

ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL
Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la
Producción

"Diseño de una Máquina Compactadora de 30 TON para Residuos
de PET y Cartón"

TRABAJO FINAL DE GRADUACION

Materia Integradora

Previo la obtención del Título de:

INGENIERO MECÁNICO

Presentado por:

Oscar Olmedo Macías Constante

Tyrone José Cedeño Quishpe

GUAYAQUIL - ECUADOR

Año: 2016

AGRADECIMIENTOS

A Dios, a mi hija Amelia Macías, a mi familia, a mi novia Erminia Santana, los cuales me brindaron su inspiración y apoyo durante toda mi carrera estudiantil, en especial a mis padres Rosa Constante y Olmedo Macías porque en todo momento me han ayudado dándome fuerzas para continuar por encima de los obstáculos.

Oscar Macías Constante

Primeramente a Dios, a mi familia y a todas las personas que de uno u otro modo colaboraron en la realización de este trabajo.

Tyrone José Cedeño

A nuestro director Msc. Gonzalo Almeida por sus contribuciones y guía en nuestro proyecto de graduación.

Al Ing. Víctor Guadalupe Echeverría por su excelente colaboración y paciencia en la realización de ensayos en el laboratorio de Mecánica de Sólidos de la ESPOL.

DECLARACIÓN EXPRESA

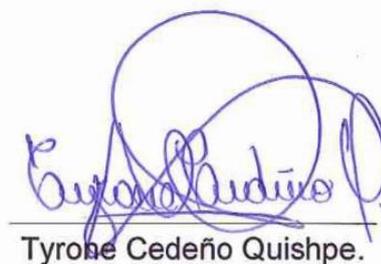
“La responsabilidad del contenido desarrollado en la presente propuesta de la materia integradora corresponde exclusivamente al equipo conformado por:

Oscar Olmedo Macías Constante
Tyrone José Cedeño Quishpe
Msc. Gonzalo Almeida Pazmiño

y el patrimonio intelectual del mismo a la Facultad de Ingeniería Mecánica y Ciencias de la Producción (FIMCP) de la ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL”.



Oscar Macías Constante.



Tyrone Cedeño Quishpe.



Msc. Gonzalo Almeida P.
Director.

RESUMEN

El presente trabajo de graduación tiene como objetivo general diseñar una máquina compactadora para desechos de PET y cartón, la cual consta de un cilindro hidráulico, cuyo accionamiento es capaz de provocar una fuerza de 30 TON para comprimir estos materiales.

Los desechos más comunes que se manejan en los centros de acopio son las botellas de PET y el cartón. La máquina compactadora tiene como principal función reducir considerablemente el volumen de estos residuos en los centros de acopio, para optimizar su almacenamiento y transportación, hasta las industrias donde finalmente serán convertidos en materia prima para la elaboración de nuevos productos.

El proceso de diseño se desarrolló en dos etapas las cuales son: el accionamiento hidráulico y el sistema estructural de la máquina. Se tomó como punto de partida la realización de un estudio de campo en los centros de acopio, donde se receptan los desechos de PET y cartón, con el fin, de obtener datos para dimensionar la cámara de compactación de la máquina. Además, se determinó la fuerza máxima necesaria para comprimir los residuos de PET y cartón. Es necesario recalcar, que esta fuerza se halló en base a ensayos realizados en el laboratorio de mecánica de sólidos de la Escuela Superior Politécnica del Litoral.

En el diseño hidráulico se contó con el apoyo del programa FluidSIM Hydraulics que ayudó a simular y a corroborar los tiempos del ciclo de trabajo de la máquina compactadora, en base a los parámetros hidráulicos que se hallaron analíticamente (presión, caudal y potencia). Se seleccionó los componentes y accesorios que conforman el sistema hidráulico. Además, se realizaron planos esquemáticos con la ayuda del software INVENTOR.

En el diseño estructural, se analizaron los máximos esfuerzos de los principales elementos del sistema estructural, para lo cual se utilizaron los diagramas de

momento flector de cada elemento. Una vez ya encontrados los máximos esfuerzos en base a los diagramas, se seleccionó los perfiles adecuados. Se procedió a realizar el respectivo dibujo de la estructura en el programa de INVENTOR, para luego hacer la simulación con el programa ANSYS. Se comparó los resultados obtenidos analíticamente con los de la simulación.

Se presentaron y analizaron los resultados obtenidos en los diseños hidráulico y estructural. Se determinó el costo de la máquina compactadora. Finalmente se concluye el presente proyecto de graduación enfatizando las conclusiones y recomendaciones a futuro del presente proyecto.

Palabras Clave:

Prensa/Máquina Compactadora Hidráulica de 30 TON para PET y Cartón.

Embaladora Hidráulica de 30 TON para PET y Cartón.

ABSTRACT

This graduation project has a general objective to design a waste compacting machine for PET and cardboard, which consists of a hydraulic cylinder, the drive is capable of causing a force of 30 TON to compress these materials.

The most common wastes are managed in the collection centers are PET bottles and cardboard. The compacting machine's main function is to significantly reduce the volume of this waste at the collection centers to optimize storage and captivity, to the industries where they eventually will be converted into raw material for the development of new products.

The design process was developed in two stages which are the hydraulic drive and the structural system of the machine. Was taken as a starting point conducting a field study in the collection centers where waste PET and cardboard reception, in order, to obtain data for sizing the compacting chamber of the machine. Furthermore, the maximum force needed to compress was determined waste PET and paperboard. It should be emphasized that this force was found based on tests conducted in the laboratory of solid mechanics of the Escuela Superior Politecnica del Litoral.

In the hydraulic design he had the support of FluidSIM Hydraulics program that helped simulate and to corroborate the times of the working cycle of the compacting machine, based on the hydraulic parameters analytically found (pressure, flow and power). Components and accessories that make up the hydraulic system was selected. In addition, schematic drawings with the help of software INVENTOR performed.

In the structural design, the best efforts of the main elements of the structural system were analyzed, for which the bending moment diagrams of each element were used. Once you found and maximum efforts based on diagrams, appropriate profiles are selected. We proceeded to carry out the respective drawing of the structure in the program INVENTOR, then do the simulation with ANSYS program. the results obtained with analytical simulation was compared.

They were presented and analyzed the results obtained in the hydraulic and structural designs. The cost of the compacting machine is determined. Finally this graduation project is concluded, emphasizing the conclusions and recommendations for the future of this project.

Keywords:

30 TON Hydraulic Machine PET and cardboard Press / Compactor.

30 TON Hydraulic PET and cardboard baler.

INDICE GENERAL

RESUMEN	i
ABSTRACT	iv
INDICE GENERAL	vi
ABREVIATURAS.....	ix
SIMBOLOGÍA.....	x
INDICE DE FIGURAS	xiii
INDICE DE TABLAS	xvi
INDICE DE PLANOS.....	xviii
CAPITULO 1	1
1. INTRODUCCIÓN.....	1
1.1. Descripción del Problema.....	2
1.2. Objetivos.....	5
1.2.1. Objetivo General.	5
1.2.2. Objetivos Específicos.	5
1.3. Descripción de la Máquina Compactadora.....	6
1.3.1. Sistema Estructural.	7
1.3.2. Sistema de Accionamiento	8
1.3.2.1. Sistema Hidráulico.	8
1.3.2.2. Sistema Neumático.....	20
1.3.2.3. Sistema Mecánico.....	22
1.4. Estudio de las Alternativas.	23
1.4.1. Alternativa 1: Sistema Hidráulico.....	23
1.4.2. Alternativa 2: Sistema Neumático.	25
1.4.3. Alternativa 3: Sistema Mecánico.	26
1.5. Ponderación de las Alternativas.	27

1.6.	Selección de la Alternativa.	29
CAPITULO 2		30
2.	METODOLOGIA DE DISEÑO	30
2.1.	Análisis de los Materiales a Compactar.....	33
2.1.1	Estudio del PET.....	33
2.1.2	Estudio del Cartón.	38
2.2.	Dimensionamiento de la Cámara de Compactación.....	42
2.3.	Determinación de la Fuerza de Compactación.....	42
2.3.1.	Media Aritmética de las Fuerzas Máximas Obtenidas.....	47
2.3.2.	Determinación de la Fuerza Real.	48
2.3.3.	Fuerza Final Requerida por la Máquina Compactadora.....	49
2.4.	Proceso para la Producción de Pacas de PET y Cartón.	51
2.5.	Parámetros de Diseño de la Máquina Compactadora.	54
2.6.	Diseño de la Máquina Compactadora.....	55
2.6.1.	Diseño Sistema Hidráulico.	55
2.6.1.1.	Selección del Cilindro Hidráulico y Vástago.....	56
2.6.1.2.	Cálculo de Parámetros en el Sistema Hidráulico.	59
2.6.1.3.	Selección del Motor Eléctrico.....	63
2.6.1.4.	Selección de la Bomba Hidráulica.	63
2.6.1.5.	Cálculo del Espesor de la Pared del Cuerpo del Cilindro.....	64
2.6.1.6.	Selección del Elemento Direccional.	65
2.6.1.7.	Dimensionamiento de tuberías en el Sistema Hidráulico.	68
2.6.1.8.	Selección de la Válvula de Seguridad.....	72
2.6.1.9.	Capacidad del Reservorio de Aceite.....	73
2.6.1.10.	Filtración del Sistema Hidráulico.	73
2.6.1.11.	Tipo de Aceite del Sistema Hidráulico.....	74
2.6.1.12.	Simbología Hidráulica.	74

2.6.1.13. Elaboración del Croquis del Sistema Hidráulico.....	75
2.6.1.14. Funcionamiento de la Máquina Compactadora	78
2.6.1.15. Simulación del Sistema Hidráulico.	79
2.6.2. Diseño del Sistema Estructural.	84
2.6.2.1. Esquema de la estructura de la cámara de compactación....	85
2.6.2.2. Dimensionamiento de la Cámara de Compactación	85
2.6.2.3. Diseño Estático de la Estructura	86
2.6.3. Análisis de Esfuerzos, Deformaciones en ANSYS	101
2.6.3.1. Estructura de la Cámara de Compactación	102
2.6.3.2. Base – Bastidor.....	112
2.6.3.3. Mesa Móvil de Compactación	118
CAPITULO 3	123
3. RESULTADOS	123
3.1. Resultados del Diseño Hidráulico.....	123
3.2. Resultados del Diseño Estructural.....	125
3.3. Análisis de Costos.	128
3.3.1. Análisis de Costos Sistema Hidráulico.	128
3.3.2. Análisis de Costos Sistema Estructural.....	130
3.4. Cálculo del TIR y VAN.....	132
3.5. Retorno Sobre la Inversión de la Máquina Compactadora.	137
CAPÍTULO 4	140
4. DISCUSIÓN Y CONCLUSIONES.....	140
4.1. Conclusiones:.....	140
4.2. Recomendaciones.....	141
BIBLIOGRAFÍA	
APENDICES	

ABREVIATURAS

DIN	Deutsches Institut für Normung (Instituto Alemán de Normalización)
CETOP	European Oil Hydraulic and Pneumatic Committee
ESPOL	Escuela Superior Politécnica del Litoral
IFP	International Fluid Power of America
ISO	International Organization for Standardization
PET	Tereftalato de Polietileno
UPN	Perfil UPN Normalizado de Acero
CA	Corriente Alterna
SAE	Society of Automotive Engineers
AISI	American Iron and Steel Institute
E355	Denominación Española del Acero SAE 1024, Basado en la Norma UNE 36011-12
RPM	Revoluciones por Minuto
NPT	National Pipe Thread (Rosca Estadounidense Cónica para Tubos)
DCL	Diagrama de Cuerpo Libre
IVA	Impuesto Valor Agregado
VAN	Valor Actual Neto
TIR	Tasa Interna de Retorno
ROI	Return On Investment (Retorno Sobre la Inversión)

SIMBOLOGÍA

<i>TON</i>	Toneladas
<i>kg</i>	Kilogramo
<i>kwh</i>	Kilovatios-Hora
m^3	Metros cúbicos
m^2	Metros cuadrados
<i>kw</i>	Kilovatios
<i>HP</i>	Horse Power (caballos de fuerza)
<i>US gpm</i>	Galones por minuto americano
<i>psi</i>	Poud square inch (libras por pulgada cuadrada)
<i>lts/min</i>	Litros por minuto
<i>min</i>	Minuto
<i>m</i>	Metro
<i>mm</i>	Milímetro
<i>kg/día</i>	Kilogramos por día
$\rho_{Suelto PET \#1}$	Densidad de PET suelto (no compactado) en el volumen #1
$\rho_{Suelto PET \#2}$	Densidad de PET suelto (no compactado) en el volumen #2
$\rho_{Suelto PET}$	Densidad de PET suelto (no compactado)
m_{CP}	Masa de PET compactado
m_{SP}	Masa de PET suelto (no compactado)
V_{CP}	Volumen de PET compactado
V_{SP}	Volumen de PET suelto (no compactado)
ρ_{SP}	Densidad de PET suelto (no compactado)
ρ_{CP}	Densidad de PET compactado
$m_{Paca PET}$	Peso de la paca de PET
$\rho_{Suelto Cartón \#1}$	Densidad de cartón suelto (no compactado) en el volumen #1
$\rho_{Suelto Cartón \#2}$	Densidad de cartón suelto (no compactado) en el volumen #2
$\rho_{Suelto Cartón}$	Densidad de PET suelto (no compactado)

m_{CC}	Masa de cartón compactado
m_{SC}	Masa de cartón compactado suelto (no compactado)
V_{SC}	Volumen de cartón suelto (no compactado)
V_{CC}	Volumen de cartón compactado
ρ_{CC}	Densidad de cartón compactado
ρ_{SC}	Densidad de cartón suelto (no compactado)
$m_{Paca\ Cartón}$	Peso de la paca de cartón
A_R	Área de compactación de la máquina en tamaño real
A_P	Área de compactación en el recipiente de prueba
h_i	Altura del recipiente de prueba
h_f	Altura de compactación
V_P	Volumen total del recipiente de prueba
V_{CCP}	Volumen de cartón compactado en el recipiente de prueba.
$F_{Prom. PET}$	Fuerza promedio para el PET
$F_{Prom. Cartón}$	Fuerza promedio para el Cartón
F_R	Fuerza real
σ_P	Esfuerzo del PET al ser compactado en el recipiente de prueba
A_P	Es el área de la base interna del recipiente de prueba
\emptyset_P	Es el diámetro interior del recipiente de prueba
σ_R	Esfuerzo del PET al ser compactado en la máquina
F_R	Fuerza real
A_{MC}	Área de la base en la mesa de compactación de la máquina
F_0	Fuerza final requerida por la prensa compactadora
η	Factor de seguridad
P_{ot}	Potencia del motor eléctrico
P_T	Presión de trabajo del sistema hidráulico
Q	Caudal del sistema hidráulico
P_S	Presión supuesta del sistema hidráulico
A_{CH}	Área interna del cilindro hidráulico
\emptyset_{Int}	Diámetro interior del cilindro hidráulico
L_{CH}	Carrera del cilindro hidráulico

L_V	Longitud del vástago del cilindro hidráulico
L_e	Longitud de pandeo del vástago
F_P	Fuerza de pandeo del vástago
α	Factor de seguridad equivalente a 3
E	Módulo de Young del acero equivalente a $2.1 \times 10^{11} \text{ N/m}^2$
I	Momento polar de inercia de un cilindro macizo (vástago)
\emptyset_V	Diámetro del vástago
P_A	Presión en el avance del cilindro hidráulico
P_R	Presión en el retroceso del cilindro hidráulico
A_{AC}	Área interna de la cámara del pistón del cilindro hidráulico
A_{ACH}	Área interna de la cámara anular del cilindro hidráulico
V_A	Volumen de fluido que ocupa el cilindro en el avance
t_A	Tiempo que tarda el avance del cilindro
Q_A	Caudal de aceite en el avance del cilindro
V_R	Volumen de fluido que ocupa el cilindro en el retroceso
Q_R	Caudal de aceite en el retroceso del cilindro
Q_{SA}	Caudal de salida de aceite en la toma B durante el avance del cilindro
Q_{SR}	Caudal de salida de aceite en la toma A durante el retroceso del cilindro

INDICE DE FIGURAS

Figura 1.1. Proceso de Reducción de Volumen en el PET.....	3
Figura 1.2. Descripción de la Máquina Compactadora.....	4
Figura 1.3. Partes de un Cilindro Hidráulico.	7
Figura 1.4. Cilindro Hidráulico de Simple Efecto.	8
Figura 1.5. Cilindro Hidráulico de Doble Efecto.	9
Figura 1.6. Cilindros Hidráulicos Telescópicos.	11
Figura 1.7. Corte de una Bomba Hidráulica del Tipo Paletas.	12
Figura 1.8. Reservorio de Aceite Hidráulico.	14
Figura 1.9. Racores Hidráulicos.	15
Figura 1.10. Mangueras Hidráulicas Flexibles.	16
Figura 1.11. Válvula direccional de corredera (4 vías y 3 posiciones).	16
Figura 1.12. Válvula de Alivio.....	17
Figura 1.13. Filtro Tipo Spin On con Manómetro Indicador de Saturación.....	18
Figura 1.14. Diagrama Funcional de un Típico Circuito Neumático.....	19
Figura 1.15. Cilindro Neumático de Simple Efecto.	20
Figura 1.16. Cilindro Neumático de Doble Efecto.	21
Figura 1.17. Gatos Mecánicos de Tornillo.....	21
Figura 1.18. Compactadora con Sistema de Accionamiento Hidráulico.....	22
Figura 1.19. Compactadora con Sistema de Accionamiento Neumático.....	24
Figura 1.20. Compactadora con Sistema de Accionamiento Mecánico.....	25
Figura 2.1. Determinación de la Densidad del PET No Compactado.....	32
Figura 2.2. Determinación de la Densidad del Cartón No Compactado.....	36
Figura 2.3. Prensa Universal INSTRON Para Ensayos.....	41
Figura 2.4. Ensayos de Compactación del PET.....	41
Figura 2.5. Recipiente Para Hacer las Pruebas de Compactación.....	42
Figura 2.6. Ensayos de Compactación Para el Cartón	44
Figura 2.7. Valores de Longitud de Pandeo (L_e).....	55
Figura 2.8. Motor Eléctrico de 25 HP Para Uso General.....	62
Figura 2.9. Bomba de Engranajes Externos.....	63
Figura 2.10. Distribución de los Puertos en una Válvula Direccional.....	65

