



ESPE
UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS
INNOVACIÓN PARA LA EXCELENCIA

**DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA Y
MECÁNICA**

CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ

**TRABAJO DE TITULACIÓN PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL
TÍTULO DE INGENIERO AUTOMOTRIZ**

**TEMA: DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN APILADOR ELECTRO -
HIDRÁULICO**

AUTOR: JOSSUÉ JAIRO CHILUISA BRAVO

DIRECTOR: ING. GUIDO TORRES

CODIRECTOR: ING. JUAN ROCHA

LATACUNGA

2016



**DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA Y MECÁNICA
CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ**

CERTIFICADO

Certificamos que el trabajo titulación, “**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN APILADOR ELECTRO - HIDRÁULICO**” realizado por el señor **JOSSUÉ JAIRO CHILUISA BRAVO**, ha sido revisado en su totalidad y analizado por el software anti-plagio, el mismo que cumple con los requisitos teóricos, científicos, técnicos metodológicos y legales establecidos por la Universidad de las Fuerzas Armadas – ESPE, por tanto me permito acreditarlo y autorizar al señor **JOSSUÉ JAIRO CHILUISA BRAVO** para que los sustente públicamente.

Latacunga, Enero del 2016.



Ing. Guido Torres
DIRECTOR



Ing. Juan Rocha
CODIRECTOR



DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA Y MECÁNICA CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ

AUTORIA DE RESPONSABILIDAD

Yo, **JOSSUÉ JAIRO CHILUISA BRAVO**, con cédula de identidad N 171825055-6, declaro que este trabajo de titulación: “**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN APILADOR ELECTRO - HIDRÁULICO**” ha sido desarrollado considerando los métodos de investigación existentes, así como también se ha respetado los derechos intelectuales de terceros considerándose en las citas bibliográficas.

Consecuentemente declaro que el trabajo es de mi autoría, en virtud de ello me declaro responsable del contenido, veracidad y alcance de la investigación mencionada

Latacunga, Enero del 2016.



Jossué Jairo Chiluisa Bravo
C.C.: 171825055-6



DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA Y MECÁNICA
CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ

AUTORIZACIÓN

Yo, **JOSSUÉ JAIRO CHILUISA BRAVO**, autorizo a la Universidad de las Fuerzas Armadas – ESPE publicar en la biblioteca virtual de la Institución el presente trabajo de titulación: “**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN APILADOR ELECTRO - HIDRÁULICO**” cuyo contenido, ideas y criterios son de mi autoría y responsabilidad.

Latacunga, Enero del 2016.

Jossué Jairo Chiluisa Bravo
C.C.: 171825055-6

The signature block is located at the bottom center. It features a handwritten signature in blue ink above a horizontal line. Below the line, the name 'Jossué Jairo Chiluisa Bravo' and the identification number 'C.C.: 171825055-6' are printed in a black, sans-serif font.

DEDICATORIA

Siempre me he sentido maravillado y agradecido por la hermosa familia que tengo, una familia que ha sabido como formarme para que sea capaz de luchar y salir victorioso de cualquier adversidad que la vida me presente. Es increíble como a pesar de que pasan los años no he dejado de aprender de cada uno de ellos y que sus enseñanzas muchas veces han hecho que cambie la manera en que veo la vida. Es por esto y muchas cosas más que las palabras no alcanzan a describir, que les quiero dedicar este nuevo logro exitosamente conseguido, mi proyecto de tesis. Porque sin ellos; Néstor; Christopher; Lida; Mercedes; Eduardo; Luis; Gustavo y en especial a mi abuelita Laura, quien ha sido más que una madre, nada de esto hubiese sido posible.

AGRADECIMIENTO

Quiero hacer un agradecimiento a la empresa 2L, la Universidad de las fuerzas armadas ESPE y a mis tutores por haber ayudado desarrollar este proyecto, que hoy me permite obtener mi título de Ingeniero Automotriz.

Además me gustaría agradecer al Sr. Luis Logaña Gerente General de 2L; también a la Sra. Marcia Ochoa; Ing. Jenny Logaña y de manera muy especial al Ing. Edwin Logaña por su aporte intelectual y apoyo incondicional en el desarrollo e impulsión del proyecto.

ÍNDICE DE CONTENIDOS

CARÁTULA	i
CERTIFICADO	ii
AUTORIA DE RESPONSABILIDAD	iii
AUTORIZACIÓN	iv
DEDICATORIA	v
AGRADECIMIENTO	vi
ÍNDICE DE CONTENIDOS	vii
ÍNDICE DE TABLAS	xi
ÍNDICE DE FIGURAS	xiii
ÍNDICE DE ECUACIONES	xvii
RESUMEN	xix
ABSTRACT	xx

CAPÍTULO I

1. INTRODUCCIÓN	1
1.1. Antecedentes.....	1
1.2. Planteamiento del problema	1
1.3. Descripción resumida del proyecto.....	2
1.4. Justificación e importancia.....	2
1.5. Objetivos.....	3
1.5.1. Objetivo general.....	3
1.5.2. Objetivos específicos	3
1.6. Alcances y metas.....	3

CAPÍTULO II

2. MARCO TEÓRICO	4
2.1. Descripción del equipo.....	4
2.2. Normativa oficial ecuatoriana.....	5
2.3. Mecánica de fluidos y principios de funcionamiento	5

2.3.1.	Mecánica de fluidos	5
2.3.2.	Principio de funcionamiento	5
2.4.	Configuración del apilador electro - hidráulico	8
2.4.1.	Elementos Hidráulicos	8
2.4.2.	Elementos mecánicos	19
2.4.3.	Elementos estructurales.....	22
2.4.4.	Elementos eléctricos	32

CAPÍTULO III

3.	DISEÑO DEL APILADOR ELECTRO - HIDRÁULICO.....	35
3.1.	Diseño y selección de los elementos hidráulicos.....	35
3.1.1.	Selección del fluido hidráulico	35
3.1.2.	Diseño del actuador hidráulico	37
3.1.3.	Dimensionamiento y selección de las mangueras hidráulicas	44
3.1.4.	Dimensionamiento y selección de la unidad de potencia.....	44
3.1.5.	Selección de la válvula direccional	48
3.1.6.	Dimensionamiento y diseño de depósito hidráulico	49
3.1.7.	Conclusiones de diseño del sistema hidráulico.....	54
3.2.	Diseño y dimensionamiento estructural	55
3.2.1.	Horquillas	55
3.2.2.	Porta horquillas	70
3.2.3.	Vigas laterales inferiores.....	74
3.2.4.	Viga central inferior	80
3.2.5.	Columnas.....	87
3.2.6.	Cálculo y selección de rodamientos.....	89
3.2.7.	Diseño y selección de cadenas.....	91
3.3.	Diseño y selección de elementos eléctricos y electrónicos.....	92
3.3.1.	Baterías.....	92
3.3.2.	Circuito de carga.....	93

CAPÍTULO IV

4. PROCESO DE CONSTRUCCIÓN Y ENSAMBLAJE DE LOS SISTEMAS MECÁNICOS, HIDRÁULICO, ELÉCTRICO Y ELECTRÓNICO. 103

4.1.	Sistema hidráulico	103
4.1.1.	Adquisición del cilindro hidráulico	103
4.1.2.	Mangueras hidráulicas	104
4.1.3.	Sistema de transmisión de potencia hidráulica	104
4.1.4.	Ensamble del sistema hidráulico.....	105
4.2.	Estructura	106
4.2.1.	Bastidor.....	106
4.2.2.	Riel.....	108
4.2.3.	Lijado	108
4.2.4.	Pintura.....	109
4.2.5.	Elementos de carga	111
4.3.	Sistema eléctrico y electrónico	113
4.3.1.	Baterías.....	113
4.3.2.	Sistema de carga de baterías	114
4.4.	Montaje total del apilador electro - hidráulico.....	118

CAPÍTULO V

5. ANÁLISIS DEL PROYECTO 125

5.1.	Mercado.....	125
5.2.	Recursos humanos	125
5.3.	Recursos tecnológicos.....	125
5.4.	Recursos físicos	126
5.5.	Recursos materiales	126
5.6.	Recursos financieros	126
5.6.1.	Análisis financiero	126
5.7.	Protocolo de pruebas y ajustes del apilador electro – hidráulico	131

CONCLUSIONES	135
RECOMENDACIONES.....	137
BIBLIOGRAFÍA	138
NETGRAFÍA	141
ANEXOS.....	143

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1	Correlación entre grados de viscosidad SAE-ISO	10
Tabla 2	Rangos de presiones comparativos de bombas	11
Tabla 3	Tipos de bomba según su configuración.....	12
Tabla 4	Simbología de válvulas reguladoras de presión.....	14
Tabla 5	Clasificación de mangueras CAT	18
Tabla 6	Geometría de las uniones de soldadura	31
Tabla 7	Parámetros básicos de dimensionamiento para el apilador.....	35
Tabla 8	Características típicas de los aceites SAE 10W, 30, 50.....	36
Tabla 9	Tamaño constructivo de una bomba de engranajes externos Bosch.	46
Tabla 10	Dimensión de diseño vs. Máximo permisible cilindro	54
Tabla 11	Tabla comparativa magnitud de diseño vs. Magnitud de catálogo	54
Tabla 12	Tabla comparativa diseño vs. Simulación de las horquillas.	70
Tabla 13	Tabla comparativa de diseño vs simulación vigas inferiores laterales	79
Tabla 14	Tabla comparativa Diseño vs. Simulación de la viga central.	86
Tabla 15	Factor de rendimiento de acuerdo a la temperatura.	92
Tabla 16	Estimación de capacidad de carga de la batería según el voltaje.....	94
Tabla 17	Diagrama de procesos para el ensamblaje del circuito hidráulico.....	106
Tabla 18	Diagrama de procesos para construcción de la estructura principal.....	110
Tabla 19	Diagrama de procesos de construcción de los elementos de carga	113
Tabla 20	Diagrama de procesos para construcción del sistema de carga de baterías.	118

Tabla 21	Diagrama de procesos para el montaje total del apilador electro - hidráulico	124
Tabla 22	Tabla de recursos humanos.....	125
Tabla 23	Tabla de recursos tecnológicos	126
Tabla 24	Lista de materiales empleados	127
Tabla 25	Porcentaje de mejora en el proceso de apilamiento de materia prima.	128
Tabla 26	Depreciación del apilador electro – hidráulico a 10 años	129
Tabla 27	Recuperación de la inversión inicial	130
Tabla 28	Pruebas del equipo sin carga.....	132
Tabla 29	Comportamiento del equipo sometido a diferentes tipos de cargas	133
Tabla 30	Protocolo de pruebas del equipo sometido a cargas	134

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1	Apilador Electro – Hidráulico.....	4
Figura 2	Principios hidráulicos.	6
Figura 3	Unidad de Bombeo.	10
Figura 4	Bomba de engranajes externos.	12
Figura 5	Simbología de válvulas reguladoras de presión.	14
Figura 6	Distribución interna de las válvulas direccionales.	15
Figura 7	Composición de los cilindros hidráulicos.	15
Figura 8	Cilindro de acción doble.....	16
Figura 9	Configuración de las mangueras hidráulicas	16
Figura 10	Configuración de un rodamiento.	19
Figura 11	Tipos de cadenas de carga.....	22
Figura 12	Horquillas.....	23
Figura 13	Constante de fijación en los extremos de una columna.....	25
Figura 14	Esquema de soldadura GMAW	29
Figura 15	Esquema de soldadura SMAW.....	30
Figura 16	Sección de motor eléctrico.....	32
Figura 17	Batería de ciclo profundo DACAR	33
Figura 18	Gráfico de carrera total vs fuerza ejercida.	37
Figura 19	Gráfico de F vs. P, para el dimensionamiento de diámetros de vástagos.....	38
Figura 20	Gráfico del dimensionamiento del cilindro.	39
Figura 21	Presión de servicio de bomba hidráulica según su tamaño.....	47
Figura 22	Eficiencia de la bomba de engranajes externos.	48
Figura 23	Caída de presión diferencial vs. Caudal.	49
Figura 24	Diseño esquemático de las dimensiones del depósito.....	50
Figura 25	Coeficiente de relación Longitud/Altura del tanque.....	52
Figura 26	Horquillas del apilador electro-hidráulico.	55
Figura 27	Distribución de rollos de PVC a lo largo de la horquilla	56

Figura 28	Distribución de cargas a lo largo de la horquilla	56
Figura 29	Componentes de la carga.....	57
Figura 30	Distribución de las cargas resultantes a lo largo de la viga.	58
Figura 31	Diagrama de esfuerzos y momentos sobre la horquilla.	58
Figura 32	Deformación máxima y su ángulo en las horquillas.....	65
Figura 33	Esfuerzo máximo de von Mises en la horquilla.....	68
Figura 34	Factor de seguridad de la horquilla.....	69
Figura 35	Deflexión máxima en las horquillas.....	69
Figura 36	Porta Horquillas	70
Figura 37	Diagrama de esfuerzos y momentos sobre el eje del porta horquillas.....	71
Figura 38	Ángulo y deflexión máxima del eje porta horquillas.	73
Figura 39	Ubicación del elemento en la estructura final.	75
Figura 40	Diagrama de esfuerzos y momentos sobre las vigas laterales.	75
Figura 41	Esfuerzo máximo de Von Mises en las vigas laterales	78
Figura 42	Factor de seguridad de las vigas inferiores	78
Figura 43	Deflexión máxima en las vigas laterales inferiores	79
Figura 44	Ubicación de la UPN en la estructura	80
Figura 45	Diagrama de esfuerzos y momentos sobre la viga central.	81
Figura 46	Ángulo y deflexión máxima de la viga central.....	84
Figura 47	Esfuerzo máximo de Von Mises de la Viga central.....	85
Figura 48	Factor de seguridad de la viga central.....	85
Figura 49	Deflexión máxima de la viga	86
Figura 50	Ubicación de las columnas en la estructura final	87
Figura 51	Factor de seguridad de las columnas sometidas a compresión.	89
Figura 52	Tiempo en horas para la carga de la batería.	93
Figura 53	Puente de diodos ECG5826.	96
Figura 54	Distribución de patas del transistor.....	97
Figura 55	Esquema de conexión del sub-circuito de rectificación de voltaje ...	97
Figura 56	Configuración interna del relé.....	98
Figura 57	Distribución de pines de transistor 2N3904.	98

Figura 58	Diodo 1N4007.....	99
Figura 59	Distribución de pines del PIC 16F526.....	99
Figura 60	Diagrama de flujo base para la programación del PIC.....	100
Figura 61	Esquema de conexión del sub-circuito control de carga.....	101
Figura 62	Esquema de conexión del cargador de baterías.....	101
Figura 63	Pistas del circuito del cargador de baterías.	102
Figura 64	Cilindro hidráulico seleccionado	103
Figura 65	Mangueras y acoples hidráulicos seleccionados.	104
Figura 66	Conjunto de transmisión de potencia hidráulica	105
Figura 67	Conexión e instalación del sistema hidráulico.	105
Figura 68	Proceso de corte de perfiles y tubos.....	107
Figura 69	Proceso de soldadura del bastidor.	107
Figura 70	Topes mecánicos.....	108
Figura 71	Riel.....	108
Figura 72	Lijado de la estructura (Perfil de anclaje).....	109
Figura 73	Fondeado de la estructura principal.....	109
Figura 74	Pintado de la estructura principal.....	110
Figura 75	Soldadura del perfil estructural tipo C de las horquillas	111
Figura 76	Troquelado de la punta de las horquillas.	111
Figura 77	Construcción de porta horquillas	112
Figura 78	Acabado final de porta-horquillas y horquillas.	112
Figura 79	Baterías de ciclo profundo DACAR.....	113
Figura 80	Transformador de voltaje,	114
Figura 81	Puente de diodos.....	114
Figura 82	Baquelita de doble lado impresa.....	115
Figura 83	Fabricación de la caja del cargador de baterías.	115
Figura 84	Montaje del puente de diodos.....	116
Figura 85	Montaje del transformador.....	116
Figura 86	Montaje del circuito de control de carga.	117
Figura 87	Acabado de la construcción de la caja del cargador de baterías ...	117
Figura 88	Montaje de poleas guías.....	119

Figura 89 Montaje del riel en el bastidor principal.....	119
Figura 90 Montaje del conjunto de potencia hidráulica	120
Figura 91 Montaje del cilindro hidráulico en la estructura principal.....	120
Figura 92 Montaje y conexión de baterías.....	121
Figura 93 Montaje de las ruedas en la estructura.....	121
Figura 94 Montaje de porta horquillas y cadenas	122
Figura 95 Conexiones eléctricas e hidráulicas.....	122
Figura 96 Fabricación de la tapa de protección para los sistemas eléctrico e hidráulico.....	123
Figura 97 Montaje de la tapa de protección en la estructura	123

ÍNDICE DE ECUACIONES

Ecuación 1	Ecuación General de presión.	7
Ecuación 2	Principio de Pascal.....	7
Ecuación 3	Caudal teórico de bombas de engranajes externos.	13
Ecuación 4	Carga radial equivalente en rodamientos de bolas o rodillos	20
Ecuación 5	Curvatura de deformación unitaria.	23
Ecuación 6	Ecuación diferencial básica de la curva elástica	24
Ecuación 7	Longitud efectiva	25
Ecuación 8	Radio de giro de una columna	26
Ecuación 9	Constante de columna	26
Ecuación 10	Relación de esbeltez.	27
Ecuación 11	Inecuación de condición – Columna corta o Larga.....	27
Ecuación 12	Carga crítica de Euler.....	27
Ecuación 13	Carga crítica de Johnson.....	28
Ecuación 14	Carga máxima admisible	28
Ecuación 15	Potencia eléctrica.....	33
Ecuación 16	Área de una superficie circular	38
Ecuación 17	Relación fuerza de empuje vs. Fuerza de tracción.....	39
Ecuación 18	Espesor de la camisa del cilindro.....	41
Ecuación 19	Momento de inercia de una sección transversal circular.....	42
Ecuación 20	Esfuerzo crítico tangencial en un cilindro	43
Ecuación 21	Ecuación general de velocidad	45
Ecuación 22	Ecuación general de caudal.	46
Ecuación 23	Potencia requerida para impulsar la bomba hidráulica.....	47
Ecuación 24	Volumen del depósito hidráulico.	49
Ecuación 25	Espesor de pared del tanque.	51
Ecuación 26	Presión hidrostática.....	53
Ecuación 27	Esfuerzo normal de flexión.....	59
Ecuación 28	Esfuerzo máximo de corte.....	60
Ecuación 29	Esfuerzos principales de Mohr	61

Ecuación 30	Esfuerzo máximo de Von Mises	62
Ecuación 31	Factor de Seguridad de Von Mises	63
Ecuación 32	Esfuerzo máximo permisible.	64
Ecuación 33	Deflexión máxima generada por la carga para vigas en voladizo	66
Ecuación 34	Deflexión máxima generada por un momento para vigas en voladizo	66
Ecuación 35	Deflexión máxima en vigas simplemente apoyadas.....	74
Ecuación 36	Velocidad lineal en función de la velocidad angular.	90
Ecuación 37	Duración nominal en para rodamientos de bolas o rodillos.	90
Ecuación 38	Intensidad en función de la potencia	94
Ecuación 39	Número de espiras en el bobinado primario.....	95
Ecuación 40	Número de espiras en el bobinado secundario.	95

RESUMEN

El presente proyecto de titulación tiene como objetivo principal diseñar y construir un apilador Electro – Hidráulico que ayude en la mejora productiva y en el proceso de transporte de rollos de PVC, del área de almacenamiento al área de corte, de la empresa 2L. Para el desarrollo del mismo, este estudio se ha dividido en cinco capítulos. El primer capítulo consta con un estudio donde se desarrolla una descripción de la empresa además de una explicación del proceso de corte actual y como se plantea mejorarlo con la implementación del equipo. En el segundo capítulo se presenta el diseño concurrente del equipo mediante la explicación teórica que sustenta cada uno de los elementos y subsistemas que son parte del apilador El tercer capítulo se centra en el proceso el diseño de los diferentes elementos hidráulicos, estructurales, eléctricos y electrónicos con la aplicación de modelos matemáticos y el uso de normas de diseño, además del uso de software de diseño para respaldar los resultados obtenidos mediante la etapa de cálculo y así poder seleccionar los elementos que soporten las exigencias requeridas por la empresa. En el cuarto capítulo se muestran el proceso de construcción y montaje de cada uno de los elementos que forman parte del equipo. Finalmente, en el quinto capítulo se describen los costos de producción de la máquina y un análisis financiero para para poder cuantificar la mejora productiva dentro de la empresa con la implementación del apilador electro – hidráulico, además se añade el protocolo de pruebas el cual garantiza un óptimo funcionamiento de la máquina.

Palabras clave:

- **APILADOR ELECTRO - HIDRÁULICO**
- **HIDRÁULICA**
- **EMPRESA 2L**

ABSTRACT

This project has as a main objective to design and build an Electro - Hydraulic forklift that helps to improve the production in the process of transportation of PVC rolls from the storage area to the cutting area in 2L Company. For the development of this project, it had been divided into five chapters. The first chapter is a description of the company and an explanation of the current cutting process and how the implementation of the equipment will improve this process. In the second chapter the design of the equipment is presented through theoretical information of each element and subsystems that are part of the forklift. The third chapter focuses on the design process of different systems like hydraulic, structural, electrical and electronics with the application of mathematical concepts, the use of design standards and the use of design software to support the results obtained in the calculation step so the selection of the elements that support the demands required by the company, will be correct. In the fourth chapter the process of construction and assembly of each of the elements of the equipment is shown. Finally, the production costs of the machine and a financial analysis are described in the fifth chapter to quantify the productive improvement within the company with the implementation of the electro – hydraulic forklift, plus a protocol test which guarantees the optimum operation of the machine.

Keywords:

- **ELECTRO – HYDRAULIC FORKLIFT**
- **HYDRAULIC**
- **2L COMPANY**

CAPÍTULO I

1. INTRODUCCIÓN

1.1. Antecedentes

Con el crecimiento paulatino del taller de la empresa 2L, la cantidad de maquinaria se incrementó de sobremanera y la capacidad física del lugar en donde funcionaba no abastecía su demanda. Debido a esto los propietarios se vieron obligados a construir un galpón en donde podrían desarrollar sus actividades de mejor manera, para cumplir con estos requerimientos se hizo necesaria la adquisición de maquinaria especializada.

La empresa, conocedora de las labores de vinculación de la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE, decide realizar un apilador electro-hidráulico con uno de sus estudiantes, para que esta máquina le ayude a mejorar el proceso de producción.

1.2. Planteamiento del problema

Este proyecto nace debido a la pérdida de tiempo en el proceso productivo de la empresa “2L”, la cual es una empresa de tipo industrial dedicada a la elaboración y comercialización de prendas impermeables de PVC.

La pérdida de tiempo se da debido a que en el momento de transportar los rollos de PVC, desde el área de almacenamiento hacia el área de corte, el trabajador encargado de ello y dos trabajadores más de otras áreas realizan esta tarea, es por este motivo es que la producción se detiene en las tres áreas durante el tiempo que toma transportar el rollo de PVC.

Con la máquina que se ha de construir, debido a su facilidad de maniobrabilidad será operada por un solo trabajador, para transportar varios rollos a la vez, esto obviamente aumentará en gran medida el proceso productivo de la empresa.

1.3. Descripción resumida del proyecto

El proyecto consiste en diseñar y construir un apilador electro-hidráulico, que cumpla con los parámetros principales de diseño y se acople a las normas de calidad vigentes.

Lo que se piensa hacer en este proyecto es adquirir, los elementos necesarios para la construcción del equipo antes mencionado, entre los que constan de un conjunto bomba motor, baterías, un sistema de carga de baterías, etc.

Al ser un equipo de fácil maniobrabilidad, se reducirán las cargas de esfuerzo físico sobre el usuario, protegiendo también la salud del operario.

Posteriormente se realizará el diseño y construcción de la estructura, para el montaje de los elementos, acorde a la carga máxima de 1000 kg, la cual será transportada de forma segura y fácil.

1.4. Justificación e importancia

El proyecto consiste en diseñar y construir el apilador electro - hidráulico, mediante la correcta aplicación de diferentes herramientas computacionales de última tecnología para el diseño hidráulico y de esfuerzos de carga mecánica, utilizando componentes nacionales o de fácil adquisición en el mercado; cumpliendo para ello con todos los estándares de seguridad y confiabilidad exigidos para este tipo de maquinaria.

El apilador es de vital importancia ya que su función radica en mejorar el proceso productivo de la empresa 2L, reduciendo el tiempo en que se demora trasladar la materia prima (PVC) del área de almacenamiento hacia el área de procesamiento.

Con la construcción de este equipo también se incentivará la producción nacional de este tipo de maquinaria.

1.5. Objetivos

1.5.1. Objetivo general

“Diseñar y construir un apilador electro - hidráulico de fácil maniobrabilidad para la empresa 2L”

1.5.2. Objetivos específicos

- Diseñar y construir la estructura del apilador electro - hidráulico.
- Diseñar y seleccionar de los elementos de transmisión de fuerza hidráulica.
- Diseñar, seleccionar e implementar las cadenas.
- Diseñar y construir las horquillas del apilador.
- Utilizar el software de ingeniería asistida por computador para simular y diseñar el sistema hidráulico y análisis de cargas mecánicas en el apilador.

1.6. Alcances y metas

- Construir un apilador electro - hidráulico que cumpla con los requerimientos y normas de calidad.
- Permitir la mejora productiva de la empresa y disminuir potenciales daños a la salud de los trabajadores, con la implementación del equipo.

CAPÍTULO II

2. MARCO TEÓRICO

2.1. Descripción del equipo



Figura 1 Apilador Electro – Hidráulico

Fuente: (MULTILIFT, 2009)

Los apiladores hidráulicos facilitarán al máximo el apilado, posicionamiento y el transporte de mercancías, en el particular caso de la empresa 2L, rollos de PVC.

Este tipo de maquinaria permite transportar con mayor precisión y maniobrabilidad una carga determinada en lugares con poco espacio.

Los apiladores se utilizan en un sinnúmero de aplicaciones. El diseño está enfocado a satisfacer necesidades de 2L, permitiéndole trabajar con precisión, fiabilidad y seguridad. Este apilador robusto y potente cuenta con un mando el cual le permitirá sortear los contratiempos que surgen durante el trabajo, bien sea por el tipo o tamaño de carga, espacio reducido, tiempos de trabajo o por las condiciones particulares de la utilización.

El apilador al contar con un sistema de elevación electro - hidráulico, formado por una electroválvula y un acople bomba - motor (12V DC), permitirá la fácil elevación y apilamiento de la carga. También contará con llantas de poliuretano las cuales permitirán mayor tracción del equipo sobre el suelo y ayudarán a soportar la carga requerida por la empresa.

2.2. Normativa oficial ecuatoriana

Para el desarrollo de este proyecto se debe considerar la norma INEN 095 para elevadores hidráulicos, la cual establece claramente que este tipo de maquinaria debe cumplir los requisitos establecidos por el código de la *American Society of Mechanical Engineers ASME A 17.1*.

También por falta de una norma específica para la carga y el traslado de materiales por medio de apiladores o montacargas en el país. Se hace necesario tomar una referencia externa, es así que se toma también como referencia la norma oficial mexicana *NOM – 006 – STPS - 2000*.

2.3. Mecánica de fluidos y principios de funcionamiento

2.3.1. Mecánica de fluidos

La mecánica de fluidos es la rama de la mecánica de medios continuos, rama de la física a su vez, que estudia el movimiento de los fluidos (gases y líquidos) así como las fuerzas que los provocan. (Mott R, 1996)

La característica fundamental que define a los fluidos es su incapacidad para resistir esfuerzos cortantes, lo que provoca que carezcan de forma definida.

2.3.2. Principio de funcionamiento

Un sistema hidráulico permite aplicar grandes fuerzas que se pueden regular y dirigir de la forma más conveniente, por lo que su funcionamiento es relativamente fácil de comprender. Entre las principales características de un sistema hidráulico figuran su confiabilidad y su simplicidad.

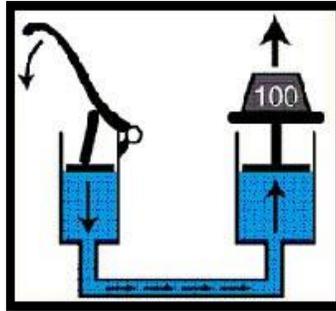


Figura 2 Principios hidráulicos.

Fuente: (SEHIDRA BLOG, 2013)

En el caso puntual de este proyecto, se hace uso de un fluido incompresible, el cual es desplazado desde el depósito hacia el cilindro con la ayuda de una bomba electro - hidráulica, permitiendo que una pequeña fuerza aplicada a lo largo de una gran distancia tenga el mismo efecto, que una gran fuerza aplicada a lo largo de una distancia pequeña y permitiendo elevar la carga de 1000 [Kg] requerida por la empresa 2L.

a. Principios de hidráulicos

Hay dos conceptos muy importantes que se debe tener claros en este estudio, como son el de fuerza y el de presión.

- **Fuerza (F):** Es toda acción capaz de cambiar de posición un objeto, por ejemplo el peso de un cuerpo es la fuerza con que la tierra atrae a dicho cuerpo. (Máximo A. &Alvarenga B, 1998)
- **Presión (P):** Es una magnitud física que mide como la proyección de la fuerza en dirección perpendicular por unidad de superficie, y sirve para caracterizar cómo se aplica una determinada fuerza resultante sobre una línea. (Giancoli D, 2004)

De estos conceptos fundamentales se deriva la ecuación 1.

$$P = \frac{F}{A}$$

Ecuación 1 Ecuación General de presión.

Fuente: (Mott R, 1996)

Dónde:

- P: Presión del fluido en el cilindro $\left[\frac{N}{m^2}\right] = [Pa]$
- F: Fuerza [N]
- A: Área interior del cilindro [m^2]

Otro principio importante a tomar en consideración, es el principio del físico y matemático francés Blaise Pascal. Este principio se resume en la frase mencionada por Oliver X. & Agelet C. (2000): *La presión ejercida sobre un fluido poco compresible y en equilibrio dentro de un recipiente de paredes indeformables se transmite con igual intensidad en todas las direcciones y en todos los puntos del fluido.*

De esta forma el principio de pascal está determinado por ecuación 2.

$$p = p_0 + \rho gh$$

Ecuación 2 Principio de Pascal

Fuente: (Fay J., 1996)

Dónde:

- p: Presión absoluta [Pa]
- p_0 : Presión atmosférica [$1 atm = 101325 Pa$]
- ρ : Densidad del fluido $\left[\frac{Kg}{m^3}\right]$
- g: Gravedad $\left[\frac{m}{s^2}\right]$
- h: Altura [m]

2.4. Configuración del apilador electro - hidráulico

2.4.1. Elementos Hidráulicos

a. Fluido hidráulico

El fluido es el encargado de la transición de fuerza en el sistema hidráulico. Para que un fluido pueda ser empleado como líquido del circuito hidráulico, éste debe presentar ciertas propiedades como una buena viscosidad con un alto punto de ebullición y bajo punto de congelación (el rango de trabajo debe oscilar entre -70°C hasta 80°C); presentar un punto de auto ignición superior a los 100°C , ser químicamente inerte y no corrosivo, entre otras.

Clasificación

Los fluidos hidráulicos que se pueden encontrar en el mercado se clasifican en 3 grupos:

Aceites minerales o sintéticos.- Son hidrocarburos extraídos del petróleo a los que se les añaden aditivos químicos, que les confieren varias prestaciones. Son los más usados comercialmente. Todos estos tipos de aceite están regidos por la norma DIN 51524.

HH: Si se trata de un aceite mineral sin aditivos.

HL: Si se trata de un aceite mineral con propiedades antioxidantes y anticorrosivas.

HP (o HLP): Aceite tipo HL con aditivos que mejoran la resistencia a cargas.

