



UNIVERSIDAD DE CARABOBO
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA



“Diseño de un sistema automatizado de alimentación de laminas en un proceso de cizallado”

Tutor:
Ing. José Gutiérrez

Autores:
Algarra, Cristopher
Escalona, Ángel

Naguanagua, 17 de Octubre de 2011



UNIVERSIDAD DE CARABOBO
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA



**“DISEÑO DE UN SISTEMA AUTOMATIZADO DE ALIMENTACIÓN DE
LAMINAS EN UN PROCESO DE CIZALLADO”**

TRABAJO ESPECIAL DE GRADO PRESENTADO ANTE LA ILUSTRE
UNIVERSIDAD DE CARABOBO PARA OPTAR AL TITULO DE INGENIERO
MECÁNICO.

Tutor:
Ing. José Gutiérrez

Autores:
Algarra, Christopher
Escalona, Ángel

Naguanagua, 17 de Octubre de 2011

AGRADECIMIENTOS

A dios por haberme dado la dicha de tener esta vida, y por regalarme cada dia toda la fortaleza para luchar y seguir adelante, por hacer realidad todos mis sueños.

A mi tutor el profesor José Gutiérrez por su apoyo incondicional a lo largo de esta investigación, si su apoyo jamás lo fuese logrado.

A mi madre Zulay por todo su apoyo a lo largo de esta carrera, has estados en los buenos y en los malos momentos.

A Titina mi hermana pequeña por siempre estar ahí apoyándome.

A mi hermano mayor Luis Adolfo por siempre cuidarme desde muy pequeño y siempre estar conmigo.

A mi abuelita María fuente inagotable de amor por siempre quererme, has sido la mejo abuela.

A mis primos leo, Eduardo, Omar, y Oskar por todo el apoyo brindado a lo largo de este camino.

Cristopher Algarra

DEDICATORIA

Dedico este trabajo con mi mas profundo amor, cariño, aprecio y gratitud a:

Dios todo poderoso y a la virgen divina pastora, pilares fundamentales que me dieron sabiduría y fortaleza para alcanzar esta meta.

Mi madre que sola ha sabido salir adelante por mis hermanos y por mí, lo has hecho excelente te amo.

A mi madrina Isora por haber contribuido con mi crianza y ayudar tanto a mi mama

A mis hermanos Luis Adolfo y Titina para que este sea ejemplo de que los sueños se pueden lograr.

A mi abuela maría por ser ella la que construyo esta gran familia con esfuerzo y sacrificio logro hacer lo mejor

Cristopher Algarra

AGRADECIMIENTOS

De antemano debo agradecer a dios, pensar en existir sin su apoyo seria en vano, y es a él a quien agradezco la bendición de la compañía de personas que dia a dia lucharon conmigo para conseguir este gran paso

A mi mama y a mi papa quienes han sido un ejemplo a seguir, ellos con mucho sacrificio han logrado sus metas, a ustedes les agradezco la vida y todo lo que soy.

A mi hermano abraham para que este trabajo le sirva de ejemplo, de que las cosas con esfuerzo y dedicación se consiguen.

A mi hermano kenibel por todo su apoyo a lo largo de esta carrera.

A mi tutor el profesor José Gutiérrez por todo su apoyo a lo largo de esta investigación

A mi abuela y mis tías por todo el apoyo brindado.

Ángel Escalona

DEDICATORIA

Primero que nada dedico este trabajo a Dios todopoderoso quien ha guiado todos mis pasos y me ha bendecido e iluminado para culminar mí trabajo.

A toda mi familia;

A mi mama y mi papa, ellos han estado toda mi vida y me han sacado adelante y siempre han estado conmigo, luchando, acompañándome, guiándome, dándome apoyo y siempre confiando en mi;

A mi hermano que en las buenas y malas siempre me brinda su colaboración y apoyo con todo su corazón;

A mis tías maria y a mi abuelita que siempre han estado en las buenas y las malas conmigo desde que estoy pequeño siendo como unas segundas madres para mí.

A mis primos que quiero muchísimo.

A todos mis amigos;

Luis, Cristopher, Titina, Melissa, y David y a todos los demás que quiero muchísimo, que siempre estuvieron conmigo en los estudios, bochinchas, trabajos, salidas, momentos difíciles y momentos de felicidad.

Por esto y mucho más les dedico este trabajo tan importante para mí.

Ángel Escalona

DISEÑO DE UN SISTEMA AUTOMATIZADO DE ALIMENTACIÓN DE LAMINAS EN UN PROCESO DE CIZALLADO.

Algarra Cristopher, Escalona Angel, Gutiérrez Jose

RESUMEN

Los procesos de corte y cizallado de laminas son utilizados diariamente por las empresas metalmeccánica para la fabricación de partes, este proceso toma más importancia con el pasar de los días. Pero el trabajo en las maquinas utilizadas para cizallar las laminas es altamente riesgoso teniendo un índice de incidentes muy alto dejando a muchos operadores accidentados, por lo que las empresas metalmeccánicas se ven en la necesidad de automatizar sus procesos para satisfacer el mercado y bajar la cantidad de accidentes. Con la finalidad de ofrecer una solución al problema planteado se presenta el siguiente trabajo especial de grado el cual se centra en el diseño de un sistema automatizado que sea capaz de transportar y alimentar láminas de acero a una maquina cizalladora con la finalidad de realizar el corte de la misma, para lograr esto se presento un conjunto de soluciones, de la cual se selecciono la mejor, para así realizar el diseño mecánico de cada uno de los componentes de la estructura del sistema, así como la selección de los componentes mecánicos y de automatización presentes en el mismo, también se realizo un estudio de rentabilidad, el cual muestra los flujo presentes en el proyecto para determinar la rentabilidad. Con la implementación del diseño a la maquina se garantiza un sistema lo suficientemente sencillo, rápido y seguro que además aporta una gran productividad a un menor costo.

ÍNDICE GENERAL

	Pág.
Índice de figuras.....	iv
Índice de tablas.....	vii
Introducción.....	1
Capítulo I. Planteamiento del problema	2
1.1 Situación problemática.....	2
1.2 Objetivos.....	3
1.2.1 Objetivo General.....	3
1.2.2 Objetivos Específicos.....	3
1.3 Justificación.....	4
1.4 Limitaciones.....	4
1.5 Alcances.....	4
1.6 Antecedentes de la investigación.....	5
Capítulo II. Marco Teórico	9
2.0 Operaciones de corte.....	9
2.1 Cizallado.....	11
2.2 Soldadura.....	12
2.3 Sistema automatizado.....	13
2.4 Automatización industrial.....	14
2.5 Ventajas de la automatización industrial.....	14
2.6 Áreas tecnológicas involucradas en la Automatización Industrial.....	16
2.7 Sistemas de control utilizados en la automatización industrial.....	17
2.8 Sistema de Lógica Cableada.....	18

2.9 Sensor.....	18
2.10 Sensores Magnéticos.....	19
2.11 Contactos NA Y NC.....	19
2.12 Limit Switch (fin de carrera).....	20
2.13 Relé.....	21
2.14 Contactor.....	22
2.15 Sistemas PLC.....	23
2.16 Campos de aplicación de un PLC.....	24
2.17 Ventajas de un PLC.....	25
2.18 Desventajas de un PLC.....	26
2.19 Funciones básicas de un PLC.....	26
Capítulo III. Marco Metodológico.....	28
3.1 Nivel de la Investigación.....	28
3.2 Diseño de la Investigación.....	29
3.3 Población y muestra.....	30
3.4 Aspectos administrativos.....	30
3.4.1 Recursos humanos.....	30
3.4.1 Recursos institucionales.....	31
Capítulo IV. Cálculos.....	32
4.1 Selección de la mejor solución.....	32
4.2 Desarrollo del sistema dañado.....	38
4.2.1 Desarrollo del sistema mecánico.....	38
4.2.1.1 Diseño de la mesa A.....	39
4.2.1.2 Diseño de la mesa B.....	59
4.2.1.3 Diseño de la estructura principal.....	71
4.2.2 Diseño del sistema de control.....	108
Capítulo V. Factibilidad económica.....	124

5.1 La rentabilidad.....	124
5.2 La inversión inicial.....	125
5.3 Costos operacionales.....	126
5.4 Ingresos brutos.....	128
Capítulo VI. Conclusiones y Recomendaciones.	131
Conclusiones.....	131
Recomendaciones.....	133
Bibliografía.....	134
Apéndices.....	136

ÍNDICE DE FIGURAS

	Pág.
Figura 2.1. Proceso de cizallado o corte entre dos bordes cortantes.....	10
Figura 2.2. Bordes cizallados característicos del material de trabajo.....	11
Figura 2.3. Operación de cizallado.....	12
Figura 2.4. Funcionamiento de los sensores magnéticos.....	19
Figura 2.5. Nomenclatura de los contactos normalmente abiertos y cerrados...	20
Figura 2.6. Formas diferentes de Limit Switch Highly Electric.....	21
Figura 2.7. Relé electromagnético.....	22
Figura 2.8. Contactor trifásico Telemeca.....	23
Figura 2.9. Imagen de un PLC.....	24
Figura 4.1. Vista Lateral de la solución N° 1.....	37
Figura 4.2. Vista isométrica de la solución N° 1.....	37
Figura 4.3. Vista isométrica de la solución N° 2.....	38
Figura 4.4. Vista lateral de la solución N° 2.....	39
Figura 4.5. Vista lateral de la solución N° 3.....	40
Figura 4.6. Vista isométrica de la solución N° 3.....	40
Figura 4.7. Dimensiones de la mesa A.....	44
Figura 4.8. Elementos que componen la mesa A.....	45
Figura 4.9. Vista lateral de la mesa A con las laminas.....	45
Figura 4.10. Diagrama de corte y momento del conjunto de láminas y reacciones en las vigas 1, 2 y 3.....	47
Figura 4.11. Vigas en estudio.....	48
Figura 4.12. Diagrama de corte y momento de las vigas 1, 2 y 3.....	49
Figura 4.13. Viga 4 en estudio.....	50
Figura 4.14. Diagrama de corte y momento de la viga 4.....	51
Figura 4.15. Momentos torsores presentes en la viga 4.....	52
Figura 4.16. Diagrama de momento torsor de la viga 4.....	53

Figura 4.17. Esfuerzos cortantes en la viga.....	55
Figura.4.18. Columna en estudio.....	57
Figura 4.19. Momento y carga ejercida sobre la columna en estudio.....	58
Figura 4.20. Localización de la soldadura en la mesa.....	60
Figura 4.21. Cordón de soldadura.....	61
Figura 4.22. Mesa B y sus elementos constitutivos.....	64
Figura 4.23. Posición crítica de la lamina en la mesa B.....	65
Figura 4.24. Configuración del sistema de las cadenas.....	66
Figura 4.25. Diagrama de fuerzas de la cadena.....	67
Figura 4.26. Rueda de neopreno seleccionada.....	73
Figura 4.27. Diagrama de cuerpo libre de la ventosa en movimiento vertical...	76
Figura 4.28. Diagrama de cuerpo libre de la ventosa en movimiento horizontal.	77
Figura 4.29. Ventosa seleccionada en el catalogo.....	79
Figura 4.30. Parámetros generador de vacío.....	81
Figura 4.31. Código del generador de vacío seleccionado.....	81
Figura 4.32. Perfil de aluminio utilizado.....	83
Figura 4.33. Escuadra que soporta a las ventosas.....	83
Figura 4.34. Actuador giratorio.....	85
Figura 4.35. Disposición de las Ventosas.....	85
Figura 4.36. Diámetro del actuador seleccionado.....	87
Figura 4.37. Selección final del actuador rotativo.....	88
Figura 4.38. Ensamble del sistema ventosa - actuador giratorio.....	89
Figura 4.39. Selección del tipo de actuador.....	90
Figura 4.40. Parámetros del sistema para seleccionar el actuador lineal.....	91
Figura 4.41. Cilindros disponibles en festo.....	92
Figura 4.42. Clasificación del tipo de actuador seleccionado en el paso anterior	93
Figura 4.43. Ensamble de los actuadores lineales.....	94
Figura 4.44. Viga 1 y viga 2 a diseñar.....	95
Figura 4.45. Perfil de aluminio utilizado.....	96
Figura 4.46. Detalles de la viga 2.....	96

Figura 4.47. Ecuaciones para flecha máxima.....	97
Figura 4.48. Actuador sin vástago.....	98
Figura 4.49. Parámetros del sistema para seleccionar el actuador sin vástago....	99
Figura 4.50. Lista de cilindros que cumplen con los parámetros.....	100
Figura 4.51. Ensamble final con los actuadores sin vástago.....	102
Figura 4.52. Estructura principal.....	103
Figura 4.53. Dimensionamiento para el diseño de la estructura.....	103
Figura 4.54. Posición de la carga crítica en la viga 1 de la estructura principal...	104
Figura 4.55. Diagrama de fuerzas de la viga 1.....	105
Figura 4.56. Diagrama de corte y momento de la viga 1 de la estructura principal	106
Figura 4.57. Diagrama de corte y momento de la viga 2 de la estructura principal	108
Figura 4.58. Diagrama momento torsor de la viga 2 de la estructura principal.....	109
Figura 4.59. Diagrama de conexiones del PLC.....	124
Figura 4.60. Diagrama de conexiones neumáticas del PLC.....	125
Figura 4.61. Características del PLC.....	129

INDICE DE TABLAS.

	Pag.
Tabla 4.1 - Propiedades de la viga a utilizar.....	54
Tabla 4.2 - Resultados del diseño de la mesa B.....	75
Tabla 4.3 - Códigos selección de ventosas.....	82
Tabla 4.4. Peso total sistema ventosas.....	82
Tabla 4.5 - Resultados del diseño de la viga estructural.....	84
Tabla 4.6 - Códigos selección del actuador rotativo.....	89
Tabla 4.7. Peso total sistema ventosas.....	93
Tabla 4.8. Códigos selección actuador lineal.....	94
Tabla 4.9. Peso total.....	98
Tabla 4.10 - Resultados del diseño.....	101
Tabla. 4.11 - Peso total de la estructura principal.....	101
Tabla 4.12 - Selección de sensores inductivos.....	116
Tabla 4.13 - Selección de los sensores magnéticos.....	116
Tabla 4.14 - Selección de las válvulas direccionales.....	117
Tabla 4.15 – Entradas del PLC.....	121
Tabla 4.16 – Salidas del PLC.....	122
Tabla 5.1 – Flujos monetarios.....	135
Tabla 5.2 – Valor actual.....	135
Tabla 5.3 – Flujos monetarios.....	136
Tabla 5.4 – Valor actual.....	137

INTRODUCCION

Cada día aumenta la cantidad de personas accidentadas por algunos trabajos, bien sea por inexperiencia en el manejo de la maquina como falta de atención del mismo operador, sin embargo la industria metalmecánica actualmente invierte grandes cantidades de dinero para disminuir el porcentajes de accidentes y lo han logrado a través de la automatización del proceso lo cual le ha traído beneficios adicionales como obtener una mayor cantidad de productos en menos tiempo y de mejor calidad.

Troqueles nacionales al formar parte de este tipo de industrias se ha propuesto a desarrollar el siguiente proyecto: ***DISEÑAR UN SISTEMA AUTOMATIZADO DE ALIMENTACION DE LAMINAS EN UN PROCESO DE CIZALLADO*** a través de dos estudiantes de la universidad de Carabobo.

Para la realización de este proyecto se trazaran una serie de objetivos que se irán cumpliendo con el transcurrir del presente trabajo aplicando bases teóricas, conocimientos de la ingeniería mecánica y cada uno de sus procesos para así llegar a la obtención de una solución que logre solventar los inconvenientes presentados en el proceso de cizallado en Troqueles Nacionales.

Capítulo I. El problema.

En este se plantea el problema, objetivos generales y específicos del informe seguidamente se encuentra la justificación, alcances y limitaciones.

Capítulo II. Marco teórico.

Se encuentra un resumen de trabajos realizados anteriormente relacionados con el tema en estudio, luego se encuentra información que ayudara al lector a comprender mejor el proyecto.

Capítulo III. Marco metodológico.

En este capítulo se presenta la metodología que se adopta para llevar a cabo la investigación. En este se indica el tipo de investigación realizada y describe el conjunto de pasos ordenados para ejecutar la investigación, que permite la obtención de la solución del problema planteado

Capítulo IV. Cálculos.

En este capítulo se presentará un conjunto de soluciones al problema planteado, de las soluciones planteadas se seleccionará la que se adapte a los requerimientos de la planta, de igual manera se realizará el diseño mecánico y de control del sistema seleccionado y finalmente se realizara un estudio económico para conocer si es rentable.

Capitulo V. Factibilidad económica.

En este capítulo se presentara la justificación económica del proyecto, se presentaran los costos operacionales, ingresos brutos, y haciendo uso de un modelo de rentabilidad se determinara si el mismo es factible económicamente.



CAPITULO I

EL PROBLEMA

En este capítulo se presenta el planteamiento del problema, los objetivos, la justificación, limitaciones y delimitaciones del diseño del sistema automatizado de alimentación de laminas, lo cual ayudará a comprender el por qué de la realización de este trabajo de grado.

1.1. Situación problemática

TROQUENAL es una empresa fundada en el año 1968, pionera en el ramo metalmecánico ubicada en la región central. Su actividad económica se basa en el conformado de piezas mecánicas para una amplia gama de clientes nacionales e internacionales, actualmente la empresa fábrica entre algunos de sus productos las aspas para los motores de las licuadoras y los topes para los amortiguadores de algunos modelos automotrices. Sus procesos de fabricación son de troquelado en su mayoría sin embargo cuentan con varias estaciones de trabajo donde se llevan a cabo procesos de cizallado, varios tipos de soldadura (eléctrica y electro punto) y embutido, esto dependiendo de la pieza que se vaya a fabricar.

En troqueles nacionales las piezas conformadas parten de láminas de hierro negro y de acero (A366 y A569), el primer proceso que se lleva a cabo para la elaboración de los productos es el de cizallado, para esta se lleva actualmente el siguiente procedimiento:

Las láminas son trasladadas en lotes por un montacargas hasta las adyacencias de la máquina cizalladora, luego son colocadas en tres soportes los cuales no son adecuados, una vez colocadas las láminas, éstas son llevadas una a una hasta la



máquina cizalladora entre dos operarios los cuales la colocan en la entrada de la misma, luego el operador presiona un pedal para accionar la misma, seguidamente deben empujar nuevamente la lamina para repetir el proceso y de esta forma cortar la lámina en tiras longitudinales y transversales según sea el caso, el proceso antes indicado es poco ergonómico, además el procedimiento que se sigue hace que la producción sea considerablemente lenta y tediosa sometiendo al operario a largas jornadas de trabajo que producen en él fatiga y disminuyen la eficiencia del proceso productivo. Además el operario se ve sometido a condiciones de trabajo inadecuadas, como altos niveles de ruido, riesgos de corte en el cuerpo y riesgo a que se pueda aprisionar una mano debido al peso de las láminas.

1.2. Objetivos

1.2.1. Objetivo General

- Diseñar un sistema automático de alimentación de láminas en un proceso de cizallado.

1.2.2. Objetivos Específicos

- Determinar los parámetros de diseño del sistema a diseñar.
- Diseñar el sistema mecánico de alimentación de láminas.
- Diseñar el sistema de control del proceso de alimentación.
- Realizar un estudio de factibilidad económica.



1.3. Justificación

A nivel industrial se aplican técnicas que consisten en automatizar ciertos procesos, debido a que estas permiten aumentar considerablemente la productividad, es decir, aumentar las ganancias al disminuir los tiempos de producción y el número de operarios requerido para un proceso, aprovechando al máximo la materia prima.

Debido a que en la empresa TROQUENAL se tiene una alimentación manual en el proceso de cizallado, pueden observarse algunas desventajas al realizarse este proceso, algunas más acentuadas que otras, como por ejemplo, al separar las laminas una de la otra se torna un poco complicado debido a la viscosidad del aceite anticorrosivo con el cual estas se encuentran lubricadas, por lo que los operarios deben usar unas pequeñas paletas para ejercer palanca y separarlas, otro de los inconvenientes presentados es el hecho de transportar dichas laminas hasta la máquina cizalladora, en este caso es necesario que los operarios carguen cada una hasta la entrada de la máquina, lo cual trae como consecuencia que esta operación requiera dos operarios y altos tiempos de trabajo, debido a la lentitud e inconvenientes presentados, lo que repercute directamente en la productividad.

1.4. Limitaciones

- Alto peso unitario de las láminas.
- Poca información técnica acerca de la máquina cizalladora.

1.5. Alcance

- El diseño del sistema abarcará sólo la alimentación de las láminas en todo el proceso de cizallado.



- Este proyecto sólo se basará en el diseño y no en la implementación del sistema diseñado.



CAPITULO II

MARCO TEORICO

En este capítulo se aportara de manera sustanciosa los conocimientos esenciales sobre los cuales se enfoca la investigación y entre ellos se incluyen: la automatización de procesos, operaciones de corte, sistema de control, entre otros, los mismos serán necesarios para comprender el desarrollo del presente trabajo.

2.1. Antecedentes

Tang, Jian-Zhong et al; (2008). Realizaron estudios para automatizar un proceso de dragado. Estos investigadores determinaron que controlar manualmente el proceso de dragado trae como consecuencia baja producción y baja eficiencia. Para aumentar la producción y reducir los costos unitarios, el control automático del proceso de dragado fue una solución al problema. La automatización de las operaciones de dragado se ha investigado actualmente por estudiosos de todo el mundo. Basándose en los resultados de investigaciones anteriores de las operaciones de dragado, un sistema de control que tiene por objeto realizar la optimización de la línea y control automático del proceso de dragado se presento en este artículo. Estos investigadores realizaron algunos experimentos para lograr seleccionar el proceso automático de mayor rendimiento. Todos estos experimentos fueron hechos cerca de la costa este de china en un sitio especial en procesos de dragado, el suelo en ese sitio es de arena con gravas, la configuración de estos proyectos fueron mostrados en diferentes tablas en esta publicación. Los experimentos demostraron que el sistema de control presentado por los investigadores era capaz de realizar el proceso de dragado de forma automática con un rendimiento aceptable.



Shea, Kristina et al; (2010). Realizaron estudios acerca de máquinas cognitivas para la automatización de procesos, para así satisfacer la creciente demanda de personalización de los productos puros, se desarrollaron nuevos enfoques para la fabricación automatizada de la geometría de la pieza en un procesos de torneado, tanto en el lado del software y hardware. En este trabajo se presentó un nuevo enfoque y un sistema autónomo de diseño destinado para la fabricación que integra las capacidades cognitivas, tales como el razonamiento a partir de modelos de conocimiento y la planificación autónoma, que integra a las propias máquinas para fabricar piezas de forma automática a medida. El marco se integró en un común proceso de selección automática de la pieza de trabajo, la planificación generativa de mecanizado CNC con formas gramáticas y el diseño automatizado del aparato, basado en un conjunto de hardwares flexibles. Inicialmente se dan para el enfoque de planificación de mecanizado 2.5D aplicado a las piezas con un enfoque definido y se presenta el dispositivo prototipo. Las ventajas y el potencial del mismo se derivaron principalmente de la aplicación de los principios de sistemas cognitivos para un sistema de fabricación que va a desarrollar un enfoque integrado y en línea. Los métodos fueron desarrollados específicamente para ser usados en la máquina para aprovechar la posibilidad de actualizar y ampliar los modelos de conocimiento y así reflexionar la capacidad actual de fabricación y de adaptarse a los cambios en el medio ambiente y el plan de re-duración de la operación. Como resultado se obtuvo un sistema capaz de planificar y generar instrucciones en un proceso de mecanizado CNC, la cual es capaz de generar estadísticas acerca de la orientación óptima del mecanizado para obtener mejor aprovechamiento de material, junto el uso de un dispositivo de fijación flexible que permite la reconfiguración de hardware para la fijación de una gama de formas de piezas. También es capaz de instalar un nuevo sistema de fijación entre los disponibles en el almacenamiento y un plan de



mecanizado al introducir una pieza diferente, es decir, el sistema cuenta con una gran capacidad de adaptación.

Cetinkaya, Kerim; (2005). Realizó estudios acerca del efecto que ejerce el sistema de alimentación utilizado en determinado proceso sobre el material y la importancia que tiene seleccionar el sistema de alimentación adecuado según sea la aplicación. Los alimentadores mecánicos y neumáticos se han utilizado en la industria y se usan en innumerables aplicaciones, por eso es de gran importancia el conocimiento sobre los rasguños, la deformación y daños que ejerce cada tipo de alimentación sobre las láminas sería de ayuda para los usuarios, de tal forma que puedan juzgar acerca del tipo alimentación es más apropiado para cada tipo de aplicación. También en este artículo se comparó y se discutió sobre los efectos de la alimentación de material extra suave, material laminado en frío y el material laminado en caliente de los diferentes espesores. Obteniéndose de esta investigación lo siguiente:

1. En el ensayo se obtuvieron tres tipos de defectos en las tiras, en primer lugar en la superficie diferencial de longitud de fibra, en segundo lugar un borde diferencial de longitud de fibra, y en tercer lugar en un borde diferencial de espesor.
2. Utilizando alimentadores de rodillos de potencia anchos al igual que los rollos de láminas ejercen la presión sobre la lámina se dispersa en mayor amplitud de contacto, por lo que son más pequeños los rayones en la superficie que en otros más delgados.
3. Cuanto más grueso sea el material de la lámina, la presión requerida aumenta la carga total. Debido a esta propiedad los arañazos son mucho más grandes para materiales más gruesos que los más delgados.



García, C; (2005). Realizo el diseño y construcción de un control automático basado en el uso de sensores, visión artificial y redes neuronales para el diagnóstico y predicción de fallas en un proceso de estampado de laminas, con el fin de disminuir la producción de piezas defectuosas. Se ha demostrado que los sistemas de visión artificial trabajan de una forma rápida, adecuada y confiable en las tareas de supervisión en operaciones de conformado relativamente simples. En el diseño del sistema se usaron sensores capaces de detección de defectos, como grietas y arrugas en algunas partes de la pieza obtenida del proceso de estampado. Las pruebas realizadas con el fin de validar el sistema de control automático han demostrado la viabilidad de dicho sistema. Los sensores basados en el seguimiento del sistema y el sistema de visión artificial ha demostrado ser capaz de detectar, automáticamente y con buena precisión la aparición de defectos, de determinar si las grietas o las arrugas han tenido lugar, para determinar su posición y, por último, para modificar los parámetros de la máquina a fin de evitar que las próximas piezas tengan el mismo defecto. El completo sistema de inteligencia artificial ha demostrado ser capaz de detectar automáticamente y con buena precisión la aparición de defectos, para determinar si las grietas o las arrugas han tenido lugar, para determinar su posición y, por último, para modificar los parámetros de la máquina a fin de evitar que la pieza pase por las siguientes etapas. En conclusión, los métodos de inteligencia artificial han demostrado ser útil para las tareas de supervisión automática de la producción de complejos procesos de embutición profunda debido a la gran calidad ofrecida por los sistemas de vigilancia basada en sensores y en un módulo de visión artificial utilizando la metodología de redes neuronales.

2.1. Operaciones de corte

El corte de lámina se realiza por una acción de cizalla entre dos bordes afilados. La acción de cizalla se describe en los cuatro pasos esquematizados en la figura 2.1,

donde el borde superior de corte (el punzón) se mueve hacia abajo sobrepasando el borde estacionario inferior de corte (el dado).

Cuando el punzón empieza a empujar el material de trabajo, ocurre una deformación plástica en las superficies de la lámina, conforme éste se mueve hacia abajo ocurre la penetración, en la cual comprime la lámina y corta el metal. Esta zona de penetración es generalmente una tercera parte del espesor de la lámina. A medida que el punzón continúa su viaje dentro del trabajo, se inicia la fractura del material de trabajo entre los dos bordes de corte. Si el claro entre el punzón y el dado es correcto, las dos líneas de fractura se encuentran y el resultado es una separación limpia del material de trabajo en dos piezas.

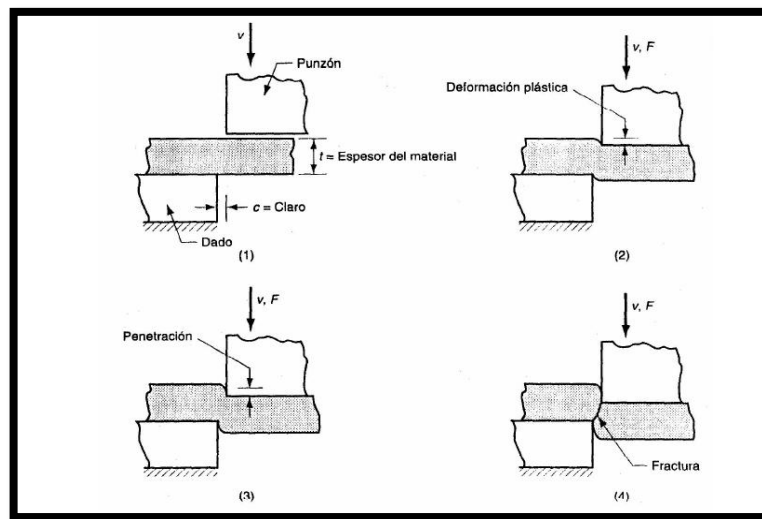


Figura 2.1 - Cizallado o corte de una lámina metálica entre dos bordes cortantes: (1) inmediatamente antes de que el punzón entre en contacto con el material, (2) el punzón comienza a comprimir el material de trabajo causando deformación plástica, (3) el punzón comprime y penetra en el material de trabajo formando una superficie lisa de corte y (4) se inicia la fractura entre los dos bordes de

corte opuestos que separan la lámina. Los símbolos v y F indican velocidad y fuerza aplicada, respectivamente. [7]

Los bordes cizallados de la lámina tienen formas características que se muestran en la figura 2.2. Encima de la superficie de corte hay una región que se llama redondeado. Éste corresponde a la compresión hecha por el punzón en el material de trabajo antes de empezar el corte. Aquí es donde empieza la deformación plástica del material de trabajo; justo abajo del redondeado hay una región relativamente lisa llamada bruñido. Ésta resulta de la penetración del punzón en el material antes de empezar la fractura. Debajo del bruñido está la zona de fractura, una superficie relativamente tosca del borde de corte donde el movimiento continuo del punzón hacia abajo causa la fractura del metal.

Finalmente al fondo del borde está la rebaba, un filo causado por la elongación del metal durante la separación final de las dos piezas. [7]

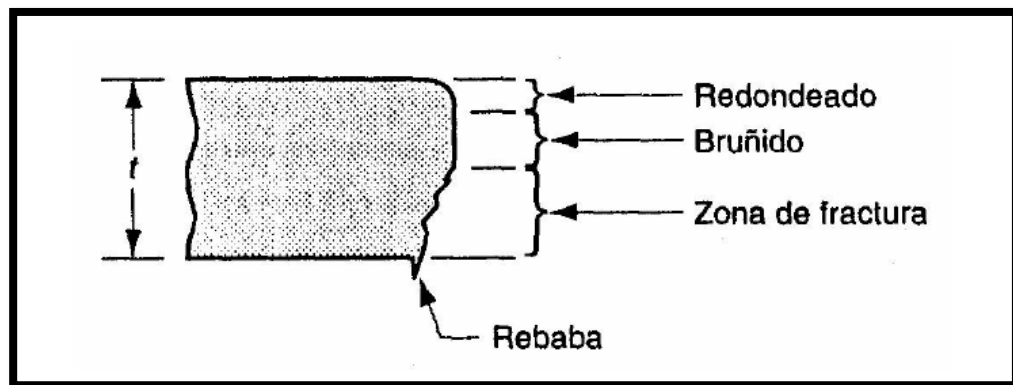


Figura 2.2 - Bordes cizallados característicos del material de trabajo. [7]

2.2. Cizallado.

El cizallado Es la operación de corte de una lámina de metal a lo largo de una línea recta entre dos bordes de corte como se muestra en la figura 2.3(a). El cizallado se usa típicamente para reducir grandes láminas a secciones más pequeñas para operaciones posteriores de prensado. Se ejecuta en una máquina llamada cizalla de potencia o cizalla recta. La cuchilla superior de la cizalla de potencia está frecuentemente sesgada, como se muestra en la figura 3(b), para reducir la fuerza requerida de corte.

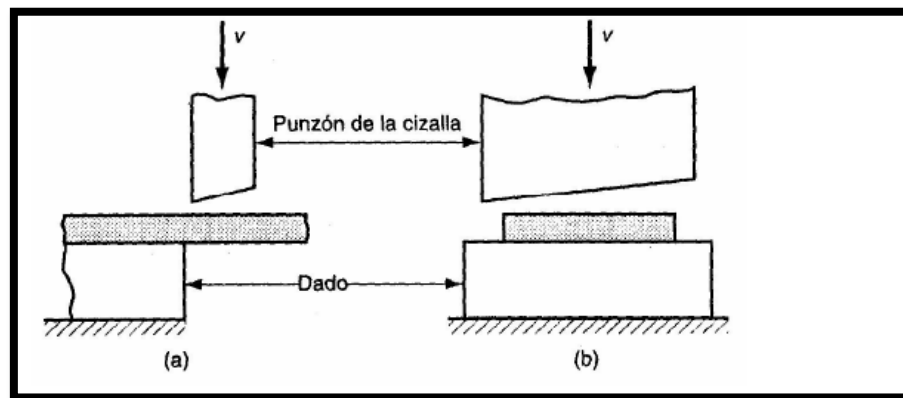


Figura 2.3 - Operación de cizallado: (a) vista lateral de la operación, (b) vista frontal de la cizalla equipada con una cuchilla superior sesgada. El símbolo v indica velocidad. [7]

2.3. Soldadura

La AWS define una soldadura como una coalescencia localizada de metal, en donde esa conglutinación se produce por el calentamiento a temperaturas adecuadas, con o sin la aplicación de presión y con o sin la utilización de material de aporte. El metal de aporte sólo se puede emplear si éste y el metal base son compatibles (en



términos de la estructura cristalina) y si existe un contacto átomo a átomo (que sólo es posible si las superficies están limpias y libres de material extraño). Si los metales base no son compatibles, es necesario emplear un proceso en el cual no se fundan (como la soldadura fuerte) o un metal de aporte que sea diferente a los de base, pero que se fusionen con ellos. Siempre que se funde el metal base, se tiene una mezcla de los metales base y de aporte. [7]

Soldadura con arco metálico protegido. Se emplean electrodos recubiertos y se pueden efectuar con fuentes de potencias de CC o CA. Su aplicación es para aceros dulces y de aleación e inoxidables y, en menor grado, metales no ferrosos. El electrodo se sujeta en una porta electrodo que tiene un cable conductor hasta la fuente de potencia. La pieza de trabajo se conecta eléctricamente a tierra. Para establecer el circuito, se toca la pieza de trabajo con la boquilla del electrodo y, luego, se retrocede una pequeña distancia, con lo que se inicia el arco. El voltaje del arco varía más o menos entre 20 y 40V y la corriente es de alrededor de 20 a 500A, lo cual depende principalmente del tamaño y tipo del electrodo y la posición para soldar. Fuente (Manual Del Ingeniero Mecánico). [7]

Los recubrimientos para electrodos sirven para diversos fines:

- Facilitar el establecimiento y conservación del arco.
- Proteger el metal fundido contra el aire.
- Actuar como fundente de los metales que se funden.
- Constituir una forma de introducir ingredientes de aleación que no estén en los alambres núcleo.