Figura 2.11. Simbología de una Válvula de 4/3 con Centro Tándem.....	66
Figura 2.12. Válvula Direccional con Conectores DIN y 2 Bobinas.....	66
Figura 2.13. Subplaca para el Montaje de la Válvula Direccional.....	67
Figura 2.14. Ábaco para Determinar Diámetro de Tuberías.....	68
Figura 2.15. Cámaras del Pistón y Anular en un Cilindro Hidráulico.....	70
Figura 2.16. Válvula Modular de Alivio Montaje Tipo Sanduche.....	71
Figura 2.17. Esquema de la Válvula Direccional y sus Bobinas.....	77
Figura 2.18. Detalle del Panel de Control de la Máquina Compactadora.....	77
Figura 2.19. Selección de los Componentes del Sistema Hidráulico.....	78
Figura 2.20. Conexión de los Componentes del Sistema Hidráulico.....	78
Figura 2.21. Ingreso de Datos en el Grupo Motriz del Sistema Hidráulico.....	79
Figura 2.22. Ingreso de Datos en el Cilindro Hidráulico.....	79
Figura 2.23. Ingreso de la Fuerza de Prensada en el Cilindro Hidráulico.....	80
Figura 2.24. Ingreso de Datos en la Válvula Reguladora de Caudal.....	80
Figura 2.25. Encendido de La Simulación Hidráulica.....	81
Figura 2.26. Movimiento de Descenso o Prensada del Cilindro Hidráulico.....	81
Figura 2.27. Movimiento de Ascenso o Retroceso del Cilindro Hidráulico.....	82
Figura 2.28. Esquema de la Estructura de la Cámara.....	83
Figura 2.29. Dimensión de la Estructura Medidas en Mm.....	84
Figura 2.30. Diagrama de Cuerpo Libre (DCL) de La Paca.....	85
Figura 2.31. Diagrama de Cuerpo Libre (DCL) de la Viga Principal.....	86
Figura 2.32. Fuerza Cortante y Momento Flector de la Viga Principal.....	87
Figura 2.33. Deflexión Debido a la Fuerza de Compactación F_r	89
Figura 2.34. Deflexión Debido al Peso de la Central Hidráulica W_n	90
Figura 2.35. Diagrama de Cuerpo Libre (DCL) de la Paca.....	91
Figura 2.36. Diagrama de La Fuerza Cortante de la Viga Transversal.....	92
Figura 2.37. Deflexión Debido a la Fuerza F de Lado Derecho.....	94
Figura 2.38. Deflexión Debido A la Fuerza F de Lado Izquierdo.....	94
Figura 2.39. Diagrama de Cuerpo Libre (DCL) de la Barra.....	95
Figura 2.40. Diseño de Forma de las Paredes.....	101
Figura 2.41. Cámara de Compactación con Puerta y Sin Puerta.....	102
Figura 2.42. Mallado de la Cámara de Compactación.....	103

Figura 2.43. Distribución Estadística Cámara de Compactación.....	104
Figura 2.44. Cargas y Apoyos de la Cámara de Compactación.....	105
Figura 2.45. Deformación Global de la Cámara de Compactación.....	106
Figura 2.46. Esfuerzo de Von Mises Global de la Cámara de Compactación...	106
Figura 2.47. Factor de Seguridad Global de la Cámara de Compactación.....	107
Figura 2.48. Deformación Total de la Viga Principal.....	108
Figura 2.49. Esfuerzo Equivalente de Von Mises de la Viga Principal.....	108
Figura 2.50. Factor de Seguridad de la Viga Principal.....	109
Figura 2.51. Deformación Total de la Viga Transversal.....	109
Figura 2.52. Esfuerzos Equivalentes de Von Mises de la Viga Transversal.....	110
Figura 2.53. Factor de Seguridad de la Viga Principal.....	110
Figura 2.54. Deformación Total de la Barra.....	111
Figura 2.55. Esfuerzos Equivalentes de Von Mises de la Barra.....	112
Figura 2.56. Factor de Seguridad de la Barra.....	112
Figura 2.57. Esquema en ANSYS de la Base.....	113
Figura 2.58. Mallado de la Base.....	113
Figura 2.59. Distribución Estadística Elementos del Mallado de la Base.....	114
Figura 2.60. Asignación de Cargas en la Base de la Estructura.....	115
Figura 2.61. Deformación Total en la Base.....	116
Figura 2.62. Esfuerzos Equivalentes de Von Mises de la Base.....	117
Figura 2.63. Factor de Seguridad de la Base.....	118
Figura 2.64. Esquema en ANSYS de la Mesa Móvil.....	118
Figura 2.65. Mallado de La Mesa Móvil.....	119
Figura 2.66. Distribución Estadística del Mallado en la Mesa Móvil.....	119
Figura 2.67. Asignación de las Cargas en la Mesa Móvil.....	120
Figura 2.68. Deformación Total en la Mesa Móvil.....	121
Figura 2.69. Esfuerzo Equivalente de Von Mises de la Mesa Móvil.....	121
Figura 2.70. Esfuerzo Equivalente de Von Mises de la Mesa Móvil.....	122
Figura 2.71. Factor de Seguridad de la Mesa Móvil.....	122
Figura 2.72. TIR y VAN Para la Inversión de la Máquina Compactadora.....	137

INDICE DE TABLAS

Tabla 1.1 Costo Mensual de la Transportación de PET y Cartón.....	4
Tabla 1.2 Tipos de Bombas Oleohidráulicas.....	12
Tabla 1.3. Ventajas y desventajas del Sistema Hidráulico.....	24
Tabla 1.4. Ventajas y Desventajas del Sistema Neumático.....	26
Tabla 1.5. Ventajas y Desventajas del Sistema Mecánico.....	27
Tabla 1.6. Matriz de Selección del Sistema de Accionamiento.....	26
Tabla 2.1. Datos Para el Análisis del PET.....	34
Tabla 2.2. Datos Para el Análisis del Cartón.....	38
Tabla 2.3. Posibles Dimensiones de la Cámara de Compactación.....	42
Tabla 2.4. Resultados de las Pruebas de Compactación del PET.....	45
Tabla 2.5. Resultados de las Pruebas de Compactación del Cartón.....	45
Tabla 2.6. Factores de Seguridad.....	50
Tabla 2.7. Número de Compactaciones Para Obtener una Paca de PET.....	52
Tabla 2.8. Número de Compactaciones Para Obtener una Paca de Cartón.....	53
Tabla 2.9. Principales Parámetros de Diseño.....	54
Tabla 2.10 Velocidad del Fluido Para Determinar el Diámetro de la Tubería.....	68
Tabla 2.11 Diámetros de Ductos Desde la Succión Hasta la Válvula.....	70
Tabla 2.12 Diámetro de Ductos A-A y B-B.....	71
Tabla 2.13 Elementos que Componen el Sistema Hidráulico.....	77
Tabla 3.1 Parámetros del Ciclo de Trabajo.....	123
Tabla 3.2 Dimensionamiento de Ductos del Sistema Hidráulico.....	125
Tabla 3.3 Resultados de la Cámara de Compactación.....	126
Tabla 3.4 Resultados de la Base.....	127
Tabla 3.5 Resultados de la Mesa Móvil.....	128
Tabla 3.6 Costos de los Elementos que Componen el Sistema Hidráulico.....	129
Tabla 3.7 Costos Mano de Obra Sistema Hidráulico.....	130
Tabla 3.8. Costos del Sistema Estructural.....	131
Tabla 3.9. Peso del Sistema Estructural.....	131
Tabla 3.10. Costos de la máquina compactadora.....	132
Tabla 3.11. Consideraciones del Proyecto de Acuerdo al VAN.....	133

Tabla 3.12. Ganancias Anuales.....	134
Tabla 3.13. Egresos Anuales.....	135
Tabla 3.14. Flujo de Efectivo Neto.....	135

INDICE DE PLANOS

PLANO 1	Plano Unifilar de la Central Hidráulica.....	150
PLANO 2	Descripción de los Componentes de la Central Hidráulica.....	151
PLANO 3	Vistas del Cilindro Hidráulico.....	152
PLANO 4	Ensamble y Vista en Perspectiva de la Máquina Compactadora....	153
PLANO 5	Ensamble y Vista de la Máquina Compactadora.....	154
PLANO 6	Cámara de Compactación y Base.....	155
PLANO 7	Mesa Móvil de Compactación.....	156
PLANO 8	Detalles de la Puerta.....	157
PLANO 9	Partes de Ensamble de la Puerta.....	158

CAPITULO 1

1. INTRODUCCIÓN

La función de la máquina compactadora es reducir el volumen de los desechos de PET y cartón, mediante pacas de alta densidad, con la finalidad de obtener un beneficio en la transportación y almacenaje de los mismos desechos.

El presente trabajo se inicia con el estudio de campo de algunos centros de acopio y plantas de reciclaje de PET y cartón, la pretensión de este estudio tiene como fin determinar los parámetros funcionales para el diseño de la máquina compactadora.

Este proyecto consta de 4 capítulos que se describen brevemente a continuación:

En el primer capítulo se describe el problema y sus antecedentes, se menciona la importancia del reciclaje del PET y cartón, se citan los objetivos del presente proyecto de graduación, se analizan los elementos que conforman la máquina compactadora y también, se presenta un estudio básico de los sistemas de accionamiento utilizados en distintas aplicaciones, en el proceso de compactación de materiales. Se estudiaron diferentes alternativas para el accionamiento de la máquina y se seleccionó la más apropiada.

En el segundo capítulo, se detalla la metodología de diseño. Se presenta un estudio de los materiales a compactar (PET y cartón), para ello se realizó una investigación de campo a diferentes centros de acopio con el objeto de obtener datos de la cantidad de ingreso diario de PET y cartón. Se obtuvieron las dimensiones de la paca y posteriormente las demás dimensiones de la estructura que comprende la máquina. Se realizaron pruebas de compresión del PET y cartón para determinar la fuerza de compactación requerida por la máquina. Se

procedió a continuación con el diseño estructural y del sistema de accionamiento seleccionado en la matriz de selección. En este capítulo se explica y detalla la metodología de diseño mediante cálculos ingenieriles.

En el tercer capítulo se presentan y analizan los resultados obtenidos en el diseño hidráulico y estructural de la máquina. Se determinó el costo de la máquina compactadora.

En el cuarto capítulo se presentan las conclusiones que deja como resultado el diseño de la máquina compactadora, cumpliendo con los objetivos generales del proyecto. Adicionalmente se plantean las recomendaciones para posteriores análisis de este tipo de máquinas.

1.1. Descripción del Problema

Con el crecimiento de la población se aumenta el consumo de materiales reciclables, de manera que surgen nuevas necesidades y tendencias. Una de esas tendencias que está revolucionando la industria es el reciclaje. Se busca recuperar grandes cantidades de desechos entre los cuales se destacan las botellas de PET y el cartón, siendo estos los más comunes.

Es una regla universal que el crecimiento en la actividad del reciclaje origine nuevos problemas. Debido a ello se presenta el reto de encarar el inconveniente de espacio y disposición de los desechos reciclados.

Este inconveniente se presenta comúnmente en los centros de acopio y radica en que el espacio ocupado por las grandes cantidades de desechos reciclados de PET y cartón es muy grande en comparación con el espacio disponible, además que esto origina grandes costos de transportación debido a que los desechos mencionados, que se transporta en camiones, son tarifados por volumen.

Según el estudio de campo realizado en los centros de acopio, se averiguó que el ingreso de PET no compactado varía diariamente entre 700 kg hasta 1000 kg, y el ingreso de cartón no compactado varía diariamente entre 1200 kg hasta 1500 kg.

Para considerar los costos en la transportación de materiales reciclados (entre los más destacados el PET y cartón), se toma como ejemplo un centro de acopio localizado en el suburbio de Guayaquil. Una compañía de transportes dispone de un furgón estándar de capacidad de 20 m³ y puede transportar un peso de hasta 5 TON.

Los centros de acopio, por lo general envían sus materiales reciclados a la planta INTERCIA S.A, que es la que acumula toda la materia prima reciclada para enviarla a las plantas encargadas de realizarles su reprocesamiento.

El flete de materia prima cuesta \$50 que es desde el centro de acopio hasta la ubicación de INTERCIA S.A que queda en el Km 10,5 vía a Daule lotización Industrial INMACONSA.

En la transportación de PET no compactado, se tendrían que realizar 2 fletes al día, consecuencia de esto, se genera un gasto mensual de \$1.860,00. Mientras que en la transportación de PET compactado, existe la ventaja de acumular material por más de 6 días para obtener 1 flete, consecuencia de esto, se genera un gasto mensual de \$155,80. De modo que, se obtendría un ahorro de \$1.704,20 si se adquiriese una máquina compactadora.

De la misma manera, en la transportación del cartón no compactado, se tendría que realizar un flete por día, consecuencia de esto, se genera un gasto mensual de \$922,00. Mientras que en la transportación del cartón compactado, existe la ventaja de acumular material por más de 3 días para obtener un flete, consecuencia de esto, se genera un gasto mensual de \$263,60. De modo que, se obtendría un ahorro de \$658,40 si se adquiriese una máquina compactadora.

El análisis anterior en la transportación de PET y cartón se lo hace considerando que se laboran 5 días a la semana en el centro de acopio. En la tabla 1.1 se logran apreciar los resultados antes mencionados en la transportación de material no compactado y compactado.

Tabla 1.1 Costo Mensual de la Transportación de PET y Cartón.

		Número de Fletes al día	¿Por cuántos días se puede acumular material para hacer un solo flete?	Peso por Flete (kg)	Costo Mensual	Ahorro mensual por la compactación
PET	Material No Compactado	1,86	0	374,36	\$ 1.860,00	\$ 1.704,20
	Material Compactado	0,1558	6,4	4492,32	\$ 155,80	
Cartón	Material No Compactado	0,922	0	1300,5	\$ 922,00	\$ 658,40
	Material Compactado	0,2636	3,79	4451,75	\$ 263,60	

En la actualidad existen varias empresas que se están dedicando al reciclaje debido al gran impacto en el desarrollo humano y en la conservación del medio ambiente. Debido a esto, surge la necesidad de reducir el espacio ocupado para el almacenamiento. Para esto se propone desarrollar una máquina compactadora de PET y cartón, que brinde apoyo al desarrollo de las empresas que se dedican al reciclaje en el Ecuador. La figura 1.1 muestra la reducción de volumen en las botellas de PET.



Figura 1.1. Reducción de Volumen en el PET. (Compactación de las botellas, s.f.)

De esta manera, es fácil entender la razón por la cual la compactación de PET y cartón es un punto importante dentro de la cadena de reciclaje. Mientras más compacto sea el bloque (paca) ya sea de PET o cartón mayor es la cantidad de desecho manejado por las empresas en poco volumen ocupado, y por esta razón son menores los costos de almacenaje y transporte. Este es el punto de nuestro estudio. Por otro lado, el importar una máquina compactadora resulta costoso y algo dilatorio, por el tiempo de espera para la adquisición del equipo. Todos estos factores, limitan la capacidad de reciclaje a las pequeñas empresas.

Con el diseño de la máquina compactadora se contribuye con una solución original, innovadora, confiable, económicamente viable y competitiva para el mejoramiento del proceso de reciclaje en pequeñas empresas.

Algo importante del presente proyecto de graduación, es que la producción nacional de este tipo de equipos beneficia a la industria del reciclaje en el país.

1.2. Objetivos.

1.2.1. Objetivo General.

Diseñar una máquina compactadora de 30 TON de fuerza para desechos de PET y cartón obtenidos en el proceso de reciclaje de los materiales, mediante su transformación en bloques o pacas, para una óptima transportación y almacenaje.

1.2.2. Objetivos Específicos.

- ✓ Dimensionar la cámara de compactación.
- ✓ Determinar la fuerza de compactación.
- ✓ Diseñar el sistema de accionamiento seleccionado.
- ✓ Diseñar el sistema estructural que comprende la máquina.
- ✓ Determinar el costo de la máquina compactadora.

1.3. Descripción de la Máquina Compactadora.

Básicamente está compuesta por dos sistemas: el estructural, que es en donde se van a alojar los desechos que van a ser compactados y el sistema de accionamiento, que es el que generará la fuerza necesaria para compactar dichos desechos. En la figura 1.2 se aprecian los principales componentes de la máquina compactadora.

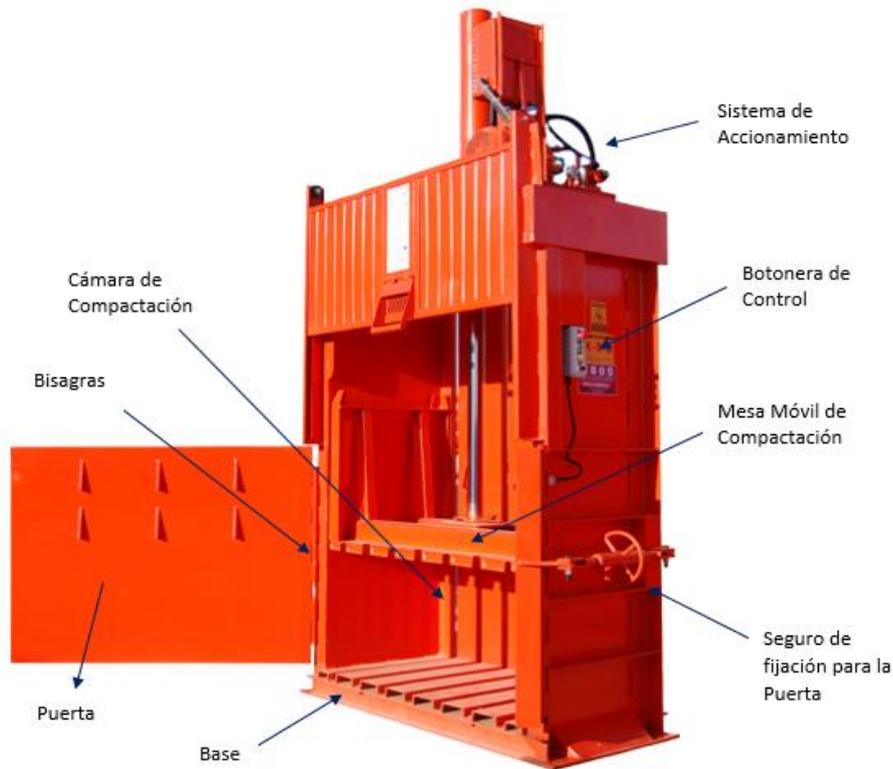


Figura 1.2. Descripción de la Máquina Compactadora (Prensas compactadoras hidráulicas, s.f.).

Sistema Estructural:

- ✓ Mesa Móvil de Compactación
- ✓ Estructura de la Cámara de Compactación
- ✓ Puerta.
- ✓ Seguro de fijación de la puerta

Sistema de accionamiento:

Existen tres alternativas de accionamiento que permitirán hacer el trabajo de compactación de los desechos de PET y cartón.

- ✓ Sistema Hidráulico
- ✓ Sistema Neumático
- ✓ Sistema Mecánico

Más adelante, en los incisos 1.4, 1.5 y 1.6 se analizarán las ventajas y desventajas de cada uno de estos sistemas de accionamiento y se seleccionará el mejor de ellos para la máquina compactadora.

1.3.1. Sistema Estructural.

El sistema estructural está constituido por perfiles de acero, estos perfiles dan la suficiente rigidez y estabilidad a la estructura de la mesa móvil de compactación así como también del sistema estructural de la compactadora. A continuación, se detallan algunas partes importantes del sistema estructural.

Mesa Móvil de Compactación.

Es la parte móvil del sistema estructural de la máquina que está conformada por vigas UPN. Es también la encargada de transmitir la fuerza necesaria que da el pistón hidráulico para compactar el material depositado en la cámara de compactación. Esta será a su vez accionada para ascenso o descenso.

Estructura de la Cámara de Compactación.

