ MPa}) = 13908 \text{ N}$$

$$F_i = 0,75 F_p = (0,75)(13908 \text{ N}) = 10431 \text{ N}$$

$$\text{Factor de seguridad del perno} = \eta = [(S_p * A_T) - F_i] / [C * P] =$$

$$\eta = [(380 \text{ MPa})(0,0000366 \text{ m}^2) - (10431 \text{ N})] / [(0,1042207)(2224,36 \text{ N})] = 15,0$$

$K = 0,20$ para $\mu = \mu_c = 0,15$ independiente del tamaño de los pernos empleados.

$$T = K F_i d = (0,20)(10431 \text{ N})(0,008 \text{ m}) = 16,69 \text{ Nm}$$

$$\text{Factor de seguridad en la separación de la junta} = \eta_{\text{separación}} = \frac{F_i}{P * (1 - C)} =$$

$$\eta_{\text{separación}} = [(10431 \text{ N}) / (2224,36 \text{ N})(1 - 0,1042207)] = 5,24$$

2.16. DISEÑO DEL ACOPLE DEL SISTEMA DE TRANSMISION DE POTENCIA CON EL SISTEMA DE SUJECCION.

2.16.1. Eje de conexión reductor-enrolladora.

2.16.1.1. Análisis de fuerzas.

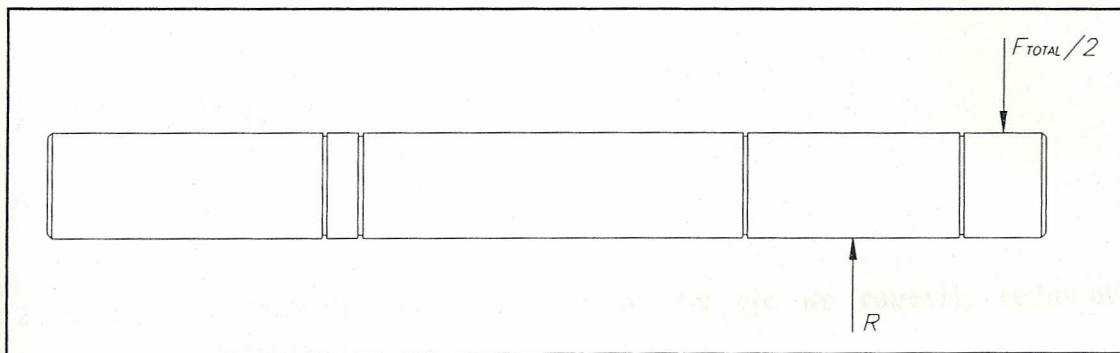


Figura 20: Esquema de las fuerza aplicadas en el eje de conexión.

$$T = 356,55 \text{ Nm}$$

$$F_{total} = 8384,60 \text{ N} \downarrow$$

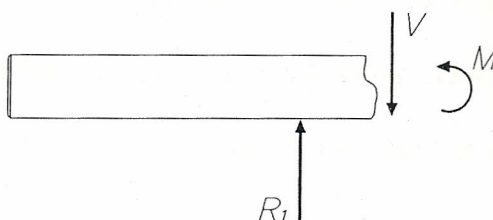
$$+\uparrow F_y = 0$$

$$R - (F_{total}/2) = 0$$

$$R = (8384,60 \text{ N}/2) =$$

$$R = 4192,30 \text{ N} \uparrow$$

2.16.1.2 Ecuaciones y diagrama de momentos y cortantes.



$$V = R = 4192,30 \text{ N}$$

$$M = R \cdot X = 4192,30 X \text{ (Nm)}$$

2.16.1.3 Cálculo del diámetro mínimo del eje de conexión reductor-enrolladora.

Para calcular el diámetro se empleará la ecuación que propone el código de la ASME para ejes que no están sujetos a fluctuaciones:

$$d^3 = [16 \cdot n \cdot \sqrt{(C_m \cdot M)^2 + (C_t \cdot T)^2}] / [\pi \cdot 0,5 S_y] =$$

$$x = 0,074:$$

$$d^3 = \{16 \cdot (3) \cdot \sqrt{[(1,5)(310,23)]^2 + [(1,0)(356,55)]^2}\} / [\pi \cdot 0,5 \cdot (340000000)] =$$

$$d = 0,038 \text{ m}$$

Por lo tanto, el eje de conexión cumple muy bien las condiciones de trabajo con un factor de seguridad de 3. El diámetro seleccionado es 0,050 m, de tal forma que tenga el mismo diámetro del eje 5 de la caja de reducción y del eje embobinador.

2.16.2. Chaveta del eje de conexión reductor-enrollador.

Como resultado del análisis hecho para las chavetas # 1 a # 7 de la caja de engranajes, se puede observar que las condiciones críticas se dan al final del enrollamiento, por lo tanto sólo se analizará la chaveta # 8, que pertenece al sistema de enrollamiento, durante el final del proceso. Los cálculos para el final ($w = 6,28 \text{ r/s}$) son iguales que los realizados para la chaveta # 1.

Chaveta 8:

$$\text{Potencia} = 2,1 \text{ Kw}$$

$$T_8 = H / W = 2100 \text{ w} / (6,28 \text{ r/s}) = 334,4 \text{ Nm}$$

$$\text{Material} = \text{UNS 10300}$$

$$S_y = 441 \times 10^6 \text{ MPa}$$

$$S_{sy} = (0,577)(1280 \times 10^6 \text{ MPa}) = 254,46 \times 10^6 \text{ Mpa}$$

$$L_{\text{corte}} = 2 \eta * T / S_{sy} * W * H =$$

$$L_{\text{corte}} = \{[(2)(2,5)(334,49 \text{ Nm})] / [(254,46 \times 10^6 \text{ MPa})(0,050 \text{ m})(0,014 \text{ m})]\} =$$

$$L_{\text{corte}} = 0,009 \text{ m}$$

$$L_{\text{plastamiento}} = 4 \eta * T / S_y * W * H =$$

$$L_{\text{plastamiento}} = \{[(4)(2,5)(397,9 \text{ Nm})] / [(441 \times 10^6 \text{ MPa})(0,050 \text{ m})(0,014 \text{ m})]\} =$$

$$L_{\text{plastamiento}} = 0,011 \text{ m}$$

2.16.3. Selección de las chumaceras.

Empleando las fórmulas para calcular rodamientos utilizadas en el numeral 2.9, y con los datos del final del proceso se selecciona las siguientes chumaceras:

Chumacera 1:

Carga total aplicada sobre cada chumacera: $P = 4192,30 \text{ N}$

$$F_a = 0 \text{ N}$$

$$F_r = P = 4192,30 \text{ N}$$

$$e = 0,20$$

$$F_a / F_r = 0 \text{ N} / 4192,30 \text{ N} = 0$$

$$F_a / F_r < e \quad \therefore \quad X = 1, Y = 3,19$$

$$P_r = X * F_r + Y * F_a = (1) * (4192,30 \text{ N}) + (3,19) * (0 \text{ N}) = 4192,30 \text{ N}$$

$$C = K * P_r * [(60 * n * L_{10h}) / (A_1 * A_2 * A_3 * 10^6)]^{1/P} =$$

$$C = (1,2)(4192,30 \text{ N})(0,001) \{ [(60)(60 \text{ rpm})(30000 \text{ hrs})] / [(0,62)(1,9)(1)(10^6)] \}^{3/10} =$$

$$C = 19,51 \text{ KN}$$

Como la capacidad teórica del rodamiento así como del soporte de rodamiento es de 26,80 KN; entonces el factor de seguridad para el funcionamiento de la chumacera es:

$$\eta = C_t / C = 26,80 \text{ KN} / 19,51 \text{ KN} = 1,4$$

De acuerdo a los resultados obtenidos se seleccionan 2 chumaceras formadas por:

2 soportes de rodamientos SNA 511 TA

2 rodamientos oscilantes a bolas 1211K

2 manguitos de fijación H 211X

Los datos y resultados obtenidos se presentan en la tabla XXII.

Estado	N (rpm)	L_{10h} (horas)	K Factor Carga	A_1 Factor Confiabilidad	A_2 Factor Material	A_3 Factor Operación	X	Y	e	P (N)	F_a / F_r	C (KN) Capacidad Carga	C (KN) Capacidad Carga Teórica	F.S.	Selección
Arranque	75	30000	1,5	0,62	1,9	1	1,00	3,19	0,20	272,30	0,00	1,69	26,80	15,8	SNA 511 TA 1211K
Final	60	30000	1,2	0,62	1,9	1	1,00	3,19	0,20	4192,30	0,00	10,16	26,80	1,4	SNA 511 TA 1211K

Tabla XXII: Datos y resultados de la selección de chumaceras.

2.16.4 Diseño de las placas soporte de las chumaceras.

Para el diseño de las placas se tomó en consideración lo siguiente:

- 1. La parte superior debe soportar en toda su magnitud a las chumaceras correspondientes.*
- 2. La parte inferior de las placas debe ser más ancha, de tal forma que los esfuerzos por aplastamiento son aminorados en sentido longitudinal, esto es debido a que la fuerza que soporta la chumacera al transmitirse a la parte superior de la placa el esfuerzo será mayor que al transmitirse a la parte inferior de las placas donde el esfuerzo será menor de acuerdo a la fórmula $\sigma = F / A$.*
- 3. Como el ancho de la placa es un poco mayor al ancho de la chumacera, los esfuerzos soportados serán muy pequeños debido a la forma de la placa.*
- 4. Para obtener una mayor rigidez se consideró adaptar dos nervios externos a las placas, los cuales irán soldados a la base de la placa.*

Dada la forma de la placa se realizó un análisis por elementos finitos para determinar las deflexiones que soporta la placa de acuerdo a la discretización realizada, donde los resultados gráfico se encuentran en el apéndice I. De acuerdo a los resultados que se obtuvieron de la tabla de ingreso de datos del apéndice I, las mayores deflexiones se producen en los nodos 43, 44 y 45; donde los valores están alrededor de:

nodo 43 = 0,032 mm

nodo 44 = 0,050 mm

nodo 45 = 0,032 mm.

El esfuerzo soportado es de aplastamiento y en la base tiene un valor de:

$$\sigma = F / A = (\text{carga} + \text{peso unitario de la placa} * \text{volumen de la placa}) / \text{área de la base} =$$

$$\sigma = [4192,30 \text{ N} + (75600 \text{ N/m}^3)(0,00819515 \text{ m}^3)] / (0,02413 \text{ m}^2) = 199.413 \text{ N/m}^2$$

Por lo tanto, este esfuerzo de aplastamiento no constituye ningún peligro a la estabilidad de la placa por ser un valor muy bajo con respecto a los esfuerzos admisibles comúnmente conocidos.

2.17. CALCULO Y SELECCION DE LOS CILINDROS HIDRAULICOS.

Fórmulas

$$PUSH \text{ cilindro} = \text{área del pistón} * \text{presión de la bomba} =$$

$$\text{Capacidad de empuje del cilindro (N)} = (\frac{\pi D^2_{\text{cilindro}}}{4}) * PSI * 4,45 =$$

$$PULL \text{ cilindro} = (\text{área del pistón} - \text{Area del vástago}) * \text{presión de la bomba} =$$

$$\text{Capacidad de jalón del cilindro (N)} = \frac{(\frac{\pi D^2_{\text{cilindro}}}{4} - \frac{\pi D^2_{\text{cilindro}}}{4}) * PSI * 4,45 =$$

$$\text{Tiempo de carrera del cilindro (segs)} = \frac{\text{área del pistón} * \text{carrera}}{\text{desarrollo de la bomba}} =$$

$$\text{Desarrollo de la bomba} = GPM * 231 =$$

$$KW_{\text{bomba}} = \frac{GPM * PSI * 0,746}{1714} =$$

$$\text{Presión de trabajo} = 200 \text{ psi.}$$

$$D_{\text{cilindro}} = 50,8 \text{ mm}$$

$$D_{\text{eje}} = 28,58 \text{ mm}$$

$$\text{Carrera} = 50,8 \text{ mm}$$

Cálculos

$$PUSH = \frac{\pi D^2_{\text{cilindro}}}{4} * PSI * 4,45 =$$

$$PUSH = \frac{\pi (2 \text{ pulg})^2}{4} * (200 \text{ psi}) * 4,45 =$$

$$PUSH = 2799 \text{ N.}$$

$$PULL = \frac{(\frac{\pi D^2_{\text{cilindro}}}{4} - \frac{\pi D^2_{\text{cilindro}}}{4}) * PSI * 4,45 =$$

$$PULL = \left[\frac{\pi (2 \text{ pulg})^2}{4} - \frac{\pi (1,125 \text{ pulg})^2}{4} \right] \cdot (200 \text{ psi}) \cdot 4,45 =$$

$$PULL = 1913 \text{ N}$$

Si se usa un nomograma presentado en cualquier manual de selección de cilindros hidráulicos, se observa que para que la desconexión se realice muy rápida, por ejemplo en 0,6 segundos, el caudal en galones por minuto correspondientes al cilindro del embrague debe ser de 2 GPM. Con estos resultados la potencia inicial de la bomba sería:

$$KW_{cilindro} = \frac{GPM \cdot PSI \cdot 0,746}{1714} =$$

$$KW_{cilindro} = \frac{(2 \text{ gpm}) \cdot (200 \text{ psi}) \cdot 0,746}{1714} =$$

$$KW_{cilindro} = 0,25 \text{ Kw}$$

Además, la presión a la que trabaja este cilindro es muy diferente de las presiones máximas permitidas por las unidades de poder hidráulica, esto conducirá a utilizar un regulador de presión antes del cilindro para conseguir la presión deseada.

La potencia inicial es sólo referencial, pues se debe seleccionar una unidad de potencia con un valor de 3 Kw de tal forma que abastezca principalmente al freno y luego abastezca al embrague.

Por lo tanto, de acuerdo al torque de salida de la caja de reducción se selecciona un freno con una capacidad de torque de hasta 10.000 Nm, del tipo de pinza con cierre a presión y apertura hidráulica. La unidad de potencia que abastecería al cilindro del embrague y al freno hidráulico es:

Potencia: 3,75 Kw

Presión máx.: 20,7 MPa

Volumen: variable desde 0 a 24 ltrs/min.

Reservorio: 40 ltrs

2.18. DIAGRAMA DEL SISTEMA ELECTRICO E HIDRAULICO DE LA MAQUINA.

2.18.1. Generalidades.

El sistema eléctrico tiene el control sobre todos los dispositivos hidráulicos de la enrolladora, pero es necesario dividir el sistema eléctrico en dos partes:

- 1. Conversión de frecuencia de la velocidad de rotación del motor, y*
- 2. Control de los dispositivos hidráulicos en caso de ruptura del papel.*

Ambas partes son controladas electrónicamente por un Controlador Lógico Programable (PLC). Se asume que durante la instalación de la máquina en la industria ésta posee uno, por lo tanto, solamente se tendrá que elaborar el programa que permita al PLC ya instalado con alguna máquina y que tenga un gran número de E/S, controlar también a la enrolladora; para ello se adjunta en los planos los respectivos diagramas que permitan comprender el funcionamiento de la enrolladora.

El control de la velocidad del motor se lo realiza por medio de un convertidor de frecuencia. Su funcionamiento es sencillo, pues permite fijar dos valores de velocidad de rotación durante el cual se produce la rotación y luego a partir del último valor mantenerse constante hasta que se enrolle completamente el papel; para realizar un mejor trabajo, el control puede ser realizado por el PLC.

Por intermedio de un sensor de ultrasonido se mide la distancia desde éste al papel en forma continua y cuando se alcance una distancia predeterminada (p.e. 0,55 m), el sensor enviará una señal al PLC para que desconecte la alimentación al motor, desactive el embrague y active el freno, y finalmente active un mecanismo cortador del papel.

La señal del sensor primero debe ser transformada desde una señal de sonido a un valor de voltaje o corriente mediante un transmisor de ultrasonido de tal manera que permita al PLC recibir ésta última.

La variación de la velocidad de rotación del motor puede funcionar independientemente del PLC que controla a los dispositivos hidráulicos, pero se prefiere aprovechar al controlador programable de tal forma que todas las funciones de la máquina son controladas durante el enrollamiento. El siguiente gráfico ilustra el sistema de transformación de la velocidad de rotación del motor.

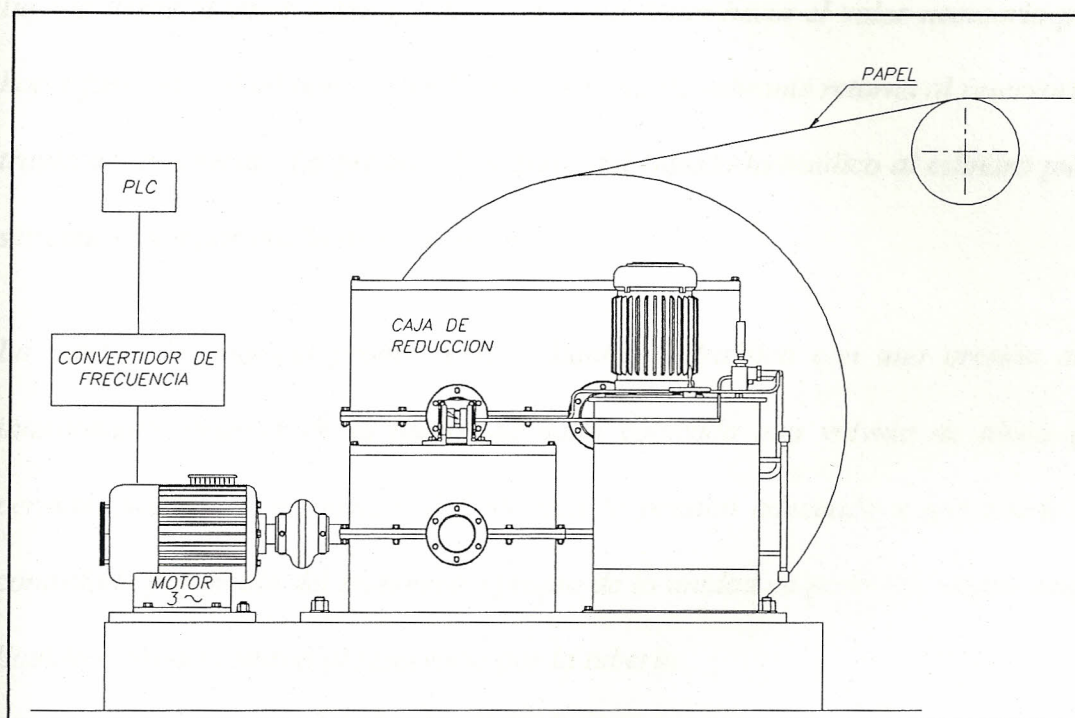


Figura 21: Esquema de la variación de la velocidad de rotación del motor.

Se tiene además un sensor óptico de barrera de luz colocado a ambos lados del papel en su acercamiento a la máquina enrolladora, su función es la de controlar si se produce la ruptura del papel, si el papel se rompe el sensor de barrera de luz no captará señal alguna y por lo tanto activará el sistema de embrague y freno, y de desconexión del motor.

2.18.2. Circuito hidráulico.

El circuito hidráulico se caracteriza por el hecho de que el cilindro correspondiente al embrague trabaja a una presión inferior con respecto a la presión de trabajo del freno, de aquí que antes de que el líquido hidráulico llegue a la válvula 2/4 de una bobina, es necesario colocar una válvula de alivio que permita reducir la presión del

líquido desde el valor correspondiente a la del freno hasta el valor necesario para hacer funcionar el cilindro del embrague. El líquido sobrante retorna al reservorio a través de la tubería. La presión de ingreso del líquido hidráulico al cilindro puede ser controlada por medio de un manómetro.

La unidad de potencia proporciona el líquido hidráulico con una presión alta, internamente después de la bomba se halla colocado una válvula de alivio que permite suministrar el líquido al freno con la presión adecuada y que puede ser controlada por medio del manómetro propio de la unidad de potencia. Asimismo, el líquido sobrante retorna al reservorio por la tubería.

La bomba se enciende con el primer arranque de la enrolladora y permanecerá funcionando hasta que ya no se use la enrolladora durante la jornada; es decir, aunque la enrolladora no se esté usando durante cierto tiempo o se esté cambiando la nueva bobina de papel a desenrollar y el nuevo eje desembobinador, la bomba permanecerá funcionando. El motivo es que el eje embobinador debe permanecer frenado cuando no se está embobinando, es decir, debe existir presión sobre el freno; de ahí que la bomba trabajará inclusive cuando la enrolladora descansa hasta un nuevo enrollamiento. Sólo se apagará manualmente la bomba cuando ya no se va a enrollar más. La figura 22 ilustra el circuito hidráulico necesario para el funcionamiento correcto de la máquina.

El tipo de unidad de potencia seleccionada se caracteriza por tener un motor trifásico montado verticalmente, la bomba sumergida dentro del reservorio y acoplado con el motor, un filtro sumergido, un visor de líquido hidráulico o dispositivo de nivel de aceite, un filtro de retorno, una válvula de alivio de presión, un reservorio con capacidad de 10 litros y fabricado con fundición, y por último un tapón de drenaje de aceite. La viscosidad recomendada del aceite debe ser de $100 \text{ mm}^2/\text{s}$. a 40°C . La tuberías de presión y de retorno al tanque deben de ser de $1/2$ pulgada de diámetro.