2.4. Sistema automatizado

La automatización es un sistema donde se transfieren tareas de producción, realizadas habitualmente por operadores humanos a un conjunto de elementos tecnológicos.

Un sistema automatizado consta de dos partes principales:

- Parte operativa
- Parte de mando.

La Parte Operativa es la parte que actúa directamente sobre la máquina. Son los elementos que hacen que la máquina se mueva y realice la operación deseada. Los elementos que forman la parte operativa son los accionadores de las máquinas como motores, cilindros, compresores y los captadores como fotodiodos, finales de carrera.

La Parte de Mando suele ser un autómatas programable (tecnología programada), aunque hasta hace bien poco se utilizaban relés electromagnéticos, tarjetas electrónicas o módulos lógicos neumáticos (tecnología cableada). En un sistema de fabricación automatizado el autómatas programable está en el centro del sistema. Este debe ser capaz de comunicarse con todos los constituyentes de sistema automatizado. Fuente [8]

2.5. Automatización Industrial.

Se entiende por automatización industrial un conjunto de técnicas que involucran la aplicación e integración de diferentes sistemas para operar y controlar procesos productivos de forma autónoma.



Por su parte, la automatización industrial puede considerarse como la aplicación de la automatización a los procesos industriales directamente involucrados en la producción de bienes. [8]

2.6. Ventajas de la Automatización Industrial.

En general, la automatización industrial pretende incrementar la competitividad de la industria. En ese sentido, algunas de sus principales ventajas son:

- Aumento de la productividad. En los procesos automatizados, por lo general, se incrementa la cantidad de producto por unidad de tiempo.
- Reducción de costos laborales. Uno de los principales objetivos de la automatización radica en la disminución de los costos de producción, especialmente los asociados a la mano de obra.
- Mejor calidad del producto.
- Estabilización de las características del producto dentro de las especificaciones queridas por los clientes. El producto no es peor que lo requerido (lo que garantiza la satisfacción del comprador), pero tampoco mejor (por lo que en su elaboración no se gasta más de lo necesario).
- Reducción de costos por reprocesamiento de productos rechazados por el departamento de control de calidad. Esto es una consecuencia directa del punto previo.



- Aumento de la seguridad laboral. Las máquinas automatizadas pueden realizar aquellas labores dentro del proceso que, por su naturaleza riesgosa, ponen en peligro la salud de los trabajadores.
- Existen actividades dentro del proceso de producción que el hombre simplemente no está en capacidad de realizar, bien sea porque los requerimientos exceden su fuerza física, su destreza manual o su capacidad de cálculo y de atención. Se han diseñado máquinas automatizadas que pueden desempeñarse en tales campos durante las veinticuatro horas de] día, con muy pocas interrupciones.
- Integración. Ésta es una de las principales ventajas de la automatización moderna.
- Los nuevos equipos y dispositivos empleados en la automatización industrial] permiten su interconexión en redes de comunicación de datos, de tal forma que toda la planta puede estar integrada dentro de una extensa red (similar a una red de computadoras), que abarque desde e] nivel más bajo (detectores ubicados al nivel de las máquinas de producción), hasta los más altos (gerencias de producción, mantenimiento, gerencia general, etc.) Inclusive, mediante la conexión a Internet, se puede tener acceso remoto a la planta y detectar su estado actual, nivel de producción, cuáles maquinarias están en actividad o paradas, etc. [8]

2.7. Áreas tecnológicas involucradas en la Automatización Industrial.

La automatización industrial moderna tiene un carácter ampliamente multidisciplinario, lo cual dificulta su aprendizaje y puesta en práctica. Entre las



principales áreas tecnológicas con las que tiene que ver la automatización industrial actual son las siguientes:

- Controladores lógicos programables y sus periféricos asociados: se trata de dispositivos electrónicos relacionados principalmente con la toma de decisiones lógicas dentro del proceso, como encender o apagar una bomba de agua, arrancar o parar una cinta transportadora, etc.
- Sensórica. Detectores de las distintas variables que pueden presentarse en un proceso.
- Neumática: la utilización del aire comprimido en las máquinas automatizadas está muy difundida. Sin embargo, la neumática pura ha venido siendo sustituida por la electroneumática, en la cual se emplea la neumática en conjunto con la electricidad y la electrónica.
- Accionamientos electrónicos de motores eléctricos: se refieren al acondicionamiento de la energía eléctrica suministrada a los motores eléctricos de AC y DC, a los fines de que éstos se comporten de la manera deseada. Son muy empleados en cualquier tipo de industria que posea un equipo eléctrico controlado por un sistema automático. [8]

2.8. Sistemas de control utilizados en la Automatización Industrial.

Básicamente, cuando se habla de control electrónico, existen dos tipos de tecnologías para implantar la parte de comando del sistema automatizado:

- Tecnología cableada.
- Tecnología programada.



La primera en surgir fue la cableada, la cual se realiza mediante elementos como relés electromagnéticos, elementos neumáticos o hidráulicos, compuertas lógicas electrónicas, etc. Esta tecnología presenta como desventajas que no se adapta muy bien a los sistemas complejos, ni facilita las modificaciones posteriores del diseño original. Además, sus tiempos de desarrollo y puesta en servicio suelen ser muy largos.

Por su parte, la tecnología programada se lleva a cabo mediante la programación de microprocesadores, micro controladores, computadores o controladores lógicos programables. Su gran ventaja reside en su facilidad de modificación y en el hecho de utilizar elementos estándar, manufacturados en serie y exhaustivamente probados por el fabricante, lo cual les da una gran flexibilidad y confiabilidad. Además, se adaptan muy bien a las modernas redes digitales de comunicación que han invadido las plantas industriales. Todo esto hace que sea la tecnología preferida en la actualidad, dentro de los modernos sistemas flexibles de producción. [9]

2.9. Sistema de Lógica Cableada.

La lógica cableada industrial consiste en el diseño de automatismos con circuitos cableados entre contactos auxiliares de relés electromecánicos, contactores de potencia, relés temporizados, diodos, relés de protección, válvulas oleohidráulicas o neumáticas y otros componentes. Los cableados incluyen funciones de comando y control, de señalización, de protección y de potencia. La potencia además de circuitos eléctricos comprende a los circuitos neumáticos (mando por aire a presión) u oleohidráulicos (mando por aceite a presión). El sistema de lógica cableada, realiza sus tareas de forma secuencial, lo que impide el cambio de variables y parámetros. Si se ha de realizar otra tarea será necesario realizar un nuevo diseño. Se emplea en



automatismos pequeños, o en lugares críticos, donde la seguridad de personas y máquinas, no puede depender de la falla de un programa de computación. [9].

2.10. Sensor

Es un dispositivo que detecta manifestaciones de cualidades o fenómenos físicos, como la energía, velocidad, aceleración, tamaño, cantidad, etc. Se puede decir también que es un dispositivo que aprovecha una de sus propiedades con el fin de adaptar la señal que mide para que la pueda interpretar otro elemento. [9]

2.11. Sensores Magnéticos

Se le denomina relés tipo "reed", son utilizados en cilindros neumáticos para detectar la posición de fin de carrera a través del vástago del cilindro.

Los sensores neumáticos constan de un sistema de contactos cuyo accionamiento vendrá ocasionado por la aparición de un campo magnético. Los contactos se cerrarán bajo la influencia de un campo magnético provocado por un dispositivo imantado alojado en el objeto a detectar, en los cilindros neumáticos el imán permanente va integrado en el émbolo, estos cuando el campo magnético se acerca al sensor, estos transmiten una señal eléctrica o neumática a los controles, electro válvulas o elementos de conmutación neumáticos. En la fig. 2.4 se muestra el funcionamiento de dicho sensor. [9]

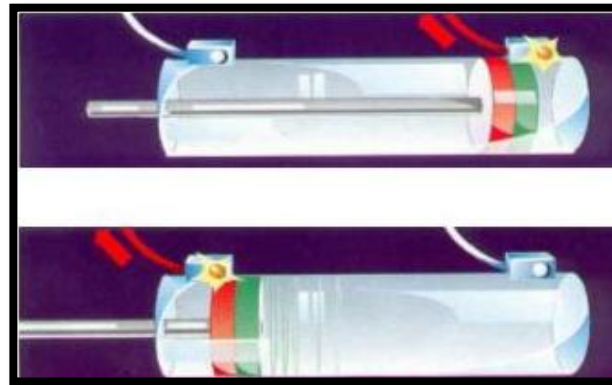


Figura 2.4 - Funcionamiento de los sensores magnéticos. [9]

2.12. Contactos NA Y NC.

Los contactos eléctricos de los relés pueden ser contactos normalmente abiertos NA, o normalmente cerrados NC. En los esquemas de conexión y de principio siempre se dibuja el contacto en su posición de reposo, con la bobina del relé desenergizada o en OFF. El contacto NC se dibuja cerrado y el contacto NA se dibuja abierto. Los relés se dibujan sin energizar. La figura 2.5 muestra como se debe dibujar los diferentes contactos. [9]

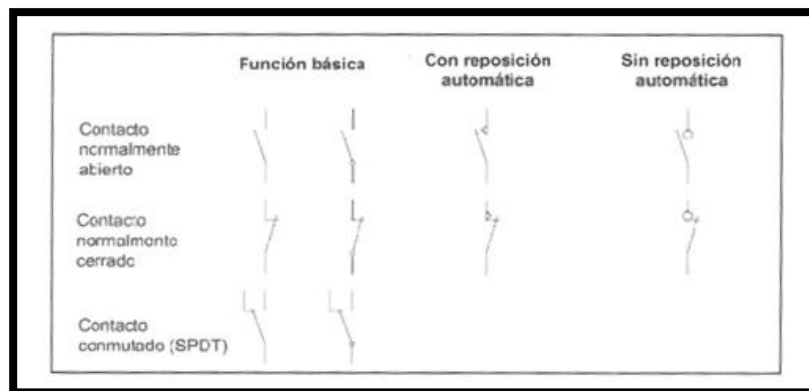


Figura 2.5 - Nomenclatura de los contactos normalmente abiertos y cerrados. [9]

2.13. Limit Switch (fin de carrera).

Estos elementos, son interruptores que al ser accionado mecánicamente, operan contactos eléctricos. La posición inicial de estos elementos, es cuando no hay una fuerza externa que actúe sobre ellos. Una vez que son actuados, retorna a su posición original cuando cesa la fuerza externa. La figura 2.6 muestra las diferentes formas de limit switch. [9]



Figura 2.6 - Formas diferentes de Limit Switch Highly Electric. [9]

2.14. Relé.

Son dispositivos electromecánicos que permiten cerrar o abrir un contacto conectado a un circuito por la acción de un electroimán que está conectado a otro circuito, de control.

Existen relés para manejar altas corrientes y/o altas tensiones por medio de señales de control de muy bajas tensiones y/o corrientes. Además de los relés de potencia, existen relés llamados de comando o de señal, los cuales se utilizan para hacer operaciones de lógica eléctrica en tableros eléctricos de máquinas, o en telefonía, o controles de semáforos, etc.

Estos relés por lo general tienen varios grupos de contactos asociados que cambian de estado al circular corriente por la bobina del electroimán, pudiendo los contactos estar abiertos o cerrados cuando no circula corriente, lo cual se conoce comercialmente como "normal abierto" o "normal cerrado", llamándose "normal" al estado sin corriente en la bobina .. Fue inventado por Joseph Henry en 1835. La figura 2.7 muestra un relé normalizado. [10]

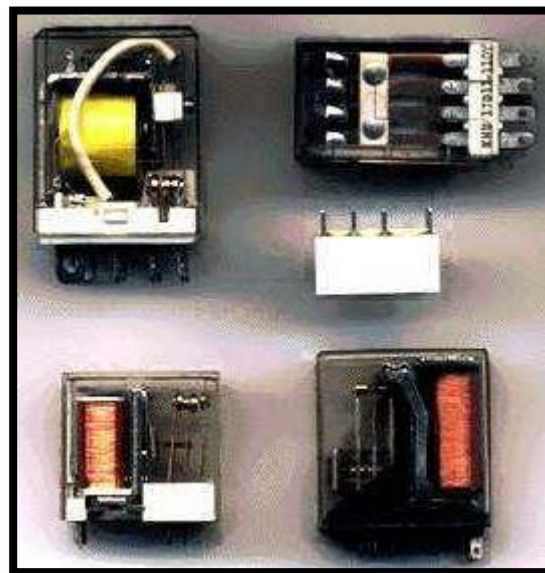


Figura 2.7 - Relé electromagnético. [10]

2.15. Contactor.

Un contactor es un dispositivo con capacidad de cortar la corriente eléctrica de un receptor o instalación, con la posibilidad de ser accionado a distancia, que tiene dos posiciones de funcionamiento: una estable o de reposo, cuando no recibe acción alguna por parte del circuito de mando, y otra inestable, cuando actúa dicha acción. Este tipo de funcionamiento se llama de "todo o nada".

Es un elemento conductor que tiene por objetivo establecer o interrumpir el paso de corriente, ya sea en el circuito de potencia o en el circuito de mando, tan pronto se energice la bobina (en el caso de ser contactores instantáneos). En la Figura 2.8 se aprecia un contactor trifásico Telemecanique. [10]

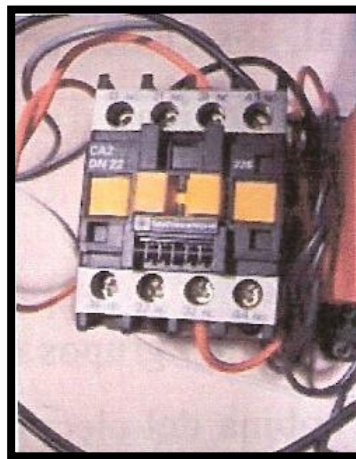


Figura 2.8 - Contactor trifásico Telemeca. [10]

2.16. Sistemas PLC

Un autómata programable industrial (API) o Programmable logic controller (PLC), es un equipo electrónico, programable en lenguaje no informático, diseñado para controlar en tiempo real y en ambiente de tipo industrial, procesos secuenciales.

Un PLC trabaja en base a la información recibida por los captadores y el programa lógico interno, actuando sobre los accionadores de la instalación. Fuente ("9"Plc). En la figura 2.9 se muestra un PLC. [10]

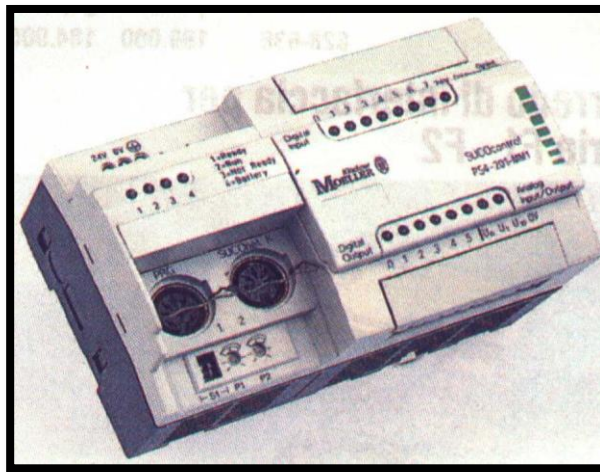


Figura 2.9 - Imagen de un PLC. [10]

2.17. Campos de aplicación de un PLC

El PLC por sus especiales características de diseño tiene un campo de aplicación muy extenso. La constante evolución del hardware y software amplía constantemente este campo para poder satisfacer las necesidades que se detectan en el espectro de sus posibilidades reales.



Su utilización se da fundamentalmente en aquellas instalaciones en donde es necesario un proceso de maniobra, control, señalización, etc., por tanto, su aplicación abarca desde procesos de fabricación industriales de cualquier tipo a transformaciones industriales, control de instalaciones, etc. [10]

Sus reducidas dimensiones, la extremada facilidad de su montaje, la posibilidad de almacenar los programas para su posterior y rápida utilización, la modificación o alteración de los mismos, etc., hace que su eficacia se aprecie fundamentalmente en procesos en que se producen necesidades tales como:

- Espacio reducido.
- Procesos de producción periódicamente cambiantes.
- Procesos secuenciales.
- Maquinaria de procesos variables.
- Instalaciones de procesos complejos y amplios.
- Chequeo de programación centralizada de las partes del proceso.

2.18. Ventajas de un PLC

Menor tiempo empleado en la elaboración de proyectos debido a que:

- No es necesario dibujar el esquema de contactos.
- No es necesario simplificar las ecuaciones lógicas, ya que, por lo general la capacidad de almacenamiento del módulo de memoria es lo suficientemente grande.



- La lista de materiales queda sensiblemente reducida, y al elaborar el presupuesto correspondiente eliminaremos parte del problema que supone el contar con diferentes proveedores, distintos plazos de entrega.
- Posibilidad de introducir modificaciones sin cambiar el cableado ni añadir aparatos.
- Mínimo espacio de ocupación.
- Menor coste de mano de obra de la instalación.
- Economía de mantenimiento. Además de aumentar la fiabilidad del sistema, al eliminar contactos móviles, los mismos autómatas pueden indicar y detectar averías.
- Posibilidad de gobernar varias máquinas con un mismo autómata.
- Menor tiempo para la puesta en funcionamiento del proceso al quedar reducido el tiempo cableado.
- Si por alguna razón la máquina queda fuera de servicio, el autómata sigue siendo útil para otra máquina o sistema de producción. [10]

2.19. Desventajas de un PLC

- Como inconvenientes podríamos hablar, en primer lugar, de que hace falta un programador, lo que obliga a adiestrar a uno de los técnicos en tal sentido, pero hoy en día ese inconveniente está solucionado porque las universidades ya se encargan de dicho adiestramiento.
- El coste inicial también puede ser un inconveniente. [10]



2.20. Funciones básicas de un PLC

- Detección: Lectura de la señal de los captadores distribuidos por el sistema de fabricación.
- Mando: Elaborar y enviar las acciones al sistema mediante los accionadores y preaccionadores.
- Dialogo Hombre máquina: Mantener un diálogo con los operarios de producción, obedeciendo sus consignas e informando del estado del proceso.
- Programación: Para introducir, elaborar y cambiar el programa de aplicación del autómatas. El dialogo de programación debe permitir modificar el programa incluso con el autómatas controlando la maquina. [10]

2.21. Factor de seguridad y esfuerzo de diseño permisible (esfuerzo de trabajo).

- **Esfuerzos y cargas admisibles**

Se ha descrito en forma adecuada a la ingeniería como la aplicación de la ciencia a las finalidades de la vida. Para cumplir esa misión, los ingenieros diseñan una variedad de objetos aparentemente interminable, para satisfacer las necesidades básicas de la sociedad. Entre esas necesidades están vivienda, agricultura, transporte, comunicaciones y muchos otros aspectos de la vida moderna. Los Factores a considerar en el diseño comprenden funcionalidad, resistencia, apariencia, economía y efectos ambientales. Sin embargo, cuando se estudia la mecánica de materiales, el interés principal para el diseño es la resistencia, esto es, la capacidad del objeto para



soportar o transmitir cargas. Los objetos que deben resistir cargas son, entre otros, construcciones, maquinas, recipientes, camiones, aviones, barcos y cosas parecidas. Por simplicidad a esos objetos los llamaremos estructuras; así, una estructura es cualquier objeto que debe soporta o transmitir cargas. [11]

- Factores de seguridad

Si se tiene que evitar una falla estructural, las cargas que una estructura es capaz de soportar deben ser mayores que las cargas a las que se va a someter cuando este en servicio. Como la resistencia es la capacidad de una estructura para resistir cargas, el criterio anterior se puede replantear como sigue: la resistencia real de una estructura debe ser mayor que la resistencia requerida. La relación de la resistencia real entre al resistencia requerida se llama factor de seguridad n :

$$\text{Factor de seguridad } n = \frac{\text{Resistencia real}}{\text{Resistencia requerida}}$$

Naturalmente, el factor de seguridad debe ser mayor que 1.0 para evitar falla. Dependiendo de las circunstancias, los factores de seguridad varían desde un poco más que 1.0 hasta 5.

La incorporación de factores de seguridad en el diseño no es asunto sencillo, porque tanto la resistencia como la falla tienen muchos significados distintos. La resistencia se puede medir con la capacidad portante, o de carga, de una estructura o bien se puede medir por el esfuerzo en el material. Falla puede equivaler a la fractura y el completo colapso de la estructura o puede significar que las deformaciones se han vuelto tan grandes que la estructura ya no puede realizar sus funciones. Esta última clase de falla, puede presentarse con cargas muchos menores que las que causan el colapso real. La determinación de un factor de seguridad también debe tener en cuenta asuntos tales como los siguientes: probabilidad de sobrecarga accidental de la estructura, debido a cargas que excede las cargas de diseño; tipos de



cargas (estáticas o dinámica); si las cargas se aplican una vez o se repiten; la exactitud con que se conozcan las cargas; posibilidad de falla por fatiga; inexactitudes de construcción: variabilidad en la calidad de la mano de obra: variaciones en las propiedades de los materiales: deterioro debido a corrosión u otros efectos ambientales; exactitud de los materiales de los métodos de análisis; el que la falla sea gradual (advertencia suficiente) o repentina (sin advertencia): consecuencia de la falla (daños menores o catástrofe mayor), y otras consideraciones parecidas. Si el factor de seguridad es muy bajo, la probabilidad de falla será alta, y la estructura será inaceptable; si el factor es muy grande, la estructura será muy costosa y quizá no sea adecuada para su función (por ejemplo puede ser demasiado pesada).

De acuerdo con estas complejidades e incertidumbres, los factores de seguridad se deben determinar en forma pirolística. En general, los establecen grupos de ingenieros con experiencia, quienes escriben códigos y especificaciones que usan otros ingenieros y a veces hasta se promulgan como leyes. Las disposiciones de los códigos y reglamentos pretenden dar grados razonables de seguridad sin que los costos aumenten demasiado. En el diseño de aviones, se acostumbra hablar del margen de seguridad, más que del factor de seguridad. El margen de seguridad se define como el factor el factor de seguridad menos 1:

Con frecuencia, el margen de seguridad se expresa en porcentaje, en cuyo caso se multiplica el valor anterior por 100. Así, una estructura que tienen una resistencia real que sea 1.75 veces la requerida tiene un factor de seguridad de 1.75 y un margen de seguridad de 0.75 (o 75%). Cuando el margen de seguridad se reduce a cero o menos, la estructura (probablemente) fallará. [11]

- **Esfuerzos admisibles**

Los factores de seguridad se definen e implantan de diversa formas. Para muchas estructuras es importante que el material permanezca dentro del intervalo linealmente elástico, para evitar deformaciones permanentes cuando se quiten las cargas. En estas



condiciones se establece el factor de seguridad con respecto al esfuerzo de fluencia (o la resistencia de fluencia) se obtienen un esfuerzo admisible (o esfuerzo de trabajo) que no se debe rebasar en lugar alguno de la estructura. De este modo,

$$\text{Esfuerzo admisible} = \frac{\text{resistencia a la fluencia}}{\text{factor de seguridad}}$$

ó bien, para tensión y corte respectivamente:

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma_y}{n_1} \text{ y } \sigma_{adm} = \frac{\tau_y}{n_2}$$

Siendo σ_y y τ_y los esfuerzos de fluencia, y n_1 y n_2 los factores de seguridad correspondientes. En el diseño de construcciones, un factor de seguridad característico con respecto a la fluencia en tensión es 1.67: Así, un acero dulce con un esfuerzo de fluencia de 36 Klb/pulg² tiene un esfuerzo admisible de 21, 6 Klb/pulg². A veces el factor de seguridad se aplica al esfuerzo último y no al esfuerzo de fluencia. Este método es adecuado para materiales frágiles, como concreto y algunos plásticos, y para materiales que no tienen un esfuerzo de fluencia claramente definido, como la madera y los aceros de alta resistencia. En estos casos, los esfuerzos admisibles en tensión y en corte son:

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma_u}{n_3} \text{ y } \sigma_{adm} = \frac{\tau_u}{n_4}$$

Donde σ_u y τ_u son los esfuerzos últimos (o las resistencias últimas). En general, los factores de seguridad con respecto a la resistencia última de los materiales son mayores que los basados en la resistencia de fluencia. En el caso del acero dulce, un factor de seguridad de 1,67 con respecto a la fluencia corresponde a un factor aproximado de 2.8 con respecto a la resistencia última.[11]



CAPITULO III

MARCO METODOLÓGICO

El objetivo de este capítulo consiste en explicar los aspectos metodológicos empleados para la consecución de los objetivos planteados en la investigación. En este se indica el tipo de investigación realizada y describe el conjunto de pasos ordenados para ejecutar la investigación, que permite la obtención, y organización necesaria para obtener la solución al problema planteado.

3.1. NIVEL DE LA INVESTIGACIÓN

La investigación es realizada en un nivel descriptivo y evaluativo, ya que se analizarán los factores directamente del escenario investigado, con el fin de detectar las causas que originan el problema, además, encaja dentro de los lineamientos de un proyecto factible como propuesta viable para solución del problema.

El presente trabajo de grado está concebido como una investigación de campo, el cual es definido por el manual de trabajo de grado de la Universidad Pedagógica Experimental Libertador (1988) de la siguiente manera: "El proyecto de campo consiste en un análisis sistemático de un determinado problema con la finalidad de describir sus causas y efectos, comprender su naturaleza y elementos que lo conforman, o predecir su ocurrencia". Es la propuesta de modelos operativos viables en conjunto, para la solución del problema, ya que la investigación consiste en presentar a Troqueles Nacionales C.A. (TROQUENAL C.A.) una propuesta para la optimización de un proceso operativo con el fin de aumentar al máximo el rendimiento de los recursos entorno al mismo, lo que representa una mejora de los procedimientos que corresponden al proceso de cizallado de laminas de acero de la empresa, aplicando conocimientos ya obtenidos.



3.2. DISEÑO DE LA INVESTIGACIÓN.

El presente estudio es una investigación de campo, debido a que el contexto del mismo, es una situación realista, tal como lo afirma Kerlinger (1975; citado por Hernández, Fernández y Baptista, 1991) al decir que es “un estudio de investigación en una situación realista...”.

El diseño de la investigación se refiere al plan o estrategia concebida por los investigadores para responder el problema planteado. De acuerdo a los objetivos específicos, el proyecto se desarrolla conforme a la siguiente estructura:

Primera fase: Se determinará los parámetros del sistema a diseñar a través de consultas con expertos y fuentes directas especializadas, asimismo se presentará un conjunto de criterios de trabajo que permitirán establecer de una forma más sencillas dichos parámetros.

Segunda fase: Se establecerán un conjunto de soluciones al problema planteado, y se determinará la solución que sea compatible con las características técnicas y dinámicas del proceso, así como también con los parámetros establecidos para su diseño. Es decir, la selección de la mejor solución que satisfaga las necesidades del sistema, de un conjunto de posibles soluciones.

Tercera fase: Diseño y selección de los componentes del sistema y destacar la fortaleza de los mismos, para así obtener su máximo rendimiento.

Cuarta fase: Se determina la factibilidad económica (análisis de rentabilidad del proyecto) mediante la relación costo beneficio.



3.3. Aspectos Administrativos.

Esta sección expone los recursos necesarios para la realización de este trabajo de grado, el cual comprende una reseña donde se expresan los recursos humanos, recursos institucionales, recursos económicos, así como el tiempo necesario para la ejecución del mismo.

3.3.1. Recursos humanos.

- El tutor académico: Ing. José Gutiérrez.
- El tutor industrial: Ing. Raúl Trejo.

3.3.2. Recursos institucionales.

A continuación, se mencionan las instituciones consultadas por los investigadores para la realización de la investigación. Las principales instituciones participantes en este trabajo de grado son:

- La Universidad de Carabobo.
- Troqueles nacionales C.A.



CAPITULO IV

CALCULOS

En este capítulo primeramente se presentan un conjunto de soluciones que podrán solventar el problema planteado así mismo se seleccionará una de ellas para así realizar el cálculo, selección y diseño de los diferentes componentes que conforma a la solución seleccionada.

4.1. Selección de la mejor solución

Para el desarrollo del proyecto se generarán tres posibles soluciones cada una debe tener la siguiente característica: el conjunto a diseñar es un sistema automatizado capaz de garantizar la alimentación y traslado de las láminas a la máquina cizalladora en forma organizada.

- **Lista de restricciones y criterios del sistema a diseñar**

Para este procedimiento se van a aplicar restricciones a todas las probables soluciones, de esta manera la posible solución que no cumpla con alguna de las restricciones, se desecha y aquella que cumpla con todas las restricciones se convertirá en una solución.

- **Lista de restricciones:**

1. El sistema a diseñar no debe pasar las siguientes dimensiones: 5 m de largo por 5 m de ancho. Ya que este es el espacio físico disponible en la planta.



2. Se debe garantizar suministro continuo de láminas hacia la cizalladora, por lo que el sistema a diseñar está obligado a tener un lote en espera mientras se realiza el corte de cada lámina
3. El sistema de control a diseñar debe ser manipulado por un solo operario.
4. El sistema a diseñar tiene que transportar láminas cuyas dimensiones son de 2400x1200mm.

- **Planteamiento de las posibles soluciones.**

De acuerdo a las necesidades del problema a desarrollar surgen las siguientes alternativas como posibles soluciones.

Alternativa de solución N° 1

Se puede apreciar en la figura 4.1 la vista lateral de un sistema para la alimentación de láminas de acero y hierro que pueden ser transportadas posteriormente a la máquina cizalladora. El sistema contiene un cargador (A), que no es más que un sistema de almacenamiento de láminas ubicado en la parte superior de la mesa según muestra la figura. Las laminas son retiradas del cargador mediante dos ganchos escamoteables (B) y desplazados hasta los rodillos de avance (C), estos rodillos son los encargados de llevar las laminas hasta la máquina cizalladora para su posterior corte. Los rodillos están forrados de goma para mayor fricción y proteger las láminas de ralladuras. Los ganchos solamente tienen que sobresalir unos pocos milímetros para tomar la lámina. Además esta solución cuenta con un sistema (D) para empujar las laminas hasta los rodillos dicho sistema es accionado gracias a la ayuda de un cilindro neumático (E) ubicado en la parte inferior de la mesa. El sistema de empuje se desplaza guiado en carriles (F) en forma de U o V hasta que el sensor (G) que indica que el cilindro esta retraído envía un señal para que el cilindro vuelva

a extenderse. En la figura 4.2 se puede apreciar la vista isométrica de la solución N° 1.

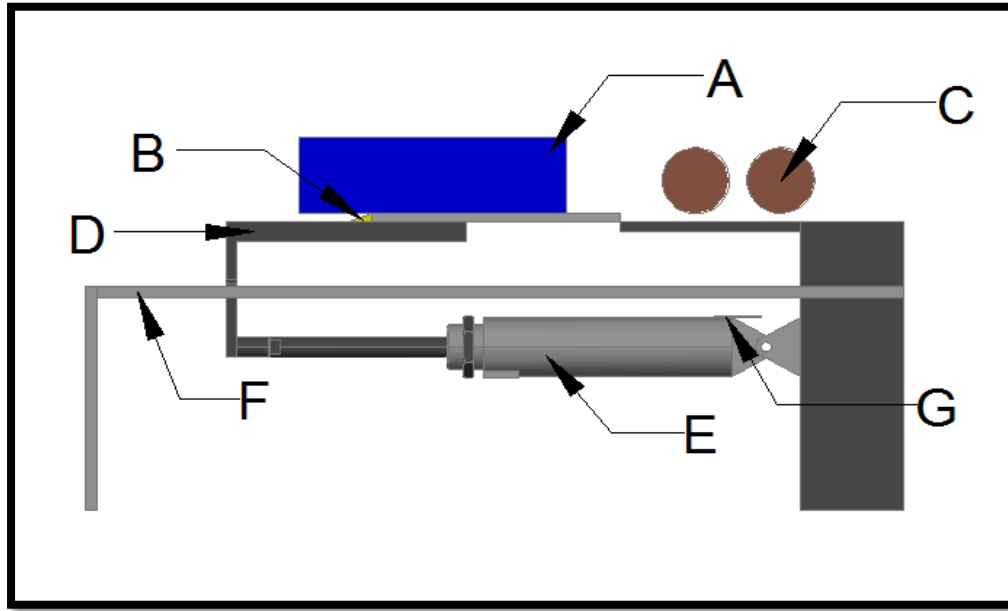


Figura 4.1 - Vista Lateral de la solución 1.