La cámara de compactación es en donde se va a alojar el material reciclado suelto para ser compactado. Está formada por 4 paredes, 2 laterales, una posterior y una frontal que es la puerta para la extracción de la paca.

1.3.2. Sistema de Accionamiento

1.3.2.1. Sistema Hidráulico.

Un circuito hidráulico es un conjunto de elementos dispuestos de tal forma que mediante un fluido, como que es el aceite hidráulico, se realiza un trabajo o se ejecuta una serie de acciones destinadas al accionamiento de máquinas o mecanismos.

El esquema de bloques del sistema hidráulico está el formado por el motor, la bomba, los elementos de transporte, los dispositivos de regulación y control, y los elementos de trabajo (Oleohidráulica ventajas e inconvenientes., s.f.).

Cilindro Hidráulico.

Los cilindros son los actuadores que transforman la energía hidráulica en trabajo, y pueden ser:

- ✓ De simple efecto.
- ✓ De doble efecto.
- ✓ Telescópicos.

Los cilindros hidráulicos obtienen la energía de un fluido presurizado, que es típicamente algún tipo de aceite. El cilindro hidráulico consiste en dos piezas: un cilindro barril y un pistón o émbolo móvil conectado a un vástago. El cilindro barril está cerrado por los dos extremos, en uno está el fondo y en el otro, la cabeza por donde se introduce el pistón, que tiene una perforación por donde sale el vástago. El pistón divide el interior del cilindro en dos cámaras: la cámara inferior y la cámara del vástago. La presión hidráulica actúa en el pistón para producir el movimiento lineal.

La fuerza máxima es función de la superficie activa del émbolo y de la presión máxima admisible, según la ecuación:

$$F = P * A \quad (1)$$

Donde:

F : Es la fuerza máxima

P : Presión de trabajo del sistema hidráulico

A : Área se la sección del cilindro hidráulico

Esta fuerza es constante desde el inicio hasta la finalización de la carrera. La velocidad depende del caudal de fluido y de la superficie del pistón. Según la versión, el cilindro puede realizar fuerzas de tracción y/o compresión (Concepto de Cilindro hidráulico., s.f.).

En la Figura 1.3 se muestra un corte esquemático de un cilindro típico, al cual se denomina de doble efecto porque realiza ambas carreras por la acción del fluido.

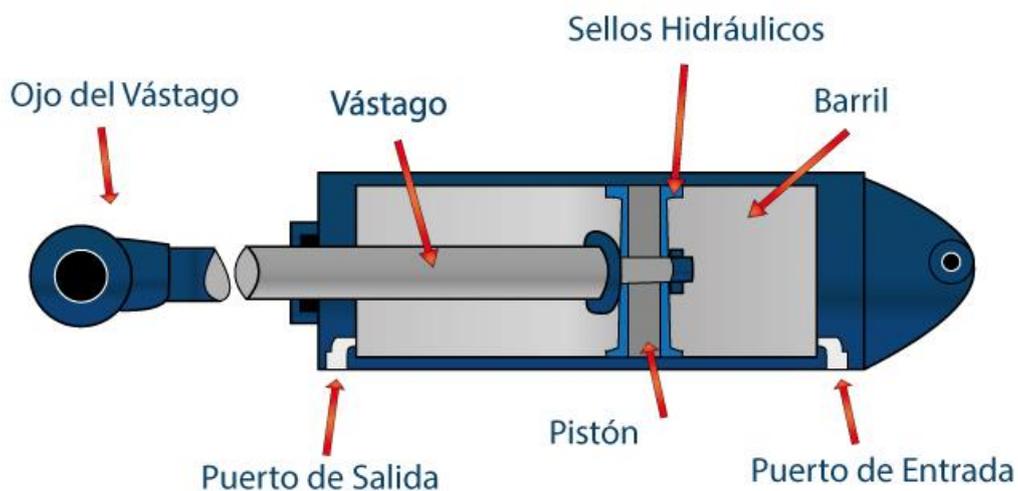


Figura 1.3. Partes de un Cilindro Hidráulico (Partes de un cilindro hidráulico, s.f.).

Tipos de Cilindros

Cilindro de Simple Efecto.

Cilindros que entregan su fuerza a tensión o a compresión, según sea su aplicación, y se retroponen por fuerzas externas por resorte o por el propio peso del pistón.

Tipos de estos cilindros pueden ser:

- ✓ Cilindros de pistón sin vástago, sin pistón guía y con pistón guía. Ejemplos: Prensas, elevadores.
- ✓ Cilindros con retroceso por resorte interno o externo. De trabajo a compresión y a tensión. Ejemplos: Herramientas de montaje, elementos de sujeción.
- ✓ Cilindro de vástago con pistón. Ejemplos: Elevadores (montacargas) (Cilindros hidráulicos, s.f.).

En la figura 1.4 se aprecia un cilindro de simple efecto y se caracterizan porque tienen una sola entrada de aceite para hacerlos accionar.



Figura 1.4. Cilindro Hidráulico de Simple Efecto. (Cilindro de simple efecto, s.f.).

Cilindro de Doble Efecto.

Cilindros que entregan su fuerza a tensión y a compresión en ambos sentidos de su carrera.

En la figura 1.5 se aprecia un cilindro de doble efecto. Estos cilindros se caracterizan por tener dos puertos, uno de entrada y otro de salida del aceite para hacerlos accionar, ya sea bien en avance o en retroceso.



Figura 1.5. Cilindro Hidráulico de Doble Efecto. (Cilindro de doble efecto, s.f.).

Tipos de estos cilindros pueden ser:

- ✓ Cilindros diferenciales: Estos cilindros son los más comunes y se llaman diferenciales por la diferencia de áreas entre las dos cámaras (área del pistón y área anular (diferencia entre el área del vástago y área del pistón). Ejemplos: Presas, máquinas de inyección de plástico y de metales, sopladoras y aplicaciones generales de tipo industrial y de equipo móvil (excavadoras, buldózer, cargadores, etc.)
- ✓ Cilindros de doble vástago con diámetros de vástago de igual diámetro. Ejemplo: Direcciones hidráulicas de algunos equipos (camiones o automóviles) y aplicaciones diversas de tipo industrial.
- ✓ Cilindros de doble vástago con diámetros de vástagos diferentes (cilindros de doble vástago diferenciales). Ejemplos: Aplicaciones diversas de tipo industrial. Cilindros de construcción especial
- ✓ Cilindros Tándem; son como dos cilindros en uno trabajando en serie. Ejemplos: máquinas inyectoras de plástico, sopladoras, etc.
- ✓ Cilindros de marcha rápida de simple y doble efecto; son como dos cilindros que pueden generar velocidades de desplazamiento muy rápidos de volúmenes pequeños y grandes fuerzas de compresión de grandes

áreas efectivas del pistón. Ejemplos: máquinas de inyección de plástico y de metales de grandes potencias.

Los tipos de cilindros especiales pueden ser muy diversos dependiendo de la aplicación (Cilindros hidráulicos, s.f.).

Cilindro Telescópico.

Los cilindros telescópicos se caracterizan por conseguir largas carreras (mucha longitud de trabajo) utilizando una camisa relativamente corta pudiendo ser estos cilindros de doble efecto y de simple efecto.

En los cilindros de simple efecto telescópicos, el cilindro sale cuando se le aplica presión y el retroceso normalmente es por fuerza externa.

En los cilindros de doble efecto telescópicos tanto el avance como el retroceso es mediante presión de aceite hidráulico (Cilindro telescópico., s.f.).

Aplicaciones de estos cilindros pueden ser de acuerdo a su tipo:

- ✓ Cilindros telescópicos de simple efecto: Elevación de volcos de camiones, elevadores y en general aplicaciones donde se requiera elevar cargas a grandes alturas pero cuando este retraído ocupe un espacio muy reducido y que además este descienda por peso.
- ✓ Cilindros telescópicos de doble efecto: Elevación de torres perforadoras de petróleo, compactación de desperdicios en carros de recolección de basuras y en general aplicaciones donde se requiera desplazamientos de longitudes grandes pero cuando este retraído ocupe un espacio muy reducido (Cilindros hidráulicos, s.f.).

En la figura 1.6 se aprecian algunos cilindros telescópicos usados ampliamente en la industria y en los equipos móviles.



Figura 1.6. Cilindros Hidráulicos Telescópicos (Cilindro telescópico, s.f.).

Bomba Oleohidráulica.

La bomba oleohidráulica es el nombre común que se da a la bomba de aceite hidráulico o también llamada bomba de alta precisión volumétrica. Este dispositivo tiene la característica de crear el flujo, más no la presión.

Para ello, la bomba hidráulica utiliza la energía mecánica que se transforma en otra forma de energía distinta, bien hidrostática o bien hidráulica. La transferencia de energía tiene lugar por medio de pistones, engranajes, paletas, lóbulos, etc. (depende del tipo de bomba oleohidráulica que se esté usando), que rotan en el interior. Sea cual sea el tipo de energía, ésta se utiliza por lo general para accionar un motor hidráulico o un cilindro, llamados receptores o actuadores. Son precisamente éstos receptores los que una vez energizados, producen la presión. Es posible calcular la energía producida por una bomba hidráulica. En general se habla de "potencia hidráulica" y se mide en caballos de fuerza (HP) o en kilovatios (kW). En su cálculo intervienen dos variables, la presión y el caudal del circuito hidráulico (Bomba oleohidráulica, s.f.).

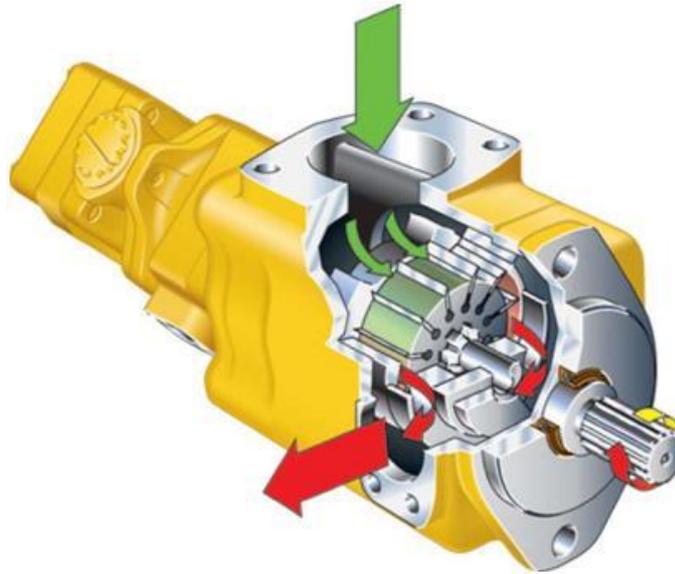


Figura 1.7. Corte de una Bomba Hidráulica del Tipo Paletas (Bomba de paletas, s.f.).

Las bombas oleohidráulicas comúnmente son denominadas como bombas de desplazamiento positivo. En la figura 1.7 se detalla una bomba oleohidráulica de caudal fijo de paletas rotativas.

Entre las bombas oleohidráulicas más comunes en mercado destacaremos las siguientes, según se detalla en la tabla 1.2.

Tabla 1.2 Tipos de Bombas Oleohidráulicas

Bombas Oleohidráulicas	Engranajes
	Lóbulos
	Gerotor
	Semiluna
	Paletas
	Pistones Axiales
	Pistones Radiales

Motor Eléctrico.

El motor eléctrico de corriente alterna para propósito general, es el que tiene las mejores características tanto técnicas como económicas para nuestro diseño. A continuación se mencionan pautas por las cuales este tipo de motores son la mejor opción.

- ✓ A igual potencia, su tamaño y peso son más reducidos.
- ✓ Tiene un par de giro elevado y, según el tipo de motor, prácticamente constante.
- ✓ Su rendimiento es muy elevado (típicamente en torno al 75%, aumentando a medida que se incrementa la potencia de la máquina).
- ✓ Este tipo de motores no emite contaminantes.
- ✓ No necesita de refrigeración ni ventilación externa, estos ya están autoventilados (Arenales., s.f.).

Para poder seleccionarlo se necesita saber la potencia a la cual trabajará el sistema hidráulico. Para ello se utiliza la siguiente relación:

$$Pot = \frac{P*Q}{K*N_t} \quad (2)$$

Donde:

Pot: Es la potencia del sistema hidráulico

P: Es la presión de trabajo del sistema hidráulico

Q: Es el caudal del sistema hidráulico

N_t: Es la eficiencia de los motores eléctricos cuyo valor se encuentra entre 0.80 y 0.90

K: Constante para el ajuste de unidades. Para obtener una potencia en HP sería $K = 1714$ y se trabaja presión en psi y caudal en US gpm. Para obtener una potencia en kW sería $K = 602$ y se trabaja presión en Bar y caudal en Litros/min (Barona, s.f.).

La potencia del motor dependerá de parámetros esenciales de nuestra máquina, entre ellos:

- ✓ Presión de nuestro sistema hidráulico.
- ✓ Caudal de aceite en el sistema hidráulico.

Reservorio de Aceite.

Es el recipiente destinado a almacenar el fluido necesario para el funcionamiento normal del sistema; sin embargo, el reservorio, debe también realizar otras funciones como la de facilitar la disipación del calor en el fluido, o la separación del ambiente del entorno exterior. En la figura 1.8 se ilustra un típico reservorio de un sistema hidráulico.



Figura 1.8. Reservorio del Sistema Hidráulico (Bomba Oleohidráulica de Engranajes, s.f.).

Todos los circuitos hidráulicos deben incluir uno o más depósitos, según las necesidades y el diseño del sistema. Entre otras características, el depósito debe:

- ✓ Disponer de suficiente superficie para que el fluido caliente pueda, por convención, transferir su temperatura al ambiente que le rodea.
- ✓ Almacenar un volumen de fluido relativamente grande, suficiente para que la velocidad de circulación de éste a su través sea tan baja que permita que los contaminantes de gran tamaño se sedimenten; además, debe permitir el almacenamiento de todo el fluido contenido en el interior del circuito, y que puede pasar al depósito durante una operación de mantenimiento.
- ✓ Disponer de una cámara de aire que facilite la eliminación del aire disuelto en el fluido.

- ✓ Ofrecer una superficie que permita el montaje de algunos de los componentes del sistema.

El volumen total del depósito suele ser igual o superior a tres veces el caudal máximo del sistema, bien sea el de la bomba o el de retorno (Ravell).

Tuberías, Mangueras, Racores.

Las tuberías, mangueras y racores son los accesorios necesarios para interconexión de los componentes del sistema. Son los componentes por los que circula el fluido (rígidos o flexibles), mientras que los racores y las bridas son los sistemas de unión de las tuberías y mangueras entre sí o con los restantes componentes. En la figura 1.9 se detalla los racores para las conexiones hidráulicas.



Figura 1.9. Racores Hidráulicos (Racores hidráulicos para conexión de mangueras, s.f.).

En la figura 1.10 se podrá apreciar los racores para las conexiones hidráulicas.



Figura 1.10. Mangueras Hidráulicas flexibles. (Mangueras hidráulicas flexibles, s.f.).

Electroválvula Direccional.

Son aquellas que abren y cierran el paso y dirigen el fluido en un sentido u otro a través de las distintas líneas de conexión. Se pueden clasificar por el número de pasos que tienen, el número de entradas y salidas que tienen y por el número de posiciones en que pueden actuar. En la figura 1.11 se detalla un corte de sección de una válvula direccional.

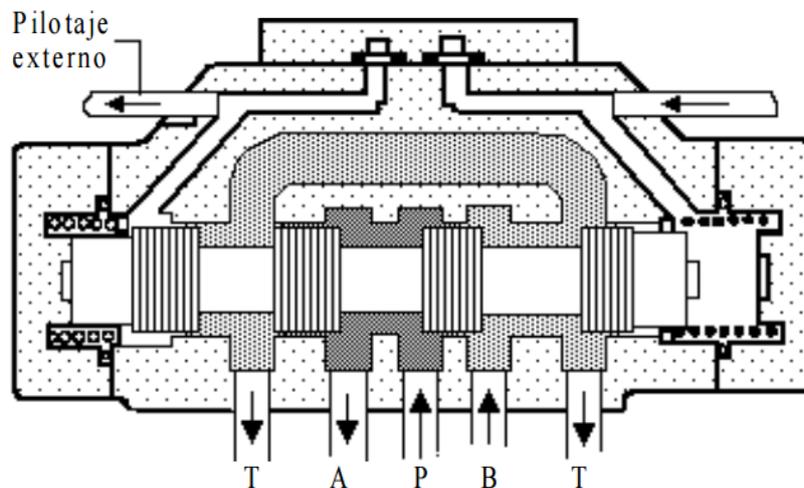


Figura 1.11. Válvula Direccional de Corredera (Ravell).

Todas las válvulas direccionales pueden ser manipuladas de tres formas distintas: válvulas de accionamiento mecánico, en las cuales la acción de apertura y cierre o movimiento de la corredera o bola se realiza por medio de una palanca que es accionada desde el exterior; válvulas direccionales eléctricas, en las cuales esta función se realiza por medio de solenoides o electroimanes que accionan la corredera; y válvulas direccionales de accionamiento hidráulico en las cuales el desplazamiento de la corredera se realiza mediante presión hidráulica. (Ravell)

Válvula de Seguridad o de Alivio.

Como su propio nombre indica se trata de válvulas que limitan la presión máxima en el sistema, ofreciendo así la seguridad de que no se exceden los valores

límites de presión máxima de los componentes, o simplemente se usan para mantener la presión máxima dentro de los parámetros para los que se ha diseñado el circuito. (SOHIPREN S.A, s.f.) En la figura 1.12 se aprecia una válvula de seguridad para conexión en línea.



Figura 1.12. Válvula de Alivio. (Válvula de seguridad o alivio marca VICKERS, s.f.)

Filtros.

Son los elementos acondicionadores del fluido que tienen como misión principal la de eliminar los contaminantes que éste arrastra, según se muestra en la figura 1.13. En un sistema oleohidráulico existen generalmente dos puntos de filtración del aceite, en la succión de la bomba y en la línea de retorno. También vale recalcar que se debe filtrar el aire que ingresa al reservorio de aceite para retener partículas contaminantes, humedad o polvo, para ello es común hacerlo mediante filtros respiraderos. El uso de los filtros es importante ya que la contaminación de los fluidos es una de las principales causas de averías de los sistemas hidráulicos. (Ravell)



Figura 1.13. Filtro Tipo Spin On con Manómetro indicador de Saturación. (Filtro spin 10 micras , s.f.)

Botonera de Control.

La botonera es un dispositivo de control eléctrico el cual sirve para direccionar el movimiento de la mesa móvil de compactación ya sea en forma descendente o ascendente. Adicionalmente contiene un sistema de “Auto-Stop” para detener la operación en caso de emergencia.

1.3.2.2. Sistema Neumático.

La energía del aire comprimido se transforma por medio de cilindros en un movimiento lineal de vaivén, y mediante motores neumáticos, en movimiento de giro. El sistema neumático incluye varios componentes, entre los cuales, los más importantes son:

- ✓ Compresor
- ✓ Tanque pulmón
- ✓ Secador
- ✓ Válvulas direccionales
- ✓ Unidades de mantenimiento (FRL)
- ✓ Cilindros neumáticos

Un circuito neumático básico puede representarse mediante el siguiente diagrama funcional en la figura 1.14.