HM (o HLM): Aceite mineral tipo HL que incluye además aditivos anti desgaste.

HV: Aceite tipo HM que además incorpora aditivos que mejoran su índice de viscosidad.

Fluidos sintéticos no acuosos.- Son compuestos sintéticos orgánicos. Son bastante costosos, pero presentan un punto de ebullición muy alto.

HFD-R: Aceite a base de éster fosfatos.

HFD-S: Aceite a base de hidrocarburos halogenados.

HFD-T: Aceite a base de mezcla de los anteriores.

Fluidos sintéticos de base acuosa.- Son resistentes a la inflamación. A su vez se subdividen en dos tipos emulsiones, de agua con aceite y soluciones de agua-glicol.

HFA: Emulsión de aceite en agua (contenido de agua: 80-98%);

HFB: Emulsión de agua en aceite (contenido de agua: 40%)

HFC: Solución de poliglicoles (contenido de agua: 35-55%);

HFD: Líquidos anhídridos (contenido de agua: 0-0,1%).

Tabla 1

Correlación entre grados de viscosidad SAE-ISO

Grados SAE	Grados ISO VG	Áreas de aplicación
30	100	Instalaciones en áreas cerradas, de difícil refrigeración y altos rangos de temperatura.
20, 20W	68	Rangos normales de temperatura.
10W	46	
5W	32	
	22	Aplicaciones abiertas, refrigeradas al aire y maquinaria hidráulica móvil.
	15	
	10	Bajas temperaturas

Fuente: (Machinery Lubrication Magazine, 2014)

b. Depósito o Taque hidráulico

Es el lugar donde se encuentra el fluido hidráulico. La mayoría de los sistemas hidráulicos de tamaño pequeño a mediano utilizan los tanques o depósitos como base de montaje para la bomba, motor eléctrico, válvula de alivio y a menudo otras válvulas de control; como se muestra en la figura 3. Este conjunto se llama. "Unidad de bombeo" o "Unidad Generadora de Presión".

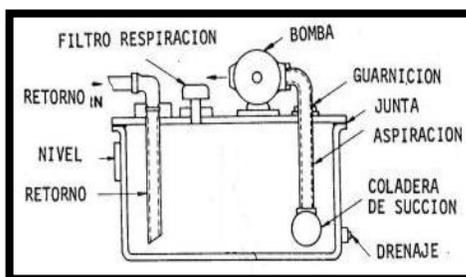


Figura 3 Unidad de Bombeo.

Fuente: (Oleo hidráulica VERÓN, 2003)

La tapa del tanque puede ser removida para permitir la limpieza e inspección. Cuando esta no es lateral y constituye la parte superior del tanque lleva cuplas soldadas para recibir la conexión de tuberías de retorno y drenaje.

Se colocan guarniciones alrededor de las tuberías que pasan a través de la tapa para eliminar la entrada de aire.

c. Bombas hidráulicas

Una bomba hidráulica es una máquina generadora que transforma la energía con la que es accionada, en este caso un motor eléctrico, en energía hidráulica del fluido incompresible que mueve. (Departamento de hidráulica CAT, 2006)

Al incrementar la energía del fluido, se aumenta su presión, su velocidad o su altura, todas ellas relacionadas según el principio de Bernoulli. En general, una bomba se utiliza para incrementar la presión de un líquido añadiendo energía al sistema hidráulico, para mover el fluido de una zona de menor presión o altitud a otra de mayor presión o altitud.

Clasificación de las bombas hidráulicas

La clasificación de las bombas está dada en función de la presión de trabajo (Tabla 2), o en función de su configuración (Tabla 3). Mediante el cálculo realizado en el literal 3.2.4 se determinará una bomba apta para las necesidades del sistema.

Tabla 2

Rangos de presiones comparativos de bombas

Tipo de bomba	Rango de presión (Psi)	Eficiencia (%)	Peso (Lb x HP)
Engranajes internos	2000 - 3000	80 - 90	0.5
Engranajes externos	500 - 2000	60 - 85	0.5
Paletas	1000 - 2000	80 - 95	0.5
Pistones axiales	2000 - 10000	90 - 98	0.25
Pistones Radiales	3000 - 10000	85 - 95	0.25

Fuente: (Manual de selección y operación de equipos hidráulicos, 2006)

Tabla 3

Tipos de bomba según su configuración

Tipos de bombas según su funcionamiento		
Pertenencia	Clase	Tipo
Bombas de desplazamiento pasivo o volumétricas	Bombas de embolo alternativo	<ul style="list-style-type: none"> • Alternativa de pistón • Rotativa de pistones • Pistones de accionamiento axial
	Bombas volumétricas Rotativas o rotoestáticas	<ul style="list-style-type: none"> • De paletas • De lóbulos • De engranajes de tornillo • Peristáltica
Bombas rotodinámicas	Centrifugas y periféricas	<ul style="list-style-type: none"> • Flujo mixto • Flujo axial • Turbina regenerativa • Difusor • Voluta

Fuente: (Pachacama C. & Basantes L, 2007).

Bombas volumétricas rotativas o rotoestáticas

Son aquellas en las que una masa fluida es confinada en uno o varios compartimentos que se desplazan desde la zona de entrada (de baja presión) hasta la zona de salida (de alta presión) de la máquina.

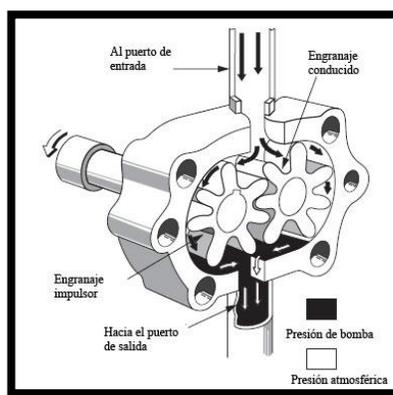


Figura 4 Bomba de engranajes externos.

Fuente: (Atmosferis, 2013)

Se puede calcular el caudal teórico de este tipo de bombas por la ecuación 3, determinada a continuación

$$Q_t = \frac{\pi * z * b * n * m^2}{500000}$$

Ecuación 3 Caudal teórico de bombas de engranajes externos.

Fuente: (Schrader Bellows, 2006).

Dónde:

- Q_t : Caudal teórico $\left[\frac{m^3}{s}\right]$
- m : Sección del diente $[m]$
- b : profundidad del diente $[m]$
- n : velocidad de giro $[rpm]$
- z : número de dientes de uno de los engranajes

d. Válvulas hidráulicas

Son elementos hidráulicos los cuales ayudan a regular la presión, el flujo o caudal y la dirección del fluido hidráulico dentro del circuito. (Departamento de hidráulica CAT, 2006)

Tipos de válvulas

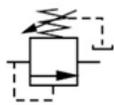
Una válvula puede diseñarse para cumplir varias funciones, pero generalmente toma el nombre de la función que desempeña.

Válvulas reguladoras de presión

Las válvulas de control de presión se usan para controlar el flujo y la presión en un circuito o en un sistema. La función de la válvula principal siempre es la misma, aunque el diseño puede cambiar. Ejemplos de válvulas de control de presión incluyen válvulas de alivio, válvulas de secuencia, válvulas de descarga.

Tabla 4

Simbología de válvulas reguladoras de presión

Descripción	Símbolo
Símbolo ISO – DIN.- Válvula limitadora de presión de mando directo. Nos ayuda a utilizar diferentes presiones de funcionamiento, en un mismo circuito hidráulico.	
Reductora de presión con válvula anti retorno.	
Válvula de alivio, ayuda a mantener la presión dentro de los límites específicos del sistema	

Fuente: (SEHIDRA, 2013)

Válvulas de control direccional

Las válvulas de control direccional se usan para enviar el aceite a circuitos separados de un sistema hidráulico.

Las válvulas de control direccional pueden estar en interfaz con controles manuales, hidráulicos, neumáticos o eléctricos, su clasificación viene dada en función de sus posiciones como se muestra en la figura 5, o en función de la distribución interna de la válvula como se muestra en la figura 6. Estos factores se determinan principalmente durante el diseño del sistema inicial.

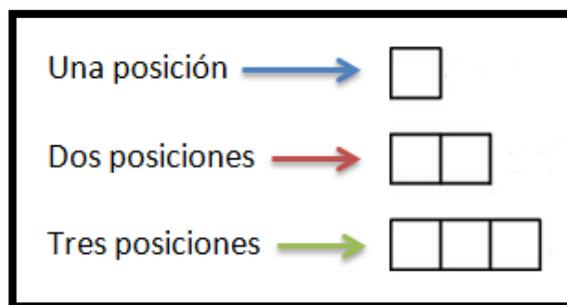


Figura 5 Simbología de válvulas reguladoras de presión.

Fuente: (SEHIDRA, 2013)

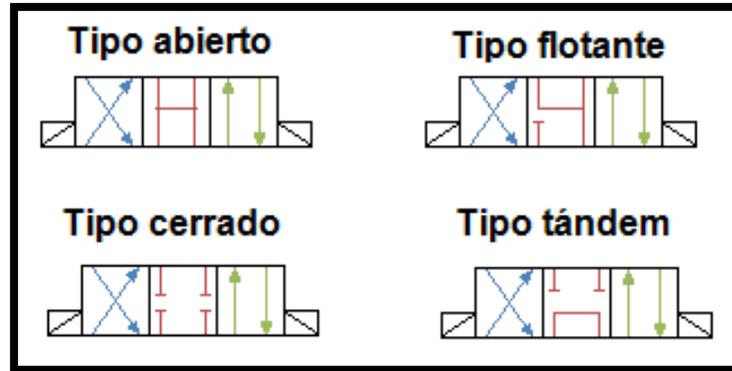


Figura 6 Distribución interna de las válvulas direccionales.

Fuente: (SEHIDRA, 2013)

e. Cilindros hidráulicos

Los cilindros hidráulicos son accionadores lineales. Sus salidas son movimiento o fuerza en línea recta. Los tipos más comunes son los cilindros de acción simple y los de acción doble.

Los cilindros hidráulicos son los elementos finales del sistema, capaces de obtener la energía de un fluido hidráulico presurizado y traducirlo en un movimiento lineal, el fluido es típicamente algún tipo de aceite. La configuración de este tipo de elementos se puede observar en la figura 7.

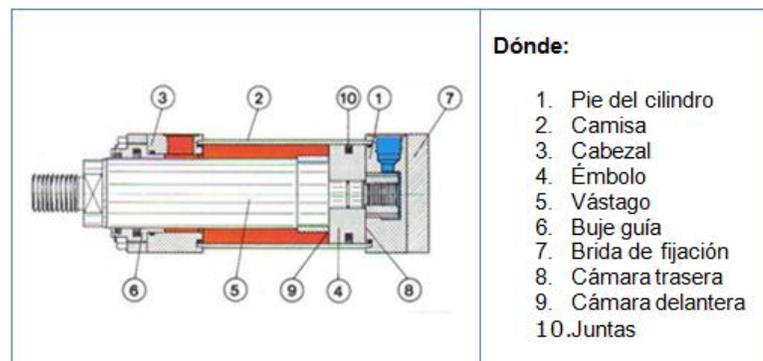


Figura 7 Composición de los cilindros hidráulicos.

Fuente: (Lbservice, 2012)

Cilindros de acción doble

En este tipo de cilindro se tiene dos orificios que hacen de entrada y salida de fluido, de manera indistinta. Incluso pueden llevar de fabricación válvulas para regular la velocidad de desplazamiento del vástago.

Suelen ir acompañados de válvulas distribuidoras, reguladoras y de presión en su montaje en la instalación hidráulica.

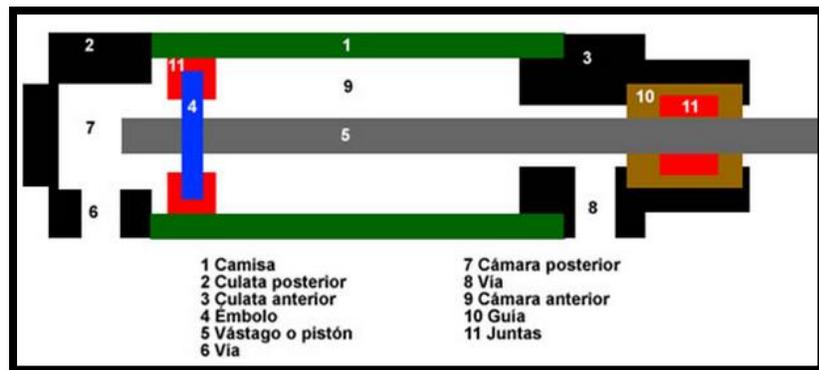


Figura 8 Cilindro de acción doble.

Fuente: (Neumática Niche, 2012)

f. Mangueras

Las mangueras son los elementos hidráulicos encargados de transportar el fluido de un lugar a otro dentro del circuito. Estas son construidas de varias capas de diversos materiales para soportar las diferentes condiciones ambientales y de presión del circuito, como se muestra en la figura 9.

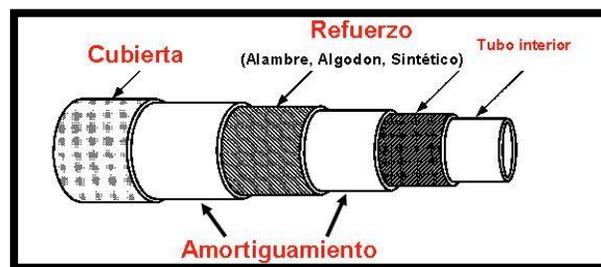


Figura 9 Configuración de las mangueras hidráulicas

Fuente: (Departamento de hidráulica CAT, 2006)

Dónde:

- **Tubo de polímetro interno:** Impide las fugas internas de aceite.
- **Capa del refuerzo:** Recubrimiento de fibra metálica para soportar presiones bajas o alambre para las presiones altas, además sirve para apoyar y dar forma al tubo interno, pueden usarse una a seis capas dependiendo de la aplicación.
- **Capa de fricción de polímero:** Las capas del refuerzo separadas para prevenir frotamiento, además separan las capas metálicas.
- **Capa exterior:** Protege la manguera del uso y otros componentes, protege el exterior de la manguera de agentes externos.

Las mangueras hidráulicas varían básicamente en según la presión requerida por el sistema hidráulico, o según las condiciones ambientales en las que este va a operar. Para que estas mangueras sean aptas para determinado uso deben cumplir una normativa. Se puede utilizar la tabla 5 para tener una noción más aproximada, de qué tipo de manguera es la ideal para el sistema hidráulico del apilador, acuerdo a los factores explicados anteriormente.

Tabla 5

Clasificación de mangueras CAT

TIPOS DE MANGUERAS HIDRAULICAS CAT Y SUS CARACTERISTICAS		
Mangueras de alta presión	Mangueras de baja y mediana presión	
Características	Características	Gráficos
<p>XT-3</p> <p>Cubierta Resistente a la Abrasión Excede SAE 100R12 Símbolo un Triángulo 4 Capas Alambre Espiral 2500 a 4000 psi Cubierta Negra</p>	<p>716 (One-Wire Braid)</p> <p>Excede SAE 100R1 Tipo AT Iguala DIN 20022 1SN 80 a 3263 psi</p> <p>Aplicaciones: Fluidos Petróleo-Base, alta temperatura Aceite Ordinario (Petróleo Crudo)</p>	
<p>XT-5</p> <p>Excede SAE 100R13 Símbolo + 6 Refuerzos de alambre en espiral 5000 psi</p> <p>Aplicaciones: Excavadoras de uso pesado. Cubierta color Rojizo-Café</p>	<p>294 (Two-Wire Braid)</p> <p>Iguala DIN 20022 2SN 1160 a 5800 psi</p> <p>Aplicaciones: Fluidos Hidráulicos de Petróleo Base. Agua con glicol & Agua-Fluidos Aceite resistente al fuego Grasa</p>	
<p>XT-6</p> <p>Excede SAE 100R15 Símbolo UHP 6 Refuerzos de alambre en espiral 6000 psi</p> <p>Aplicaciones: Cargadores Hidrostáticos y Tractores con Dirección Diferencial</p>	<p>844 (Hydraulic Suction)</p> <p>Un Alambre Helicoidal y Dos Capas de Refuerzo Textiles. Excede SAE 100R4. 100 a 300 psi.</p> <p>Aplicaciones: Sistemas Hidráulicos de succión y líneas de retorno Fluidos Hidráulicos de Petróleo-base</p>	
<p>1956 (DIN 4-Wire Spiral)</p> <p>Iguala Requisitos DIN 20023 4SP Capas de alambre en espiral 2400 a 6500 psi</p> <p>Aplicaciones: HEX Series E y Excavadoras/Liantas Series M</p>		

Fuente: (Hose & coupling reference guide CAT, 2010).

2.4.2. Elementos mecánicos

a. Rodamientos

Un cojinete, también denominado rodamiento, es un elemento mecánico que reduce la fricción entre un eje y las piezas conectadas a este, sirviéndole de apoyo y facilitando su desplazamiento.

De acuerdo al tipo de contacto que exista entre las piezas, este es principalmente de rodadura. Los rodamientos de movimiento rotativo, según el sentido del esfuerzo que soporta pueden ser radiales, axiales y axiales-radiales.

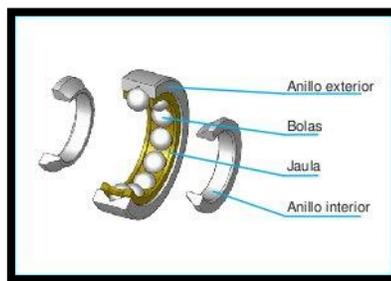
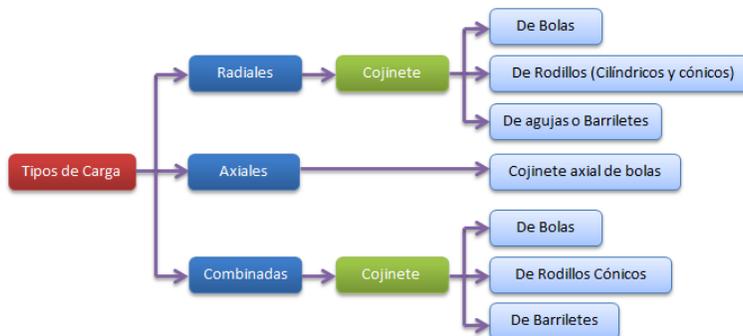


Figura 10 Configuración de un rodamiento.

Fuente: (Sinais, 2013)

Tipos de rodamientos

Cada tipo de cojinete muestra propiedades o características, que dependen de su diseño y que lo hace más o menos apropiado para una aplicación dada. (Velasteguí T, 2009.)



Esquema 1 Selección del rodamiento según la carga que soporta

Fuente: (Velasteguí T, 2009).

Selección de rodamientos

Para definir la carga radial equivalente F_e , las cargas radial y axial que tengan los cojinetes, la AFBMA *Anti-Friction Bearing Manufactures Association* - AFBMA, recomienda la ecuación 4, en el caso de cojinetes de bolas y rodillos.

$$F_e = XV F_r + Y F_a$$

Ecuación 4 Carga radial equivalente en rodamientos de bolas o rodillos

Fuente: (Velasteguí T, 2009).

Dónde:

- F_e : Carga equivalente [kN]
- F_r : Carga radial aplicada [kN]
- F_a : Carga axial aplicada [kN]
- X: Factor radial
- Y: Factor axial

X e **Y** dependen de la configuración geométrica del cojinete (Numero de bolas, diámetro de estas). **X** e **Y** para cojinetes de bolas de usa el par que da la mayor carga equivalente. Tabla 11-2 de Shigley.

- V: Factor de rotación
 - V = 1 Anillo interior rotatorio
 - V = 1.2 Anillo exterior rotatorio
 - V = 1 Para cojinetes autoalineantes sin importar el anillo que gire.

b. Poleas

Las poleas no son más que ruedas acanaladas fabricadas de diferentes materiales, que ayuda a intervenir la dirección con la que se aplica una fuerza, la mayoría de las veces de acuerdo de un determinado arreglo se obtiene un rendimiento mecánico o ventaja mecánica en el caso que se quiera hablar de fuerza. Si se desea tener ganancia de velocidad entonces se habla de una transmisión.

En el caso en específico de este proyecto se utiliza una polea fija la cual nos ayuda a cambiar la dirección de la fuerza aplicada por el cilindro hidráulico.

c. Cadenas

Las cadenas de transmisión son la mejor opción para aplicaciones donde se quiera transmitir grandes pares de fuerza y donde los ejes de transmisión se muevan en rango de velocidades de giro entre medias y bajas. (Ingemecánica, 2013)

Las transmisión de por cadenas son transmisiones robustas, que permiten trabajar en condiciones ambientales adversas y con temperaturas elevadas, aunque requieren lubricación.

Tipos de cadenas

Estas se dividen según la función que han de desarrollar. De acuerdo con este criterio las cadenas se dividen en tres grupos: Cadenas de transmisión de potencia, cuando se refiriere a una transmisión; Cadenas de manutención, en el caso que se necesite desempeñar una función de arrate o transporte y por último las cadenas de carga que son las más utilizadas en sistemas de elevación de montacargas o apiladores.

Cadenas de carga

También llamadas de bancos de fuerzas. Son cadenas que permiten transmitir grandes cargas, son usadas para elevar grandes pesos o accionar bancos de fuerza entre otros usos.

La misión principal de las cadenas de carga es la de poder transmitir elevados niveles de esfuerzos. Para ello deben disponer de una mayor sección resistente que las cadenas de transmisión normales. Estos se consiguen añadiendo más placas que unan los eslabones de la cadena esta configuración se puede observar en la figura 11.

En el caso puntual del actual proyecto se usa cadenas de elevación de tipo “Fleyer” o de hoja, ya que estas son las comúnmente utilizadas en apiladores y por elevado fuerza o par que son capaces de transmitir.

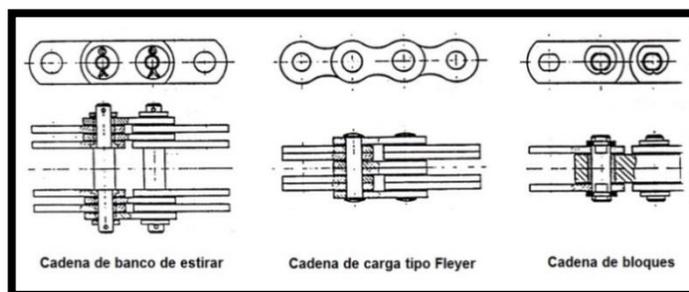


Figura 11 Tipos de cadenas de carga.

Fuente: (Ingemecánica, 2013)

2.4.3. Elementos estructurales

a. Horquillas

Las horquillas tienen que soportar cargas transversales a su eje por lo tanto desarrolla fuerzas de corte vertical, estas fuerzas variarán dependiendo del peso que se coloque sobre las mismas.

Generalmente en los montacargas estas son construidas de Acero AISI 4340 Normalizado en forma de una barra sólida, pero en el caso específico

de los apiladores se usa un perfil en “C”, y en la sección de diseño se determina el material que a usarse.



Figura 12 Horquillas.

Fuente: (Arrow Material, 2012)

Diseñadas para resistir hasta 1000 kg de carga y que permitan facilidad de posicionamiento bajo la carga, además pueden variar de posición para mejor sujeción y dar mayor estabilidad.

Para el análisis de diseño de las horquillas, estas son consideradas como vigas. Para lo cual se usa el método de doble integración para determinar la deformación unitaria en las horquillas, tomando en cuenta las ecuaciones 5 y 6.

$$\varphi = \frac{d\theta}{ds} = \frac{1}{r}$$

Ecuación 5 Curvatura de deformación unitaria.

Fuente: (Mott R, 2006).

Dónde:

- φ : Curvatura
- θ : Angulo de curvatura [*rad*]
- s : Longitud de la curvatura [*m*]
- r : Radio de curvatura [*m*]

$$\frac{d^2y}{d^2x} = \frac{M}{EI}$$

Ecuación 6 Ecuación diferencial básica de la curva elástica

Fuente: (Mott R, 2006).

Dónde:

- y : Desplazamiento vertical, respecto de la posición sin cargas. [m]
- x : Abscisa sobre la viga. [m]
- M : Momento flector sobre la abscisa. [Nm]
- I : Momento de inercia de la sección transversal [m^4]
- E : Módulo de elasticidad del material [Pa]

b. Columnas

Las columnas son los miembros verticales diseñados primordialmente para trabajar a esfuerzos de compresión producidos por cargas axiales y empujes horizontales producto de las cargas generadas en las vigas.

Debido a que comúnmente, la carga axial no coincide con el eje de la columna se produce entonces una excentricidad y en consecuencia se genera un momento flexionante produciendo un giro en la columna.

Parámetros para el análisis de columnas

Longitud efectiva de una columna

La longitud efectiva se refiere a los apoyos que pueda o no tener una columna a pesar de su continuidad. Dicha columna puede recibir vigas, armaduras o cualquier otro elemento que se conecte a uno de sus extremos proporcionado arriostamiento a la columna en el punto de conexión, es decir que reduce la longitud de pandeo de la columna a una menor por lo cual hay menos riesgo de sufrir pandeo. (Mott R, 2006.)

Es muy importante tomar en cuenta el tipo de sujeción en sus extremos de acuerdo como se muestra en la figura 13, ya que de esta depende la constante de empotramiento “K”, expresada en la ecuación 7.

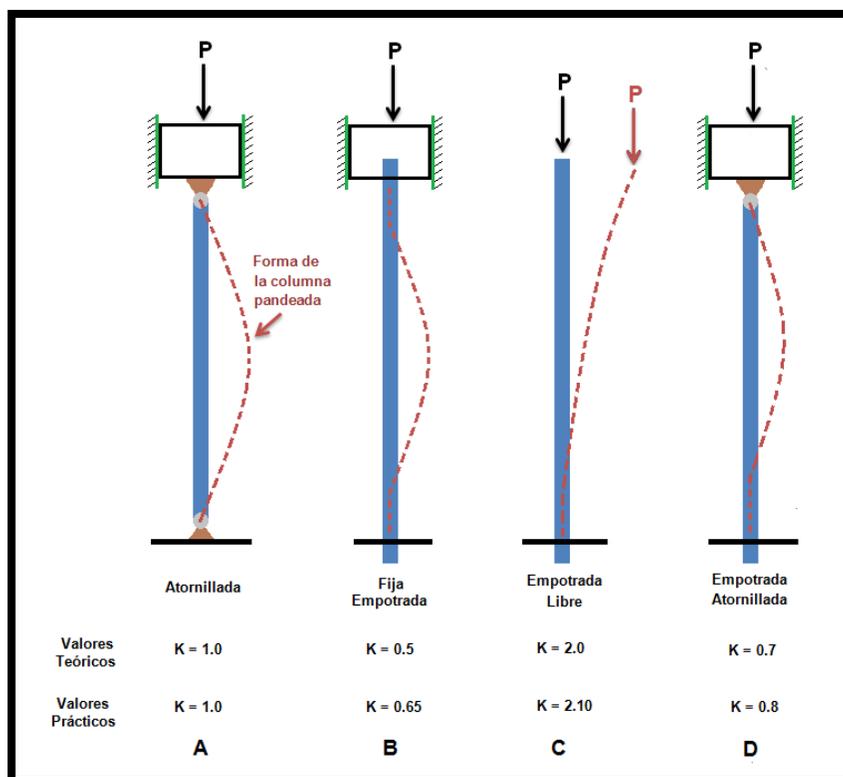


Figura 13 Constante de fijación en los extremos de una columna

Fuente: (Mott R, 2006).

$$Le = L * K$$

Ecuación 7 Longitud efectiva

Fuente: (Mott R, 2006).

Dónde:

- Le : Longitud efectiva de la columna [m]
- L : Longitud real de la columna entre los soportes [m]
- K : Constante de empotramiento

Radio de giro

Es el valor medio cuadrático de distancia de los puntos de la sección o la distribución de masa respecto a un eje que pasa por el centro de la misma.

$$r = \sqrt{\frac{I}{A}}$$

Ecuación 8 Radio de giro de una columna

Fuente: (Mott R, 2006).

Dónde:

- r : Radio de giro [m]
- I : Momento de inercia de la sección transversal [m^4]
- A : Área de la sección transversal [m^2]

Razón de esbeltez de transición o constante de columna

Es simplemente la relación proporcional que existe entre el módulo de elasticidad del material y la resistencia de fluencia del mismo.

$$C_c = \sqrt{\frac{2\pi^2 * E}{S_y}}$$

Ecuación 9 Constante de columna

Fuente: (Mott R, 2006)

Dónde:

- C_c : Constante de columna
- E : Módulo de elasticidad del material [Pa]
- S_y : Resistencia de fluencia del material [Pa]

Relación de esbeltez

Es el cociente de la longitud efectiva de la columna entre su radio de giro mínimo. Esta relación nos ayuda a seleccionar el método de análisis de columnas rectas con carga central.

$$\text{Relacion de esbeltez} = \frac{Le}{r_{min}}$$

Ecuación 10 Relación de esbeltez.

Fuente: (Mott R, 2006)

Dónde:

- Le : Longitud efectiva de la columna [m]
- r_{min} : Radio de giro mínimo [m]

Carga crítica

La carga crítica no es más que la carga axial máxima que se puede aplicar a una columna o pilar sin producir el pandeo de la misma. También es llamada carga de pandeo de Euler. Para determinar la carga crítica se debe tomar en cuenta la ecuación 11.

$$\text{Relacion de esbeltez} > C_c$$

Ecuación 11 Inecuación de condición – Columna corta o Larga.

Fuente: (Mott R, 2006).

Si la desigualdad es verdadera entonces se emplea la ecuación 12 de Euler al tratarse de una columna larga.

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 EA}{\text{Relacion de esbeltez}^2}$$

Ecuación 12 Carga critica de Euler.

Fuente: (Mott R, 2006)

Dónde:

- P_{cr} : Carga crítica de pandeo [N]
- E : Módulo de elasticidad del material [Pa]
- A : Área de la sección transversal [m^2]

En caso de no cumplirse la condición de la desigualdad se utiliza la ecuación 13 de Johnson, al tratarse de una columna corta.

$$P_{cr} = A * S_y * \left[1 - \frac{S_y * Relacion\ de\ esbeltez^2}{4\pi^2 * E} \right]$$

Ecuación 13 Carga crítica de Johnson.

Fuente: (Mott R, 2006)

Dónde:

- P_{cr} : Carga crítica de pandeo [N]
- E : Módulo de elasticidad del material [Pa]
- A : Área de la sección transversal [m^2]
- S_y : resistencia de fluencia del material [Pa]

Una vez determinada la carga crítica se procede a calcular la carga máxima permisible. Mediante la ecuación 14.

$$P_a = \frac{P_{cr}}{N}$$

Ecuación 14 Carga máxima admisible

Fuente: (Mott R, 2006).

Dónde:

- P_{cr} : Carga crítica de pandeo [N]
- P_a : Carga admisible [N]
- N : Factor de diseño

c. Soldadura

En términos técnicos la soldadura es una coalescencia localizada, de metal, donde esta es producida por calentamiento de los materiales a soldar hasta una temperatura adecuada, con o sin aplicación de presión y con o sin el uso de material de aportación. (Mullo J, 2010)

Clasificación de los procesos de soldadura

Soldadura por arco eléctrico con protección gaseosa (GMAW)

Gas Metal Arc Welding. Este tipo de suelda utiliza un electrodo continuo revestido. El arco eléctrico está protegido por un flujo continuo de una gas inerte, que puede ser argón, helio o dióxido de carbono lo que garantiza una unión limpia y en buenas condiciones. (Mullo J, 2010)

Este proceso es usado para soldar acero al carbono, acero inoxidable, aluminio y cobre en espesores a partir de los 20mm.