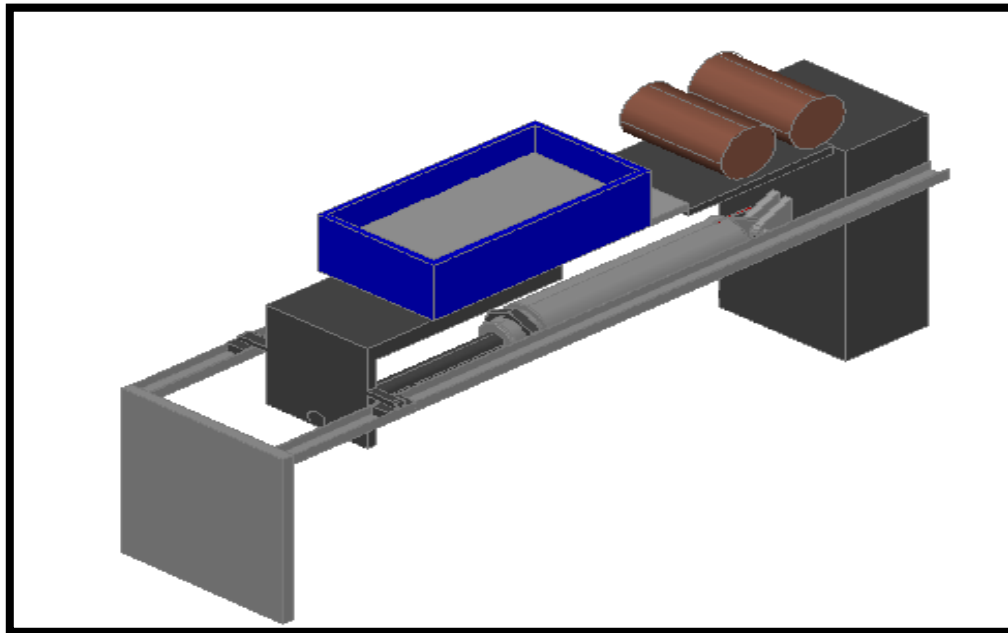


Figura 4.2 - Vista isométrica de la solución N° 1.

Alternativa de solución N° 2

Se puede apreciar en la figura 4.3 la vista isométrica de un sistema de alimentación que cuenta con varios elementos que ayudan al proceso de alimentación y posterior corte de las laminas. Inicialmente las láminas serán colocadas en una mesa de tipo tijera (A) ubicada en la parte inferior del sistema, luego éstas son tomadas gracias a unas ventosas (B) que se encuentran acopladas a un cilindro neumático (C) el cual se desplaza con un movimiento vertical, este a su vez se encuentra unido a unas guías (D) que son movilizadas en forma horizontal gracias a la ayuda de un cilindro neumático (E) que se encargará de transportar la lámina hasta el punto final el cual es la entrada de la máquina cizalladora. En la figura 4.4 se muestra la vista lateral de la solución N° 2.

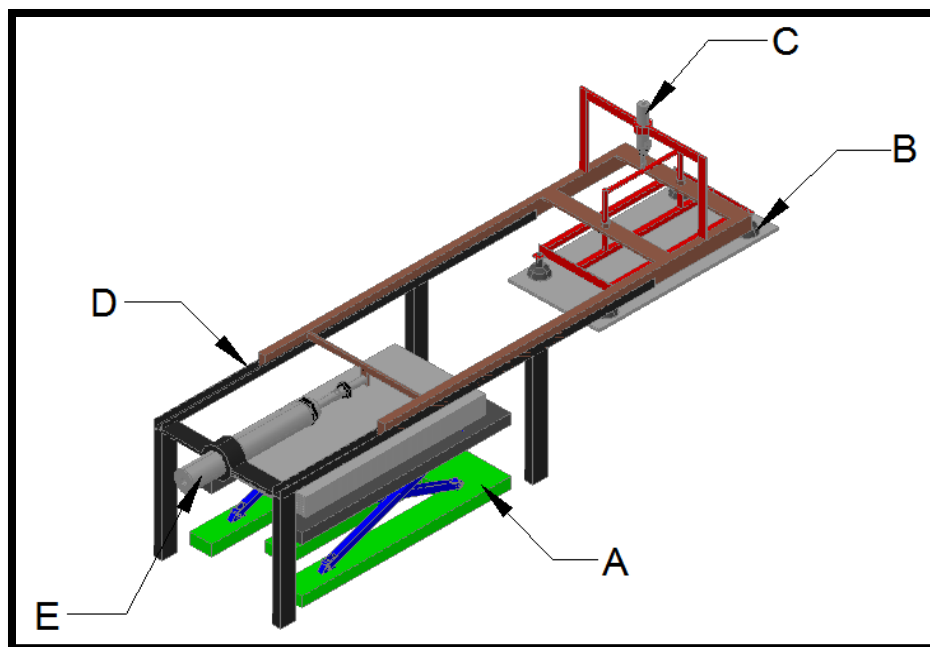


Figura 4.3 - Vista isométrica de la solución N° 2

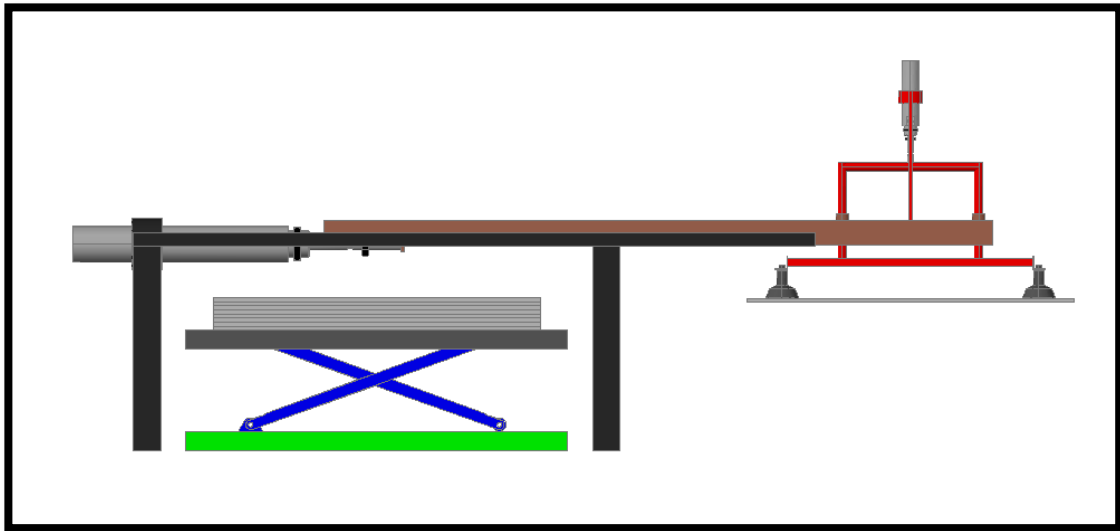


Figura 4.4 - Vista lateral de la solución N° 2.

Alternativa de solución N° 3

Se puede apreciar en la figura 4.5 la vista lateral de un sistema de alimentación el cual consta de dos mesas colocadas una al lado de la otra, en la mesa (A) el montacargas dejará el lote de láminas, luego un sistema dispuesto arriba de las mesas será el encargado del transporte de las láminas de la mesa (A) a la otra mesa (B) de la siguiente manera: gracias a la ayuda de dos actuadores sin vástago (C) se desplazará un sistema que consta de dos cilindros neumáticos (D) que serán los encargados de realizar un movimiento en forma vertical para tomar cada lámina, acoplado a este se contará con un sistema de ventosas (E) que serán las encargadas de la sujeción de la lámina para su transporte. Es bueno destacar que existen requerimientos especiales que en algunos casos harán necesario que el corte de las láminas se realice de forma transversal para esto se acoplara al sistema de ventosas un actuador rotativo (F) que permitirá girar 90° la lámina para realizar el corte transversal descrito anteriormente. Todos los elementos encargados del transporte de la lámina de la mesa (A) a la mesa (B) estarán dispuestos sobre un estructura principal (G). En la figura 4.6 se muestra la vista isométrica de la solución N° 3.

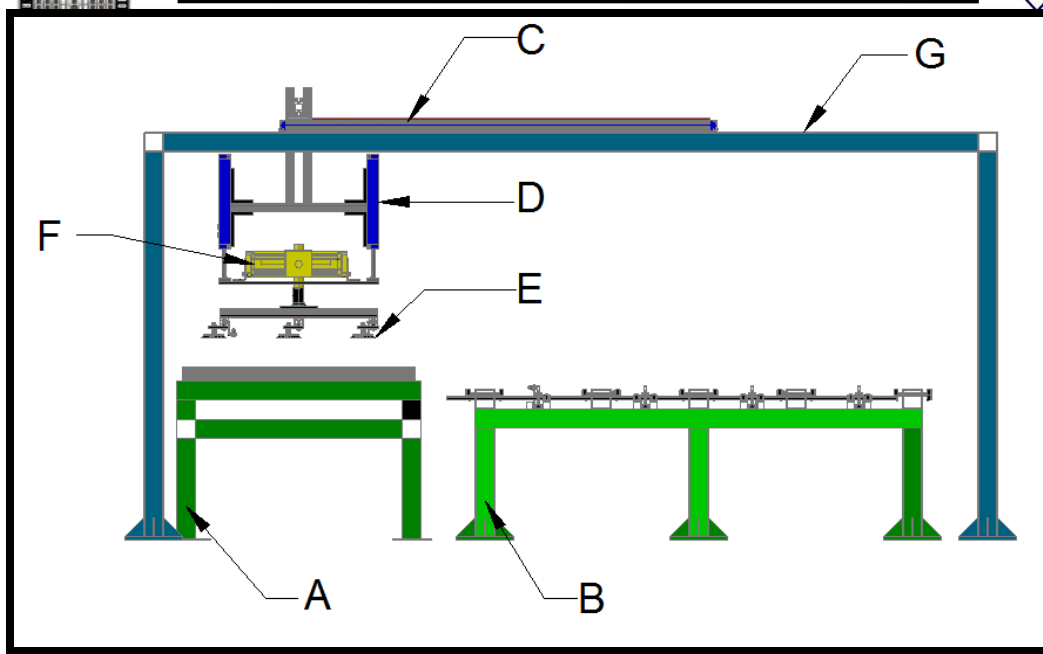


Figura 4.5 - Vista lateral de la solución N° 3.

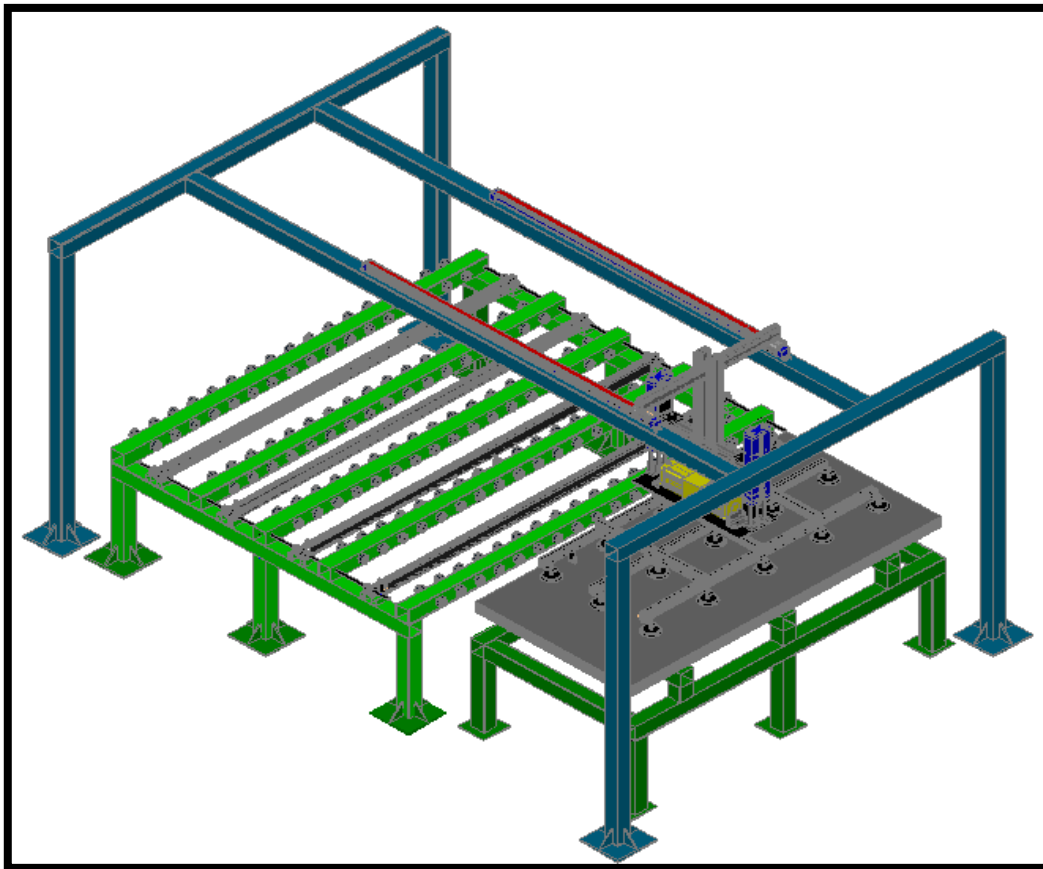


Figura 4.6 - Vista isométrica de la solución N° 3.



Una vez presentado explícitamente las tres soluciones se procede a seleccionar la que se utilizará para solventar el problema planteado, estas soluciones fueron presentadas ante Troqueles Nacionales para que ellos en función a sus requerimientos escogieran la que se adaptara a los mismos, dichas restricciones y requerimientos se nombraron al inicio del presente capítulo. La solución seleccionada será la N° 3 ya que la misma cumple con todas las restricciones y adicionalmente presenta las siguientes ventajas:

- La solución se adapta perfectamente a las dimensiones proporcionadas por la empresa.
- Gracias a la altura y el tamaño de la solución permitirá que el montacargas deje con facilidad las laminas de manera tal que se elimina el peligro que la paleta del montacargas choque con la estructura.
- La solución presentada permite realizar un corte transversal ya que se logrará colocar un actuador rotativo que permitirá esta operación.
- El sistema de transporte de la lamina esta colocado de una mejor forma, haciendo uso de actuadores sin vástago a diferencia de la alternativa N° 2 que presenta un sistema de transporte similar pero con actuador con vástago el cual tendría una carrera muy grande y por ello dicha solución en parte no fue seleccionada.

4.2. Desarrollo del sistema diseñado.

4.2.1. Diseño del sistema mecánico

En el diseño del sistema mecánico para la alimentación de las láminas a la máquina cizalladora, se tomó en cuenta el área disponible y el peso total de las láminas (lotes de 95 laminas). Para el estudio de este diseño se dividió el sistema en tres partes: Mesa A, Mesa B y estructura principal.



4.2.1.1. Diseño de la mesa A.

Antes de hablar del diseño de la mesa A es necesario conocer el peso máximo que esta podrá soportar. Para obtener el peso de las láminas se utiliza la ecuación 4.1 la cual fue proporcionada por la empresa, la misma está basada en la densidad del acero que es usado en sus procesos:

$$P = V \times \rho = LxAxE \times 0.00000802 \quad \text{Ec. 4.1}$$

Donde:

P: Peso

V: Volumen

ρ: Densidad

L: Longitud (mm)

A: Ancho (mm)

E: Espesor (mm)

Para el cálculo del peso se usará la lámina con mayores dimensiones debido a que es la de mayor volumen, la cual es la de 2400mmx120mm0x3mm.

Sustituyendo en la ecuación se obtiene el peso de cada lámina:

$$P = 2400 \times 1200 \times 3 \times 0.000008026 = 69,345 \text{ Kg}$$

Una vez obtenido el peso máximo unitario de las láminas se podrá establecer la carga de diseño que se usara para la mesa A. Esta mesa estará diseñada para soportar un lote total de 95 láminas como condición crítica ya que este requerimiento es el máximo registrado en el proceso productivo de la planta, es decir:

$$CARGA_{diseño} = PESO_{unit.} \times N^{\circ}_{lam.} = 69,345 \times 95 = 6588 \text{ kg} = 64628 \text{ N}$$



Esta carga será la que soportará la mesa A y la utilizada para el diseño de la misma. Para el estudio de este componente del sistema se tomaron en cuenta los siguientes aspectos.

- Se usaran vigas cuadradas debido a que éstas presentan alta inercia, poca masa y bajo costo.
- El material a usar será acero, debido a su rigidez y gran resistencia.
- Se debe tener en cuenta que el montacargas tiene dos ganchos los cuales deben tener libertad de poder dejar las láminas encima de la mesa sin inconvenientes.
- Las dimensiones de la mesa se establecieron gracias a los requerimientos del proceso y tomando como referencia parte del que se viene realizando como por ejemplo para la separación entre las columnas y vigas se tomo de la separación de los apoyos que se utilizan actualmente, asimismo se dimensionó la mesa con la finalidad de que las paletas del montacargas pudieran dejar las laminas con facilidad . En la figura 4.7 se muestra el diseño preliminar de la mesa en la cual el montacargas dejará las láminas para comenzar el proceso de corte de las mismas.

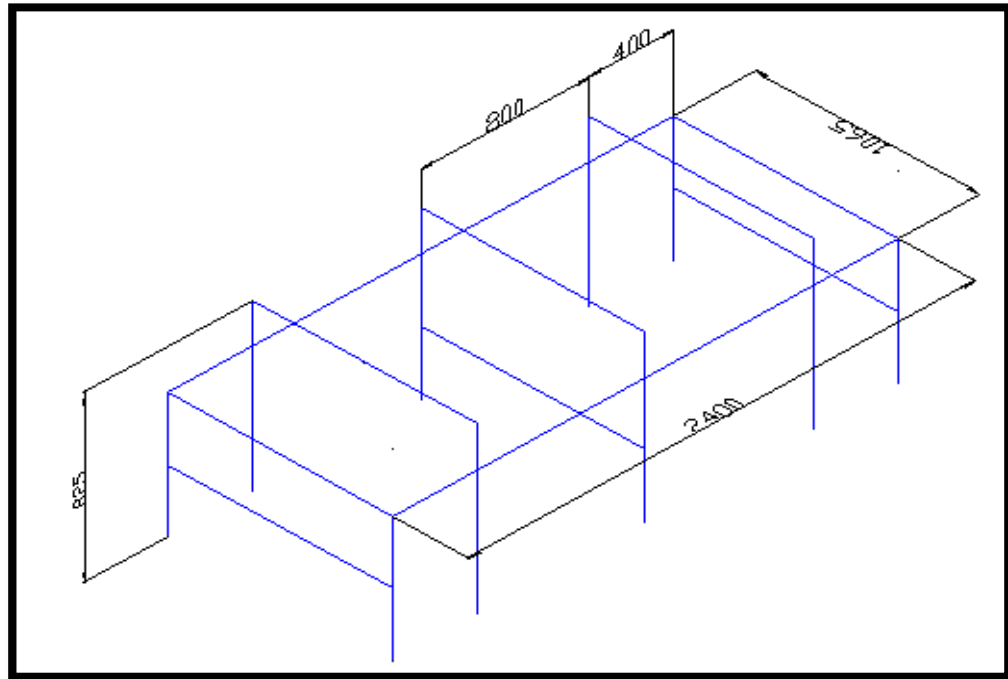


Figura 4.7 - Dimensiones de la mesa A.

- **Diseño y selección de los elementos constitutivos de la mesa.**

Para realizar el diseño de la presente mesa se realizará el estudio de cada uno de los elementos que la componen, con el fin de determinar cómo se distribuye la carga por cada una de las vigas y columnas que componen el dispositivo y de esta forma obtener los elementos más esforzados mediante el método estructural.

Con el fin de facilitar el diseño de cada uno de los componentes de la mesa se le han numerado cada una de las vigas y columnas que las componen según muestra la figura 4.8.

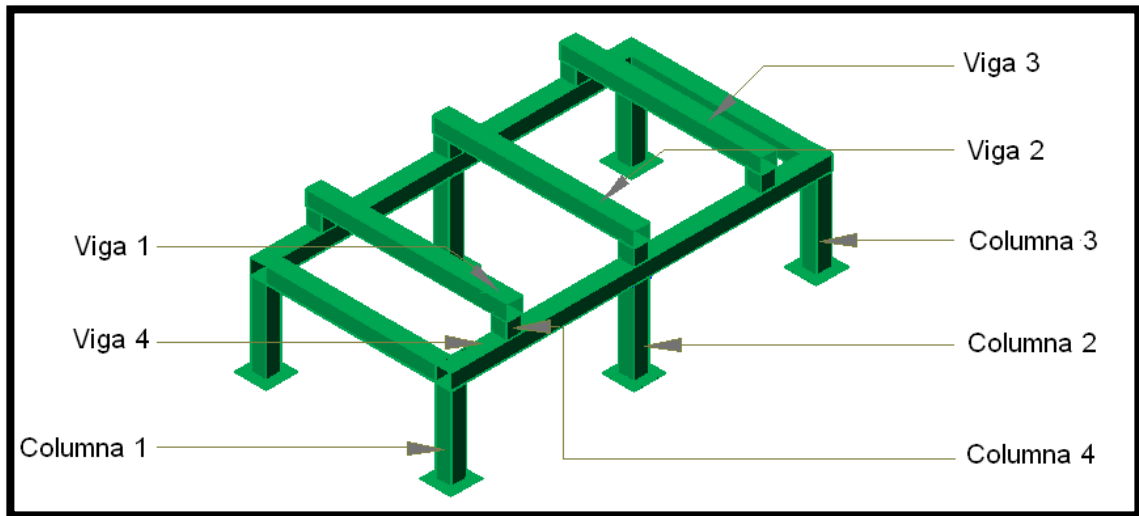


Figura 4.8 - Elementos que componen la mesa A.

- **Cálculo de la fuerza que ejercen las láminas sobre cada una de las vigas en contacto:**

La mesa tendrá que soportar 95 láminas de 69,345 kg cada una, como se muestra en la figura 4.9, por lo tanto el primer paso consiste en calcular como se distribuye este peso en las vigas 1,2 y 3.

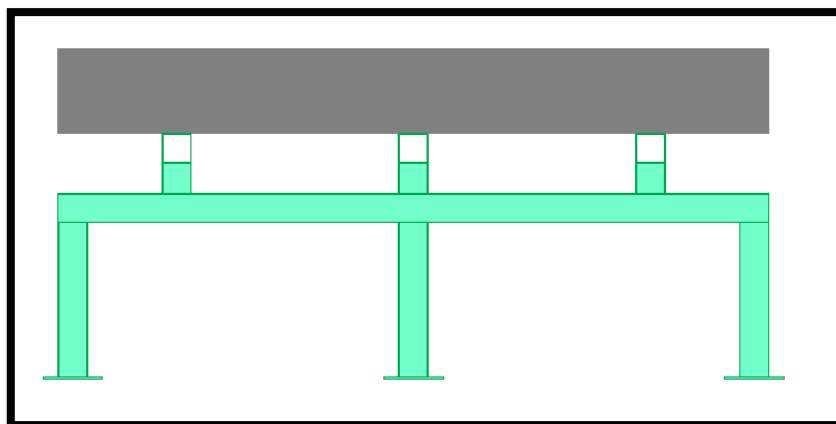


Figura 4.9 - Vista lateral de la mesa A con las laminas



Ahora se determinará el valor del peso del conjunto de láminas por milímetro de longitud.

$$W = \frac{64628 \text{ N}}{2400 \text{ mm}} = 26,93 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$$

Con el peso calculado en la parte anterior se procede a obtener el diagrama de corte y momento para obtener las reacciones que producen el conjunto de láminas en las vigas 1,2 y 3:

En la figura 4.10 se muestra el diagrama de corte y momento para el conjunto de láminas y las reacciones sobre las vigas 1,2 y 3, que están representadas en el diagrama como a, b y c respectivamente.

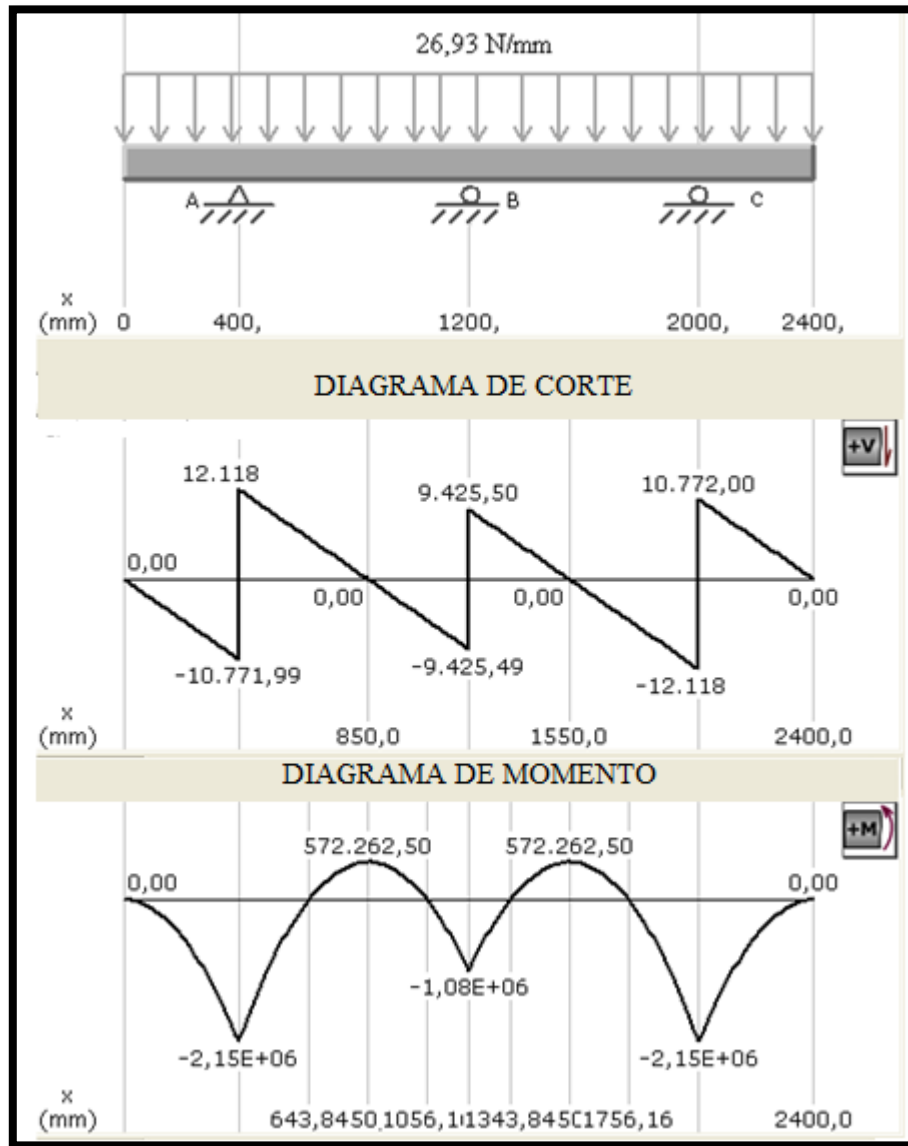


Figura 4.10 - Diagrama de corte y momento del conjunto de láminas y reacciones en las vigas 1,2 y 3.

Del diagrama de la figura 4.10 se obtienen los siguientes valores.

$$R_a = 22890 \text{ N.}$$

$$R_b = 18851 \text{ N.}$$

$$R_c = 22890 \text{ N.}$$

Con los resultados obtenidos se determina que las vigas 1 y 3 son las más esforzadas, sin embargo con el fin de reducir cálculos y establecer condiciones más críticas de diseño se asumirá que las vigas 1, 2 y 3 se encuentran sometidas al mismo estado de fuerzas (22890 N), por lo tanto se les realizara un solo diagrama de corte y momento a todas.

- **Diagrama de corte y momento de las vigas 1,2 y 3:**

En la figura 4.11 se muestra las vigas a las cuales se les realizara el diagrama de corte y momento, las mismas se encuentran empotradas en ambos extremos.

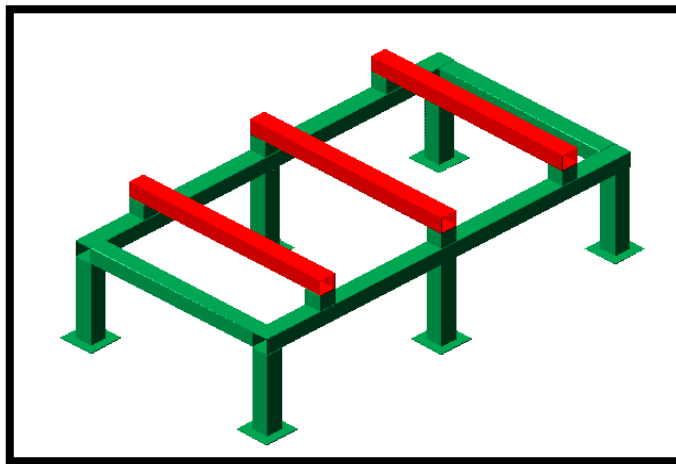


Figura 4.11 - Vigas en estudio.

Estas vigas soportarán una carga distribuida de 22890 N divididos en los 1065 mm que corresponde a la longitud de la misma. En la figura 4.12 se muestra el diagrama de corte y momento de las vigas en estudio.

Por tanto se tiene que:

$$W = \frac{22890}{1065} = 21,49 \text{ N/mm}$$

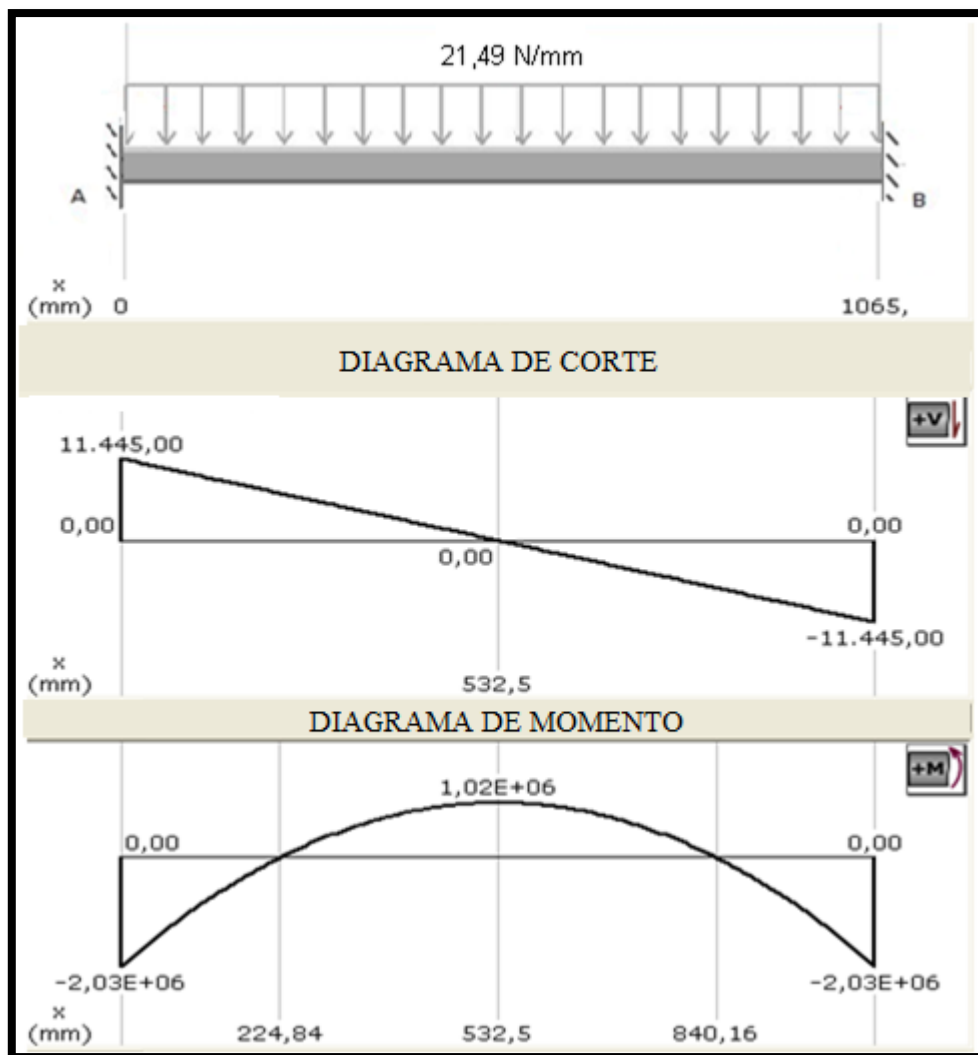


Figura 4.12 - Diagrama de corte y momento de las vigas 1,2,3.

Del presente diagrama se obtiene los siguientes valores:

$$Ma = 2,03 \times 10^6 N \cdot mm$$

$$Mb = 2,03 \times 10^6 N \cdot mm$$

$$Ra = 11445 N$$

$$Rb = 11445 N$$

Una vez conocidas las reacciones se continuará con el estudio de la estructura ahora con la viga N° 4.