Figura 1.14. Diagrama Funcional de un Típico Circuito Neumático. (Sistemas neumáticos, s.f.)

Cilindros Neumáticos.

A menudo, la generación de un movimiento rectilíneo con elementos mecánicos combinados con accionamientos eléctricos supone un gasto considerable. Es por eso que los sistemas neumáticos ofrecen un buen, y estos pueden ser:

Cilindros Neumáticos de Simple Efecto.

Estos cilindros tienen una sola conexión de aire comprimido. No pueden realizar trabajos más que en un sentido. Se necesita aire sólo para un movimiento de traslación. El vástago retorna por el efecto de un muelle incorporado o de una fuerza externa.

El resorte incorporado se calcula de modo que haga regresar el émbolo a su posición inicial a una velocidad suficientemente grande.

En los cilindros de simple efecto con muelle incorporado, la longitud de éste limita la carrera. Por eso, estos cilindros no sobrepasan una carrera de unos 100 mm.

Se utilizan principalmente para sujetar, expulsar, apretar, levantar, alimentar, etc. La estanqueidad se logra con un material flexible (perbunano), que recubre el pistón metálico o de material plástico. Durante el movimiento del émbolo, los labios de junta se deslizan sobre la pared interna del cilindro. En la figura 1.15 se detalla un cilindro neumático de simple efecto.

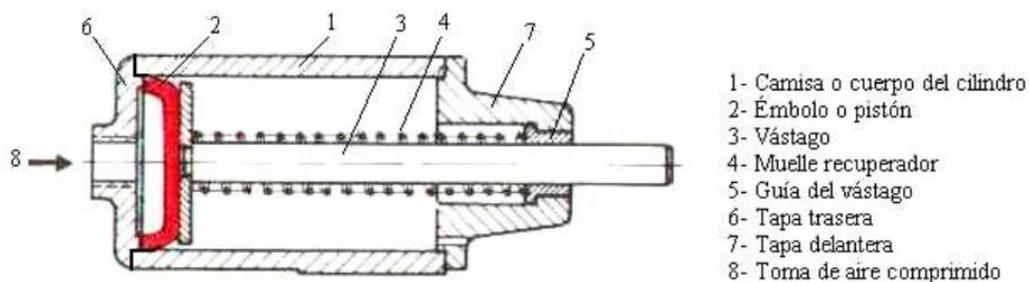


Figura 1.15. Cilindro Neumático de Simple Efecto. (Neumática., s.f.)

En la segunda ejecución, el muelle o resorte, realiza la carrera de trabajo; el aire comprimido hace retornar el vástago a su posición inicial.

Aplicación: frenos de camiones y trenes.

Ventaja: frenado instantáneo en cuanto falla la energía. (Neumática., s.f.)

Cilindros Neumáticos de Doble Efecto.

La fuerza ejercida por el aire comprimido anima al émbolo, en cilindros de doble efecto, a realizar un movimiento de traslación en los dos sentidos. Se dispone de una fuerza útil tanto en la ida como en el retorno.

Los cilindros de doble efecto se emplean especialmente en los casos en que el émbolo tiene que realizar una misión también al retornar a su posición inicial. En principio, la carrera de los cilindros no está limitada, pero hay que tener en cuenta el pandeo y doblado que puede sufrir el vástago salido. También en este caso, sirven de empaquetadura los labios y émbolos de las membranas. En la figura 1.16 se detalla un cilindro neumático de doble efecto. (Neumática., s.f.)

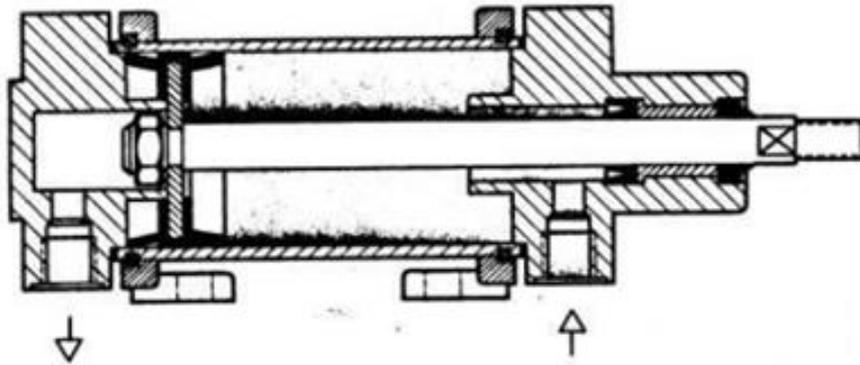


Figura 1.16. Cilindro Neumático de Doble Efecto. (Neumática., s.f.)

1.3.2.3. Sistema Mecánico.

Los tornillos de potencia, llamados también tornillos de transmisión, son dispositivos mecánicos que convierten un giro o desplazamiento angular en un desplazamiento rectilíneo, transmitiendo fuerza y potencia mecánica.

Los tornillos de potencia se usan en dispositivos como prensas de mesa, gatos mecánicos, ejes de avance de tornos, máquinas herramientas y elementos elevadores (figura 1.17). En la mayoría de sus aplicaciones, estos elementos se utilizan para “aumentar” las fuerzas o pares de torsión, lo cual se hace mediante una relación de movimiento, mayor de la unidad, en la que el filete recorre una gran distancia a lo largo de la hélice, mientras que el elemento movido avanza una pequeña cantidad a lo largo del eje del tornillo. (Diseño de tornillos.)

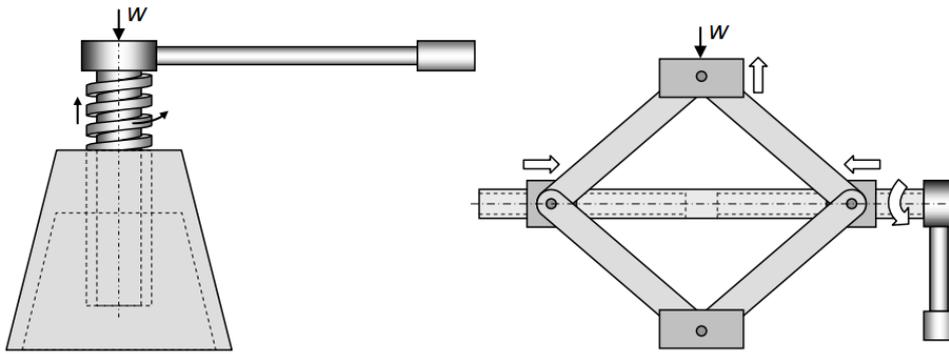


Figura 1.17. Gatos Mecánicos de Tornillo. (Diseño de tornillos.)

1.4. Estudio de las Alternativas.

Dentro del presente proyecto de graduación, se pueden establecer alternativas para el accionamiento de la compactadora de PET y cartón a diseñarse. A su vez, estas alternativas satisfacen los parámetros funcionales de la máquina, para lo cual se determinan tres posibles opciones:

- ✓ **Alternativa 1:** Sistema Hidráulico.
- ✓ **Alternativa 2:** Sistema Neumático.
- ✓ **Alternativa 3:** Sistema Mecánico.

Estas alternativas poseen los mismos principios de funcionamiento y partes componentes, en lo que difieren fundamentalmente, es en el sistema que permite obtener la fuerza de compactación.

1.4.1. Alternativa 1: Sistema Hidráulico.

Este sistema es accionado por una central hidráulica la cual tiene un conjunto de componentes del cual se puede destacar entre los más importantes el motor y la bomba. En la figura 1.18 se aprecia la máquina compactadora con sistema de accionamiento hidráulico.

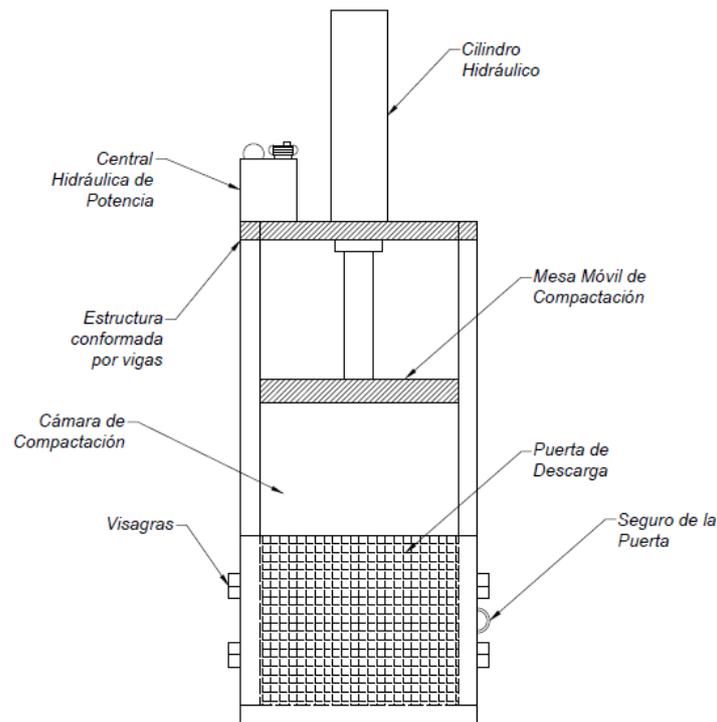


Figura 1.18. Compactadora de PET y Cartón con Sistema de Accionamiento Hidráulico.

Esta central hidráulica activará un cilindro el cual realizará el movimiento de ascenso o descenso en la mesa de compactación y será controlado por una válvula direccional. En la tabla 1.3 se presentan las ventajas y desventajas del sistema de accionamiento hidráulico.

Tabla 1.3. Cuadro Comparativo Ventajas y Desventajas del Sistema Hidráulico.

Ventajas	Desventajas
Debido a la carrera larga del vástago del cilindro hidráulico, se puede obtener un buen rango de compactación de cada carrera de trabajo sobre el material suelto reciclado en PET o Cartón que se va a compactar	El costo es mucho mayor
Se pueden obtener una fuerza de compactación mayor	La contaminación del aceite hidráulico es la principal causa por la que se generan daños en los componentes (válvulas, bombas, cilindros, etc) por lo que se requiere de un plan preventivo de filtración continua del aceite
La vida útil es más prolongada en comparación con los otros sistemas.	El montaje es complejo, se necesita de gran habilidad y precisión al momento de realizar el mismo
En la flexibilidad podemos decir que el aceite se adapta a las tuberías y transmite fuerza como si fuera una barra de acero	Se obtienen velocidades bajas en los actuadores

1.4.2. Alternativa 2: Sistema Neumático.

Los sistemas neumáticos se usan mucho en la automatización de máquinas y en el campo de los controladores automáticos. Los circuitos neumáticos que convierten la energía del aire comprimido en energía mecánica tienen un amplio campo de aplicación (martillos y herramientas neumáticas, dedos de robots, etc.) por la velocidad de reacción de los actuadores y por no necesitar un circuito de retorno del aire.

En los sistemas neumáticos, el movimiento del émbolo de los cilindros de los actuadores es más rápido que en los mecanismos hidráulicos. (Por ejemplo, el taladro y el martillo neumático, responden muy bien a las exigencias requeridas en estos casos). (Sistemas neumáticos, s.f.)

Al igual que en la Alternativa 1, la secuencia operativa es la misma para este sistema, la diferencia de las alternativas 1 y 2, tanto hidráulico como neumático es su fluido de trabajo. En la figura 1.19 se aprecia la máquina compactadora con sistema de accionamiento neumático.

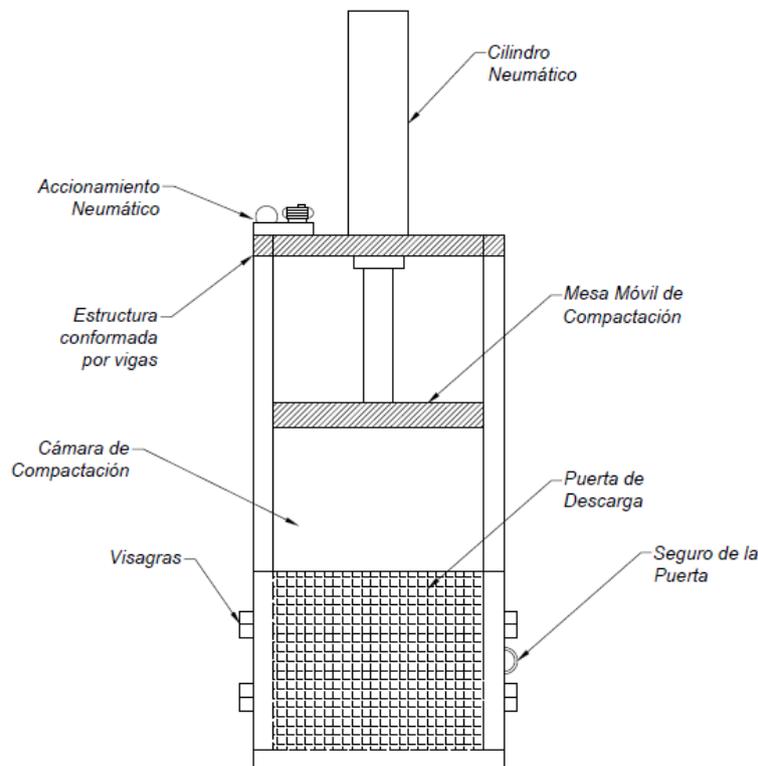


Figura 1.19. Compactadora de PET y Cartón con Sistema de Accionamiento Neumático.

En la tabla 1.4 se presentan las ventajas y desventajas del sistema de accionamiento neumático.

Tabla 1.4. Cuadro Comparativo Ventajas y Desventajas del Sistema Neumático.

Ventajas	Desventajas
El costo es menor que el del hidráulico	Para la preparación del aire comprimido es necesario la eliminación de impurezas y humedades previas a su utilización
Su montaje es relativamente fácil ya que el peso de los componentes neumáticos, son mucho menores que el de los componentes hidráulicos	La fuerza que suministran estos cilindros es mucho menor que el de los cilindros hidráulicos, para compactar las pacas de PET o cartón en la cámara de compactación
Se obtienen velocidades muy elevadas para el accionamiento de los actuadores	Los cilindros no presentan carreras largas de acuerdo a las exigencias del diseño de la prensa compactadora

1.4.3. Alternativa 3: Sistema Mecánico.

Su funcionamiento consiste en un tornillo de potencia horizontal, el cual está montado en un mecanismo de tijeras. La mesa de compactación sube o baja haciendo girar una manivela. Para aplicar la fuerza en el momento de la compactación se requerirá hacer un brazo de palanca de radio mayor que el de la manivela para efectuar un buen torque. En la figura 1.20 se aprecia la máquina compactadora con sistema de accionamiento mecánico.

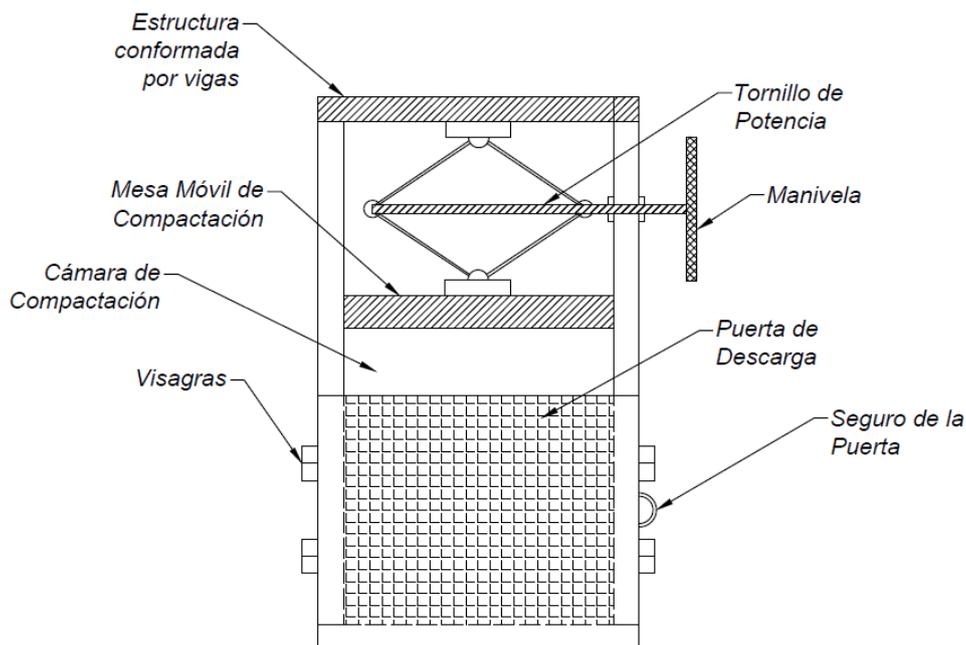


Figura 1.20. Compactadora de PET y Cartón con Sistema de Accionamiento Mecánico.

En la tabla 1.5 se presentan las ventajas y desventajas del sistema de accionamiento mecánico.

Tabla 1.5. Cuadro Comparativo Ventajas y Desventajas del Sistema Mecánico.

Ventajas	Desventajas
Es un mecanismo de bajo costo	Vida útil es menor en comparación a los anteriores sistemas mencionados.
Mecanismo fácil de instalar en comparación a los anteriores sistemas mencionados	Mayor fuerza humana requerida para hacer la compactación.
Los materiales para diseñar elementos mecánicos, son fáciles de encontrar. Se les puede dar cientos de usos.	Desgaste térmico y corrosión acelerados. Se requiere mayor mantenimiento que las alternativas anteriores.

1.5. Ponderación de las Alternativas.

Para la selección de la alternativa más adecuada se tomaron en cuenta los siguientes factores:

- ✓ Fuerza de Compactación.
- ✓ Facilidad de Montaje.
- ✓ Mantenimiento.
- ✓ Seguridad.
- ✓ Costos del Equipo.

A continuación se pondera cada uno de los factores antes mencionados:

Fuerza Obtenida con Cada Uno de los Sistemas Motores.

Este parámetro tiene un factor de ponderación 10 ya que dentro del diseño se considera de gran importancia, la selección de un sistema generador de fuerza que cumpla con los requerimientos de compactación durante toda la vida útil del prototipo.

Facilidad de Montaje.

Se le asigna un valor ponderado de 7, ya que su importancia se halla determinada únicamente al momento de construir y montar todos los sistemas del prototipo.

Mantenimiento.

El mantenimiento tiene mayor valor de ponderación que la facilidad de montaje, ya que actúa en toda la vida útil del prototipo y evalúa la facilidad con la que el operador puede realizar mantenimiento especialmente del sistema generador de fuerza. Su valor de ponderación es de 8.

Seguridad.

Es indiscutible que la seguridad que brinda al obrero la operación de cualquier máquina en el momento de su funcionamiento es de gran importancia por lo que se le asigna una valoración de 10.

Costo Total del Equipo.

El costo de un equipo es de gran importancia, porque permite establecer comparación entre equipos similares de fabricación nacional y entre equipos de procedencia extranjera, que solucionen el problema planteado con la eficiencia adecuada y al menor costo. Su valor de ponderación es de 10.