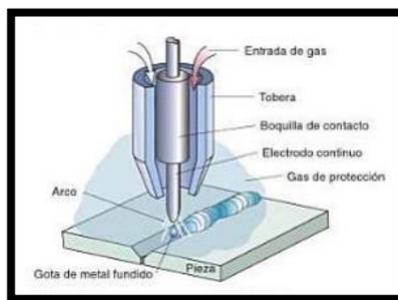


Figura 14 Esquema de soldadura GMAW

Fuente: (Cálculo de soldaduras, 2013)

Soldadura por arco eléctrico con electrodo revestido (SMAW)

Shield Metal Arc Welding. Este proceso obtiene la energía necesaria para unir los materiales a soldar del arco eléctrico que salta entre un electrodo que tiene un núcleo metálico y las piezas a soldar. Los dos elementos son terminales de un circuito eléctrico. El revestimiento del electrodo forma una atmosfera protectora y también se deposita en forma

de escoria de tipo refractaria sobre la superficie del cordón de suelda. Es el proceso más ocupado en Ecuador ocupando un 80% de uso en los talleres. Se usa para soldar materiales desde un espesor de 6mm. (Mullo J, 2010)

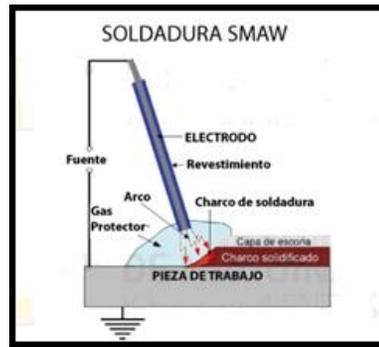


Figura 15 Esquema de soldadura SMAW.

Fuente: (Cálculo de soldaduras, 2013)

Tabla 6

Geometría de las uniones de soldadura

Tipos de soldadura	Tipo de unión		
	Unión a tope	Unión a tope en T	Unión de solape
Soldadura en ángulo			
Soldadura de ojal (o en ranura)			
Soldadura a tope con penetración completa	Sencilla en V		
			
	En doble V		
			
	Sencilla en U		
			
En doble U			
			
Soldadura a tope con penetración parcial	En doble V		
			
	En doble U		
			

Fuente: (Aratec ingeniería, 2011)

2.4.4. Elementos eléctricos

a. Motor Eléctrico

Principio de funcionamiento

El funcionamiento del motor asíncrono de inducción se basa en la acción de flujo giratorio generado en el circuito estático sobre las corrientes inducidas por dicho flujo en el circuito rotor. El flujo giratorio creado por el bobinado estático corta los conductores del rotor, por lo que se generan fuerzas electromotrices inducidas.

La acción mutua del flujo giratorio y las corrientes existentes en los conductores del rotor originan fuerzas electrodinámicas sobre los propios conductores que arrastran el rotor haciéndolo girar. (Ley de Lenz)

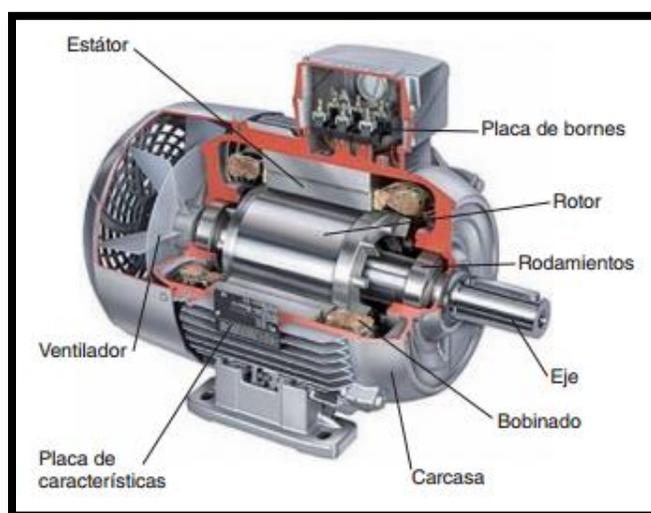


Figura 16 Sección de motor eléctrico.

Fuente: (Zhejiang Tianmai Transmission Machinery Co, 2012)

Los factores importantes que se deben considerar para seleccionar el motor es la potencia que va a requerir para accionar la bomba hidráulica. Esta se calcula mediante la ecuación 15.

$$P_e = v * i$$

Ecuación 15 Potencia eléctrica

Fuente: (Baumeister T, 1986).

Dónde:

- P_e : Potencia eléctrica [Watts]
- v : Voltaje [V]
- i : Intensidad de corriente [A]

a. Baterías

Las baterías que se utilizan en este tipo de equipo son de ciclo profundo, la principal diferencia entre estas baterías y las de ciclo corto, como las usadas en un automóvil, radica en que; las baterías de ciclo corto necesita suministrar una corriente de arranque alta, a un sistema corto tiempo. Entre 300 y 600 amperes en unos 3 a 5 segundos. Luego la batería se recarga rápidamente con ayuda de un alternador y no hace falta siquiera que esta esté presente.

En cambio al no contar con un sistema de carga inmediata (alternador) en los apiladores. Se hace necesario el uso de una batería capaz de suministrar altas frecuencias de corriente y aun así mantener su carga. Estas baterías son denominadas de ciclo profundo.

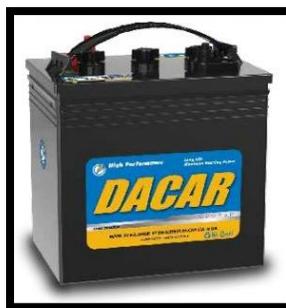


Figura 17 Batería de ciclo profundo DACAR

Fuente: (El colombiano, 2011).

Vida útil de la batería

Hay varios factores determinantes a tomar en cuenta para mejorar el rendimiento y vida útil de una batería, estos son:

Sobrecarga.- La sobrecarga es el resultado de aplicar un voltaje de carga continuamente elevada. La corriente excedente atraviesa la batería, forzándola y produciendo calor. El calor generado puede deformar las placas y oxidar el material positivo de la placa

Carga insuficiente.- Cuando la batería no está totalmente cargada, el sulfato de plomo se queda en las placas. Si la batería tiene continuamente carga insuficiente, el sulfato se cristaliza y no combina con el electrolito.

Nivel del electrolito.- Si el nivel del electrolito baja de la parte superior de las placas, los materiales de la placa quedan expuestos al aire. Endureciendo los materiales de las placas. Los materiales endurecidos de la placa no se restauran ni vuelven a una condición activa total.

Temperatura.- La capacidad de la batería se reduce a bajas temperaturas, debido al aumento en la resistencia y la viscosidad del electrolito, es decir, una batería puede trabajar a temperaturas ambientes muy bajas sin que se produzcan daños, a menos que esta se congele.

CAPÍTULO III

3. DISEÑO DEL APILADOR ELECTRO - HIDRÁULICO

En el capítulo anterior se desarrolló la explicación correspondiente a los elementos que lleva el proyecto. Por consiguiente, en el presente capítulo se procede a desarrollar los cálculos correspondientes al diseño de los elementos requeridos por el apilador electro – hidráulico.

Los parámetros de diseño o dimensiones límite, son establecidas por la empresa 2L con el fin de satisfacer sus necesidades o condiciones de trabajo, estos parámetros de diseño se observan en la tabla 7.

Tabla 7

Parámetros básicos de dimensionamiento para el apilador

Parámetro	Valor
Capacidad de carga	1000 [kg]
Carrera del cilindro	1250 [mm]
Longitud total	≤ 1800 [mm]
Ancho total	≤ 800 [mm]
Altura total	≤ 2400 [mm]
Tiempo de elevación	25 [s]

3.1. Diseño y selección de los elementos hidráulicos

3.1.1. Selección del fluido hidráulico

El fluido hidráulico es el elemento de vinculación de todos los componentes hidráulicos y debe seleccionarse con mucho cuidado. La calidad y limpieza del fluido son determinantes para la seguridad de servicio, economía y vida útil del sistema.

En la mayoría de los elementos hidráulicos la lubricación interna la proporciona el fluido. Los elementos de la bomba y otras piezas sujetas a desgaste deslizan entre si una película de aceite por el medio a fin de que el elemento tenga una larga duración, el aceite debe contener los aditivos necesarios para garantizar buenas características contra el desgaste.

Vicker's recomienda los aceites de viscosidad SAE 10W, ya que es altamente recomendable para sistemas hidráulicos de tipo móvil. (Finning CAT, 2004)

Entonces de acuerdo con la consideración anterior se eligió el fluido hidráulico SAE 10W, ya que este fluido cumple con el rango óptimo de servicio de cada componente dentro del rango de temperatura admisible. Debe cerciorarse que los rangos de viscosidad admisibles y clase de pureza que necesita cada componente del sistema hidráulico, esta información se encuentra detallada en la tabla 8.

Nota: este es un tipo de aceite HL, es decir se trata de un aceite mineral con propiedades antioxidantes y anticorrosivas.

Tabla 8

Características típicas de los aceites SAE 10W, 30, 50

Grado de viscosidad SAE	10W	30	50
Prueba Caterpillar	TO-4	TO-4	TO-4
Grado de viscosidad ISO	46	100	-
Gravedad, API (ASTM D287)	29.7	27.0	24.7
Punto de inflamabilidad	202 °C	224 °C	240 °C
Punto de fluidez	-33° C	-18° C	-15° C
Viscosidad			
@ -25° C	6840	-	-
@ 40° C	42	100	195
@ 100° C	6.3	11.2	18.0
Índice de viscosidad	97	97	96
% Calcio	.298	.298	.298
% Zinc	.127	.127	.127
% Fosforo	.110	.110	.110
% Sulfuro	1.2	1.2	1.2

Fuente: (Hose & coupling reference guide CAT, 2010)

3.1.2. Diseño del actuador hidráulico

a. Dimensionamiento

Para estimar el diámetro del vástago del actuador hidráulico, se toma en cuenta la figura 18 y por supuesto las condiciones iniciales de diseño establecidas en la tabla 7.

El material empleado en la construcción de vástagos hidráulicos es un acero SAE 1045, con un rectificado fino y con una capa de cromo que oscila entre 10 y 20 μm . Este tipo de acero tiene un factor de diseño 3. (Baumeister T, 1986)

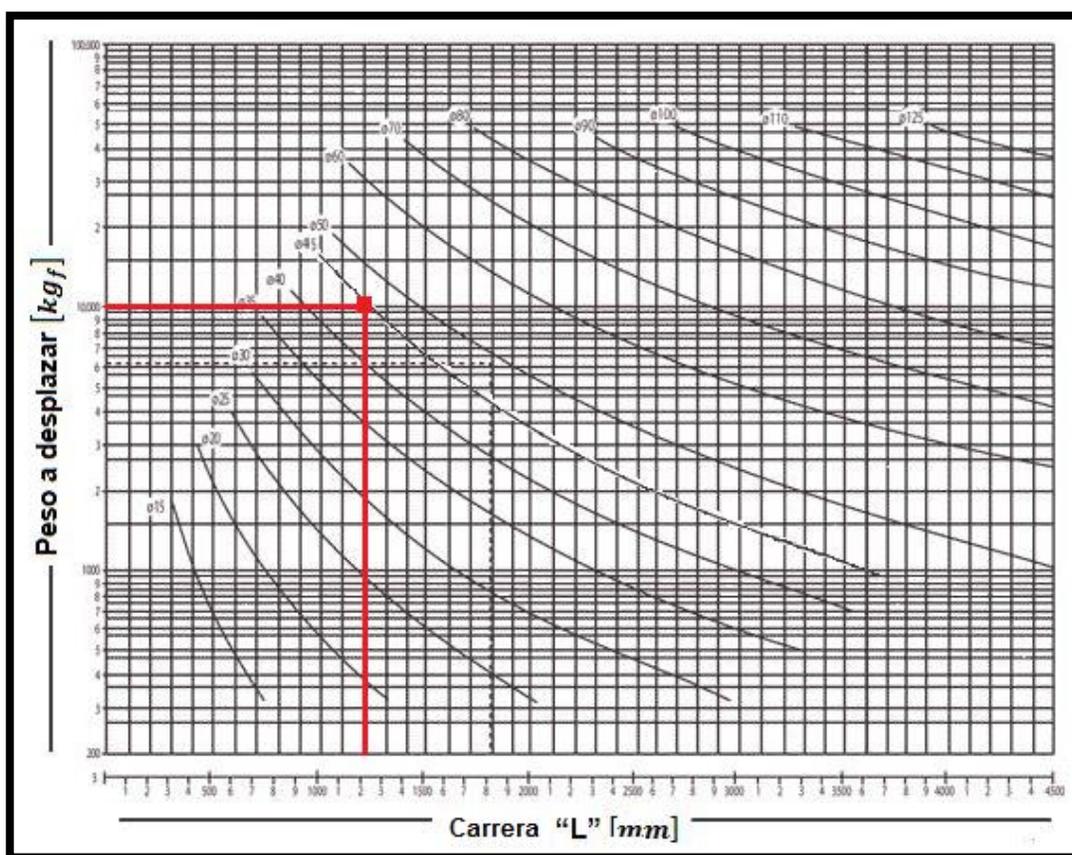


Figura 18 Gráfico de carrera total vs fuerza ejercida.

Fuente: (Terranova A, 1999).

∴ De acuerdo con el figura 18, el diámetro requerido del vástago es de 45 [mm]. El cual si se encuentra en el mercado ecuatoriano.

$$\phi_{vástago} = 0.040 [m] \sim 1 \frac{3}{4} [in]$$

$$A = \pi * \frac{\phi^2}{4}$$

Ecuación 16 Área de una superficie circular

Fuente: (Mott R, 2006).

Utilizando la ecuación 16 se calcula el área de la sección circular de vástago.

$$A_{vástago} = \pi * \frac{(0.04[m])^2}{4} = 0.00126 [m^2]$$

Se procede a determinar la *presión de tracción* en el cilindro hidráulico de acuerdo con la figura 19. Donde ϕA es el diámetro del vástago.

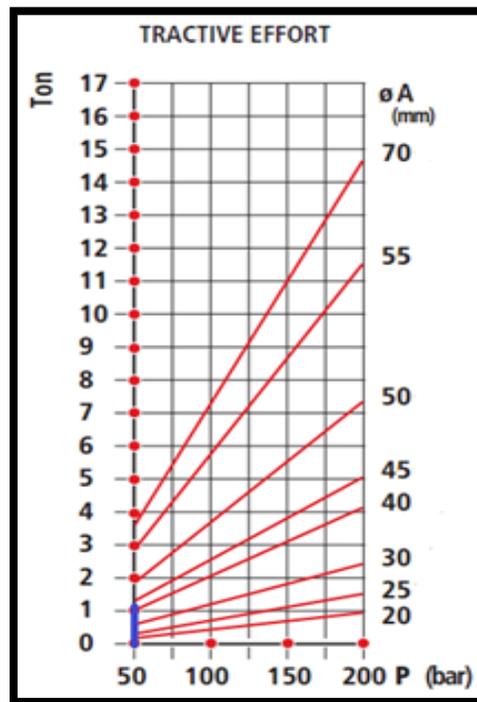


Figura 19 Gráfico de F vs. P, para el dimensionamiento de diámetros de vástagos.

Fuente: (Cilindros y cromados S.L, 2007).

∴ De acuerdo con la figura 19, presión de tracción requerida en el sistema es $P_R = 50 [bar] = 5 * 10^6 [Pa]$

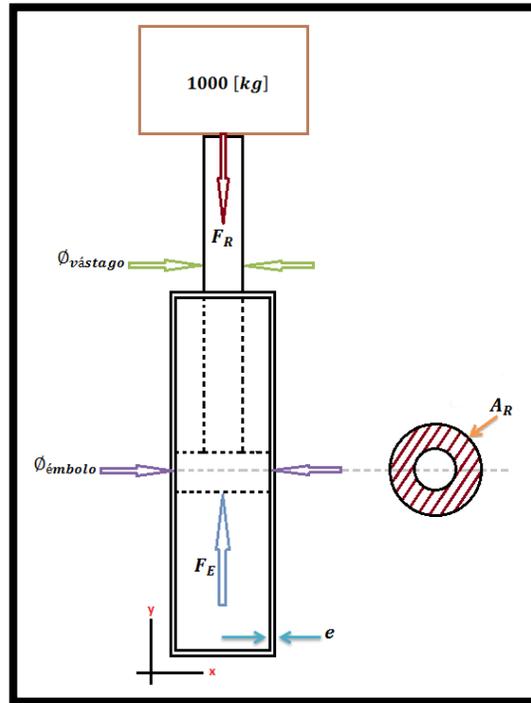


Figura 20 Gráfico del dimensionamiento del cilindro.

Para seleccionar un cilindro se debe tomar en cuenta que la fuerza de empuje F_E debe ser por lo menos un 25% superior a la carga que debe levantar, de acuerdo a lo establecido por Vicker's (1997). El sobre dimensionamiento es necesario ya que si ejerce una fuerza de empuje igual a la carga, el vástago permanecerá quieto, soportando la carga pero sin desplazarla.

∴ Partiendo de la consideración se puede plantear la ecuación 17.

$$F_E = F_R + (0.25F_R)$$

Ecuación 17 Relación fuerza de empuje vs. Fuerza de tracción

Fuente: (Vicker's, 1997).

$$F_E = 9806.65 [N] + (0.25 * 9806.65 [N]) = 12258.3125 [N]$$

$$P_R = \frac{F_R}{A_R} ; \text{Ecuación 1}$$

$$A_R = \frac{F_R}{P_R}$$

$$A_R = \frac{9806.65 [N]}{5 * 10^6 [Pa]} = 0.00196 [m^2]$$

$$\therefore A_{\acute{e}mbolo} = A_R + A_{v\acute{a}stago}$$

$$A_{\acute{e}mbolo} = 0.00196 [m^2] + 0.00126 [m^2] = 0.00322 [m^2]$$

$$\phi_{\acute{e}mbolo} = \sqrt{\frac{4 * A_{\acute{e}mbolo}}{\pi}} ; Ecuaci3n 16 (despejada)$$

$$\phi_{\acute{e}mbolo} = \sqrt{\frac{4 * 0.00322 [m^2]}{\pi}} = 0.0641 [m] \sim 2.5 [in]$$

Nota: Si es posible encontrar este diámetro de émbolo en el mercado ecuatoriano.

$$P_E = \frac{F_E}{A_{\acute{e}mbolo}} ; Ecuaci3n 1$$

$$P_E = \frac{12258.3125 [N]}{0.00322 [m^2]}$$

$$P_E = 3.81 * 10^6 [Pa]$$

Espesor mínimo de la camisa del cilindro

La camisa de los cilindros está fabricada con un acero al carbono SAE 1020, y para determinar su espesor usamos la ecuación 18. (Baumeister T, 1986).

$$e = \frac{P * d}{2 * \sigma}$$

Ecuación 18 Espesor de la camisa del cilindro.

Fuente: (Baumeister T, 1986).

Dónde:

- P : Presión máxima de trabajo. [Pa]
- d : Diámetro interior del cilindro, en este caso es el diámetro del émbolo. [m]
- σ : Tensión a la tracción $\sigma_{acero\ SAE\ 1020} = 600000 \left[\frac{kg}{m^2} \right]$.

$$\therefore e = \frac{P * \phi_{\acute{e}mbolo}}{2 * \sigma_{acero\ SAE\ 1020}}; Ecuación\ 18$$

$$e = \frac{(5 * 10^6 [Pa]) * 0.0635 [m]}{2 * (5.884 * 10^6) [Pa]} = 0.0107 [m]$$

b. Condiciones críticas de funcionamiento

A continuación se procede a realizar el cálculo de carga crítica del vástago y esfuerzo tangencial crítico en el cilindro, para así determinar si el material y dimensiones, previamente establecidos, resistirán las condiciones de funcionamiento.

Vástago

$$I_{vast} = \frac{\pi(\phi_{vástago})^4}{64}$$

Ecuación 19 Momento de inercia de una sección transversal circular

Fuente: (Mott R, 2006).

Dónde:

- I : Momento de inercia de la sección transversal [m^4]
- $\phi_{vástago}$: Diámetro del vástago del cilindro hidráulico. [m]

$$\therefore I_{vast} = \frac{\pi(0.045)^4}{64} = 1.256 * 10^{-7} [m^4]$$

$Le = L * K$; Ecuación 7, el valor de K se obtuvo de la Figura 13.

$$Le = 1 [m] * 2.1 = 2.1 [m]$$

$$r = \sqrt{\frac{I}{A}} ; \text{Ecuación 2.8.}$$

$$r = \sqrt{\frac{1.256 * 10^{-7} [m^4]}{0.00126 [m^2]}} = 9.986 * 10^{-3} [m]$$

$$C_c = \sqrt{\frac{2\pi^2 * E}{S_y}} ; \text{Ecuación 9. el valor de } E \text{ y } S_y \text{ se obtuvo del Anexo D}$$

$$C_c = \sqrt{\frac{2\pi^2 * 2 * 10^{11} [Pa]}{310 * 10^6 [Pa]}} = 112.8493$$

$$\text{Relacion de esbeltez} = \frac{Le}{r} ; \text{Ecuación 10.}$$

$$\text{Relacion de esbeltez} = \frac{2.1 [m]}{9.986 * 10^{-3} [m]} = 210.28$$

Relacion de esbeltez $> C_c$; Ecuación 11.

Como la desigualdad es verdadera, el vástago se analiza como una columna larga, entonces se emplea la ecuación para calcular la carga crítica de Euler.

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 EA}{\text{Relacion de esbeltez}^2}; \text{Ecuación 12.}$$

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 (2 * 10^{11} [Pa]) (0.00126 [m^2])}{210.28^2}$$

$$P_{cr} = 56247.2139 [N]$$

$$P_a = \frac{P_{cr}}{N}$$

$$P_a = \frac{56247.2139 [N]}{3}$$

$$P_a = 18749.0713 [N]$$

Cilindro

$$S_t = \frac{r_i^2 * P_{max}}{r_e^2 - r_i^2} \left(1 + \frac{r_i^2}{r_e^2} \right)$$

Ecuación 20 Esfuerzo critico tangencial en un cilindro

Fuente: (Baumeister T, 1986).

Dónde:

- S_t : Esfuerzo máximo tangencial en un cilindro de radio r. [Pa]
- r_i : Radio interno del cilindro, en este caso es el radio del émbolo [m]
- r_e : Radio externo del cilindro, en este caso es el diámetro del émbolo más el espesor de la camisa del cilindro, esto dividido para dos. [m]
- $P_{máx}$: Presión máxima dentro del cilindro. [Pa]

$$S_t = \frac{r_i^2 * P_{max}}{r_e^2 - r_i^2} \left(1 + \frac{r_i^2}{r_e^2} \right); \text{Ecuación 20.}$$

$$\therefore S_t = \frac{(0.03175 [m])^2 * (5 * 10^6 [Pa])}{(0.0371 [m])^2 - (0.03175 [m])^2} \left(1 + \frac{(0.03175 [m])^2}{(0.0371 [m])^2} \right)$$

$$S_t = 23705233.41 [Pa]$$

3.1.3. Dimensionamiento y selección de las mangueras hidráulicas

Para el dimensionamiento de las mangueras se debe tomar en cuenta la presión máxima en el cilindro, la cual es de 5 [MPa].

Se debe considerar que es una presión de trabajo bastante pequeña, por lo que se necesitaría una manguera de un diámetro muy grande. Por consiguiente se optó por elegir una manguera de presión media que se acerque a nuestra necesidad. De esta manera queda seleccionada la manguera especificada a detalle en el Anexo G.

A continuación se presentará una breve descripción de la manguera seleccionada:

- Tipo de manguera bajo la norma SAE 100R1AT.
- Presión de trabajo $P = 18$ [MPa].
- Diámetro de la manguera $\phi = 10$ [mm] = $\frac{3}{8}$ [in].
- Presión de explosión $P = 72$ [MPa].

3.1.4. Dimensionamiento y selección de la unidad de potencia

a. Bomba hidráulica

En primer lugar se deberá determinar qué tipo de bomba se debe usar, de acuerdo con las presiones existentes el cilindro. Se ha decidido usar una bomba de engranajes externos, por su economía, facilidad de adquisición y

porque el rango de presiones en el que trabaja, de acuerdo con la tabla 2, está en relación a necesidad del sistema hidráulico del apilador.

Para el dimensionamiento de una bomba hidráulica es necesario determinar la velocidad de salida del vástago con ayuda de la ecuación 21. El cálculo se hace del lado del émbolo, ya que de este lado hay un mayor consumo de caudal esto se da por el simple hecho de tener una mayor sección.

$$t_{salida} = 25 \text{ [s]}$$

$$v = \frac{d}{t}$$

Ecuación 21 Ecuación general de velocidad

Fuente: (Máximo A. & Alvarenga B, 1998).

Dónde:

- v : Velocidad de una partícula. [m/s]
- d : Distancia recorrida por la partícula, en este caso es la carrera del pistón "L". [m]
- t : Tiempo transcurrido en realizar el movimiento, en este caso este es el tiempo de elevación de la carga. [s]

$$\therefore v_{salida} = \frac{L}{t_{salida}}$$

$$v_{salida} = \frac{1 \text{ [m]}}{25 \text{ [s]}} = 0.04 \left[\frac{m}{s} \right]$$

A continuación se procede a dimensionar el caudal de la bomba con la ecuación 22, para que cumpla con las necesidades de diseño.

$$Q = v * A$$

Ecuación 22 Ecuación general de caudal.

Fuente: (Manual de selección y operación de equipos hidráulicos, 2006).

Dónde:

- Q : Caudal de salida del vástago. $[m^3/s]$
- v : Velocidad de salida del vástago. $[m/s]$
- A : Área del émbolo. $[m^2]$

$$\therefore Q = 0.04 \left[\frac{m}{s} \right] * 0.00322 [m^2]$$

$$Q = 1.288 * 10^{-4} \left[\frac{m^3}{s} \right] = 2.029[GPM] = 7.42 \left[\frac{l}{m} \right]$$

Conociendo el caudal ($Q = 7.42 \left[\frac{l}{m} \right]$) y presión ($P_E = 3.81 [MPa]$) de salida del émbolo, se puede realizar una selección de la bomba.

Tabla 9

Tamaño constructivo de una bomba de engranajes externos Bosch.

Tamaño constructivo	TC	2	2	3	3	3		
Tamaño nominal	TN	5	6	8	11	13	16	
Cilindrada	V_E	5.24	6.5	8.2	11	13.3	16	
Velocidad de rotación del acoplamiento	n_{min}	600	600	600	600	600	600	
Presión de servicio absoluta	n_{max}	3000	3000	3000	3000	3000	3000	
Entrada	P	0.8 hasta 2 (brevemente en el arranque 0.6 bar)						
Salida	Continua							
	Fluido estándar	P_{min}	bar	315	315	315	315	315
	Fluido especial	P_{min}	bar	210	210	210	210	210
	Intermitente							
	Fluido estándar	P_{max}	bar	350	350	350	350	350
	Fluido especial	P_{max}	bar	230	230	230	230	230
Caudal	q	l/min	7.5	9.3	11.8	15.8	19.1	23
Masa	m	kg	4.3	4.4	4.6	4.8	5	5.3

Fuente: (Rexroth, 2013).

De acuerdo con la tabla 9 la bomba TN-5 cumple con los requerimientos, así que se procede a determinar la presión de trabajo o servicio de la bomba.

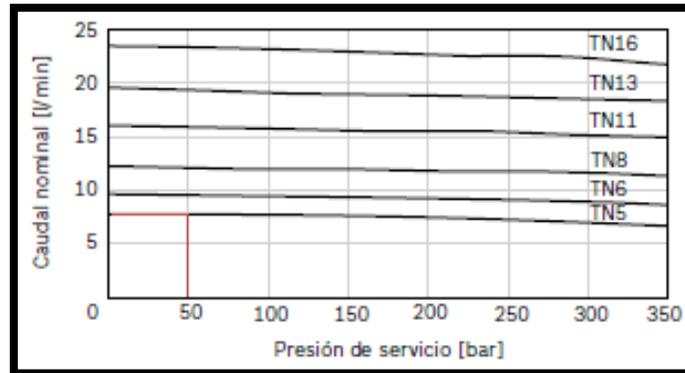


Figura 21 Presión de servicio de bomba hidráulica según su

Fuente: (Rexroth, 2013).

∴ De acuerdo con la figura 21 la presión de servicio del sistema es de $P = 50 [bar] = 5[MPa]$.

b. Dimensionamiento del motor eléctrico para el sistema hidráulico.

Para poder accionar a la bomba es necesario un motor eléctrico, cuya potencia viene determinada por la ecuación 23.

$$P_w = \frac{P * Q}{\eta}$$

Ecuación 23 Potencia requerida para impulsar la bomba hidráulica

Fuente: (Rexroth, 2013).

Dónde:

- P_w : Potencia eléctrica para accionar la bomba. [W]
- P : Presión de servicio del sistema. [Pa]
- Q : caudal del sistema. [m^3/s]
- η : Eficiencia de la bomba.

Para determinar la eficiencia de la bomba se toma en cuenta la figura 22.

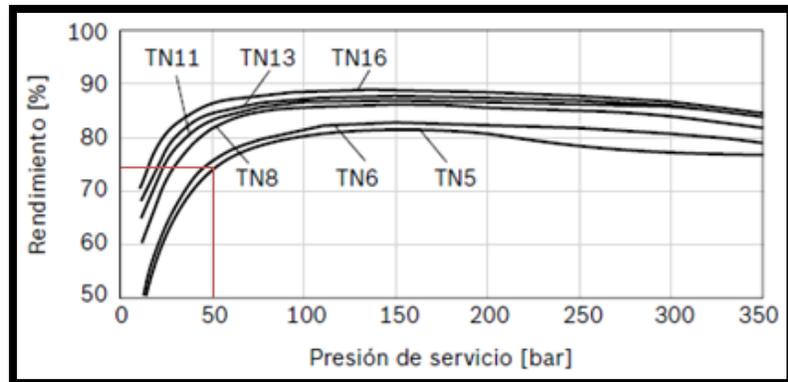


Figura 22 Eficiencia de la bomba de engranajes externos.

Fuente: (Rexroth, 2013).

De la figura 22 se obtiene $\eta = 0.74$

$$\therefore P_w = \frac{5 * 10^6 [Pa] * 0.00012801 \left[\frac{m^3}{s} \right]}{0.74}$$

$$P_w = 864.93 [W] = 1.1599 [HP]$$

Entonces se obtiene como conclusión que para poder activar una bomba de 2.029 [GPM] es necesario un motor con una potencia eléctrica de 1.1599 [HP].

3.1.5. Selección de la válvula direccional

Se selecciona una electroválvula activada por solenoides, debido a la facilidad que este tipo de activación le dará al usuario al momento de accionar el sistema hidráulico.

El tipo de distribución interna de la válvula que se elige una de tipo tándem (ver Figura 6.), ya que esta es una válvula adecuada para sistemas de media y baja presión como se menciona en el *Manual del estudiante capacitación técnica CAT* de Finning.

Este tipo de elementos le causa al sistema una caída de presión de funcionamiento dependiendo de la posición que la válvula tenga, podemos observar las caídas de presión en la Figura 23.

Una descripción detallada de la electroválvula se encuentra en el Anexo I.

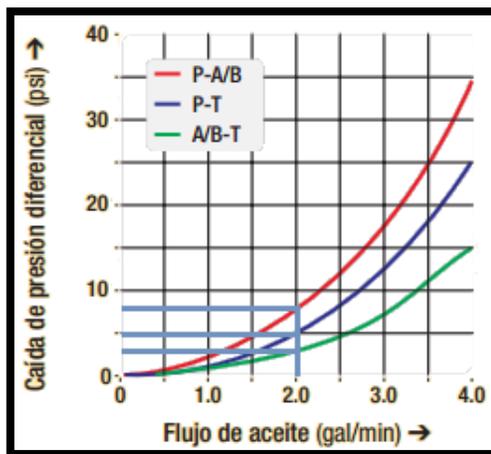


Figura 23 Caída de presión diferencial vs. Caudal.