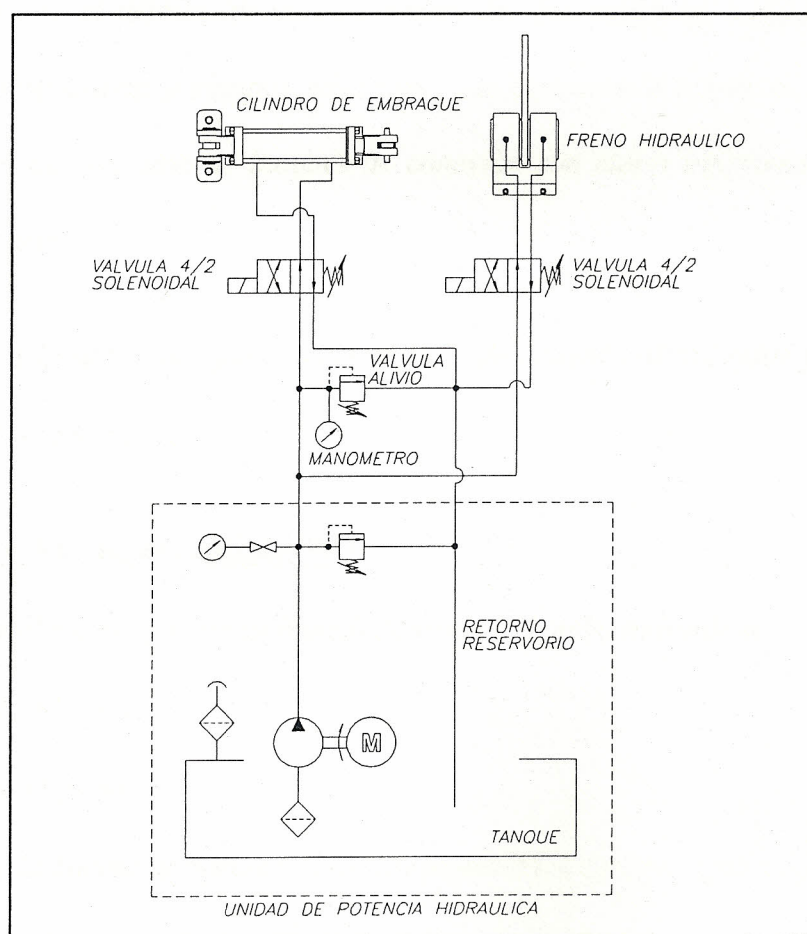


Figura 22: Circuito hidráulico de la enrolladora de papel.

2.18.3. Circuito eléctrico.

El circuito eléctrico de la enrolladora es controlado completamente por el PLC. Sin embargo, es importante indicar que dependiendo del tipo de papel a emplear y del diámetro o longitud total de papel a enrollar, el convertidor de frecuencia debe ser iniciado en sus nuevos valores de arranque y finalización del enrollado, de acuerdo al tiempo que se desee obtener. En cambio, la función del PLC será la de controlar todo el proceso y la de activar (SET) y desactivar (RESET) el arranque del convertidor de frecuencia. En la figura 23 se describe las entradas y salidas del PLC, asimismo se detalla las características de los cables de conexión entre los diferentes dispositivos y equipos eléctricos. La figura en sí no es un diagrama de controles eléctricos, sino de bloques de conexión con cierta información detallada adicionalmente.

En cuánto a la actividad que cumple el PLC de acuerdo al pulsador presionado o sensor activado se tiene:

1. Pulsador Arranque activado (PA)

- *enciende el motor que activa inmediatamente la bomba hidráulica.*
- *activa el embrague.*
- *desactiva el freno.*
- *enciende la bomba de suministro de lubricante a los rodamientos.*
- *enciende el motor de la enrolladora arrancando suavemente de acuerdo al programa ingresado en el PLC, luego de alcanzar la velocidad inicial empieza a*

decrecer linealmente hasta el valor determinado con el cual se mantendrá constante hasta el final del proceso de embobinado.

2. Pulsador **Paro** activado (PP)

- *apaga la bomba de lubricación de los rodamientos.*
- *apaga el motor de la enrolladora.*
- *desactiva el embrague.*
- *activa el freno.*
- *no enciende la alarma.*

3. Sensor **Óptico de Barrera de Luz** activado (SOBL)

- *apaga el motor de la enrolladora.*
- *desactiva el embrague.*
- *activa el freno.*
- *enciende la alarma.*

4. Pulsador **Apagar Alarma** activado (AA)

- *apaga la alarma de sonido.*

5. Pulsador **Parar Bomba** activado (PB)

- *apaga la bomba hidráulica (sólo cuando ya no se va a embobinar más, no se recomienda durante el embobinado o durante el cambio del eje embobinador).*

En lo que respecta al equipo para variar la frecuencia de rotación del motor se tiene:

1. Sensor de Ultrasonido activado (SU)

- *registra el crecimiento de la bobina.*
- *envía una señal PFM (modulación de pulsos de frecuencia) al transmisor.*

2. Transmisor activado (T)

- *recibe una señal PFM del sensor de ultrasonido.*
- *procesa internamente la señal PFM.*
- *envía al controlador lógico programable una señal de voltaje entre 0 y 10 V.*

3. Convertidor de Frecuencia activado (CF)

- *arranca a partir de una señal de inicio desde el PLC.*
- *envía una señal de frecuencia al motor DC de acuerdo a los valores programados.*
- *Se desconecta conforme se alcanza el diametro final del papel debido a que recibe una señal del PLC.*

Debido a la diversas marcas de equipos eléctricos existentes en el mercado, el programa modular para hacer funcionar el PLC se debe realizar de acuerdo a:

- 1. al diagrama de bloques presentado en la figura 23.*
- 2. al funcionamiento respectivo de cada pulsador, sensor, transmisor y convertidor de frecuencia explicado en los párrafos anteriores.*

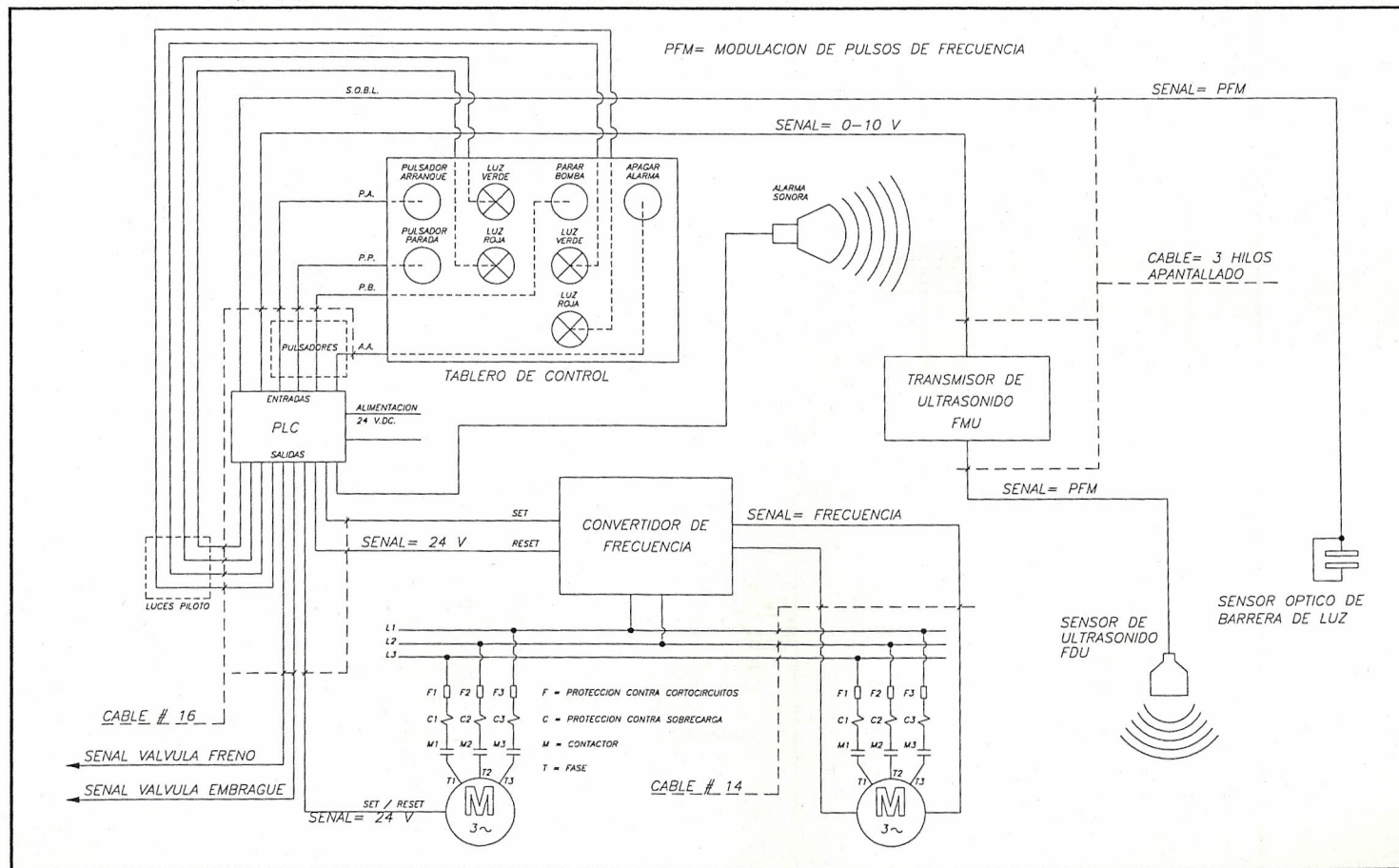


Figura 23: Esquema del circuito eléctrico de la enrolladora de papel.

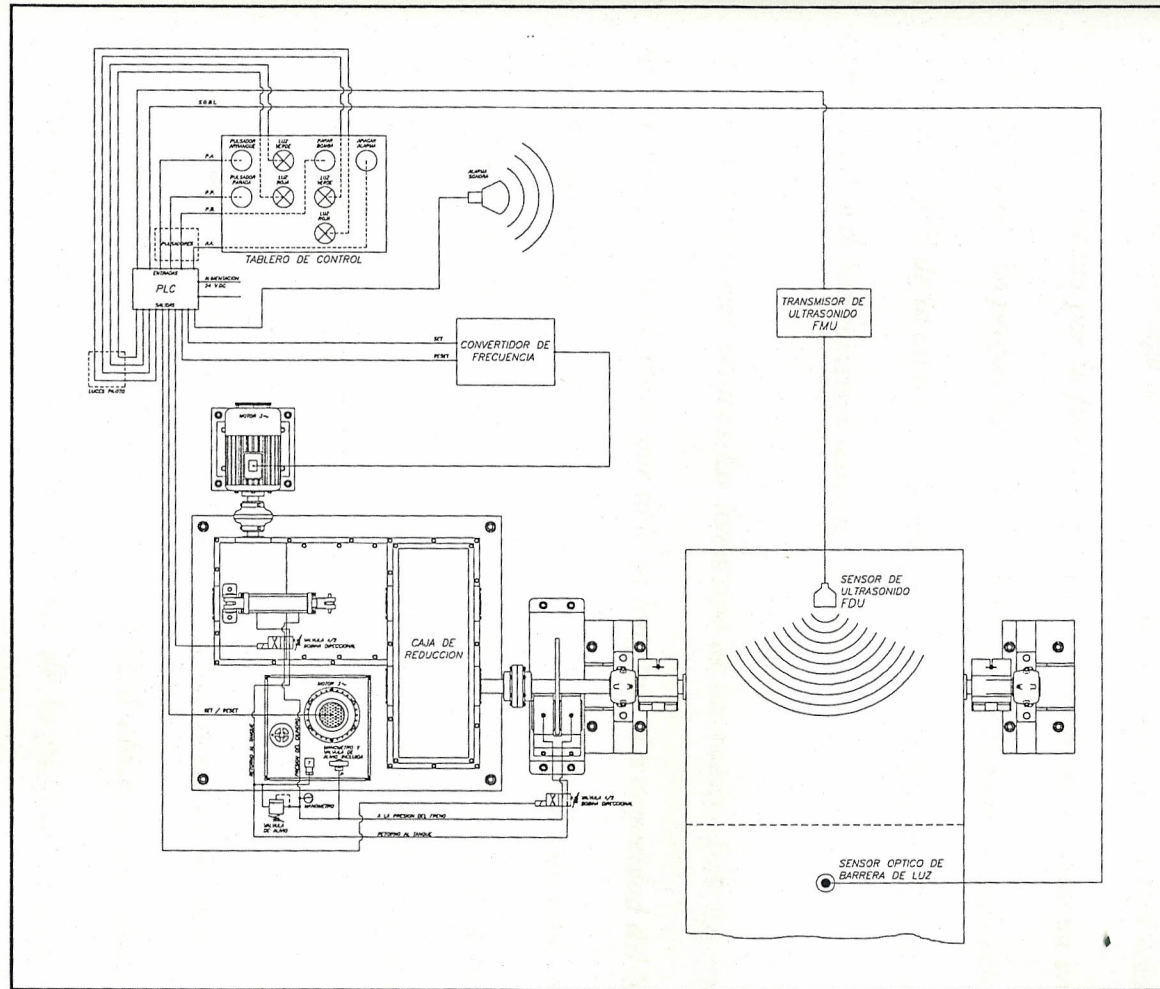


Figura 24: Representación esquemática del sistema eléctrico e hidráulico en general.

2.18.4. Lubricación.

Con respecto a la referencia 4 de la bibliografía, a velocidades periféricas de las ruedas de una transmisión mayores a $v = 12$ m/s se debe disminuir el grado de inmersión de las ruedas en el aceite, con la particularidad de que en todos los casos en el aceite se sumerge la rueda mayor de la transmisión. A una velocidad mayor el aceite es lanzado por la fuerza centrífuga y el engranaje funciona con insuficiencia de lubricante. La profundidad de inmersión de las ruedas de gran velocidad debe ser de hasta 70 % de la altura del diente y no menos de 0,01 m. Las ruedas de pequeña velocidad se deben sumergir hasta 0,1 m como máximo.

En las transmisiones cónicas la inmersión de las ruedas debe hacerse de tal modo que el aceite cubra el diente por toda su longitud. La capacidad del baño del aceite debe ser calculada de modo que para 1 Kw de potencia a transmitir haya de 0,35 a 0,7 litros de aceite. Si se va a utilizar un mismo lubricante, tanto para las ruedas dentadas como para los cojinetes, la marca del aceite se determina por el que se necesite para el engranaje.

De acuerdo a los enunciados de la referencia antes mencionada (págs. 395 a 397), en la primera reducción el aceite lubricante deberá alcanzar una altura de 0,065 m aproximadamente, cubriendo todo el diente de la posición inferior de engranaje cónico 2, como lo muestra la figura 25.

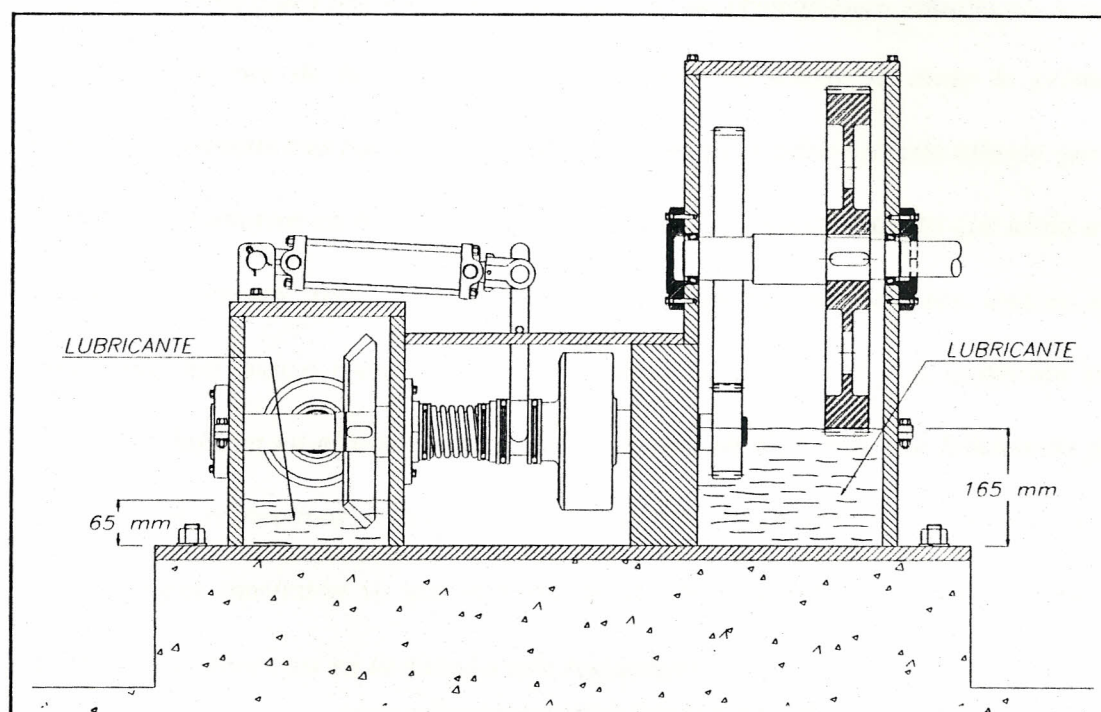


Figura 25: Esquema de la disposición del aceite lubricante.

Asimismo, para la segunda y tercera reducción el nivel de aceite lubricante llegará hasta a una altura de 0,165 m y lubricará el engranaje helicoidal 1 por inmersión completa mientras el engranaje helicoidal 4 será lubricado por inmersión sólo de los dientes inferiores. Esto se lo realiza porque las velocidades tangenciales son muy inferiores a 12 m/s, sugeridas por la referencia 4. La figura anterior ilustra esta aseveración.

En cuanto a la lubricación de los rodamientos, esta se realizará por medio de una pequeña bomba de 0,01 Kw; que suministrará el aceite lubricante a los rodamientos por medio de un goteo debido a que son rodamientos de baja velocidad, además

el goteo se controlará por medio de un regulador de presión cuyo tamaño va acorde a las dimensiones de la bomba. El compartimiento dónde se aloja la primera reducción contiene tres rodamientos los cuáles son lubricados por una tubería que se bifurca en el interior en tres tuberías de 6,35 mm. El compartimiento que aloja a la segunda y tercera reducción contiene cinco rodamientos, de los cuáles son lubricados los cuatro rodamientos pertenecientes a los ejes 4 y 5, asimismo una tubería se bifurca en el interior en cuatro tuberías de 6,35 mm que lubricarán por goteo a los respectivos rodamientos. El quinto rodamiento es el inferior y se lubricará por inmersión ya que el nivel del aceite para lubricar a los engranajes helicoidales cubre casi en la mitad a este rodamiento.

El rodamiento que se encuentra en el compartimiento del embrague no puede ser lubricado por goteo, por lo que su lubricación se realizará por medio de un canal que se perforará en su alojamiento, el objetivo de este canal es que el aceite que lubrica por inmersión al quinto rodamiento del 3° eje lubrique al cuarto rodamiento del mismo eje debido a la presión que ejerce el aire en el interior del compartimiento de la segunda y tercera reducción sobre el nivel del aceite lubricante ($h = 0,165 \text{ m}$). En el cuarto rodamiento se opta por un empaque para evitar las pérdidas de aceite hacia el compartimiento del embrague, el cual debe estar totalmente seco, de acuerdo a lo mostrado en la figura 26. El circuito de lubricación de los rodamientos se lo esquematiza en la figura 27.

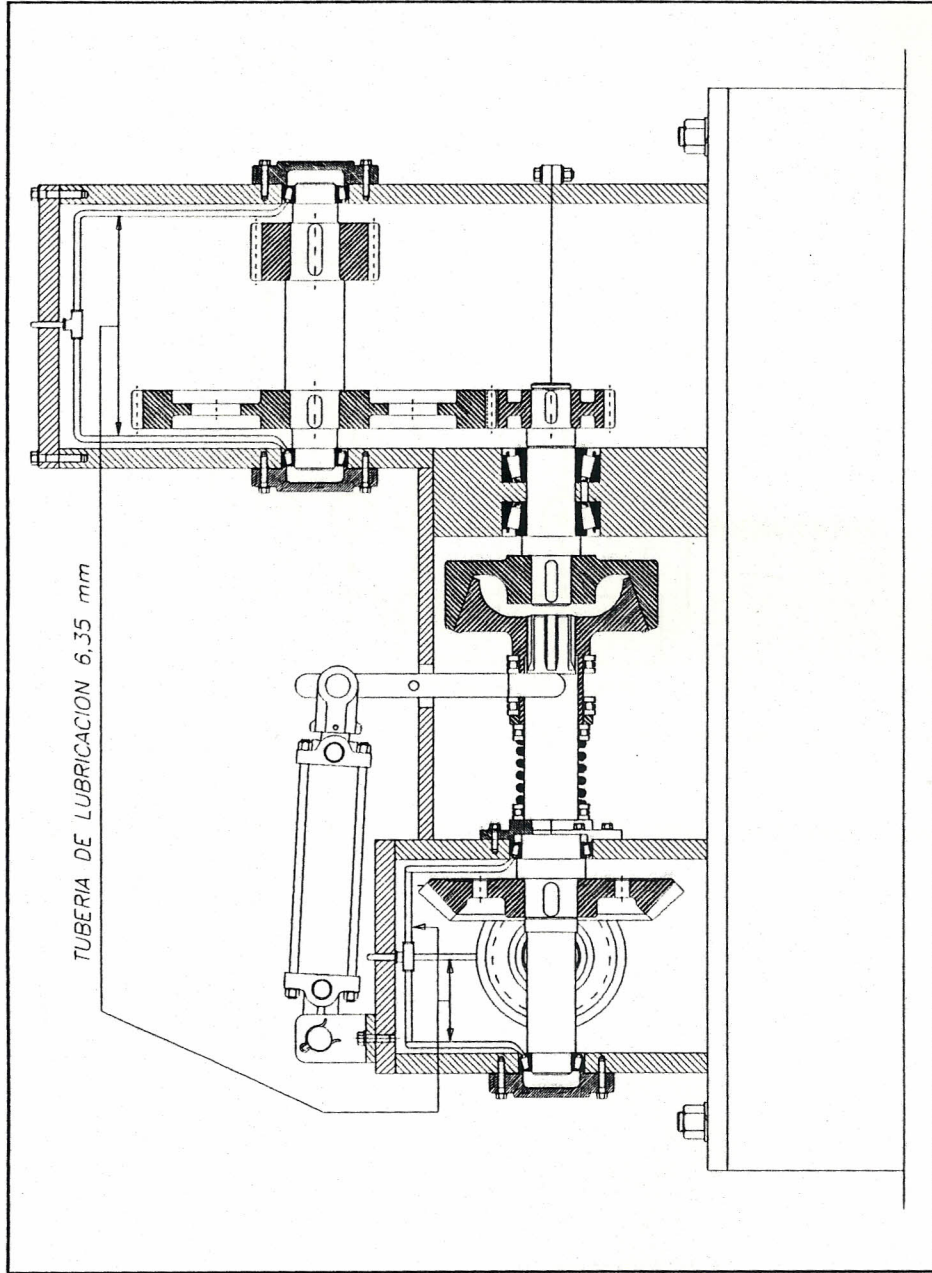


Figura 26: Esquema de la tubería de lubricación de los rodamientos.