Consumo Eléctrico.

Este factor que hay que considerar debido a que tiene que ser una máquina de un bajo consumo de energía eléctrica. Su valor de ponderación es de 7.

1.6. Selección de la Alternativa.

Después de haber realizado el respectivo estudio y ponderación de los factores que permitan la selección de la alternativa adecuada, se procede a calificar cada una de ellas, lo que permite realizar la selección de la alternativa más adecuada.

En la tabla 1.6 se presenta las ponderaciones de cada uno de los factores, los puntajes y la calificación de los sistemas de accionamiento estudiados.

Los puntajes fueron los siguientes:

- 1: Deficiente/Costoso/Más Complejo.
- 2: Regular/Normal.
- 3: Idóneo/Económico/Menos Complejo.

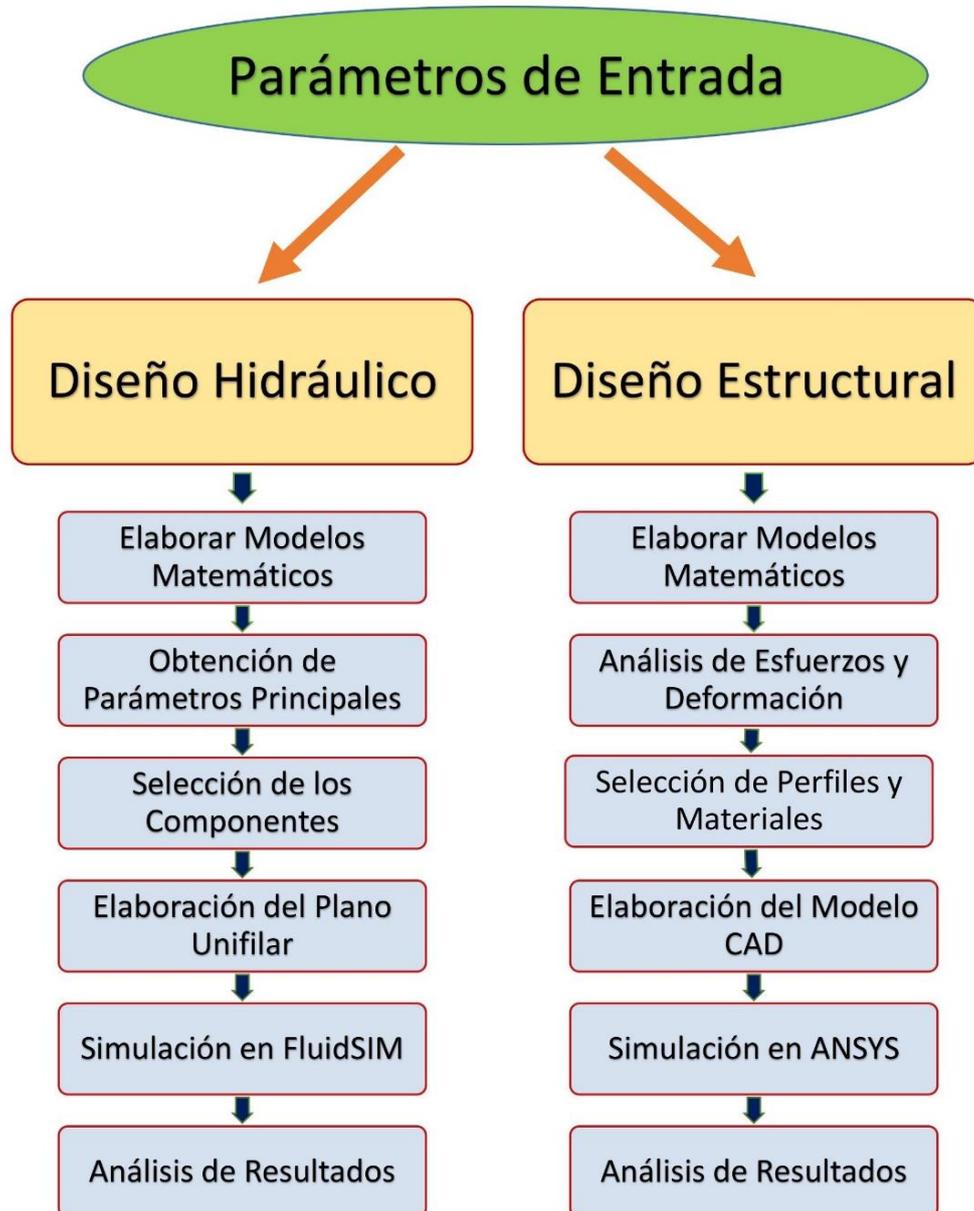
Tabla 1.5. Matriz de Selección del Sistema de Accionamiento.

	Factores	Capacidad de compactación		Facilidad de Montaje		Mantenimiento		Seguridad		Costo del Equipo		Consumo Eléctrico		total
	Ponderaciones	10		7		8		10		10		7		
OPCIONES	Sistema Hidráulico	3	30	1	7	2	16	3	30	1	10	2	14	107
	Sistema Neumático	1	10	2	14	3	24	2	20	2	20	2	14	102
	Sistema Mecánico	1	10	2	14	3	24	1	10	2	20	3	21	99

De acuerdo a los resultados de la tabla 1.6, se concluye que el mejor sistema para accionar la máquina compactadora es el hidráulico. Este sistema es el que soluciona de manera más ingenieril el problema planteado, por lo tanto es la alternativa a diseñar.

CAPITULO 2

2. METODOLOGIA DE DISEÑO



A continuación se describen brevemente, el contenido de cada bloque en el proceso.

Definir Parámetros de Entrada: Estos parámetros son las dimensiones de la paca y la fuerza de compactación, obtenidos mediante estudios de campo, análisis de datos y ensayos de laboratorio.

Diseño Hidráulico

Elaborar Modelos Matemáticos: se establecerán ecuaciones de hidrostática para determinar presión, caudal y potencia hidráulica. Otros modelos matemáticos que se utilizaron son el pandeo de columnas de Euler (para seleccionar vástago en el cilindro hidráulico), espesor de las paredes del cilindro hidráulico (según la norma DIN 2413), desplazamiento de una bomba hidráulica, entre otros.

Obtención de los Parámetros Principales: mediante los modelos matemáticos se obtendrán analíticamente los datos de presión, caudal y potencia del sistema hidráulico.

Selección de Componentes: en base a los parámetros principales obtenidos, se seleccionarán el tipo de cilindro, vástago, bomba, motor, válvula direccional, válvula de alivio, capacidad del reservorio, tamaños de diámetros en las mangueras, filtros y el resto de accesorios para el diseño del sistema hidráulico.

Elaboración del Plano Unifilar: se elaborará por medio del software INVENTOR, un plano unifilar usando simbología hidráulica que describe a cada uno de los componentes seleccionados (ver anexos, apéndice C, simbología hidráulica).

Simulación FluidSIM: se elaborará el circuito del croquis hidráulico en el software FluidSIM Hydraulics Versión 4.2 de FESTO, seleccionando los componentes ya establecidos e ingresando los datos obtenidos de los parámetros principales que se obtuvieron en los cálculos.

Análisis de Resultados: con el apoyo del software FluidSIM Hydraulics Versión 4.2 de FESTO se verificará si se cumplen los tiempos de prensada y retroceso en el cilindro hidráulico. De esta manera, se corrobora si están bien calculados o no, los parámetros hidráulicos.

Diseño Estructural

Elaboración de Modelos Matemáticos: se realizará un diagrama de cuerpo libre para cada uno de los diferentes elementos que conforman la estructura con sus respectivas cargas. Se estudiará el respectivo análisis estático, en el cual se hallan las reacciones producidas por el compactado.

Análisis de Esfuerzos y Deformaciones: por medio de las cargas aplicadas, se determinará los esfuerzos máximos, mediante el diagrama de fuerza cortante y de momento flector. Para las deformaciones se buscará el caso de cada viga, para luego, con la ecuación correspondiente hallar la deformación máxima.

Selección de Perfiles y Materiales: de acuerdo a los cálculos realizados, se seleccionará los tamaños de los perfiles, planchas y demás materiales para el diseño de la estructura de la máquina compactadora. Utilizando los catálogos de DIPAC (ver anexos, apéndice B, hojas técnicas) se escogerá el perfil con las características necesarias para el diseño.

Elaboración del Modelo en CAD: ya conociendo los perfiles para el diseño, que se escogieron para el respectivo modelo en Autodesk Inventor, se realizará el modelado 3D para su futura simulación.

Simulación en ANSYS: por medio de la simulación se obtendrán resultados tales como la deformación total, esfuerzos equivalentes de Von Mises y factor de seguridad estático. Previo a obtener la simulación, se realizarán varias etapas para obtener los resultados de la misma, los cuales son: cargar la geometría, el mallado y la ubicación de cargas.

Análisis de Resultados: en esta parte se compararán los resultados analíticos con los de la simulación de cada uno de los elementos que componen el diseño del sistema estructural. De esta manera, se escoge el resultado más confiable.

2.1. Análisis de los Materiales a Compactar.

Para obtener las dimensiones de la cámara de compactación, se necesita encontrar su volumen.

Para ello se hizo un pequeño estudio en diferentes centros de acopios de la ciudad de Guayaquil con el fin de obtener un valor estimado del ingreso diario de PET y cartón a estos sitios. Según la información proporcionada, se estima un valor de ingreso de 1000 kg/día y 1500 kg/día de PET y cartón respectivamente (material reciclado no compactado).

Se procede a determinar la densidad de material suelto (no compactado) para el PET y el cartón ya que este dato nos ayudará con el cálculo del volumen de la cámara de compactación.

2.1.1 Estudio del PET.

Se realizaron pruebas para obtener la densidad no compactada de este material en dos diferentes volúmenes (cajas), como se muestra en la figura 2.1.



Figura 2.1. Determinación de la Densidad del PET no Compactado.

A continuación, en la siguiente tabla 2.1 se muestran las masas de las dos cajas vacías y llenas con botellas de PET, así como también, los volúmenes de las mismas.

Tabla 2.1. Datos Para el Análisis del PET.

Masa del Volumen #1 Vacío	1 Kg
Masa del Volumen #2 Vacío	0.8 Kg
Masa del Volumen #1 Lleno	3.1 Kg
Masa del Volumen #2 Lleno	2.4 Kg
Volumen #1	670 mm X 390 mm X 440 mm
Volumen #2	535 mm X 400 mm X 390 mm

Se establecen las siguientes ecuaciones:

$$\rho_{Suelto\ PET\ \#1} = \frac{Masa\ del\ Volumen\ \#1\ Lleno - Masa\ del\ Volumen\ \#1\ Vacío}{Volumen\ \#1} \quad (3)$$

$$\rho_{Suelto\ PET\ \#2} = \frac{Masa\ del\ Volumen\ \#2\ Lleno - Masa\ del\ Volumen\ \#2\ Vacío}{Volumen\ \#2} \quad (4)$$

En donde:

$\rho_{Suelto\ PET\ \#1}$: Es la densidad de PET suelto (no compactado) en el volumen #1

$\rho_{Suelto\ PET\ \#2}$: Es la densidad de PET suelto (no compactado) en el volumen #2

Reemplazando los valores de la tabla 2.1 en las ecuaciones (3) y (4), se obtienen las siguientes densidades:

$$\rho_{Suelto\ PET\ \#1} = 18,625 \frac{Kg}{m^3}$$

$$\rho_{Suelto\ PET\ \#2} = 19,171 \frac{Kg}{m^3}$$

Haciendo un promedio se obtiene:

$$\rho_{Suelto\ PET} = 18,718 \frac{Kg}{m^3}$$

En donde:

$\rho_{Suelto\ PET}$: Es la densidad resultante del PET suelto (no compactado)

Ahora hay que tener en cuenta que la masa de material de reciclaje compactado es igual a la masa del material de reciclaje suelto y que la relación de compactación para el presente diseño es de 1:12 (en las botellas de PET). Por lo tanto, el volumen del material de reciclaje suelto (no compactado) es igual a 12 veces el volumen del material de reciclaje compactado

Por lo tanto, se establece las siguientes consideraciones:

$$m_{CP} = m_{SP} \quad (5)$$

$$V_{SP} = 12(V_{CP}) \quad (6)$$

Donde:

m_{CP} : Masa de PET compactado.

m_{SP} : Masa de PET suelto.

V_{CP} : Volumen de PET compactado.

V_{SP} : Volumen de PET suelto.

También se puede establecer que:

$$\rho_{Suelto\ PET} = \rho_{SP} = \frac{m_{SP}}{V_{SP}} \quad (7)$$

Donde:

ρ_{SP} : Densidad de PET suelto.

Conociendo que $\rho_{SP} = 18,718 \frac{Kg}{m^3}$ y que la masa no compactada de PET que ingresa diariamente a los centros de acopio es de $m_{SP} = 1000\ kg$. Entonces, despejando V_{SP} de la ecuación (7) se obtiene:

$$V_{SP} = \frac{m_{SP}}{\rho_{SP}}$$

$$V_{SP} = 53,42 \text{ m}^3$$

Como la relación de compresión es de 1:12, despejando V_{CP} en la ecuación (6) se obtiene:

$$V_{CP} = \frac{V_{SP}}{12}$$

$$V_{CP} = 4.45167 \text{ m}^3$$

Según se investigó, en los centros de acopio por lo general se producen aproximadamente 10 pacas diarias, con este dato se puede obtener el volumen de cada paca, por lo tanto, este dato ya vendría a ser el volumen de la cámara de compactación.

$$V_{Cám. \text{ comp}} = V_{Paca \text{ PET}} = \frac{V_{CP}}{\text{Producción de Pacas Diarias}} \quad (8)$$

Donde:

$V_{Cám. \text{ comp}}$: Es el volumen de la cámara de compactación de la máquina

$V_{Paca \text{ PET}}$: Es el volumen de la paca de PET

Calculando en la ecuación (8) se obtiene:

$$V_{Paca \text{ PET}} = 0,445 \text{ m}^3$$

En consecuencia, el volumen de la cámara de compactación de la máquina compactadora será de $0,45 \text{ m}^3$.

Ahora se procede a hacer una relación entre las densidades del material suelto (no compactado) y el material compactado en las botellas de PET.

Masa Compactada:

$$\rho_{CP} = \frac{m_{CP}}{V_{CP}} \Rightarrow m_{CP} = \rho_{CP} \cdot V_C \quad (9)$$

Donde:

ρ_{CP} : Densidad de PET compactado.

Masa Suelta (No Compactada):

$$\rho_{SP} = \frac{m_{SP}}{V_{SP}} \Rightarrow m_{SP} = \rho_{SP} \cdot V_{SP} \quad (10)$$

En este proceso se asegura que las masas antes y después de la compactación se conservan. Por lo tanto, m_{CP} y m_{SP} son iguales:

$$\begin{aligned} m_{CP} &= m_{SP} \\ \rho_{CP} \cdot V_{CP} &= \rho_{SP} \cdot V_{SP} \\ \rho_{CP} \cdot V_{CP} &= \rho_{SP} \cdot (12V_{CP}) \\ \rho_{SP} &= \frac{\rho_{CP}}{12} \end{aligned} \quad (11)$$

Por lo que la densidad del material no compactado, es igual la densidad del material compactado partido entre 12.

Reemplazando la ecuación (11) en la ecuación (9), se obtiene el peso de la paca de PET:

$$\begin{aligned} \rho_{CP} &= \frac{m_{CP}}{V_{CP}} = \frac{m_{Paca\ PET}}{V_{Paca\ PET}} \\ m_{Paca\ PET} &= (\rho_{CP})(V_{Paca\ PET}) \\ m_{Paca\ PET} &= (12)(\rho_{SP})(V_{Paca\ PET}) \end{aligned} \quad (12)$$

Donde:

$m_{Paca\ PET}$: Es el peso de la paca de PET

De la ecuación (12) se obtiene:

$$m_{Paca\ PET} = 101\ Kg$$

2.1.2 Estudio del Cartón.

Se procede a realizar las mismas pruebas de peso que se realizó anteriormente en el estudio del PET. Se realizaron pruebas para obtener la densidad no compactada de este material en dos diferentes volúmenes (cajas), como se muestra en la figura 2.2.



Figura 2.2. Determinación de la Densidad del Cartón no Compactado.

A continuación, en la siguiente tabla 2.2 se muestran las masas de las dos cajas vacías y llenas con cartón, así como también, los volúmenes de las mismas.

Tabla 2.2. Datos Para el Análisis del Cartón.

Masa del Volumen #1 Vacío	1 Kg
Masa del Volumen #2 Vacío	0.8 Kg
Masa del Volumen #1 Lleno	8.1 Kg
Masa del Volumen #2 Lleno	6.5 Kg
Volumen #1	670 mm X 390 mm X 440 mm
Volumen #2	535 mm X 400 mm X 390 mm

Se establecen las siguientes relaciones:

$$\rho_{Suelto\ Cart\ \#1} = \frac{Masa\ del\ Volumen\ \#1\ Lleno - Masa\ del\ Volumen\ \#1\ Vacío}{Volumen\ \#1} \quad (13)$$

$$\rho_{Suelto\ Cart\ \#2} = \frac{Masa\ del\ Volumen\ \#2\ Lleno - Masa\ del\ Volumen\ \#2\ Vacío}{Volumen\ \#2} \quad (14)$$

En donde:

$\rho_{Suelto\ Cart\ \#1}$: Es la densidad de cartón no compactado en el volumen #1

$\rho_{Suelto\ Cart\ \#2}$: Es la densidad de cartón no compactado en el volumen #2

Reemplazando los valores de la tabla 2.2 en las ecuaciones (13) y (14), se obtienen las siguientes densidades:

$$\rho_{Suelto\ Cart\ \#1} = 61,7542 \frac{Kg}{m^3}$$

$$\rho_{Suelto\ Cart\ \#2} = 68.2962 \frac{Kg}{m^3}$$

Haciendo un promedio se obtiene:

$$\rho_{Suelto\ Cartón} = 65.025 \frac{Kg}{m^3}$$

En donde:

$\rho_{Suelto\ Cartón}$: Es la densidad resultante del cartón suelto (no compactado)

Se procede a calcular el volumen compactado de cartón de manera similar a como se realizó en el estudio del PET. Recordando que la masa (m_{SC}) de ingreso diario a los centros de acopio de cartón es de 1500 kg. La relación de compactación del cartón no será de 1:12 como en el PET, esto es debido a que el cartón es más difícil de compactar, puesto que tiende a organizarse o acomodarse mejor en la cámara de compactación permitiendo que no haya tantos espacios vacíos como en el PET. Se ha determinado que la relación de

compactación del cartón es de 1:3.5 y este cálculo se lo explica con detalle más adelante en el inciso 2.3.

Teniendo en cuenta que:

$$m_{CC} = m_{SC} \quad (15)$$

$$V_{SC} = (3.5)(V_{CC}) \quad (16)$$

Donde:

m_{CC} : Masa de cartón compactado

m_{SC} : Masa de cartón suelto (no compactado)

V_{CC} : Volumen de cartón compactado

V_{SC} : Volumen de cartón suelto (no compactado)

Se procede a realizar una relación entre densidades del material suelto y el material compactado en el Cartón.