Fuente: (Finning CAT, 2004).

Este tipo de válvula dependiendo de su posición, tiene una pérdida de caudal entre 3 – 8 PSI (0.021 - 0.055 [MPa]).

3.1.6. Dimensionamiento y diseño de depósito hidráulico

El fluido hidráulico debe ser almacenado de tal forma que nunca sea insuficiente ni excesivo, el depósito debe por lo tanto cumplir con las necesidades mínimas y máximas del sistema. Una regla práctica de dimensionamiento del depósito es hacer que su volumen sea igual o mayor de 2 veces el caudal de la o las bombas que alimentan el sistema. De la consideración anterior se obtiene la ecuación 24. (Vicker's, 1997)

$$V_T = 2 * Q$$

Ecuación 24 Volumen del depósito hidráulico.

Fuente: (Vicker's, 1997)

Dónde:

- V_T : Volumen del depósito. [Gal]
- Q : Caudal del sistema de la bomba. [GPM]

$$V_C = A_{\text{embolo}} * L$$

$$V_C = 0.00322 [m^2] * 1.25 [m] = 0.00322 [m^3] = 3.22 [lt]$$

V_C : Es volumen mínimo que debe tener el tanque ya que con este volumen de fluido trabaja el cilindro hidráulico.

A continuación se calcula el volumen total del depósito aplicando la ecuación 24.

$$V_T = 2 * Q; \text{Ecuación 24}$$

$$V_T = 2 * 2.029 [GPM] = 4.058 [Gal] = 15.3612 [lt] = 0.0153612 [m^3]$$

A continuación se procede a dimensionar el depósito, optimizando sus dimensiones para ocupar la menor cantidad de material posible. El largo del depósito no puede ser mayor que 15 [cm] o 0.15 [m].

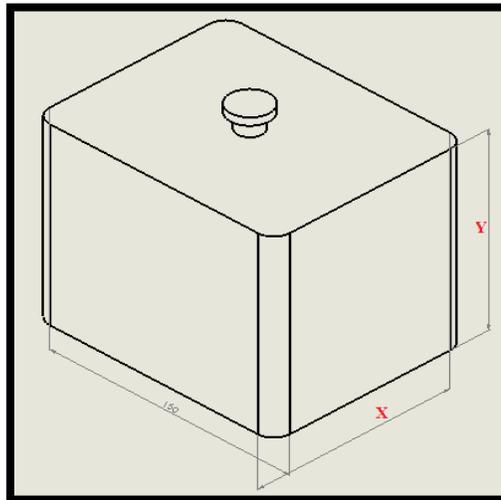


Figura 24 Diseño esquemático de las dimensiones del

$$A_T = (0.15 * 2 * x) + (2 * x * y) + (0.15 * 2 * y)$$

$$A_T = (0.3x) + (2xy) + (0.3y); \text{ (Superficies del tanque "función objetivo")}$$

$$V_T = (0.15 * x * y); \text{ (Volumen del tanque "función restricción")}$$

$$0.15 * x * y = 0.0231 \text{ (Despejo y)}$$

$$y = \frac{0.154}{x}$$

Reemplazo "y" en A_T

$$A_T = (0.3x) + \left(2x * \frac{0.154}{x}\right) + \left(0.3 * \frac{0.154}{x}\right)$$

$$A_T = (0.3x) + (0.308) + \left(\frac{0.0462}{x}\right)$$

$$\frac{dA_T}{dx} = (0.3) + (0) + \left(-\frac{0.0462}{x^2}\right)$$

$$(0.3) - \left(\frac{0.0462}{x^2}\right) = 0$$

$$(0.3x^2) - (0.046) = 0$$

$$x = 0.17 [m]$$

$$\therefore y = 0.17 [m]$$

Espesor de la pared del tanque

$$e = \left(2.45 * L * \sqrt{\frac{\alpha * H * 0.036 * G}{S_y}} \right) + 0.0625$$

Ecuación 25 Espesor de pared del tanque.

Fuente: (Vicker's, 1997).

Dónde:

- e : Espesor de las paredes del depósito hidráulico. [in]
- S_y : Resistencia de fluencia del material. [Psi]
- L : Longitud del tanque. [in]

- H : Altitud del tanque. [in]
- G : Gravedad especifica del fluido. [0.877]
- α : Relación longitud/altura del tanque. *Figura 3.8.*

En la figura 25 se obtiene el coeficiente α , el cual está dado en función de la relación de dimensionamiento que existe entre la altura y la longitud del tanque. Esta relación se obtiene al dividir la longitud para la altura, y como el literal 3.1.6 se observa estas dimensiones son iguales por lo que su relación es de uno a uno.

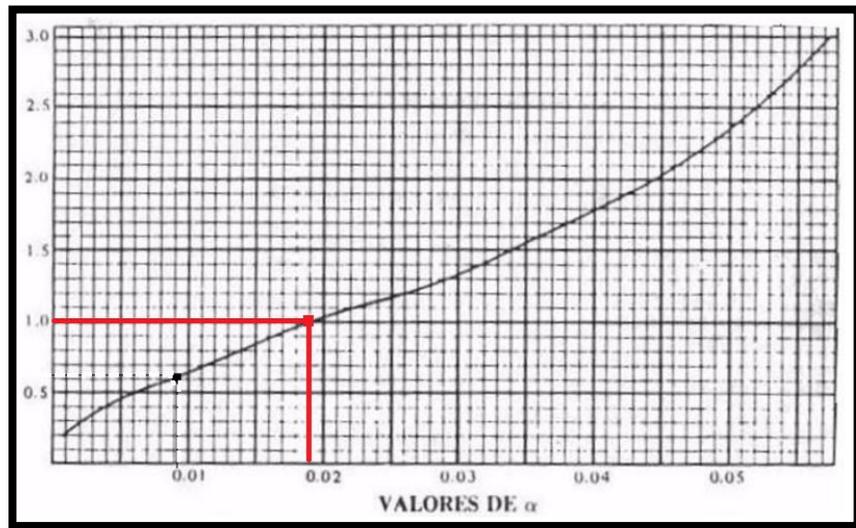


Figura 25 Coeficiente de relación Longitud/Altura del tanque.

Fuente: (Vicker's, 1997)

$$e = \left(2.45 * L * \sqrt{\frac{\alpha * H * 0.036 * G}{S_y}} \right) + 0.0625; \text{Ecuación 25.}$$

$$\therefore e = 2.45 * 6.96 * \sqrt{\frac{0.02 * 6.96 * 0.877}{1849.035}} + 0.0625$$

$$e = 0.1358 \text{ [in]} = 3.44932 \text{ [mm]} \sim 3.5 \text{ [mm]}$$

a. Presión y fuerza ejercida en las paredes del depósito

Un líquido encerrado en un recipiente crea una presión en su seno y ejerce una fuerza sobre las paredes que lo contiene. Esta presión se conoce con el nombre de presión hidrostática. Según la ecuación 26. (Mott R. 1996)

$$P_h = \rho * g * h$$

Ecuación 26 Presión hidrostática

Fuente: (Mott R, 1996).

Dónde:

- P_h : Presión hidrostática. [Pa]
- h : Nivel de aceite dentro del depósito, se considera el tanque lleno. [m]
- g : gravedad. $\left[9.8 \frac{m}{s^2}\right]$
- ρ : Densidad del fluido, del fluido SAE 10W. $\left[878 \frac{kg}{m^3}\right]$

$$\therefore P_h = 878 \left[\frac{kg}{m^3}\right] * 9.8 \left[\frac{m}{s^2}\right] * 0.24 [m] = 2065.065 [Pa]$$

Fuerzas que ejerce el fluido sobre las paredes

$F_1 = P_h * A_1$; Ecuación 1. ; Fuerza ejercida sobre la pared con superficie más pequeña.

$$F_1 = 2065.065 [Pa] * (0.24 [m] * 0.24 [m])$$

$$F_1 = 118.94 [N]$$

$F_2 = P_h * A_2$; Ecuación 1. ; Fuerza ejercida sobre la pared con mayor superficie.

$$F_2 = 2065.065 [Pa] * (0.24 [m] * 0.4 [m])$$

$$F_2 = 198.24 [N]$$

3.1.7. Conclusiones de diseño del sistema hidráulico

Mediante el análisis a los resultados de los cálculos mostrados en la tabla 10, se puede determinar que ninguno de los componentes del actuador hidráulico se verá afectado por la carga requerida por parte la empresa “2L”.

Tabla 10

Dimensión de diseño vs. Máximo permisible cilindro

Parámetro	Diseño	Máximo permisible
Carga máxima	9.81 [kN]	18.75 [kN]
Presión máxima	5 [MPa]	23,71 [MPa]

- Las dimensiones establecidas en el catálogo cumplen la norma ISO 6020-2. Establecidas en el Anexo F.

Es así que el sistema hidráulico queda determinado como se muestra en la tabla 11, en la cual se establecen los elementos y su dimensionamiento para que cumplan los requerimientos del sistema hidráulico.

Tabla 11

Tabla comparativa magnitud de diseño vs. Magnitud de catálogo

Parámetro	Magnitud de diseño	Magnitud de catálogo
Presión de trabajo en el sistema	5 [MPa] = 725.1887 [PSI]	16 [MPa] = 2320.604[PSI]
Diámetro del vástago	45 [mm]	45 [mm]
Diámetro del émbolo	64.1 [mm]	63 [mm]
Diámetro de mangueras	10 [mm]	10 [mm]
Caudal de la bomba	2.029 [GPM]	2.4568[GPM]
Potencia del motor eléctrico	1.1599 [HP]	1.072818 [HP]
Electro válvula	12 [V]	12 [V]

3.2. Diseño y dimensionamiento estructural

3.2.1. Horquillas

Sobre este elemento va asentada la carga, que en este caso en puntual es el peso de 7 rollos de PVC equivalente a 1 tonelada o 1000 kg, el cual es distribuido entre las dos horquillas.

Teniendo en cuenta la consideración anterior cada viga es diseñada para soportar una carga total de 500 kg.

Sobre las horquillas se aplicaran varias cargas de forma puntual, ya que los rollos que se asentarán sobre las horquillas tienen un solo punto de aplicación, que es donde se concentrará el peso unitario o combinado de los rollos como se muestra en la figura 28.

a. Selección de material de las horquillas

Para el diseño de este elemento se selecciona un perfil estructural de acero – tipo C, cuya composición será determinada en la sección de cálculos de este elemento.

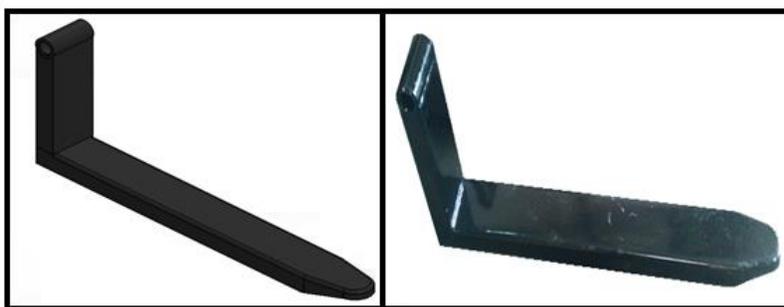


Figura 26 Horquillas del apilador electro-hidráulico.

Longitud de la horquilla

Como primer paso se determina la longitud necesaria de la horquilla para poder transportar 7 rollos de PVC.

Cada uno de los rollos posee un diámetro igual a 24.97 cm, pero por motivos de agilizar el cálculo lo se lo redondeará a 25 cm. Por lo que, si se distribuye los rollos como se muestra en la figura 27. Se obtiene una longitud no menor a un metro.

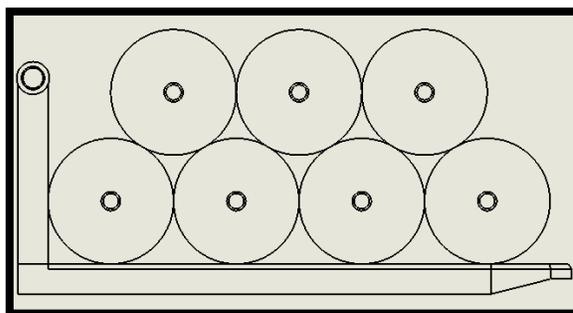


Figura 27 Distribución de rollos de PVC a lo largo de la horquilla

Cargas y esfuerzos sobre las horquillas.

Cada rollo tiene un peso de 140 kg. Para motivos de análisis sobre una sola viga se divide este peso en dos, donde se obtiene un peso de 70 kg por rollo. De esta manera se obtiene una distribución de cargas como se muestra en la figura 28.

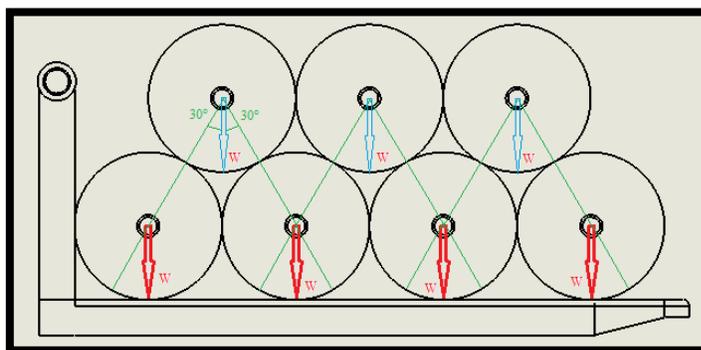


Figura 28 Distribución de cargas a lo largo de la horquilla

Primero se determina las magnitudes de las componentes de las cargas (ubicadas en la parte superior) sobre los ejes oblicuos (ejes de color verde). Como se muestra en la figura 29.

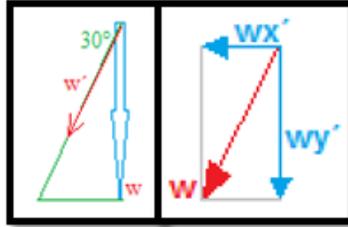


Figura 29 Componentes de la carga.

$$w = m * g$$

$$w = 70[kg] * 9.8 \left[\frac{m}{s^2} \right] = 686 [N]$$

Para el cálculo de las cargas sobre la horquillas; el peso de los rollos ubicados en la parte superior está distribuido sobre dos puntos de apoyo, dividiendo así el peso de estos en forma homogénea y obteniendo de esta manera que el peso de un rollo en la parte superior se divida en dos.

$$\therefore w' = \frac{w}{2} = 343 [N]$$

$$\cos 30 = \frac{w'}{w_y'}$$

$$\therefore w_y' = \frac{343 [N]}{\cos 30} = 396.06 [N]$$

Estas componentes deben sumarse a la carga generada por los rollos en la parte inferior, es así que se obtiene cuatro cargas de tipo puntual, como se muestra en la figura 30.

$$w_1 = 686 [N] + 396.06 [N] = 1082.06 [N]$$

$$w_2 = 686 [N] + 396.06 [N] + 396.06 [N] = 1478.12 [N]$$

$$w_3 = 686 [N] + 396.06 [N] + 396.06 [N] = 1478.12 [N]$$

$$w_4 = 686 [N] + 396.06 [N] = 1082.06 [N]$$

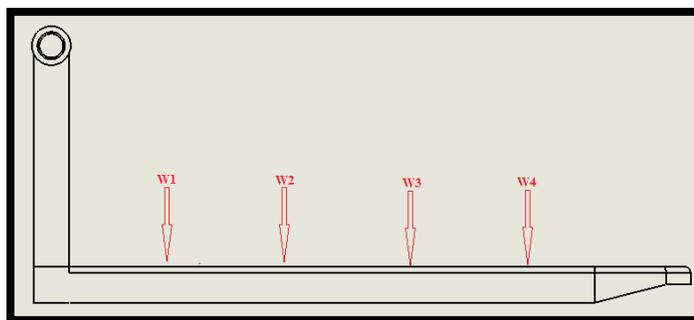


Figura 30 Distribución de las cargas resultantes a lo largo de la viga.

A continuación se procede a elaborar los diagramas de cortante y momento máximo, mostrados en la figura 31.

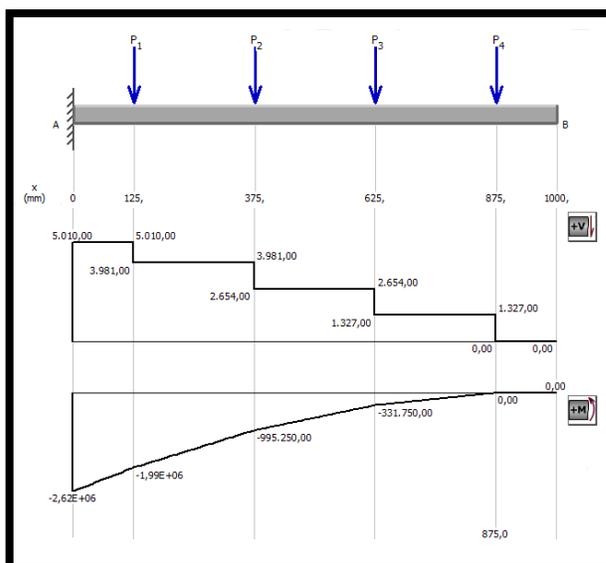


Figura 31 Diagrama de esfuerzos y momentos sobre la horquilla.

Una vez elaborados los diagramas de fuerza cortante y momento, se procede a realizar el cálculo de esfuerzo normal de flexión sobre la viga, usando la ecuación 27.

Para seleccionar las dimensiones del perfil se debe tomar en cuenta la norma NTE INEN 1 623:2009. La cual especifica claramente las dimensiones estandarizadas para los perfiles estructurales de acero existentes en Ecuador.

$$\sigma_y = \frac{M_{max} * C}{I} = \frac{M_{max}}{W}$$

Ecuación 27 Esfuerzo normal de flexión

Fuente: (Mott R, 2006)

Dónde:

- σ_y : Esfuerzo normal generado por cargas a flexión. [MPa]
- I : Momento de inercia de la sección transversal [m^4]
- M_{max} : Momento máximo ejercido sobre la viga. [Nm]
- C : Distancia al centroide del perfil estructural. [m]
- W : Módulo de la sección axial [m^3]

Se selecciona una perfil estructural tipo C 150 x 60 x 5, el cual se encuentra especificado en el Anexo J. De este se obtiene datos tales como el momento de inercia I o el modulo de sección axial W , según corresponda.

Datos:

- $M_{max} = 2616.75$ [Nm]; Obtenido de la figura 31.
- $W = 5.491 * 10^{-5}$ [m^3]; Obtenido del anexo J.

$$\sigma_y = \frac{M_{max}}{W} ; \text{Ecuación 27}$$

$$\sigma_y = \frac{2616.75 \text{ [Nm]}}{5.491 * 10^{-5} [\text{m}^3]}$$

$$\sigma_y = 47.8373 \text{ [MPa]}$$

$\sigma_x = 0$; debido a que no existen cargas de tipo axial actuando sobre la horquilla

Luego se procede a realizar el cálculo del esfuerzo principal generado por la fuerza de corte, siguiendo la ecuación 28.

$$\tau_{xy} = \frac{V * Q_i}{I * b}$$

Ecuación 28 Esfuerzo máximo de corte

Fuente: (Mott R, 2006).

Dónde:

- τ_{xy} : Esfuerzo generado por la fuerza de corte. [MPa]
- I : Momento de inercia de la sección transversal [m^4]
- V : Fuerza cortante máxima. [N]
- b : espesor del alma del perfil. [m]
- Q_i : Primer momento con respecto al eje centroidal del área media de la sección transversal. [m^3]

Datos:

- $V = 5010[N]$; Obtenido de la figura 31.
- $I = 4.19 * 10^{-6}[m^4]$; Obtenido del anexo J
- $b = 5 * 10^{-3}[m]$; Obtenido del anexo J
- $Q = 8.876 * 10^{-5}[m^3]$

$$\tau_{xy} = \frac{V * Q_i}{I * b} ; \text{Ecuación 28.}$$

$$\tau_{xy} = \frac{5010 [N] * 8.876 * 10^{-5}[m^3]}{4.19 * 10^{-6}[m^4] * 5 * 10^{-3}[m]}$$

$$\tau_{xy} = 21.2261 [MPa]$$

$\tau_{xy \text{ torsión}} = 0$; Debido a que no existen cargas de tipo axial actuando sobre la horquilla

A continuación se procede a calcular los esfuerzos principales combinados ejercidos sobre la viga, mediante las ecuaciones de los esfuerzos principales de Mohr.

$$\sigma_1 = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} + \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + (\tau_{xy})^2}$$

$$\sigma_2 = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} - \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + (\tau_{xy})^2}$$

$$\tau_{max} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + (\tau_{xy})^2}$$

Ecuación 29 Esfuerzos principales de Mohr

Fuente: (Mott R, 2006).

Dónde:

- σ_1 : Esfuerzo principal máximo. [MPa]
- σ_2 : Esfuerzo principal mínimo. [MPa]
- τ_{max} : Esfuerzo cortante máximo. [MPa]

Datos:

- $\sigma_x = 0$
- $\sigma_y = 47.8373$ [MPa]
- $\tau_{xy} = 21.2261$ [MPa]

$$\sigma_1 = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} + \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + (\tau_{xy})^2}$$

$$\sigma_1 = \frac{0 + 47.8373 \text{ [MPa]}}{2} + \sqrt{\left(\frac{0 - 47.8373 \text{ [MPa]}}{2}\right)^2 + (21.2261 \text{ [MPa]})^2}$$

$$\sigma_1 = 52.8975 \text{ [MPa]}$$

$$\sigma_2 = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} - \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + (\tau_{xy})^2}$$

$$\sigma_2 = \frac{0 + 47.8373 \text{ [MPa]}}{2} - \sqrt{\left(\frac{0 - 47.8373 \text{ [MPa]}}{2}\right)^2 + (21.2261 \text{ [MPa]})^2}$$

$$\sigma_2 = -11.0602 \text{ [MPa]}$$

$$\tau_{max} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + (\tau_{xy})^2}$$

$$\tau_{max} = \sqrt{\left(\frac{0 - 47.8373 \text{ [MPa]}}{2}\right)^2 + (21.2261 \text{ [MPa]})^2}$$

$$\tau_{max} = 31.9789 \text{ [MPa]}$$

Una vez se ha determinado los esfuerzos principales de Mohr, se calcula el esfuerzo máximo de Von Mises, denotado en la ecuación 30.

$$\sigma' = \sqrt{(\sigma_1)^2 - \sigma_1 \sigma_2 + (\sigma_2)^2}$$

Ecuación 30 Esfuerzo máximo de Von Mises

Fuente: (Mott R, 2006).

Datos:

- $\sigma_1 = 52.8975 \text{ [MPa]}$
- $\sigma_2 = -11.0602 \text{ [MPa]}$
- $\tau_{max} = 31.9789 \text{ [MPa]}$

$$\sigma' = \sqrt{(\sigma_1)^2 - \sigma_1 \sigma_2 + (\sigma_2)^2}; \text{ Ecuación 30.}$$

$$\sigma' = \sqrt{(52.8975 \text{ [MPa]})^2 - (52.8975 \text{ [MPa]})(-11.0602 \text{ [MPa]}) + (-11.0602 \text{ [MPa]})^2}$$

$$\sigma' = 59.2075 \text{ [MPa]}$$

En el diseño tanto de vigas como de columnas, es importante considerar las especificaciones para acero estructural aprobadas por la American Institute for Steel Construction – AISC.

Estas normas determinan claramente el factor de seguridad necesario para la selección del material de una viga o columna, de acuerdo con el método de cálculo de esfuerzos que se haya llevado a cabo; en este caso en específico, el método Load Resistance Factor Design (LRFD). Utilizando la ecuación 31.

Es así que se ha asumido un factor de seguridad “Fs” de 1.67, de acuerdo a lo determinado con *Specification for Structural Steel; Chapter F (Design of Members for Flexure); Pág. 104.*

$$F_s = \frac{S_y}{\sigma'}$$

Ecuación 31 Factor de Seguridad de Von Mises

Fuente: (Mott R, 2006)

$$F_s = \frac{S_y}{\sigma'}; \text{Ecuación 31.}$$

$$1.67 = \frac{S_y}{59.2075 \text{ [MPa]}}$$

$$S_y = 98.8765 \text{ [MPa]}$$

Una vez determinada resistencia a la fluencia (Sy) mínima que se necesita en las horquillas, se procede a buscar en tablas un acero con una resistencia a la fluencia más cercana a los parámetros establecidos durante el cálculo anterior. Sin embargo cabe mencionar que la norma NTE INEN 1 623:2009 establece solo 3 tipos de aceros para perfiles estructurales, tomando esto en cuenta se seleccionará un acero normalizado capaz de soportar las cargas requeridas.

Es así que se selecciona un acero ASTM - A36 el cual tiene una resistencia a la fluencia (Sy) de 250 [MPa].

De esta manera se procede a calcular nuevo factor de seguridad.

$$F_s = \frac{S_y}{\sigma'}; \text{Ecuación 31.}$$

$$F_s = \frac{250 [MPa]}{59.2075 [MPa]}$$

$$F_s = 4.2224$$

Las horquillas al ser elementos no arriostrado y con un solo punto de anclaje, es necesario calcular la carga máxima permisible sobre la viga, para esto se empleará la ecuación 32.

$$F_b = 0.60 S_y$$

Ecuación 32 Esfuerzo máximo permisible.

Fuente: (Manual de diseño para la construcción en acero AISC, 2005).

Dónde:

- F_b : Esfuerzo máximo para miembros en flexión con secciones compactas o no compactas y con longitudes no arriostradas [MPa]
- S_y : Resistencia a la fluencia del material [MPa]

$$F_b = 0.60 S_y ; \text{Ecuación 32.}$$

$$F_b = 0.60 * (250 [MPa])$$

$$F_b = 150 [MPa]$$

Una vez determinada las dimensiones y la composición de las horquillas se procede a calcular la deformación provocada por las cargas previamente establecidas.

Para unificar las cargas, como se muestra en la figura 32 Se usará el método de superposición y desplazamiento de fuerzas, el cual según *Pisarenko (1985)* determina que una fuerza puede ser desplazada hacia un nuevo punto de aplicación, a lo largo de un sistema lineal, generando un momento en dirección a la fuerza en

su nuevo punto de aplicación, a fin de mantener su efecto y el equilibrio del sistema anterior.

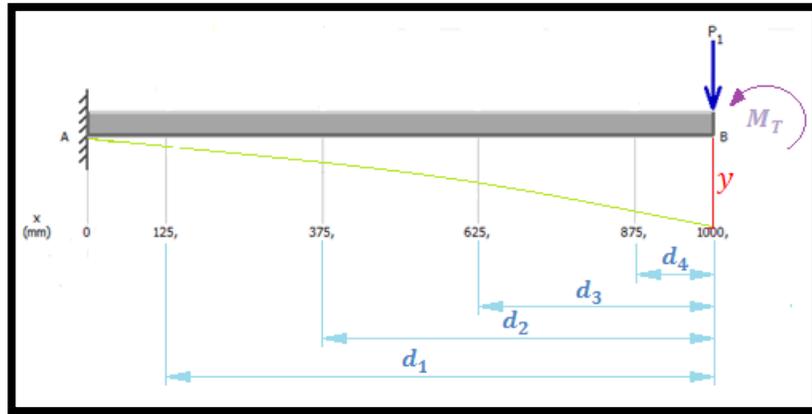


Figura 32 Deformación máxima y su ángulo en las horquillas.

Entonces de la consideración anterior se obtiene que:

$$P_1 = W_1 + W_2 + W_3 + W_4$$

$$P_1 = 1082.06 [N] + 1478.12 [N] + 1478.12 [N] + 1082.06 [N]$$

$$P_1 = 5120.36 [N]$$

Se procede a calcular cada uno de los momentos generados por las cargas desplazadas, y luego se procederá a sumarlos para obtener M_T , mostrado en la figura 32.

$$M_1 = W_1 + d_1 = 1082.06 [N] * 0.875 [m] = 946.805 [Nm]$$

$$M_2 = W_2 + d_2 = 1478.12 [N] * 0.625 [m] = 923.825 [Nm]$$

$$M_3 = W_3 + d_3 = 1478.12 [N] * 0.375 [m] = 554.295 [Nm]$$

$$M_4 = W_4 + d_4 = 1082.06 [N] * 0.125 [m] = 135.257 [Nm]$$

$$M_T = M_1 + M_2 + M_3 + M_4$$

$$M_T = 946.805 [Nm] + 923.825 [Nm] + 554.295 [Nm] + 135.257 [Nm]$$

$$M_T = 2854.887 [Nm]$$

Se calcula la flexión máxima empleando la ecuación 33.

$$y_v \text{ máx} = \frac{-P * L^3}{3 * E * I}$$

Ecuación 33 Deflexión máxima generada por la carga para vigas en voladizo

Fuente: (Mott R, 2006).

Dónde:

- $y_v \text{ máx}$: Deflexión máxima generada por la carga para vigas en voladizo. [m]
- I : Momento de inercia de la sección transversal [m^4]
- P : Carga. [N]
- L : Longitud del elemento. [m]
- E : Módulo de elasticidad del material [Pa]

$$y_v \text{ máx} = \frac{-P * L^3}{3 * E * I}; \text{Ecuación 33.}$$

$$y_v \text{ máx} = \frac{-5120.36 [N] * (1[m])^3}{3 * (200 * 10^9 [Pa]) * (4.19 * 10^{-6} [m^4])}$$

$$y_v \text{ máx} = -2.036 * 10^{-3} [m] = 2.036 [mm]$$

Después debe calcularse la deflexión generada por el momento, con la ecuación 34 provocado por el desplazamiento de cargas hacia el extremo.

$$y_m \text{ máx} = \frac{-M * L^2}{3 * E * I}$$

Ecuación 34 Deflexión máxima generada por un momento para vigas en voladizo

Fuente: (Mott R, 2006).

$$y_m \text{ máx} = \frac{-M * L^2}{3 * E * I}$$

$$y_m \text{ máx} = \frac{-2854.887 [Nm] * (1[m])^2}{3 * (200 * 10^9 [Pa]) * (4.19 * 10^{-6} [m^4])}$$

$$y_{m \text{ máx}} = 1.07 * 10^{-3} [m] = 1.07 [mm]$$

Entonces al sumar las dos deflexiones causadas por la carga y el momento se obtiene una deflexión máxima total.

$$y_{\text{máx}} = y_{m \text{ máx}} + y_{v \text{ máx}} = 1.07 [mm] + 2.036 [mm] = 3.043 [mm]$$

Como la deflexión es muy poca, se considera a la curva de deflexión como una recta, es así que se procede a calcular el ángulo máximo de deflexión con la función trigonométrica de la tangente. Entonces se obtiene que:

$$tg \theta = \left(\frac{y_{\text{máx}}}{L} \right)$$

$$\theta = tg^{-1} \left(\frac{y_{v \text{ máx}}}{L} \right)$$

$$\theta = tg^{-1} \left(\frac{2.036 * 10^{-3} [m]}{1 [m]} \right) = 0.11^\circ$$

b. Selección de suelda

Se seleccionó un electrodo AWS - E7018 debido a su resistencia a la tensión igual a 445 [MPa], su uso recomendado para elementos que soporten grandes carga, según INDURA. Además ninguno de los esfuerzos antes calculados sobrepasa la resistencia a la fluencia de este material de aporte, lo que garantiza que esta unión no sufrirá algún tipo de daño al ser sometida a las cargas requeridas por la empresa 2L.

c. Análisis estático de la horquilla

Una vez que se ha dimensionado la horquilla y que se ha seleccionado el material para su construcción, se procederá a realizar la simulación en el programa SolidWorks 2014.

Al tratarse de un análisis con carga estática se ha considerado el mallado más fino que tiene SolidWorks para los elementos que ejercerán tensión

máxima en sus nodos, obteniendo 32469 elementos y generando 60455 nodos, con los cuales se obtuvo resultados de gran precisión.