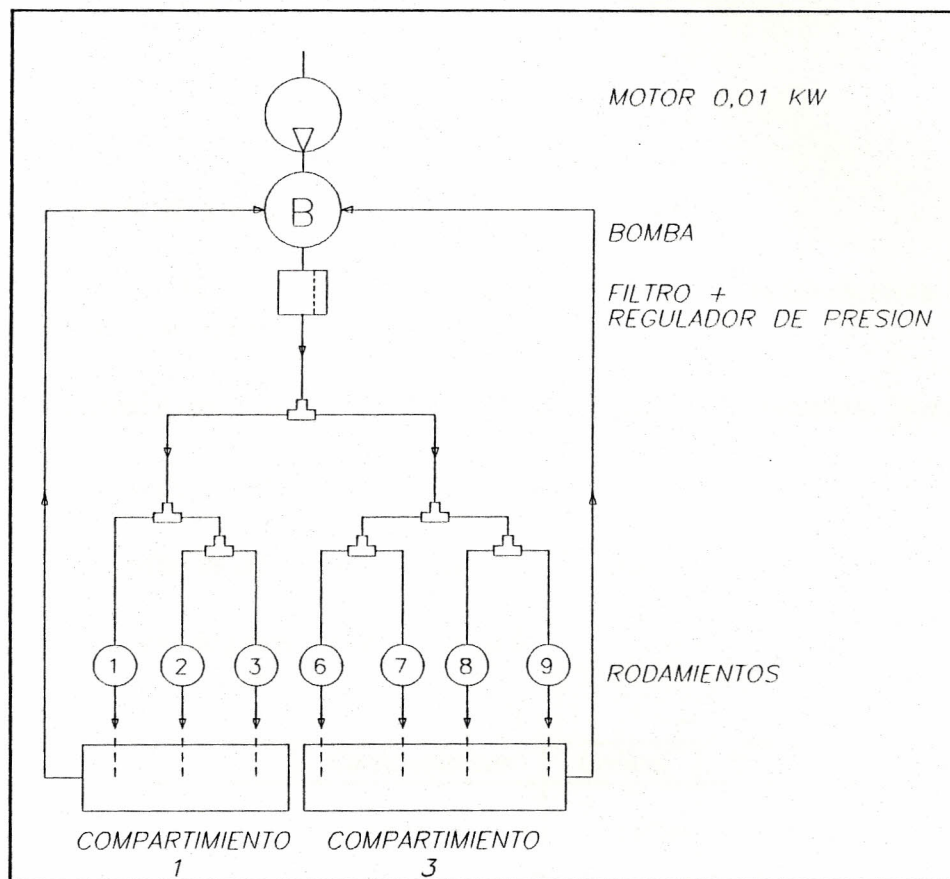


Figura 27: Esquema del circuito de lubricación de los rodamientos.

III. ANALISIS ECONOMICO DEL PROYECTO

3.1. COSTOS DE FABRICACION DE LA MAQUINA.

3.1.1. Costos de los materiales, mano de obra y de la fabricación de los elementos de máquina.

Estos costos involucran la adquisición de los materiales y su fabricación; la mano de obra forma parte de la fabricación del elemento de máquina; debido a que en los talleres de la ciudad se acostumbra a dar un sólo costo el cual involucra a los dos últimos. Los valores se presentan en la tabla I.

Item	Características	Unidad	Cantidad	Costo
EJE 1				
Material:	UNS 10300	146049	1	146049
Dimensión:	L225 x D50			
Fabricación		350000	1	350000
EJE 2				
Material:	UNS 10300	574517	1	574517
Dimensión:	L475 x D70			
Fabricación		850000	1	850000
EJE 3				
Material:	UNS 10300	208940	1	208940
Dimensión:	L235 x D60			
Fabricación		360000	1	360000
EJE 4				
Material:	UNS 10300	278847	1	278847
Dimensión:	L300 x D60			
Fabricación		500000	1	500000
EJE 5				
Material:	UNS 10600	1719915	1	1719915
Dimensión:	L450 x D70			
Fabricación		760000	1	760000
EJE CONEXION				
Material:	UNS 10300	300000	1	300000
Dimensión:	L500 x D50			
Fabricación		500000	1	500000

Tabla I: Costos de los materiales y fabricación de las piezas.

<i>Item</i>	<i>Características</i>	<i>Unidad</i>	<i>Cantidad</i>	<i>Costo</i>
<i>EJE ENROLLADOR</i>				
<i>Material:</i>	<i>UNS 10300</i>	<i>3399967</i>	<i>1</i>	<i>3399967</i>
<i>Dimensión:</i>	<i>L1270 x D95</i>			
<i>Fabricación</i>		<i>1200000</i>	<i>1</i>	<i>1200000</i>
<i>ENGRANAJE CONICO # 1</i>				
<i>Material:</i>	<i>UNS 10300</i>	<i>215274</i>	<i>1</i>	<i>215274</i>
<i>Dimensión:</i>	<i>L45 x D120</i>			
<i>Fabricación</i>		<i>190000</i>	<i>1</i>	<i>190000</i>
<i>ENGRANAJE CONICO # 2</i>				
<i>Material:</i>	<i>UNS 10300</i>	<i>383603</i>	<i>1</i>	<i>383603</i>
<i>Dimensión:</i>	<i>L45 x D240</i>			
<i>Fabricación</i>		<i>370000</i>	<i>1</i>	<i>370000</i>
<i>ENGRANAJE HELICOIDAL # 1</i>				
<i>Material:</i>	<i>UNS 10300</i>	<i>215274</i>	<i>1</i>	<i>215274</i>
<i>Dimensión:</i>	<i>L45 x D120</i>			
<i>Fabricación</i>		<i>180000</i>	<i>1</i>	<i>180000</i>
<i>ENGRANAJE HELICOIDAL # 2</i>				
<i>Material:</i>	<i>UNS 10300</i>	<i>542991</i>	<i>1</i>	<i>542991</i>
<i>Dimensión:</i>	<i>L45 x D360</i>			
<i>Fabricación</i>		<i>550000</i>	<i>1</i>	<i>550000</i>
<i>ENGRANAJE HELICOIDAL # 3</i>				
<i>Material:</i>	<i>UNS 10300</i>	<i>311057</i>	<i>1</i>	<i>311057</i>
<i>Dimensión:</i>	<i>L65 x D120</i>			
<i>Fabricación</i>		<i>190000</i>	<i>1</i>	<i>190000</i>
<i>ENGRANAJE HELICOIDAL # 4</i>				
<i>Material:</i>	<i>UNS 10300</i>	<i>1244228</i>	<i>1</i>	<i>1244228</i>
<i>Dimensión:</i>	<i>L65 x D480</i>			
<i>Fabricación</i>		<i>700000</i>	<i>1</i>	<i>700000</i>
<i>EMBRAGUE:</i>				
<i>PLATO # 1</i>				
<i>Material:</i>	<i>UNS 10300</i>	<i>420000</i>	<i>1</i>	<i>420000</i>
<i>Dimensión:</i>	<i>L80 x D220</i>			
<i>Fabricación</i>		<i>350000</i>	<i>1</i>	<i>350000</i>
<i>PLATO # 2</i>				
<i>Material:</i>	<i>UNS 10300</i>	<i>510000</i>	<i>1</i>	<i>510000</i>
<i>Dimensión:</i>	<i>L155 x D200</i>			
<i>Fabricación</i>		<i>300000</i>	<i>1</i>	<i>300000</i>
<i>ANILLO: E-40</i>		<i>1650</i>	<i>2</i>	<i>3300</i>
<i>E-50</i>		<i>2160</i>	<i>8</i>	<i>17280</i>
<i>E-54</i>		<i>2160</i>	<i>1</i>	<i>2160</i>
<i>E-60</i>		<i>2460</i>	<i>1</i>	<i>2460</i>
<i>PERNO + TUERCA</i>				
<i>M6</i>		<i>250</i>	<i>50</i>	<i>12500</i>
<i>M8</i>		<i>500</i>	<i>76</i>	<i>38000</i>
<i>M10</i>		<i>1100</i>	<i>8</i>	<i>8800</i>
<i>M12</i>		<i>1600</i>	<i>4</i>	<i>6400</i>
<i>M16</i>		<i>2600</i>	<i>4</i>	<i>10400</i>
<i>M20</i>		<i>3400</i>	<i>12</i>	<i>40800</i>

Tabla I: Costos de los materiales y fabricación de las piezas (continuación 1).

<i>Item</i>	<i>Características</i>	<i>Unidad</i>	<i>Cantidad</i>	<i>Costo</i>
ANILLO DE PRESION				
M6		25	100	2500
M8		50	152	7600
M10		100	16	1600
M12		150	8	1200
M16		2600	8	20800
M20		3400	24	81600
RESORTE	<i>Ver plano respectivo</i>	120000	1	120000
CHAVETA # 1				
Dimensión:	12 x 8 x 34 mm			
Fabricación		15000	1	15000
CHAVETA # 2				
Dimensión:	16 x 10 x 35 mm			
Fabricación		15000	1	15000
CHAVETA # 3				
Dimensión:	12 x 8 x 43 mm			
Fabricación		15000	1	15000
CHAVETA # 4				
Dimensión:	12 x 8 x 34 mm			
Fabricación		15000	1	15000
CHAVETA # 5				
Dimensión:	14 x 9 x 34 mm			
Fabricación		15000	1	15000
CHAVETA # 6				
Dimensión:	14 x 9 x 54 mm			
Fabricación		15000	1	15000
CHAVETA # 7				
Dimensión:	14 x 9 x 54 mm			
Fabricación		15000	1	15000
PLANCHA NEGRA		3571258	0,50	1785629
Dimensión:	0,024 x 1,5 x 3 m			
Plancha original	0,024 x 1,5 x 6 m			
SOLDADURA				
7018 (Estimado = 191 varillas)	26 varillas = 1 Kilo	6295	7,35	46268
6013 (Estimado = 183 varillas)	38 varillas = 1 Kilo	5425	4,82	26149
PLACA SOPORTE		3719736	0,40	1487894
Dimensión:	0,075 x 1,5 x 0,8 m			
Plancha original	0,075 x 1,5 x 2 m			
SOPORTE EJE ENROLLADOR		1560000	2	3120000
Construcción:	fundición y maquinado			
Cantidad de vaciados:	4 (2 pares)			
HORQUILLA		260000	1	260000
TOTAL				25029002

Tabla I: Costos de los materiales y fabricación de las piezas (continuación 2).

3.1.2. Costos de partes y equipos varios.

Los equipos comprenden todo aquello que viene ensamblado y listo para usarse, previa su instalación. Los costos se presentan en la tabla II; conteniendo el nombre del equipo, características básicas, cantidades y costos.

Item	Características	Unidad	Cantidad	Costo
MOTOR		918972	1	918972
Tipo:	Corriente Continua			
Potencia:	2,5 Kw..			
Voltaje:	230 V.			
Velocidad:	1800 rpm.			
ACOPLES				
de motor	OMEGA E5	532290	1	532290
de enrolladora	FALK 1015G	1640870	1	1640870
CILINDRO		317285	1	317285
Tipo:	hidra lico			
Carrera:	50,8 mm.			
Presión máxima:	17,3 Pa.			
UNIDAD DE PODER		2263000	1	2263000
Tipo:	Volumen variable			
Potencia:	3,75 Kw.			
Capacidad de reservorio:	40 ltrs.			
Volumen:	de 0 a 24 ltrs/min.			
Dispositivos:	Filtro de succión Indic. nivel aceite Manómetro			
Presión máxima:	20,7 Pa.			
FRENO HIDRAULICO		1302000	1	1302000
Tipo:	de pinza			
Cierre:	a presión			
Apertura:	hidra lica			
Torque de frenado:	5000 Nm.			
RODAMIENTOS				
Tipo:	Cónicos			
ET-32008X		26910	4	107640
32910-XU		29510	2	59020
32912-XU		34230	1	34230
4T-T2ED050		31520	2	63040
Tipo:	Axial			
81111J		18350	2	36700
81113		21200	2	42400
CHUMACERA				
SNA 511 TA 1211K		73555	2	147110

Tabla II: Costos de los equipos.

<i>Item</i>	<i>Características</i>	<i>Unidad</i>	<i>Cantidad</i>	<i>Costo</i>
CONVERTIDOR DE FRECUENCIA		2797740	1	2797740
Modelo:	Movitrac 0500			
Marca:	SEW			
Potencia máxima:	3,75 Kw.			
Corriente de salida:	3,2 Amp.			
Tensión de salida:	230 V.			
Dimensión:	0,065x0,18x0,22 m			
SENSOR DE ULTRASONIDO		1695452	1	1695452
Marca:	Endress+Hauser			
Modelo:	Prosonic FDU 80			
Tipo:	estándar			
Conexión/Material:	5 mts.			
TRANSMISOR DE ULTRASONIDO		5146372	1	5146372
Marca:	Endress+Hauser			
Modelo:	Prosonic FMU 60			
Tipo:	estándar			
Conexión/Material:	5 mts.			
Relay:	3 contactos libres			
Alimentación:	115 V. AC.			
Comunicación:	sin comunicación			
Carcasa:	plástica			
CONTROLADOR LOGICO (PLC)		770000	1	770000
Marca:	Festo			
Modelo:	FPC 100			
Tipo:	Secuenciador electrónico			
BATERIA DE LITIO PARA PLC		55000	1	55000
Tipo:	TN-14602			
CABLE DIGITAL INPUT/OUTPUT		165000	1	165000
Tipo:	E.KEA-101-B-20			
FUENTE DE PODER		495000	1	495000
Señal:	110 V/ 24 V - 3 Amp.			
SENSOR OPTICO		1860000	2	3720000
Marca:	Endress+Hauser			
Modelo:	Prosonic			
Tipo:	de barrera de luz			
Conexión/Material:	5 mts.			
TOTAL				22309121

Tabla II: Costos de los equipos (continuación I).

3.2. COSTOS TOTALES DE FABRICACION.

La máquina enrolladora de papel tiene un costo total aproximado de S/. 47'338.123, lo que equivale a S//. 15.520. Si se compara con la enrolladora de papel JAGENBERTH de procedencia alemana con un costo de S//. 80.000 y de mayores a las del presente diseño podemos concluir que es mucho más barato construirla en el país para esta aplicación en particular. Pero asimismo, el país no tiene gran demanda de este tipo de maquinaria debido a las contadas industrias de procesamiento de papel que existen, de allí que será un buen producto siempre y cuándo se lo realice como un proyecto interno de acuerdo a una necesidad específica de una industria.

El porcentaje del costo de los materiales y la mano de obra sobre el total del valor de la máquina es del 52,9 %, mientras que el porcentaje del costo de los equipos sobre el valor total es del 47,1 %.

El costo puede variar en un margen estimado del $\pm 10\%$; de acuerdo a la procedencia de los equipos, a la calidad de los materiales, al proceso de fabricación y de acuerdo al valor que se pague como mano de obra en la construcción de la máquina.

IV. OBSERVACIONES, CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

4.1. FACTIBILIDAD DEL PROYECTO.

Después de realizar una investigación en dos de las más importantes empresas papeleras del país, las cuales son SONAPAL y PAPELERA NACIONAL se comprobó ciertos aspectos del diseño de la enrolladora, entre los cuáles se mencionan los siguientes:

El cambio de papel en una enrolladora depende del tipo de proceso, del tipo de papel y de la habilidad del operador para realizar el cambio de papel. En ciertos procesos como en el reembobinado del papel que inicialmente fue enrollado en la maquinaria para producir papel se requiere parar completamente la máquina o en las máquinas para producir papel higiénico es necesario disminuir considerablemente la velocidad antes de colocar nuevamente el papel a punto. En este diseño el proceso es simplificado por la colocación de la bobina de papel en el eje desembobinador, y luego se empieza a enrollar y parará si el papel se termina o si se rompe.

Las máquinas modernas poseen sensores de seguridad y de control de la producción como requisitos mínimos para su funcionamiento. El sensor de seguridad detiene automáticamente la enrolladora mediante un freno cuando el papel se rompe. El sensor de control de la producción permite realizar un cambio de la bobina de papel

en el eje desembobinador cuando se ha terminado de enrollar ya sea por diámetro, peso de la bobina o por metros de papel enrollado.

En las máquinas enrolladoras se puede producir un desplazamiento lateral del papel durante el enrollamiento. Esto se controla ya sea por medios mecánicos con una manivela de desplazamiento o por medios neumáticos mediante el accionamiento de un par de cilindros de acuerdo a la señal emitida por un sensor óptico que detecte la desviación del papel. El método que se recomienda en este diseño es colocar un número determinado de cuchillas cortadoras accionadas neumáticamente dependiendo de cuántas bobinas de papel de menor ancho se desee obtener, se las puede colocar antes de que el papel se enrolle y estará en posición estática en la máquina. El objetivo de este método es que a partir de una bobina de papel de hasta 1 m de ancho producido en la máquina para hacer papel se obtenga por medio de estas cuchillas varias series de bobinas de diversos anchos de papel de acuerdo al pedido del cliente. Por ejemplo:

Bobina inicial	Bobinas finales	Número de cuchillas
1 m	1 x 1000 mm	2
1 m	2 x 450 mm	4
1 m	3 x 300 mm	6
1 m	4 x 240 mm	8
1 m	5 x 180 mm	10

Tabla I: Descripción del número de bobinas obtenidas a partir de una bobina inicial y el número de cuchillas empleadas.

La figura 1 ilustra la colocación de 4 cuchillas cortadoras para obtener dos bobinas de un ancho menor.

El arranque de la enrolladora produce generalmente la ruptura del papel si no es controlada la aceleración del motor, de allí que muchos sistemas son controlados mediante un suave arranque del motor en combinación con un sistema de compensación de la tensión el cual permite que el papel no se rompa durante el inicio del enrollamiento. Esta combinación depende del tipo de maquinaria, del tipo de proceso, de si es sólo enrollamiento o enrollamiento/desenrollamiento. Las maquinarias para el enrollamiento del papel pueden ser hidráulicas o neumáticas; dependiendo del tipo de proceso, del tipo de papel, del tamaño de la bobina a enrollar.

La presente máquina para enrollar papel tiene un funcionamiento en cuanto a su velocidad angular que depende no sólo del peso del papel en gramos por metros cuadrado sino del esfuerzo a la ruptura que pueda soportar, se considera que se necesitan realizar pruebas para comprobar el funcionamiento de la enrolladora para diversos pesos del papel y así determinar el peso mínimo y máximo a enrollar. No se especifica un peso mínimo del papel, pues sustancialmente depende del esfuerzo a la ruptura que soporte (ver subcapítulo 4.2). Es decir, se puede emplear cualquier papel que esté en los límites de esfuerzo recomendados.

Generalmente una enrolladora posee incluida una cortadora de papel la cual se activa una vez se haya enrollado el número de metros deseado, el peso o el diámetro indicado de papel. En este diseño no se incluye dicho equipo pero se lo puede añadir y adjuntar su funcionamiento en el programa del PLC mediante un módulo adicional. Durante el arranque el motor alcanzará su velocidad angular máxima en varios segundos, esta acción hace que el papel debido a la aceleración del motor se rompa; por lo tanto, esto se controla mediante el PLC programándose para que tenga un arranque suave durante un intervalo de tiempo necesario hasta que alcance su velocidad de arranque y desde ese momento empieza su velocidad a descender linealmente hasta la velocidad programada luego de lo cual trabaje con dicho valor constante.

El papel que sale enrollado desde una máquina para producirlo a partir de la pasta de papel debe ser colocado en un sistema de sujeción muy simple cuyo elemento principal es el eje desembobinador y el único equipo que tendrá será un freno de zapatas conectado a un lado del eje antes mencionado, este freno permitirá que se realice un control de la tensión en forma manual por un operador. Para accionar dicho freno se requerirá por lo tanto de un operario experimentado que pueda visualmente observar la tensión que se produce en el papel. Se puede adaptar en esta parte de la maquinaria un sistema compensador de la tensión de tal forma que permita controlar más fácilmente la tensión en el papel y el operador regule el freno de zapatas más eficientemente.

El papel enrollado que sale de la máquina para producir papel tiene luego que ser pasado por un sistema de rodillos que permitan tensarlo bien para su posterior reenrollamiento.

Una vez que sea pasado a través del sistema de rodillos tensadores es colocado finalmente en el eje embobinador de la máquina enrolladora de papel para posteriormente proceder a enrollarlo. El proceso se lo observa en la figura 2.

El sistema eléctrico cumple una importante función durante el inicio, pues al producirse un arranque suave permite que el eje embobinador en el que se enrollará el papel jale suavemente al papel hasta que venza la inercia de la bobina colocada en el eje desembobinador y se enrolle lentamente al principio hasta que con el incremento de su velocidad alcance la velocidad inicial de 1800 rpm., una vez alcanzado los 1800 rpm se produce una reducción lineal y gradual de la velocidad hasta llegar a los 1440 rpm, a partir de este valor la velocidad será constante hasta el final del proceso alcanzado con el diámetro deseado momento en el cual se corta el papel o hasta que se enrolle todo el papel de la bobina colocada en el eje desembobinador.

Después de la investigación realizada en las dos empresas antes mencionadas se puede inferir de los datos proporcionados que el mercado para la venta de enrolladoras de papel es muy reducido dada la pequeña cantidad de empresas que se dedican a esta labor, sin embargo, puede resultar una oferta muy interesante como

proyecto para cualquier empresa que desea expandirse debido al costo el cual es en gran porcentaje muy inferior al de las máquinas importadas ya sea de E.E.U.U. o de Alemania, los cuales son los principales proveedores.

La principal ventaja radica en que el costo inferior es producto de la facilidad para adquirir los materiales y de lo reducido del valor de la mano de obra, que está en proporción directa a nuestra economía, pero también se tienen desventajas las cuales son por ejemplo el mayor tiempo invertido en el diseño, ensayo y puesta a punto de las máquinas, pues es conocido que el país en general no tiene gran experiencia en el desarrollo de estas máquinas.