Masa Compactada:

$$\rho_{CC} = \frac{m_{CC}}{V_{CC}} \Rightarrow m_{CC} = \rho_{CC} \cdot V_{CC} \quad (17)$$

Donde:

ρ_{CC} : Densidad de Cartón compactado

Masa Suelta (No Compactada):

$$\rho_{SC} = \frac{m_{SC}}{V_{SC}} \Rightarrow m_{SC} = \rho_{SC} \cdot V_{SC} \quad (18)$$

En este proceso se asegura que las masas antes y después de la compactación se conservan. Por lo tanto, m_{CC} y m_{SC} son iguales:

$$\begin{aligned} m_{CC} &= m_{SC} \\ \rho_{CC} \cdot V_{CC} &= \rho_{SC} \cdot V_{SC} \\ \rho_{CC} \cdot V_{CC} &= \rho_{SC} \cdot (3.5 * V_{CC}) \\ \rho_{SC} &= \frac{\rho_{CC}}{3.5} \end{aligned} \quad (19)$$

Por lo que la densidad del material no compactado, es igual la densidad del material compactado partido entre 3.5.

Despejando V_{SC} de la ecuación (18) se obtiene:

$$V_{SC} = \frac{m_{SC}}{\rho_{SC}}$$

Reemplazando $V_{SC} = (3.5)(V_{CC})$ según la ecuación (16), y despejando V_{CC} se obtiene:

$$V_{CC} = \frac{m_{SC}}{(3.5)(\rho_{SC})} \quad (20)$$

Calculando V_{CC} de la ecuación (20), recordando que $m_{SC} = 1500 \text{ kg}$ y que $\rho_{SC} = \rho_{Suelto \text{ Cartón}} = 65.025 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$. Reemplazando los valores se obtiene:

$$V_{CC} = 6.59 \text{ m}^3$$

Como se aprecia, el volumen compactado de cartón es mayor que el volumen compactado de PET. Se descarta el volumen compactado de cartón ya que si se aumenta la relación de compactación para acercar su volumen compactado al del PET se necesitará más fuerza en el sistema de accionamiento y eso provocaría un aumento considerable de costos en el diseño. Debido a esto, se procederá a diseñar la máquina compactadora en base al volumen de la cámara de compactación que fue encontrado en el análisis del PET, que es de 0.45 m^3 .

Reemplazando la ecuación (19) en la ecuación (17), se obtiene el peso de la paca de cartón:

$$\begin{aligned} \rho_{CC} &= \frac{m_{CC}}{V_{CC}} = \frac{m_{Paca \text{ Cartón}}}{V_{Paca \text{ PET}}} \\ m_{Paca \text{ Cartón}} &= (\rho_{CC})(V_{Paca \text{ PET}}) \\ m_{Paca \text{ Cartón}} &= (3.5)(\rho_{SC})(V_{Paca \text{ PET}}) \end{aligned} \quad (21)$$

Donde:

$m_{Paca\ Cartón}$: Es el peso de la paca de cartón

De la ecuación (21) se obtiene:

$$m_{Paca\ Cartón} = 102\ Kg$$

2.2. Dimensionamiento de la Cámara de Compactación.

A continuación se verificará la dimensión apropiada para la cámara de compactación, según se muestra en la Tabla 2.3, donde se aprecia algunas posibles opciones. Cabe recalcar que todas estas dimensiones son producto del volumen ya establecido que es 0.45 m³.

Tabla 2.3. Posibles Dimensiones de la Cámara de Compactación.

	Largo (mm)	Ancho (mm)	Altura (mm)
Dimensión #1	1500	1000	300
Dimensión #2	1000	900	500
Dimensión #3	900	800	625
Dimensión #4	890	720	700

Se escoge la dimensión #4 ya que esta es la mejor opción debido a que su área de compactación (890 mm X 720 mm) permite obtener una menor fuerza para el diseño de la máquina compactadora. Éste análisis se lo detalla en la parte donde se determina la fuerza real.

Con esto se aprecia que las dimensiones de la base en la mesa móvil de compactación serán de 890 mm X 720 mm.

2.3. Determinación de la Fuerza de Compactación.

Para la determinación de la fuerza de compactación fue necesario hacer unas pruebas de compresión en el laboratorio de Mecánica de Sólidos de la Escuela Superior Politécnica del Litoral. Se utilizó un recipiente cilíndrico de acero A-36

de 480 mm de altura, 255 mm de diámetro interior y 7 mm de espesor en las paredes, dentro del cual se le colocaron los materiales reciclados para hacer los ensayos de compactación en una prensa universal de tornillo INSTRON, según se aprecia en la figura 2.3.



Figura 2.3. Prensa Universal INSTRON para Ensayos.

El procedimiento consistió en hacer compresión al PET. Se llenó todo el recipiente de botellas de PET hasta la altura de 480 mm (h_i). Después se procedió a realizar la compactación hasta que el embolo llegue a la altura de compactación de 40 mm (h_f). Se escogió esta altura de compactación debido a que es $\frac{1}{12}$ de la altura total del recipiente, ósea, es $\frac{1}{12}$ del volumen inicial que hay de PET. Esto permite hacer una aproximación de la relación de compactación del diseño en tamaño real. Una vez hecho esto se extrajo el material compactado del recipiente y se repitió lo anterior para comenzar una nueva prueba. En la figura 2.4 se muestran los ensayos de compactación.



Figura 2.4. Ensayos de Compactación del PET en el Laboratorio de Mecánica de Sólidos en la ESPOL.

Se procede a verificar la relación que existe entre el área de compactación del recipiente de prueba y el área de compactación de la máquina en tamaño real.

$$\frac{A_R}{A_P} = 12.55 \quad (22)$$

Por lo tanto, de la ecuación (22) se obtiene:

$$A_R = 12.55 * A_P$$

Donde:

A_R : Área de compactación de la máquina en tamaño real.

A_P : Área de compactación en el recipiente de prueba.

Se aprecia que el área de compactación de la máquina compactadora en tamaño real es 12.55 veces mayor que el área de compactación en el recipiente de prueba.

En la figura 2.5 se detalla el recipiente para las pruebas de compactación.

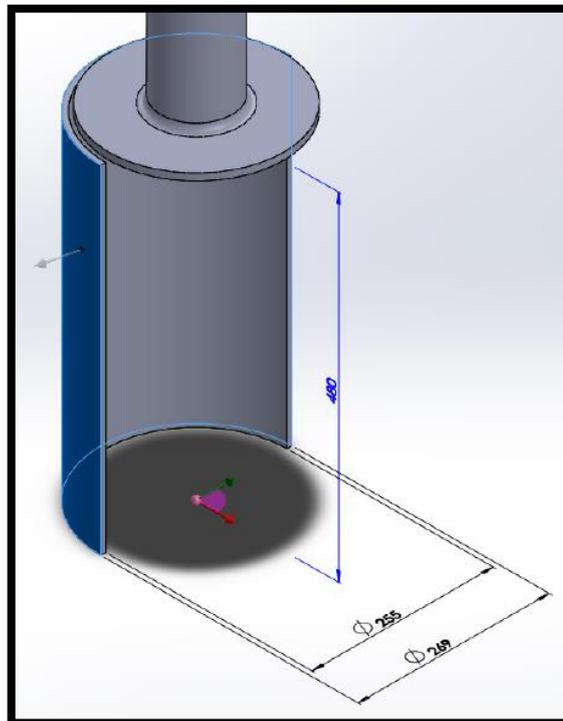


Figura 2.5. Corte Transversal del Recipiente para Hacer la Pruebas de Compactación. Medidas en mm.

Cabe recalcar que en cada uno de los ensayos de compactación que se hizo, se anotó como dato importante la fuerza o carga máxima. En la tabla 2.4 se aprecian los resultados de los ensayos de compactación para el PET.

Tabla 2.4. Resultados de las Pruebas de Compactación del PET.

Prueba	hi (mm)	hf (mm)	Fuerza Máxima (kg)
1	480	40	1816
2	480	40	1480
3	480	40	1618
4	480	40	1539
5	480	40	1625
6	480	40	1950
7	480	40	1730

El procedimiento en el cartón fue algo parecido que el procedimiento en el PET. Se llenó totalmente con retazos de cartón el recipiente de prueba hasta completar los 480 mm de altura, como se muestra en la figura 2.6. Una vez hecho esto se procedió a compactar el cartón pero esta vez fijándose a que altura compactada le correspondía un rango de carga máxima obtenida del PET más o menos entre 1800 kg hasta 2000 kg. Esto es así ya que el cartón tiene menos espacios vacíos que el PET y por eso tendrá una altura de compactación mayor que la del PET con dicho rango de cargas. En la tabla 2.5 se aprecian los resultados de los ensayos de compactación para el cartón.

Tabla 2.5. Resultados de las Pruebas de Compactación del Cartón.

Prueba	hi (mm)	hf (mm)	Fuerza Máxima (kg)
1	480	142,42	1823
2	480	135,8	1938
3	480	140.15	1836
4	480	132.61	1975
5	480	136.07	1923

Estos resultados permiten afirmar, que el cartón requerirá más fuerza para aproximar su relación de compactación como la del PET. En la figura 2.6 se aprecia la compactación del cartón.



Figura 2.6. Ensayos de Compactación para el Cartón en el Laboratorio de Mecánica de Sólidos en la ESPOL.

En el presente proyecto de graduación, no se aproximará la relación de compactación del cartón a 1:12 como en el PET. Esto no sería recomendable porque incrementaría la fuerza de compactación y los costos del proyecto, por lo que se compactará el cartón hasta la máxima carga que es la fuerza F_C que más adelante se la obtendrá.

Con los datos obtenidos en la tabla 2.3 se procede a calcular la relación de compactación que le correspondería al cartón. Para ello se observa la columna de h_f (altura compactada) y se obtiene el promedio de h_f .

$$h_f = 137.41 \text{ mm}$$

Entonces la relación de compactación del cartón vendría a ser:

$$\text{Relación de Compactación del Cartón} = \frac{V_P}{V_{CCP}} \quad (23)$$

Donde:

V_P : Volumen total del recipiente de prueba

V_{CCP} : Volumen de cartón compactado en el recipiente de prueba.

De la ecuación (23) se obtiene:

$$\text{Relación de Compactación del Cartón} = 3.5$$

Por lo tanto, la relación de compactación del cartón será de 1:3.5

2.3.1. Media Aritmética de las Fuerzas Máximas Obtenidas en las Pruebas de Laboratorio.

Se procede a calcular la fuerza promedio para el PET y el cartón. Y se seleccionará de entre las dos la mayor para posteriormente calcular la fuerza real y la fuerza final requerida por la máquina compactadora.

Según los resultados de las cargas en la tabla 2.2, se obtiene lo siguiente:

$$F_{Prom. PET} = 1679.72 \text{ kg}$$

Donde:

$F_{Prom. PET}$: Es la media aritmética de las fuerzas máximas obtenidas en la compactación del PET.

Según los resultados de las cargas en la tabla 2.3, se obtiene lo siguiente:

$$F_{Prom. Cartón} = 1899 \text{ kg}$$

Donde:

$F_{Prom. Cartón}$: Es la media aritmética de las fuerzas máximas obtenidas en la compactación del cartón.

Por lo tanto, se selecciona que nuestra fuerza promedio será de 1899 kg.

2.3.2. Determinación de la Fuerza Real.

Se procede a determinar la fuerza real F_R a partir de la fuerza promedio encontrada en los ensayos. Esta es la fuerza para la compactación de la máquina en tamaño real.

Para obtener esta fuerza habrá que multiplicar la fuerza promedio por el factor de 12.55 ya que este es la relación que existe entre áreas de la base interior del recipiente de prueba y la base de la cámara de compactación de la máquina.

$$F_R \approx 12.55 * F_{Promedio} \quad (24)$$

Donde:

F_R : Es la fuerza de compactación real para la máquina.

$F_{Promedio}$: Es la fuerza promedio obtenida cuyo valor es 1899 kg

Reemplazando los valores en la ecuación (24), se obtiene:

$$F_R = 23832.45 \text{ kg}$$

Es importante verificar el dato de esta fuerza F_R aplicando ecuaciones de esfuerzo en el recipiente de prueba y en la cámara de compactación de la máquina en tamaño real. Entonces el esfuerzo de compresión en el recipiente de prueba será:

$$\sigma_P = \frac{F_{Promedio}}{A_P} = \frac{F_{Promedio}}{\frac{\pi(\phi_P)^2}{4}} = \frac{4F_{Promedio}}{\pi(\phi_P)^2} \quad (25)$$

Donde:

σ_P : Es el esfuerzo del PET al ser compactado en el recipiente de prueba.

A_P : Es el área de la base interna del recipiente de prueba.

ϕ_P : Es el diámetro interior del recipiente de prueba.

De la ecuación (25), se calcula el σ_P :

$$\sigma_P = 0.03718388 \frac{Kg}{mm^2}$$

Ahora, con este dato, nos vamos a la cámara de compactación de la máquina en tamaño real y obtenemos lo siguiente:

$$\sigma_R = \sigma_P = \frac{F_R}{A_{MC}} \quad (26)$$

$$F_R = (\sigma_{Prueba})(A_{MC}) \quad (27)$$

Donde:

σ_R : Es el esfuerzo del PET al ser compactado en la máquina en tamaño real.

F_R : Fuerza real.

A_{MC} : Área de la base en la mesa de compactación de la máquina (A_R).

De la ecuación (27), reemplazando se obtiene:

$$F_R = 23827.43 \text{ Kg}$$

Por lo que queda corroborado que F_R si está bien calculado.

2.3.3. Fuerza Final Requerida por la Máquina Compactadora.

La fuerza F_C ya sería la definitiva o final requerida por la prensa compactadora. Esta fuerza es un dato muy trascendental de obtener ya que esto permite definir el significado de la carga más confiable que necesita el cilindro hidráulico que irá montado, permitiendo de esta forma que se pueda compactar el PET o el cartón y elevar la mesa móvil sin ningún inconveniente.

Para poder calcular F_C , se utiliza el criterio de factor de seguridad, el cual asegurará la carga más confiable para que el cilindro hidráulico trabaje en forma correcta y no falle.

Para el presente diseño, el factor de seguridad es la relación que existe entre la fuerza requerida F_C y la fuerza real del mismo F_R , como se muestra a continuación:

$$\eta = \frac{F_C}{F_R} \quad (28)$$

Donde al multiplicar el factor de seguridad η por la fuerza real F_R , se obtiene la fuerza F_C requerida para realizar el proceso de compactación como se indica:

$$F_C = \eta * F_R \quad (29)$$

En la tabla 2.6 se muestra algunos de los factores de seguridad que se utilizan en las circunstancias más usuales. (Shigley)

Tabla 2.6. Factores de Seguridad.

Secuencia de ponderación	Conocimiento de las cargas	Conocimiento del esfuerzo	Conocimiento del entorno	Conocimiento del material	Factor de seguridad
1	Determinación Precisa	Determinación Precisa	Condiciones controlables	Muy conocido	1,25 - 1,5
2	Determinado fácilmente	Determinado fácilmente	Razonablemente constante	Muy conocido	1,5 - 2
3	Determinable	Determinable	Ordinario	Promedio	2,0 - 2,5
4	Promedio	Promedio	Promedio	Menos probado o frágil	2,5 - 3,0
5	Promedio	Promedio	Promedio	No probado	3,0 - 4,0
6	Incierto	Incierto	Incierto	Mejor conocido	3,0 - 4,0

Para determinar el factor de seguridad es necesario remarcar algunos criterios que se indican a continuación:

- ✓ En la actualidad las corporaciones tienen manuales de diseño afinados por ingenieros supervisores de planta, los cuales reflejan el factor de seguridad adecuado para cada elemento o pieza metálica.
- ✓ Los diferentes distribuidores o vendedores de productos para la industria disponen de catálogos estandarizados los cuales definen en forma más exacta el factor de seguridad para un componente específico.

En el presente proyecto, una de las finalidades es encontrar la fuerza de compactación definitiva F_C de la máquina, para ello se toma como dato el factor de seguridad $\eta = 1.25$ ya que este se encuentra dentro de las características requeridas para el diseño de la máquina compactadora.

Entonces de la ecuación (29), se obtiene lo siguiente:

$$F_C = \eta * F_R = (1.25)(23832.45 \text{ kg}) = 29790.56 \text{ kg} \approx 30 \text{ TON}$$

Por lo tanto, en el presente proyecto de graduación se diseñará una máquina compactadora hidráulica que tenga una fuerza nominal F_0 de 30 TON.

2.4. Proceso para la Producción de Pacas de PET y Cartón.

El proceso de compactación será el siguiente para obtener pacas de PET:

Se conoce que el V_{SP} es de 53.42 m^3 , según el cálculo de la ecuación (7). Se ha investigado que en los centros de acopio, generalmente se producen 10 pacas diarias. Por lo tanto, el volumen que ingresa a la cámara de compactación para producir 1 paca será de 5.342 m^3 . A continuación se verificará cuantas compactaciones serán necesarias para producir una sola paca de PET.

Tabla 2.7. Número de Compactaciones para Obtener una Paca de PET.

Número de Compactaciones	Volumen de material suelto (no compactado) (m ³)	Volumen de material compactado (m ³)	Altura Inicial (m)	Altura Final (m)	Volumen Total (m ³)	Volumen Inicial (m ³)
0	0	0	0	0	5,342	1,0253
1	1,0253	0,0854	1,6	0,1333	4,3167	
2	0,9398	0,0783	1,4667	0,1222	3,3769	
3	0,8615	0,0718	1,3444	0,112	2,5154	
4	0,7897	0,0658	1,2324	0,1027	1,7256	
5	0,7239	0,0603	1,1297	0,0941	1,0017	
6	0,6636	0,0553	1,0356	0,0863	0,3381	
7	0,6083	0,0507	0,9493	0,0791	-0,2702	
	Volumen de la Paca Compactada	0,4677	Altura de la Paca Compactada	0,7298		

Según se muestra en la tabla 2.7, se necesitan 7 compactaciones para producir una paca de PET. Los resultados de volumen de la paca compactada 0.4677 m³ y de la altura de la paca compactada 0.7298 m, se aproximan a los ya calculados anteriormente (ver el cálculo de la ecuación (7) y la dimensión #4 de la tabla 2.1)

Se comienza con el dato del volumen de 5.342 m³, la celda verde es el volumen que se obtiene de las dimensiones de la cámara de compactación que son de 0.89 m X 0.72 m X 1.60 m. En la fila de celdas amarillas el volumen de material compactado es la décimo segunda parte de 1.0253 m³

La relación entre los valores de las columnas de volumen de material suelto (V_{SP}) y volumen de material compactado (V_{CP}) es según la que se mencionó en la ecuación (6).

La relación entre los valores de las columnas de altura inicial (h_i) y de altura final

(h_f) es de $h_f = \frac{h_i}{12}$.

Los valores de la columna de volumen total son la diferencia de su valor de compactación anterior con el volumen de material suelto en la actual

compactación. Por ejemplo, el valor del volumen total en la compactación número 3 es:

$$Vol. total Comp. \#3 = 3.3769 m^3 - 0.8615 m^3 = 2.5154 m^3$$

Donde:

Vol. total Comp. #3: Es el volumen total en la compactación #3.