Primero se procede el análisis de la tensión máxima de Von Mises como se muestra en la figura 33. De donde se observa que el rango de este parámetro varía entre $0.2619 [Pa]$ hasta su límite elástico de $261.9 [MPa]$, este rango nos indica que el cálculo se realizó de forma correcta ya que el esfuerzo máximo de von mises que se determinó fue de $59.2075 [MPa]$.

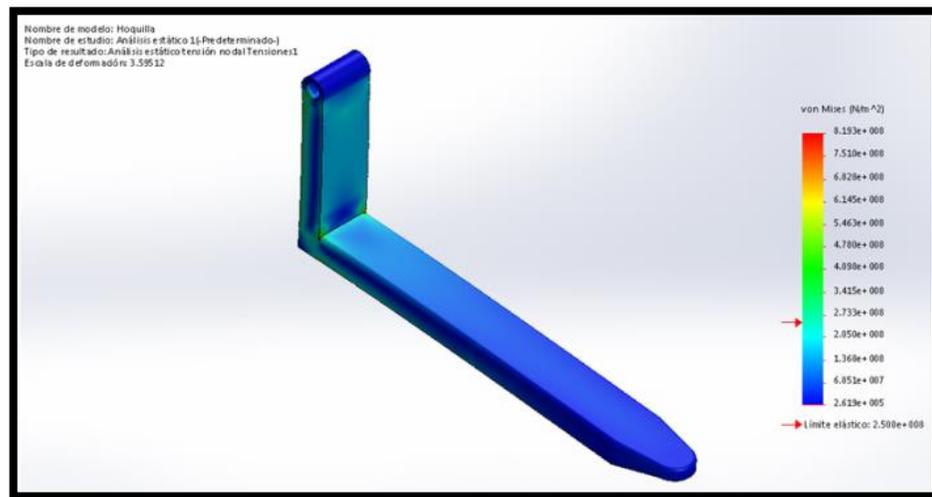


Figura 33 Esfuerzo máximo de von Mises en la horquilla

De forma seguida se procede a simular y determinar los límites del factor de diseño en este elemento, y según se observa en la figura 34. Este varía desde 0.2 a 79, mientras que el factor de diseño que se determinó

anteriormente en la sección de diseño fue de 4.22. Por este motivo se puede concluir que el diseño se realizó de forma correcta.

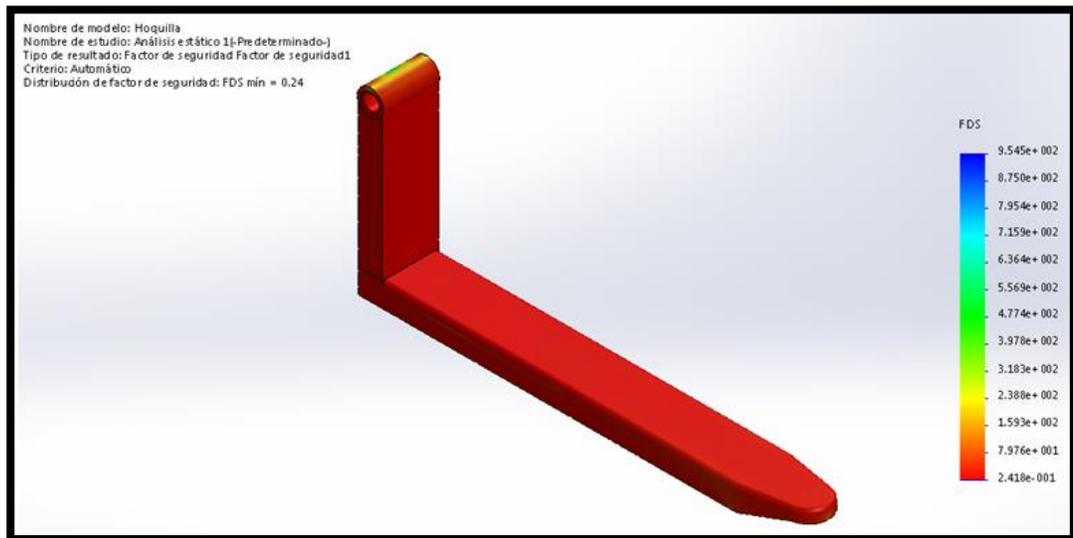


Figura 34 Factor de seguridad de la horquilla.

Por último se procederá a simular la deflexión en las horquillas. De donde se obtuvo un la figura 35. En la que se observa una variación en la deflexión de este elemento que va desde $1 \cdot e-006$ [mm] a 3.092 [mm], mientras que la deflexión obtenida en la etapa de cálculo fue de 3.036 [mm]. Por este motivo se puede concluir que el diseño se realizó de forma correcta.

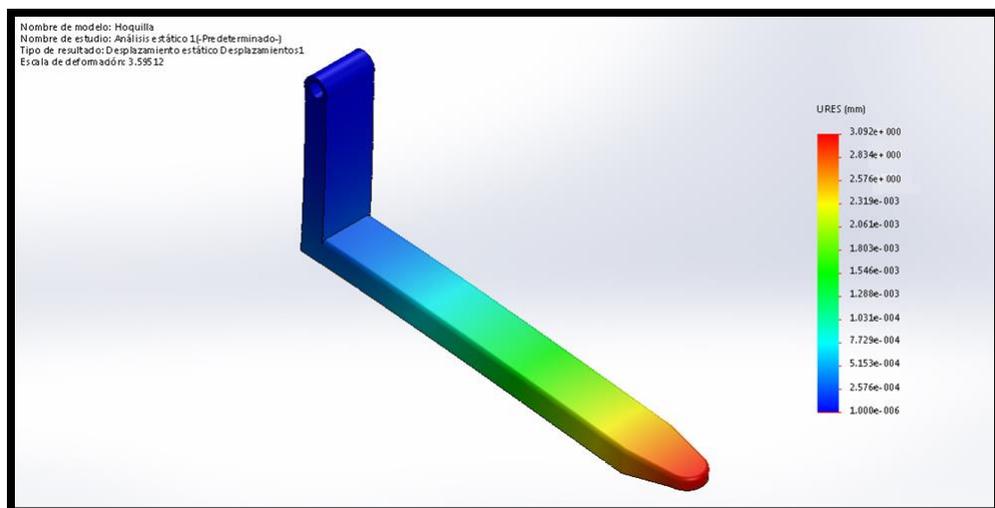


Figura 35 Deflexión máxima en las horquillas.

Al comparar los resultados de la simulación con los cálculos realizados anteriormente se puede denotar que el dimensionamiento y selección de material de las horquillas se hizo de forma correcta, de esta forma se despliegan estos resultados en la tabla 12

Tabla 12

Tabla comparativa diseño vs. Simulación de las horquillas.

Parámetro	Simulación en SolidWorks 2014		Cálculos
	Mínimo	Máximo	
Tensión de Von Mises (σ')	0.269	261.9	59.21 [MPa]
Factor de seguridad (F_s)	0.2	79	4.2
Deflexión máxima ($y_{m\acute{a}x}$)	1*e-006	3.036	3.092 [mm]

3.2.2. Porta horquillas

Sobre este elemento va asentadas las horquillas, por lo que el porta horquillas debe diseñarse de tal manera que sea capaz de soportar el peso de las horquillas (32 [kg]) y el de la carga 1000 [kg].

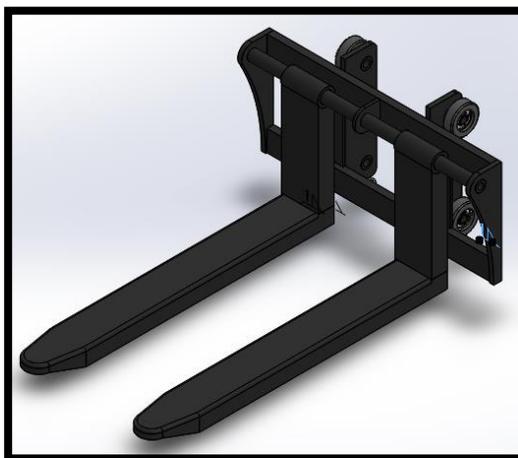


Figura 36 Porta Horquillas

a. Eje central

Se analiza la mitad del eje como se muestra en la figura 37, ya que en esta parte posee un apoyo además la carga que tiene que soportar en las dos mitades es exactamente la misma.

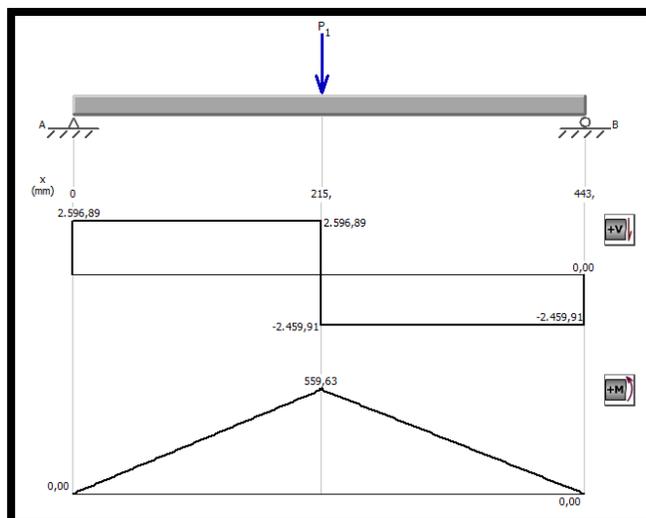


Figura 37 Diagrama de esfuerzos y momentos sobre el eje del porta horquillas.

Debido a que no existe una norma bien definida en lo que respecta al dimensionamiento de tubería estructural de tipo circular, cuadrado o rectangular por parte del INEN (Instituto Ecuatoriano de Normalización).

Se usa el catálogo y tablas de dimensionamiento generadas por la empresa IPAC – Duferco Group, una empresa ecuatoriana que también se rige bajo las normas ASTM para el dimensionamiento de sus materiales.

Se usará el tubo de tipo circular especificado cuyas dimensiones están especificadas en el Anexo L.

Como primer paso se procede a calcular esfuerzos que se producen por la flexión y esfuerzos de corte

$$\sigma_y = \frac{M_{max}}{W} ; \text{Ecuación 27.}$$

$$\sigma_y = \frac{559.63 [Nm]}{4.016 * 10^{-6} [m^3]}$$

$$\sigma_y = 139.33 [MPa]$$

$$\sigma_x = 0$$

$$\tau_{xy} = \frac{V * Q}{I * b}; \text{Ecuación 28.}$$

$$\tau_{xy} = \frac{2596.89 [N] * 5.0187 * 10^{-6} [m^3]}{8.033 * 10^{-8} [m^4] * 9 * 10^{-3} [m]}$$

$$\tau_{xy} = 18.034 [MPa]$$

$$\tau_{xy \text{ torsión}} = 0$$

Se procede a calcular los esfuerzos principales de Mohr.

$$\sigma_1 = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} + \sqrt{\left(\frac{\sigma_x \text{ axial} - \sigma_y \text{ flex}}{2}\right)^2 + (\tau_{xy})^2}; \text{Ecuación 29}$$

$$\sigma_1 = \frac{0 + 139.33 [MPa]}{2} + \sqrt{\left(\frac{0 - 139.33 [MPa]}{2}\right)^2 + (18.034 [MPa])^2}$$

$$\sigma_1 = 141.6263 [MPa]$$

$$\sigma_2 = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} - \sqrt{\left(\frac{\sigma_x \text{ axial} - \sigma_y \text{ flex}}{2}\right)^2 + (\tau_{xy})^2}; \text{Ecuación 29.}$$

$$\sigma_2 = \frac{0 + 139.33 [MPa]}{2} - \sqrt{\left(\frac{0 - 139.33 [MPa]}{2}\right)^2 + (18.034 [MPa])^2}$$

$$\sigma_2 = -2.2963 [MPa]$$

$$\tau_{max} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + (\tau_{xy})^2}; \text{Ecuación 29}$$

$$\tau_{max} = \sqrt{\left(\frac{0 - 139.33 [MPa]}{2}\right)^2 + (18.034 [MPa])^2}$$

$$\tau_{max} = 71.961 [MPa]$$

Luego se procede a calcular el esfuerzo máximo de Von

$$\sigma' = \sqrt{(\sigma_1)^2 - \sigma_1 \sigma_2 + (\sigma_2)^2}; \text{Ecuación 30.}$$

$$\sigma' = \sqrt{(141.6263 [MPa])^2 - (141.6263 [MPa])(-2.2963 [MPa]) + (-2.2963 [MPa])^2}$$

$$\sigma' = 142.75 \text{ [MPa]}$$

Como este elemento ya está definido el material de acuerdo con la tabla de IPAC, en el Anexo L, el material acero ASTM A500 grado C, con un $S_y = 343.2328 \text{ [MPa]}$. Con estos datos se procede a calcular el factor de seguridad

$$F_s = \frac{S_y}{\sigma'} ; \text{Ecuación 31.}$$

$$F_s = \frac{343.2328 \text{ [MPa]}}{142.75 \text{ [MPa]}}$$

$$S_y = 2.40 \text{ [MPa]}$$

Este factor de seguridad es superior al 1.67 recomendado por la AISC; entonces se concluye que el material seleccionado, y las dimensiones en este elemento resistirán las cargas de trabajo propuestas.

Una vez determinadas las cargas y el material empleado en este elemento, se procederá a determinar la deflexión y ángulo de deflexión máxima que la carga le provoca a este elemento, como se muestra en la figura 3.21.

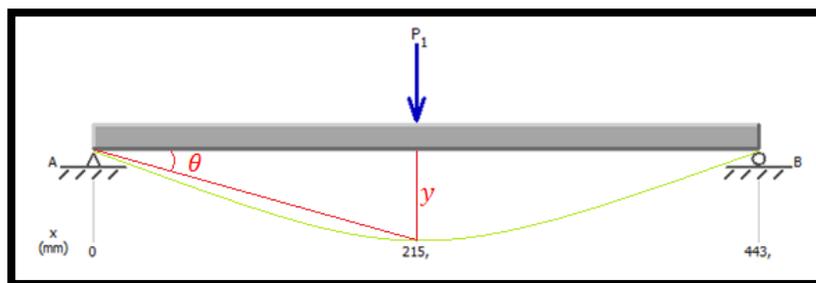


Figura 38 Ángulo y deflexión máxima del eje porta horquillas.

$$y_{m\acute{a}x} = \frac{-P * L^3}{48 E * I}$$

Ecuación 35 Deflexión máxima en vigas simplemente apoyadas

Fuente: (Mott R, 2006).

Dónde:

- $y_{m\acute{a}x}$: Deflexión máxima del elemento. [m]
- I : Momento de inercia de la sección transversal [m^4]
- P : Carga. [N]
- L : Longitud del elemento. [m]
- E : Módulo de elasticidad del material [Pa]

$$y_{m\acute{a}z} = \frac{-P * L^3}{48 E * I}; \text{Ecuación 35.}$$

$$y_{m\acute{a}z} = \frac{-5056.8 [N] * (0.443 [m])^3}{48 (200 * 10^9 [Pa]) * (8.033 * 10^{-8} [m^4])}$$

$$y_{m\acute{a}z} = -5.702 * 10^{-4} [m] = 0.5 [mm]$$

$$tg \theta = \frac{y_{m\acute{a}x}}{L}$$

$$\theta = tg^{-1} \left(\frac{5.702 * 10^{-4} [m]}{0.215 [m]} \right)$$

$$\theta = 0.15^\circ$$

3.2.3. Vigas laterales inferiores

Sobre estos elementos se asientan las horquillas y sobre las cuales va asentada la carga, pero la carga solo se distribuirá de forma puntual a lo largo de la superficie sin arristrar.

Por lo tanto se tiene una longitud de análisis de 440 mm, sobre la cual estarán distribuidas las cargas ya calculadas en el ítem anterior.

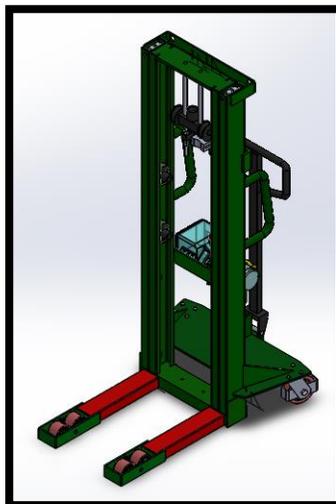


Figura 39 Ubicación del elemento en la estructura final.

Como primer paso se determina las fuerzas cortantes y momentos generados en este elemento debido al peso de los rollos de PVC mediante el programa MDsolids 14.1, como se muestra en la figura 40.

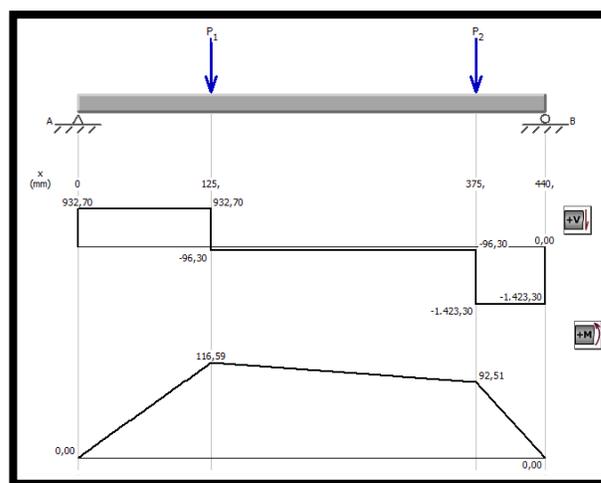


Figura 40 Diagrama de esfuerzos y momentos sobre las vigas laterales.

Para este elemento se selecciona un tubo rectangular 100x60x4, del distribuidor de tubería y perfiles estructurales, ProAcero. El catálogo de este elemento se encuentra detallado en el Anexo M. Es así que se tiene:

$$\sigma_y = \frac{M_{max}}{W} ; \text{Ecuación 27.}$$

$$\sigma_y = \frac{116,99 [Nm]}{3,094 * 10^{-5} [m^3]}$$

$$\sigma_y = 3.7927 \text{ [MPa]}$$

$$\sigma_x = 0$$

$$\tau_{xy} = \frac{V * Q}{I * b} ; \text{Ecuación 28.}$$

$$\tau_{xy} = \frac{1423.30 \text{ [N]} * 1.761 * 10^{-3} \text{ [m}^3\text{]}}{1.52 * 10^{-6} \text{ [m}^4\text{]} * 4 * 10^{-3} \text{ [m]}}$$

$$\tau_{xy} = 41.0924 \text{ [MPa]}$$

$$\tau_{xy \text{ torsión}} = 0$$

Se calcula de los esfuerzos principales combinados de Mohr ejercidas sobre la viga.

Datos:

- $\sigma_x = 0$
- $\sigma_y = 3.7927 \text{ [MPa]}$
- $\tau_{xy} = 41.0924 \text{ [MPa]}$

$$\sigma_1 = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} + \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + (\tau_{xy})^2} ; \text{Ecuación 29}$$

$$\sigma_1 = \frac{0 + 3.7927 \text{ [MPa]}}{2} + \sqrt{\left(\frac{0 - 3.7927 \text{ [MPa]}}{2}\right)^2 + (41.0924 \text{ [MPa]})^2}$$

$$\sigma_1 = 42.983 \text{ [MPa]}$$

$$\sigma_2 = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} - \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + (\tau_{xy})^2} ; \text{Ecuación 29}$$

$$\sigma_2 = \frac{0 + 3.7927 \text{ [MPa]}}{2} - \sqrt{\left(\frac{0 - 3.7927 \text{ [MPa]}}{2}\right)^2 + (41.0924 \text{ [MPa]})^2}$$

$$\sigma_2 = -39.2807 \text{ [MPa]}$$

$$\tau_{max} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + (\tau_{xy})^2} ; \text{Ecuación 29}$$

$$\tau_{max} = \sqrt{\left(\frac{0 - 3.7927 \text{ [MPa]}}{2}\right)^2 + (41.0924 \text{ [MPa]})^2}$$

$$\tau_{max} = 41.1374 \text{ [MPa]}$$

Se procede a calcular el esfuerzo máximo de Von Mises.

Datos:

- $\sigma_1 = 42.983 \text{ [MPa]}$
- $\sigma_2 = -39.2807 \text{ [MPa]}$

$$\sigma' = \sqrt{(\sigma_1)^2 - \sigma_1 \sigma_2 + (\sigma_2)^2}; \text{ Ecuación 30.}$$

$$\sigma' = \sqrt{(42.983 \text{ [MPa]})^2 - (42.983 \text{ [MPa]})(-39.2807 \text{ [MPa]}) + (-39.2807 \text{ [MPa]})^2}$$

$$\sigma' = 72.2681 \text{ [MPa]}$$

$F_s = 1.67$, de acuerdo con *Specification for Structural Steel; Chapter F (DESIGN OF MEMBERS FOR FLEXURE)*; pág. 104

$$F_s = \frac{S_y}{\sigma'}; \text{ Ecuación 31.}$$

$$1.67 = \frac{S_y}{72.2681 \text{ [MPa]}}$$

$$S_y = 120.6877 \text{ [MPa]}$$

$$F_s = \frac{250 \text{ [MPa]}}{72.2681 \text{ [MPa]}}$$

$$F_s = 3.359$$

a. Análisis estático de las laterales vigas inferiores

Para realizar la simulación en SolidWorks 2014 se seleccionó el mallado más fino generado por este programa, obteniendo de esta manera 38572 elementos y 77717 nodos.

Como se muestra en la figura 41 los rangos del esfuerzo máximo de Von Mises en estos elementos varían desde 0.23 [Pa] hasta 107.8 [MPa], dando un resultado acorde al calculado en la sección anterior el cual fue de 72.2681 [MPa].

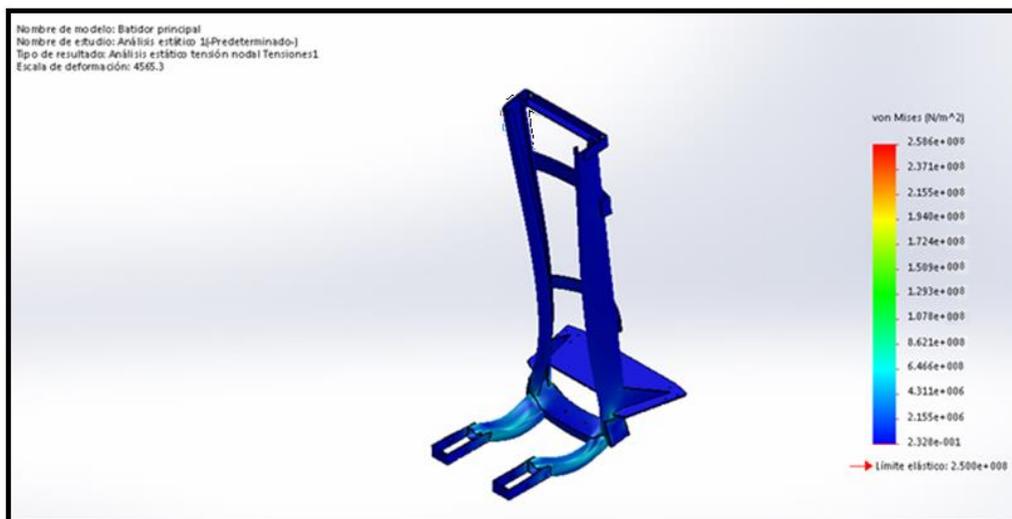


Figura 41 Esfuerzo máximo de Von Mises en las vigas laterales

Se observa en la figura 42. Este varía desde 0.966 a 89.5, mientras que el factor de diseño que se determinó anteriormente en la sección de diseño fue de 3.359. Por este motivo se puede concluir que el diseño se realizó de forma correcta.



Figura 42 Factor de seguridad de las vigas inferiores

Por último se procede a simular la deflexión en las vigas laterales inferiores. De donde se obtuvo un la figura 43, en la que se observa una deflexión casi nula en estos elementos, la cual varía desde $1 \cdot 10^{-30}$ [mm] a $8.727 \cdot 10^{-06}$ [mm].

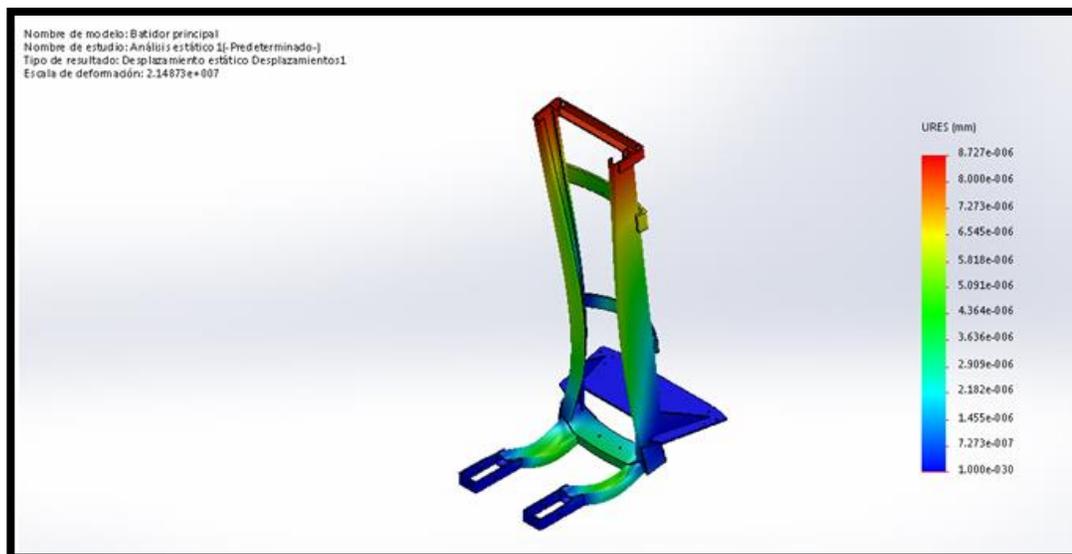


Figura 43 Deflexión máxima en las vigas laterales inferiores

Al comparar los resultados de la simulación con los cálculos realizados anteriormente se puede denotar que el dimensionamiento y selección de material de las horquillas se hizo de forma correcta, de esta desplegamos estos resultados en la tabla 13.

Tabla 13

Tabla comparativa de diseño vs simulación vigas inferiores laterales

Parámetro	Simulación en SolidWorks 2014		Cálculos
	Mínimo	Máximo	
Tensión de Von Mises (σ')	0.23	107.8	72.2681 [MPa]
Factor de seguridad (F_s)	0.966	89.5	3.359

3.2.4. Viga central inferior

Esta viga es de vital importancia ya que sobre ella está asentado el actuador hidráulico. También debe diseñarse de tal manera que sea capaz de soportar el peso de las horquillas (32 [kg]); el porta horquillas (47 [kg]) y finalmente de la carga que se pretende apilar, la cual es de máximo 1000 [kg].

Para este tipo de elemento se ha seleccionado un perfil estructural de tipo UPN y su ubicación se muestra en la figura 44.

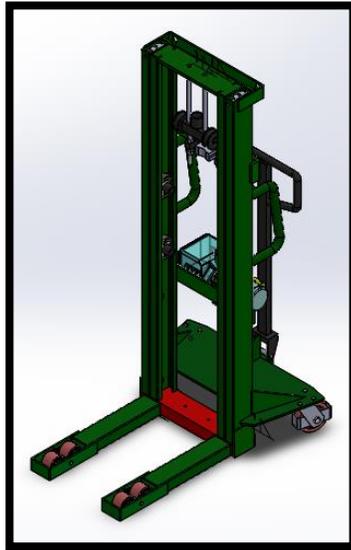


Figura 44 Ubicación de la UPN en la estructura

a. Selección de material de la viga central

Sobre este elemento se ejerce una carga puntual en la mitad exacta de la viga y como ya se mencionó anteriormente esta viga debe soportar el peso combinado de los elementos más la carga.

$$m = (1000 + 32 + 47)[kg] = 1129 [kg]$$

$$W = m * g$$

$$W = 1129 [kg] * 9.8 \left[\frac{m}{s^2} \right] = 11064.2 [N]$$

De esta manera se obtiene la carga puntual mostrada en la figura 45.

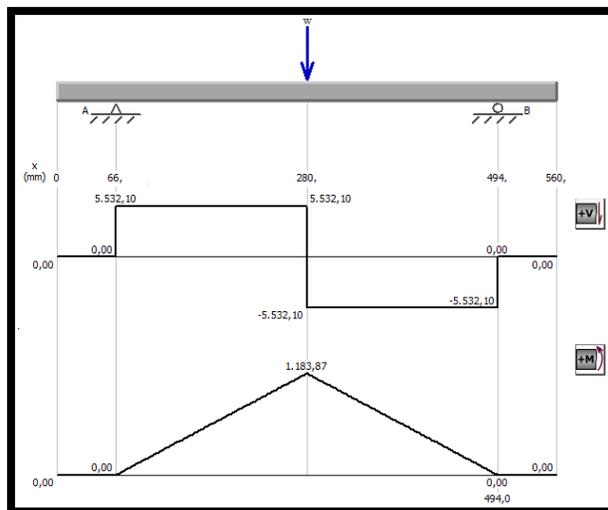


Figura 45 Diagrama de esfuerzos y momentos sobre la viga central.

Tomando en cuenta la norma NTE INEN 1 623:2009, se selecciona el perfil estructural UPN 125 x 60 x 5, el cual se encuentra especificado en el Anexo J. Por lo se tiene que:

$$\sigma_y = \frac{M_{max}}{S}; Ecuación 27.$$

$$\sigma_y = \frac{1183.87 [Nm]}{4.2711 * 10^{-5} [m^3]}$$

$$\sigma_y = 27.7188 [MPa]$$

$$\sigma_x = 0$$

$$\tau_{xy} = \frac{V * Q}{I * b}; Ecuación 28.$$

$$\tau_{xy} = \frac{5532.10 [N] * 1.7145 * 10^{-5} [m^3]}{3.936 * 10^{-7} [m^4] * 5 * 10^{-3} [m]}$$

$$\tau_{xy} = 60.2438 [MPa]$$

$$\tau_{xy \text{ torsión}} = 0$$

Se calcula de los esfuerzos principales combinados de Mohr ejercidos sobre la viga central.

Datos:

- $\sigma_x = 0$
- $\sigma_y = 27.7188 \text{ [MPa]}$
- $\tau_{xy} = 60.2438 \text{ [MPa]}$

$$\sigma_1 = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} + \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + (\tau_{xy})^2}; \text{Ecuación 29.}$$

$$\sigma_1 = \frac{0 + 27.7188 \text{ [MPa]}}{2} + \sqrt{\left(\frac{0 - 27.7188 \text{ [MPa]}}{2}\right)^2 + (60.2438 \text{ [MPa]})^2}$$

$$\sigma_1 = 75.6765 \text{ [MPa]}$$

$$\sigma_2 = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} - \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + (\tau_{xy})^2}; \text{Ecuación 29.}$$

$$\sigma_2 = \frac{0 + 27.7188 \text{ [MPa]}}{2} - \sqrt{\left(\frac{0 - 27.7188 \text{ [MPa]}}{2}\right)^2 + (60.2438 \text{ [MPa]})^2}$$

$$\sigma_2 = -47.4584 \text{ [MPa]}$$

$$\tau_{max} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + (\tau_{xy})^2}; \text{Ecuación 29.}$$

$$\tau_{max} = \sqrt{\left(\frac{0 - 27.7188 \text{ [MPa]}}{2}\right)^2 + (60.2438 \text{ [MPa]})^2}$$

$$\tau_{max} = 61.8745 \text{ [MPa]}$$

Luego se calcula esfuerzo máximo de Von Mises.