Realizando un sondeo de las dos empresas antes mencionadas se indica que existe una predilección en el mercado por las enrolladoras y máquinas que realizan funciones similares (p.e. enrollado de papel higiénico) de procedencia alemana, en especial de la marca JAGENBERTH, luego las de marca WILL y GOEBEL.

Es importante recalcar que en la industria de la fabricación de enrolladoras de papel la marca WILL es la de mayor antigüedad en Alemania. Luego de estas tres marcas vienen las de procedencia norteamericana de acuerdo a lo expresado por los Ingenieros consultados. Posteriormente se sitúan las de procedencia china, que por las explicaciones dadas por las personas antes mencionadas son las de menor calidad.

En cuánto al precio depende de la complejidad y fiabilidad de la tecnología, siendo las más caras las que provienen de Alemania, luego los Estados Unidos y posteriormente las de China.

A continuación se presentan los datos técnicos de una enrolladora de procedencia alemana para efectos de comparación final en el subcapítulo 4.4 con respecto al presente diseño.

<i>Máquina:</i>	<i>EMBOBINADORA DE PAPEL</i>
<i>Marca:</i>	<i>JAGENBERG</i>
<i>Procedencia:</i>	<i>ALEMANIA</i>
<i>Peso máximo del papel:</i>	<i>9800 N</i>
<i>Ancho útil (L):</i>	<i>1,20 m</i>
<i>Diámetro máximo del papel:</i>	<i>1,05 m</i>
<i>Peso del papel:</i>	<i>de 15 a 250 gr/m²</i>
<i>Velocidad máxima:</i>	<i>8,33 m/seg</i>
<i>Potencia:</i>	<i>22 Kw</i>
<i>Motor:</i>	<i>DC con variador de frecuencia</i>
<i>Costo:</i>	<i>80.000 US\$.</i>

Se indica además que una segunda máquina enrolladora observada en otra industria, de la misma marca y procedencia tiene un costo de 250.000 US\$, siendo de segunda mano, pues su costo real al adquirírsela como nueva es de 1'200.000 US\$.

aproximadamente de acuerdo a la información proporcionada. La principal diferencia es que permite enrollar papel para fabricar cartón, su ancho útil es de 4 mts aproximadamente, con un diámetro máximo de enrollamiento de 1500 mm, una velocidad constante de 10 m/seg, con un tiempo de enrollado de alrededor de 20 a 25 min dependiendo de la habilidad del operador.

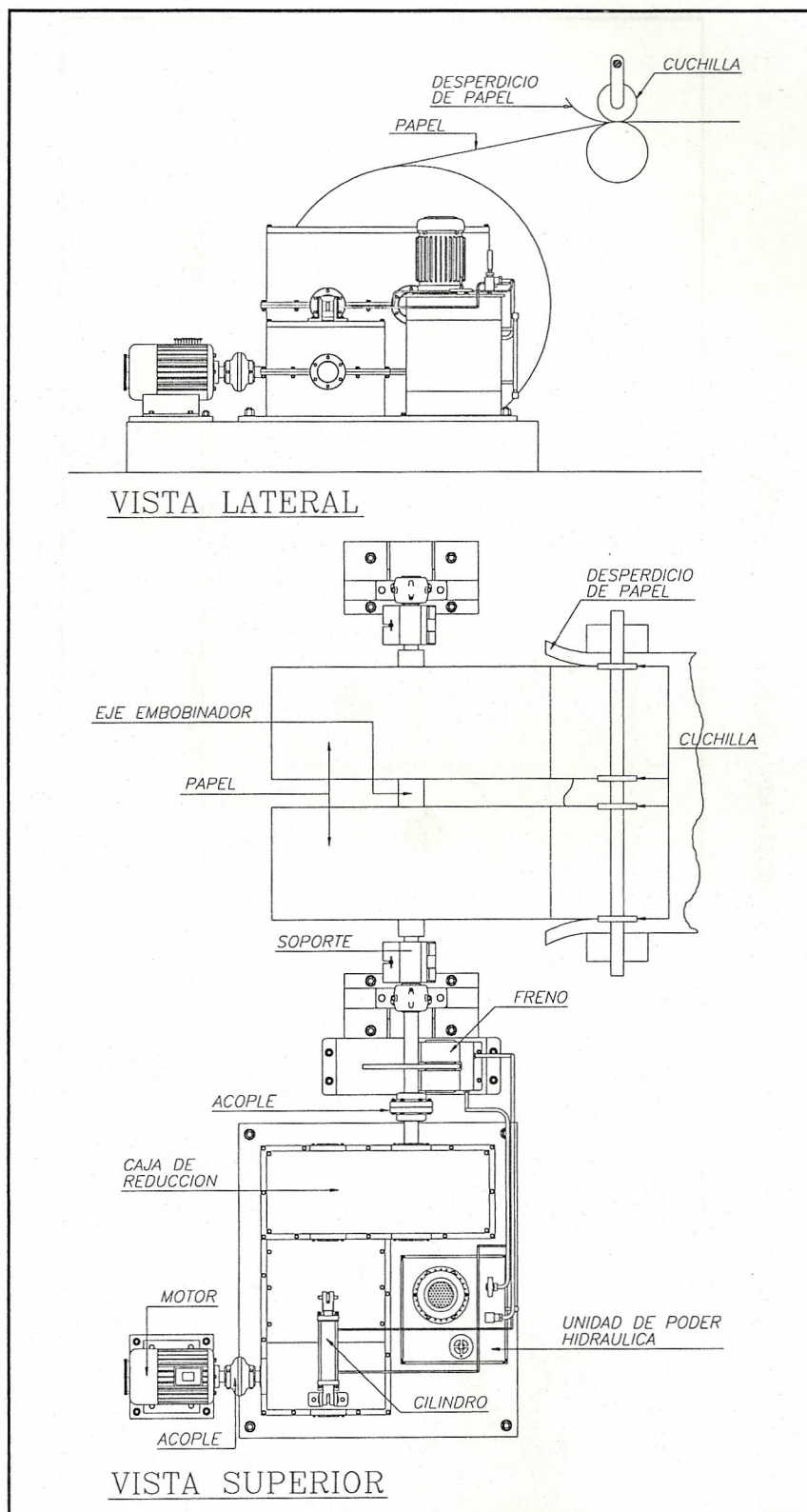


Figura I: Esquema de la colocación de 4 cuchillas cortadoras.

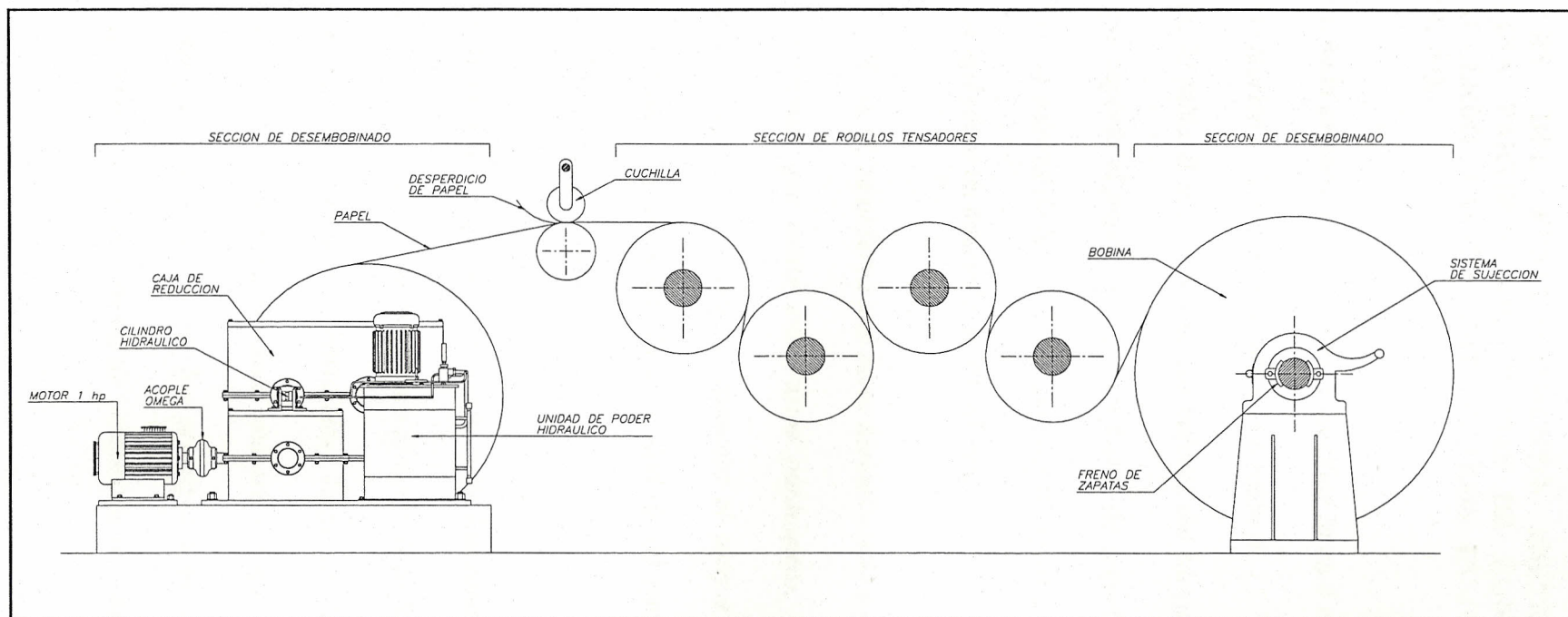


Figura 2: Representación esquemática de un sistema de desembobinado - embobinado de papel.

4.2. ANALISIS DEL FUNCIONAMIENTO ESPERADO DE LA MAQUINA PARTIR DE DIAGRAMAS DE COMPORTAMIENTO DE ACUERDO VARIOS PARAMETROS INVOLUCRADOS EN EL DISEÑO.

La máquina diseñada es para una aplicación específica la cual emplea un papel que tiene un esfuerzo teórico de la ruptura debido a la tensión de $137'200.000 \text{ N/m}^2$, para ello se presenta la tabla II que relaciona los valores del torque (Nm), fuerza (N), esfuerzo real que soporta el papel (N/m^2) y un factor de seguridad a la rotura del papel, para diversos valores de la velocidad angular W (rpm) a la salida de la caja de reducción, escogiéndose un intervalo de 20 valores.

En la tabla III de W vs. T , se observa una recta ascendente lo que indica la relación linealmente proporcional que existe entre estos parámetros, de acuerdo a esto conforme disminuye la velocidad angular aumenta el torque necesario para el enrollamiento; pero una vez alcanzada la velocidad de 60 rpm, ésta se mantiene estable produciendo un torque constante.

En la tabla IV de W vs. $F_{\text{ruptura papel}}$ se observa una recta linealmente creciente con su punto máximo en 60 rpm. A partir de este punto el valor de la fuerza de ruptura del papel empieza a decrecer bruscamente hasta tener luego un descenso más suave. Esta fuerza al inicio ($W < 60 \text{ rpm}$) produce una tensión que podría acelerar el desplazamiento del papel, este es uno de los principales motivos por el que las enrolladoras actualmente usen un sistema de compensación mecánico formado de

poleas y resortes; o de rodillos tensadores, cilindros hidráulicos y freno de zapatas, necesarios para absorber la tensión que se produce en el papel durante los desfases de velocidad.

En la tabla V de W vs. Factor de seguridad de ruptura del papel, la curva tiene un descenso muy brusco del factor de seguridad, pero luego decrece de manera menos acentuada hasta un mínimo, a partir de este último valor el factor de seguridad empieza a recuperarse linealmente. Se recomienda usar la máquina para papeles con un esfuerzo a la tensión de $137'200.000 \text{ N/m}^2$, pues así se obtendrán factores de seguridad de alrededor de 3,4 a partir de la estabilización de la velocidad de rotación alrededor de los 60 rpm. Se puede usar papel con un esfuerzo a la tensión de $98'000.000 \text{ N/m}^2$, pero el factor de seguridad será en este caso de 2,4. Se lo podría considerar todavía lo suficientemente alto para evitar problemas de ruptura.

Si el proceso de enrollamiento no presenta algún problema sobre todo en el intervalo de velocidad mayor a 60 rpm, se asume que el papel se enrollará hasta el diámetro deseado. Es importante considerar que el tipo de papel a enrollar depende del esfuerzo a la tensión y no del peso en gr/m^2 debido a que dos papeles con igual peso pueden tener diferentes esfuerzos a la tensión, por su composición química y estructura interna.

T (Nm)	W (rpm)	W (r/s)	V (m/s)	F (N)	σ_{real} (N/m ²)	$\sigma_{ruptura\ papel}$ (N/m ²)	η
9,51	75,00	7,85	0,367	204	1358025	13720000	101,0
67,35	72,50	7,59	0,367	1395	9296972	13720000	14,8
125,19	70,00	7,33	0,367	2503	16685284	13720000	8,2
183,03	67,50	7,07	0,367	3528	23522961	13720000	5,8
240,87	65,00	6,81	0,367	4472	29810001	13720000	4,6
298,71	62,50	6,54	0,367	5332	35546407	13720000	3,9
356,55	60,00	6,28	0,367	6110	40732177	13720000	3,4
356,55	60,00	6,28	0,604	3707	24715235	13720000	5,6
356,55	60,00	6,28	0,842	2661	17739577	13720000	7,7
356,55	60,00	6,28	1,080	2075	13834820	13720000	9,9
356,55	60,00	6,28	1,317	1701	11338942	13720000	12,1
356,55	60,00	6,28	1,555	1441	9605972	13720000	14,3
356,55	60,00	6,28	1,792	1250	8332489	13720000	16,5
356,55	60,00	6,28	2,030	1104	7357138	13720000	18,6
356,55	60,00	6,28	2,268	988	6586197	13720000	20,8
356,55	60,00	6,28	2,505	894	5961503	13720000	23,0
356,55	60,00	6,28	2,743	817	5445045	13720000	25,2
356,55	60,00	6,28	2,981	752	5010938	13720000	27,4
356,55	60,00	6,28	3,218	696	4640937	13720000	29,6
356,55	60,00	6,28	3,456	648	4321821	13720000	31,7

Tabla II: Relaciones entre el torque, la velocidad angular, la fuerza y el factor de seguridad de ruptura del papel

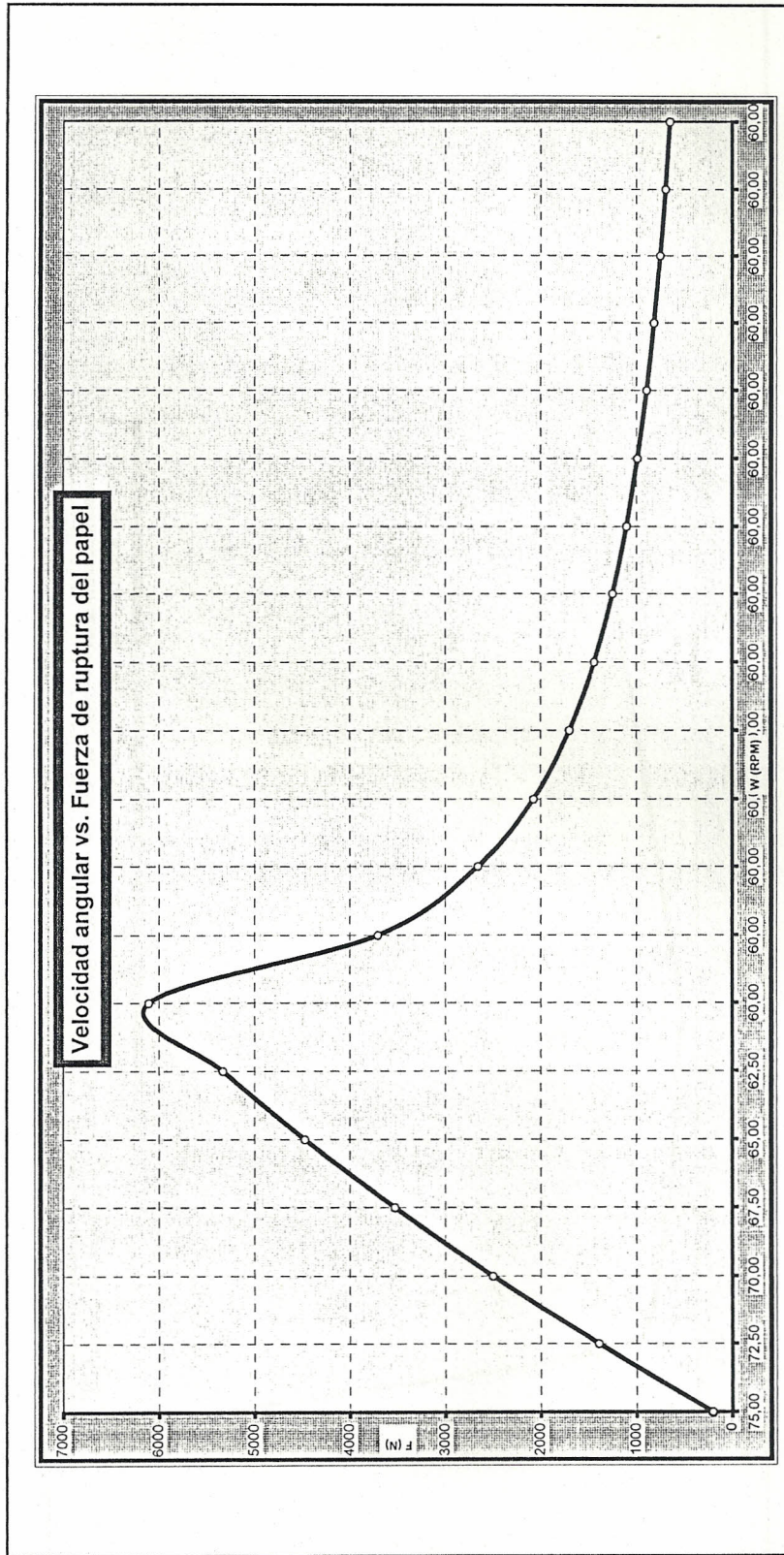


Tabla IV: Velocidad angular vs. Fuerza de ruptura del papel

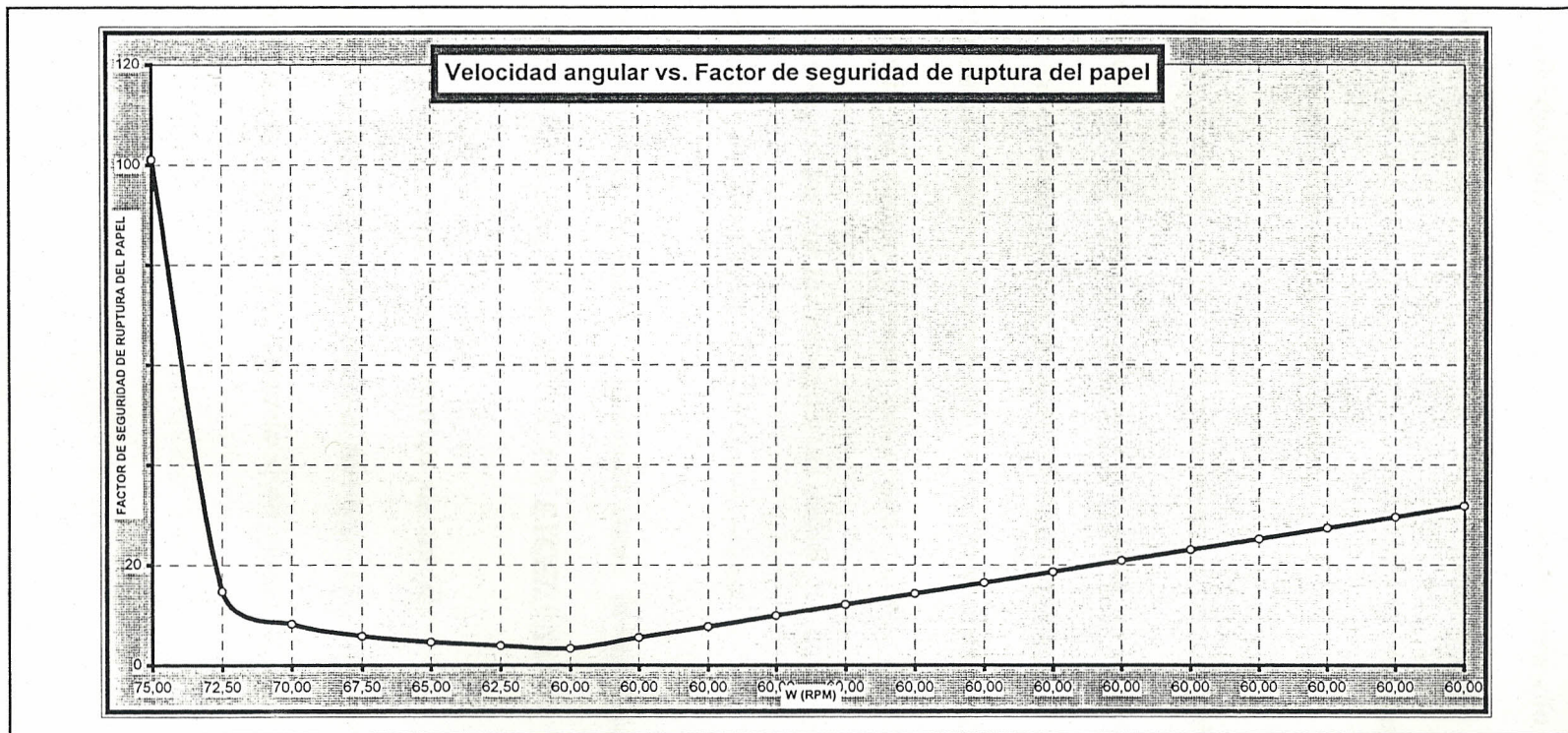


Tabla V: Velocidad angular vs. Factor de seguridad de ruptura del papel

4.3. METODO INGENIERIL DE DISEÑO.

El método de diseño aplicado es el de ensayo por iteración, para ello se trató de que exista una armonía entre los factores de seguridad requerido para los esfuerzos y para las deflexiones, es decir, si una de estas condiciones no se cumple se vuelve a calcular hasta que se satisfaga ambas condiciones.