- **Diagrama de corte y momento de la viga 4:**

En la Figura 4.13 se denotan en color rojo las vigas N° 4 las cuales están empotradas-empotradas y recibe las reacciones de las vigas 1,2 y 3 obtenidas en la parte anterior

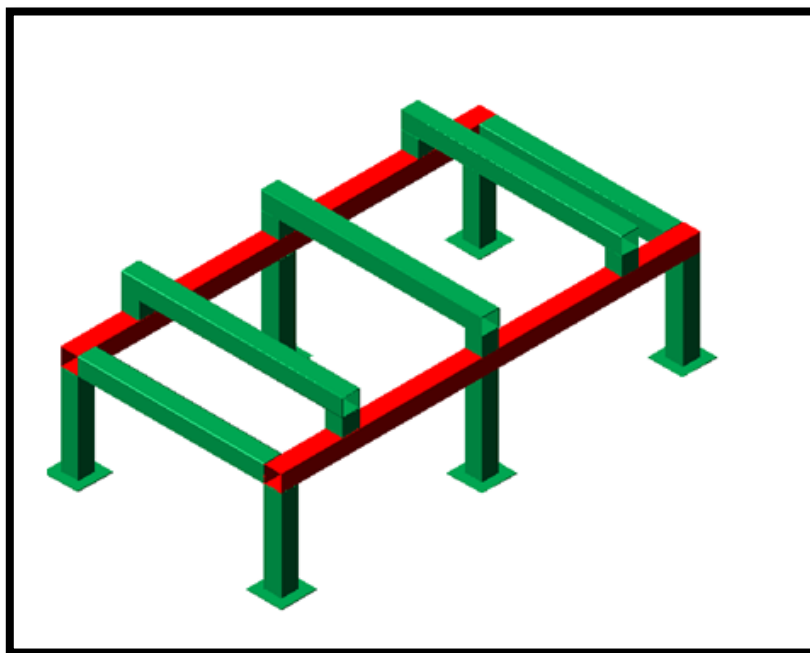


Figura 4.13 - Viga 4 en estudio

Con las reacciones obtenidas anteriormente se procede a realizar el diagrama de corte y momento de la viga N° 4. Según se muestra en la figura 4.14.

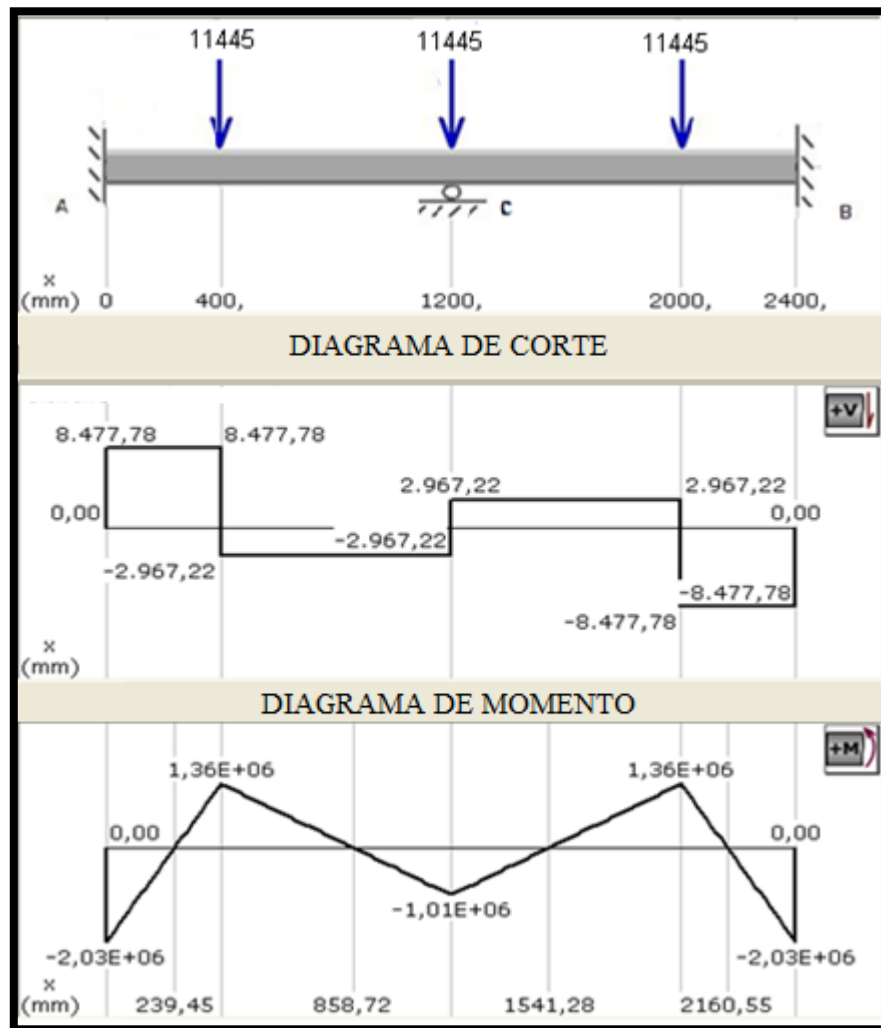


Figura 4.14 - Diagrama de corte y momento de la viga 4.

Del diagrama anterior se obtiene los siguientes valores:

$$Ma = 2,03 \times 10^6 \text{ N.mm}$$

$$Mb = 2,03 \times 10^6 \text{ N.mm}$$

$$Ra = 8477,78 \text{ N}$$

$$Rb = 8477,78 \text{ N}$$

$$Rc = 5934,44,35 \text{ N}$$

- **Estudio del momento torsor en la viga 4:**

Esta viga está en contacto con la columna 4, la cual transmite un momento torsor y una carga puntual que a su vez se transmite en cada uno de los puntos de contacto, en la figura 4.15 se muestra con detalle los momentos torsores transmitidos y dichas reacciones.

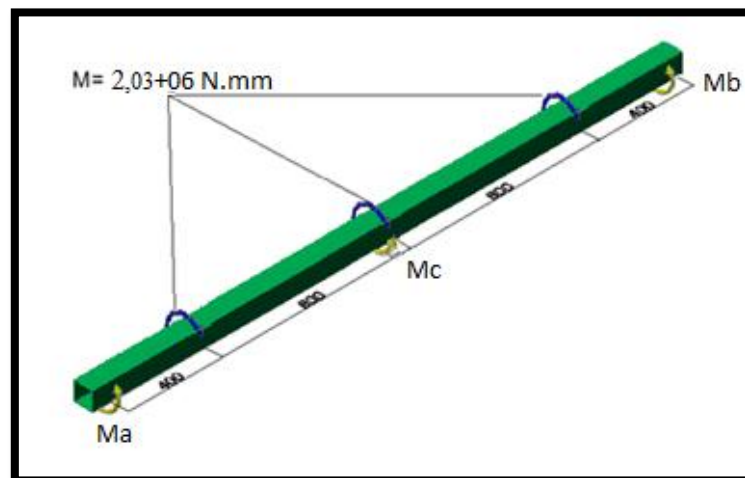


Figura 4.15 Momentos torsores presentes en la viga 4.

En la figura 4.16 que se muestra a continuación se muestra la distribución del momento torsor en la viga y se obtiene el diagrama de momento torsor:

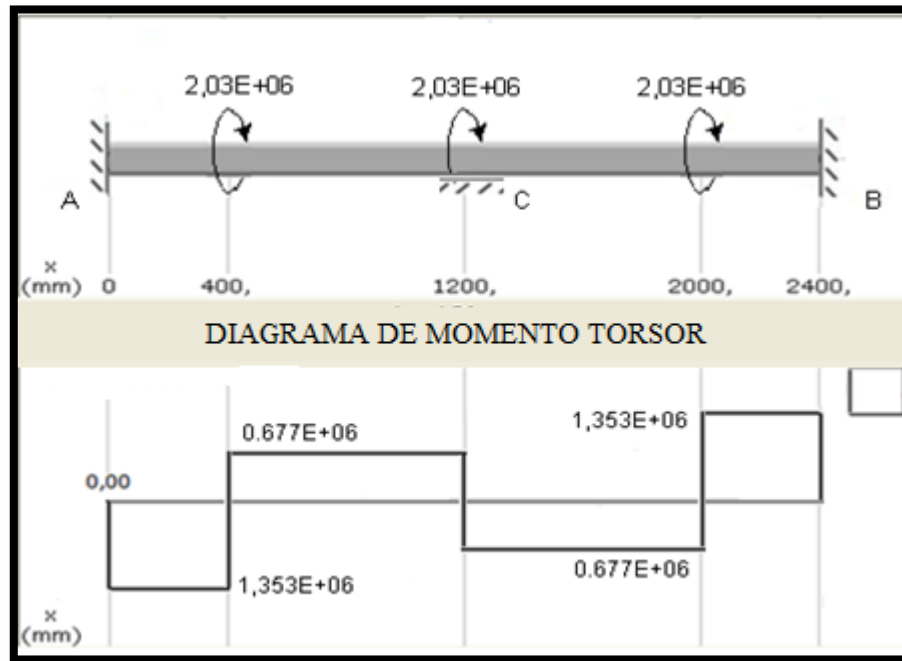


Figura 4.16 - Diagrama de momento torsor de la viga 4.

De él diagrama se obtiene que:

$$Ma = 1,35 \times 10^6 \text{ Nxmm.}$$

$$Mb = 1,35 \times 10^6 \text{ Nxmm.}$$

$$Mc = 3,39 \times 10^6 \text{ Nxmm.}$$

Luego de realizar un análisis en los diagrama de corte, momento flector y momento torsor en la viga se deduce que el punto más esforzado es el A, además este punto es más esforzado que cualquiera de las vigas 1,2 y 3, por lo tanto es necesario calcular el esfuerzo en este.



Ahora se determinara el factor de seguridad en el punto A:

Para el cálculo del factor de seguridad se asumirá una viga cuadrada de 100mm de lado y 3mm de espesor. Cuyas propiedades mecánicas se muestran en la tabla 4.1.

Tabla 4.1 - Propiedades de la viga a utilizar.

Propiedad	Denotación	Valor
Área	A	11,33 cm^2
Modulo de flexión	S	35,02 cm^3
Momento de inercia	I	175,10 cm^4
Limite de elasticidad	Sy	238 Mpa
Momento polar de inercia	J	350,2 cm^4
Radio de giro	r	1,07x10 mm.

Esfuerzo debido al momento flector:

$$\sigma_{mf} = \frac{M_f}{S} \quad (\text{Ec. 4.3})$$

Donde:

$$S = 4,88 \times 10^3 \text{ mm}^3.$$

$$M_f = 2,04 \times 10^6 \text{ Nxmm}.$$

Sustituyendo en la ecuación se tiene que:

$$\sigma_{mf} = \frac{2,04 \times 10^6 \text{ Nxmm}}{35,02 \times 10^3 \text{ mm}^3} = 58,25 \text{ Mpa}.$$

Esfuerzo cortante directo:

$$\sigma_{cd} = \frac{8502 \text{ N}}{11,33 \times 10^2 \text{ mm}^2} = 7,5 \text{ Mpa.}$$

Esfuerzo cortante debido al momento torsor:

$$\sigma_{mt} = \frac{Mt \cdot r}{J} \text{ (Ec. 4.4)}$$

Donde:

$$Mt = 1,35 \times 10^6 \text{ Nxmm}$$

$$J = 350,2 \times 10^4 \text{ mm}^4$$

En la figura 4.17 se observa la distancia r:

$$r = \sqrt{50^2 + 50^2} = 70,71 \text{ mm}$$

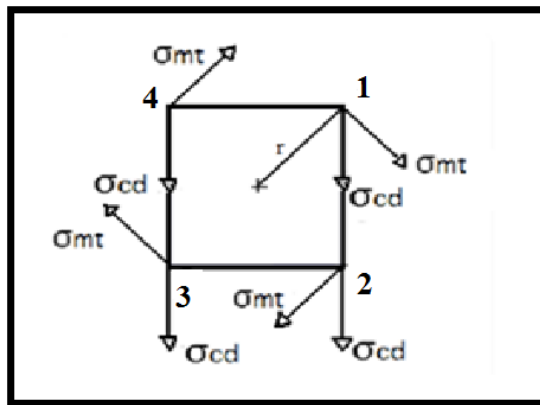


Figura 4.17 - Esfuerzos cortantes en la viga

Sustituyendo en la ecuación se tiene que:

$$\sigma_{mt} = \frac{1,35 \times 10^6 \times 70,71}{350,2 \times 10^4} = 27,25 \text{ Mpa.}$$



En la figura 3.17 se muestra el diagrama de esfuerzos cortantes, en el mismo puede observarse que los puntos más esforzados serán el A y B, debido a que en esos puntos se suman los esfuerzos cortante directo y la descomposición del esfuerzo del momento torsor en el eje y.

Por lo tanto se puede decir que el esfuerzo cortante total puede obtenerse con la ecuación 4.5:

$$\sigma_{ct} = \sqrt{(\sigma_{cd} + \sigma_{mtx})^2 + \sigma_{mty}^2} \text{ (Ec. 4.5)}$$

Donde:

$$\sigma_{mtx} = \sigma_{mt} \times \cos \theta$$

$$\sigma_{mty} = \sigma_{mt} \times \sin \theta$$

Donde θ es el ángulo que hay entre el esfuerzo cortante directo y el esfuerzo cortante del momento torsor, el cual tiene un valor de 45° por ser la viga en estudio cuadrada.

Sustituyendo en la ecuación se tiene que:

$$\sigma_{mtx} = 27,5 \times \cos 45 = 19,26 \text{ Mpa}$$

$$\sigma_{mty} = 27,5 \times \sin 45 = 19,26 \text{ Mpa.}$$

Sustituyendo los valores obtenidos en la ecuación del momento cortante total se tiene:

$$\sigma_{ct} = \sqrt{19,26^2 + (7,5 + 19,26)^2} = 32,97 \text{ Mpa}$$

Ahora con la ecuación 4.6 se determinara el esfuerzo equivalente se tiene que:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_{mf}^2 + 3\sigma_{ct}^2} \text{ (Ec. 4.6)}$$

$$\sigma_{eq} = \sqrt{58,25^2 + 3 \times 32,97^2} = 81,57 \text{ Mpa.}$$

Por lo tanto el factor de seguridad será:

$$N = \frac{238}{81,57} = 2,91.$$

Naturalmente, el factor de seguridad debe ser mayor que 1 para evitar una falla estructural, dependiendo de las circunstancias, los factores de seguridad varían desde un poco más que 1 hasta 5. Debido a que $N > 1$ se puede concluir que la viga soportará las cargas bajo condiciones seguras, ahora se procede a estudiar las columnas de la estructura.

- **Estudio de las columnas 1,2 y 3:**

Debido a que la viga número 4 le transfiere un mayor momento flector sobre la columna número 2, que ésta es la que se encuentra más esforzada, por lo tanto es la que se estudiará con el fin de verificar si la viga seleccionada en el paso anterior cumple a cabalidad su función, en la figura 4.18 se muestran las columnas en estudio.

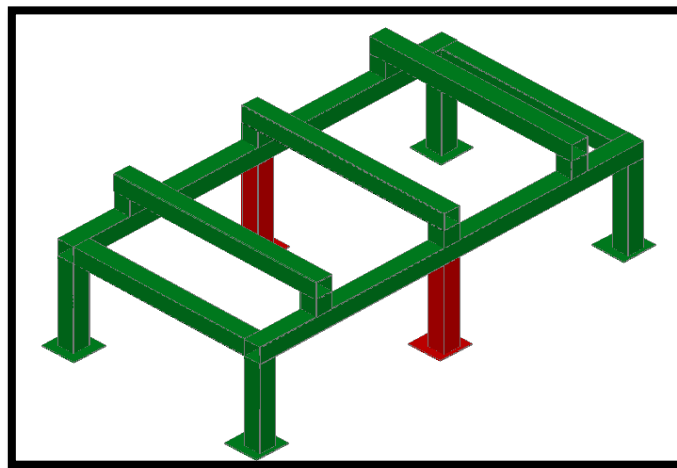


Fig.4.18 - Columna en estudio.

Del diagrama de corte y momento torsor de la viga 4 se pueden obtener las fuerzas y momentos que se ejercerán sobre la columna en estudio, las cuales se muestran en la figura 4.19:

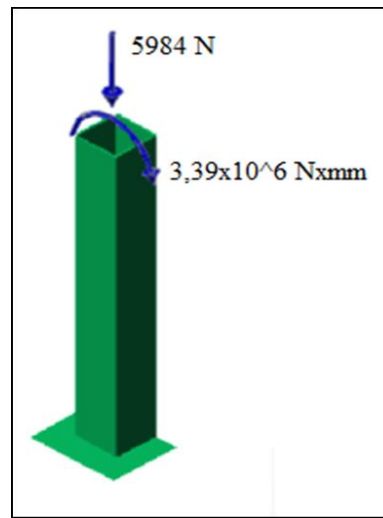


Figura 4.19 - Momento y carga ejercida sobre la columna en estudio.

En primer lugar hay que determinar qué tipo de columna es:

$$L_{estudio} = 520$$

Ahora se debe calcular la relación existente entre $\frac{h}{r}$ para así verificar el tipo de columna, por lo que se tiene que:

h corresponde a la longitud efectiva, lo cual es $h_{estudio}/2$ por ser una columna biempotrada.

Donde:

$$h = L_{efectiva} = 260 \text{ mm}$$

$$r = 3,93 \times 10 \text{ mm} = 39,3 \text{ mm}$$



Sustituyendo en la ecuación tenemos:

$$\frac{h}{r} = \frac{260}{39,3} = 6.61.$$

Como podemos observar $\frac{h}{r} < 20$, por lo tanto se diseñara como una columna corta.

Esfuerzo debido a la carga directa:

$$\sigma_{direct} = \frac{P}{A} \text{ (Ec. 4.7)}$$

$$\sigma_{direct} = \frac{5984}{11,33 \times 10^2} = 5,28 \text{ Mpa.}$$

Aplicando la Ec. 4.3 se calcula el esfuerzo debido al momento flector:

$$\sigma_{mf} = \frac{Mf}{S}$$

$$\sigma_{mf} = \frac{3,39 \times 10^6 \text{ Nxmm}}{35,02 \times 10^3 \text{ mm}^3} = 96,80 \text{ Mpa.}$$

Por lo tanto el esfuerzo total sobre la columna es de:

$$\sigma_{tot} = 102,08 \text{ Mpa.}$$

Y el factor de seguridad es el siguiente:

$$N = \frac{238}{102,08} = 2,33.$$

Basándose en el análisis hecho en el factor de seguridad de las vigas se puede concluir que como $N > 1$ la columna soportara las cargas aplicadas.

- **Estudio de la soldadura para la mesa:**

El primer paso para el diseño del cordón de soldadura consiste en conseguir el lugar donde la misma estaría más esforzada, es decir, el punto más crítico para determinar de esta forma su espesor, en este caso el lugar donde la soldadura estaría más esforzada es en la columna que se encuentra en el centro de la viga 4, debido a que en este lugar el momento flector genera un esfuerzo mayor en comparación a los otros lugares de la mesa, en la siguiente figura 4.20 se observa la localización de la misma.

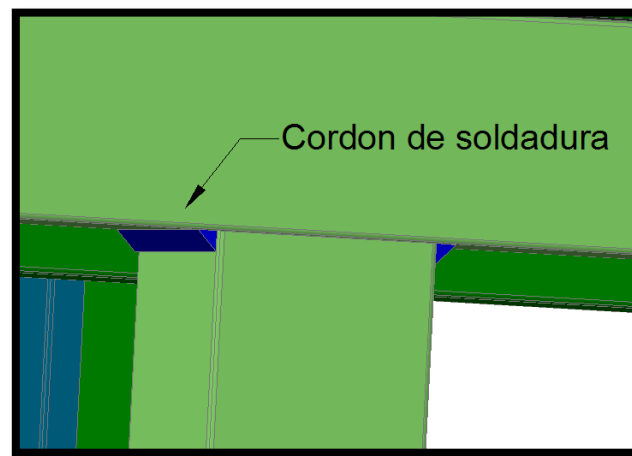


Figura 4.20 - Localización de la soldadura en la mesa.

Debido a que se está diseñando un cordón de soldadura de una viga cuadrada se usará el perfil de soldadura que se muestra en la figura 4.21, el cual tendrá las dimensiones externas de la viga, además es bueno destacar que el momento flector ocurre alrededor del eje y-y.

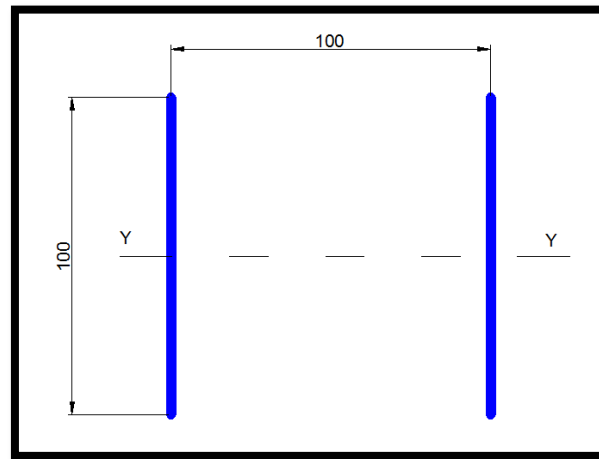


Figura 4.21 - Cordón de soldadura.

Se seleccionará el electrodo E120xx con una resistencia a la fluencia de 737 Mpa, el mismo es uno de los electrodos más comerciales en el mercado.

El esfuerzo debido a este momento flector se puede calcular con la ecuación 4.8:

$$\sigma_{sol} = \frac{Mf \cdot xC}{I} \text{ (Ec. 4.8)}$$

Donde:

Mf : Momento flector al cual se encuentra sometida la soldadura.

C : Distancia desde el eje centroidal Y-Y hasta el punto más esforzado de la soldadura.

I : Momento de inercia de la soldadura en el eje Y-Y.

Calculo del momento de inercia:

$$I = 0,707 \cdot l \cdot u \cdot x \cdot h \text{ (Ec. 4.9)}$$



Donde:

I_u :

h : Espesor de la soldadura.

Donde I_u se calcula mediante la ecuación 4.10:

$$I_u = \frac{d^3}{6} \text{ (Ec. 4.10)}$$

Donde:

$d = 100 \text{ mm}$.

Sustituyendo en la ecuación se tiene:

$$I_u = \frac{100^3}{6} = 166.667 \text{ mm}^3$$

Sustituyendo en la ecuación de I se tiene:

$$I = 0,707 \times 166667 \times h$$

$$I = 117833.56 \times h$$

Además se sabe que M_f tiene un valor de $3,39 \times 10^6 \text{ Nxmm}$ y C un valor de 50 mm .

Sustituyendo este valor en la ecuación de la inercia y luego esa en la de esfuerzo debido al momento flector se tiene que:

$$\sigma_{sol} = \frac{3,39 \times 10^6 \times 50}{117833.56 \times h}$$

$$\sigma_{sol} = \frac{1438,46}{h}$$



Ahora el factor de seguridad para soldadura se obtiene mediante la ecuación 4.11:

$$N = \frac{0,6xSy}{\sigma_{soldadura}} \text{ (Ec. 4.11)}$$

Donde:

$$Sy = 737 \text{ Mpa.}$$

$N = 4$ ya que para soldadura se recomienda un factor entre 3 y 5.

Sustituyendo en la ecuación y despejando $\sigma_{soldadura}$ se tiene:

$$\sigma_{sol} = \frac{0,6x737}{4} = 110,55 \text{ Mpa.}$$

Sustituyendo este valor y despejando h se tiene:

$$h = \frac{1438,46}{110,55} = 13,0 \text{ mm.}$$

Por lo que se tomará como espesor de la soldadura 13 mm y este cordón será el utilizado en toda la extensión de la mesa ya que este se obtuvo en el punto mas critico de todo el sistema.

4.2.1.2. Diseño de la mesa B

Para el estudio de esta mesa se utilizara la viga cuadrada usada en la mesa A ya que como se menciona en la parte anterior la empresa solicito que el estudio se hiciera con dicha viga ya que contaban con la misma en la empresas, además utilizar esta viga simplificara los cálculos de esta mesa B.

Esta mesa será la encargada del traslado de la lamina a la entrada de la máquina para su posterior corte, la misma contara con un conjunto de cadenas, guías para las cadenas, ganchos de empuje que irán colocados como aditamentos para las cadenas, un eje para transmitir la potencia a las cadenas y rodamientos que servirán de apoyo para el eje, todos estos elementos serán dispuestas según se muestra en la figura 4.22

y los mismos servirán para impulsar la lámina desde que sea dejada por el sistema en la mesa hasta que entre a la máquina y sea cortada en su totalidad, como se dijo anteriormente fueron colocados unos ganchos de empuje para que ayuden con el traslado de la lamina, estos ganchos serán colocados para asegurar que lamina entre recta. Las medidas de la mesan se encuentran en el anexo 4.

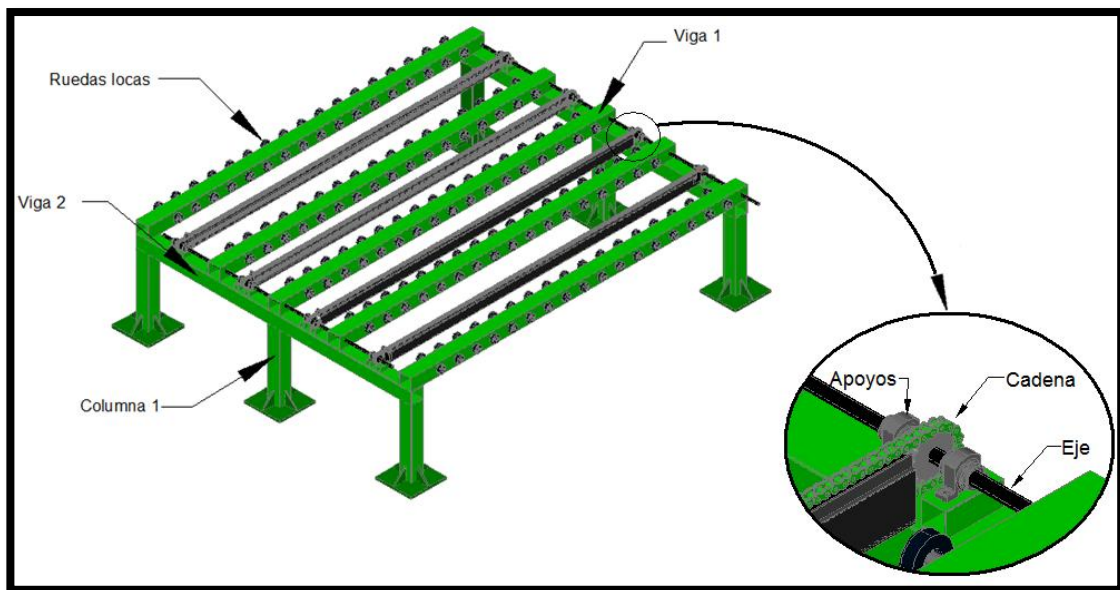


Figura 4.22 - Mesa B y sus elementos constitutivos.

Para el diseño de la mesa B se asumirá como condición crítica que la lámina se encuentra colocada sobre la misma en posición longitudinal ya que se encuentra apoyada en menos numero de vigas lo cual hará mas critico el diseño de los elementos constitutivos de la mesa como por ejemplo las cadenas, tal y como se muestra en la figura 4.23.

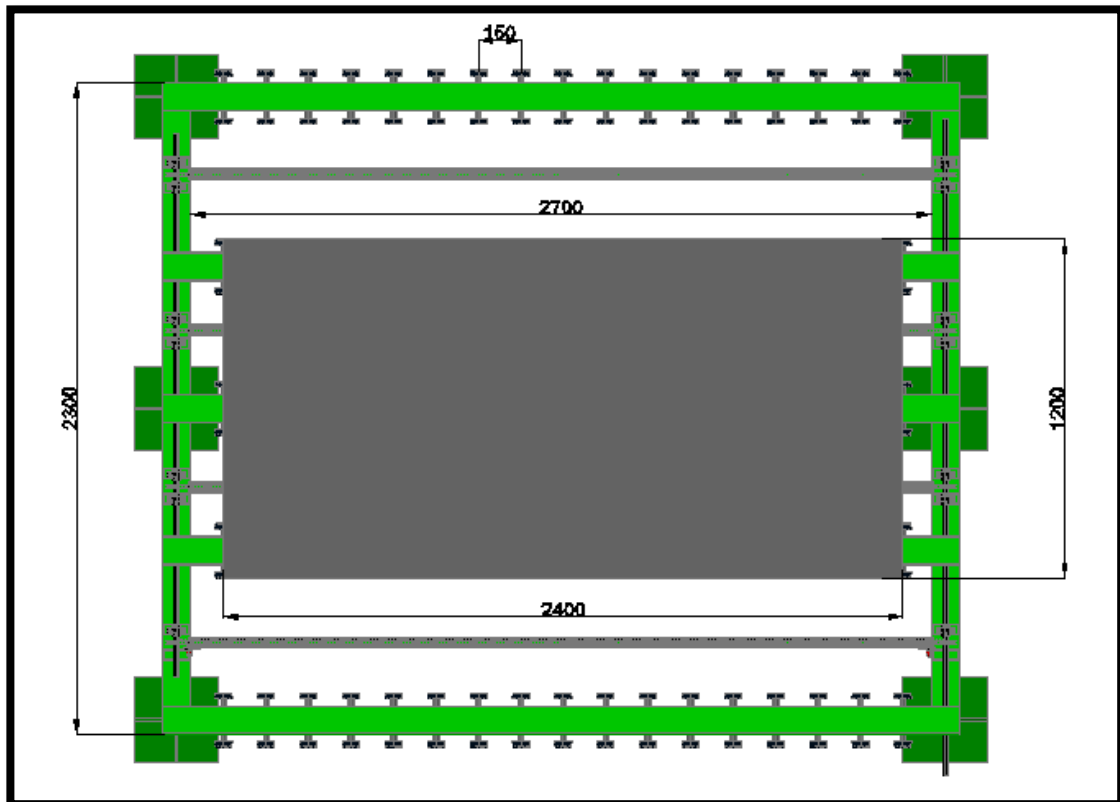


Figura 4.23 - Posición crítica de la lamina en la mesa B.

En la selección de la cadena encargada de empujar la lamina de acero hasta dentro de la máquina cizalladora es necesario apoyarse en el libro de máquinas de elevación y transporte del profesor Cesar Prieto de la escuela de Ingeniería Mecánica de la universidad de Carabobo.

La lamina será colocada sobre unas ruedas locas que serán las encargadas de soportar el peso de la lamina y al mismo tiempo brindar una gran facilidad de movimiento, las cadenas poseerán un gancho el cual será el encargado de empujar la lamina sobre las ruedas antes mencionadas, en la figura 4.24 se puede observar a detalle la configuración de este sistema.

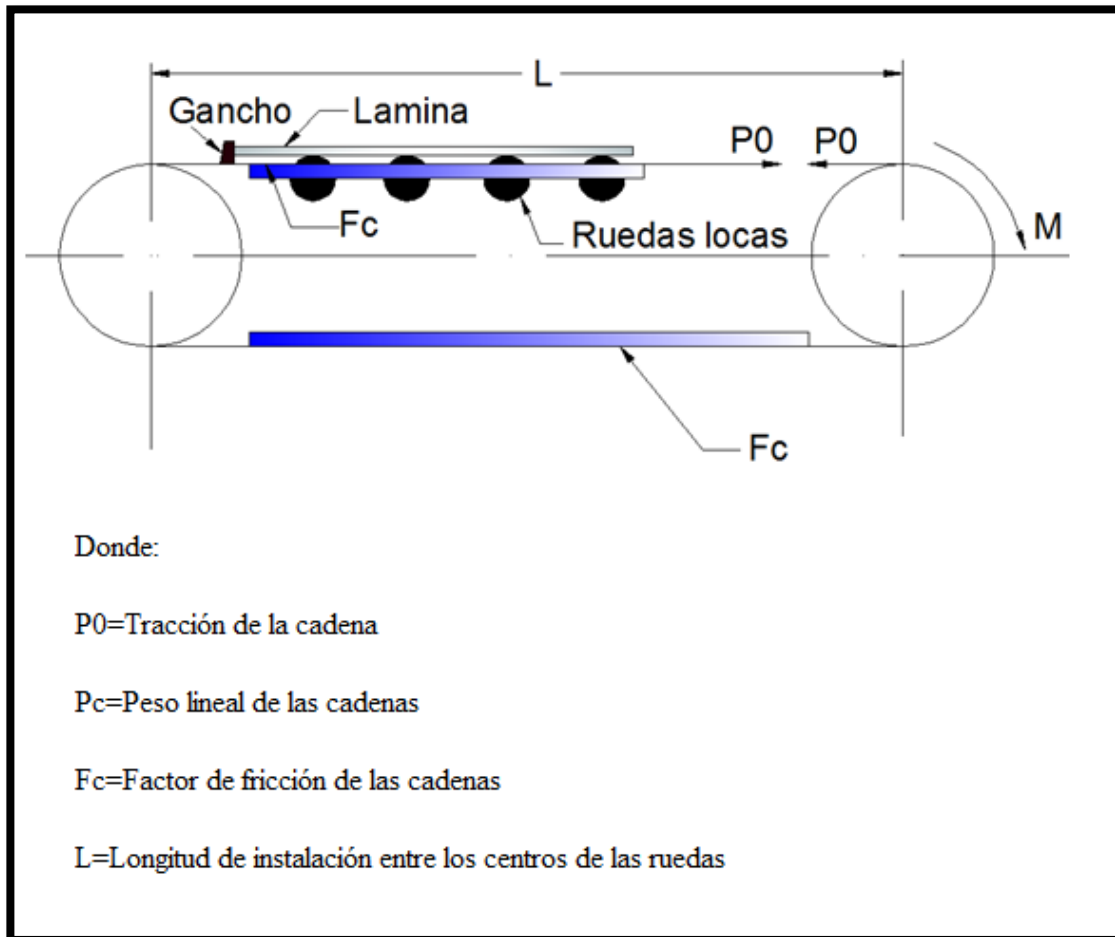


Figura 4.24 - Configuración del sistema de las cadenas

La siguiente figura 4.25 representa la configuración de la cadena transportadora a utilizar, en la cual se muestra las fuerzas que intervienen en el proceso, la cual es la base para la selección de la cadena apropiada.