Datos:

- $\sigma_1 = 75.6765$
- $\sigma_2 = -47.4584 \text{ [MPa]}$

$$\sigma' = \sqrt{(\sigma_1)^2 - \sigma_1 \sigma_2 + (\sigma_2)^2}; \text{Ecuación 30.}$$

$$\sigma' = \sqrt{(75.6765 \text{ [MPa]})^2 - (75.6765 \text{ [MPa]})(-47.4584 \text{ [MPa]}) + (-47.4584 \text{ [MPa]})^2}$$

$$\sigma' = 107.9631 \text{ [MPa]}$$

$F_s = 1.67$, de acuerdo con *Specification for Structural Steel*; Chapter F (DESIGN OF MEMBERS FOR FLEXURE); pág 104

$$F_s = \frac{S_y}{\sigma'} ; \text{Ecuación 30.}$$

$$1.67 = \frac{S_y}{107.9631 \text{ [MPa]}}$$

$$S_y = 215.9292 \text{ [MPa]}$$

Con la fluencia S_y de 215.95, recién calculada, se busca en la norma NTE INEN 1 623:2009 un acero de igual o mayor fluencia que sea capaz de soportar las cargas determinadas anteriormente. Así se tiene como resultado que el acero ASTM - A36, el cual tiene una resistencia a la fluencia S_y de 250 [MPa], es apto para satisfacer la necesidad requerida.

Después se procede a calcular el nuevo factor de seguridad.

$$F_s = \frac{S_y}{\sigma'} ; \text{Ecuación 31}$$

$$F_s = \frac{250 \text{ [MPa]}}{107.9631 \text{ [MPa]}}$$

$$F_s = 2.3156$$

Una vez determinadas las cargas y el material empleado en este elemento, se procede a determinar la deflexión y ángulo de deflexión máxima que la carga le provoca a este elemento, como se muestra en la figura 46.

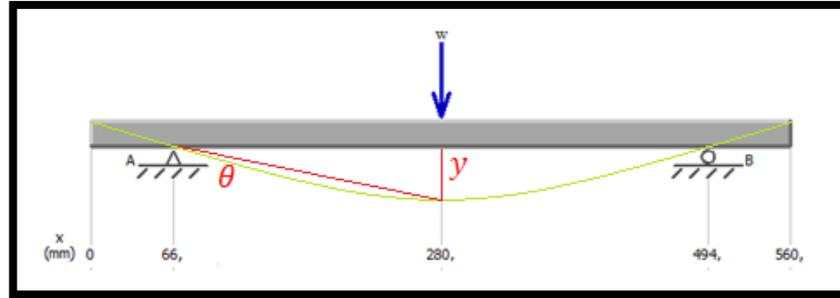


Figura 46 Ángulo y deflexión máxima de la viga central.

$$y_{m\acute{a}z} = \frac{-P * L^3}{48 E * I}; Ecuaci3n 35.$$

$$y_{m\acute{a}z} = \frac{-11064.2 [N] * (0.214 [m])^3}{48 (200 * 10^9 [Pa]) * (3.936 * 10^{-7} [m^4])}$$

$$y_{m\acute{a}z} = -6.869 * 10^{-5} [m] = 0.0686 [mm]$$

$$tg \theta = \frac{y_{m\acute{a}x}}{L}$$

$$\theta = tg^{-1} \left(\frac{6.869 * 10^{-5} [m]}{0.214 [m]} \right)$$

$$\theta = 0.0184^\circ$$

b. Análisis estático de la viga central

Al igual que con los elementos anteriores se selecciona el mallado más pequeño, generándose 38883 elementos y 78305 nodos. De esto se obtiene el rango de resultados mostrados en la figura 3.30. Los cuales varían desde 0.1371 [Pa] a 159.7[MPa], donde se observa que el resultado calculado anteriormente de 107.96 [MPa], está dentro de este rango.

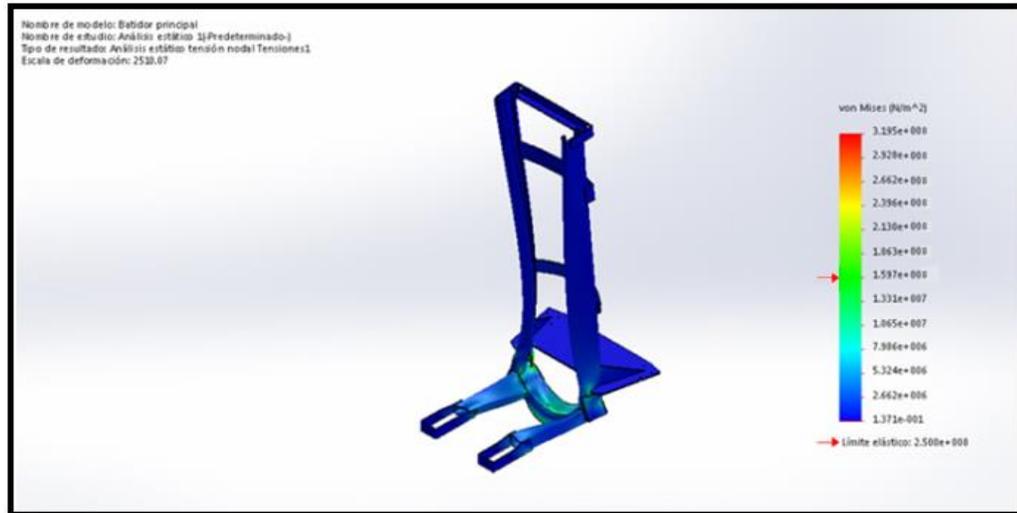


Figura 47 Esfuerzo máximo de Von Mises de la Viga central

Luego se procede a simular y determinar los límites del factor de diseño en este elemento, y según se observa en la figura 48. Este factor varía desde 0.652 a 30.39, mientras que el factor de diseño que se determinó anteriormente en la sección de diseño fue de 2.3156. Por este motivo se puede concluir que el diseño se realizó de forma correcta.

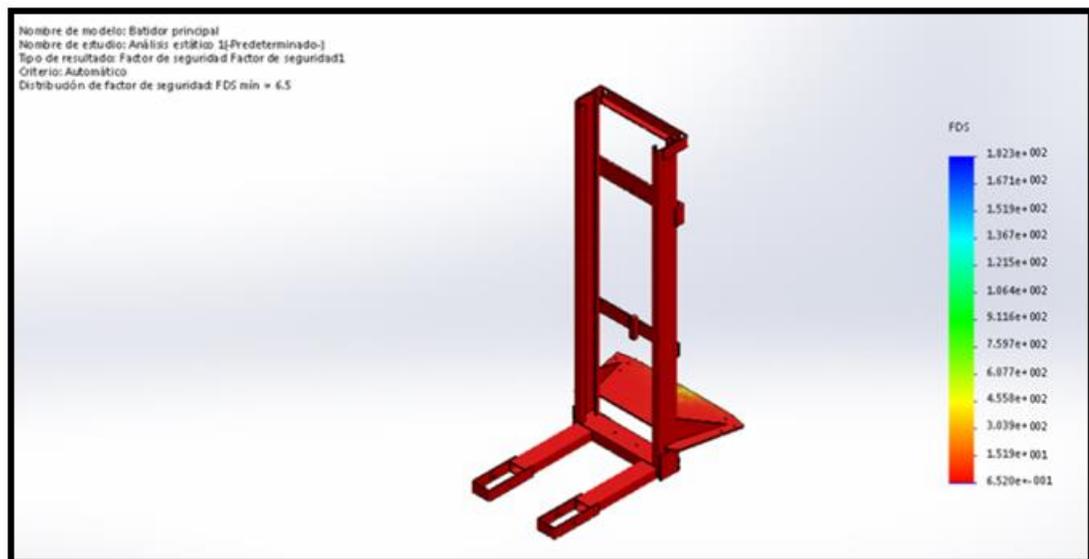


Figura 48 Factor de seguridad de la viga central.

Por último se procede a simular la deflexión en la viga central. De donde se obtuvo un la figura 49, en la que se observa una deflexión casi nula en estos elementos, la cual varía desde $1 \cdot 10^{-30}$ [mm] a 0.07 [mm], mientras que la deflexión máxima calculada fue de 0.0686 [mm].

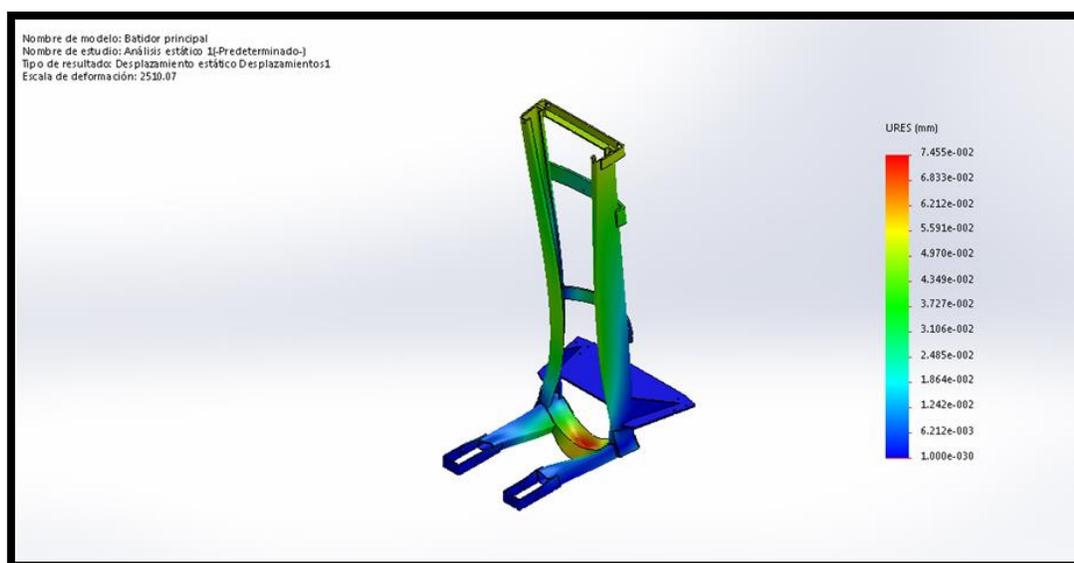


Figura 49 Deflexión máxima de la viga

Por último en la tabla 14 quedan denotados los valores calculados anteriormente y los rangos de diseño obtenidos en la simulación con SolidWorks 2014.

Tabla 14

Tabla comparativa Diseño vs. Simulación de la viga central.

Parámetro	Simulación en SolidWorks 2014		Cálculos
	Mínimo	Máximo	
Tensión de Von Mises (σ')	0.137	159.7	107.96 [MPa]
Factor de seguridad (F_s)	0.652	30.39	2.315
Deflexión máxima ($y_{m\acute{a}x}$)	$1 \cdot 10^{-30}$	0.07	0.0686 [mm]

3.2.5. Columnas

Primero se establece la longitud de la columna $L = 1.8$ m. y además se selecciona un perfil estructural tipo “G” de acuerdo con la norma NTE INEN 1 623:2009. Es así que se selecciona el perfil estructural G 125x50x30x6. Mostrado en la figura 50 Los datos descriptivos de este perfil se encuentran en el Anexo K.

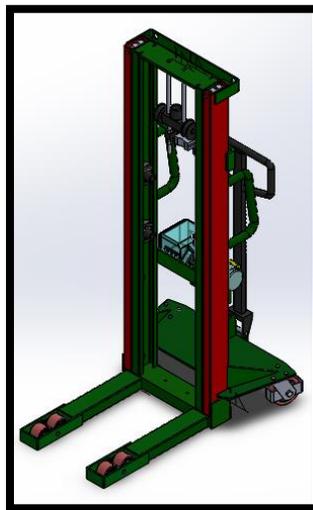


Figura 50 Ubicación de las columnas en la estructura final

$Le = L * K$; Ecuación 7. El valor de K se obtuvo de la Figura 13.

$$Le = 1.8 [m] * 2.1 = 3.78 [m]$$

$$r = \sqrt{\frac{I}{A}} ; \text{Ecuación 8.}$$

$$r = \sqrt{\frac{4.869 * 10^{-7} [m^4]}{1.447 * 10^{-3} [m^2]}} = 0.0183 [m] ; \text{Ecuación 8.}$$

Por motivos de buscar la uniformidad estructural, se emplea un acero ASTM A36 en las columnas, al igual que en las vigas. Este elemento debe tener un factor de seguridad igual a dos.

$$C_c = \sqrt{\frac{2\pi^2 * E}{S_y}} ; \text{Ecuación 9.}$$

$$C_c = \sqrt{\frac{2\pi^2 * 2.0593 * 10^{11} [Pa]}{250 * 10^6 [Pa]}} = 127.51306$$

$$\text{Relacion de esbeltez} = \frac{Le}{r} ; \text{Ecuación 10.}$$

$$\text{Relacion de esbeltez} = \frac{3.78 [m]}{0.0183 [m]} = 206.065$$

$$\text{Relacion de esbeltez} > C_c ; \text{Ecuación 11.}$$

Como la desigualdad es verdadera, se analiza como una columna larga, entonces se emplea la ecuación para calcular la carga crítica de Euler.

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 EA}{\text{Relacion de esbeltez}^2} ; \text{Ecuación 12.}$$

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 (2.0593 * 10^{11} [Pa]) (1.447 * 10^{-3} [m^2])}{(206.065)^2}$$

$$P_{cr} = 69259.5123 [N]$$

$$P_a = \frac{P_{cr}}{F_s} ; \text{Ecuación 14.}$$

$$P_a = \frac{69,259 [kN]}{2}$$

$$P_a = 32.6295 [kN]$$

Finalmente se elabora la simulación en SolidWorks, donde como se muestra en la figura 51 se obtiene un factor de seguridad F_s igual 2.2828, lo que indica que el diseño se realizó de forma correcta, ya que durante el cálculo anterior se había establecido como condición un factor de seguridad mínimo de 2, de acuerdo con lo establecido por *Cold-Formed Steel Desing* de la AISC.

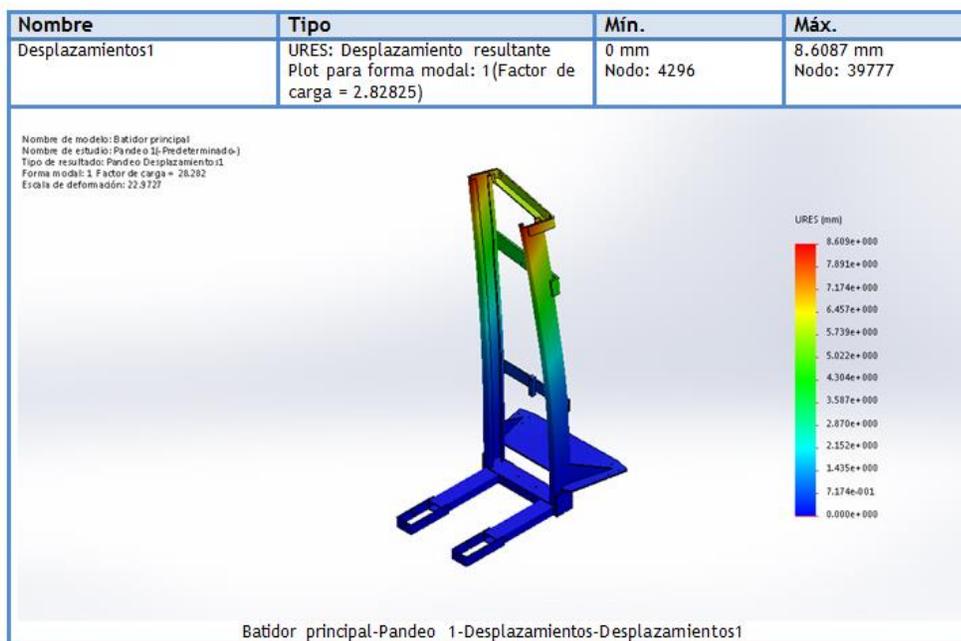


Figura 51 Factor de seguridad de las columnas sometidas a compresión.

3.2.6. Cálculo y selección de rodamientos

Para el cálculo de este tipo de elementos se debe tomar en cuenta a la velocidad a la que se encuentran girando, es decir su velocidad angular (ω). Para esto primero se determina su velocidad lineal. Los datos obtenidos en este cálculo son extraídos de la tabla 7.

Datos:

- $d = 2.5 [m]$
- $t = 25 [s]$

$$v = \frac{d}{t}$$

$$v = \frac{2.5 [m]}{25 [s]} = 0.1 \left[\frac{m}{s} \right]$$

$$v = \omega * r$$

Ecuación 36 Velocidad lineal en función de la velocidad angular.

Fuente: (Máximo A. & Alvarenga B, 1998).

Dónde:

- v : Velocidad lineal o tangencial a la que gira la polea. $\left[\frac{m}{s}\right]$
- ω : Velocidad angular de la polea. $[rad/s]$
- r : Radio de la polea. $[m]$

$$v = \omega * r ; Ecuación 36.$$

$$0.1 \left[\frac{m}{s}\right] = \omega * 0.053[m]$$

$$\omega = 1.887 \left[\frac{rad}{s}\right] = 18.017 [rpm]$$

Usando la ecuación 4 y tomando en cuenta que la carga axial es relativamente despreciable ($F_a \approx 0$) se obtiene que:

$$F_e = XV F_r ; Ecuación 4.$$

$$V = 1.2 \text{ Anillo exterior rotatorio}$$

$$X = 1$$

$$F_r = 250 [kg] = 2450 [N]$$

$$F_e = 1 * 1.2 * 2450 [N] = 2940 [N]$$

$$L_{10h} = \left(\frac{1000000}{60\omega}\right) \left(\frac{C}{F_e}\right)^P$$

Ecuación 37 Duración nominal en para rodamientos de bolas o rodillos.

Fuente: (Velasteguí T, 2009).

Dónde:

- L_{10h} : Duración nominal en horas de servicio 50000 recomendado para montacargas según Finning CAT.
- F_e : Carga equivalente [N]
- ω : Velocidad angular nominal del rodamiento [rpm]
- C : Capacidad de carga estática [N]
- P : Constante exponencial igual a 3 para rodamientos de bolas.

$$L_{10h} = \left(\frac{1000000}{60\omega} \right) \left(\frac{C}{F_e} \right)^P; \text{Ecuación 37.}$$

$$10000 = \left(\frac{1000000}{60 * 18.017 \text{ [rpm]}} \right) \left(\frac{C}{2940 \text{ [N]}} \right)^3$$

$$C = 2940 \text{ [N]} * \sqrt[3]{\frac{60 * 18.017 \text{ [rpm]} * 50000}{1000000}}$$

$C = 6800.67 \text{ [N]}$; Con esta carga se escoge un rodamiento existente en el mercado nacional capaz de soportar los requerimientos de diseño.

Así queda definido el rodamiento 6207 2RS. Cuyas características están especificadas a detalle en el Anexo N.

3.2.7. Diseño y selección de cadenas

Al tratarse de cadenas de elevación y no de transmisión, un parámetro importante a tomar en cuenta es la resistencia a la tracción de la cadena. Este valor que se puede obtener determinando la carga que máxima que va a ser levantada por la cadena.

$$m = (1000 + 32 + 47) \text{ [kg]} = 1079 \text{ [kg]}$$

$$W = m * g$$

$$W = 1079 [kg] * 9.8 \left[\frac{m}{s^2} \right] = 10574.2 [N]$$

Una vez determinada la carga máxima se procede a seleccionar en el catálogo, una cadena capaz de soportarla. Como una breve acotación se toma en cuenta que tanto montacargas como apiladores hidráulicos se usan cadenas tipo fleyer o de hojas, debido a que brindan una gran confiabilidad y su alta resistencia a la tracción.

De esta manera la cadena queda definida como ASME B29.8 - BL 446. Un detalle completo de este elemento se encuentra en el Anexo O.

3.3. Diseño y selección de elementos eléctricos y electrónicos

3.3.1. Baterías

Para accionar el sistema electro - hidráulico es necesario el uso de una batería o baterías de ciclo profundo como ya se explicó anteriormente en el capítulo 2.

Debido a que el motor eléctrico dimensionado anteriormente necesita una diferencia de potencial de 12 voltios se ha decidido seleccionar 2 baterías de 6 voltios para cumplir con este requerimiento. Una descripción detallada de las baterías seleccionada se encuentra en el Anexo P.

La temperatura promedio en el sector del rosal es de alrededor 15°C; por lo que el rendimiento de nuestra batería será del 94% de acuerdo con la tabla 15.

Tabla 15

Factor de rendimiento de acuerdo a la temperatura.

Tipo		-20°C	-10°C	0°C	5°C	10°C	20°C	25°C	30°C	40°C	45°C
Batería	6 V	46%	66%	76%	83%	90%	98%	100%	103%	107%	109%
AGM	2 V	55%	70%	80%	85%	92%	99%	100%	104%	108%	110%

Fuente: (Catálogo industrias DACAR, 2014)

El tiempo de carga de las baterías de acuerdo con la figura 3.28 es de 8 horas.

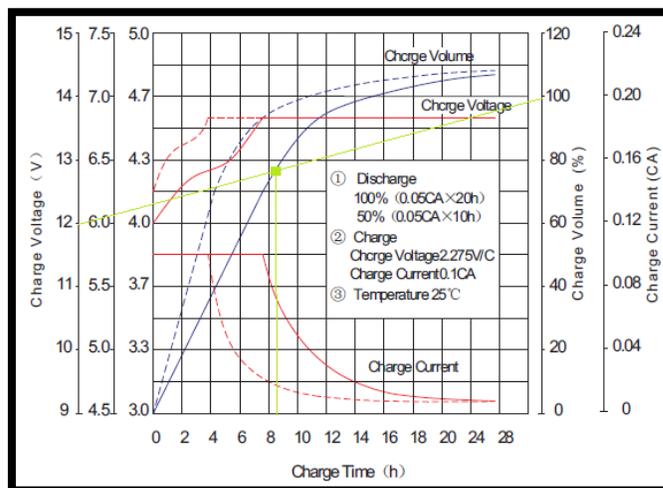


Figura 52 Tiempo en horas para la carga de la batería.

Fuente: (Catálogo industrias DACAR, 2014)

3.3.2. Circuito de carga

Existen distintas formas para comprobar si una batería está descargada, como por ejemplo; la densidad del electrolito disminuye así como también lo hace el voltaje entre los bornes.

Para diseñar un circuito de carga de la batería, se establece un monitoreo constante sobre el voltaje de los bornes, y así desconectar de manera automática el voltaje suministrado a la batería cuando esta esté completamente cargada, de esta manera se evitará daños generados por sobrecarga. Hay que tomar en cuenta también que el voltaje de descarga según el catálogo es de 1.75 voltios por celda, es decir un voltaje de 5.25 voltios por batería.

Teniendo en cuenta el parámetro anterior genera la tabla 16, la que establecerá los parámetros de codificación en el circuito de carga de las baterías.

Tabla 16

Estimación de capacidad de carga de la batería según el voltaje.

Voltaje [V]	Porcentaje de carga [%]
13.8	100
12.96	75
12.15	50
11.33	25
10.5	0

a. Sub-circuito de reducción y rectificación de voltaje

Este circuito es el encargado transformar la corriente alterna suministrada desde el tomacorriente 110 [V], y transformarla en corriente continua de 12 [V], necesaria para cargar nuestras baterías.

Para la elaboración de dicho circuito se necesita los siguientes elementos:

Transformador de voltaje

Este elemento no solo debe ser capaz de transformar la corriente de 110 a 12 v, sino que también debe proporcionar una corriente 20 A (10% de la capacidad de la batería), necesaria para poder suministrar a la batería un tipo de carga lenta y así evitar daños en la batería.

$$I_2 = \frac{P}{V_2}$$

Ecuación 38 Intensidad en función de la potencia

Fuente: (Boylestad, R., Nashelsky, L, 1996)

Dónde:

- I_2 : Intensidad en el bobinado secundario del transformador [A].
- P : Potencia del transformador [W]
- V_2 : Voltaje en el bobinado secundario del transformador [V].

$$I_2 = \frac{P}{V_2}; \text{Ecuación 38.}$$

$$20 [A] = \frac{P}{12 [V]}$$

$$P = 240 [W]$$

Luego se procede a determinar el número de espiras necesarias, tanto en el bobinado primario (Ecuación 39) y en secundario (Ecuación 40) para dimensionar el elemento que cumpla con las necesidades de transformación de voltaje, previamente establecidas.

$$\frac{N_1}{V_1} = \frac{32}{\sqrt{P}}$$

Ecuación 39 Número de espiras en el bobinado primario.

Fuente: (Boylestad, R., Nashelsky, L, 1996)

Dónde:

- N_1 : Numero de espiras por voltio en el bobinado primario
- P : Potencia del transformador [W]
- V_1 : Voltaje en el bobinado primario del transformador [V].

$$\frac{N_1}{V_1} = \frac{32}{\sqrt{P}}; \text{Ecuación 39.}$$

$$\frac{N_1}{110 [V]} = \frac{32}{\sqrt{240 [W]}}$$

$$N_1 = 227.21 \text{ vueltas por voltio}$$

$$\frac{N_2}{V_2} = \frac{33.6}{\sqrt{P}}$$

Ecuación 40 Número de espiras en el bobinado secundario.

Fuente: (Boylestad, R., Nashelsky, L, 1996)

Dónde:

- N_2 : Numero de espiras por voltio en el bobinado secundario
- P : Potencia del transformador [W]
- V_2 : Voltaje en el bobinado secundario del transformador [V].

$$\frac{N_2}{V_2} = \frac{33.6}{\sqrt{P}}; \text{Ecuación 40.}$$

$$\frac{N_2}{12 [V]} = \frac{33.6}{\sqrt{240 [W]}}$$

$$N_2 = 26.026 \text{ vueltas por voltio}$$

Puente de diodos

Consiste en cuatro diodos comunes, que convierten una señal con partes positivas y negativas en una señal únicamente positiva. El papel de los cuatro diodos comunes es hacer que la electricidad vaya en un solo sentido, mientras que el resto de componentes tienen como función estabilizar la señal.

Los diodos seleccionados son los ECG5826, como se muestra en la figura 53, ya que son diodos de tipo industrial, necesarios para resistir la corriente del cargador.

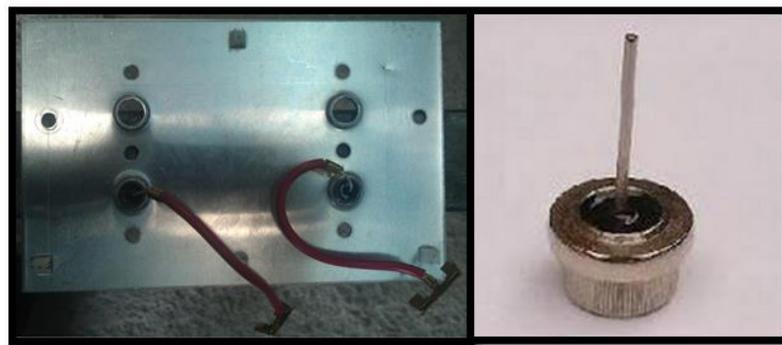


Figura 53 Puente de diodos ECG5826.

Transistor 7805

Este es un elemento de regulación de tensión positiva. Tienen tres terminales (voltaje de entrada, masa y voltaje de salida) como se muestra en la figura 54. Esta tensión es suministrada al PIC, para que este sea alimentado. La intensidad de voltaje máxima en este elemento será de 5 [V].

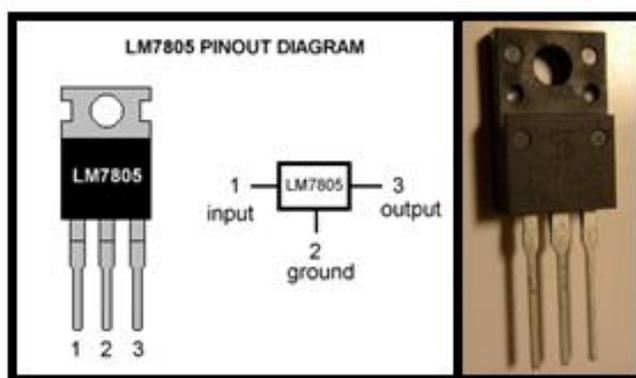


Figura 54 Distribución de patas del transistor.

Fuente: Elaboración propia / DataSheet 7805.

Diseño esquemático del sub-circuito de reducción y rectificación de voltaje

Una vez determinados los elementos principales que son parte de este sub-circuito, se procede a realizar un dibujo esquemático mostrado en la figura 55. Para denotar la conexión de los elementos anteriormente mencionados.

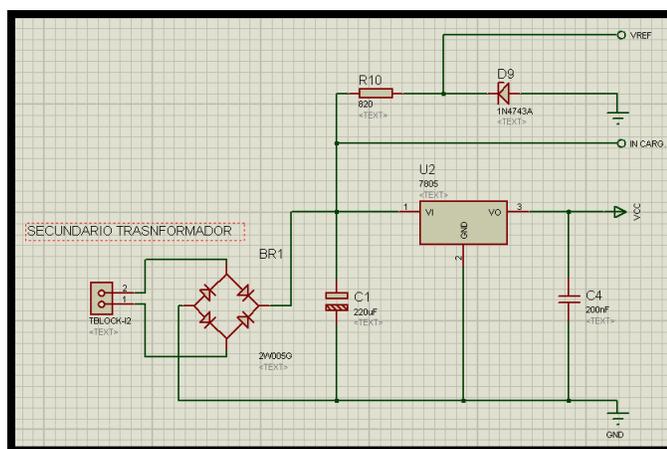


Figura 55 Esquema de conexión del sub-circuito de rectificación de voltaje

a. Sub-circuito de control de carga

Este circuito es el encargado de monitorear constantemente el volumen de carga de las baterías mediante un PIC, el cual desconectará la alimentación de forma automática cuando las baterías se encuentren completamente cargadas.

Relé

Encargado de desconectar la alimentación tras recibir la orden del PIC. Se selecciona un relé RLY-SPCO como se muestra en la figura 56, este elemento es el encargado de desviar la corriente de alimentación una vez que estas tengan la carga requerida.



Figura 56 Configuración interna del relé.

Transistor 2N3904

El transistor 2N3904, mostrado en la figura 57. Es uno de los más comunes transistores NPN, generalmente usados para amplificación. Está diseñado para funcionar a bajas intensidades, bajas potencias, tensiones medias y puede operar a velocidades razonablemente altas. Se encarga de amplificar la señal proveniente del PIC y poder activar al relé y generar la desconexión del sistema de carga. (Boylestad R., Nashelsky L. 1996.)

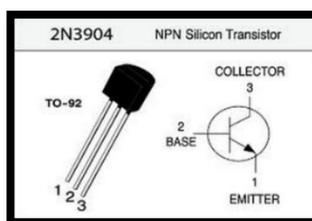


Figura 57 Distribución de pines de transistor 2N3904.

Fuente: (Boylestad R., Nashelsky L, 1996).

Diodo 1N4007

El diodo mostrado en la figura 58 hará la función de una válvula Check, evitando regresiones de tensión debido al rizado del relé, de esta manera se protegerá al PIC.

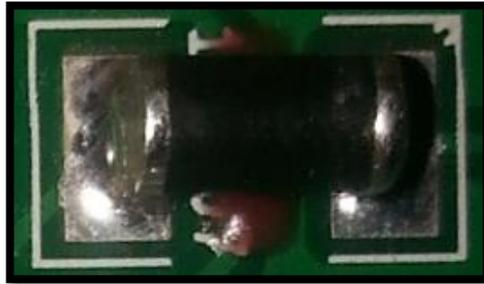


Figura 58 Diodo 1N4007.

PIC 16F526

Este elemento, mostrado en la figura 59. Es el encargado de monitorear el nivel de carga de baterías y el de ordenar la desconexión la alimentación una vez que las baterías se encuentren completamente cargadas.