Un caso especial es el diseño de los ejes, pues como condición principal se debe cumplir una rigidez muy alta para que el papel enrollado no se desbalancee de su trayectoria en un movimiento zigzagante, así el enrollamiento se realiza en forma estable. A partir de ésta rigidez determinada se realiza el análisis de los esfuerzos, asimismo por medio de ensayo y error hasta que cumpla con los factores de seguridad mínimos sugeridos por los manuales de diseño y a la vez con la condición de rigidez sugerida por los fabricantes de este tipo de máquina.

Todos los cálculos fueron realizados empleando como herramienta principal la computadora, a base de los programas AUTOCAD, EXCEL y SAP90.

Con EXCEL se realizó los cálculos repetitivos de tal forma que cambiando un parámetro cualquiera que interviene en una fórmula dada, se puede obtener un resultado instantáneo, y aceptarlo o rechazarlo si no cumple con las condiciones de trabajo.

Por medio del programa de elementos finitos SAP90 se calculó los esfuerzos y deflexiones en los puntos críticos, además, se obtuvo una idea de los valores máximos de deflexión y en que punto con el grado de precisión empleado se produce dicha deflexión.

Para poder realizar los cálculos dados se comenzó desde un prediseño realizado en AUTOCAD, con estos valores dimensionales se comprobó los esfuerzos que soporta cada elemento y si no satisfacía a los resultados esperados, se rediseñaba dicho elemento de tal forma que se cuidaba que no existiera interferencia en su movimiento con otros elementos. Si existía interferencia con otros elementos se rediseñaban los elementos interferidos y se calculaba los esfuerzos soportados.

De esta forma se calculaba un dimensionamiento óptimo en cuanto a tamaño y funcionamiento de todos los elementos de máquina. Una vez calculados los elementos principales se procedió a detallar los planos de acuerdo a las normas de diseño y dibujo sugeridas por manuales presentados en la bibliografía.

El diseño de este tipo de enrolladora se basa en el control parcial de la velocidad angular, por lo tanto, no es una enrolladora universal. Una enrolladora universal controla la velocidad angular y la fuerza de tensión que soporta el papel cuando se enrolla por medio de sensores y a partir de ellos los regula a los valores deseados. Al realizar un control de este tipo se trata a partir de cierta velocidad angular constante de liberar el crecimiento de la velocidad tangencial V , de tal forma que el

papel sufre una aceleración que no constituye ningún peligro debido a que la velocidad V nunca sobrepasará los límites empleados por máquinas de diseño extranjero, el beneficio que se obtiene al acelerar el movimiento del papel que se está embobinando es el de reducir el tiempo de enrollado.

El control de la fuerza de tensión se lo realiza en forma indirecta controlando la velocidad angular, para ello se elige en forma adecuada la velocidad angular de entrada y de salida de la caja de reducción para que varíe desde el inicio al final del enrollamiento en un intervalo que permita obtener bajos valores de ésta fuerza, comparados con los valores que se obtendrían con altas reducciones de la velocidad angular.

*Esto debe ser seleccionado asimismo por ensayo y error de tal forma que permita tener valores aceptables en la velocidad del motor, en la velocidad de salida de la caja, en el torque, en las dimensiones de nuestro sistema y sobretodo en el valor de la fuerza que soporta (ver gráfico: W vs. **Fuerza de ruptura del papel**).*

4.4. COSTOS DE LA MAQUINA.

La enrolladora de papel diseñada tiene un costo mucho menor que una máquina adquirida en el extranjero, sin embargo, es necesario notar que el costo se incrementa considerablemente durante la automatización. La adquisición y manufactura de los elementos de máquina y materiales consumibles supone un costo alrededor del 54 % del valor de la enrolladora. Los equipos de automatización como sensores, cilindros, reservorios, bombas hidráulicas, motores, cableado, controladores lógicos programables, programación, etc., suman el restante 46 % del costo total. Los costos de la máquina pueden ser aún reducidos si se considera para ciertos elementos de máquina el reemplazo de material, como es el caso de ciertos ejes, engranajes, etc., siempre que cumpla las condiciones de esfuerzos y deflexiones. Se puede conseguir una reducción del costo si se elige equipos de automatización confiables aunque sean de diferentes marcas y a la vez baratos. En este diseño no se realizó una búsqueda adecuada, pues se prefirió automatizar el proceso de enrollamiento empleando dispositivos y equipos de la misma marca, lo que permite un funcionamiento con una alta confiabilidad pues al ser del mismo fabricante trabajarán bajo una misma norma.

No se ha considerado los costos de instalación de la máquina, el cual comprende adaptación y nivelación del terreno, cambio en el cableado eléctrico perteneciente a la máquina anterior si es que la hubiere, readecuación del panel de control, etc.

4.5. POSIBLES PROBLEMAS DE CONSTRUCCION Y DE MONTAJE.

Los principales problemas que se pudieran presentar durante la construcción y el montaje de la enrolladora de papel son:

- 1. que se realice un mal proceso de soldadura durante el ensamblaje de las planchas de la caja de reducción. Si esto llega a producirse se podría presentar vibración en los ejes de la caja de reducción, interferencia y golpes entre los dientes de los engranajes, disminución de la vida de los cojinetes, mal acople del embrague y por lo tanto deficiente transmisión de potencia. Se recomienda realizar el proceso de soldadura por medio de un soldador calificado para las posiciones requeridas.*
- 2. mal montaje del sistema de embrague, debido a la mala colocación del embrague o de la incorrecta ubicación de la horquilla. Se recomienda seguir las instrucciones dadas en los planos de construcción.*
- 3. No emplear los materiales sugeridos para el soporte del eje embobinador, ya que fueron seleccionados de forma óptima para que cumplan las condiciones de trabajo.*
- 4. No colocar o calibrar adecuadamente el sensor de ultrasonido que indica el nivel del papel embobinado, pues éste es un dispositivo fundamental que permite controlar el radio del papel enrollado.*
- 5. El montaje de los ejes se lo debe realizar con los engranajes, chavetas, anillos de sujeción, y cojinetes colocados sobre él.*

6. *Los ejes con los elementos de máquina montados sobre él se deben colocar por niveles, es decir, se empieza montando los ejes 1, 2 y 3 sobre la base de la caja de reducción. Luego se coloca la parte intermedia de la caja de reducción sobre la base de tal forma que cubra a los ejes anteriormente nombrados. Los ejes 4 y 5 se colocan sobre la parte intermedia de la caja de reducción y se cubre con la parte superior de la caja.*
7. *El montaje de los ejes depende en gran medida de como ha sido soldada la caja.*
8. *Se puede reducir aún más la forma de la caja de tal forma que se la haga más unida a los elementos de máquina, pero por la facilidad de trabajar con placas planas no se lo ha hecho.*
9. *Para una mayor rigidez de la caja de reducción se puede en forma opcional colocar nervaduras de refuerzo.*

Apéndice A: Hoja de ingreso de datos del Eje 1 en SAP-90.

EJE # 1

SYSTEM

L = 1

JOINTS

1 X = 0 Y = 0 Z = 0
 7 X = .108 G = 1,7,1
 8 X = .112
 12 X = .172 G = 8,12,1
 13 X = .192
 15 X = .220 G = 13,15,1

RESTRAINTS

7 R = 1,1,1,1,1,1

FRAME

NM = 3

1 A = 1.26E-3 J = 2.513E-7 I = 1.256E-7, 1.256E-7 AS = 1.130E-3, 1.130E-3 E = 207E9 G = 79.3E9

2 A = 1.96E-3 J = 6.136E-7 I = 3.068E-7, 3.068E-7 AS = 1.767E-3, 1.767E-3 E = 207E9 G = 79.3E9

3 A = 1.26E-3 J = 2.513E-7 I = 1.256E-7, 1.256E-7 AS = 1.130E-3, 1.130E-3 E = 207E9 G = 79.3E9

1 1 2 M = 1 LP = 2,0 G = 6,1,1,1

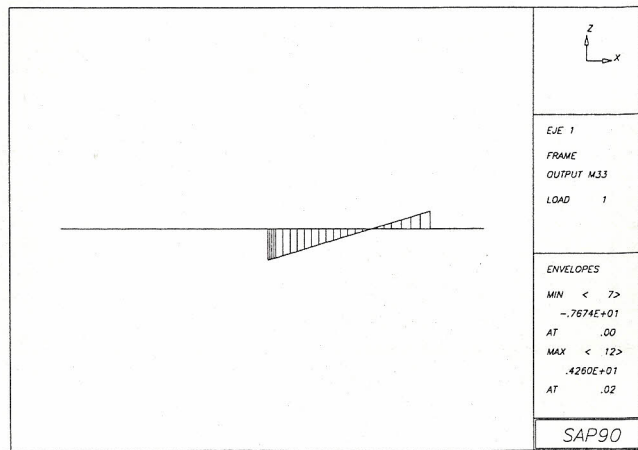
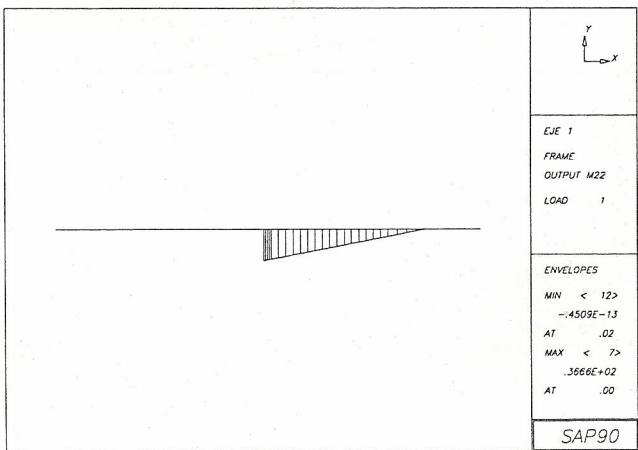
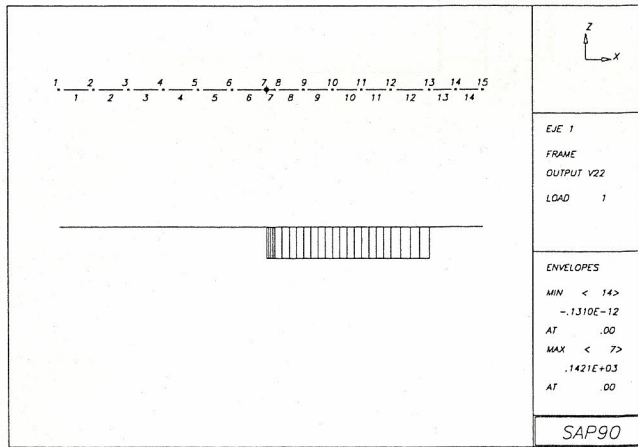
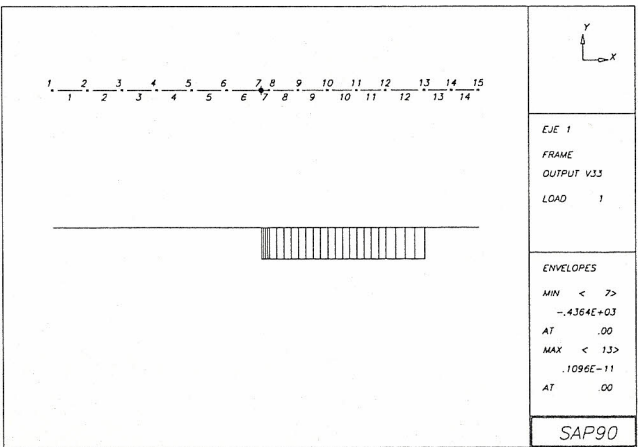
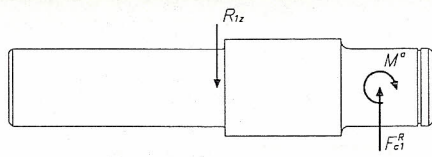
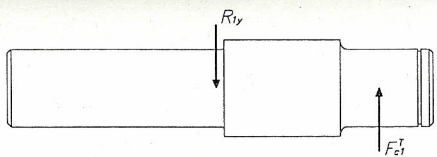
8 8 9 M = 2 G = 3,1,1,1

12 12 13 M = 3 G = 2,1,1,1

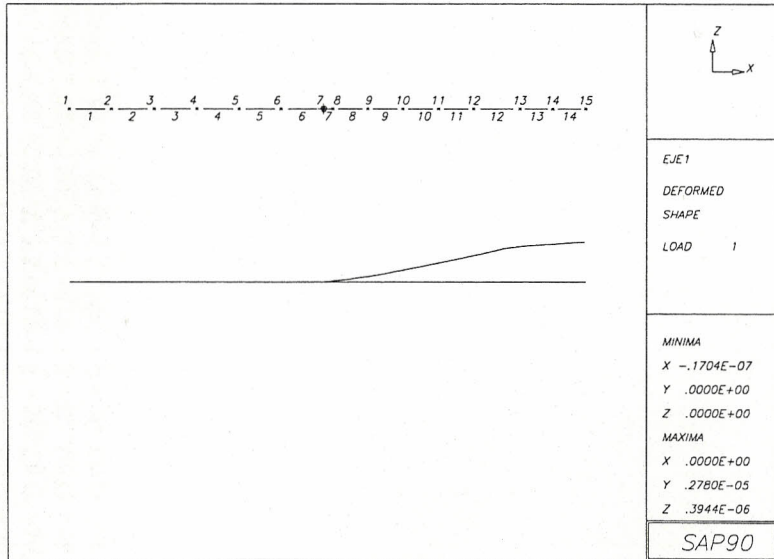
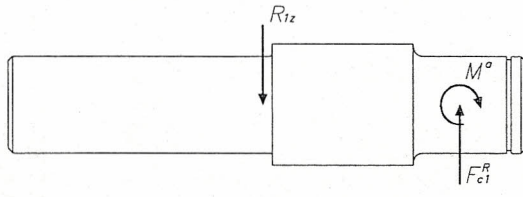
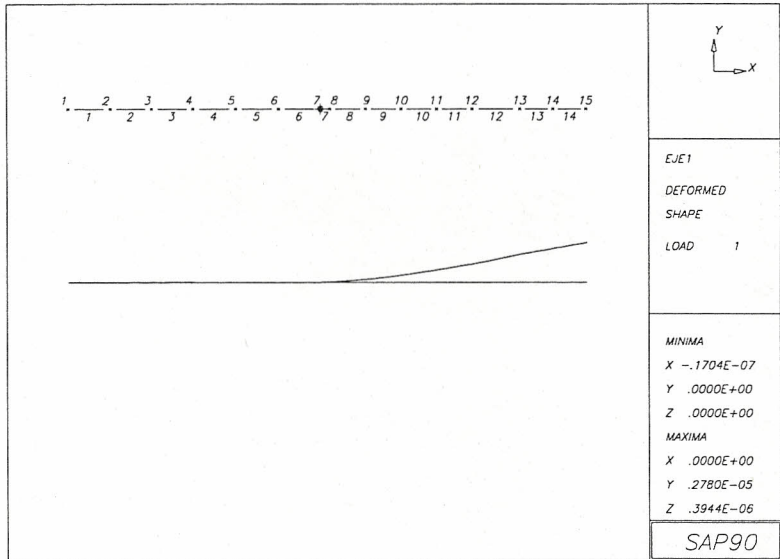
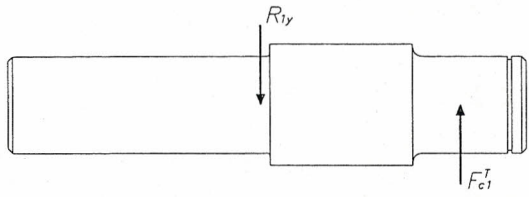
LOADS

13 L = 1 F = -40.30, 247.60, 80.61, 26.18, 4.26, 0

Resultados gráficos de cortantes y momentos del EJE 1.



Resultados gráficos de las deflexiones del EJE 1.



Apéndice B: Hoja de ingreso de datos del Eje 2 en SAP-90.

EJE # 2

SYSTEM

L = 1

JOINTS

1	X = 0	Y = 0	Z = 0	
2	X = .018			
3	X = .022			
7	X = .147			G = 3,7,1
8	X = .182			
9	X = .202			
10	X = .222			
11	X = .2235			
12	X = .262			
17	X = .411			
19	X = .450			G = 12,17,1
20	X = .472			G = 17,19,1

RESTRAINTS

2	R = 1,1,1,1,1,1
11	R = 1,1,1,1,1,1

FRAME

NM = 6

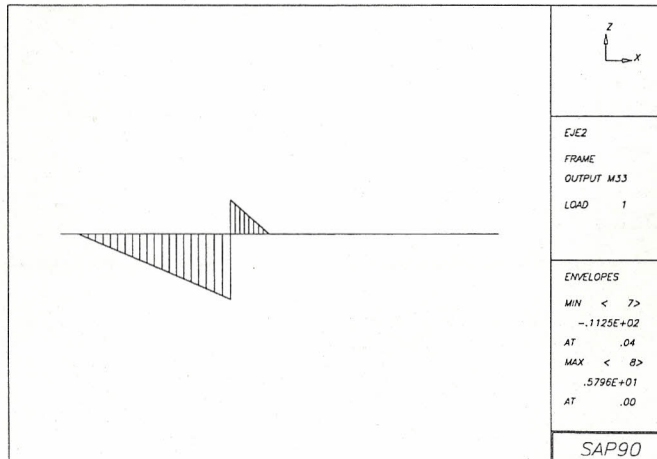
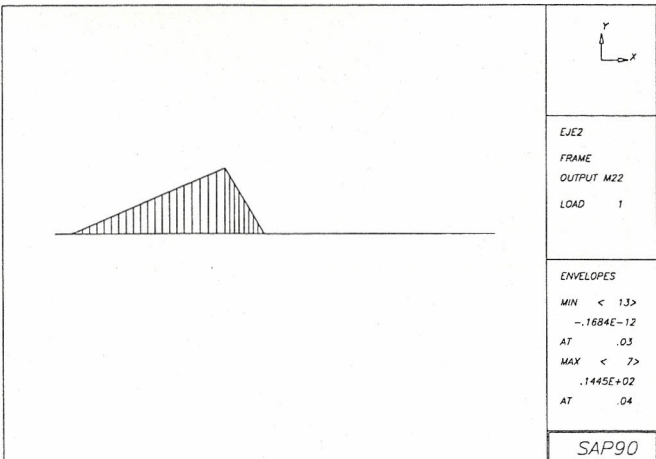
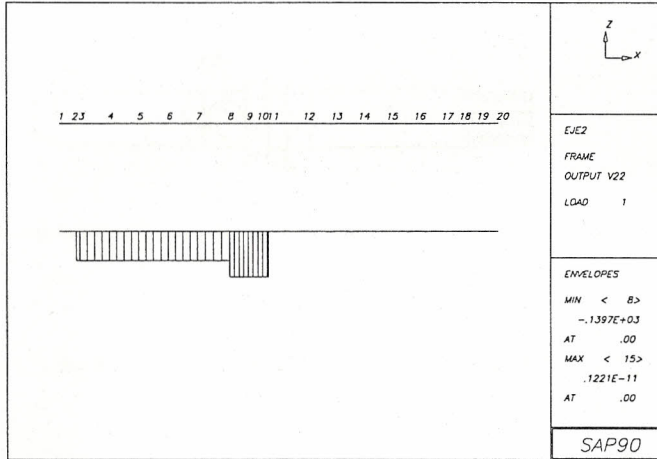
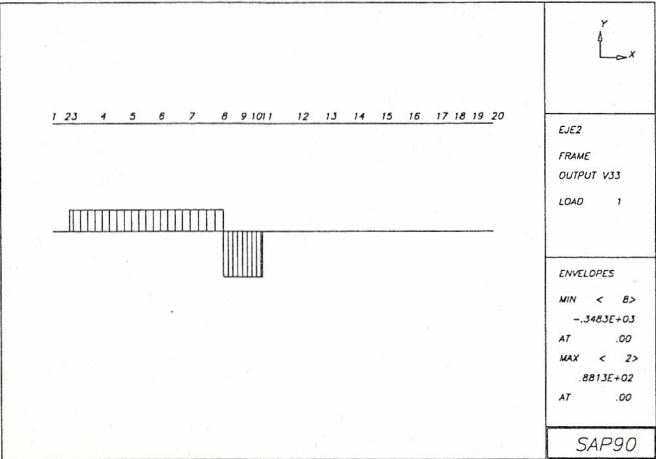
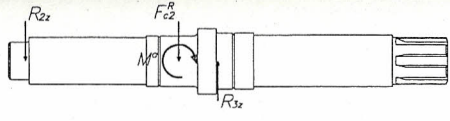
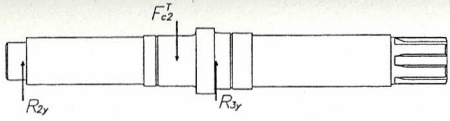
1	A = 1.26E-3	J = 2.513E-7	I = 1.256E-7	1.256E-7	AS = 1.130E-3	1.130E-3	E = 207E9	G = 79.3E9
2	A = 1.96E-3	J = 6.136E-7	I = 3.068E-7	3.068E-7	AS = 1.767E-3	1.767E-3	E = 207E9	G = 79.3E9
3	A = 2.29E-3	J = 8.348E-7	I = 4.174E-7	4.174E-7	AS = 2.061E-3	2.061E-3	E = 207E9	G = 79.3E9
4	A = 3.85E-3	J = 2.357E-7	I = 1.179E-7	1.179E-7	AS = 3.464E-3	3.464E-3	E = 207E9	G = 79.3E9
5	A = 2.83E-3	J = 1.272E-7	I = 6.362E-7	6.362E-7	AS = 2.545E-3	2.545E-3	E = 207E9	G = 79.3E9
6	A = 2.38E-3	J = 6.136E-7	I = 3.068E-7	3.068E-7	AS = 1.767E-3	1.767E-3	E = 207E9	G = 79.3E9

1	1	2	M = 1	LP = 2,0	G = 1,1,1,1
3	3	4	M = 2		G = 3,1,1,1
7	7	8	M = 3		G = 1,1,1,1
9	9	10	M = 4		
10	10	11	M = 5		G = 1,1,1,1
12	12	13	M = 6		G = 4,1,1,1
17	17	18	M = 2		G = 2,1,1,1

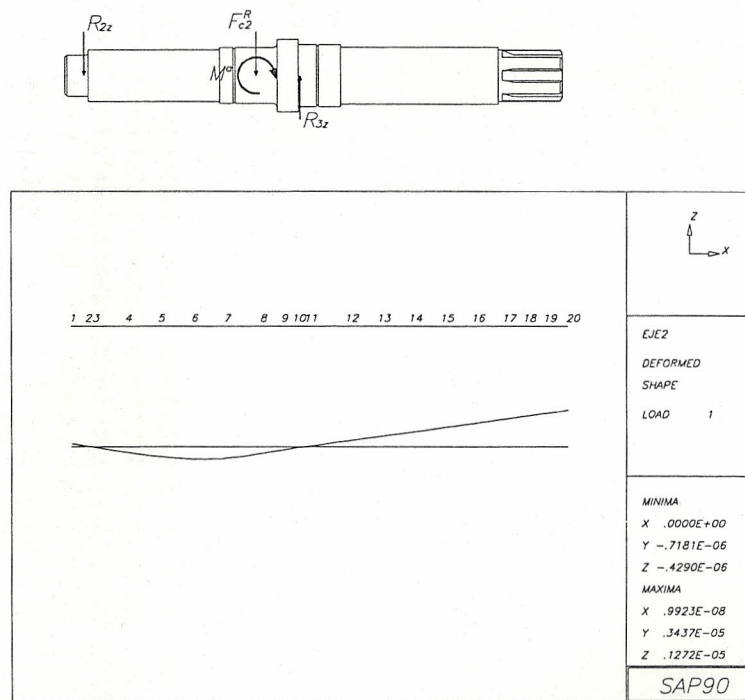
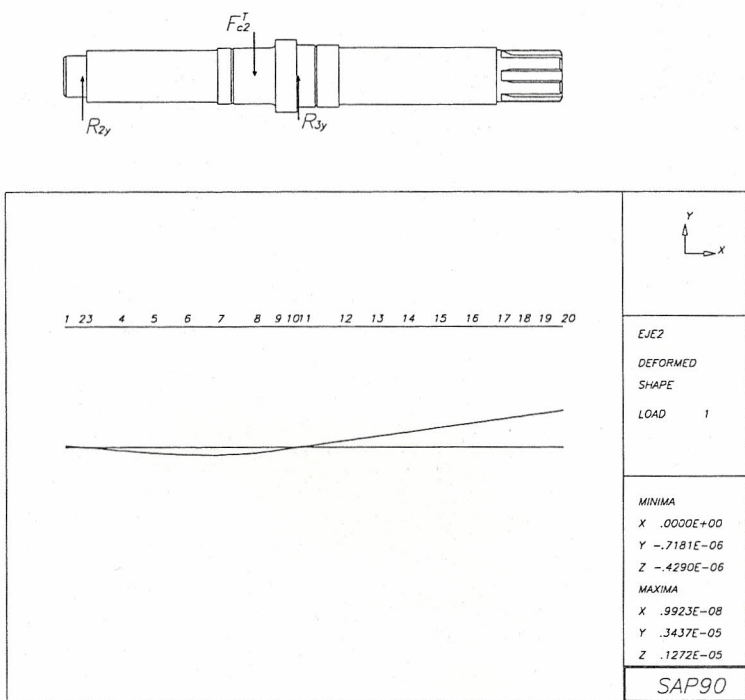
LOADS

8	L = 1	F = 80.61,-247.60,40.30,-29.71,-9.67,0
19	L = 1	F = 0,0,0,29.71,0,0

Resultados gráficos de los cortantes y momentos del EJE 2.