El proceso de compactación para producir una paca de cartón será el mismo que el explicado en el del PET. En este análisis, los resultados serán diferentes que en el PET.

Se calculará el V_{SC} , entonces de la ecuación (17) se obtiene:

$$V_{SC} = 23.068 m^3$$

Para producir 10 pacas, entonces resulta que cada paca tendrá un volumen de 2.3068 m³. A continuación se verificará cuantas compactaciones serán necesarias para producir una sola paca de cartón.

Tabla 2.8. Número de Compactaciones para Obtener una Paca de Cartón.

Número de Compactaciones	Volumen de material suelto (no compactado) (m ³)	Volumen de material compactado (m ³)	Altura Inicial (m)	Altura Final (m)	Volumen Total (m ³)	Volumen Inicial (m ³)
0	0	0	0	0	2,3068	1,0253
1	1,0253	0,2929	1,6	0,4571	1,2815	
2	0,7323	0,2092	1,1429	0,3265	0,5492	
3	0,5231	0,1495	0,8163	0,2332	0,0261	
	Volumen de la Paca Compactada	0,6516	Altura de la Paca Compactada	1,0169		

Según se muestra en la tabla 2.8, se necesitan 3 compactaciones para producir una paca de cartón. Si se realizan más compactaciones, resultará una altura de

paca mayor a la altura de la puerta, lo cual no sería recomendable en el presente diseño.

El resultado del volumen de la paca compactada 0.6516 m^3 . Esto concuerda con el dato obtenido anteriormente en el estudio del cartón que es $V_{CC} = 6.59 \text{ m}^3$, ya que este valor es aproximadamente 10 veces el anterior.

2.5. Parámetros Funcionales y de Diseño de la Máquina Compactadora.

De acuerdo a los cálculos que se han realizado hasta ahora, se puede establecer en la siguiente tabla 2.9 los parámetros principales y de diseño para la máquina compactadora.

Tabla 2.9. Principales parámetros de diseño.

Materiales a Compactar	PET y Cartón
Densidad promedio de la paca de PET	225 [kg/m ³]
Densidad promedio de la paca de Cartón	227.6 [kg/m ³]
Peso de la paca de PET	105 [kg]
Peso de la paca de cartón	146 [kg]
Dimensiones de la paca de PET	890 mm X 720 mm X 730 mm
Dimensiones de la paca de Cartón	890 mm X 720 mm X 1000 mm
Fuerza de Compactación	30 [ton]
Beneficio Reducción de Volumen PET:	1:12
Beneficio Reducción de Volumen Cartón:	1:3.5

2.6. Diseño de la Máquina Compactadora.

El diseño de la máquina compactadora hidráulica para PET y cartón se la realizará en dos partes fundamentales:

- ✓ El Diseño del Sistema Hidráulico.
- ✓ El Diseño del Sistema Estructural

2.6.1. Diseño Sistema Hidráulico.

Una vez conocidas las aplicaciones de los sistemas hidráulicos, sus componentes, se pueden empezar a diseñar y seleccionar los circuitos. El diseño de un circuito conlleva dos tareas primordiales: por una parte el cálculo y la definición concreta del componente en función de sus necesidades (presión, caudal, etc.), y por otra el dibujo o croquis del circuito.

Es importante considerar, durante el cálculo de los componentes, la disponibilidad de éstos en el mercado. En la mayoría de ocasiones se tendrá que jugar con los valores variables del sistema para adaptarlos a los componentes que existen en el mercado.

Para el diseño de un circuito hidráulico es imprescindible el conocimiento exacto de las necesidades y trabajos a realizar por los elementos accionadores (velocidades, fuerzas, tiempos, ciclos, etc.), así como las limitaciones (espacios, potencia disponible, tipo de energía, etc.). Con los datos de diseño, y con la ayuda de los símbolos, se hace un croquis en el que se dibujan los elementos accionadores y los impulsores (ver anexos, planos esquemáticos, plano 1).

Una vez realizado el croquis del circuito se numeran los componentes, y en una relación aparte se les coloca su característica técnica: lo que en el croquis era una bomba debe definirse y concretarse en tipo, velocidad de funcionamiento, cilindrada, presión de trabajo, etc.; el cilindro debe definirse en función de su longitud de carrera, áreas, espesor de paredes, diámetro del vástago (para evitar pandeos), etc.; y así se hará con todos y cada uno de los componentes (tipo de

conexión y montaje, escala de los indicadores, tipo de fluido, grado de filtración de los filtros, etc.).

2.6.1.1. Selección del Cilindro Hidráulico y Vástago.

$$P = \frac{F_C}{A_{CH}} = \frac{F_C}{\frac{\pi}{4}(\Phi_{Int})^2} \quad (30)$$

Despejando Φ_{Int} , se obtiene:

$$\Phi_{Int} = \sqrt{\frac{4 * F_C}{\pi * P}} \quad (31)$$

Donde:

F_C : Es la fuerza de compactación (30 TON)

P : Es la presión hidráulica del sistema.

A_{CH} : Es el área interna del Cilindro Hidráulico.

Φ_{Int} : Es el diámetro interior del Cilindro Hidráulico.

Hay que añadir que la presión de trabajo nominal de los cilindros hidráulicos es de 3000 psi. En el presente caso se trabajará con una presión un poco por debajo de la máxima capacidad ya que esto garantiza larga vida del cilindro al no ponerlo en las condiciones extremas. Se procede a realizar el cálculo del diámetro interior del cilindro a partir de una presión de 2500 psi y fuerza F_C de 66000 lb que es igual a 30 TON.

Empleando la ecuación (31), e ingresando los valores se obtiene:

$$\Phi_{Int} = 5.8 \text{ pulg}$$

Comercialmente los cilindros hidráulicos vienen estandarizados de acuerdo al diámetro, por lo que se escogerá uno de diámetro interior de 6 pulgadas.

La carrera del cilindro hidráulico se escogerá que sea de $L_{CH} = 1600 \text{ mm}$. Entonces la longitud del vástago tendrá que ser de $L_V = 1750 \text{ mm}$ incluyendo la sujeción por brida a la mesa de compactación.

Se procede a calcular el diámetro del vástago del cilindro hidráulico. Para elegir el más adecuado hay que tener en cuenta el posible pandeo al se someta. Para el cálculo del pandeo del vástago se ha de elegir previamente su fijación. Este cálculo se lo realizará basado en el concepto de longitud de pandeo o de Euler. La figura 2.7 muestra las condiciones de apoyo en los extremos de una columna.

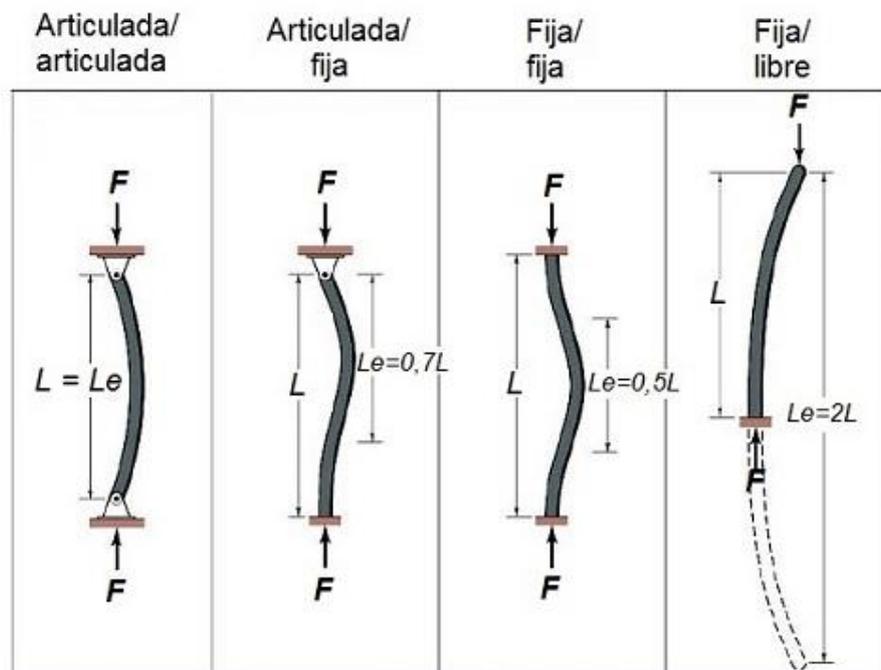


Figura 2.7. Valores de Longitud Equivalente (L_e) para Distintas Condiciones de Apoyo de Columna. (Tornillos de Potencia, s.f.)

El cilindro hidráulico irá montado verticalmente con fijación delantera y libre en el vástago por lo que se escogerá $L_e = 2L$, donde L_e es la longitud de pandeo o de Euler. De esta forma se obtiene:

$$L_e = 3500 \text{ mm}$$

El cálculo del pandeo se lo realiza mediante la ecuación de Euler (makrodidactica):

$$F_P = \alpha * F_C = \frac{\pi^2 EI}{(L_e)^2} \quad (32)$$

Donde:

F_P : Fuerza de pandeo

F_C : Fuerza de compactación (30 TON)

α : Factor de seguridad equivalente a 3

E : Modulo de Young del acero equivalente a $2.1 \times 10^{11} \text{ N/m}^2$

I : Momento polar de inercia de un cilindro macizo (vástago)

Despejando la Inercia I de la ecuación (32) se obtiene:

$$I = \frac{F_P * (L_e)^2}{(\pi^2) * E} \quad (33)$$

La fuerza F_P de kg a N es de:

$$F_P = 882000 \text{ N}$$

Con la fuerza F_P en N, se procede a calcular I de la ecuación (33), donde se obtiene lo siguiente:

$$I = 5.21297 \times 10^{-6} \text{ m}^4$$

Se conoce que:

$$I = \frac{\pi(\phi_V)^4}{64} \quad (34)$$

Donde:

ϕ_V : Es el diámetro del vástago del cilindro hidráulico

Despejando ϕ_V de la ecuación (34):

$$\phi_V = \sqrt[4]{\frac{64 * I}{\pi}}$$

Reemplazando valores en la ecuación (34), se obtendrá el diámetro del vástago:

$$\phi_v = 0.10151 \text{ m} \approx 4 \text{ pulg}$$

2.6.1.2. Cálculo de Parámetros en el Sistema Hidráulico.

Se procederá a realizar el cálculo de la presión, caudal y la potencia del motor para el accionamiento de la bomba. Para ello, a continuación se elabora una secuencia de los movimientos y trabajos a realizar para la prensada de la máquina compactadora:

- ✓ Se ha de desarrollar una fuerza de 30000 Kg en la prensada.
- ✓ El tiempo que el cilindro hidráulico tarda en recorrer los 1600 mm será de 35 segundos en el avance.
- ✓ El tiempo que el cilindro hidráulico tarda en recorrer los 1600 mm será de 25 segundos en el retroceso.
- ✓ Se considera que el cilindro tendrá que vencer una fuerza de 6000 Kg en el momento de retroceso, ósea, cuando la mesa de compactación este en ascenso. Esta fuerza es el resultado de la suma del peso de la mesa de compactación, el peso de la paca compactada y otras posibles fuerzas en el momento de extraer la paca.

Estos movimientos y trabajos o fases del ciclo ayudarán a definir los componentes de regulación y control que se han de intercalar entre el accionador final y el elemento impulsor.

Presión del Sistema Hidráulico.

Presión en el avance necesaria para vencer una fuerza de 30000 Kg:

$$P_A = \frac{F_C}{A_{CH}} = \frac{F_C}{\frac{\pi}{4} (\Phi_{Int})^2} \quad (35)$$

Donde:

P_A : Es la presión en el avance en el cilindro.

Calculando en la ecuación (35):

$$P_A = 2334.3 \text{ psi}$$

En el retroceso se tiene que vencer una fuerza de 6000 kg. Por lo tanto, la presión en el retroceso será:

$$P_R = \frac{F_{Retr.}}{A_{ACH}} = \frac{F_{Retr.}}{\frac{\pi}{4} [(\Phi_{Int})^2 - (\Phi_{Vastg})^2]} \quad (36)$$

Donde:

$F_{Retr.}$: Fuerza en el retroceso del cilindro (6000 kg)

P_R : Es la presión en el retroceso del cilindro.

A_{ACH} : Es el área anular interna del cilindro hidráulico.

Calculando en la ecuación (36):

$$P_R = 840.3 \text{ psi}$$

Se puede apreciar que la mayor presión se produce en el movimiento de avance del cilindro. Ósea que la bomba deberá ser capaz de inferir al sistema hidráulico una presión de 2334.3 psi (más pérdidas de carga) por lo que se debe usar una bomba no menor de 2500 psi de presión de trabajo.

Caudal del Sistema Hidráulico.

El área interna del cilindro hidráulico es:

$$A_{CH} = \frac{\pi}{4} (\phi_{Int})^2 \quad (37)$$

De la ecuación (37) se obtiene:

$$A_{CH} = 28.274 \text{ pulg}^2$$

La carrera del cilindro es $1600 \text{ mm} \approx 63 \text{ pulg}$. Ósea que cada pulgada de avance requerirá de 28.274 pulg^3 de aceite. Así que para desplazarse 63 pulgadas (en el avance), se necesitarán $(28.274 \text{ pulg}^2)(63 \text{ pulg}) = 1781.26 \text{ pulg}^3$.

Entonces se obtendrá:

$$V_A = 1781.26 \text{ pulg}^3 = 7.71 \text{ US Gal}$$

Donde:

V_A : Es el volumen de aceite que ingresa al cilindro para hacerlo avanzar.

Este volumen de avance V_A tiene que ser suministrado en un tiempo $t_A = 35 \text{ Seg}$ que es lo que tarda el cilindro en extenderse totalmente (ósea durante el descenso de la mesa de compactación). Se obtiene entonces:

$$Q_A = \frac{V_A}{t_A} \quad (38)$$

Donde:

Q_A : Es el caudal de aceite que entra al cilindro para hacerlo avanzar.

t_A : Tiempo que tarda el cilindro en hacer el movimiento de avance.

De la ecuación (38), se obtiene:

$$Q_A = 13.2 \text{ US gpm}$$

Para recorrer 1600 mm en el retroceso, el área anular del cilindro es:

$$A_{ACH} = \frac{\pi}{4} [(\phi_{Int})^2 - (\phi_{Vastg})^2] \quad (39)$$

De la ecuación (39) se obtiene:

$$A_{ACH} = 15.71 \text{ pulg}^2$$

El volumen de retroceso V_R de aceite que se necesitará para hacer un recorrido de 63 pulgadas será de:

$$V_R = 989.73 \text{ pulg}^3 = 4.3 \text{ US Gal}$$

Donde:

V_R : Es el volumen de aceite que ingresa al cilindro para hacerlo retroceder.

Este volumen de retroceso V_R tiene que ser suministrado en un tiempo $t_R = 25 \text{ Seg}$ que es lo que tarda el cilindro en retraerse totalmente (ósea durante el ascenso de la mesa de compactación). Se obtiene entonces:

$$Q_R = \frac{V_R}{t_R} \quad (40)$$

Donde:

Q_R : Es el caudal de aceite que entra al cilindro para hacerlo avanzar.

t_R : Tiempo que tarda el cilindro en hacer el movimiento de avance.

De la ecuación (40), se obtiene:

$$Q_R = 10.32 \text{ US gpm}$$

El caudal en las dos fases de movimiento no es el mismo; por ello se debe utilizar una bomba capaz de satisfacer las necesidades del caudal máximo, e incluir un regulador (limitador) de caudal para reducirlo durante la fase de retroceso. Para que este regulador sólo funcione en la fase de retroceso se colocará en la toma B del cilindro, ósea por la parte anular, y se complementará con una válvula que

permita el libre paso del fluido en sentido contrario, ya que de no ser así también limitaría el flujo en la fase de avance (válvula de retención).

2.6.1.3. Selección del Motor Eléctrico.

Para obtener la potencia del motor se usará la ecuación (2) mencionada anteriormente en el marco teórico. Cabe recalcar que la presión del sistema vendría a ser la máxima obtenida entre los movimientos de avance y retroceso del cilindro, ósea que sería de 2334.3 psi. Lo mismo para el caudal máximo y ese dato vendría a ser de 13.2 US gpm.

Se toma como datos $K = 1714$ y $N_t = 0.85$ ya que la eficiencia de los motores eléctricos es normalmente del 85%, reemplazando los valores en la ecuación (2), se obtiene:

$$Pot = 21.15 \text{ HP}$$

En la figura 2.8 se ilustra el motor eléctrico que permitirá accionar el sistema hidráulico



Figura 2.8. Motor Eléctrico de 25 HP para Uso General. (Motor para Uso General, s.f.)

2.6.1.4. Selección de la Bomba Hidráulica.

Sea cual sea el tipo de bomba a utilizar, ésta será accionada por el motor eléctrico a 1800 RPM. La bomba hidráulica se la selecciona mediante su cilindrada o desplazamiento. Haciendo cálculos tenemos:

$$\text{Desplazamiento de la bomba} = \frac{\text{Caudal M\u00e1ximo}}{\text{Velocidad del Motor}} \quad (41)$$

Conociendo que el caudal m\u00e1ximo es de 13.2 US gpm, de la ecuaci\u00f3n (41) se obtiene:

$$\text{Desplazamiento de la bomba} = 0.0073333333 \frac{\text{US Gal}}{\text{rev}} = 27.76 \frac{\text{cm}^3}{\text{rev}}$$

\u00c9sta ser\u00eda la cilindrada te\u00f3rica; sin embargo, las bombas tienen un rendimiento volum\u00e9trico que se puede estimar en el 90%, por lo que la cilindrada necesaria para suministrar el caudal requerido ser\u00e1 de $30.84 \frac{\text{cm}^3}{\text{rev}}$. En la figura 2.9 se muestra la bomba hidr\u00e1ulica seleccionada.



Figura 2.9. Bomba de Engranajes Externos con Eje Estriado. (Bomba Oleohidr\u00e1ulica de Engranajes, s.f.)

2.6.1.5. C\u00e1lculo del Espesor de la Pared del Cuerpo del Cilindro.

Seg\u00fan la norma DIN 2413 (teor\u00eda de c\u00e1lculo de cilindros de paredes gruesas), podemos obtener la siguiente relaci\u00f3n: (Quispe, s.f.)

$$e_m = \frac{\Phi_{int}}{\left[\frac{200 * K_{adm}}{1.1 * P_N} \right] - 2} \quad (42)$$

Donde:

e_m : Espesor m\u00ednimo de las paredes del cilindro (mm)

K_{adm} : Esfuerzo admisible del material del cuerpo del cilindro (kg/mm²)

\varnothing_{int} : Diámetro interior de cilindro (mm)

P_N : Presión de Trabajo en el cilindro (kg/cm²)

El material del cuerpo del cilindro hidráulico es una camisa de acero SAE 1024, entonces se establece que su límite de fluencia es de 56 Kg/mm². Sabemos que la presión de trabajo es de 2334.3 psi, sin embargo, es recomendable al hacer este cálculo del espesor de la pared, trabajar con la presión estándar de los cilindros hidráulicos que es 3000 psi (211 Kg/cm²). (Propiedades Físicas de los Aceros S.A.E, s.f.)