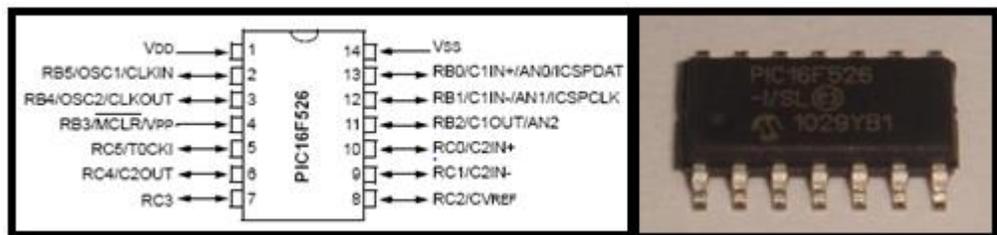


Figura 59 Distribución de pines del PIC 16F526

Fuente: (DataSheet Zone, 2014)

Codificación

La codificación del se realizó en forma de bucle, recolectando datos de forma cíclica, siguiendo el diagrama de la figura 60, hasta finalmente cumplir la condición “carga de batería completa” y así desconectar la alimentación del sistema.

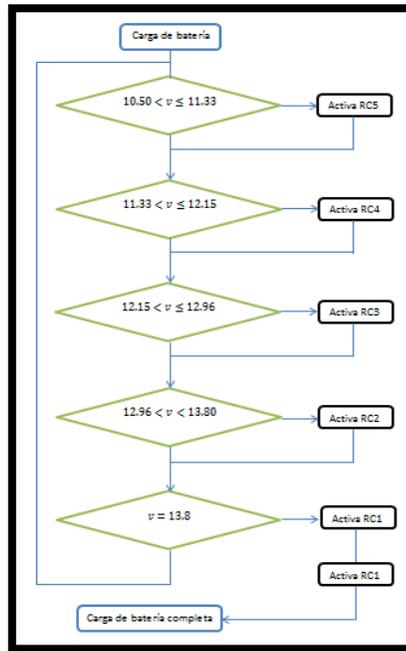


Figura 60 Diagrama de flujo base para la programación del PIC.

Diseño esquemático del sub-circuito control de carga

Una vez seleccionados los elementos electrónicos, previamente detallados. Se procede a su acople y simulación del sub-circuito de control de carga mostrado en la figura 61. Con ayuda del programa *ISIS 7 Professional*, se determina la funcionalidad del circuito, previamente a su construcción.

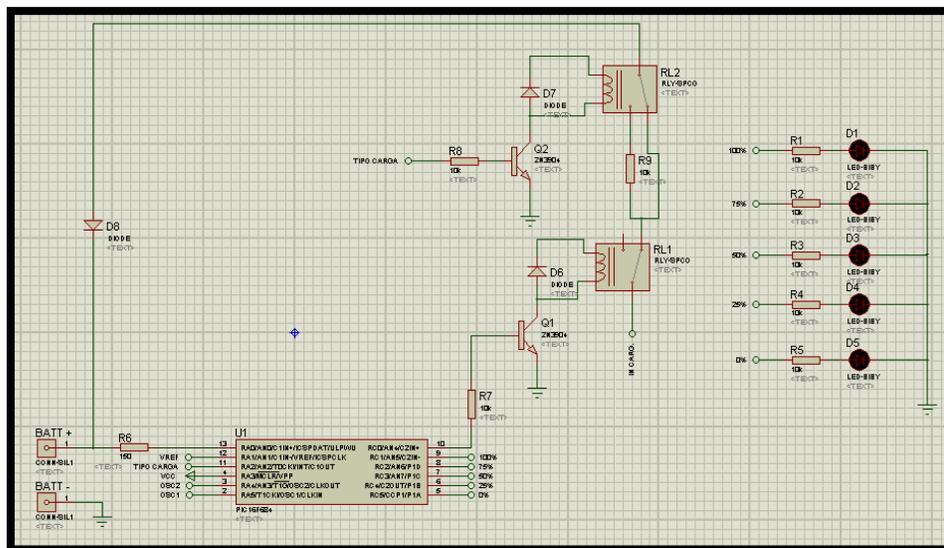


Figura 61 Esquema de conexión del sub-circuito control de carga.

a. Circuito del cargador de baterías

El circuito mostrado en la figura 62 es simplemente la unión de los sub-circuitos detallados anteriormente. Tras realizar la simulación en el programa *ISIS 7 Professional*, y comprobar que el circuito funciona correctamente se procederá a su construcción.

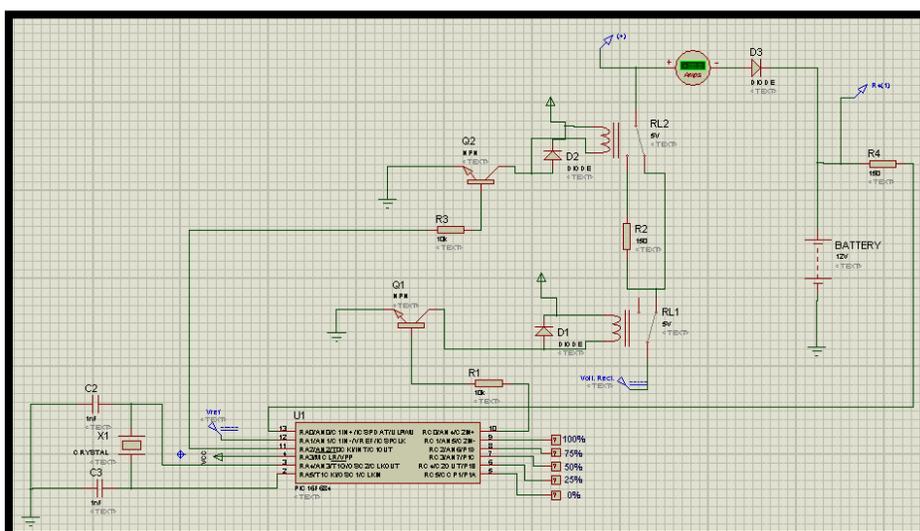


Figura 62 Esquema de conexión del cargador de baterías

Finalmente se elabora las pistas mostradas en la figura 63. Las que son transferidas a la baquelita para la construcción física del circuito de carga de baterías.

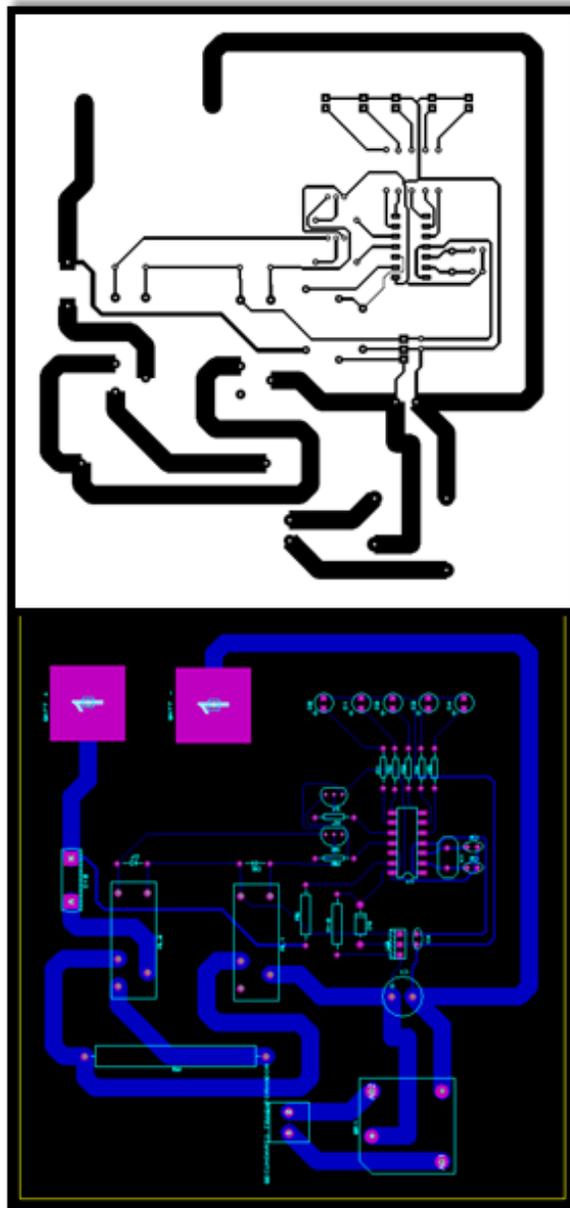


Figura 63 Pistas del circuito del cargador de baterías.

CAPÍTULO IV

4. PROCESO DE CONSTRUCCIÓN Y ENSAMBLAJE DE LOS SISTEMAS MECÁNICOS, HIDRÁULICO, ELÉCTRICO Y ELECTRÓNICO.

En el capítulo anterior se desarrolló la explicación de las consideraciones de diseño para seleccionar cada uno de los elementos que forman parte del apilador electro - hidráulico. Por consiguiente, en el presente capítulo se procede a mostrar el proceso de montaje y construcción de cada uno de estos elementos.

4.1. Sistema hidráulico

Después de haber dimensionado correctamente cada uno de los elementos hidráulicos, como se muestra en el literal 3.1, se procede realizar la adquisición de cada uno de los elementos y finalmente montarlos en la estructura del apilador.

4.1.1. Adquisición del cilindro hidráulico

Se procede adquirir un cilindro hidráulico de las características previamente establecidas en la tabla 11. Se optó, por decisión de la empresa, seleccionar un cilindro hidráulico reparado, como se muestra en la figura 64, con el objetivo de abaratar costos. Sin embargo esto no garantizará un desempeño del óptimo de este elemento a un largo plazo.



Figura 64 Cilindro hidráulico seleccionado

4.1.2. Mangueras hidráulicas

Las mangueras hidráulicas son la vía de comunicación entre el cilindro hidráulico, la bomba y el depósito. El dimensionamiento previamente establecido indica que una manguera apta para el sistema es la SAE 100R1AT, como se muestra en la figura 65. Unas especificaciones más detalladas sobre este elemento en el Anexo G.



Figura 65 Mangueras y acoples hidráulicos seleccionados.

El tipo de acoples que se seleccionaron fueron los terminales Macho NPTF – Rígido – Recto que cumplen con la norma SAE J476A / J516 (Anexo H) Debido a que el cilindro adquirido ya tenía los acoples hembra de esta denominación.

4.1.3. Sistema de transmisión de potencia hidráulica

Este sistema consta del motor eléctrico, bomba hidráulica, caja de válvulas y depósito hidráulico, mostrado en la figura 66.

Se decidió adquirir este conjunto, debido a que es mucho más barato que comprar cada uno de los elementos en forma individual. Además de ajustarse a los requerimientos preestablecidos. Los elementos se acoplan de forma perfecta, brindando una mayor confiabilidad en su instalación.



Figura 66 Conjunto de transmisión de potencia hidráulica

4.1.4. Ensamble del sistema hidráulico.

Una vez adquiridos los componentes se procede al ensamble este sistema de acuerdo con la conexión mostrada en la figura 67.

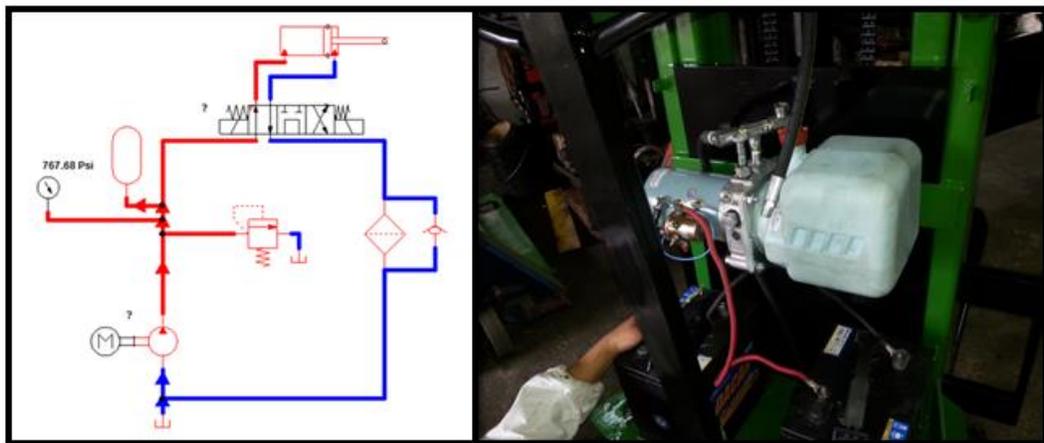


Figura 67 Conexión e instalación del sistema hidráulico.

Por último en la tabla 4. se muestra todos los pasos, operaciones y dificultades presentadas durante el proceso de adquisición y montaje de cada uno de los elementos del sistema hidráulico, traducidos en tiempo para poder cuantificar y evaluar la eficiencia del trabajo en el proceso de selección, adquisición y montaje de cada uno de los elementos

Tabla 17

Diagrama de procesos para el ensamblaje del circuito hidráulico

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN APILADOR ELECTRO-HIDRÁULICO											
Método actual	Método Propuesto		Fecha								
Descripción de la parte	Sistema Hidráulico										
Descripción de la operación	Selección y montaje los elementos										
Simbología		Actual		Propuesto		Diferencia		Análisis			
		Tiempo	Número	Tiempo	Número	Tiempo	Número				
	Operación	107.5	15								
	Transporte	101.5	8								
	Inspección	0.5	15							Estudiad	
	Retraso	96	1							o por:	
	Almacenamiento	5	2							Jossué J.	
Dist. Recorrida [Km]	51.03 [Km]										Chiluisa
Paso	Detalle del proceso	Método	Operación	Transporte	Inspección	Retraso	Almacenamiento	Distancia [m]	Cantidad	Tiempo [s]	
1	Adquisición del cilindro hidráulico	Empresa Hidrorepuestos						35000	2	3	
2	Adquisición de la manguera hidráulica	Empresa Ayala & Ayala						3000	2	2	
3	Adquisición del conjunto de potencia hidráulica	Empresa Hidrorepuestos						10000	1	96	
4	Adquisición del fluido hidráulico	Empresa Ayala & Ayala						3000	2	0.5	
5	Ensamble del sistema	Juego de llaves mistas						3	8	6	

4.2. Estructura

4.2.1. Bastidor

Sobre este elemento va asentados los sistemas: hidráulico, de carga de baterías, las baterías y además este debe ser capaz de soportar la carga generada por los elementos a transportarse en el apilador (Rollo de PVC).

Este elemento fue construido a partir de tubería estructural rectangular de acero ASTM A500, perfil estructural UPN y perfil estructural G de acero ASTM A36. El dimensionamiento total de este elemento puede observarse a partir del literal 3.2.

a. Corte de elementos

Una vez dimensionados los elementos se procede a realizar el corte de cada uno de estos. Como se observa en la figura 68.



Figura 68 Proceso de corte de perfiles y tubos

b. Soldadura

Método de unión de los elementos estructurales anteriormente cortados, por medio de un proceso de soldadura GMAW, como se muestra en la figura 69.



Figura 69 Proceso de soldadura del bastidor.

c. Topes mecánicos

Fabricados en nilón estos van montados en el bastidor principal, como se muestra en la figura 70, impidiendo que el riel se salga del bastidor.



Figura 70 Topes mecánicos

4.2.2. Riel

Es el elemento sobre el cual se desplaza en porta horquillas, este elemento a su vez se desplaza a través de las columnas del bastidor. Esta hecho de perfil estructural tipo G, como se muestra en la figura 71.



Figura 71 Riel.

4.2.3. Lijado

Se debe lijar la estructura, como se muestra en la figura 72, con el fin de remover impurezas antes de aplicar la pintura y darle perfil de anclaje. El masillado no es necesario, ya que con el fondo de poliuretano se rellenan

imperfecciones de la suelda o imperfecciones en los perfiles estructurales, dando un acabado de calidad a estos elementos.



Figura 72 Lijado de la estructura (Perfil de anclaje)

4.2.4. Pintura

Se selecciona una pintura de poliuretano, por su gran acabado y aunque demora 15 días en secar en su totalidad, una vez seca es difícil que se desprenda.

Como primer paso se fondea la estructura, como se muestra en la figura 73



Figura 73 Fondeado de la estructura principal.

Luego de que el fondo se hay secado, se procede a aplicar la pintura de poliuretano. Como se muestra en la figura 74.



Figura 74 Pintado de la estructura principal.

Finalmente se realiza un diagrama de procesos descriptivo, mostrado en la tabla 18.

Tabla 18

Diagrama de procesos para construcción de la estructura principal.

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN APILADOR ELECTRO-HIDRÁULICO										
Método actual		Método Propuesto				Fecha				
Descripción de la parte		Estructura principal								
Descripción de la operación		Construcción								
Simbología		Actual		Propuesto		Diferencia		Análisis		
		Tiempo	Número	Tiempo	Número	Tiempo	Número			
○	Operación	135	85							
→	Transporte	48	1							
□	Inspección	87	153						Estudiad	
◁	Retraso	48	1						o por:	
▽	Almacenamiento	7	3						Jossué J.	
	Dist. Recorrida [Km]	3.023 [Km]								Chiluisa
Paso	Detalle del proceso	Método	Operación	Transporte	Inspección	Retraso	Almacenamiento	Distancia [m]	Cantidad	Tiempo [s]
1	Adquisición de material	Vehículo	○	→	□	◁	▽	35000	1	48
2	Medición	Flexómetro	○	→	□	◁	▽	2	37	2
3	Cortes de perfiles y tubos	Sierra	○	→	□	◁	▽	4	37	6
4	Soldadura de perfiles y tubos	GMAW/SMAW	○	→	□	◁	▽	10	76	72
5	Lijado de la estructura	Lija	○	→	□	◁	▽	2	1	3
6	Fondeado de la estructura	Soplete	○	→	□	◁	▽	2	1	2
7	Pintura de poliuretano	Soplete	○	→	□	◁	▽	2	1	2

4.2.5. Elementos de carga

a. Horquillas

Este es el elemento en donde se apoya la carga de forma directa, y en su diseño establecido en el literal 3.2.1. Se optó por el uso de un perfil estructural tipo C, capaz de soportar una carga de 1000 [Kg].

Al igual que se hizo con el desarrollo de la estructura principal; primero se adquiere el material, luego se realiza la medición y corte del mismo y por último se procede a la unión de los elementos cortados, por medio de un proceso de soldadura SMAW, tal como se indica en la figura 75.



Figura 75 Soldadura del perfil estructural tipo C de las horquillas

Troquelado de la punta de las horquillas

Para obtener un buen acabado en las puntas de las horquillas, se troqueló el perfil tipo C, hasta llegar a la forma indicada en la figura 76.



Figura 76 Troquelado de la punta de las horquillas.

b. Porta horquillas

Este elemento mostrado en la figura 77. Es el elemento sobre el cual van asentadas las horquillas y el cual se desliza a lo largo del riel.



Figura 77 Construcción de porta horquillas

c. Pintura de horquillas

Se decidió usar el mismo tipo de pintura que se usó para la estructura, pero de negro como se muestra en la figura 78.



Figura 78 Acabado final de porta-horquillas y horquillas.

Finalmente se realiza un diagrama de procesos descriptivo, mostrado en la tabla 19.

Tabla 19

Diagrama de procesos de construcción de los elementos de carga

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN APILADOR ELECTRO-HIDRÁULICO										
Método actual		Método Propuesto				Fecha				
Descripción de la parte		Elementos de carga								
Descripción de la operación		Construcción								
Simbología		Actual		Propuesto		Diferencia		Análisis		
		Tiempo	Número	Tiempo	Número	Tiempo	Número			
○	Operación	160	85							
→	Transporte	48	3							
□	Inspección	156	110						Estudiado por: Jossué J. Chiluisa	
▷	Retraso	72	1							
▽	Almacenamiento	7	5							
Dist. Recorrida [Km]		32.020 [Km]								
Paso	Detalle del proceso	Método	Operación	Transporte	Inspección	Retraso	Almacenamiento	Distancia [m]	Cantidad	Tiempo [k]
1	Adquisición de material	Vehículo	●	→	□	▷	▽	10000	3	4
2	Medición	Flexómetro	●	→	■	▷	▽	2	26	2
3	Cortes de perfiles y placas	Sierra	●	→	■	▷	▽	4	41	3
4	Troquelado del perfil en C	Troquel - ALFAMETAL	●	→	■	▷	▽	22000	2	72
5	Soldadura de perfiles y placas	GMAW	●	→	■	▷	▽	8	36	72
6	Lijado de la estructura	Lija	●	→	■	▷	▽	2	3	3
7	Fondeado de la estructura	Soplete	●	→	■	▷	▽	2	1	2
8	Pintura de poliuretano	Soplete	●	→	■	▷	▽	2	1	2

4.3. Sistema eléctrico y electrónico

4.3.1. Baterías

Estas se seleccionaron mediante catálogo, como se muestran en la figura 79, de acuerdo con las necesidades requeridas para el sistema.



Figura 79 Baterías de ciclo profundo DACAR.

4.3.2. Sistema de carga de baterías

a. Transformador

Previamente diseñado para satisfacer las necesidades de carga de las baterías, este tiene que cumplir con los siguientes requisitos: transformar 110v AC a 12v DC y generar una intensidad en el secundario de 20 A. mostrado en la figura 80.

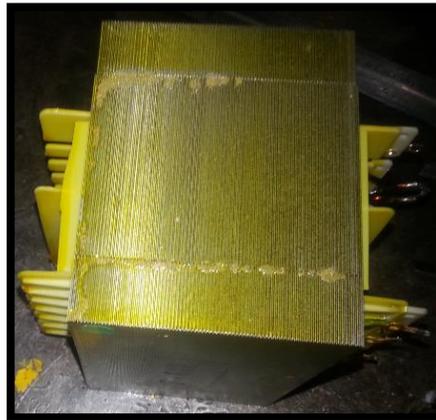


Figura 80 Transformador de voltaje,

b. Puente de diodos

Mostrados en la figura 81, son los encargados de rectificar la corriente proveniente del bobinado secundario del transformador, convirtiéndola de corriente alterna a continua.

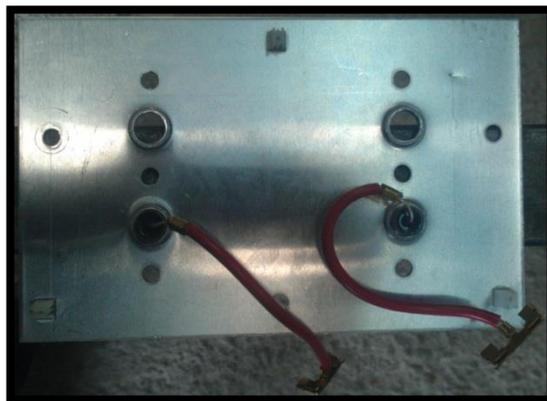


Figura 81 Puente de diodos.

c. Circuito de control de monitoreo de carga

El circuito fue impreso en una baquelita de doble lado como se muestra en la figura 82, así se reduce el tamaño este a la mitad, de igual forma se usaron resistencias y capacitores SMD en lugar de las normales. Por último se protegió los caminos de la baquetilla con una capa de barniz verde para evitar que estos sufran algún tipo de daño.



Figura 82 Baquelita de doble lado impresa.

d. Caja de protección del circuito

Es elemento mostrado en la figura 83. Es el elemento dentro del cual va mostrado el circuito cargador de baterías, está fabricado de una plancha de tool de 1 mm de espesor con agujeros a los lados para brindar ventilación a nuestro equipo.



Figura 83 Fabricación de la caja del cargador de baterías.

e. Montaje de los elementos electrónicos en la caja

Primero se procede a montar el puente de diodos, de la forma que se muestra en la figura 84.



Figura 84 Montaje del puente de diodos

Luego se procede a montar el transformador y a realizar la conexión entre este elemento y el puente de diodos, como se muestra en la figura 85.

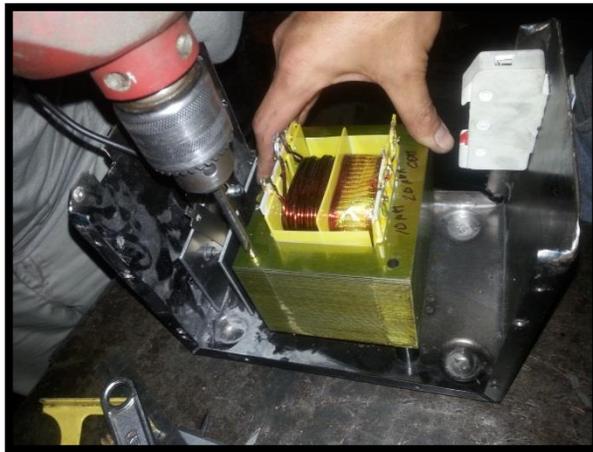


Figura 85 Montaje del transformador.

Como último paso se añade el circuito de control de carga de baterías y se realiza las conexiones finales con el resto de elementos previamente montados en la caja, de la forma mostrada en la figura 86.



Figura 86 Montaje del circuito de control de carga.

Por último tras haber montado todos los elementos, se procede a realizar una tapa para la caja del cargador de baterías y se pinta el elemento, como se muestra en la figura 87.



Figura 87 Acabado de la construcción de la caja del cargador de baterías

Por último se realiza el diagrama de proceso descriptivo, expresado en la tabla 20, donde se muestra todos los pasos, operaciones y dificultades presentadas durante el proceso de adquisición y montaje de cada uno de los elementos del sistema electrónico, traducidos en tiempo para poder cuantificar y evaluar la eficiencia del trabajo en el proceso de selección, adquisición y montaje de cada uno de los elementos

Tabla 20

Diagrama de procesos para construcción del sistema de carga de baterías.

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN APILADOR ELECTRO-HIDRÁULICO										
Método actual	Método Propuesto	Fecha								
Descripción de la parte		Sistema de alimentación y Sistema de carga de baterías								
Descripción de la operación		Cargador de baterías								
Simbología		Actual		Propuesto		Diferencia		Análisis		
		Tiempo	Número	Tiempo	Número	Tiempo	Número			
	Operación	805	31							
	Transporte	604	6							
	Inspección	201	25						Estudiado por: Jossué J. Chiluisa	
	Retraso	792	3							
	Almacenamiento	6	2							
Dist. Recorrida [Km]		468.216 [Km]								
Paso	Detalle del proceso	Método	Operación	Transporte	Inspección	Retraso	Almacenamiento	Distancia [m]	Cantidad	Tiempo [h]
1	Adquisición de material	Vehículo						5000	3	2
2	Adquisición de Baterías	Vehículo						416200	1	504
3	Adquisición del transformador	Vehículo						23000	1	96
4	Adquisición del puente de diodos	Vehículo						23000	1	2
5	Medición	Flexómetro						4	12	3
6	Corte del tool	Sierra						6	6	4
7	Elaboración de la baquelita	Vick-Electric						1000	1	192
8	Lijado de la caja	Lija						2	2	1
9	Fondeado de la caja	Soplete						2	2	0.5
10	Pintura de poliuretano	Soplete						2	2	0.5

4.4. Montaje total del apilador electro - hidráulico

Como primer paso se procede a montar las poleas guía tanto en el riel como en el porta horquillas, como se muestra en la figura 88.



Figura 88 Montaje de poleas guías.

Luego se procede a montar el riel en el bastidor, como se muestra en la figura 89.

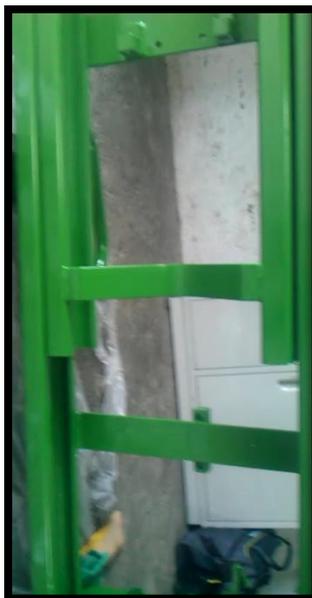


Figura 89 Montaje del riel en el bastidor principal

Se monta el conjunto de transmisión de potencia hidráulica en el bastidor como se muestra en la figura 90.



Figura 90 Montaje del conjunto de potencia hidráulica

Seguidamente se monta el cilindro hidráulico en la estructura principal, como se muestra en la figura 91.



Figura 91 Montaje del cilindro hidráulico en la estructura principal.

Se continua con el montaje de las baterías, se realiza la conexión entre estas en serie y el motor eléctrico, como se muestra en la figura 92.

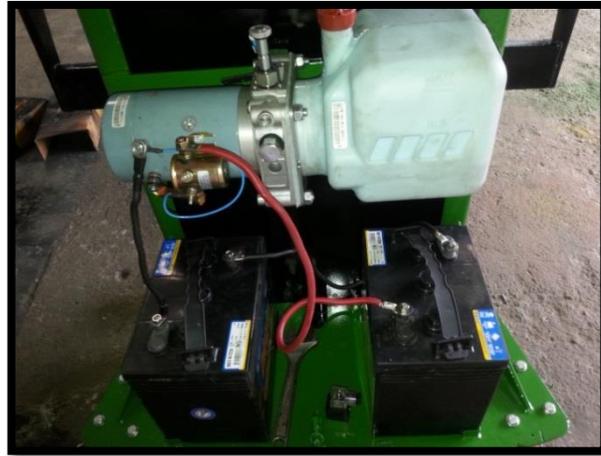


Figura 92 Montaje y conexión de baterías.

Después se procede al montaje de las llantas de poliuretano en la estructura principal, como se muestra en la figura 92.



Figura 93 Montaje de las ruedas en la estructura.

Luego se procede a montar el porta horquillas en la estructura, y seguidamente se hace el montaje de las cadenas y las horquillas en esta, como se muestra en la figura 94.



Figura 94 Montaje de porta horquillas y cadenas

Se procede a realizar de conexiones de tipo hidráulica y eléctrica del apilador, como se muestra en la figura 95.



Figura 95 Conexiones eléctricas e hidráulicas.

Como último paso se fabrica una tapa para proteger tanto el sistema hidráulico como el eléctrico, como se muestra en la figura 96, fabricada en tool de 1 mm de espesor, se monta sobre la estructura, principal una vez que el resto de sistemas hayan sido montados, acoplados e inspeccionados correctamente, como se muestra en la figura 97.



Figura 96 Fabricación de la tapa de protección para los sistemas eléctrico e hidráulico.



Figura 97 Montaje de la tapa de protección en la estructura

Por último, al igual que en el resto de procesos, se realiza el diagrama de proceso descriptivo, expresado en la tabla 21. En este se muestra todos los pasos, operaciones y dificultades presentadas durante el proceso de montaje y ensamblaje de cada uno de los elementos del apilador electro – hidráulico. Todos estos procesos pueden ser traducidos en tiempo para

poder cuantificar y evaluar la eficiencia del trabajo realizado a lo largo del proceso de montaje total del equipo.

Tabla 21

Diagrama de procesos para el montaje total del apilador electro - hidráulico

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN APILADOR ELECTRO-HIDRÁULICO										
Método actual		Método Propuesto				Fecha				
Descripción de la parte		Componentes del apilador electro-hidráulico								
Descripción de la operación		Montaje final de todos los elementos y sistemas del apilador								
Simbología		Actual		Propuesto		Diferencia		Análisis		
		Tiempo	Número	Tiempo	Número	Tiempo	Número			
	Operación	14.5	12							
	Transporte	0	0							
	Inspección	14.5	12						Estudiado por:	
	Retraso	0	0						Jossué J.	
	Almacenamiento	0	0						Chiluisa	
Dist. Recorrida [Km]		0.023 [Km]								
Paso	Detalle del proceso	Método	Operación	Transporte	Inspección	Retraso	Almacenamiento	Distancia [m]	Cantidad	Tiempo [h]
1	Montaje de poleas y rodamientos	Herramientas						2	1	1
2	Montaje de riel en el bastidor	Herramientas						3	1	0.3
3	Montaje del conjunto transmisor de potencia hidráulica	Herramientas						2	1	2
4	Montaje del cilindro hidráulico	Herramientas						2	1	1
5	Montaje de baterías	Herramientas						3	1	0.1
6	Montaje de llantas	Herramientas						2	1	1
7	Montaje de porta horquillas	Herramientas						2	1	0.5
8	Montaje de horquillas	Herramientas						2	1	0.25
9	Montaje de cadenas	Herramientas						1	1	1.5
10	Realizar conexión hidráulica	Herramientas						1	1	0.5
11	Realizar conexión eléctrica	Herramientas y multímetro						1	1	1
12	Montaje de la tapa protectora	Herramientas						2	1	5

CAPÍTULO V

5. ANÁLISIS DEL PROYECTO

En el presente capítulo se procede a desarrollar un análisis económico del equipo y el impacto en el mercado nacional que este tendrá.