Resultados gráficos de las deflexiones del EJE 2.



Apéndice C: Hoja de ingreso de datos del Eje 3 en SAP-90.

EJE # 3

SYSTEM

L = 1

JOINTS

1	X = 0	Y = 0	Z = 0	
3	X = .027			G = 1,3,1
5	X = .052			G = 3,5,1
6	X = .072			
7	X = .0825			
14	X = .1535			G = 7,14,1
16	X = .184			G = 14,16,1
17	X = .204			
19	X = .231			G = 17,19,1

RESTRAINTS

7	R = 1,1,1,0,0,0
14	R = 0,1,1,0,0,0
17	R = 0,0,0,1,0,0

FRAME

NM = 3

1 A = 1.26E-3 J = 2.513E-7 I = 1.256E-7, 1.256E-7 AS = 1.130E-3, 1.130E-3 E = 207E9 G = 79.3E9

2 A = 2.83E-3 J = 1.272E-7 I = 6.362E-7, 6.362E-7 AS = 2.545E-3, 2.545E-3 E = 207E9 G = 79.3E9

3 A = 1.96E-3 J = 6.136E-7 I = 3.068E-7, 3.068E-7 AS = 1.767E-3, 1.767E-3 E = 207E9 G = 79.3E9

1	1	2	M = 1	LP = 2,0	G = 3,1,1,1
---	---	---	-------	----------	-------------

5	5	6	M = 2		
---	---	---	-------	--	--

6	6	7	M = 3		G = 9,1,1,1
---	---	---	-------	--	-------------

16	16	17	M = 2		G = 2,1,1,1
----	----	----	-------	--	-------------

LOADS

3	L = 1	F = 2318,0,0,-29.71,0,0
---	-------	-------------------------

17	L = 1	F = -285.91,-208.12,495.21,29.71,0,17.15
----	-------	--

Tabla de resultados de las fuerzas, cortantes y momentos en cada nodo del eje 3:

PROGRAM: SAP90/FILE:EJE3.F3F							
FRAME ELEMENT FORCES							
ELT	LOAD	AXIAL	1-2 PLANE		1-3 PLANE	AXIAL	
ID	COND	FORCE	SHEAR	MOMENT	SHEAR	MOMENT	TORQ
1							
	1	0,00					0,00
		0,0	0,00	0,00	0,00	0,00	
		0,0	0,00	0,00	0,00	0,00	
2							
	1	0,00					0,00
		0,0	0,00	0,00	0,00	0,00	
		0,0	0,00	0,00	0,00	0,00	
3							
	1	-2318,00					29,71
		0,0	0,00	0,00	0,00	0,00	
		0,0	0,00	0,00	0,00	0,00	
4							
	1	-2318,00					29,71
		0,0	0,00	0,00	0,00	0,00	
		0,0	0,00	0,00	0,00	0,00	
5							
	1	-2318,00					29,71
		0,0	0,00	0,00	0,00	0,00	
		0,0	0,00	0,00	0,00	0,00	
6							
	1	-2318,00					29,71
		0,0	0,00	0,00	0,00	0,00	
		0,0	0,00	0,00	0,00	0,00	
7							
	1	-285,91					29,71
		0,0	-620,81	0,00	165,00	0,00	
		0,0	-620,81	-6,30	165,00	1,67	
8							
	1	-285,91					29,71
		0,0	-620,81	-6,30	165,00	1,67	
		0,0	-620,81	-12,59	165,00	3,35	
9							
	1	-285,91					29,71
		0,0	-620,81	-12,59	165,00	3,35	
		0,0	-620,81	-18,89	165,00	5,02	
10							
	1	-285,91					29,71
		0,0	-620,81	-18,89	165,00	5,02	
		0,0	-620,81	-25,19	165,00	6,69	

Tabla de resultados de las fuerzas, cortantes y momentos en cada nodo del eje 3:
(continuación)

PROGRAM: SAP90/FILE:EJE3.F3F							
FRAME ELEMENT FORCES							
ELT	LOAD	AXIAL	1-2 PLANE		1-3 PLANE	AXIAL	
ID	COND	FORCE	SHEAR	MOMENT	SHEAR	MOMENT	TORQ
11							
	1	-285,91					29,71
		0	-620,81	-25,19	165	6,69	
		0	-620,81	-31,48	165	8,37	
12							
	1	-285,91					29,71
		0	-620,81	-31,48	165	8,37	
		0	-620,81	-37,78	165	10,04	
13							
	1	-285,91					29,71
		0	-620,81	-37,78	165	10,04	
		0	-620,81	-44,08	165	11,72	
14							
	1	-285,91					29,71
		0	872,82	-44,08	366,83	11,72	
		0	872,82	-30,77	366,83	17,31	
15							
	1	-285,91					29,71
		0	872,82	-30,77	366,83	17,31	
		0	872,82	-17,46	366,83	22,9	
16							
	1	-285,91					29,71
		0	872,82	-17,46	366,83	22,9	
		0	872,82	0	366,83	30,24	
17							
	1	0					0
		0	0	0	0	0	
		0	0	0	0	0	
18							
	1	0					0
		0	0	0	0	0	
		0	0	0	0	0	

Resultados gráficos de los cortantes y los momentos del EJE 3.

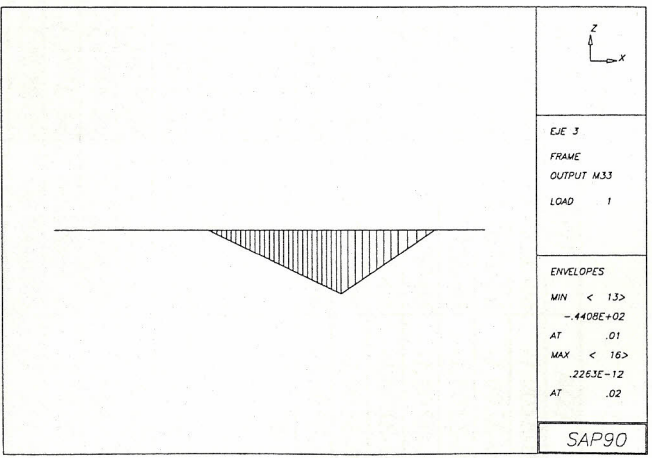
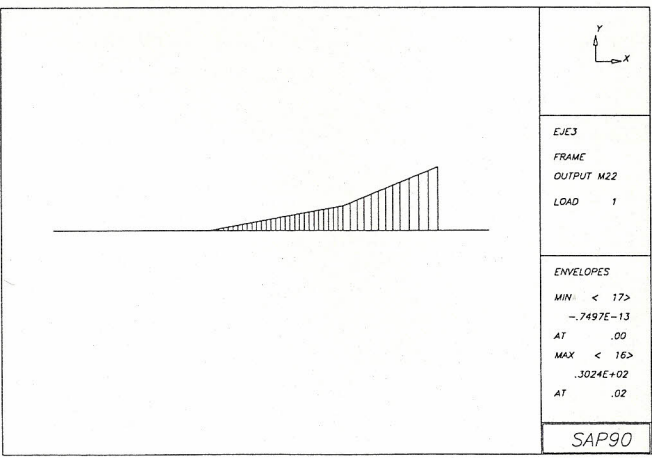
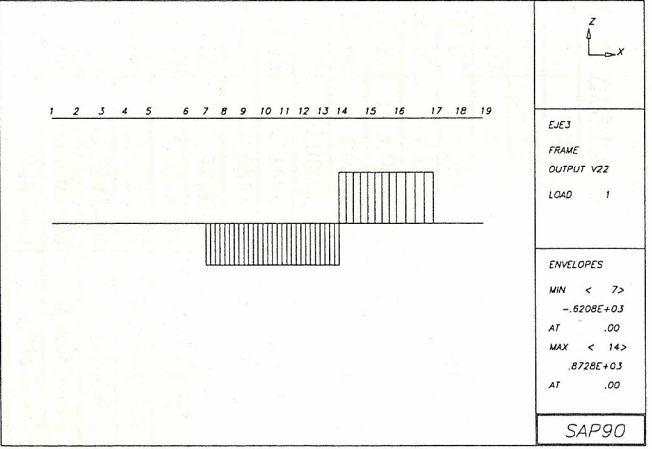
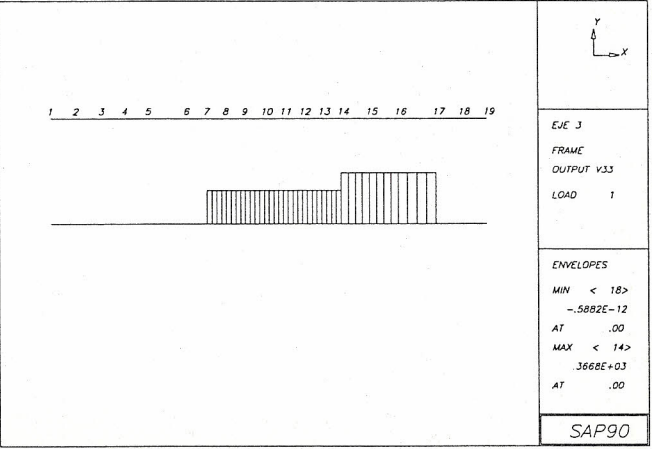
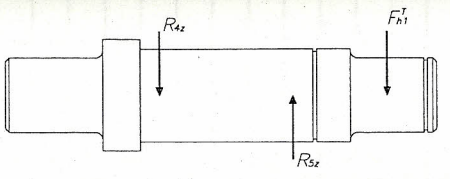
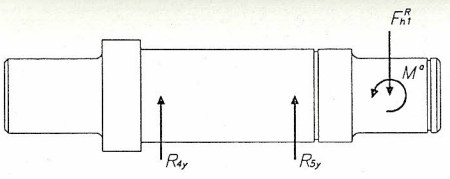
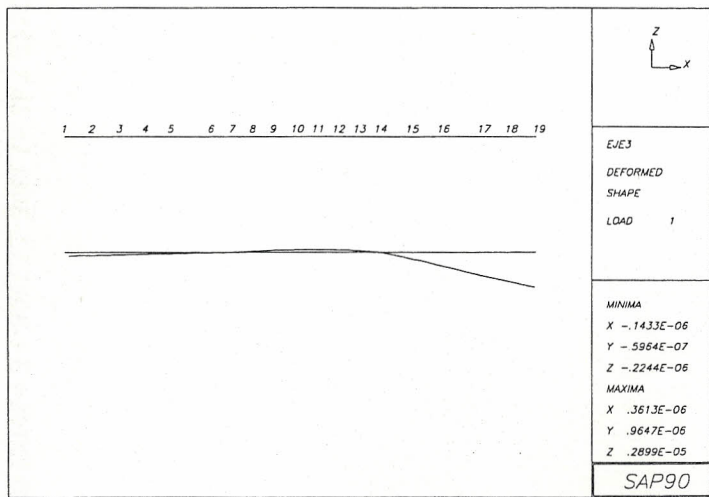
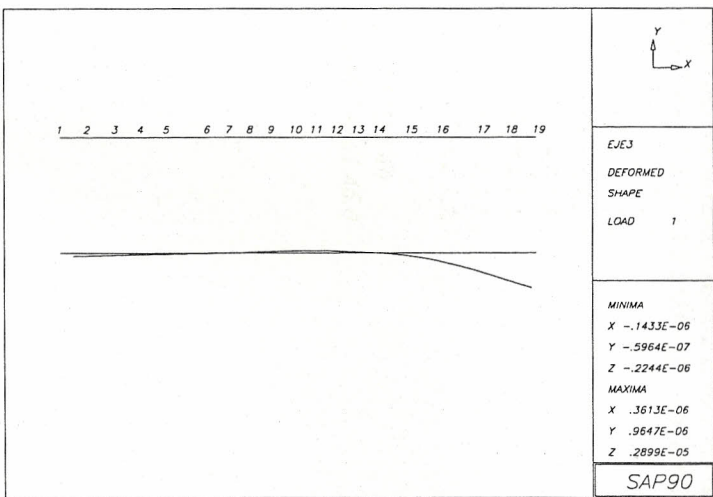
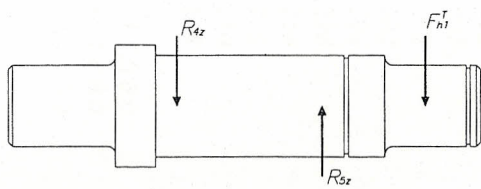
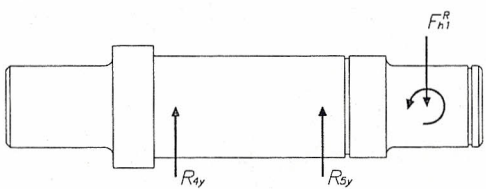


Tabla de los resultados de las deflexiones y rotaciones de los nodos del eje 3:

PROGRAM: SAP90/FILE:EJE3.SOL						
JOINT DISPLACEMENTS						
LOAD CONDITION 1 - DISPLACEMENTS "U" AND ROTATIONS "R"						
JOINT	U(X)	U(Y)	U(Z)	R(X)	R(Y)	R(Z)
1	3,613E-07	8,294E-08	3,121E-07	-3,939E-04	3,782E-06	-1,005E-06
2	3,613E-07	6,937E-08	2,610E-07	-3,939E-04	3,782E-06	-1,005E-06
3	3,613E-07	5,580E-08	2,099E-07	-3,939E-04	3,782E-06	-1,005E-06
4	2,502E-07	4,323E-08	1,626E-07	-3,611E-04	3,782E-06	-1,005E-06
5	1,391E-07	3,066E-08	1,154E-07	-3,282E-04	3,782E-06	-1,005E-06
6	5,999E-08	1,056E-08	3,972E-08	-2,244E-04	3,782E-06	-1,005E-06
7	0,000E+00	0,000E+00	0,000E+00	-2,131E-04	3,782E-06	-1,005E-06
8	-1,260E-08	-2,169E-08	-8,160E-08	-2,022E-04	3,280E-06	-8,717E-07
9	-2,520E-08	-4,067E-08	-1,530E-07	-1,912E-04	1,771E-06	-4,707E-07
10	-3,779E-08	-5,422E-08	-2,040E-07	-1,803E-04	-7,430E-07	1,975E-07
11	-5,039E-08	-5,964E-08	-2,244E-07	-1,694E-04	-4,263E-06	1,133E-06
12	-6,299E-08	-5,422E-08	-2,040E-07	-1,585E-04	-8,788E-06	2,336E-06
13	-7,559E-08	-3,524E-08	-1,326E-07	-1,476E-04	-1,432E-05	3,806E-06
14	-8,818E-08	0,000E+00	0,000E+00	-1,367E-04	-2,086E-05	5,543E-06
15	-1,071E-07	6,948E-08	4,856E-07	-1,203E-04	-2,984E-05	9,028E-06
16	-1,261E-07	2,023E-07	1,084E-06	-1,038E-04	-3,563E-05	1,386E-05
17	-1,433E-07	4,816E-07	1,901E-06	0,000E+00	-3,696E-05	1,789E-05
18	-1,433E-07	7,231E-07	2,400E-06	0,000E+00	-3,696E-05	1,789E-05
19	-1,433E-07	9,647E-07	2,899E-06	0,000E+00	-3,696E-05	1,789E-05

Resultados gráficos de las deflexiones del EJE 3.



Apéndice D: Hoja de ingreso de datos del Eje 4 en SAP-90.

EJE # 4

SYSTEM

L = 1

JOINTS

1	X = 0	Y = 0	Z = 0	
3	X = .018			G = 1, 3, 1
4	X = .022			
6	X = .042			G = 4, 6, 1
8	X = .062			G = 6, 8, 1
10	X = .082			G = 8, 10, 1
18	X = .196			G = 10, 18, 1
21	X = .226			G = 18, 21, 1
24	X = .256			G = 21, 24, 1
26	X = .276			G = 24, 26, 1
27	X = .280			
29	X = .298			G = 27, 29, 1

RESTRAINTS

3	R = 1,1,1,0,0,0
27	R = 0,1,1,0,0,0
21	R = 0,0,0,1,0,0

FRAME

NM = 4

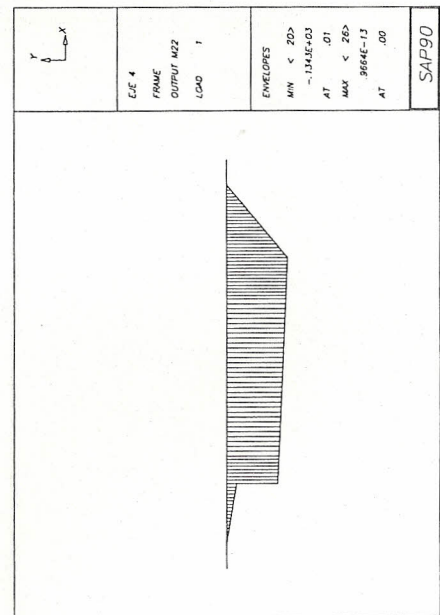
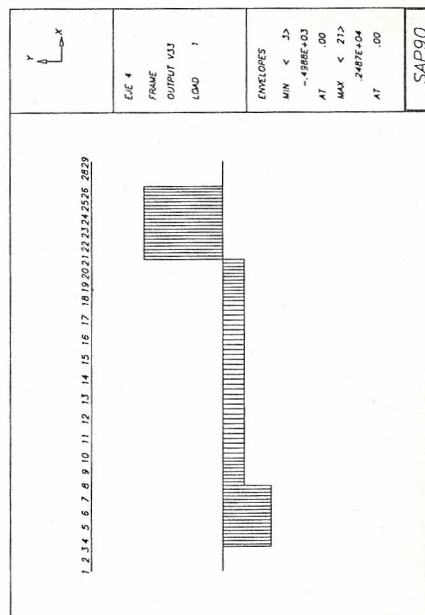
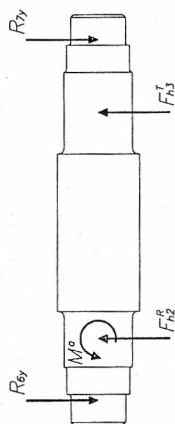
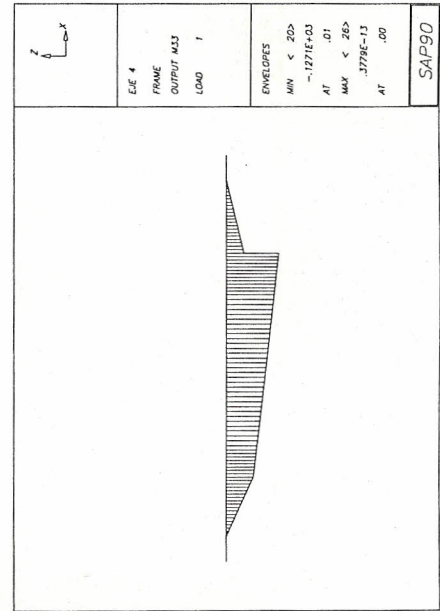
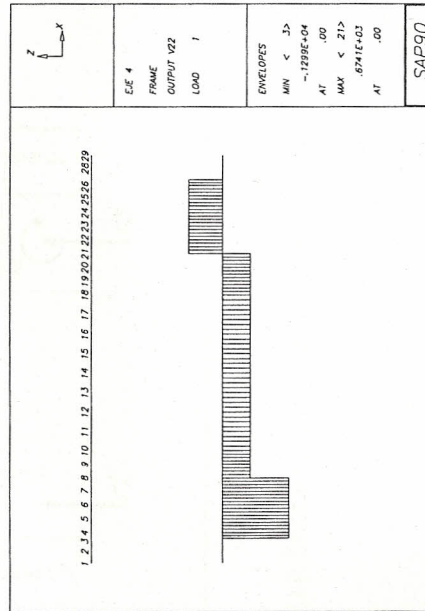
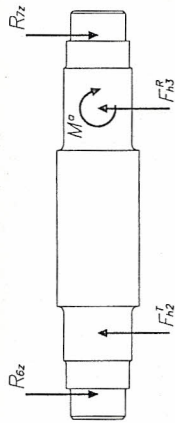
1 A = 1.26E-3 J = 2.513E-7 I = 1.256E-7, 1.256E-7 AS = 1.130E-3, 1.130E-3 E = 207E9 G = 79.3E9
 2 A = 1.66E-3 J = 4.396E-7 I = 2.198E-7, 2.198E-7 AS = 1.496E-3, 1.496E-3 E = 207E9 G = 79.3E9
 3 A = 1.96E-3 J = 6.136E-7 I = 3.068E-7, 3.068E-7 AS = 1.767E-3, 1.767E-3 E = 207E9 G = 79.3E9
 4 A = 2.83E-3 J = 1.272E-7 I = 6.362E-7, 6.362E-7 AS = 2.545E-3, 2.545E-3 E = 207E9 G = 79.3E9