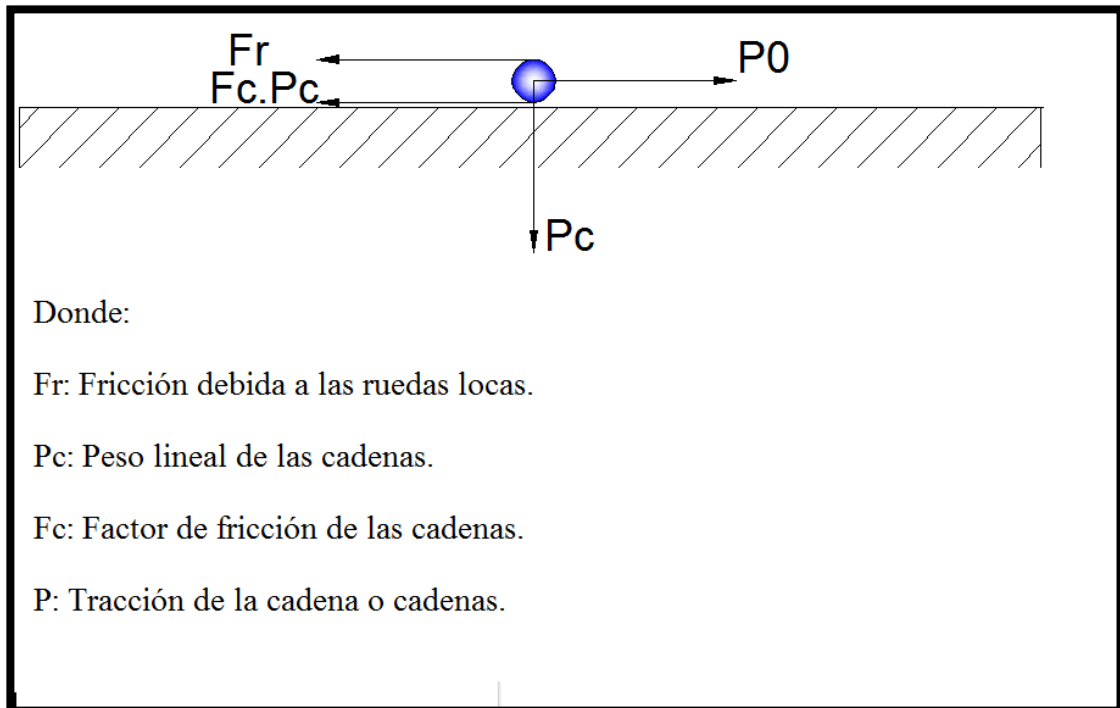


Figura 4.25 - Diagrama de fuerzas de la cadena.

En este caso la ecuación 4.12 de P_0 queda de la siguiente forma:

$$P_0 = Fr + 4.Pc.Fc.L \text{ (Ec. 4.12)}$$

Donde el número cuatro se debe a que en el transportador intervienen cuatro cadenas. Además se estimará la fuerza de fricción debida a las ruedas locas como un 20% del peso total de la lámina, por lo que la ecuación queda de la siguiente forma:

$$P_0 = 0,2.P_{lam} + 4.Pc.Fc.L$$

Donde P_{lam} se refiere al peso de la lámina.

El primer paso para la selección es definir el tipo de eslabón constitutivos de la cadena, en este caso el eslabón a utilizar es de barras laterales lisas, con rodillos lisos



de engrane, debido a que para el cálculo de P_0 es necesario conocer el peso de la cadena es necesario la utilización de un proceso de iteración en la cual se asume una cadena, se utiliza como base para el cálculo y al final se verifica que la misma cumple con las condiciones de carga a la que se encontrará expuesta.

Debido a que la cadena llevará en sus eslabones un gancho para empujar la lamina se debe seleccionar un eslabón no tan pequeño con la finalidad de que genere estabilidad al empujar dicha lamina.

Para calcular el valor tentativo de P_0 se usará la cadena numero 40 de la serie A de la norma americana (ANSYS), la cual posee accesorios normalizados para sus eslabones, por lo tanto se debe verificar que dicha cadena soporta la carga.

Según la ecuación 4.13 el peso de la cadena será el siguiente:

$$P_c = N_r \cdot P_{lc} \text{ (Ec. 4.13)}$$

Donde:

N_r : Numero de ramales de cadena.

P_{lc} : Peso lineal de una cadena.

El número de ramales serán 4 debido a que el transportador poseerá cuatro cadenas.

Además si se asume que la guía de la cadena es de acero como condición crítica se tiene un F_c de 0,33.

Sustituyendo se tiene que:

$$P_c = 4,0,62 = 2,48 \frac{Kg}{m}$$

Además se sabe que el peso de cada lámina es de 70 Kg.



Sustituyendo los valores en la ecuación de P_0 se tiene que:

$$P_0 = 0,2.70 + 2.2,48.0,33.2,7 = 18,5 \text{ Kg.}$$

El siguiente paso consiste en determinar el número de dientes requeridos de la rueda dentada, para esto se utiliza la grafica 2-13 del libro de maquinas de elevación y transporte que proporciona una relación entre la velocidad, el numero de dientes y el factor de corrección E por efecto de cuerda.

La cadena deberá tener una velocidad aproximada de 0,08 m/s, es decir, 4,8 m/min, ya que esta velocidad garantiza una alimentación que corresponderá con el golpes por minuto de la maquina, Entrando al grafico con E=1 y una velocidad de 4,8 m/min tenemos que la rueda debe tener como mínimo una cantidad de 8 dientes.

Factores de modificación de P_0 :

- Factor por choques frecuentes:

Este libro recomienda que este factor se encuentre entre 1 y 1,2 dependiendo de la frecuencia de los choques, en este caso la cadena podría encontrarse con choques frecuentes cada vez que la lamina toque al tope, por lo tanto se usará como valor para este factor 1,2.

- Factor por cargado uniforme:

En este caso el cargado de la lámina es suave, nada brusco y una lamina a la vez, por lo tanto en este caso este factor tomará un valor de 1.

- Factor de causas ambientales:

El ambiente es algo polvoriento, con temperaturas un poco altas y mediana corrosividad en el medio, por lo tanto se usará un factor de 1,2.

- Factor de duración de trabajo:



El libro recomienda un factor de 1 si se trabajan 8 horas diarias, lo cual es en este caso.

Por lo tanto el factor modificador total será la multiplicación todos los factores, como se muestra a continuación:

$$C_{tot}: 1,2.1,1.1,2.1,1 = 1,44.$$

- Factor de multiplicidad de cadenas (C_{ram}):

Este factor se utiliza cuando hay más de una cadena, esto previendo posibles desfases en el movimiento que sobreesfuercen alguna de ellas, por lo tanto este factor vale 1,2.

El valor de la tensión admisible que deberá tener la cadena se calcula a través de la ecuación 4.14:

$$P_{adm} = \frac{P_0 \cdot C_{tot} \cdot E \cdot C_{ram}}{n_c} \quad (\text{Ec. 4.14})$$

Donde:

E: factor de corrección

n_c : numero de cadenas.

Sustituyendo se tiene que:

$$P_{adm} = \frac{18,5.1,44.1.1,2}{2} = 16 \text{ Kg.}$$

Se puede concluir que la cadena cumple con las exigencias de carga, por lo tanto la cadena a utilizar es la tamaño 40, la cual resiste una carga de 1400 Kg, acoplada a un piñón de 12 dientes.



- **Diámetro Primitivo de la rueda de la cadena:**

$$D = \frac{p}{\sin \frac{180}{z}} \text{ (Ec. 4.15)}$$

Sustituyendo en la ecuación 4.15 se tiene que:

$$D = \frac{12.7}{\sin \frac{180}{12}} = 49,07 \text{ mm.}$$

Velocidad angular:

Conociendo la velocidad de la cadena y el diámetro primitivo de la rueda de la cadena se puede obtener la velocidad angular de dicha rueda y el eje, mediante la ecuación 4.16:

$$\omega = \frac{V}{D/2} \text{ (Ec. 4.16)}$$

Donde V es la velocidad de la cadena y D es el diámetro de la rueda.

Sustituyendo se tiene:

$$\omega = \frac{4,8 \text{ m/min}}{49,069 \text{ mm}/2} \cdot 1000 = 195,64 \frac{\text{rad}}{\text{min}}$$

En revoluciones por minuto será:

$$\omega. \text{rpm} = \frac{195,64 \text{ rad/min}}{2\pi \text{ rad}} = 32 \text{ rpm.}$$

- **Calculo de la potencia requerida en el eje de accionamiento:**

La potencia requerida por el motor viene dada por la ecuación 4.17:



$$PotReq(C.V) = 1,2 \cdot \frac{P_0 \cdot C_{tot} \cdot E \cdot C_{ram} \cdot V}{4500} \quad (\text{Ec. 4.17})$$

Donde se usa 1,2 para incrementar la potencia un 20% debido a las pérdidas en las ruedas locas, las cuales no fueron tomadas en cuenta.

Sustituyendo los valores correspondientes se tiene que:

$$PotReq(C.V) = 1,2 \cdot \frac{18,5 \cdot 1,44 \cdot 1,1 \cdot 2,4,8}{4500} = 0,041 CV.$$

Potencia requerida por el motor:

La potencia del motor se puede estimar suponiendo pérdidas mecánicas de un 20% en la transmisión, por lo tanto:

$$PotMot(C.V) = \frac{PotReq(C.V)}{0,8}$$

Sustituyendo se tiene que:

$$PotMot(C.V) = \frac{0,041}{0,8} = 0,052 C.V.$$

Luego de ser seleccionada la cadena y los elementos necesarios para su instalación se procede a realizar el cálculo para la selección de las ruedas que fueron dispuestas en la mesa para hacer más fácil el traslado de la lámina hasta la máquina.

Debido a que la lámina tiene una longitud de 2400 mm y el espaciado entre ruedas es de 150 mm, se tiene que el número de pares de ruedas sobre las cuales se encuentra apoyada la lámina se puede calcular con la ecuación 4.18:

$$N \text{ par. ruedas} = \frac{\text{Longitud de la lamina}}{\text{Espaciado o entre par de ruedas}} \quad (\text{Ec. 4.18})$$

Sustituyendo se tiene que:

$$N \text{ Par. ruedas} = \frac{2400}{150} = 16$$

Debido a que la lámina se apoya sobre tres vigas esta se encontrara apoyada simultáneamente sobre 48 pares de ruedas, por lo tanto la carga sobre cada par de ruedas se calcula como el peso de la lámina dividido entre el número de pares de ruedas, como se muestra en la siguiente ecuación:

$$P \text{ par. ruedas} = \frac{70 \text{ Kg}}{48} = 1,5 \text{ Kg.}$$

Finalmente se seleccionaron las ruedas de neopreno las cuales soportan una carga máxima de 35 kg. en la figura 4.26 se puede observar una foto de la rueda seleccionada.



Figura 4.26 - Rueda de neopreno seleccionada

Debido a que el procedimiento para el diseño de este tipo de estructuras se ha repetido en varias ocasiones en el diseño realizado a la mesa A en este caso se obviarán el proceso de cálculo y sólo se colocarán las consideraciones realizadas en



dicho diseño. Seguidamente se procede a denominar cada unas de las vigas y columnas presentes en la mesa B.

Viga 1: Esta viga es la que contiene las ruedas locas que a su vez son el apoyo de las láminas, la misma se encuentra empotrada en ambos extremos.

Viga 2: Esta viga le sirve de apoyo al conjunto de vigas que soportan las ruedas locas, la misma se encuentra empotrada en ambos extremos con un apoyo en el centro.

Columna 1: Estas columnas sirven como soporte de toda la estructura, el primer paso para su diseño es comprobar si es una columna corta, intermedia o larga, esto se obtiene al calcular el factor $\frac{h}{r}$, el cual es el siguiente:

$$\frac{h}{r} = \frac{680 \text{ mm}}{39,3 \text{ mm}} = 17,3.$$

Por lo tanto se concluye que la columna puede ser calculada como columna corta al ser $\frac{h}{r} < 20$.

En la tabla 4.2 se muestra los elementos en estudio y todos los resultados obtenidos para el diseño de la mesa.



Tabla 4.2 - Resultados del diseño de la mesa B.

Elemento en estudio	Viga 1	Viga 2	Columna 1
Fuerza y momento en el punto crítico	$R = 127,5 N$ $Mf = 60562,5 N.mm$	$R = 183,3 N$ $Mf = 17409,5 N.mm$ $Mt = 60562,5 N.mm$	$R = 270,60N$ $M = 60562,5 N.mm$
Esfuerzo en el punto crítico	1,8 Mpa	2,2 Mpa	2 Mpa
Factor de seguridad	132	108	119

Como era de esperarse el factor de seguridad es bastante elevado lo que da una condiciones seguras de trabajo, es bueno destacar que se pudiera utilizar una viga más pequeña u otro perfil la razón por la cual se seguirá trabajando con la viga cuadrada que se utilizo para el diseño de la mesa es que Troqueles Nacionales cuenta con estas vigas y ellos mismos solicitaron se hiciera el estudio con ese tipo.

En el anexo 1 se podrá contar con el cálculo, selección y dimensionamiento de los elementos que constituyen el sistema de empuje de la lamina como lo son:

- Cojinetes
- Motor neumático
- Eje de transmisión

4.2.1.3. Diseño de la estructura principal:

Cuando se habla de la estructura principal se refiere a aquella que lleva todos los dispositivos encargados de la movilización de las láminas como lo son: ventosas, estructura soporte para las ventosas, actuador rotativo, actuador lineal, actuador sin vástago, entre otros accesorios necesarios para su instalación.

En primer lugar se deben seleccionar cada uno de los elementos que se nombraron anteriormente para así conocer la carga que cada uno representara en la estructura. Inicialmente se empezará seleccionando las ventosas seguidamente el actuador rotativo, actuador lineal, actuador sin vástago, entre otros.

- **Selección de las ventosas.**

Para la selección de las ventosas a utilizar primero se deberá realizar un estudio de fuerzas al movimiento vertical y al movimiento horizontal al cual estarán sometidas las ventosas para determinar cual caso será más restrictivo para su posterior selección.

- **Movimiento vertical:**

Para el movimiento vertical se supondrá un movimiento rápido, por lo que se usará una aceleración de 10 m/s^2 . En la figura 4.27 se muestra el diagrama de cuerpo libre de la ventosa.

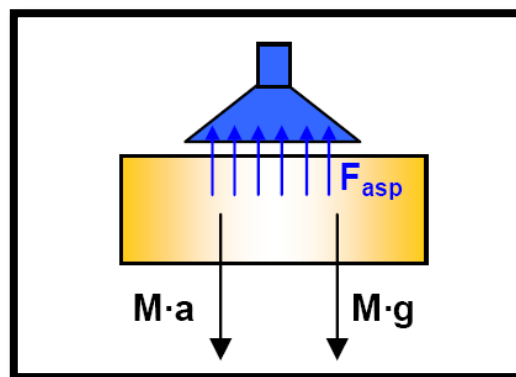


Figura 4.27 - Diagrama de cuerpo libre de la ventosa en movimiento vertical.

En la ecuación 4.18 se tiene que:

$$F_{as} = F_s \cdot m \cdot (g + a). \text{ (Ec. 4.18)}$$

Donde:

F_s : factor de seguridad.

Sustituyendo se tiene que:

$$F_{as} = 2.70 \cdot (9,81 + 10)$$

$$F_{as} = 2773,4 \text{ N.}$$

- **Movimiento horizontal:**

Para este movimiento se supondrá un movimiento mediamente lento, por lo que se usará una aceleración de 4 m/s^2 . En la figura 4.28 se muestra el diagrama de cuerpo libre de la ventosa.

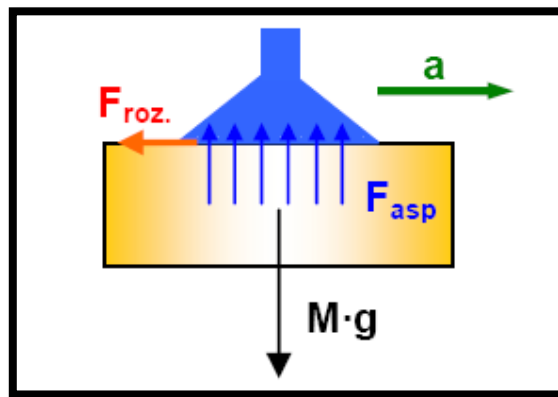


Figura 4.28 - Diagrama de cuerpo libre de la ventosa en movimiento horizontal



Se tiene que:

$$F_{asp} = F_s \cdot \left(\frac{m \cdot a}{g} + m \cdot g \right). \text{ (Ec. 4.19)}$$

Sustituyendo se tiene que:

$$F_{asp} = 2 \cdot \left(\frac{70.5}{0,1} + 70.9,81 \right)$$

$$F_{asp} = 8374 \text{ N.}$$

El caso horizontal es más restrictivo por esta razón se usará esta fuerza de aspiración para seleccionar las mismas en el catálogo de festo.

En el catálogo de las ventosas (figura 4.29) se ofrece el dato de la fuerza de aspiración que cada ventosa es capaz de realizar con un nivel de vacío del 70% (0,7 bar manométricos).

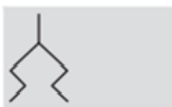
Finalmente se seleccionó la ventosa con un diámetro de 125 mm la cual tiene una fuerza de aspiración Max de 606 N, seguidamente para obtener el número aproximado de ventosas se usará la siguiente relación:

$$\text{Numero de ventosas} = \frac{F_{asp. total}}{F_{asp. ind.}} = \frac{8374 \text{ N}}{606 \text{ N}} \cong 13,9$$

∴ se usarán 15 ventosas


Ventosas VAS
Hoja de datos

Function



Temperatura
-20 ... +200 °C

Diámetro
1 ... 125 mm



Datos técnicos generales

Diámetro de la ventosa [mm]	Conexión de vacío	Diámetro nominal [mm]	Construcción	Tipo de fijación	Diámetro útil de la ventosa [mm]	Fuerza de separación con 70% de vacío [N]	Peso		
							NBR [g]	PUR [g]	SI [g]
1	M3	0,4	Conexión de vacío en la parte superior, redonda estándar	Rosca para tornillar	0,8	0,035	1	-	-
2	M3	1			1,6	0,14	11	-	-
5	M5	1,5			4	0,9	2	-	-
8	M5 ¹⁾	2			5,5	1,6	4	4	2
10	M5	2			8	4,5	3	3	3
15	G½	3			12	7,9	11	11	6
30	G½	3			25	34	13	13	7
40	G¼	4			32	56	26	27	13
55	G¼	4			44	106	32	32	16
75	G¼	4			60	197	76	78	36
100	G¼	4			85	397	138	142	67
125	G¾	7			105	606	152	148	148

Figura 4.29 - Ventosa seleccionada en el catalogo

Es bueno destacar que se usaran un total de 15 ventosas para obtener mayor simetría en la distribución y de esta forma obtener una distribución más eficiente.

Para el material de la ventosa se seleccionó poliuretano ya que este es de gran duración, aporta un tratamiento cuidadoso de las piezas gracias a la suavidad de la ventosa y su aplicación es para superficies lisas y aceitosas.



En la selección del tubo para la conducción del aire se escogió diámetro interior de 7 mm, de la serie PAN de tipo polietileno para un fluido de aire comprimido y vacío.

Para la selección del generador de vacío se utilizará el programa de festo VACUM SELECTION. El generador de vacío es indispensable en este diseño ya que es el componente principal de un sistema de vacío. El eyector permite obtener el nivel de vacío necesario y funcionan según el principio de Venturi, lo que significa que el vacío se obtiene mediante toberas neumáticas que no tienen partes móviles.

En la figura 4.30 se muestra los parámetros para el generador de vacío como lo son: la presión de funcionamiento y el vacío que por lo general ya viene establecido acorde con los datos ingresados al momento, cabe recalcar que si existe un error en el ingreso de datos, el software le advierte y le sugiere que aumente o disminuya valores para su correcta selección. Los siguientes parámetros a ingresar en la generación de vacío son el accionamiento eléctrico cuya función es controlar la generación de vacío mediante una electroválvula, la expulsión de aire es fundamental ya que hace que el aire se disipe con mayor rapidez; el economizador de aire incorpora un interruptor de vacío con una función de ahorro de aire; de acuerdo a estos ingresos los consecutivos van acorde a lo anterior; la salida de vacuostato es NPN, ya que permite un funcionamiento económico y reduce el consumo de energía; la rosca de conexión de vacío elegida es $G - 3/8$.

VADMI-200-LS-N Generador de vacío

Cantidad: 15

Presión funcionamiento: 6 bar

Vacío: -0.7 bar

accionamiento eléctrico alimentación de aire comprimido: Cerrada sin corriente

Impulso de expulsión: Eléctrico

Economizador de aire: Sí

Válvula de antirretorno: Sí

Silenciadores: Sí

Filtro: Sí

Serie: VADMI

Salida vacuostato: NPN

Conexión de vacío: G-3/8

Alimentación de aire: G-1/4

Comparador de umbral: Histéresis variable

Escala: -

Para seleccionar un generador de vacío, primero debe introducir el número de ventosas de aspiración, la presión de funcionamiento y el vacío que se precisa. Las restantes características (p. ej. roscas de conexión, conmutación de la salida, módulo, electroválvula integrada) pueden elegirse en cualquier orden.

Cantidad

Figura 4.30 - Parámetros generador de vacío.

De acuerdo a los parámetros introducidos en la parte anterior el software arrojará el generador seleccionado según se muestra en la figura 4.31.

	apropiado para el tubo flexible	Referencia
1	Sí	VADMI-200-LS-N

Figura 4.31 Código del generador de vacío seleccionado.

Finalmente se obtiene la lista de elementos para las ventosas según se muestra en la tabla 4.3.



Tabla 4.3 - Códigos selección de ventosas.

Nº de art.	Código para efectuar el pedido	Descripción	Cant.
171062	VADMI-200-LS-N	Generador de vacío	15
152606	VAS-125-3/8-PUR	Ventosa	15
553915	PAN-10X1,5-SW	Tubos	50 m

Siguiendo con el diseño, ahora se deberá determinar cuál es el peso total del sistema de vacío según la tabla 4.4.

Tabla 4.4. Peso total sistema ventosas.

Material	Peso	
Escuadra	15	kg
Ventosas	2,220	kg
lamina	70	kg
Total	87,220	kg

- **Diseño de la escuadra que soportará las ventosas.**

Una vez seleccionada las ventosas se procede a realizar el diseño de la escuadra donde estarán dispuestas las ventosas, para esta estructura la empresa especialista en elementos de control recomendó un perfil estructural de aluminio especial para este tipo de aplicaciones, para este diseño de usará un perfil estructural de aluminio cuyas medidas son 45 x 45 mm, según se muestra en la figura 4.32.

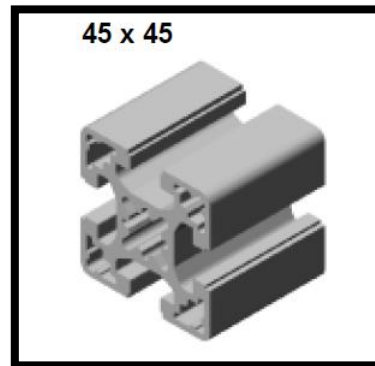


Figura 4.32 - Perfil de aluminio utilizado.

Para el dimensionamiento de la viga que compone la escuadra que sirve de soporte a las ventosas se hará para el caso crítico en el cual las ventosas desarrollen la fuerza de succión máxima a la presión de funcionamiento, la cual es de 602 N por cada una, el dimensionamiento se realizara analizando las vigas que soportan directamente a las ventosas, ya que estas vigas son de mayor longitud y se encuentran libres en los extremos, lo cual hace que esta se encuentre mas esforzada, en la siguiente tabla 4.5 se muestra un resumen de los datos obtenidos del análisis a dicha viga, seleccionando como viga el perfil estructural de aluminio de 45x45 mm de tamaño. En la figura 4.33 se muestra la imagen de la escuadra de las ventosas.

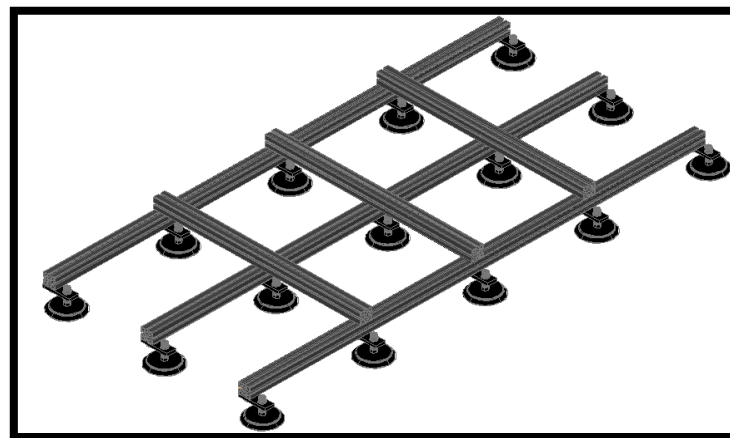
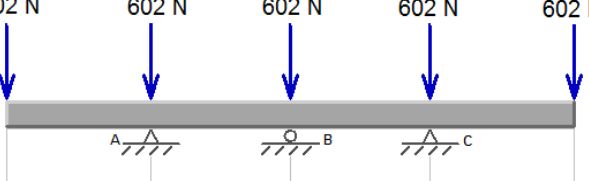


Figura 4.33 – Escuadra que soporta a las ventosas.

Tabla 4.5 - Resultados del diseño de la viga estructural.

Estado de carga	
Fuerza y momento en el punto crítico	$R = 2143 \text{ N}$ $M = 2,74 \cdot 10^5 \text{ N}\cdot\text{mm}$
Esfuerzo	$38,7 \text{ Mpa}$
Factor de seguridad	6.5

De la misma forma se utilizó el método estructural para el estudio de esta estructura y se obtuvo un factor de seguridad bastante aceptable recordemos que para aplicaciones estructurales el factor de seguridad va de 1 a 5, es decir, la estructura está sobrediseñada y de esta forma se puede concluir que la viga soportará la carga aplicada y trabajará bajo condiciones seguras.

- **Selección del actuador giratorio:**

Para la selección del actuador giratorio se debe tomar en cuenta la inercia de la masa que se quiere rotar, así como la aceleración angular de la misma, todo esto con el fin de obtener el torque requerido por el actuador y seleccionar el adecuado. En la figura 4.34 se muestra una foto del actuador que se va a seleccionar.



Figura 4.34 - Actuador giratorio.

La aceleración lineal de la ventosa más alejada no debe sobrepasar los $4,5 \text{ m/s}^2$, que fue el valor que se tomó para la selección de las ventosas, el mismo es el punto de partida, ya que de este se obtiene el valor de aceleración angular requerido.

En la siguiente figura 4.35 se puede observar la posición de la ventosa más alejada, la cual será la que posea una mayor aceleración.

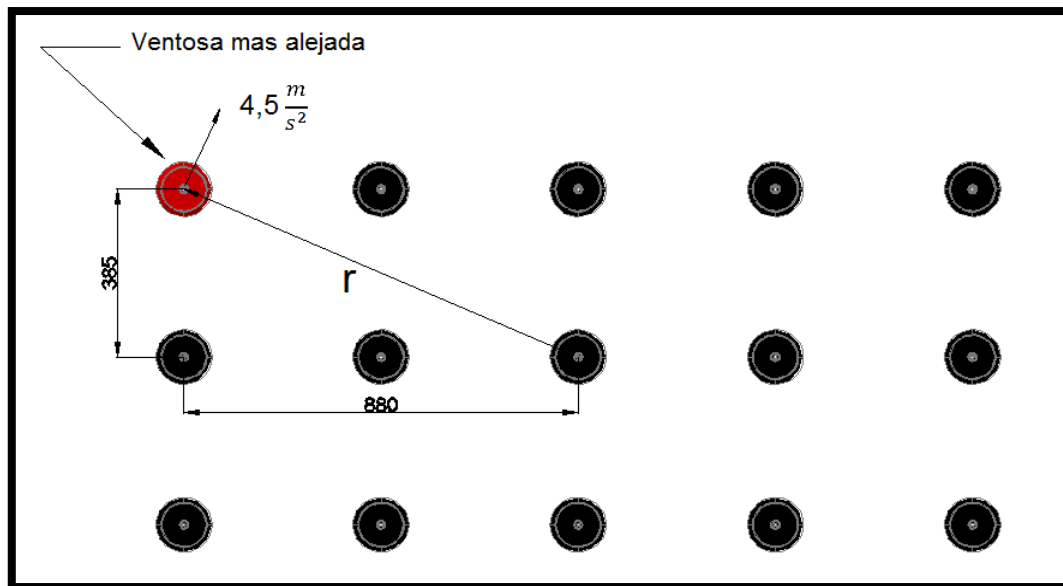


Figura 4.35 - Disposición de las Ventosas.



De la figura se tiene que la distancia desde el centro de giro hasta la ventosa más alejada se obtiene de la siguiente manera:

$$r = \sqrt{880^2 + 385^2} = 960,53mm$$

La ecuación 4.20 muestra la relación entre la aceleración lineal y la angular en un movimiento giratorio es la siguiente:

$$a = \alpha \cdot r \text{ (Ec. 4.20)}$$

Despejando la aceleración angular y sustituyendo los valores de aceleración y radio de giro se obtiene:

$$\alpha = \frac{a}{r} = \frac{4,5 \text{ m/s}^2}{0,96 \text{ m}} = 4,68 \text{ rad/s}^2$$

Además se tiene que la tercera ley de Newton para un movimiento giratorio establece la siguiente relación (Ec. 4.21):

$$\tau = Im \cdot \alpha \text{ (Ec. 4.21)}$$

Donde:

$Im = 53,706 \text{ kg} \cdot m^2$. Este valor de Im fue obtenido con la ayuda del programa de festo para el cálculo de inercia de masa este cálculo se podrá encontrar en el apéndice5.

$$\alpha = 4,68 \text{ rad/s}^2$$

Sustituyendo en la ecuación y resolviendo se tiene:

$$\tau = 53,706 \cdot 4,68 = 251,344 \text{ N} \cdot m$$



Utilizando un factor de seguridad de 1,2 se tiene que el torque necesario será de unos 302 N.m.

Ingresando al catalogo de actuadores de doble efecto de la empresa micro technologies se tiene que el actuador que se ajusta a esta condición tiene un diámetro de 125 mm, capaz de desarrollar un torque de 353,4 N.m, según muestra la figura 4.36.

Ø	Torque (Nm)	A	B	BG	C	ØD	E	ØEE	F	G	H	ØI	K	L			ØM	N	O	ØP	VD
														90°	180°	360°					
32	7,2	50	70	17,5	32,5	M 6	25	G1/8"	45	30	16	14	11	237	284	379	M 5	5	16	30	4
40	13,6	55	80	17,5	38	M 6	27,5	G1/4"	52,5	35	18	18	14	269	325	438	M 6	6	20,2	35	4
50	24,7	65	95	17,5	46,5	M 8	32,5	G1/4"	62,5	40	18	22	17	290	355	487	M 6	6	24,2	40	4
63	44,9	75	110	17,5	56,5	M 8	37,5	G3/8"	72,5	40	20	25	19	324	400	550	M 8	8	27,5	45	4
80	108,6	100	150	18,5	72	M 10	50	G3/8"	100	50	22	30	24	400	513	739	M 8	8	32,5	45	4
100	183,8	115	170	18,5	89	M 10	57,5	G1/2"	112,5	50	25	35	27	435	558	803	M 10	10	37,9	55	4
125	353,4	140	205	27,5	110	M 12	70	G1/2"	135	65	30	45	36	518	669	971	M 12	14	48,3	30	6
160	723,8	180	260	34	140	M 16	90	G3/4"	170	80	40	60	46	631	819	1196	M 16	18	63,7	65	6

Figura 4.36 - Diámetro del actuador seleccionado.

Siguiendo con la selección del actuador rotativo, una vez obtenido el diámetro del actuador se procede a entrar de nuevo en el catalogo y obtener el código del mismo para su posterior cotización, en dicha selección se tomó en cuenta que el actuador tuviese amortiguación e imán incorporado según se muestra en la figura 4.37.


Ø		Sin	Con	Con amortiguación
		amortiguación	amortiguación	e imán incorporado
32	90°	0.047.410.090	0.047.420.090	0.047.430.090
	180°	0.047.410.180	0.047.420.180	0.047.430.180
	360°	0.047.410.360	0.047.420.360	0.047.430.360
40	90°	0.048.410.090	0.048.420.090	0.048.430.090
	180°	0.048.410.180	0.048.420.180	0.048.430.180
	360°	0.048.410.360	0.048.420.360	0.048.430.360
50	90°	0.049.410.090	0.049.420.090	0.049.430.090
	180°	0.049.410.180	0.049.420.180	0.049.430.180
	360°	0.049.410.360	0.049.420.360	0.049.430.360
63	90°	0.050.410.090	0.050.420.090	0.050.430.090
	180°	0.050.410.180	0.050.420.180	0.050.430.180
	360°	0.050.410.360	0.050.420.360	0.050.430.360
80	90°	0.051.410.090	0.051.420.090	0.051.430.090
	180°	0.051.410.180	0.051.420.180	0.051.430.180
	360°	0.051.410.360	0.051.420.360	0.051.430.360
100	90°	0.052.410.090	0.052.420.090	0.052.430.090
	180°	0.052.410.180	0.052.420.180	0.052.430.180
	360°	0.052.410.360	0.052.420.360	0.052.430.360
125	90°	0.033.410.090	0.033.420.090	0.033.430.090
	180°	0.033.410.180	0.033.420.180	0.033.430.180
	360°	0.033.410.360	0.033.420.360	0.033.430.360
160	90°	0.034.410.090	0.034.420.090	0.034.430.090
	180°	0.034.410.180	0.034.420.180	0.034.430.180
	360°	0.034.410.360	0.034.420.360	0.034.430.360

Figura 4.37 - Selección final del actuador rotativo.

Siguiendo con el diseño, ahora se deberá determinar cuál es el peso total del sistema de vacío - actuador giratorio según la tabla 4.6.