5.1. Mercado

No existe una base de datos comparativa para este tipo de maquinaria en el país, sin embargo por los datos proporcionados por la empresa ALFAMETAL, líderes a nivel nacional en la distribución de estos equipos, se conoce que este tipo de maquinaria está empezando a ser conocida en Ecuador y su demanda ha empezado a incrementar desde el año 2012.

5.2. Recursos humanos

El desarrollo del proyecto de tesis denominado “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN APILADOR ELECTRO - HIDRÁULICO”, pudo ser llevado a cabo debido al aporte de miembros importantes como; Ing. Guido Torres como director del proyecto, Ing. Juan Rocha como codirector y Jossué Chiluisa como desarrollador e investigador. Además se contó con el apoyo del Ing. Washington Ayala dueño del taller y de las herramientas donde se desarrolló el proyecto.

Tabla 22

Tabla de recursos humanos

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN APILADOR ELECTRO-HIDRÁULICO	
Director	Ing. Guido Torres
Codirector	Ing. Juan Rocha
Investigador	Jossué J. Chiluisa

5.3. Recursos tecnológicos

Es importante mencionar que para el desarrollo de este proyecto se contó con el apoyo importante de varios recursos tecnológicos como los son;

Software de diseño y simulación SolidWorks 2014; MDSolids 14.1; Automation Studio 5.0; ISIS 7 Professional, computadora, cámara digital, libros digitales, internet. Máquinas y herramientas como torno, troquel, suelda, amoladora, esmeril, entre otros mostrados en la tabla 23.

Tabla 23

Tabla de recursos tecnológicos

RECURSOS TECNOLÓGICOS
SolidWorks 2014
MDSolids 14.1
Automation Studio 5.0
ISIS 7 Professional
Computadora
Cámara digital
Libros digitales e Internet
Máquinas y herramientas

5.4. Recursos físicos

Como ya fue mencionado anteriormente, la totalidad del proyecto fue desarrollado en el taller propiedad del Ing. Washington Ayala. Ubicado en Sector el Rosal lote 48; Tambillo – Ecuador.

5.5. Recursos materiales

Se contó con varios recursos materiales, pero entre los más importantes están; perfiles estructurales; tubos estructurales; soldas; baterías; actuador hidráulico, entre otros.

5.6. Recursos financieros

El proyecto y la investigación fueron completamente financiados por la empresa “2L”, beneficiaria directa del desarrollo del equipo.

5.6.1. Análisis financiero

Para realizar este análisis de tomar en cuenta el costo total del desarrollo del proyecto, el cual se detalla a continuación en la tabla 24.

Tabla 24

Lista de materiales empleados

Sistema	Elemento	Cantidad	Precio unitario	Precio total	
Hidráulico	Cilindro hidráulico	1	1	600	
	Mangueras	2	40	80	
	Acoples	4	4.30	17.2	
	Tanque hidráulico	1	165	165	
	Conjunto bomba-motor	1	835	835	
	Válvula reguladora de caudal	1	37	37	
	Aceite hidráulico	2 gal	43	86	
			Subtotal	1820.2	
Mecánico	Perfil estructural C Acero ASTM A36	6 metros	183	183	
	Perfil estructural G Acero ASTM A36	12 metros	205	410	
	Perfil estructural UPN Acero ASTM A36	3 metros	63	63	
	Tubo estructural rectangular Acero ASTM A500	4 metros	91	91	
	Tubo estructural circular Acero ASTM A36	2 metros	47	47	
	Cadenas de elevación	2	125	250	
	Rollo electrodo tubular GMAW	1	87	87	
	Llantas de poliuretano d=12	4	40	160	
	Llantas de poliuretano d=25	2	78	156	
	Polea guías de acero	8	67	536	
	Placas de acero dobladas	4	59.5	238	
	Eje de transmisión	0.5 metros	17.35	17.35	
	Eje de transmisión 1 3/4	0.2 metros	51.83	51.83	
	Eje de nilón	0.4 metros	29.40	29.40	
	Rodamientos	8	10	80	
	Discos de corte	2	9.50	19	
	Discos de pulir	2	7.30	14.60	
	Electrodo 6011	1lb	7	7	
	Electrodo 7018	1lb	8.20	8.20	
	Plancha de tool	1	23	23	
	Troquelado	1	52	52	
				Subtotal	2523.38
	Electrónico	Batería 6v 200AH de ciclo profundo	2	298	596
Pulsadores		1	17	17	
Pinza amperimétrica		1	6	6	
Voltímetro digital		1	5	5	
Transformado 110v – 12v; 20A		1	85	85	
PIC 16F526		1	2	2	
Puente rectificador		1	8	8	
Llave de 3 posiciones		1	2.50	2.50	
Elementos SMD		17	1.20	20.4	
Baquelita de doble lado		1	4	4	
Relé		1	0.80	0.80	
Transistor 7805		1	0.45	0.45	
Barniz verde		25ml	2.50	2.50	
Acido para baquelitas		1	0.50	0.50	
Cableado		1	17	17	
Sensor de tope		1	7	7	
Terminales		4	0.35	0.35	
				Subtotal	760
			TOTAL	5103.58	

A continuación en la tabla 25, se detalla cómo ha mejorado la implementación del apilador electro hidráulico el proceso de corte de la empresa 2L. Seguidamente se elabora un análisis financiero y así se determina en cuanto tiempo la empresa recuperará la inversión realizada en el proyecto.

Cabe mencionar que se conoce como “proceso”, al transportar uno o varios rollos de materia prima desde el área de almacenamiento hacia el área de corte dentro de la empresa 2L.

Tabla 25

Porcentaje de mejora en el proceso de apilamiento de materia prima.

Parámetro	Actual	Unidad	Proyectado	Porcentaje de mejora en el proceso
Rollos de PVC desplazados en cada proceso	1	Rollos	7	600 %
Cantidad de desplazamientos diarios promedio	32.5	Operaciones	4.64	600 %
Personal requerido para el proceso	2	Personas	1	100 %
Tiempo promedio por cada proceso	5	Minutos	16	-220 %
Tiempo total diario utilizado en el proceso	162.5	Minutos	74.28	118.75 %
Costo promedio diario del proceso	18.48	Dólares	4.23	335.69 %
Costo promedio mensual total de personal de proceso	369.69	Dólares	84.50	337.50 %

En la tabla 25 se observa que existe una mejora del 600% por “proceso”, con una mejora del 100% en la eficiencia del personal utilizado, lo que se traduce en el uso de la mitad de personal empleado por proceso. También se puede observar que hay una mejora considerable del 335.69 % en la reducción del costo por proceso, el cual ahora se traduce en un costo 22% menor al costo original generado por proceso.

A continuación se realiza la tabla 26, en la cual se muestra la depreciación del apilador a 10 años, ya que este es un tiempo de depreciación normado para maquinaria, por parte del SRI.

Tabla 26

Depreciación del apilador electro – hidráulico a 10 años

Parámetro	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
	Año 0	Año 1	Año 2	Año 3	Año 4	Año 5	Año 6	Año 7	Año 8	Año 9	Año 10
Inversión inicial	-5103.58										
Gastos de operación		-46.1	-46.1	-46.1	-46.1	-46.1	-46.1	-46.1	-46.1	-46.1	-46.1
Gastos de mantenimiento											
Ahorro anual por implementación del equipo		3422.25	3422.25	3422.25	3422.25	3422.25	3422.25	3422.25	3422.25	3422.25	3422.25
Venta de maquinaria											2000
Flujo de efectivo	- 5103.68	3376.17	3286.17	3346.17	3286.17	3346.17	3286.17	3346.17	3286.17	3346.17	4456.17
Flujo de efectivo descontado	- 5103.68	-2744.9	-2172.1	-1.798.2	-1435.7	-1188.9	-948.99	-785.62	-627.26	-519.26	-662.23
Parámetro											
VAN	-7679,21										
TIR	65 %										

Para la depreciación del equipo se realiza un análisis a 10 años, a una tasa de descuento del 23%, la cual se conoce como el costo de oportunidad. Es decir el porcentaje de las ganancias anuales que la empresa invirtió en la construcción o mantenimiento de la máquina, en lugar que hacer algún otro tipo de inversión como en materia prima, mercadeo, etc.

Con el valor de la tasa interna de retorno anual mostrada en el cuadro anterior del 65%. Este valor es devuelto en forma de ganancia por el ahorro generado al implementar la máquina, ya que se ahorra en el sueldo de un trabajador.

A continuación se realiza la tabla 27. Donde se determina el valor del flujo efectivo descontado, es decir la cantidad de dinero que genera la utilización de la maquina dentro de la empresa para realizar un proceso.

Esta ganancia será descontada de la inversión inicial hasta que esta sea recuperada.

Tabla 27

Recuperación de la inversión inicial

Número	Años	Flujo de efectivo	Flujo de efectivo descontado	
0	Año 0	\$ 5103.58	\$ -5103.58	\$ -5103.58
1	Año 1	\$ 2970.57	\$ 2415.10	\$ -2688.48
2	Año 2	\$ 2880.57	\$ 1904.01	\$ -784.48
3	Año 3	\$ 2940.57	\$ 1508.22	\$ 795.74
4	Año 4	\$ 2880.57	\$ 1258.51	\$ 2054.25
5	Año 5	\$ 2940.57	\$ 1044.49	\$ 3098.75
6	Año 6	\$ 2880.57	\$ 831.86	\$ 3930.60
7	Año 7	\$ 2940.57	\$ 690.39	\$ 4620.99
8	Año 8	\$ 2880.57	\$ 549.84	\$ 5170.83
9	Año 9	\$ 2940.57	\$ 459.34	\$ 5627.17
10	Año 10	\$ 4050.57	\$ 511.05	\$ 6138.22

Como se denota en la tabla 27, la inversión inicial hecha por la empresa fue de cinco mil ciento tres dólares americanos con cincuenta y ocho centavos (\$ 5103.58), sin tomar en cuenta costos de diseño, análisis, pruebas y mano de obra. Dicha inversión se recuperará al descontar el flujo efectivo de dinero durante los 3 primeros años de utilización del apilador electro – hidráulico.

5.7. Protocolo de pruebas y ajustes del apilador electro – hidráulico

Una vez que el equipo ha sido construido y los diferentes elementos han sido montados, este debe ser sometido a diversas pruebas las garantizaran el correcto funcionamiento de cada uno de los subsistemas del equipo. Como parámetros importantes a considerar para las pruebas se tienen:

- **Inspección de los elementos y piezas del equipo.**

Una vez construido el equipo se debe contralar la inspección minuciosa en el montaje de cada uno de los elementos, y comprobar los ajustes y calibraciones de los mismos antes de proceder al encendido.

- **Pruebas de funcionamiento sin carga.**

Una vez comprobada la inspección de los elementos se procede a realizar pruebas del equipo sin carga, lo cual es de vital importancia para comprobar el correcto funcionamiento y estado de los subsistemas tales como el hidráulico, eléctrico y mecánico. También se debe comprobar el ajuste de los elementos haya sido adecuado, para que de esta forma no existan complicaciones futuras.

- **Pruebas de funcionamiento con carga.**

Finalmente se procede al análisis de comportamiento del equipo sometido a cargas paulatinas, hasta llegar a la carga máxima permisible para la cual fue diseñado, la cual en el presente estudio fue de 1000 [kg] o una tonelada.

Este estudio permite determinar si el diseño mecánico tanto de las horquillas como el de la estructura en si es capaz de soportar las cargas

preestablecidas sin que se generen deformaciones considerables o daños al equipo, de igual manera se analizará el correcto desempeño del sistema hidráulico bajo estas condiciones.

En la tabla se muestra el protocolo de pruebas a seguir por el equipo sin carga.

Tabla 28

Pruebas del equipo sin carga

PROTOCOLO DE PRUEBAS APILADOR ELECTRO - HIDRÁULICO				
Empresa: LOA Corp. - 2L		Nombre del verificador: Jossué Chiluisa		
Fecha: 09-02-2015		Numero de hoja: 1/1		
Pruebas sin carga				
Parámetro	Cumple	No cumple	Observación	Condición
Ubicación correcta de los elementos.			Ninguna	<ul style="list-style-type: none"> Holguras correctas centrados
Montaje correcto del cilindro hidráulico.			Ninguna	<ul style="list-style-type: none"> Centrado Apriete de la base correcto
Montaje correcto del sistema de transmisión de potencia hidráulica.			Ninguna	<ul style="list-style-type: none"> Estado de la bomba Nivel de aceite No hay impurezas
Montaje correcto de poleas			Ninguna	<ul style="list-style-type: none"> Estado de rodamientos Estado de vinchas Centradas Engrasadas
Montaje correcto de las cadenas de elevación.			Ninguna	<ul style="list-style-type: none"> Estado de los bulones y eslabones Apriete correcto al bastidor y al porta horquillas
Comprobación de ajustes de pernos.			Ninguna	<ul style="list-style-type: none"> Estado de los pernos. Controlar el torque en ellos
Comprobación de ajustes de acoples y estado de las mangueras.			Ninguna	<ul style="list-style-type: none"> Apriete correcto de los acoples. No haya fugas. No abolladuras en las mangueras
Encendido correcto del equipo.			Ninguna	<ul style="list-style-type: none"> Funcionan los mandos "up" y "down"
Inspección externa de las baterías.			Ninguna	<ul style="list-style-type: none"> No hay acido derramado en la baterías Estado correcto de los bornes
Comprobación de cargador de baterías.			Ninguna	<ul style="list-style-type: none"> Voltímetro marca 12 V y subiendo. Ruido del relé de activación. Funciona la pinza amperimétrica
Apagado del equipo.			Ninguna	<ul style="list-style-type: none"> Todos los sistemas se bloquean
Elevación de las horquillas			Ninguna	<ul style="list-style-type: none"> 2.5 metros
Tiempo de elevación			Ninguna	<ul style="list-style-type: none"> 13 segundos

En la tabla 29 se determina el tiempo de elevación promedio de las horquillas, sometidas a diferentes valores y tipos de cargas, también se analiza la descarga de la batería a lo largo de la evaluación del equipo.

Tabla 29

Comportamiento del equipo sometido a diferentes tipos de cargas

Parámetro	Unidad	Prueba 1	Prueba 2	Prueba 3	Promedio
Elevación con 7 rollos de PVC.	Tiempo [s]	13	13	13	13
	Voltaje [V]	13.3	13.3	13.3	13.3
Elevación con 12 rollos de EcoFlex calibre 10.	Tiempo [s]	14	14.2	13	13.73
	Voltaje [V]	13.3	13.3	13.3	13.3
Elevación con 10 rollos de EcoFlex calibre 13.	Tiempo [s]	18	16	15	16.3
	Voltaje [V]	13.3	13.3	13.3	13.3
Elevación de 23 rollos de mezclilla. $\varnothing = 11$ [cm]	Tiempo [s]	16	15	16	15.6
	Voltaje [V]	13.3	13.3	13.3	13.3

En la tabla 29 se observa que el tiempo que le tardan a las horquillas en elevarse 2.5 [m] esta entre 13 a 16.3 segundos, lo que da un promedio de elevación de 14.65 segundos. También se observa que el voltaje de la batería permanece estable durante todo el periodo de pruebas, lo que se puede interpretar como una gran eficiencia en el consumo de voltaje de las baterías, por parte del sistema eléctrico en cada proceso de elevación.

Por último se realiza el protocolo de pruebas del equipo sometido a cargas, como se muestra en la tabla 30. Aquí se determina la aptitud del apilador electro – hidráulico para soportar las exigencias de carga predeterminados y requeridos por la empresa 2L.

Tabla 30

Protocolo de pruebas del equipo sometido a cargas

Parámetro	Pruebas con carga		Observación	Condición
	Cumple	No cumple		
Elevación con 7 rollos de PVC.			Ninguna	<ul style="list-style-type: none"> 875 Kg en 13 segundos 2.5 metros de elevación
Elevación con 12 rollos de EcoFlex calibre 10.			Ninguna	<ul style="list-style-type: none"> 960 Kg en 13.7 segundos 2.5 metros de elevación
Elevación con 10 rollos de EcoFlex calibre 13.			Ninguna	<ul style="list-style-type: none"> 1000 kg en 16.3 segundos 2.5 metros de elevación
Elevación de 23 rollos de mezclilla. $\varnothing = 11 [cm]$			Ninguna	<ul style="list-style-type: none"> 989 Kg en 15.6 segundos 2.5 metros de elevación

Observaciones generales.

- El prototipo se ha desempeñado de forma correcta, cumpliendo con los parámetros preestablecidos en la etapa de diseño y sin presentar ninguna novedad.
- Una comprobación visual de estos parámetros medidos está adjunta en forma de video, y se encuentra en el disco compacto entregado a la biblioteca Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE.

En la tabla 30 se denota que tras haber sometido al equipo a diferentes tipos de cargas, este ha mostrado una eficiencia del 100% ya que no ha presentado ningún tipo de problema o novedad al elevar los rollos de las diferentes materias primas con las que trabaja la empresa.

CONCLUSIONES

- De acuerdo con el estudio desarrollado a lo largo de este documento, se logró obtener una solución viable y que se ajustase a las necesidades planteadas por la empresa 2L.
- Se establecieron subsistemas tales como hidráulico, mecánico y electrónico. Lo cual facilitó el desarrollo y entendimiento de cada uno de estos aplicando los conocimientos de ingeniería y poder brindar una solución al problema planteado por la empresa.
- Se diseñó y construyó la estructura principal del apilador, de la cual para verificar su aptitud y comportamiento a la carga de una tonelada se realizó análisis de cargas, el cual arrojó como resultado el dimensionamiento necesario de cada uno de estos elementos, ajustándose a la norma ecuatoriana NTE INEN 1 623:2009. También se obtuvo una composición estructural apta, la cual fue la de un acero A36, el cual en todos los elementos nos brinda un factor de seguridad mayor a dos, lo cual indica un alto grado de confiabilidad en nuestro diseño de acuerdo a lo establecido por la AISC.
- Se diseñaron y construyeron las horquillas del equipo, para una carga máxima de una tonelada. Estas fueron construidas en perfil estructural C 150 x 60 x 5, de acero A36. Tras un análisis de estos elementos se obtuvo un factor de seguridad realmente alto, el cual garantiza un óptimo comportamiento al ser sometido a una carga de 1000 [Kg].
- Se dimensionó, seleccionó y acopló cada uno de los elementos hidráulicos, capaces de elevar una carga máxima de 1000 [Kg] y trabajar a una presión 5 [MPa], de entre los cuales constan un actuador hidráulico, con un diámetro de vástago de 45 [mm], y una bomba hidráulica de 2.2 [GLM] o 0.000138 [m^3/s]. Además se determinó la opción más viable en

sus dimensionamientos, se consideró su calidad y su fácil adquisición en el mercado ecuatoriano.

- Se diseñó y construyó un sistema eléctrico, el cual consta de un motor de 1.2 [HP] y par de baterías de 6 [V]. Dichos elementos permiten la activación y autonomía del equipo, permitiendo que este se desplace sin ningún impedimento por todas las instalaciones de la empresa.
- El equipo consta de un sistema electrónico de carga y monitoreo de las baterías, el cual nos muestra el estado de estas y en etapa de carga se desconectará de forma automática, suministrando solo la carga justa a las baterías e impedir daños por sobrecarga.
- Se dio como viable el proyecto, al comparar su costo de producción de equipo en relación a productos de similares características y midiendo la mejora productiva dentro de la empresa 2L, la cual fue de una 600% en el proceso de apilado de rollos de PVC y una reducción al 22% del costo original mensual, por proceso.
- Al tomar en cuenta la satisfactoria integración del equipo a la empresa, se dio por satisfecho el objetivo general de la tesis

RECOMENDACIONES

- Mantener los rieles lubricados con grasa automotriz para facilitar el desplazamiento del porta horquillas y evitar daños en la pintura en la parte interna del riel.
- Verificar periódicamente el ajuste de los terminales de las cadenas, para así evitar una desnivelación al momento de la elevación del porta horquillas y también problemas con la carga o que se pueda el vástago del actuador hidráulico pueda sufrir algún daño.
- Mantener la descarga en las baterías hasta que el voltaje de los terminales haya disminuido hasta el final especificado de voltaje de descarga solo durante la primera descarga de las baterías, después de esto hay que cerciorarse de que la carga de la batería no sea menor al 80% para volver a cargarlas.
- Verificar que periódicamente no existan fugas ni abolladuras en las mangueras.
- Verificar el nivel de fluido hidráulico, este nunca debe ser insuficiente para evitar daños en la bomba hidráulica.
- No forzar el motor eléctrico si el equipo se encuentra sobre cargado, para evitar daños en este elemento,

BIBLIOGRAFÍA

- Baumeister T. (1986). *Mark's Mechanical Engineers Handbook*. (9ª edición). Ohio - U.S.A.: McGraw Hill.
- Boylestad, R., Nashelsky, L. (1996). *Electronic Devices and Circuit Theory*. Dakota del norte - U.S.A.: Prentice Hall International Editions.
- Cárdenas E. (1996). *Estudio sobre la operación y mantenimiento de los circuitos de control y potencia de los montacargas eléctricos*. Tesis de ingeniería eléctrica. México D.F. – México: Instituto Politécnico Nacional. México.
- Cilindros y cromados, S.L. (2007). *Catálogo General*. Barcelona - España.
- Departamento de hidráulica CAT. (2006) Primavera. *Manual Caterpillar instrucción técnica*. México D.F. – México: Caterpillar Inc.
- Fay J. (1996). *Mecánica de fluidos*. (2ª edición). México D.F. – México: Continental.
- Finning CAT. (2004). *Manual del estudiante capacitación técnica CAT*. Santiago C.C. - Chile: MSC/ERI.
- Giancoli D. (2004). *Physics: principles with applications*. Washington - U.S.A.: Pearson Education.
- *Hose & coupling reference guide CAT*. (2010). Third edition. Ohio - U.S.A.: Caterpillar Hydraulics.
- Leet K.M. & Uang C.M. (2006). *Fundamentos de análisis estructural*. (7ª edición). Moscú - Rusia: McGraw Hill.

- Máximo A. & Alvarenga B. (1998). *Física General* (4ª edición). Oxford - U.K.: Universidad de Oxford
- *Manual de diseño para la construcción en acero AISC. (2005)*. México D.F. – México: AISC.
- *Manual de selección y operación de equipos hidráulicos. (2006)*. Akron - U.S.A.: Schrader Bellows.
- Mott R. (2006). *Diseño de elementos de máquinas. (4ª edición)*. México D.F. – México: Pearson Hall.
- Mott R. (1996). *Mecánica de fluidos aplicada (2ª edición)*. México D.F. – México: Pearson Educación
- Mullo J. (2010). *Curso de soldadura*. Latacunga - Ecuador.
- Oliver X. & Agelet C. (2000). *Mecánica de medios continuos para ingenieros.*– España: UPC.
- Pachacama C.A. & Basantes L.F. (2007). *Diseño y construcción de un elevador electro-hidráulico de dos columnas para vehículos livianos de hasta 2 toneladas*. Tesis de ingeniería automotriz. Universidad de las fuerzas armada ESPE. Latacunga - Ecuador.
- Rexroth. (2013). *Bomba a engranajes con dentado interior PGH cilindrada constante Serie 2x. (4ª edición)*. México D.F. – México: Bosch Group.
- Shigley J. & Uicker J. (1998). *Teoría de máquinas y mecanismos. (1ª edición)*. Washington - E.E.U.U.: McGraw Hill.
- Terranova A. (1999). *Limit Load Evaluation of Hydraulic Actuators*. Int. J. of materials and product technology, vol. 14 No 1. Washington - U.S.A.

- Velasteguí T. (2009). *Elementos de Maquinas*. (2ª edición). Quito - Ecuador: EPN.
- Vicker's. (1997). *Manual de hidráulica industrial*. Serie 935100 – A. México D.F. – México: VickMex.
- Wei-Wen Yu Ph.D., P.E. (2005). *Cold-Formed Steel Desing*. (3ª edición). Washington - U.S.A.: JOHN WILEY & SONS, INC.

NETGRAFÍA

- AAMSA. (2013). *Aceros para recipientes a presión*. Recuperado el 03 de octubre del 2014 de: <http://propiedadesdelacero.com/aceros-para-recipientes-a-presion/>
- Anti-Friction Bearing Manufactures Association. (2012). *Selección de rodamientos*. Recuperado el 02 de noviembre del 2014 de [http://www.acronymfinder.com/Anti_Friction-Bearing-Manufacturers-Association-\(AFBMA\).html](http://www.acronymfinder.com/Anti_Friction-Bearing-Manufacturers-Association-(AFBMA).html)
- Aratec ingeniería. (2011). *Calculo mecánico de las uniones de soldadura – Tutorial N° 46*. Recuperado 07 de noviembre del 2014 de www.aratec-ingenieria.com.
- Arrow material. (2012). *Forklift forks*. Recuperado 01 de diciembre del 2014 de <http://www.arrowmhp.com/forkliftforks.php>
- Atmosferis. (2013). *Bombas hidrostáticas parte 2*. Recuperado el 12 de septiembre del 2014 de <http://www.atmosferis.com/bombas-hidrostaticas-parte-2/>
- Cálculo de soldaduras. (2013). *Soldaduras*. Recuperado el 22 de octubre del 2014 de <http://es.scribd.com/doc/38983092/Calculo-de-soldadura>
- El colombiano. (2011). *La batería es el corazón del carro*. Recuperado 16 de octubre del 2014 de http://www.elcolombiano.com/BancoConocimiento/L/la_bateria_es_el_corazon_del_carro/la_bateria_es_el_corazon_del_carro.asp

- Ingemecánica. (2013). *Transmisión por Cadenas Calculo y Diseño*. Recuperado 27 de noviembre del 2014 de <http://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn127.html>
- Lbservice. (2012). *Mecánica de equipos pesados*. Recuperado el 23 de octubre del 2014 de <http://www.lbservice.com.ar/index.php/news/main/4/event=view>
- Machinery Lubrication Magazine. (2014). *Correlación entre grados de viscosidad SAE-ISO*. Recuperado el 03 de octubre del 2014 de <http://www.machinerylubrication.com/Read/1141/particle-counter-accuracy>
- Neumática Niche. (2012). *Cilindros hidráulicos*. Recuperado el 03 de octubre del 2014 de <http://sitioniche.nichese.com/cilindros.html>
- SEHIDRA. (2013). *Principios básicos de hidráulica*. Recuperado 02 de septiembre del 2014 de <http://sehidra.blogspot.com/2010/06/principios-basicos-de-hidraulica.html>
- Sinais Ingeniería de Mantenimiento. (2013). *Componentes y deterioro de frecuencias en un rodamiento*. Recuperado el 23 de octubre del 2014 de http://www.sinais.es/Recursos/Cursovibraciones/rodamientos/frecuencias_rodamientos.html
- Zhejiang Tianmai Transmission Machinery Co. (2012). *Coaxial Reductor*. Recuperado 02 de noviembre del 2014 de [http://www.tianmaireductor.com/products/Motorreductor-De-Engranajes-Cilindricos-Serie-R/R-Coaxial-Reductor\(R-Serie\).htm](http://www.tianmaireductor.com/products/Motorreductor-De-Engranajes-Cilindricos-Serie-R/R-Coaxial-Reductor(R-Serie).htm)

ANEXOS

ÍNDICE DE ANEXOS

- ANEXO A - ARTÍCULO CIENTÍFICO
- ANEXO B - PLANOS
- ANEXO C - CODIFICACION DEL PIC 16F526
- ANEXO D - CATÁLOGO DE MATERIAL DEL VÁSTAGO
- ANEXO E - CATÁLOGO DE MATERIAL DE LA CAMISA DEL ACTUADOR HIDRÁULICO
- ANEXO F - FICHA TÉCNICA DEL ACTUADOR HIDRÁULICO
- ANEXO G - FICHA TÉCNICA DE LA MANGUERA HIDRÁULICA
- ANEXO H - FICHA TÉCNICA DE ACOPLER PARA MANGUERA HIDRÁULICA
- ANEXO I - FICHA TÉCNICA DEL SISTEMA DE PROPULSIÓN HIDRÁULICA
- ANEXO J - PERFILES ESTRUCTURALES TIPO "C" SEGÚN LA NORMA TÉCNICA ECUATORIANA NTE INEN 1 623:2009
- ANEXO K - PERFILES ESTRUCTURALES TIPO "G" SEGÚN LA NORMA TÉCNICA ECUATORIANA NTE INEN 1 623:2009
- ANEXO L - CATÁLOGO DE TUBO ESTRUCTURAL CIRCULAR
- ANEXO M - CATÁLOGO DE TUBO ESTRUCTURAL RECTANGULAR
- ANEXO N - CATÁLOGO DE RODAMIENTOS
- ANEXO O - CATÁLOGO DE CADENAS
- ANEXO P - CATÁLOGO DE BATERÍA DE CICLO PROFUNDO

ANEXO A
ARTÍCULO CIENTÍFICO

ANEXO B
PLANOS

ANEXO C

CODIFICACION DEL PIC 16F526

ANEXO D

CATÁLOGO DE MATERIAL DEL VÁSTAGO

ANEXO E
CATÁLOGO DE MATERIAL DE LA CAMISA DEL
ACTUADOR HIDRÁULICO

ANEXO F

FICHA TÉCNICA DEL ACTUADOR HIDRÁULICO

ANEXO G

FICHA TÉCNICA DE LA MANGUERA HIDRÁULICA

ANEXO H

FICHA TÉCNICA DE ACOPLER PARA MANGUERA HIDRÁULICA

ANEXO I

FICHA TÉCNICA DEL SISTEMA DE PROPULSIÓN HIDRÁULICA

ANEXO J

PERFILES ESTRUCTURALES TIPO “C” SEGÚN LA NORMA
TÉCNICA ECUATORIANA NTE INEN 1 623:2009

ANEXO K

PERFILES ESTRUCTURALES TIPO "G" SEGÚN LA NORMA
TÉCNICA ECUATORIANA NTE INEN 1 623:2009

ANEXO L

CATÁLOGO DE TUBO ESTRUCTURAL CIRCULAR

ANEXO M

CATÁLOGO DE TUBO ESTRUCTURAL RECTANGULAR

ANEXO N
CATÁLOGO DE RODAMIENTOS

ANEXO O
CATÁLOGO DE CADENAS

ANEXO P

CATÁLOGO DE BATERÍA DE CICLO PROFUNDO



ESPE
UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS
INNOVACIÓN PARA LA EXCELENCIA

**DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA Y MECÁNICA
CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ**

CERTIFICACIÓN

Se certifica que el presente trabajo fue desarrollado por el señor **Jossué Jairo Chiluisa Bravo**.

En la ciudad de Latacunga, a los **22 días del mes de Enero del 2015**.

ING. GUIDO TORRES
DIRECTOR DEL PROYECTO

ING. JUAN ROCHA
CODIRECTOR DEL PROYECTO

Aprobado por:

ING. DANILO ZAMBRANO
DIRECTOR DE LA CARRERA

DR. JUAN DÍAZ
SECRETARIO ACADÉMICO