1	1	2	M = 1	LP = 2,0	G = 2,1,1,1
4	4	5	M = 2		G = 1,1,1,1
6	6	7	M = 3		G = 3,1,1,1
10	10	11	M = 4		G = 7,1,1,1
18	18	19	M = 3		G = 5,1,1,1
24	24	25	M = 2		G = 1,1,1,1
26	26	27	M = 1		G = 2,1,1,1

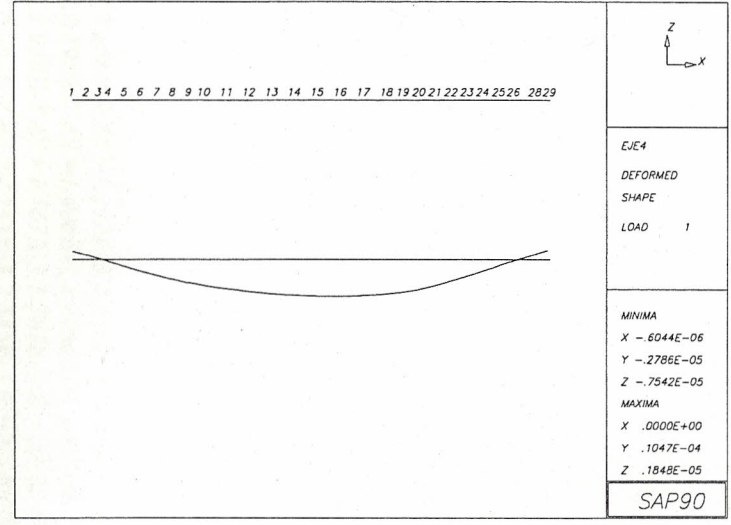
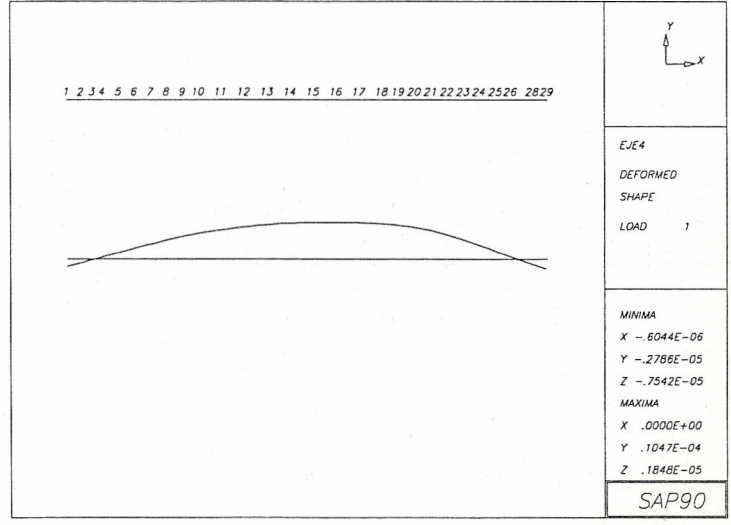
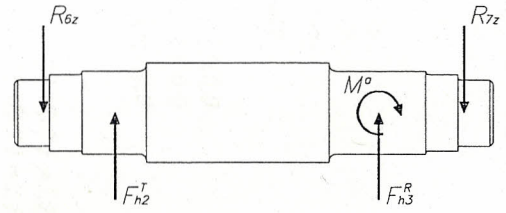
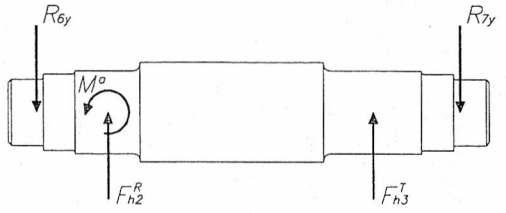
LOADS

8	L = 1	F = 285.91, 208.12, -495.21, 89.14, 0, 51.46
21	L = 1	F = -857.72, 1485.62, -624.37, -89.14, -51.46, 0

Resultados gráficos de los cortantes y los momentos del EJE 4.



Resultados gráficos de las deflexiones del EJE 4.



Apéndice E: Hoja de ingreso de datos del Eje 5 en SAP-90.

EJE # 5

SYSTEM

L = 1

JOINTS

1	X = 0	Y = 0	Z = 0	
2	X = .0155			
3	X = .022			
9	X = .096			G = 3, 9, 1
17	X = .196			G = 9, 17, 1
20	X = .226			G = 17, 20, 1
23	X = .256			G = 20, 23, 1
25	X = .276			G = 23, 25, 1
26	X = .2825			
39	X = .448			G = 26, 39, 1

RESTRAINTS

2	R = 0,1,1,0,0,0
26	R = 1,1,1,0,0,0
39	R = 0,0,0,1,0,0

FRAME

NM = 4

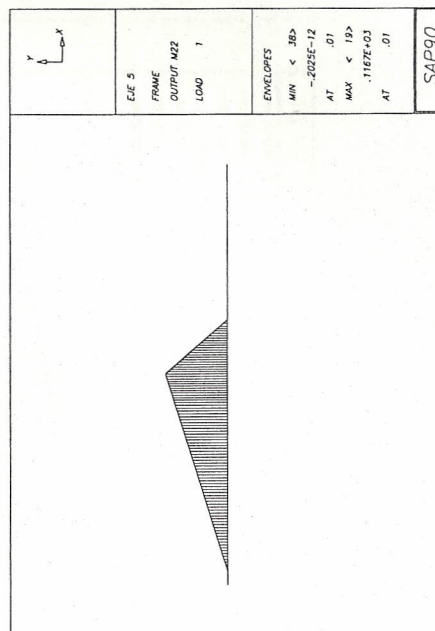
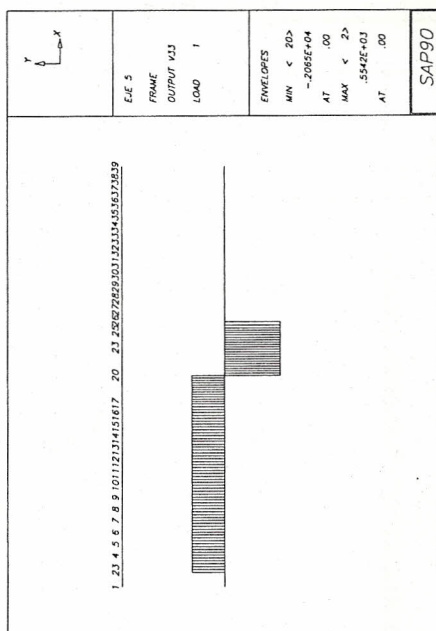
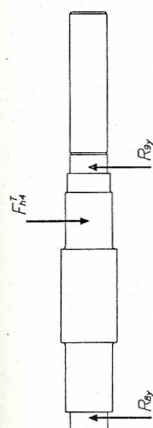
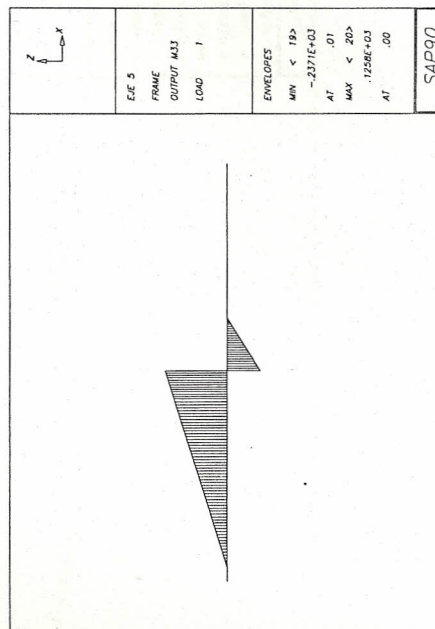
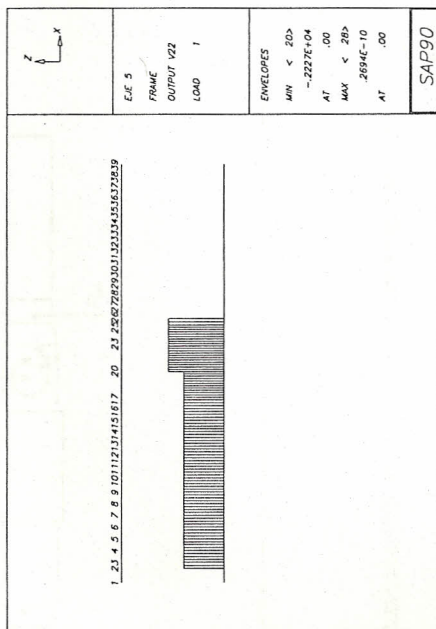
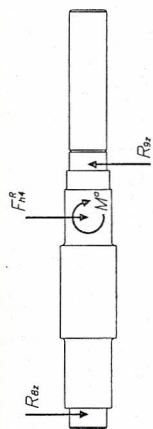
1	A = 1.26E-3	J = 2.513E-7	I = 1.256E-7	1.256E-7	AS = 1.130E-3	1.130E-3	E = 207E9	G = 79.3E9
2	A = 1.66E-3	J = 4.396E-7	I = 2.198E-7	2.198E-7	AS = 1.496E-3	1.496E-3	E = 207E9	G = 79.3E9
3	A = 1.96E-3	J = 6.136E-7	I = 3.068E-7	3.068E-7	AS = 1.767E-3	1.767E-3	E = 207E9	G = 79.3E9
4	A = 2.83E-3	J = 1.272E-7	I = 6.362E-7	6.362E-7	AS = 2.545E-3	2.545E-3	E = 207E9	G = 79.3E9

1	1	2	M = 1	LP = 2,0	G = 1,1,1,1
3	3	4	M = 3		G = 5,1,1,1
9	9	10	M = 4		G = 7,1,1,1
17	17	18	M = 3		G = 5,1,1,1
23	23	24	M = 2		G = 1,1,1,1
25	25	26	M = 1		G = 13,1,1,1

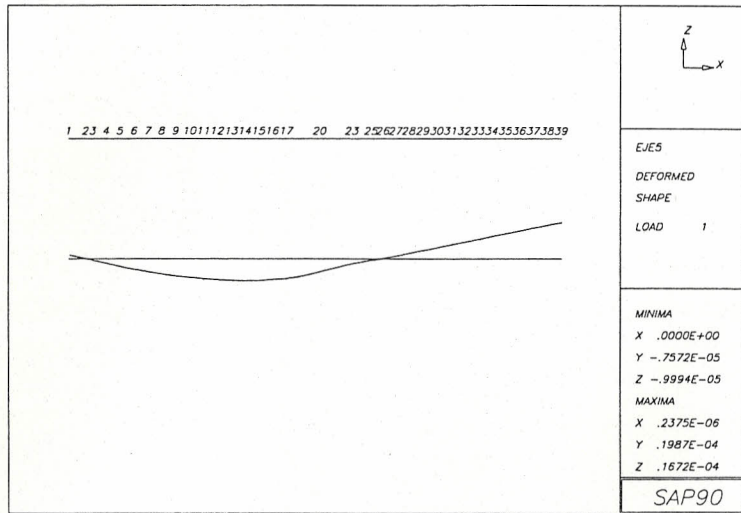
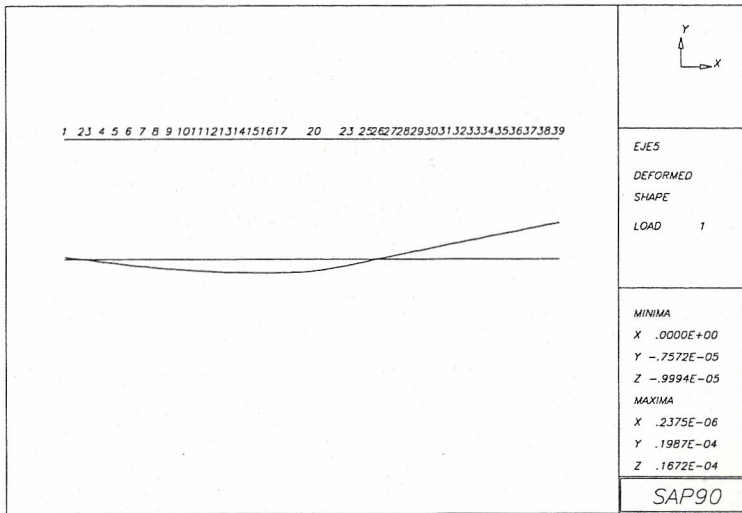
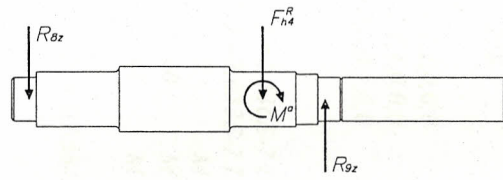
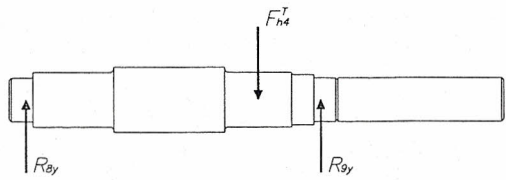
LOADS

20	L = 1	F = -857.72, 1485.62, -624.37, -356.54, -205.85, 0
----	-------	--

Resultados gráficos de los cortantes y los momentos del EJE 5.



Resultados gráficos de las deflexiones del EJE 5.



Apéndice F: Hoja de ingreso de datos del Eje de la enrolladora en SAP-90.

EJE ENROLLADORA

SYSTEM

L = 1

JOINTS

1 X = 0 Y = 0 Z = 0

10 X = .119 G = 1,10,1

40 X = 1.139 G = 10,40,1

50 X = 1.258 G = 40,50,1

RESTRAINTS

8 R = 1,1,1,0,0,0

42 R = 1,1,1,0,0,0

50 R = 0,0,0,1,0,0

FRAME

NM = 2

1 A = 1.96E-3 J = 6.136E-7 I = 3.068E-7, 3.068E-7 AS = 1.767E-3, 1.767E-3 E = 207E9 G = 79.3E9

2 A = 6.65E-3 J = 7.033E-7 I = 3.517E-7, 3.517E-7 AS = 5.983E-3, 5.983E-3 E = 207E9 G = 79.3E9

1 1 2 M = 1 LP = 2,0 G = 8,1,1,1

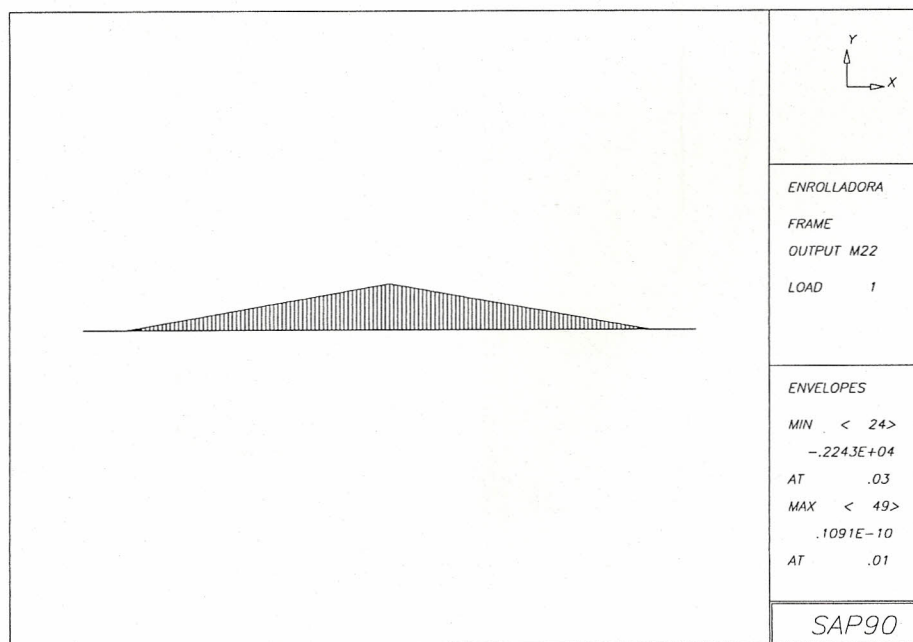
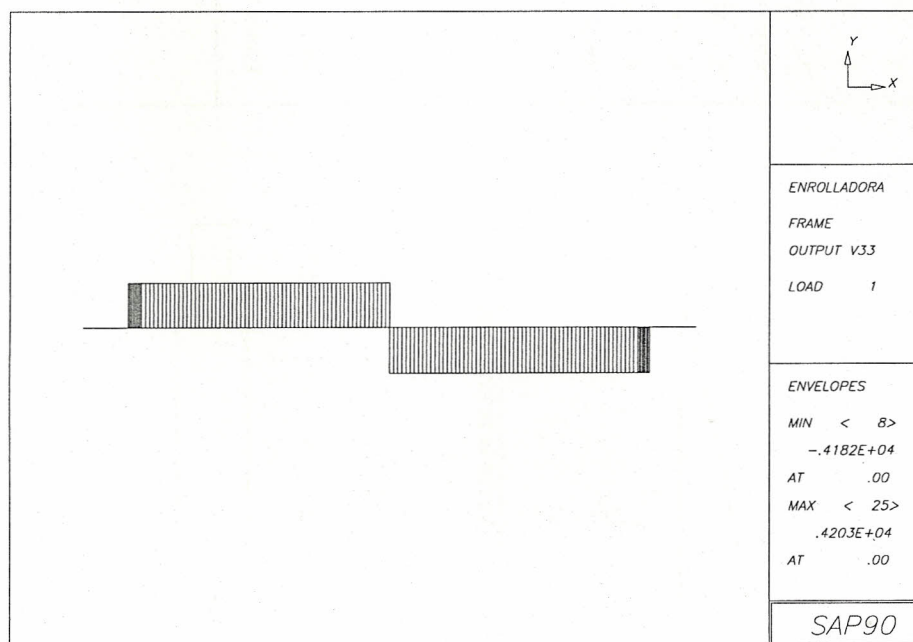
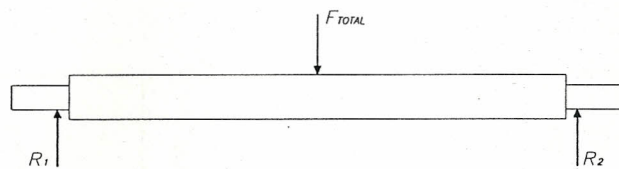
10 10 40 M = 2 G = 29,1,1,1

40 40 41 M = 1 G = 9,1,1,1

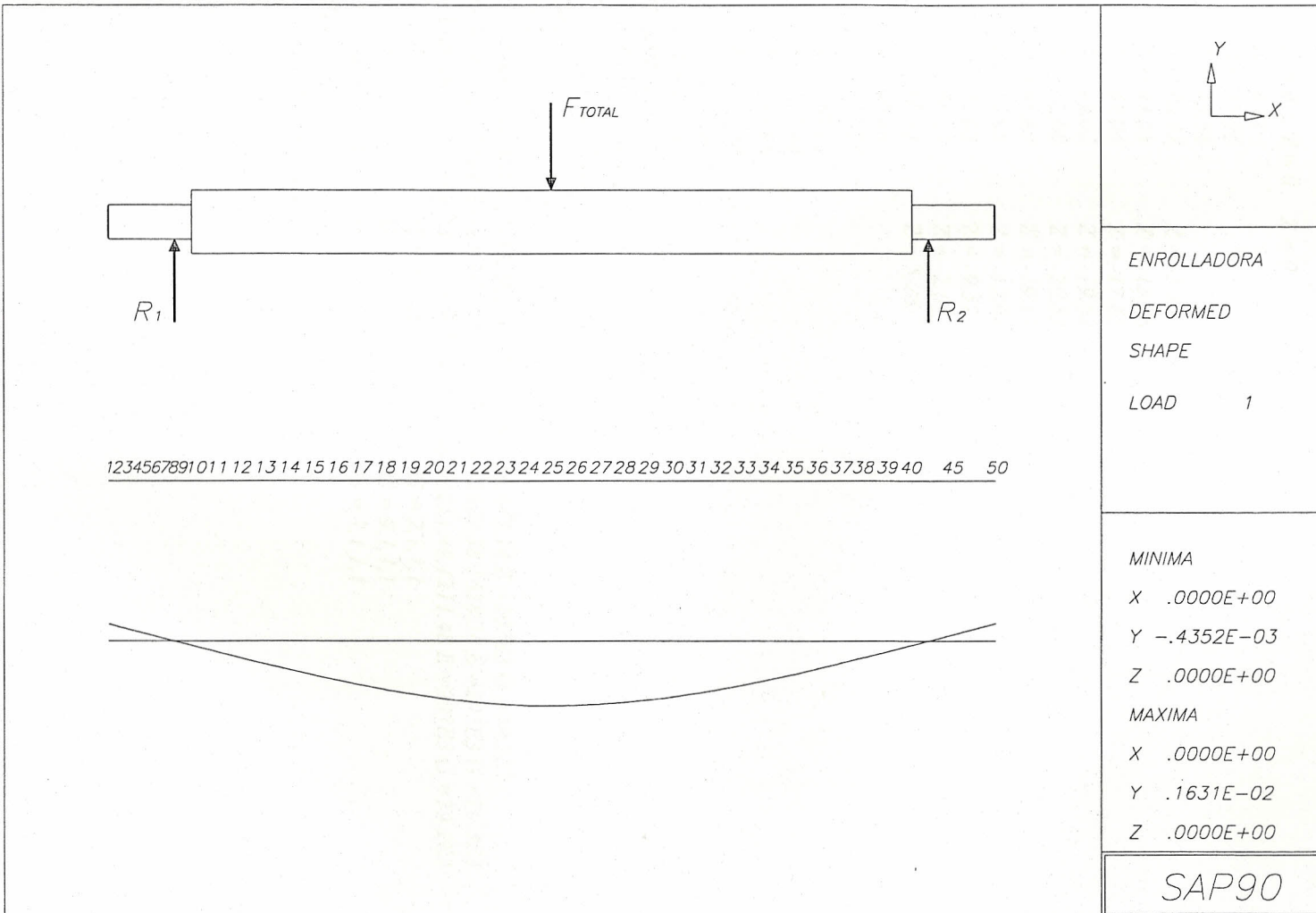
LOADS

25 L = 1 F = 0,8384.60,0,0,0,0

Resultados gráficos de los cortantes y momentos del Eje de la enrolladora.