Tabla 4.6. Peso total sistema ventosas

Material	Peso	
Escuadra	15	kg
Ventosas	2,220	kg
lamina	70	kg
Actuador rotativo	22	
Total	109,220	kg

En la figura 4.38 se muestra el ensamble del sistema ventosa - actuador rotativo, en el cual se muestran las ventosas, la escuadra donde están dispuestas las ventosas, el soporte del actuador giratorio y el actuador giratorio.

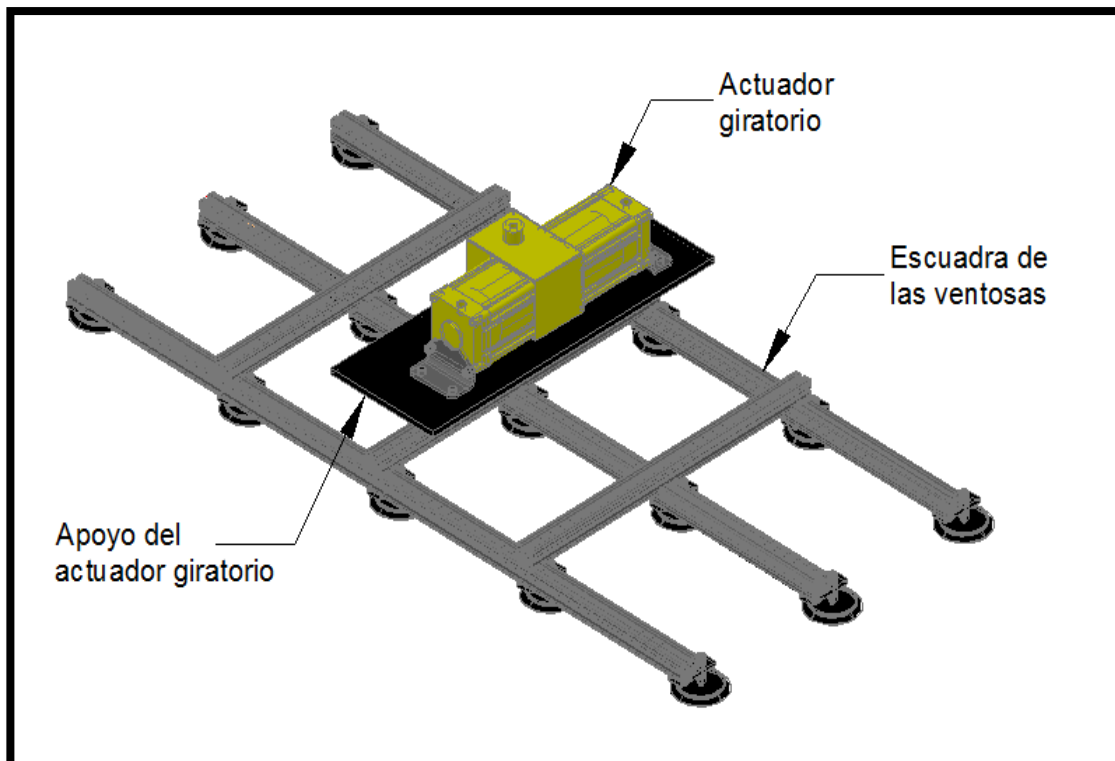


Figura 4.38 - Ensamble del sistema ventosa - actuador giratorio.

Al actuador giratorio se le acopló un elemento que ayudara no esforzar tanto el eje en del actuador que está unido a la escuadra de ventosas, la selección y diseño de este elemento se encontrará en el anexo 4

- **Selección de los actuadores lineales.**

Para la selección de estos actuadores se recurrirá al catalogo electrónico que posee la página de festo, se escoge nuevamente la opción Actuadores lineales (figura 4.39).

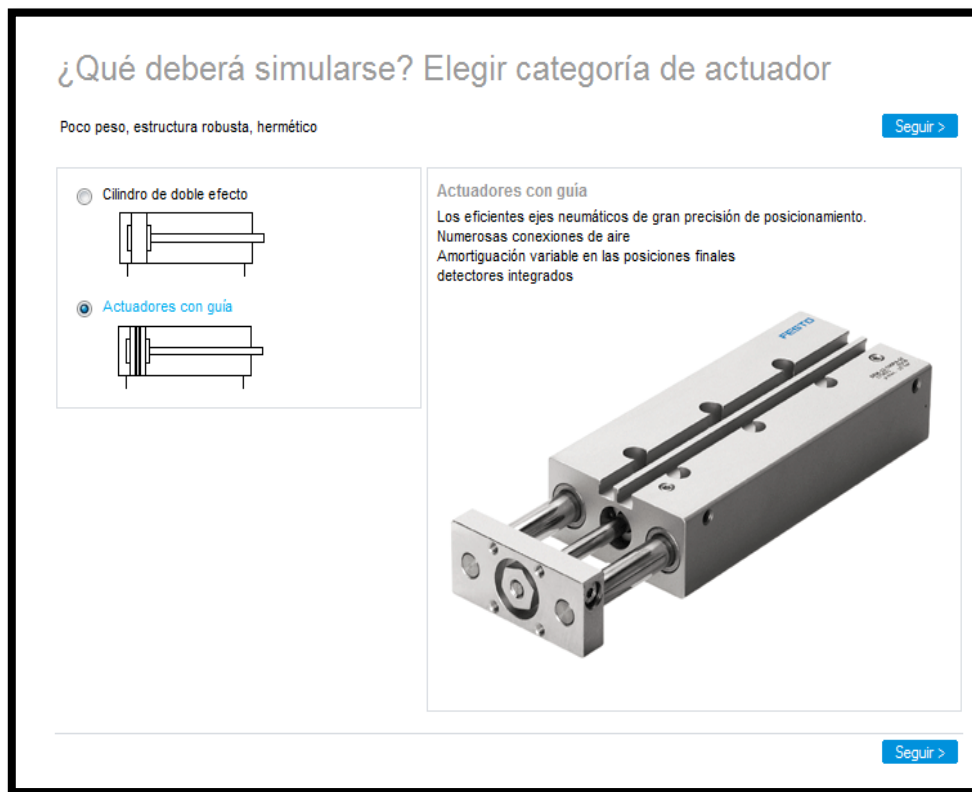


Figura 4.39 - Selección del tipo de actuador.

Seguidamente se desplegará una ventana para colocar los parámetros del sistema como base para la selección (fig. 4.40), en los cuales se colocará un tiempo de posicionamiento de 3 segundos, una longitud de carrera de 400 mm ya que esta es

la necesaria para lograr tomar todas las laminas colocadas en la mesa A, un ángulo de instalación de -90 grados y una masa en movimiento de 61 kg ya que esta fue la obtenida del sistema de ventosa - actuador giratorio usando un factor de seguridad de $1,2$. Es importante destacar que se coloca 61 kg ya que se seleccionaran 2 cilindros. El resto de los parámetros vienen pre - determinados por el catalogo y estos no influyen en la selección del dispositivo.

Los parámetros del sistema - base para la selección Seguir >

tiempo de posicionamiento esperado	quiero alcanzar este tiempo de posicionamiento:	<input type="text" value="3"/> <input type="text" value="s"/>
	<input checked="" type="checkbox"/> ..con válvula de estrangulación de retención	
Regulación básica del cilindro	Longitud de carrera requerida	<input type="text" value="400"/> <input type="text" value="mm"/>
	Ángulo de instalación	<input type="text" value="-90"/> <input type="text" value="deg"/>
	Dirección del movimiento	<input checked="" type="radio"/> extender <input type="radio"/> retirar
Abastecimiento de aire comprimido	Presión de funcionamiento	<input type="text" value="6"/> <input type="text" value="bar"/>
	Largo del tubo flexible	<input type="text" value="1"/> <input type="text" value="m"/>
	Equipo de mantenimiento > Válvula	<input type="text" value="1"/> <input type="text" value="m"/>
	Válvula > Cilindro	
Regulaciones de la carga	Masa en movimiento	<input type="text" value="61"/> <input type="text" value="kg"/>
	fuerza de impacto adicional	<input type="text" value="0"/> <input type="text" value="N"/>
	fuerza de fricción adicional	<input type="text" value="0"/> <input type="text" value="N"/>

Seguir >

Figura 4.40 - Parámetros del sistema para seleccionar el actuador lineal.

Una vez colocados los parámetros del sistema se desplegará una nueva ventana mostrando una lista con los dispositivos que cumplen con los parámetros seleccionados en el paso anterior (fig. 4.39), en esta nueva ventana aparecen los tipos de actuadores que cumplen con los requerimientos introducidos anteriormente, del cual se tomará el DFM-50- B (figura 4.41).

Ideas de cilindros Festo - Accionamientos para cada aplicación

- Solo ajustable amortiguación de fin de carrera neumática (PPV) ONLY
- Solo accionamiento sin vástago
- Solo vástago pasante (modelo especial S2)
- Solo asegurado contra rotación
- sólo en: Longitud de carrera requerida 400 [mm]
- sólo en: Carrera variable

Diámetro del émbolo elegido

[< Atrás](#) [Seguir >](#)

Partes encontradas [2] Mostrar

Tipo	Núm. artículo	Conexión	Carrera [mm]
<input type="checkbox"/> DFM-50- -B	534769	1/8	1..400 mm
<input type="checkbox"/> DFM-63- -B	534770	1/8	1..400 mm

« 1 »

[< Atrás](#) [Seguir >](#)

Figura 4.41 - Cilindros disponibles en festo.

En el siguiente paso se despliega una nueva ventana que muestra la clasificación del tipo de actuador que se seleccionó en el paso anterior, en este se seleccionó el tipo de actuador DFM-50-400-B-P-A-GF, según muestra la figura 4.42.






Tipo	Núm. artículo	Conexión	Carrera [mm]
<input checked="" type="radio"/>  DFM-50-400-B-P-A-GF	534769	1/8	400 mm
<input type="radio"/>  DFM-50-400-B-P-A-KF	534769	1/8	400 mm
<input type="radio"/>  DFM-50-400-B-PPV-GF	534769	1/8	400 mm
<input type="radio"/>  DFM-50-400-B-PPV-KF	534769	1/8	400 mm
<input type="radio"/>  DFM-50-400-B-YSRW-A-KF	534769	1/8	400 mm

Figura 4.42 - Clasificación del tipo de actuador seleccionado en el paso anterior.

Finalmente se seleccionó ese actuador, el mismo tiene una carrera de 400mm, un diámetro de embolo de 50mm, con amortiguación y para detectores de proximidad. En la tabla 4.7 se muestra el código de selección de dicho actuador para su posterior cotización.

Tabla 4.7. Códigos selección actuador lineal.

N	Código para efectuar el pedido	Descripción	Cant.
1	DFM-50-400-B-P-A-GF	Actuador Lineal con guías	2

Siguiendo con el diseño, ahora se deberá determinar cuál es el peso total del sistema del actuador lineal en conjunto con el peso del sistema de las ventosas y el actuador rotativo según se muestra en la tabla 4.8.

Tabla 4.8. Peso total.

Material	Peso	
Sistema Ventosas	87,220	kg
Sistema Actuador Giratorio	22	kg
Sistema actuador lineal	25,4	kg
Total	134,6	kg

En la figura 4.43 se muestra el ensamble del sistema ventosa - actuador rotativo - actuador lineal, en el cual se muestran las ventosas, la escuadra donde están dispuestas las ventosas, el soporte del actuador giratorio, el actuador giratorio y los actuadores lineales.

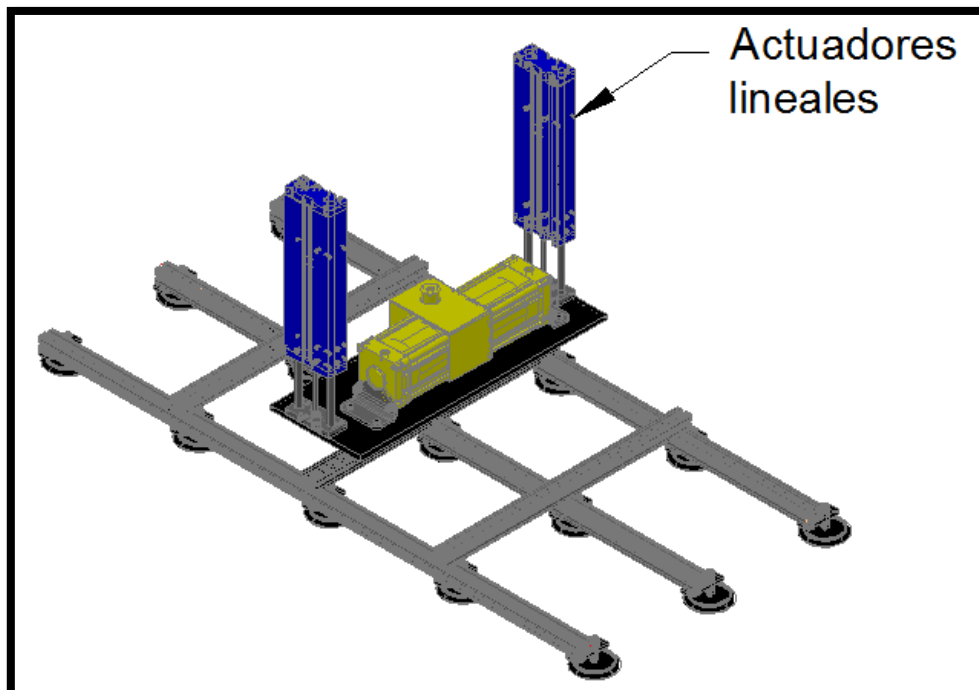


Figura 3.43 - Ensamble de los actuadores lineales.

Seguidamente se procede a realizar el diseño de la estructura que servirá de soporte para los cilindros lineales y con guías, a las ventosas y al actuador rotativo.

- **Diseño del soporte:**

Para el diseño de las vigas que unen los cilindros lineales con los cilindros lineales se usa la carga de los elementos que soporta, la cual es de 168 Kg, para el diseño de la misma se tienen como elementos críticos las vigas 1 y 2 como se muestra en la figura 4.44.

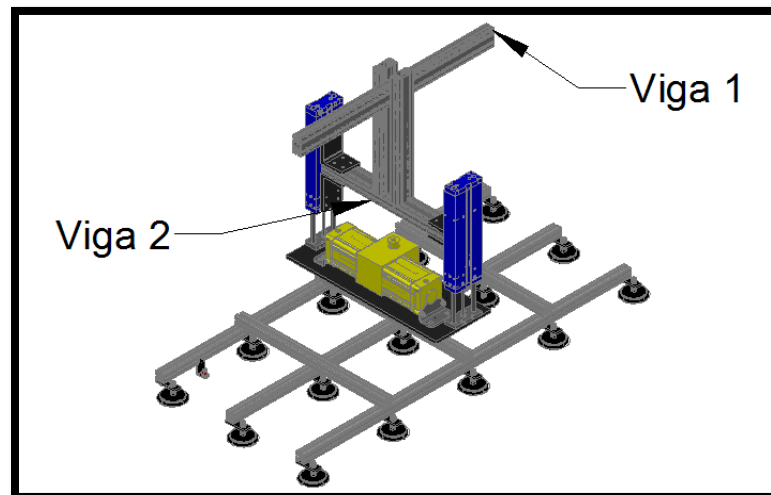


Figura 4.44 - Viga 1 y viga 2 a diseñar.

Diseño de la viga 1: Esta viga se asumirá empotrada en ambos extremos, con una carga en el centro de 1680 N que corresponde al peso de los elementos que soporta, para el cálculo del esfuerzo en la misma se procedió a realizar el diagrama de corte y momento, se selecciono el punto más crítico y se procedió al cálculo del esfuerzo usando un perfil estructural de aluminio de 45x90 mm según se muestra en la figura 4.45, el cual se selecciono para verificar si el mismo cumple con las exigencias de resistencia.

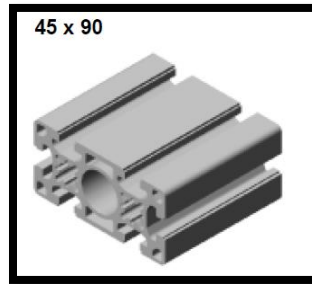


Figura 4.45 - Perfil de aluminio utilizado.

Diseño de la viga 2: Esta viga se seleccionó siguiendo el mismo procedimiento que la anterior, la misma soporta una carga de 840 N en cada extremo, por lo tanto se tomó solo una porción de la viga y empotrada en el otro extremo, tal como se muestra en la figura 4.46.

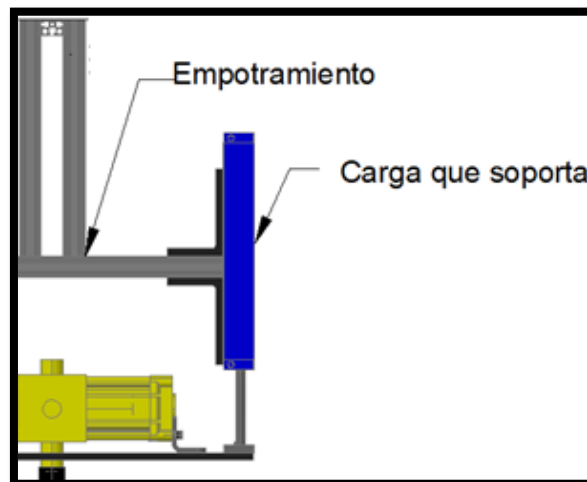


Figura 4.46 - Detalles de la viga 2.

Para el cálculo de la flexión máxima permitida en la viga se siguió bajo la norma de la CMAA, la cual establece que la flecha no debe sobrepasar en 1/888 unidades de longitud.

Para el cálculo de la flecha máxima en la viga se usan las ecuaciones proporcionada por el catalogo del cual se seleccionó el perfil estructural, las mismas se muestran en la figura 4.47.

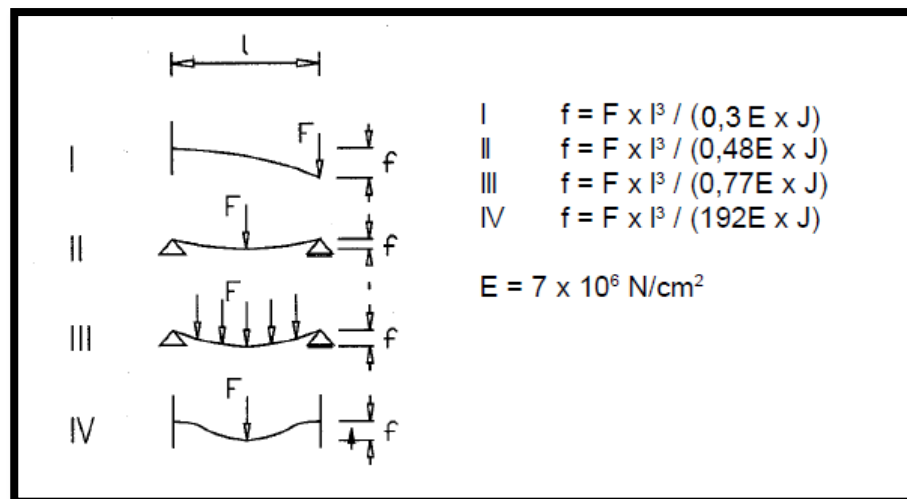
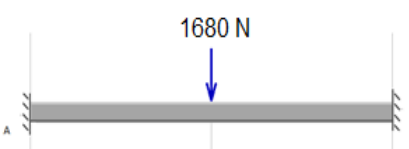



Figura 4.47 - Ecuaciones para flecha máxima.

En la tabla 4.9 se muestra el resumen de los cálculos de esfuerzos y flechas en las vigas 1 y 2.

Tabla 4.9 - Resultados del diseño.

	Viga 1	Viga 2
Referencia		
Fuerza y momento en el punto critico	$R = 840 N$ $M = 223020 N.mm$	$R = 840 N$ $M = 236880 N.mm$
Esfuerzo	6,9 Mpa	13,2 Mpa
Factor de seguridad	36	19
Flecha máxima permitida en la viga	1,19 mm	0,32 mm
Flecha máxima en la viga	0.4 mm	0,23 mm

- **Selección de los actuadores sin vástago.**

El siguiente procedimiento es seleccionar los actuadores de posicionamiento (actuador sin vástago) (fig. 4.48), este dependerá del peso que soporta de acuerdo a su diseño.

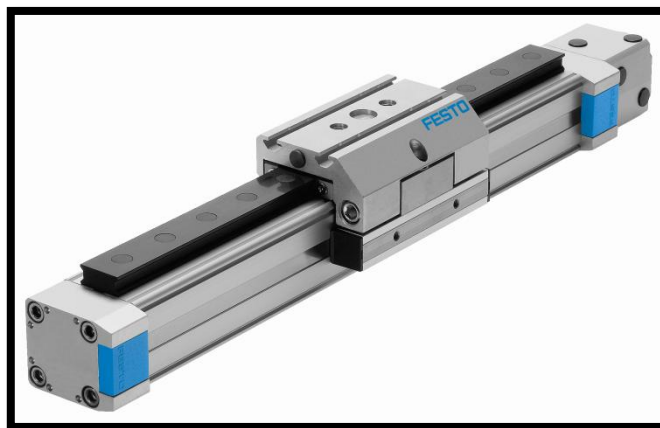


Figura 4.48 - Actuador sin vástago.

Para la selección de este actuador se recurrirá al catalogo de festo ubicado en la página de internet. Una vez abierto el programa se escoge la opción Actuadores lineales. Seguidamente se desplegará una ventana para colocar los parámetros del sistema como base para la selección (fig. 4.49)

The screenshot shows a software interface for selecting a linear actuator. The title is "Los parámetros del sistema - base para la selección". On the left, there is a diagram of a cylinder with a piston and a rod. The interface contains several sections with input fields:

- tiempo de posicionamiento esperado:** Input field with value 10 and unit s.
- Regulación básica del cilindro:** Includes a checked checkbox for "con válvula de estrangulación de retención", "Longitud de carrera requerida" (2000 mm), and "Ángulo de instalación" (0 deg). The "Dirección del movimiento" is set to "extender".
- Abastecimiento de aire comprimido:** "Presión de funcionamiento" is set to 6 bar.
- Regulaciones de la carga:** "Masa en movimiento" is set to 84 kg. "Largo del tubo flexible" and "Equipo de mantenimiento > Válvula" are both set to 1 m. "Válvula > Cilindro" is set to 1 m. "fuerza de impacto adicional" and "fuerza de fricción adicional" are both set to 0 N.

Buttons labeled "Seguir >" are located at the top right and bottom right of the form.

Figura 4.49 - Parámetros del sistema para seleccionar el actuador sin vástago

Para los parámetros de selección se colocó un tiempo de posicionamiento de 10s con una longitud de carrera de 2000 mm y un peso de 84 kg que será el que soportará dicho actuador, este fue obtenido del peso del sistema de ventosa, el del actuador lineal y el rotativo tomando en cuenta adicionalmente un factor de seguridad de 1,2. Se debe recordar que la carga es 84 kg por actuador para este caso se seleccionará 2 actuadores diseñados para 84 kg cada uno. Los demás parámetros vienen pre - determinados por el catalogo para la selección y los mismos no influyen en la selección del dispositivo y por esta razón no es necesario modificarlos.

De acuerdo a los parámetros de selección introducidos en el paso anterior se desplegará una nueva ventana con la lista de los actuadores que cumplen con dichos parámetros según se muestra en la figura 4.50.

Partes encontradas [24]					Mostrar
					10
Tipo	Núm. artículo	Conexión	Carrera [mm]		
DGP-80- -	175139	1/2	10..3000 mm		
DGP-80- -PPV-A-B	161785	1/2	10..3000 mm		
DGPL-25- -PPV-A-GF-B	161786	1/8	10..3000 mm		
DGPL-25- -PPV-A-KF-B	161792	1/8	10..3000 mm		
Plazo de entrega de 1 semana					Vista 2D/3D Accesorios Hoja de datos Documentación
DGPL-32- -PPV-A-GF-B	161787	1/8	10..3000 mm		
DGPL-32- -PPV-A-KF-B	161793	1/8	10..3000 mm		
DGPL-40- -PPV-A-GF-B	161788	1/4	10..3000 mm		
DGPL-40- -PPV-A-KF-B	161794	1/4	10..3000 mm		
DGPL-50- -PPV-A-GF-B	161789	1/4	10..3000 mm		
DGPL-50- -PPV-A-KF-B	161795	1/4	10..3000 mm		

Figura 4.50 - Lista de cilindros que cumplen con los parámetros

Se selecciona el cilindro con diámetro 32 ya que este soporta una mayor fuerza en el eje z que se traduce en mayor seguridad operativa.

En la tabla 4.10 se muestra el código del actuador para su posterior cotización.



Tabla 4.10- Código del actuador.

N	Código para efectuar el pedido	Descripción	Cant.
1	DGPL-32-2000-PPV-A-KF-B	Actuador sin vástago	2

Siguiendo con el diseño, ahora se deberá determinar cuál es el peso total que soportará la estructura principal. Según tabla 4.11

Tabla. 4.11 - Peso total de la estructura principal

Material	Peso	
Sistema Ventosas	87,220	kg
Sistema Actuador Giratorio	22	kg
Sistema actuador lineal	25,4	kg
Sistema Actuador sin vástago	34,2	kg
Total	168.82	kg

Hay que destacar que el peso mostrado en la tabla anterior es el peso real de los dispositivos pero para efectos de diseño desde el inicio de la selección de cada uno de los elementos se estableció un factor de seguridad de 1,2 por efectos de instalación y seguridad es decir la carga que se utilizará para el diseño de la estructura principal será de 216 kg. En la figura 4.51 se muestra el ensamble final con los actuadores sin vástago, que estarán dispuestos en la estructura principal.

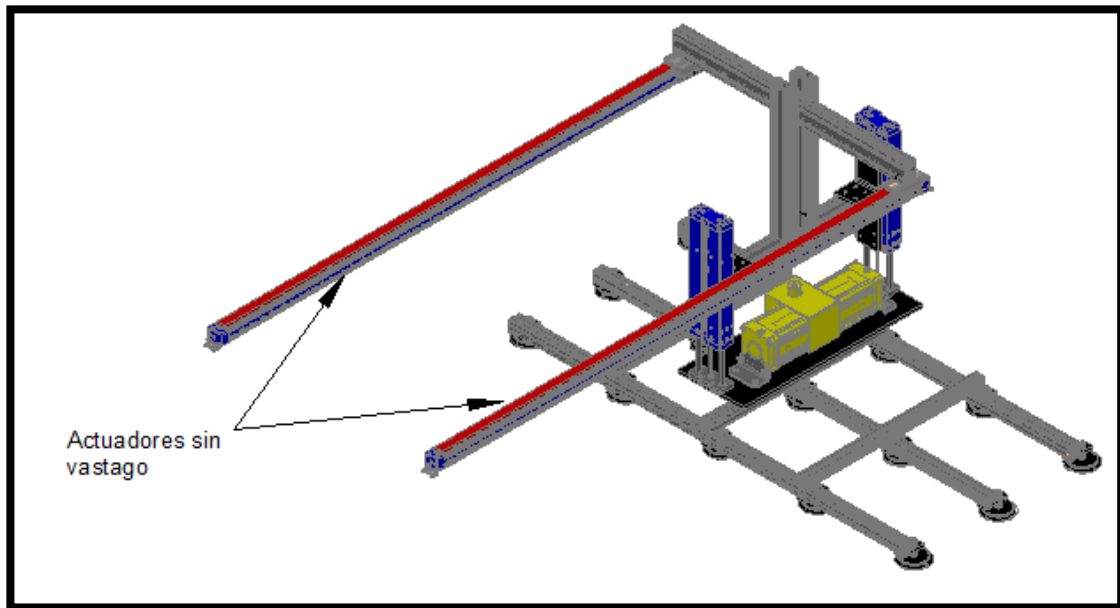


Figura 4.51 - Ensamble final con los actuadores sin vástago.

- **Diseño de la estructura principal:**

Esta estructura será la encargada de soportar el peso de los elementos mecánicos y neumáticos que se encargan del transporte de la lámina. Una vez seleccionado cada uno de los elementos que soportará la estructura se obtuvo la carga de diseño a la que estará sometida dicha estructura la misma será de 2160 N, por lo tanto se debe escoger una viga capaz de resistir adecuadamente dicha carga. En la figura 4.52 se muestra la configuración de la estructura principal, donde se detalla cada uno de los elementos que posee.

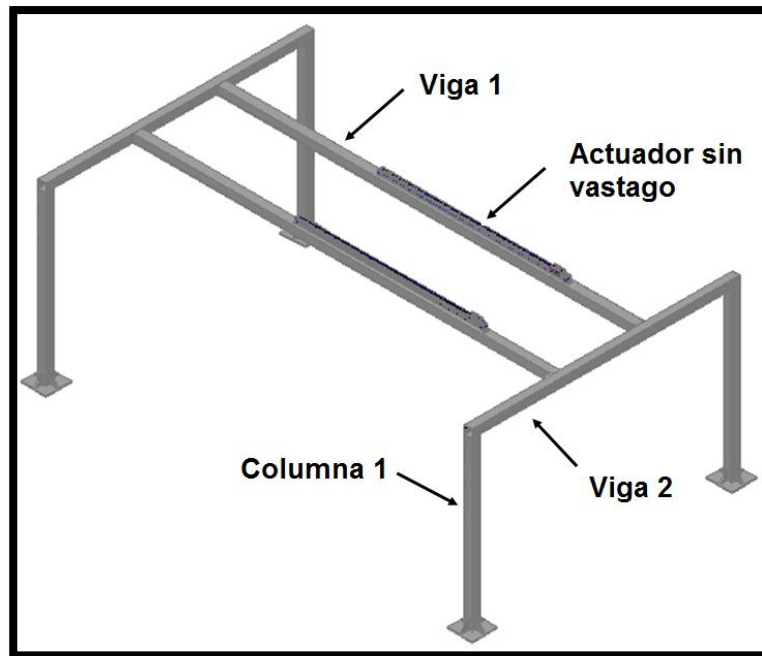


Figura 4.52 - Estructura principal.

Así mismo en la figura 4.53 se muestra la vista superior con el dimensionamiento necesario para el diseño de la estructura.

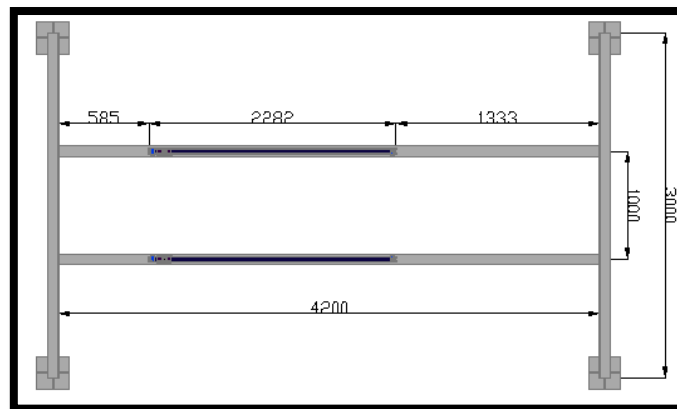


Figura 4.53 - Dimensionamiento para el diseño de la estructura

Debido a que la carga total de los dispositivos es soportado principalmente por dos actuadores sin vástago se tiene que cada uno de ellos soporta la mitad de la carga (1080 N), se seleccionó como punto crítico el lugar en el cual la carga sobre el actuador sin vástago se encuentra en el centro de la viga 1 de la estructura principal. Es bueno destacar que el actuador sin vástago no está directamente apoyado sobre la viga, el mismo cuenta con 3 apoyos colocados dos en los extremos y otro en el centro del mismo, dichos apoyos o soportes generaran reacciones que posteriormente serán calculadas. En la figura 4.54 se muestra un esquema en el cual pueden observarse el actuador sin vástago, la viga 1 de la estructura y la posición de la carga en el lugar crítico.

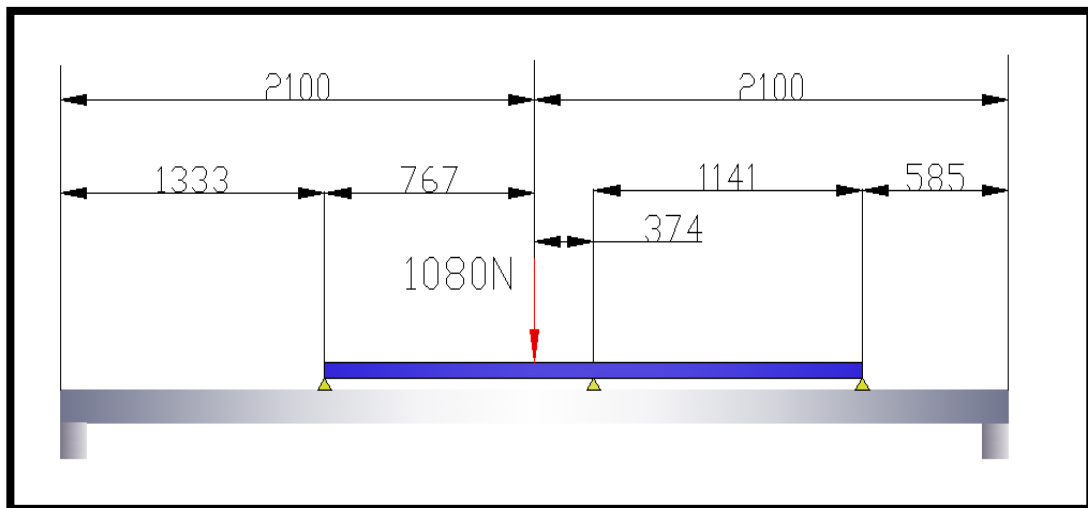


Figura 4.54 - Posición de la carga crítica en la viga 1 de la estructura principal.

El primer paso consiste en calcular el valor de cada una de las reacciones en los apoyos originadas por la carga aplicada sobre el actuador, dichas reacciones fueron calculadas gracias a la ayuda del programa "VIGAS" utilizado anteriormente.