Resultados gráficos de las deflexiones y las localizaciones de los nodos del Eje de la enrolladora.



ENROLLADORA
 DEFORMED
 SHAPE
 LOAD 1

MINIMA
 X .0000E+00
 Y -.4352E-03
 Z .0000E+00
 MAXIMA
 X .0000E+00
 Y .1631E-02
 Z .0000E+00

SAP90

Apéndice G: Hoja de ingreso de datos del soporte de la enrolladora en SAP-90.

SOPORTE ENROLLADORA

SYSTEM

L = 1

JOINTS

1	X = 0	Y = 0	Z = 0
2	X = 8.11		
3	X = 15.96		
4	X = 23.66		
5	X = 28.37		Z = -7.29
6	X = 34.53		Z = -13.28
7	X = 41.96		Z = -17.61
8	X = 49.02		Z = -19.82
9	X = 56.00		Z = -20.51
10	X = 65.67		Z = -19.17
11	X = 74.98		Z = -15.01
12	X = 81.63		Z = -9.57
13	X = 86.78		Z = -2.69
14	X = 90.13		Z = 5.23
15	X = 99.46		
16	X = 108.79		
17	X = 118.11		
18	X = 127.44		
19	X = 134.96		
20	X = 142.48		
21	X = 150.00		
22	X = 157.42		

RESTRAINTS

1 R = 1,1,1,1,1,1
 18 R = 1,0,1,0,0,0

FRAME

NM = 2

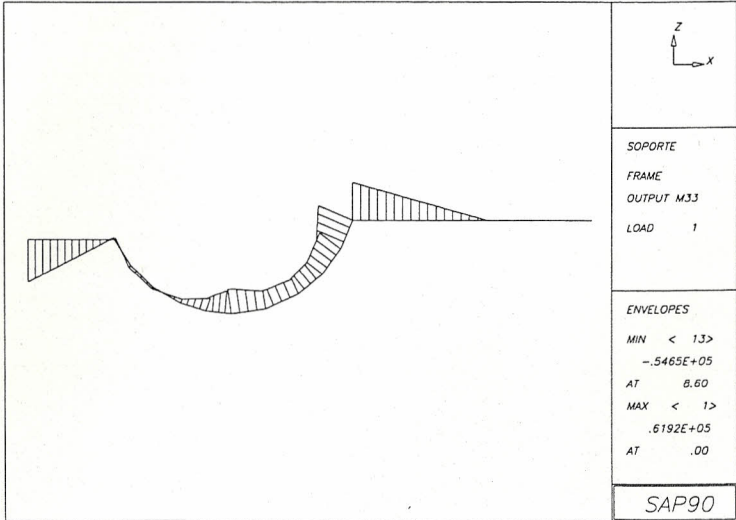
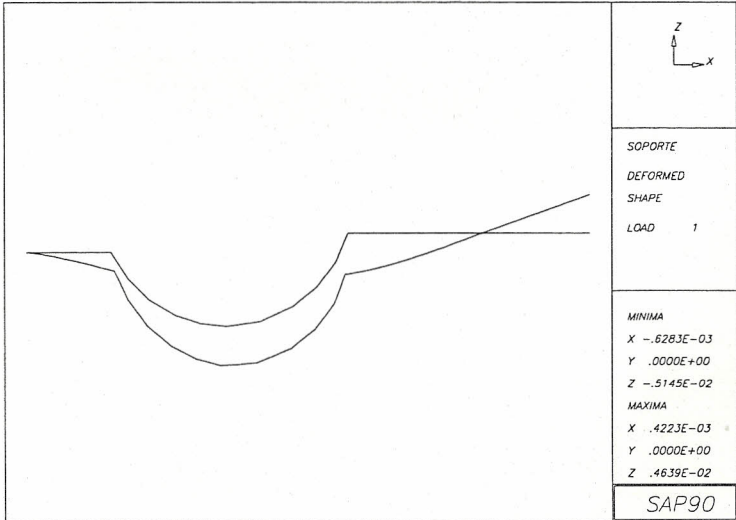
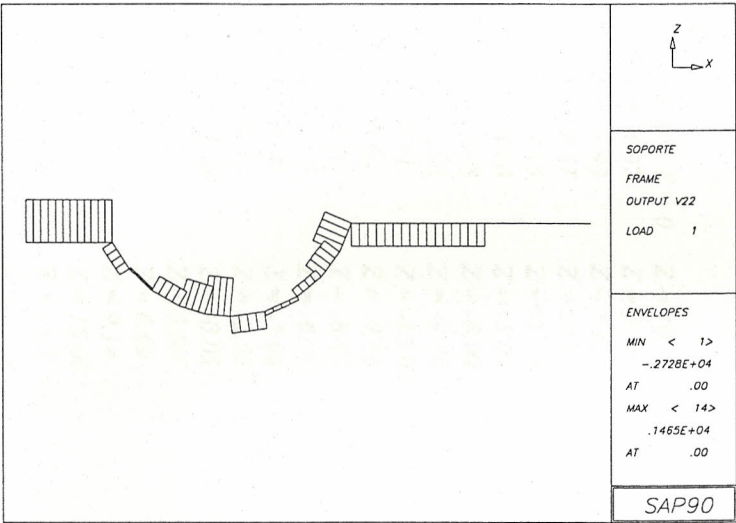
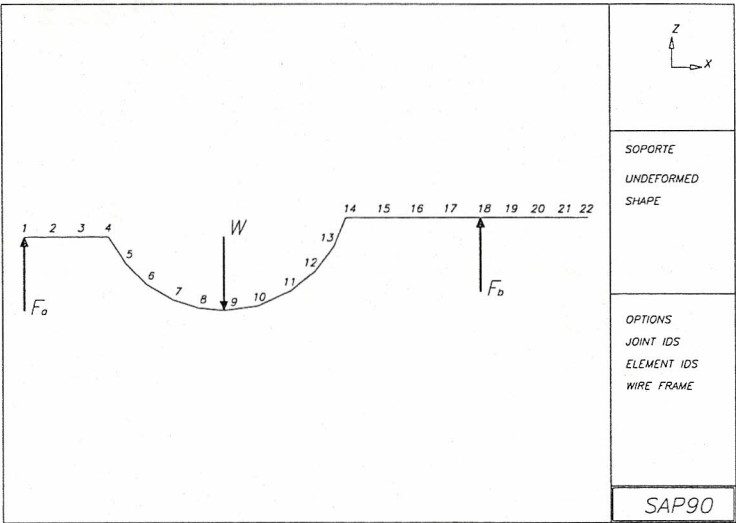
1 A = 714.60 J = 87383.2 I = 53595,53595 AS = 643.14,643.14 E = 207E3 G = 79.3E3
 2 A = 1809.31 J = 154978.6 I = 77489.3,77489.3 AS = 1628.38,1628.38 E = 207E3 G = 79.3E3
 3 A = 1346.09 J = 552989.3 I = 44927.3,44927.3 AS = 1211.48,1211.48 E = 207E3 G = 79.3E3

1	1	2	M = 1	LP = 2,0	G = 2,1,1,1
4	4	5	M = 2		G = 9,1,1,1
14	14	15	M = 3		G = 7,1,1,1

LOADS

9 L = 1 F = 0,0,-4192.30,0,0,0

Resultados gráficos de localización de nodos, cortantes, momentos y deflexiones del soporte de la enrolladora.



Apéndice H: Hoja de ingreso de datos de la Bisagra en SAP-90.

BISAGRA

SYSTEM

L = 1

JOINTS

1	X = 0	Y = 0	Z = 10
2	X = -4.07		Z = 9.14
3	X = -7.43		Z = 6.69
4	X = -9.51		Z = 3.09
5	X = -9.95		Z = -1.05
6	X = -8.66		Z = -5.00
7	X = -5.88		Z = -8.09
8	X = -2.08		Z = -9.78
9	X = 0.11		Z = -10.00
10	X = 2.60		Z = -9.66
11	X = 4.70		Z = -8.83
12	X = 7.18		Z = -6.96
13	X = 8.66		Z = -5.00
14	X = 9.68		Z = -2.52
15	X = 10.00		Z = -0.02
16	X = 9.51		Z = 3.09
17	X = 7.43		Z = 6.69
18	X = 4.07		Z = 9.14
21	X = 0		Z = 15.00
22	X = -6.10		Z = 13.7
23	X = -11.15		Z = 10.04
24	X = -14.27		Z = 4.64
25	X = -14.92		Z = -1.57
26	X = -12.99		Z = -7.5
27	X = -8.96		Z = -12.33
28	X = -3.77		Z = -17.76
29	X = -0.11		Z = -21.80
30	X = 8.03		Z = -29.86
31	X = 16		Z = -30.08
32	X = 16		Z = -17.22
33	X = 16		Z = -9.24
34	X = 16		Z = -4.17
35	X = 16		Z = -0.04
36	X = 14.27		Z = 4.64
37	X = 11.15		Z = 10.04
38	X = 6.10		Z = 13.7

RESTRAINTS

31 35 1 R = 1,1,1,1,1,1

SHELL

NM = 1 Z = -1

1 E = 207E3

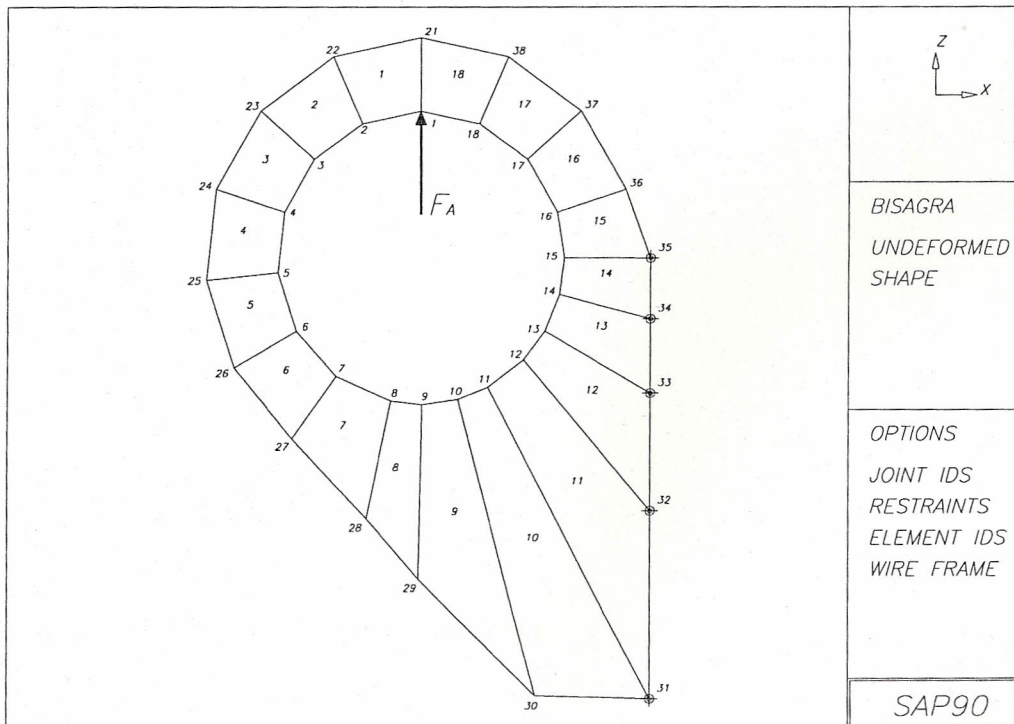
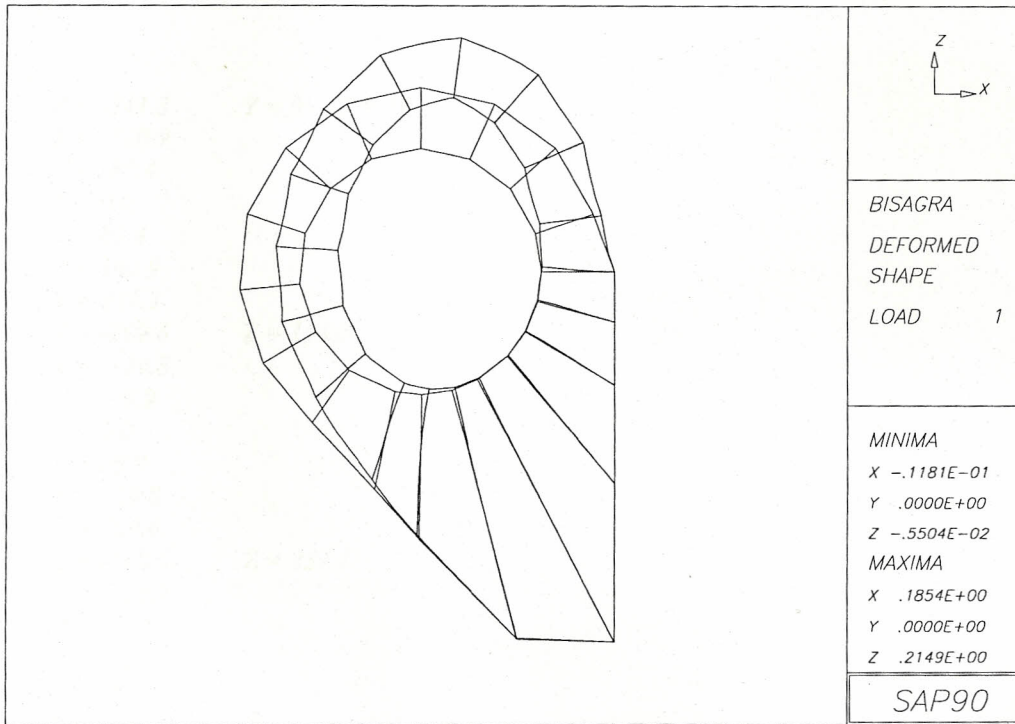
1 JQ = 1,21,2,22 ETYPE = 0 M = 1 TZ = 43 LP = 0 G = 1,17

18 JQ = 18,38,1,21 ETYPE = 0 M = 1 TZ = 43 LP = 0

LOADS

1 L = 1 F = 0,0,1967.94,0,0,0

Resultados gráficos de las deflexiones y las localizaciones de los nodos la Bisagra.



Apéndice I: Hoja de ingreso de datos de la placa soporte en SAP-90.

PLACA
SYSTEM

L = 1

JOINTS

1	X = -241.3	Y = 0	Z = 10
2	X = -160.9		
3	X = -80.4		
4	X = 0.0		
5	X = 80.4		
6	X = 160.9		
7	X = 241.3		
11	X = -209.6	Z = 115.5	
12	X = -139.8		
13	X = -69.9		
14	X = 0.0		
15	X = 69.9		
16	X = 139.8		
17	X = 209.6		
21	X = -178.0	Z = 231.1	
22	X = -118.7		
23	X = -59.3		
24	X = 0.0		
25	X = 59.3		
26	X = 118.7		
27	X = 178.0		
31	X = -146.3	Z = 346.6	
32	X = -97.6		
33	X = -48.8		
34	X = 0.0		
35	X = 48.8		
36	X = 97.6		
37	X = 146.3		
41	X = -114.7	Z = 462.1	
42	X = -76.5		
43	X = -38.2		
44	X = 0.0		
45	X = 38.2		
46	X = 76.5		
47	X = 114.7		

RESTRAINTS

1 7 1 R = 1,1,1,1,1,1

SHELL

NM = 1 Z = -1

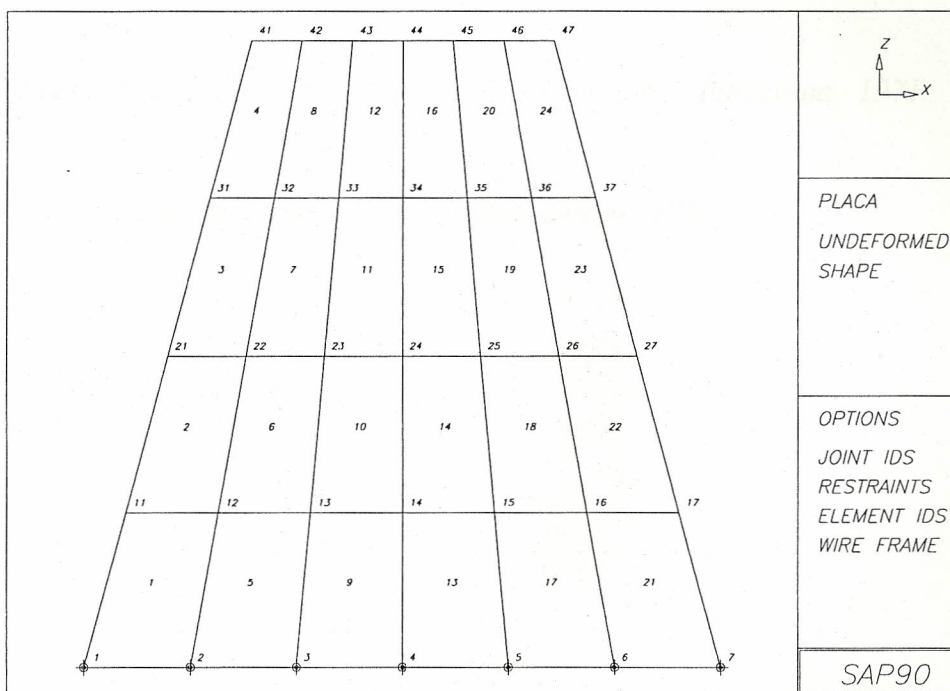
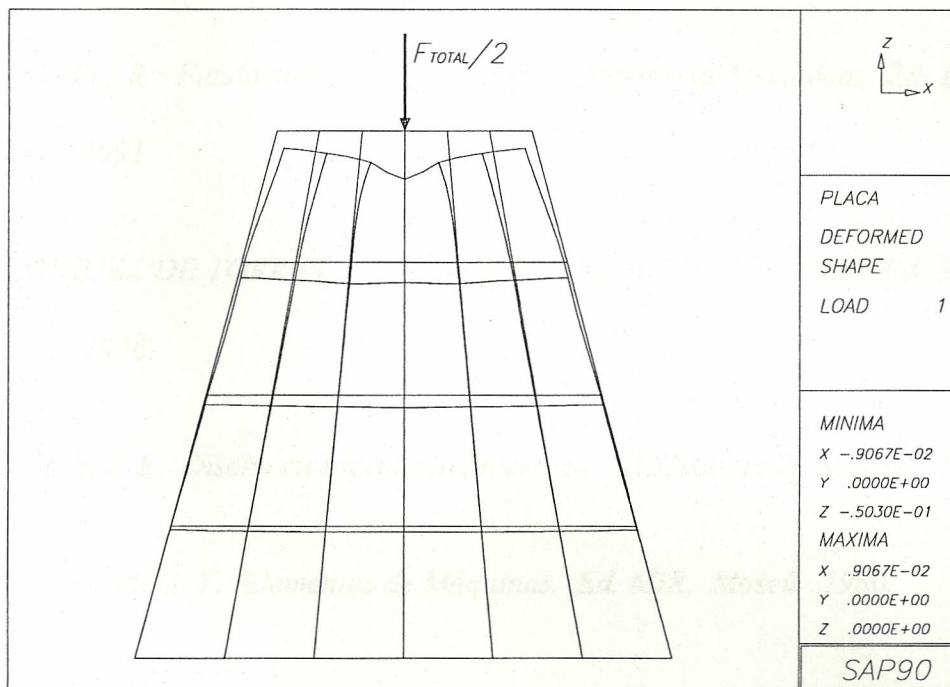
1 E = 207E3

1 JQ = 1,11,2,12 ETYPE = 0 M = 1 TZ = 50 LP = 0 G = 4,6

LOADS

44 L = 1 F = 0,0,-4192.30,0,0,0

Resultados gráficos de las deflexiones y las localizaciones de los nodos la Placa soporte.



BIBLIOGRAFIA

1. JUVINALL, R. *Fundamentos de Diseño para Ingeniería Mecánica*. Ed. Limusa. México. 1991.
2. RODRÍGUEZ DE TORRES, A. *Diseño de elementos de máquinas*. Ed. Reverté. España. 1976.
3. SHIGLEY, J. E. *Diseño en Ingeniería Mecánica*. McGraw-Hill. México. 1990.
4. DOBROVOLSKI, V. *Elementos de Máquinas*. Ed. MIR. Moscú. 1980.
5. HENRIQUEZ, L. Cía. *Catálogo de transmisiones mecánicas y manejo de materiales*. Guayaquil. 1993.
6. BELIÁEV, V. N. *Atlas de Máquinas*. Ediciones CEAC. Barcelona. 1971.
7. NTN. *Manual de selección de rodamientos*. Tokyo. 1988.