En la figura 4.55 se muestra un esquema con la carga de diseño y las reacciones que esta genera.

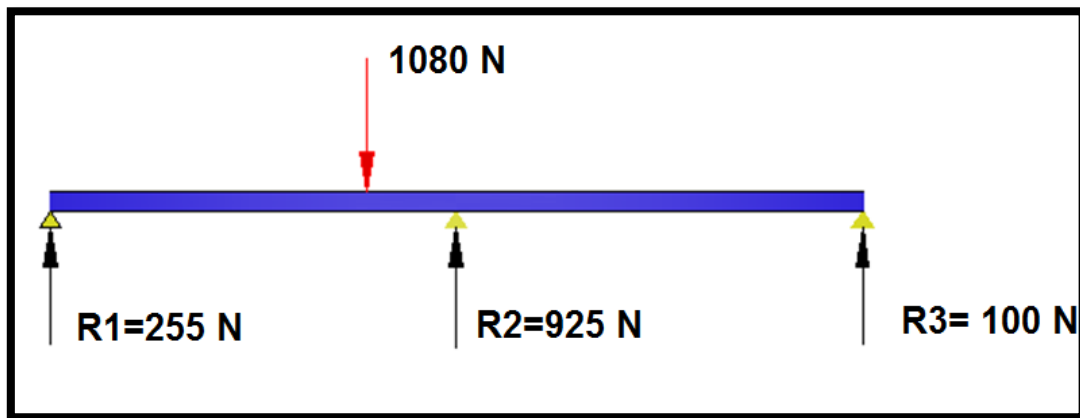


Figura 4.55 - Diagrama de fuerzas de la viga 1.

Estudio de la viga 1:

Luego de haber calculado cada una de las reacciones en el actuador se procede a realizar el diagrama de corte y momento en la viga 1, para obtener el punto más esforzado en la misma y de esta forma continuar con el diseño, dicho diagrama se muestra en la Figura 4.56.

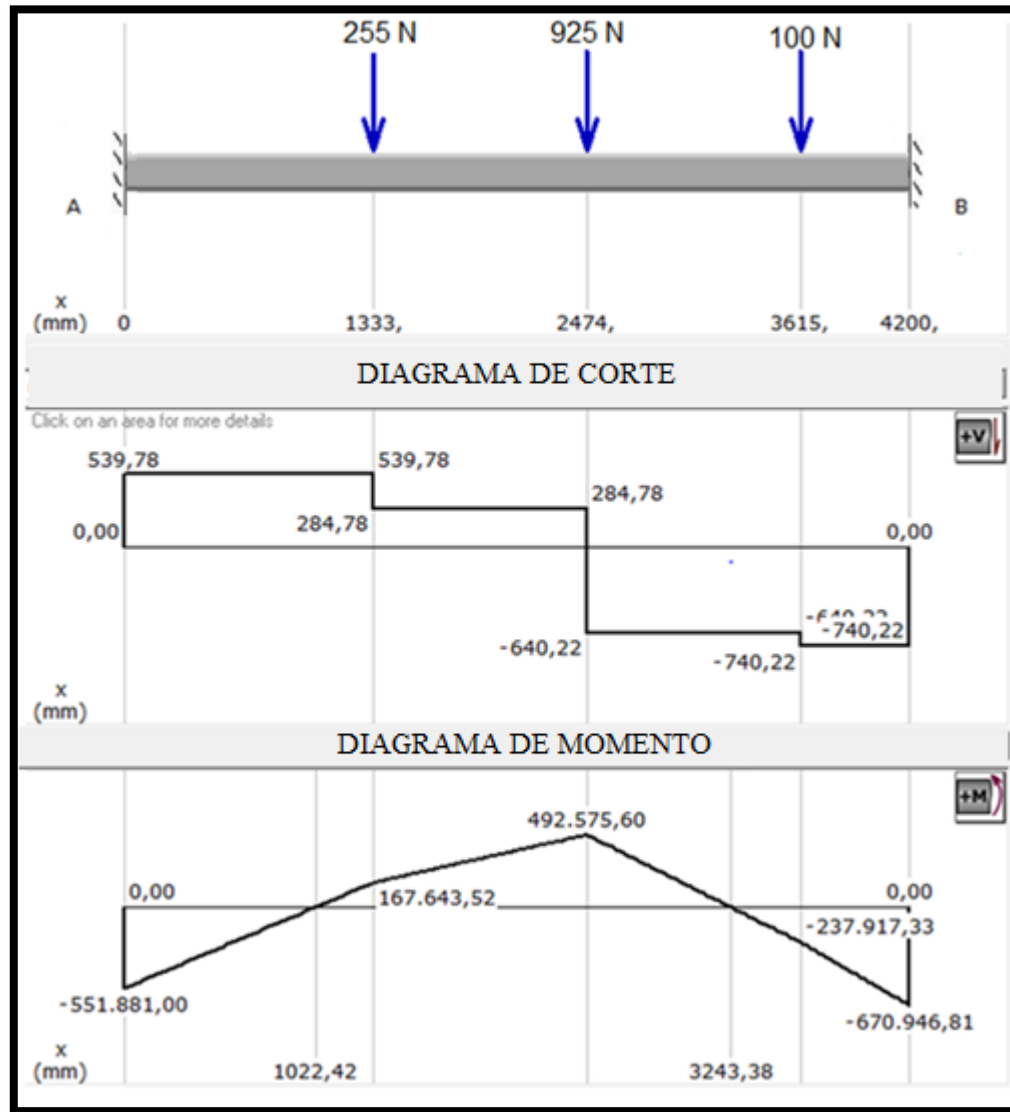


Figura 4.56 - Diagrama de corte y momento de la viga 1 de la estructura principal.

Del diagrama de corte y momento de la viga se obtiene que:

$$R_a = 539,78 \text{ N.}$$

$$R_b = 740,22 \text{ N.}$$



$$M_a = 551.881 \text{ N. mm.}$$

$$M_b = 670.946,81 \text{ N. mm.}$$

Para el diseño de esta estructura se usará una viga cuadrada de 100x100x3 mm, al igual que se usó en el diseño de la mesa A anteriormente ya que la misma aporta gran resistencia mecánica.

Calculo del esfuerzo en el punto más crítico.

El punto más crítico de la viga ocurre en el punto donde el momento flector es máximo, es decir, en el punto b.

Esfuerzo cortante directo:

$$\sigma_{cd} = \frac{740 \text{ N}}{11,33 \times 10^2 \text{ mm}^2} = 0,65 \text{ Mpa}$$

Esfuerzo debido al momento flector:

$$\sigma_{mf} = \frac{670946 \text{ N. mm}}{35,02 \cdot 10^3 \cdot \text{mm}^3} = 19,15 \text{ Mpa.}$$

Esfuerzo equivalente:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{19,15^2 + 3 \cdot 0,65^2} = 19,18 \text{ Mpa.}$$

Estudio de la viga 2:

Esta viga sirve de apoyo a las viga 1, ésta resiste un momento torsor que se transmite debido al momento flector de la viga 1, además se genera sobre ésta un diagrama de

corte y momento que se genera debido a las reacciones, el cual se puede observar en la figura 4.57.

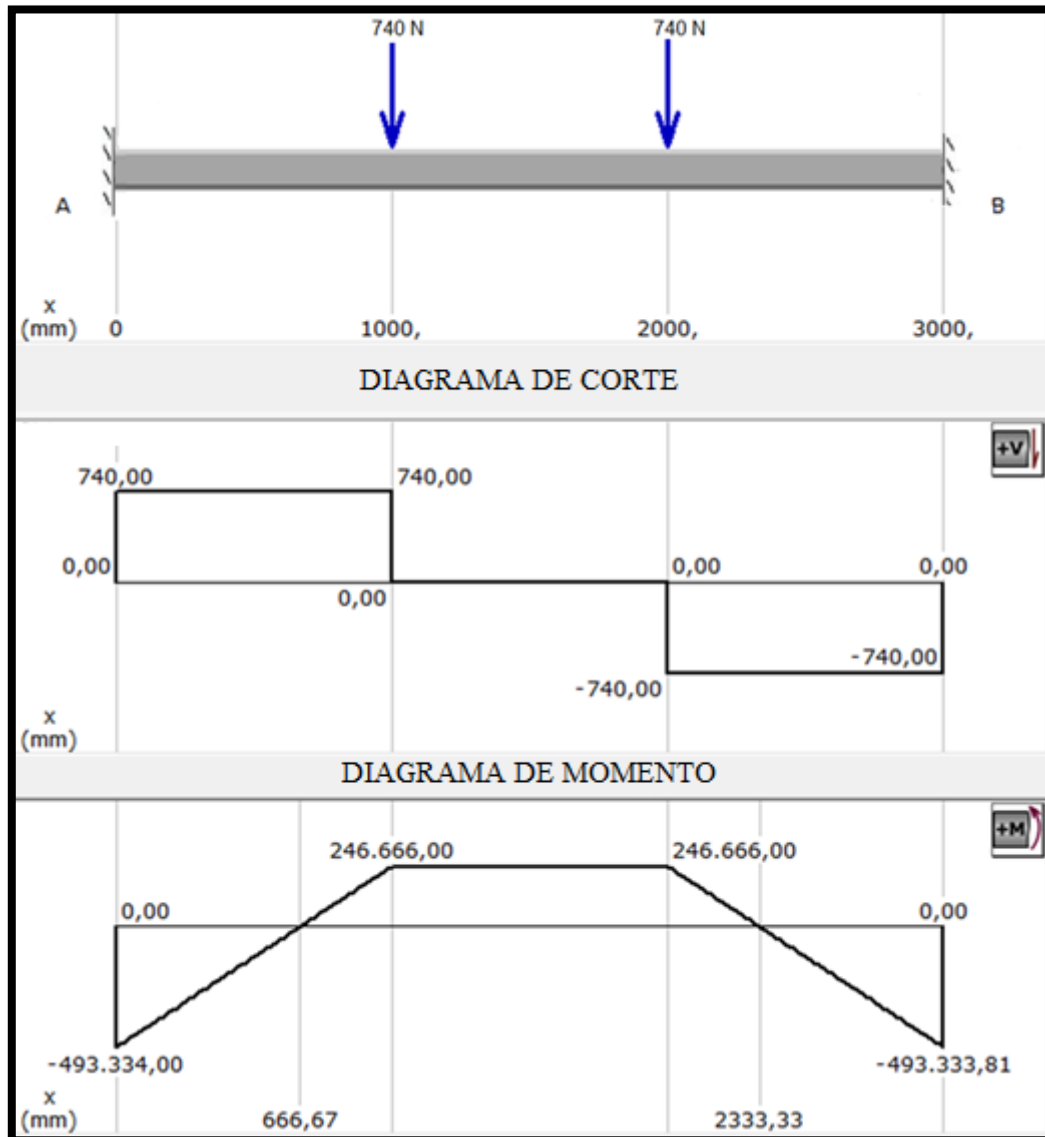


Figura 4.57 - Diagrama de corte y momento de la viga 2 de la estructura principal.

Del diagrama de corte y momento en la viga se tiene que:

$$R_a = R_b = 740 \text{ N.}$$

$$M_a = M_b = 493.334 \text{ N.mm.}$$

Diagrama de momento torsor de la viga 2:

Debido a que hay una viga 2 que sirve de apoyo al punto A de la viga uno y otra que sirve de apoyo al punto B de dicha viga se diseña con la viga que sirve de apoyo al punto B porque en está el momento torsor es mayor, lo que la hace mas critica. en la figura 4.58 se muestra el diagrama de momento torsor de dicha viga.

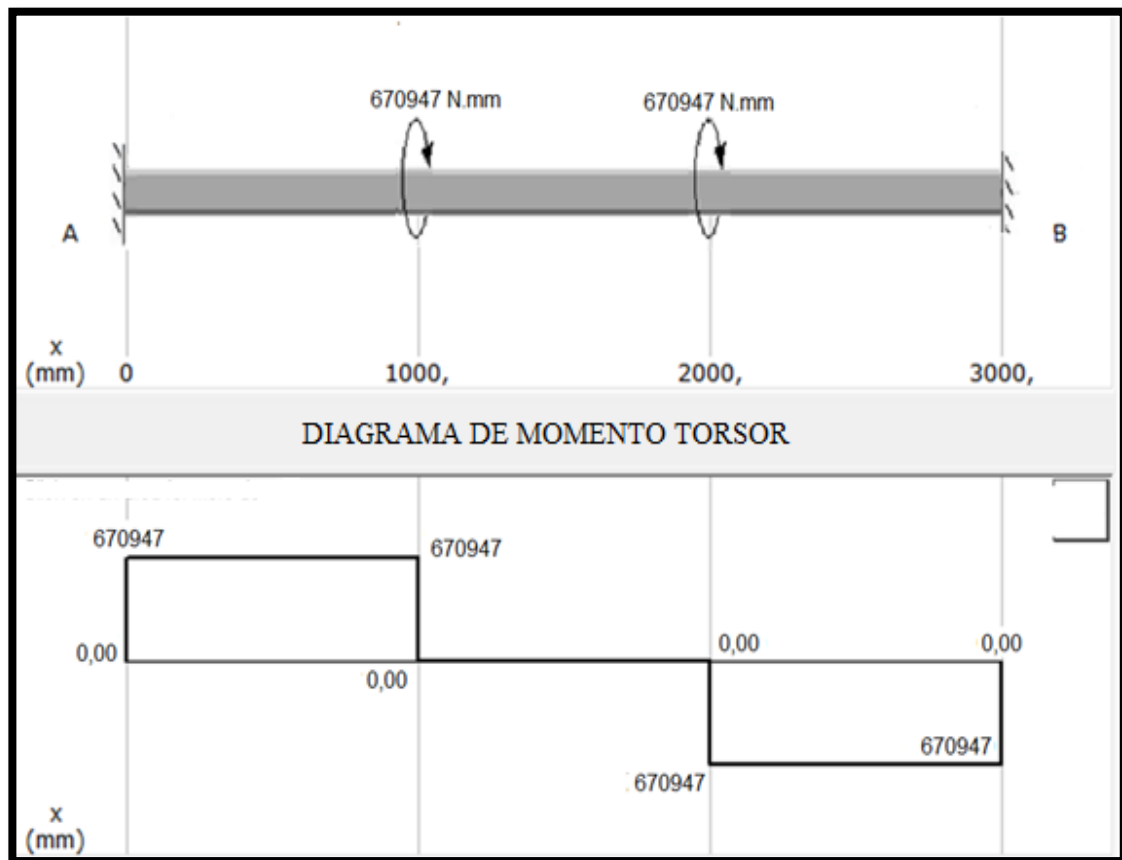


Figura 4.58 - Diagrama momento torsor de la viga 2 de la estructura principal.



Esfuerzo en el punto más crítico de la viga:

En este caso el punto más crítico es el A, debido a que en este tanto el momento torsor como el flector y la fuerza directa son mayores.

Esfuerzo cortante directo:

$$\sigma_{cd} = \frac{740 \text{ N}}{11,33 \times 10^2 \text{ mm}^2} = 0,65 \text{ Mpa}$$

Esfuerzo debido al momento flector:

$$\sigma_{mf} = \frac{493334 \text{ N} \cdot \text{mm}}{35,02 \cdot 10^3 \cdot \text{mm}^3} = 14,08 \text{ Mpa}.$$

Esfuerzo debido al momento torsor:

$$\sigma_{mt} = \frac{670947 \text{ N} \cdot \text{mm} \cdot 70,71 \text{ mm}}{175,1 \cdot 10^4 \cdot \text{mm}^4} = 27,09 \text{ Mpa}.$$

Esfuerzo equivalente:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{14,08^2 + 3 \cdot 27,09^2} = 49 \text{ Mpa}$$

Una vez obtenido los esfuerzos equivalente de cada una de las vigas se determina que la viga 2 es más crítica, seguidamente se calcula el factor de seguridad:

$$N = \frac{238}{49} = 4,85$$



Al igual que todos los análisis que se hicieron anteriormente se uso el método estructural y se puede concluir que como el factor de seguridad es mayor que 1 la viga soportara las cargas aplicadas.

Estudio de la columna 1:

Debido a que esta viga recibe un momento flector deberá calcularse como columna excéntrica, por lo tanto se debe emplear la ecuación de la secante para determinar la carga crítica que se puede ejercer sobre esta y así compararla con la que en realidad recibe. (Ec. 4.21)

$$\frac{P_{cr}}{A} = \frac{S_y}{1 + \left(\frac{e \cdot c}{k^2}\right) \cdot \sec\left(\frac{L_e}{k} \cdot \sqrt{\frac{P_{cr}}{4 \cdot E \cdot A}}\right)} \quad (\text{Ec. 4.21})$$

Donde:

$$e(\text{excentricidad}) = M/P = 493334/740 = 666,6\text{mm.}$$

$$k(\text{radio de giro}) = 39,3 \text{ mm.}$$

$$A(\text{area de seccion transversal}) = 11,33 \text{ cm}^2.$$

$$E(\text{modulo de young}) = 206,8 \text{ GPa.}$$

$$S_y(\text{limite de fluencia}) = 238 \text{ MPa.}$$

$$c(\text{long. dentro de aerea y long ext. de la viga}) = 50\text{mm}$$

$$L_e(\text{long. efectiva}) = 2300/2 = 1150.$$

Sustituyendo los valores en la ecuación tenemos lo siguiente:



$$\frac{Pcr}{1133} = \frac{238}{1 + \left(\frac{666,6.50}{39,3^2}\right) \cdot sec\left(\frac{1150}{39,3} \cdot \sqrt{4.206,8 \cdot 10^3 \cdot 1133}\right)}$$

Donde obtenemos que Pcr tiene un valor de 11942 N.

El factor de seguridad será el siguiente:

$$N = \frac{11942}{740} = 16,13$$

por lo tanto se puede concluir que la columna soportara de manera segura la carga aplicada. Es bueno destacar que el factor de seguridad utilizado para esta estructura será el obtenido en el estudio de la viga mas esforzada por ser este mas critico.



4.2.2. Diseño del sistema de control.

Se debe seleccionar la tecnología de automatización para darle solución al problema presentado según sea el caso (neumática, lógica cableada, o control lógico programable).

Con la neumática pura, no era posible su utilización para el tipo de problema que se tiene ya que por la complejidad que tendría al aplicarlo a la solución final, la misma no sería funcional, debido a que serían demasiados elementos y no se mucho más difícil plantear la lógica para solucionar el problema.

La Electro - Neumática o lógica cableada representa una buena opción para darle solución al problema de automatización, pero en comparación con las ventajas que ofrece utilizar un control lógico programable no se escogió como tecnología a utilizar.

Utilizar un PLC requiere una mayor inversión inicial, esta sería la desventaja principal respecto a un sistema con lógica cableada. La utilización de un PLC nos brinda las siguientes ventajas:

- El sistema tendrá menos componentes, por lo que se utiliza menos cableado dando una mayor confiabilidad.
- El número de conexiones se disminuye en gran medida, ya que el sistema solo dispondrá de sensores, interruptores, etc., encargados de monitorear las señales de entrada del PLC.
- Al Utilizar un PLC para controlar el proceso de corte de la maquina se obtiene mayor flexibilidad al momento de algún cambio en la secuencia operacional de dicho proceso.
- El mantenimiento del sistema se reduce y se vuelve menos complicado en comparación con un sistema sin PLC.



- Se reduce el tiempo de ocio de la maquina, ya que garantiza un periodo de trabajo continuo.

Al analizar las ventajas que nos ofrece la selección de un PLC para el sistema automatizado, se infiere que el uso de dicho elemento traerá consigo, confiabilidad, disminución del tiempo de ocio, flexibilidad, etc., innovando de esta manera la línea de maquinas cizalladoras de la empresa.

- **Ubicación de los sensores en la maquina:**

La ubicación de los sensores es muy importante, ya que de estos depende el correcto funcionamiento y eficiencia del dispositivo. La ubicación de estos sensores fue cuidadosamente realizada, tomando en cuenta las distancias libres disponibles en el dispositivo, el tipo de material y las dimensiones del mismo.

- En la mesa A se colocaran dos sensores con la finalidad de indicar si sobre esta hay o no laminas colocadas, como se observa en la siguiente figura:
- Se colocaran dos sensores en el actuador lineal, uno al inicio y otro en el final de carrera, con el fin de detectar cuando el mismo se encuentre en estas posiciones.
- Se colocaran dos sensores en el actuador giratorio, uno al inicio y otro en el final de carrera, con el fin de detectar cuando el mismo se encuentre en estas posiciones.
- Se colocaran dos sensores en el actuador lineal sin vástago, uno al inicio y otro en el final de carrera, con el fin de detectar cuando el mismo se encuentre en estas posiciones.
- Se colocaran dos sensores en la mesa B encargado de indicar el momento en el que sobre esta se encuentre colocada una lámina.
- Se colocaran dos sensores en el tope de la maquina cizalladora que indicara el momento cuando una lamina llegue a esta.



- Se colocaran dos sensores en la mesa B encargados de sensar el gancho de la cadena, uno al inicio y otro al final de la mesa.

- **Selección de equipos.**

Luego de conocer la ubicación de los sensores en la maquina, a continuación se presenta la selección y justificación de los elementos a utilizar para lograr el control y posicionamiento de las laminas en el lugar correcto.

Selección de sensores y válvulas:

A continuación se presenta la selección y justificación de las sensores y válvulas a utilizar en el control de de los cilindros y demás componentes del equipo. La mayoría de estos elementos eléctricos fueron seleccionados utilizando como fuente la página de internet de FESTO y catálogos de la misma empresa, a continuación se muestra dicha selección:

- **Sensores:**

Entre la amplia gama de sensores existentes en el mercado es necesaria la selección del tipo de sensor a utilizar, tomando en consideración el lugar donde se colocaran, el espacio disponible y el material a sensar, por lo tanto se usaran sensores inductivos para sensar la lamina en los diferentes puntos del proceso, ya que los mismos son los más adecuados para el tipo de material del que está construida la misma, estos se encontraran ubicados en la mesa A, B, en las ventosas y en el tope de la cizalladora; también se usara este tipo de sensor para el tope de la cadena, el cual será metálico. Los sensores encargados de sensar el inicio y final de carrera de cada uno de los actuadores neumáticos serán de tipo magnético, ya que los mismos son los más confiables en la detección del imán colocado alrededor del embolo de dichos actuadores.

En la tabla 4.12 se detalla la designación de los sensores, la cantidad y el sensor seleccionado en cada caso.



Tabla 4.12 - Selección de sensores inductivos

Elemento	Cantidad	Designación
Sensor inductivo para la cadena	2	SIEN-M18B-PS-K-L
Sensor inductivo en la mesa A	2	SIEN-M18B-PS-K-L
Sensor inductivo en la mesa B	2	SIEN-M18B-PS-K-L
Sensor inductivo para el tope de la cizalladora	2	SIEN-M18B-PS-K-L
Sensor inductivo para las ventosas	2	SIEN-M18B-PS-K-L

Como se observa en la tabla 4.12 se selecciono el mismo sensor en todos los casos, el mismo posee como propiedades más resaltantes las siguientes:

- Un alcance de 5mm.
- Construcción redonda.
- Montaje a ras.
- Funcionamiento de 10 a 30 V DC.

Sensores magnéticos:

Los sensores magnéticos se emplean en la detección de las posiciones de los cilindros empleados, en la tabla 4.13 se muestra el lugar donde se requieren los sensores, la cantidad y el sensor seleccionado en cada caso.

Tabla 4.13 - Selección de los sensores magnéticos

Elemento	Cant.	Designación
Sensor magnético para el cilindro sin vástago	2	SMT-8M-PS-24V-K-2,5-OE.
Sensor magnético para el cilindro lineal	2	SMT-8M-PS-24V-K-2,5-OE.
Sensor magnético para actuador giratorio	2	FOTEK FC-02



Para el actuador giratorio de la empresa micro se selecciono un sensor de la marca FOTEK que es el recomendado por la empresa para este tipo de actuadores.

Selección de las válvulas de direccionamiento:

En la tabla 4.14 se anexa la selección de las válvulas direccionales para cada uno de los cilindros, así como las características funcionales de las mismas.

Tabla 4.14 - Selección de las válvulas direccionales.

Válvulas direccionales		
Dispositivo donde se empleara	Válvula seleccionada	Características
Cilindro lineal con guías	MEH-5/3G-1/8-S-B	<ul style="list-style-type: none">• Válvula 5/3 vías con centro cerrado• Presión de control 3 - 8 bar• Conexión neumática G1/8• Caudal nominal normal 600 l/min• Reposición mecánica• Tensión de funcionamiento de 24 V CC
cilindro lineal sin vástago	MEH-5/2-1/8-P-S-I-B	<ul style="list-style-type: none">• Válvula 5/2 vías monoestable• Presión de control 3 - 8 bar• Conexión neumática G1/8• Reposición mecánica• Tensión de funcionamiento de 24 V CC



Actuador giratorio	MFH-5-1/2 – 6420	<ul style="list-style-type: none">● Válvula 5/2 vías monoestable● Presión de control 3 - 8 bar● Conexión neumática G1/2● Reposición mecánica● Tensión de funcionamiento de 24 V CC
--------------------	------------------	--

Una vez establecidos los elementos del sistema se procederá a seleccionar el PLC y establecer la lógica necesaria para su programación. A continuación se presenta la memoria descriptiva del sistema diseñado.

Memoria descriptiva.

- a) Un montacargas proveniente del area de materia prima dejara un bulto con láminas en la mesa A, un sensor inductivo enviara una señal al momento que las láminas lleguen a la mesa. Es bueno destacar que se colocó un sensor magnético al inicio y final de carrera de cada uno de los actuadores para determinar la posición de cada uno de ellos.
- b) El actuador sin vástago deberá encontrarse en la posición de la mesa B para que así el sensor de inicio de carrera envíe una señal. El operario deberá oprimir el botón de inicio, el mismo enviara una señal que en conjunto con la del sensor de la mesa A y el del actuador sin vástago iniciara el sistema.
- c) Al cumplirse las condiciones antes nombradas el actuador sin vástago se desplazara hasta la mesa A, al llegar a la misma el sensor de final de carrera enviara una señal para que el actuador lineal se extienda hasta que el sensor inductivo de las ventosas sense la lámina.
- d) Al captar la lámina el sistema de ventosas se activara para enviar aire de vacio durante un tiempo de 2 segundos, para asegurar la adhesión de las ventosas con las láminas, esto gracias a la ayuda de una válvula temporizadora.



- e) Una vez transcurridos el tiempo de 2 segundos, la válvula temporizadora enviara una señal para que el cilindro lineal retorne a su posición inicial, el mismo al llegar al inicio de carrera enviara nuevamente una señal gracias al sensor magnético para indicarle al actuador sin vástago que retorne a la posición de la mesa B.
- f) Hay que recordar que el sistema posee un actuador rotativo que se utilizara cuando sea necesario realizar un corte transversal en vez de un corte longitudinal para ello el operario al iniciar la maquina deberá oprimir el pulsador biestable que estará dispuesto para activar esta operación en el proceso.
- g) Si el operario selecciono al iniciar la maquina un corte transversal, luego que se realice la operación descrita el paso g, se enviara una señal capaz de girar 90° la lámina para así poder colocarla en la posición deseada, y así continuar la lógica planteada para la maquina que se describirá a partir del paso (i).
- h) Si el operario no selecciono al iniciar el proceso la opción para el corte transversal, se seguirá con la lógica planteada a partir del paso (i).
- i) Luego que el actuador sin vástago retorne a la posición descrita en el paso (e), un sensor inductivo colocado en la mesa B, y encargado de sensar el momento en que los ganchos de empuje que se le coloco a las cadenas estén en la posición deseada (al inicio de la mesa B), será el encargado de enviar la señal que permita que el actuador lineal se extienda hasta el final de carrera, al llegar a esta posición el sensor magnético en conjunto con el sensor de los ganchos de la cadena enviaran la señal para que sistema de ventosas eliminen la señal de envío de aire de vacío y de esta forma liberen la lámina para que la misma caiga sobre la mesa B. Es bueno destacar que en el momento que se elimine la señal de envío de aire de vacío se activara instantáneamente una válvula temporizadora para enviar durante un tiempo de 2 segundos aire a presión hacia las ventosas para despegar más fácil la lámina.



- j) Una vez colocada la lámina en la mesa B, dos sensores inductivos dispuestos en la mesa determinarán que la lámina esta sobre la misma y de esta forma podrán en marcha el motor que impulsa las cadenas y con ellas sus ganchos de empuje que guiaran la lámina hasta la entrada de la maquina y permitirán el corte de la misma.
- k) Una vez arrancado el motor de las cadenas, la lámina será llevada hacia la maquina cizalladora, luego entrara a la misma y se encontrara con el tope que regula la medida de la tira cortada, al llegar a este tope dos sensores inductivos determinaran que la lámina ha llegado esta señal detendrá momentáneamente el motor de las cadenas y accionara el mecanismo de corte de la maquina y se obtendrá finalmente la tira. Al ser cortada la tira el tope dejara de sensar y se reactivara el motor de las cadenas para empujar nuevamente la lámina hasta el tope de la maquina, para que vuelva a sensar y de esta forma activar el mecanismo de corte para obtener nuevamente la siguiente tira y así sucesivamente hasta cortar la lámina en su totalidad.
- l) Al terminar de cortar la lámina completa los ganchos de empuje darán la vuelta por debajo de la mesa hasta posicionarse al inicio de la mesa B y allí esperar una nueva lámina para repetir el proceso.
- m) En el panel de control se dispondrá de un botón que podrá detener el sistema en cualquier momento que sea necesario.

Una vez establecida la memoria descriptiva se presenta la tabla 4.15 en la cual se muestran las entradas que tendrá el PLC.



Tabla 4.15 – Entradas del PLC.

Función	Dirección	Símbolo
Pulsador de inicio del sistema	I0.0	P1
Sensor del actuador sin vástago en la posición de la mesa A	I0.1	B4
Sensor de laminas en la mesa A	I0.2	B7,B8
Sensor del actuador sin vástago en la posición de la mesa B	I0.3	B3
Sensor de contacto de las ventosas	I0.4	B9,B10
Sensor de inicio de carrera del actuador lineal	I0.5	B1
Pulsador biestable	I0.6	P2
Sensor de final de carrera del actuador lineal	I0.7	B2
Sensor de final de carrera del actuador giratorio	I0.8	B6
Sensor de inicio de carrera del actuador giratorio	I0.9	B5
Sensor de laminas en la mesa B	I0.10	B11,B12
Sensor de posición inicial de la cadena	I0.11	B13
Sensor de posición final de la cadena	I0.12	B14
Sensor del tope de la cizalladora	I0.13	B15
Pulsador de Stop del sistema	I0.14	P3
Pulsador de continuidad del sistema	I0.15	P4
Pulsador de pare del sistema	I0.16	P5

Seguidamente en la tabla 4.16 se muestran las salidas del PLC.



Tabla 4.16 – Salidas del PLC.

Elemento	Dirección	Símbolo
Bobina de la válvula que gobierna el actuador sin vástago 1	Q0.0	Y1
Bobina de la válvula que gobierna el actuador sin vástago 2	Q0.1	Y2
Bobina de la válvula que gobierna el avance del actuador lineal 1	Q0.2	Y3
Bobina de la válvula que gobierna el avance del actuador lineal 2	Q0.3	Y4
Bobina de la válvula que gobierna la activación de las ventosas	Q0.4	Y5
Bobina de la válvula que gobierna el retorno del actuador lineal 1	Q0.5	Y6
Bobina de la válvula que gobierna el retorno del actuador lineal 2	Q0.6	Y7
Bobina de la válvula que gobierna el actuador giratorio	Q0.7	Y8
Bobina de la válvula que gobierna la entrada de aire de expulsión de las ventosas	Q0.8	Y9
Bobina de activación del corte de la cizalla	Q0.9	Y10
Bobina que gobierna avance motor neumático de la cadena	Q0.10	Y11
Bobina que gobierna retroceso motor neumático de la cadena	Q0.11	Y12
Señal luminosa que indica funcionamiento del sistema	Q0.12	S1
Señal luminosa que indica que el sistema está en	Q0.13	S2



stop		
Señal luminosa que indica que falta material	Q0.14	S3

Una vez establecidas las entradas y salidas del PLC en la figura 4.59 se muestra el diagrama de conexiones, en el cual se puede apreciar cada una de las entradas y salidas descrita en las tablas anteriores. Seguidamente en la figura 4.60 se muestra el diagrama de conexiones neumáticas del PLC.

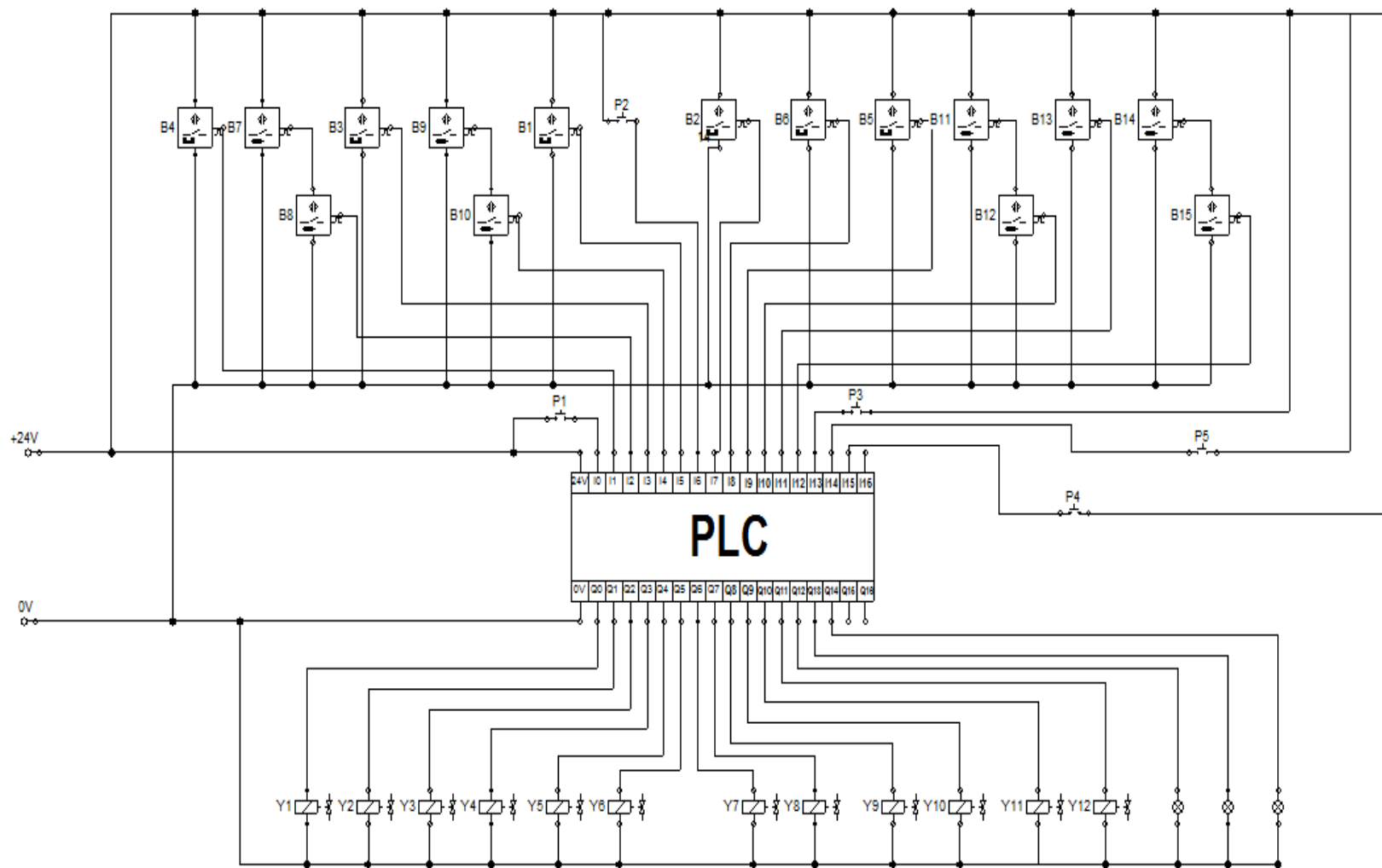


Figura 4.59 – Diagrama de conexiones del PLC.

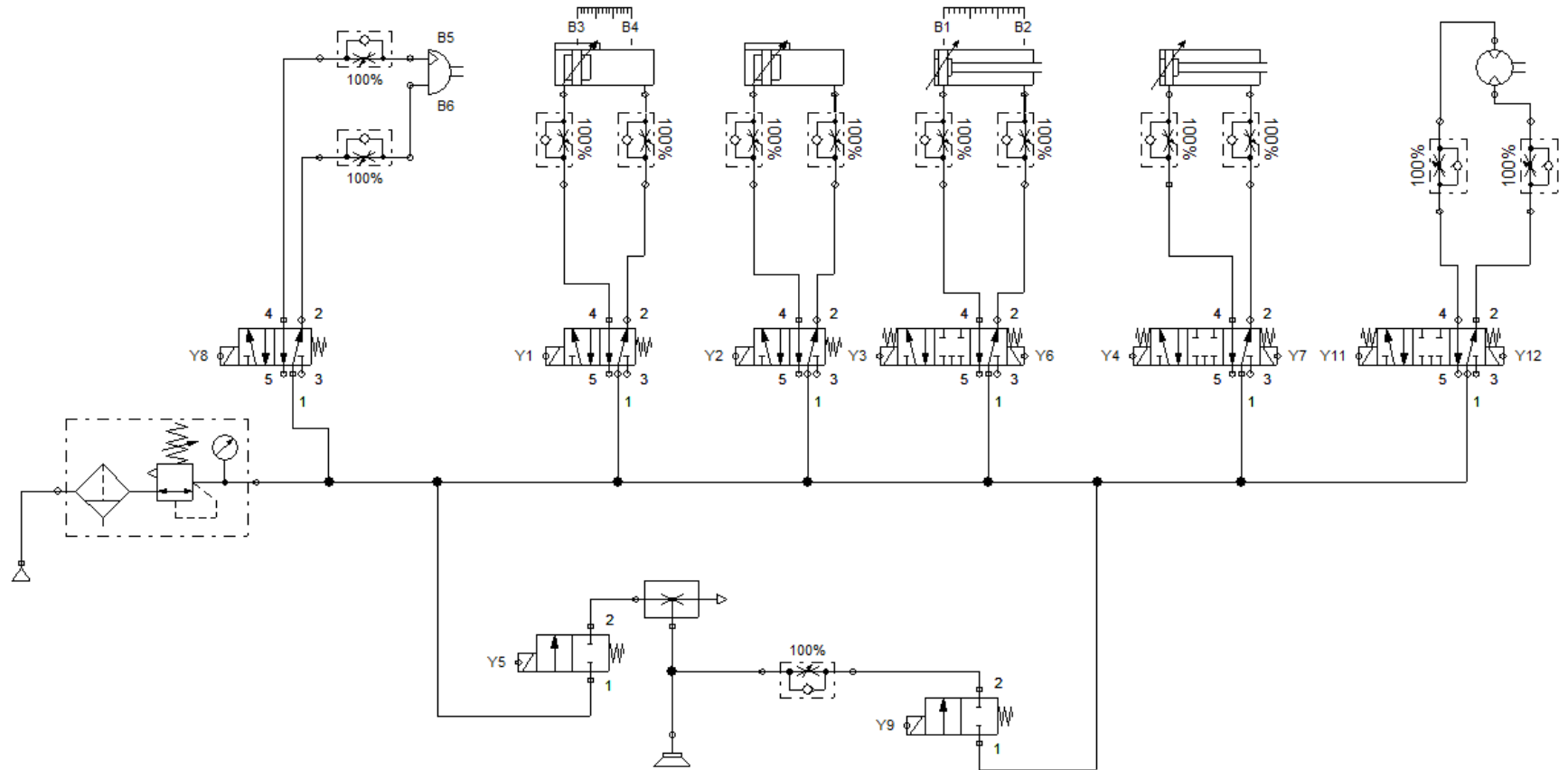
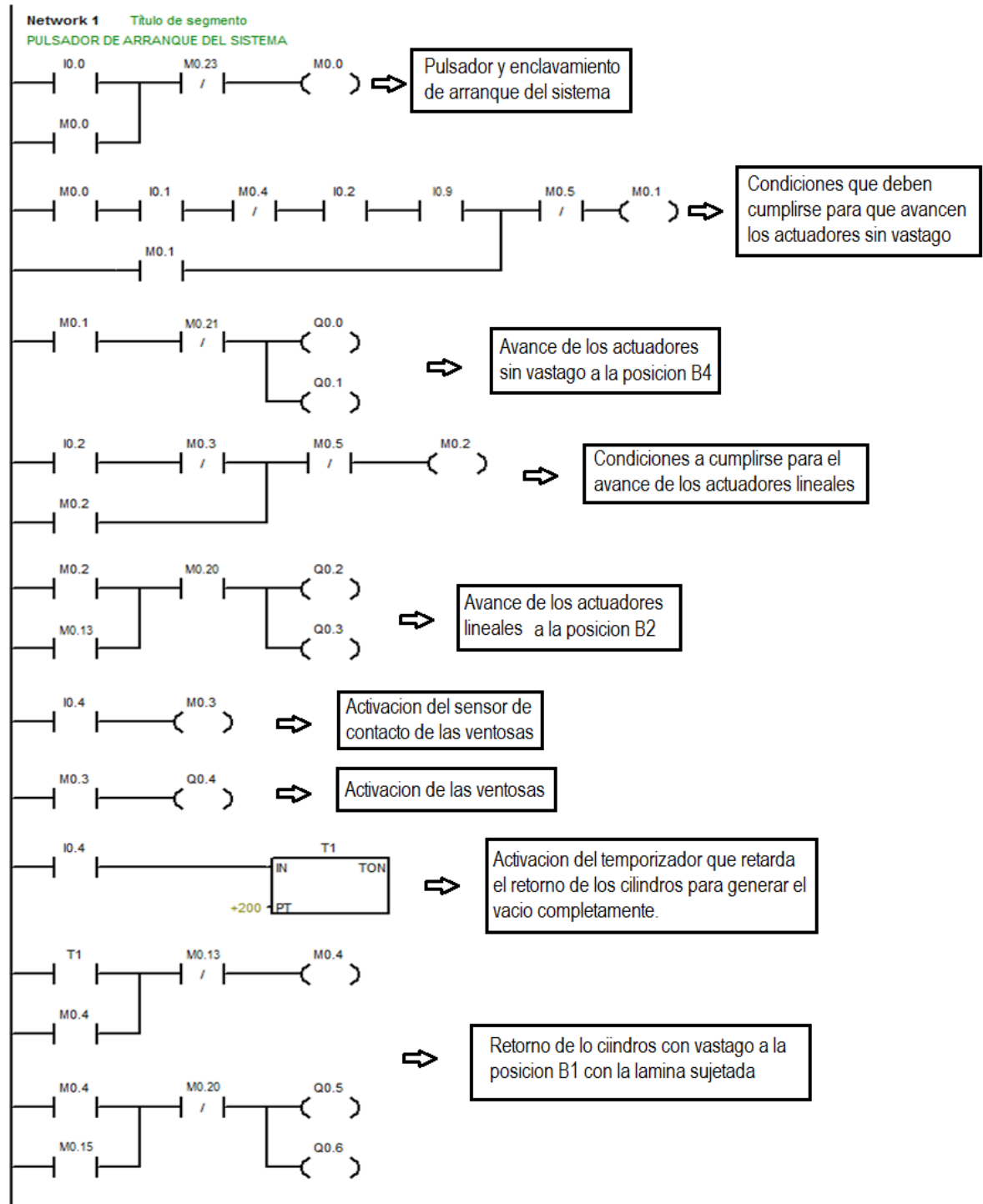
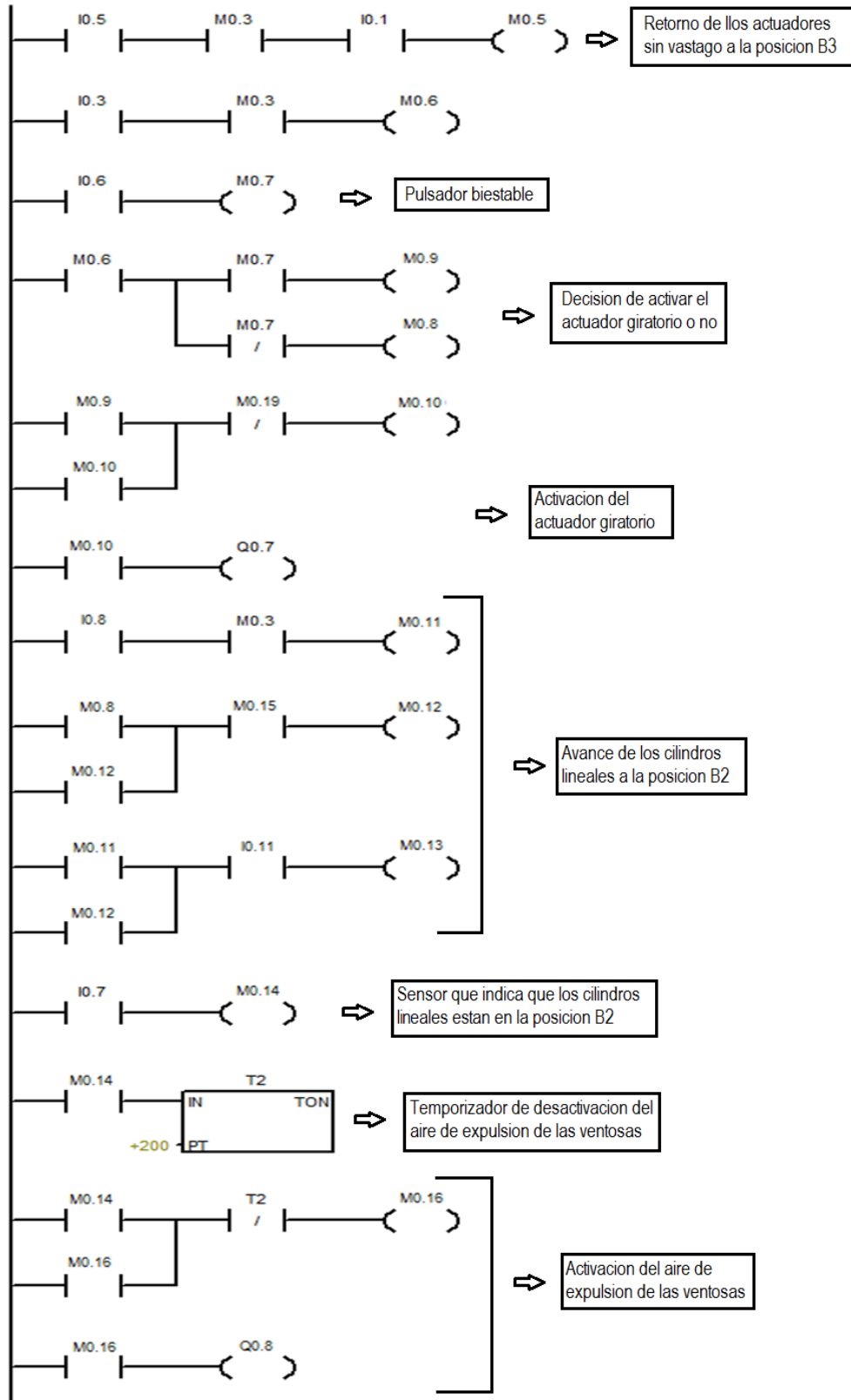


Figura 4.60 – Diagrama de conexiones neumáticas.

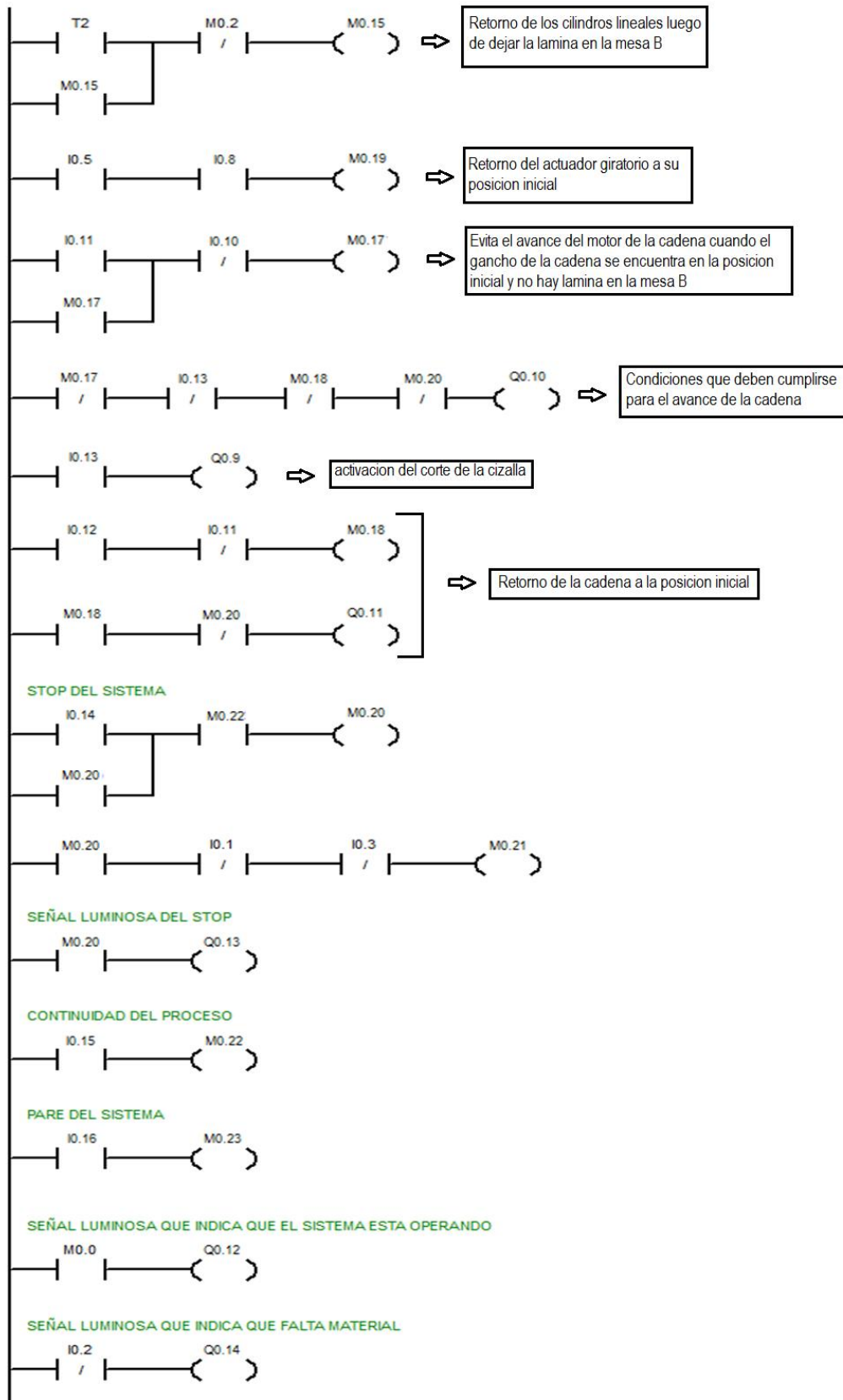
Diagrama de escalera del PLC:







CAPÍTULO IV. Cálculos



Una vez presentado el diagrama de escalera del PLC, se puede observar que el mismo cuenta con 17 entradas y 15 salidas, por esta razón se debe seleccionar un PLC que cumpliera con estos requerimientos, además de un cierto porcentaje de reserva, adicionalmente que su costo no fuera elevado y tuviera una alta velocidad de respuesta, por todas estas razones se selecciono el siguiente PLC:

Marca: Mitsubishi

Modelo: FX3U-48MR-DS

Las características de este equipo se pueden apreciar de una mejor forma en la figura 4.61.

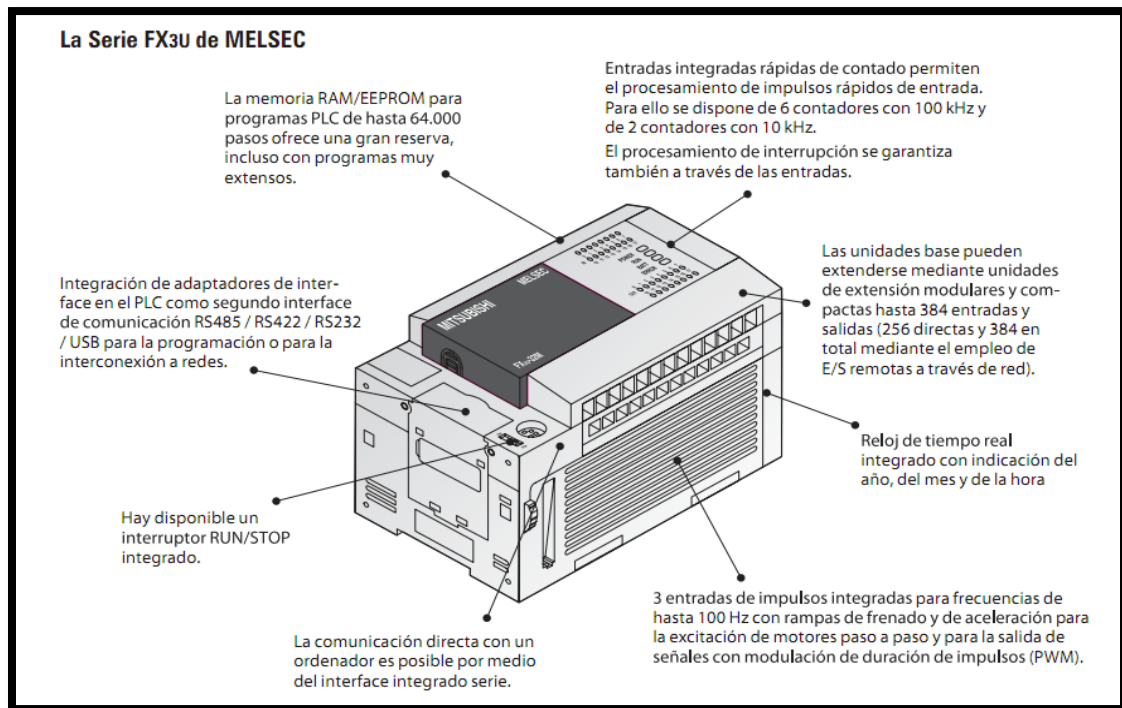


Figura 4.61 – Características del PLC.



CAPITULO V

FACTIBILIDAD ECONOMICA

En este capítulo se realizara un estudio económico al sistema diseñado, tomando en cuenta los aspectos productivos de la planta, así como los costos asociados a la implementación del proyecto y finalmente se determinara si el proyecto es o no rentable.

5.1. La rentabilidad

La rentabilidad de un proyecto es una medida que permite conocer de una manera anticipada el resultado global de la operación de un proyecto desde un punto de vista económico.

La rentabilidad se determina a través de un modelo que se denomina Modelo de Rentabilidad. La ingeniería económica utiliza, para determinar la rentabilidad de los proyectos de inversión, los siguientes modelos:

- El valor actual
- El equivalente anual
- La tasa interna de retorno.

Para este estudio se utilizo como modelo de rentabilidad el valor actual.

Según el libro de evaluación de proyectos de inversión, el valor actual expresa la rentabilidad de un proyecto de inversión en forma de una cantidad de dinero en el presente ($t=0$), y se calcula a través de siguiente ecuación:

$$VA = \sum_{t=0}^n Ft * (1 + i)^{-n}$$



Donde F_t son los flujos monetarios netos al año, i es la tasa interna de rendimiento en %, t es el tiempo en años, y n es el tiempo de pago en años. También se puede expresar en intereses compuestos como aparecen expresados en la siguiente ecuación:

$$VA = \sum_{t=0}^n Ft * (P/S_{i,n})$$

En este caso P es el valor en presente de cualquier suma o cantidad de dinero que ocurre en el punto 0 de la escala y S es el cualquier suma o cantidad de dinero que ocurre en el punto n .

La tasa mínima de rendimiento estimada por la empresa Troqueles Nacionales es del 25%.

Para la evaluación económica, es necesario conocer los costos presentes para el proyecto, así que para este análisis se necesita:

- inversión inicial (II)
- Costos operacionales (Cop)
- Ingresos Brutos (IB)

Alternativa I: implementar el sistema automatizado de alimentación de laminas en un proceso de cizallado.

5.2. La inversión inicial

Para el cálculo de la inversión inicial, se tomo en cuenta cada uno de los factores que representa una carga económica en el momento de la implementación del sistema diseñado. Adicionalmente se tomo en cuenta el costo por instalación de equipos y los imprevistos, el cual se estima el 15% de la inversión inicial. En el anexo



3 se especifica la descripción y precio de cada uno de los elementos del sistema. A continuación se detalla la inversión inicial.

- Adquisición de equipos: 97278.5 bsf.
- Instalación de los elementos del sistema diseñado: 20000 bsf.
- Imprevistos: 14591.77 bsf

Con estos datos se puede determinar la inversión inicial, la cual será:

$$II = 131870.27 \text{ Bsf.}$$

5.3. Costos operacionales

Es el dinero total que se requiere para que el proyecto una vez puesto en marcha y continúe operando normalmente.

- Costo por materia prima

Por concepto de materia prima, Troqueles Nacionales proporciono el promedio en consumo de los últimos 3 meses el cual fue de:

$$\text{Consumo}_{kg} = 32000 \text{ kg/mes.}$$

El valor obtenido anteriormente es el peso de material que maneja el proceso de corte durante un mes en promedio, el valor del kilogramo de material es de:

$$\text{Costo}_{kg} = 3.59 \text{ Bsf./kg.}$$

Finalmente se obtiene que el costo mensual por materia prima es:



$$\text{Costo}_{\text{materia prima}} = 115000 \text{ Bsf}/\text{mes}.$$

Seguidamente se establece el costo por materia prima anual manteniendo ese consumo promedio.

$$\text{Costo}_{\text{materia prima}} = 115000 \times 12 = 1380000 \text{ Bsf}/\text{Año}$$

- Costos por operarios.

Al implementar el nuevo sistema en la empresa, la misma lograra eliminar un operario del área de cizallado para reubicarlo en otra aérea productiva. La empresa mensualmente cancela por cada operador la cantidad de 4000Bsf. entre el salario, prestaciones sociales. Finalmente se puede obtener que el paquete anual por operario es:

$$\text{Costos}_{\text{operario}} = 48000 \text{ Bsf}/\text{Año}$$

- Costos por mantenimiento.

El mantenimiento que se considera es el recomendado por el fabricante de los elementos del sistema diseñado, este cree que se debe realizar servicio cada 6 meses para la cual se requiere de los servicios de un técnico especializado, el mismo tiene un costo aproximado de 850 bsf. Esta actividad se realiza en un turno de trabajo.

Finalmente se puede establecer que los costos operacionales será equivalente a la suma de todos los costos nombrados anteriormente.



$$costos_{operacionales} = 1447400 \text{ Bsf./Año}$$

Estos costos operacionales irán aumentando en un 10% para cada año de estudio.

5.4. Ingresos Brutos

Es el producto del precio de venta del bien producido y/o servicio prestado por el volumen de ventas correspondiente al mes.

En la empresa se cortan mensualmente un promedio de 458 laminas, de cada lamina se obtiene aproximadamente 12 tiras, es decir que mensualmente se obtienen 5496 tiras. Es bueno destacar que Troqueles Nacionales proporciono un valor promedio de la tira cortada para establecer los ingresos brutos de esta etapa del proceso productivo, la cual tiene un valor de:

$$Precio_{tira\ cortada} = 25.52 \text{ Bsf./tira}$$

Con el valor proporcionado se pueden establecer los ingresos mensuales:

$$IB_{Mensuales} = 140257.92 \text{ Bsf./Mes}$$

Seguidamente se puede determinar el ingreso bruto anual:

$$IB_{Anuales} = 1683095.04 \text{ Bsf./Año}$$



Estos ingresos brutos irán aumentando en un 10% para cada año de estudio.

Finalmente se establece un periodo de estudio de 8 años ya que el mismo será la vida útil del sistema a implementar, en la tabla 5.1 se muestra los flujos monetarios.

Tabla 5.1 – Flujos monetarios

Año	Π (Bsf.)	Cop (Bsf/año)	IB (Bsf/año)	Fm (Bsf/año)
0	131870.27	X	x	X
1	X	1447400	1683095,04	235695,04
2	X	1592140	1851404,54	259264,54
3	X	1751354	2036544,99	285190,99
4	X	1926489	2240199,49	313710,09
5	X	2119138,34	2464219,44	345081,10
6	X	2331052,17	2710641,39	379589,21
7	X	2564157,39	2981705,53	417548,14
8	x	2820573,13	3279876,08	459302,25

Luego se presenta en la tabla 5.2 los flujos totales y el valor actual obtenido:

Tabla 5.2 – Valor actual.

Año	Fm (Bsf/año)	Factor $(P/S_{25\%;8})$	$Fm \times (P/S_{25\%;8})$
0	-131870,27	1	-131870,27
1	235695,04	0,80000	188556,032
2	259264,54	0,64000	165929,306
3	285190,99	0,51200	146017,787
4	313710,09	0,40960	128495,653
5	345081,10	0,32768	113076,175
6	379589,21	0,26214	99505,5155



7	417548,14	0,20972	87568,1959
8	459302,25	0,16777	77057,1385
			VA = 742465,26

De la tabla 5.2 se obtiene un valor actual de:

$$VA = 742465,26$$

Alternativa II. Mantener el sistema actual sin implementar el sistema diseñado.

Se evaluarán los costos operacionales, sabiendo que la inversión inicial es igual a 0.

En los ingresos brutos se seguirán manteniendo los mismos flujos monetarios que la alternativa anterior ya que con la implementación del sistema no se busca aumentar la producción.

Para los costos operacionales si serán diferentes ya que en esta alternativa estarán presentes dos operarios en el área de cizallado, es decir el paquete anual mostrado en la alternativa anterior se duplicará.

En la tabla 5.3 se muestran los costos operacionales y los ingresos brutos de la alternativa II.

Tabla 5.3 – flujos monetarios

Año	II(Bsf.)	Cop (Bsf/año)	IB (Bsf/año)	Fm (Bsf/año)
0	X	X	X	X
1	X	1513100	1683095,04	169995,04
2	X	1664410	1851404,54	186994,54
3	X	1830851	2036544,99	205693,99
4	X	2013936,01	2240199,49	226263,48
5	X	2215329,71	2464219,44	248889,73
6	X	2436862,68	2710641,39	273778,71



7	X	2680548,94	2981705,53	301156,59
8	X	2948603,84	3279876,08	331272,24

Luego se presenta en la tabla 5.4 los flujos totales y el valor actual obtenido:

Tabla 5.4 – Valor actual.

Año	Fm (Bsf/año)	Factor ($P/S_{25\%,8}$)	Fm \times ($P/S_{25\%,8}$)
0	X	1	X
1	169995,04	0,80000	135996,032
2	186994,54	0,64000	119676,506
3	205693,99	0,51200	105315,323
4	226263,48	0,40960	92677,5214
5	248889,73	0,32768	81556,1867
6	273778,71	0,26214	71768,351
7	301156,59	0,20972	63158,5601
8	331272,24	0,16777	55577,5437
			VA = 725726,023

Finalmente analizando ambas propuestas se tiene que el VA de la alternativa I es mayor que el de la alternativa II, es decir que será económicamente rentable implementar el sistema de alimentación de laminas, adicionalmente se concluye que es más viable implementar el sistema que continuar trabajando con el proceso actual.



CAPITULO VI

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

Conclusiones

1. Los datos de eficiencia corroboran que la maquina diseñada puede representar en un futuro un considerable aumento en la producción, por ende una disminución de los costos debido a que se suprimen las paradas y niveles bajos de producción.
2. El sistema diseñado cumple con los requerimientos mínimos de diseño, por esto, es posible asegurar que las piezas y el sistema funcionarán bajo condiciones de trabajo seguras desde el punto de vista de resistencia luego de aplicar los criterios de falla en los elementos mecánicos del sistema.
3. Al utilizar el sistema de alimentación diseñado la cantidad de accidentes durante el proceso de corte de laminas deberá reducirse ya que los mismos reportados por la empresa que son relacionados con esta etapa del proceso han ocurrido durante la alimentación de la máquina, adicionalmente se logro automatizar el corte de la lamina de manera tal que el operario no intervendrá directamente en el proceso.
4. La factibilidad económica del proyecto, estudiado gracias a la comparación del valor actual de dos alternativas arrojó indicadores positivos lo que constituye un proyecto económicamente factible, además se mejorara las condiciones de trabajo del operador, evitando la pérdida de tiempo de



producción efectiva y reduciendo en un gran porcentaje el número de accidentes.

5. El diseño del sistema automatizado de alimentación de la maquina garantiza un proceso de producción continua, con lo que se disminuye el tiempo de ocio.



Recomendaciones

1. Realizar la construcción del diseño del sistema automatizado, siguiendo siempre todas las condiciones de diseño dadas.
2. Realizar jornadas de entrenamiento al personal del aérea de corte de láminas, sobre el uso del nuevo sistema que se implementará.
3. Se recomienda la asistencia de las compañías proveedoras de los equipos y materiales para la puesta en funcionamiento del sistema, lo que garantiza: un funcionamiento fiable, recorridos óptimos, máximo rendimiento, seguridad comprobada, información y funcionamiento seguro.
4. Crear un plan de mantenimiento que incluya todo el conjunto de equipos y elementos que conforman el sistema automatizado de la maquina, lo que garantizara la funcionalidad de sus procesos: inspección, mantenimiento, pequeñas reparaciones.



Bibliografía

- [1] J. Tang, Q. Wang, Z. Bi. (2008). *Expert system for operation optimization and control of cutter suction dredger*. *Expert Systems with Applications* 34, 2180–2192.
- [2] K. Shea, C. Ertelt, T. Gmeiner, F. Ameri. (2010). *Design-to-fabrication automation for the cognitive machine shop*. *Advanced Engineering Informatics* 24, 251–268.
- [3] K. Cetinkaya. (2007). *An effect of feeding system on the scratches of sheet metal strips*. *Materials and Design* 28, 362–367.
- [4] C. García. (2005). *Artificial intelligence applied to automatic supervision, diagnosis and control in sheet metal stamping processes*. *Journal of Materials Processing Technology* 164–165, 1351–1357.
- [5] Piedrafita Moreno, Ramón, (aut.). Ra-Ma, *Librería y Editorial Microinformática*. 2ª ed., 1ª imp. 712 páginas. ISBN: 8478976043 ISBN-13: 9788478976041.
- [6] Balcells, J y Romeral, J. (1997). *Autómatas Programables*. Editorial Marcombo.
- [7] Neely, John E. (1992). *Materiales y procesos de manufactura*. (1ra Edición).
- [8] Shigley, J. y Mischke, C. (1998). *Diseño en Ingeniería Mecánica*. (5ta Edición). Naucaplan de Juárez, Mexico: Mc Graw Hill.



- [9] Mandado Pérez, Enrique. (2004.). *Autómatas programables. Entorno y aplicaciones*. Ediciones Paraninfo. S.A. (1ª edición).752 páginas.
- [10] Festo Pneumatics. (2006). "Festo Didactic". (Pagina web en linea). Disponible en <http://www.festo.com.ve/>.
- [11] Stefan, Hesse. *Sensores en la Técnica de la Fabricación*, Festo AG & Co, Esslingen, 2001.