El esfuerzo admisible se define como:

$$K_{adm} = \frac{\text{Límite de fluencia}}{2} \quad (43)$$

Calculando en la ecuación (43):

$$K_{adm} = 28 \text{ Kg/mm}^2$$

Reemplazando los valores en la ecuación (42), se obtiene:

$$e_m = 6.89 \text{ mm}$$

Por lo tanto, el espesor de la camisa del cilindro deberá tener mínimo 6.89 mm.

2.6.1.6. Selección del Elemento Direccional.

La selección de la válvula direccional adecuada para el sistema hidráulico se la realiza basándose en el catálogo de la marca americana IFP ya que esta es comercial en el mercado ecuatoriano. (IFP MRV05 Relief Valve Module., s.f.)

Dentro de cada tipo de válvula existen varios tamaños, generalmente tan solo 2 o 3 tamaños (CETOP 03, CETOP 05, CETOP 07), que se diferencian entre sí por el diámetro de los puertos y las secciones de paso internas, de manera que

para un determinado caudal tienen pérdidas de carga diferentes. En la figura 2.10 se muestran los puertos de la válvula direccional.

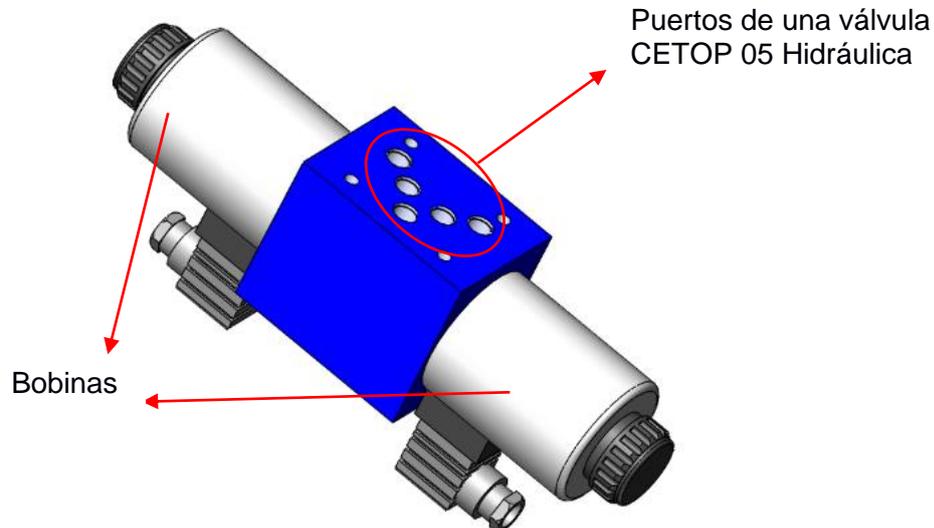


Figura 2.10. Distribución de Puertos en una Válvula Direccional Tamaño CETOP 05.

La selección de la válvula direccional dependerá de ciertos factores:

- ✓ El caudal del sistema hidráulico que se esté manejando.
- ✓ La presión de trabajo en el sistema hidráulico.
- ✓ Número de vías y posiciones de la válvula.
- ✓ La alimentación de energía eléctrica disponible.

El caudal máximo es de 13.2 US gpm, entonces se selecciona una válvula tamaño CETOP 05 marca IFP (International Fluid Power) DG05-8C ya que estas manejan caudales de hasta 42 US gpm. Según el catálogo del fabricante, esta válvula trabaja hasta 250 bares de presión (3626 psi) por lo que no habría problema ya que nuestra presión de trabajo es de 2334.3 psi, (ver anexos, apéndice B, hojas técnicas, válvula direccional).

Para el número de vías y posiciones de la válvula en el presente diseño hidráulico se escogió una de 4/3 que significa de 4 vías y 3 posiciones. El centro (tipo de spool o corredera) será tándem o de recirculación, ósea los puertos P (presión) y T (tanque) están conectados mientras que los puertos A (puerto de la cámara del pistón del cilindro hidráulico) y B (puerto de la cámara anular del cilindro

hidráulico) permanecen bloqueados. La selección de este centro permitirá que en las posiciones de reposo el aceite recircule hacia el tanque. En la figura 2.11 se describe la simbología de las vías y posiciones en una válvula direccional.

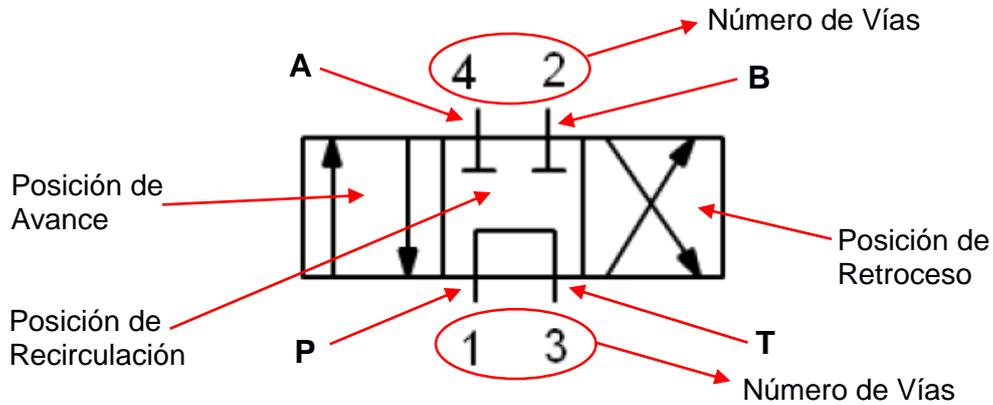


Figura 2.11. Simbología de Una Válvula de 4 Vías y 3 Posiciones con Centro Tándem.

Esta válvula tendrá 2 bobinas con conectores DIN y va a estar centrada con resorte. El voltaje de las bobinas en la válvula será de 110 voltios AC que es la alimentación eléctrica más usual. En la siguiente figura 2.12 se detalla una válvula CETOP 05 con conectores DIN.

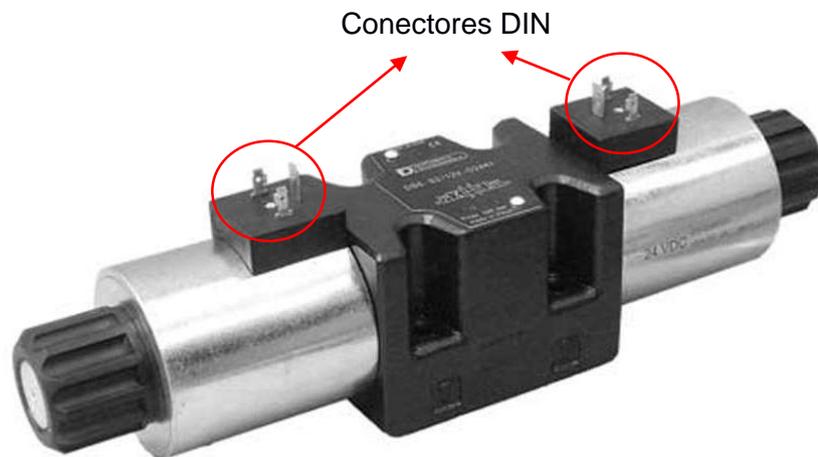


Figura 2.12. Válvula Direccional con Conectores DIN y 2 Bobinas. (IFP MRV05 Relief Valve Module., s.f.)

En ciertas ocasiones, el montaje de la válvula direccional es encima de una subplaca CETOP 05 (que es para el montaje de una válvula direccional). O también la válvula direccional puede ir montada sobre una válvula de regulación de presión o caudal, según sea el caso. Se selecciona la subplaca con las tomas

de $\frac{3}{4}$ de pulgada con rosca NPT. En la figura 2.13 se muestra la subplaca antes mencionada.



Figura 2.13. Subplaca para el Montaje de la Válvula Direccional CETOP 05. (Subplaca, s.f.)

2.6.1.7. Dimensionamiento de tuberías en el Sistema Hidráulico.

El caudal establecido, deberá ser conducido a través de tuberías, las que deberán estar correctamente dimensionadas, considerando la velocidad normal de circulación recomendada, conforme al ábaco de la figura 2.14 que se detallan más adelante.

Tabla 2.10 Velocidad del Fluido para Obtener el Diámetro de la Tubería a Utilizar.

Tubería de Succión	Tubería de Retorno	Tubería de Presión (Kg/cm ²)					
		0 a 10	10 a 25	25 a 50	50 a 100	100 a 150	150 a 200
0,5 a 1,5 m/seg.	2 m/seg.	3 m/seg.	3,5 m/seg.	4 m/seg.	4,5 m/seg.	5 m/seg.	5,5 m/seg.

De la figura 2.14 y en base a valores establecidos en la tabla 2.10, es posible seleccionar el ducto o cañería, con el diámetro interior apropiado y acorde a su ubicación en el circuito (tubería “de presión”; “de retorno” y especialmente “de alimentación o succión”).

Normalmente el mercado proveedor suministra medidas normalizadas, la selección deberá realizarse por valores en exceso ya que los valores obtenidos en la figura 2.14 son los mínimos indispensables.

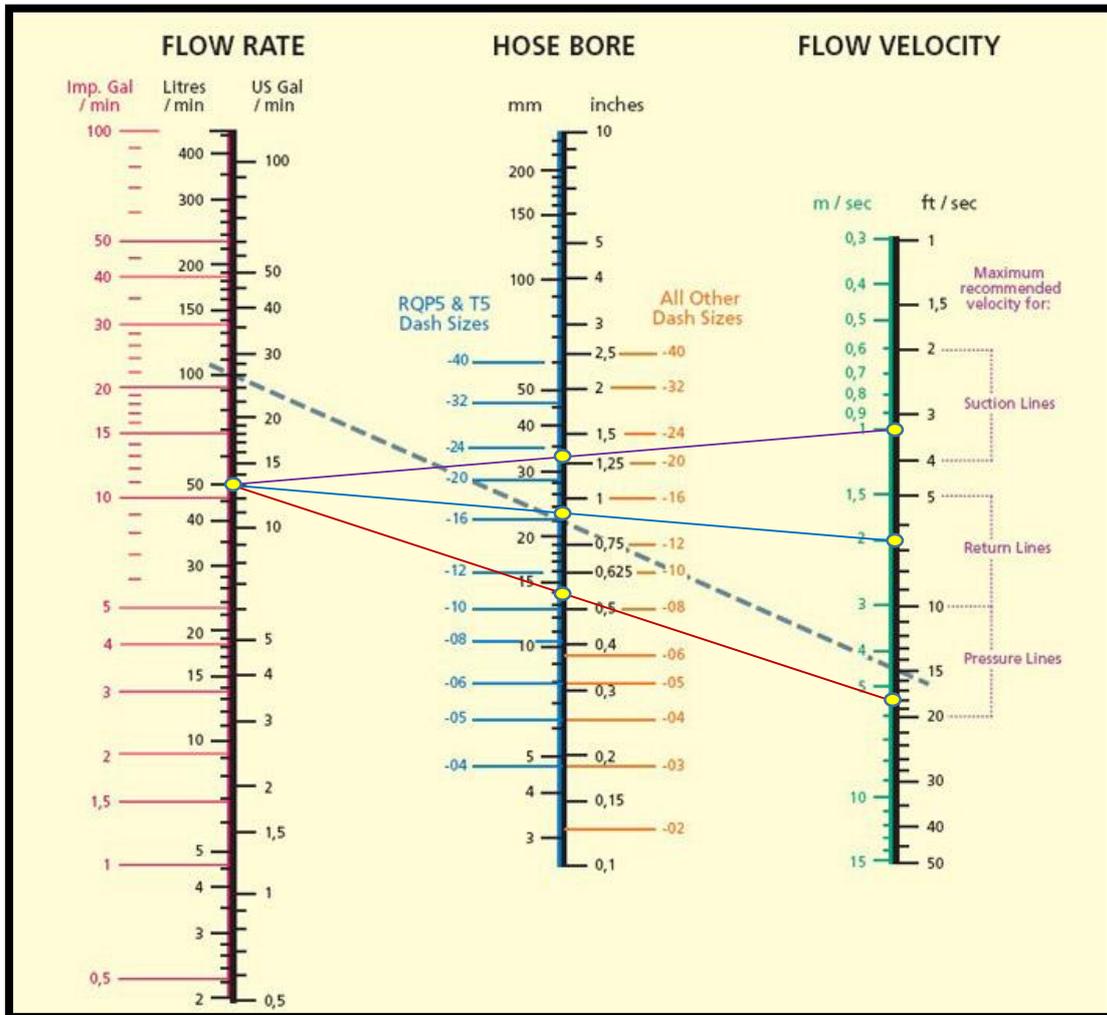


Figura 2.14. Ábaco para Determinar Diámetro de Tuberías a Utilizar (Succión, Presión y Retorno). (Ábaco para la determinación de diámetros de mangueras, s.f.)

Todas estas consideraciones han sido realizadas sobre la base de una longitud de conductos no superior a 5 metros. En caso de verse rebasado dicho valor, convendrá analizar el problema más detenidamente mediante expresiones que evalúan las caídas de presión que pueden generarse o bien cubrir la eventualidad con mayores diámetros de tuberías.

Resulta conveniente destacar que el líquido, por la tubería de aspiración, se desplaza con la mínima velocidad posible, que la longitud de dicho conducto es

la mínima indispensable y que el nivel del depósito de aceite se encuentra por encima del de entrada de la bomba. (Manual básico de oleohidráulica., s.f.)

Según los datos de la tabla 2.10 y teniendo en cuenta las intersecciones de las 3 líneas (violeta, roja y azul) en el eje de “Hose Bore” (diámetro de la manguera) de la figura 2.14, se logra establecer lo siguiente en la tabla 2.11:

Tabla 2.11 Diámetros de Ductos Desde la Succión Hasta la Válvula Direccional.

	Caudal de trabajo del Sistema (US gpm)	Presión (Kg/cm²)	Velocidad (m/s)	Diámetro (Pulgadas)	Color de la Línea
Línea de Aspiración	13.2	–	1	1½	Violeta
Línea de Presión		164.12	5,5	5/8	Roja
Línea de Retorno		–	2	1	Azul

Es decir que tendrá que colocarse en la subplaca CETOP 05 bushings adaptadores en las tomas de presión y tanque. Las dimensiones encontradas anteriormente son de los ductos que irán desde la succión de bomba hasta la válvula direccional.

A continuación se procederá a calcular las dimensiones de los ductos que irán desde la válvula direccional hasta las tomas A y B del cilindro hidráulico. Mientras la bomba está suministrando un caudal de 13.2 US gpm para realizar el avance del cilindro, el fluido contenido en la cámara anular sale hacia el depósito, y su caudal de retorno será proporcional a la relación de los volúmenes del cilindro (7.71 US Gal y 4.3 US Gal), por lo que el caudal de salida será:

$$Q_{SA} = 7.36 \text{ US gpm}$$

Donde Q_{SA} es el caudal de aceite que sale de la toma B del cilindro cuando este se encuentra en la fase de avance. Cuando se realiza el retroceso el caudal de salida por la cámara del pistón será:

$$Q_{SR} = 18.5 \text{ US gpm}$$

Donde Q_{SR} es el caudal de aceite que sale de la toma A del cilindro cuando este se encuentra en la fase de retroceso. En la figura 2.15 se detalla la cámara del pistón y anular de un cilindro hidráulico así como también sus tomas de aceite.

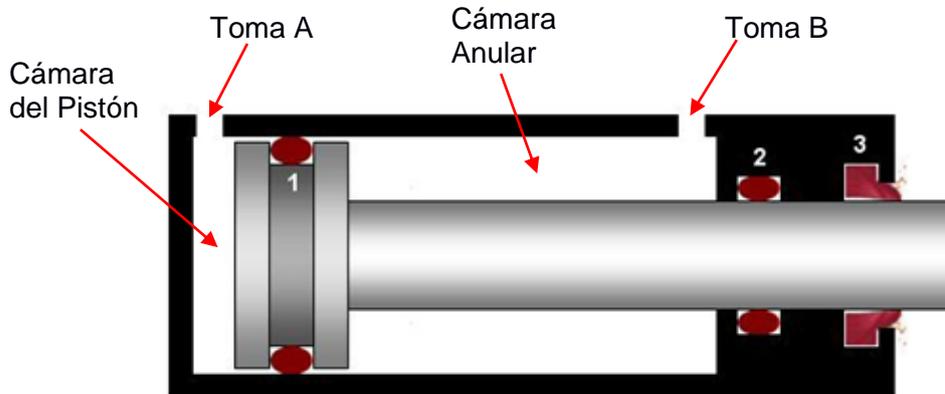


Figura 2.15. Detalle de las Cámaras del Pistón y Anular en un Cilindro de Doble Efecto.

Con los datos de Q_{SA} y de Q_{SR} se define el diámetro de las tuberías desde la direccional hasta las tomas del cilindro basándose en la información proporcionada en la tabla 2.10 y la figura 2.14.

Se procede a hacer un análisis en los ductos A-A y B-B basándose en las condiciones de avance y retroceso del cilindro. Al final se determinan dos diámetros que son los obtenidos por dichas condiciones, de los cuales se escogerá el que tenga mayor diámetro. Los resultados de los diámetros de los ductos A-A y B-B se detallan en la siguiente tabla 2.12.

Tabla 2.12 Diámetro de Ductos A-A y B-B.

		Línea A-A	Línea B-B
Avance del Cilindro	Q_A (US gpm)	13.2	7.36
	P_A (Kg/cm ²)	164.12	164.12
	v_A (m/s)	5,5	5,5
	D_A (Pulgadas)	$\frac{5}{8}$	$\frac{1}{2}$
Retroceso del Cilindro	Q_R (US gpm)	18.5	10.32
	P_R (Kg/cm ²)	59.1	59.1
	v_R (m/s)	4,5	4,5
	D_R (Pulgadas)	$\frac{3}{4}$	$\frac{5}{8}$
Diámetro seleccionado (Pulgadas)		$\frac{3}{4}$	$\frac{5}{8}$

Con esto, ya se conocen todos los diámetros en los ductos de todo el sistema hidráulico.

2.6.1.8. Selección de la Válvula de Seguridad.

La válvula de seguridad se elige en función de la presión máxima de trabajo y del tamaño de la tubería de presión. Esta se deberá abrir cuando la presión en el sistema hidráulico sobrepase los 2334.3 psi permitiendo así descargar hacia el tanque todo el caudal enviado por la bomba. Una vez ya instalada y cuando la central hidráulica se ponga en marcha por primera vez, se deberá girar la perilla de regulación de la válvula con el objeto de fijar o setear a la presión máxima de trabajo (2334.3 psi), siempre procurando observar la lectura que se indica en el manómetro.

Se escoge una válvula de seguridad modular marca IFP MRV05-P2 para montaje tipo sanduche, según se aprecia en la figura 2.16 (ver anexos, apéndice B, hojas técnicas, válvula de seguridad), con rango de regulación desde 100 psi hasta 3000 psi, según hay disponible en el mercado. Por tanto, esta válvula de seguridad irá montada sobre la subplaca CETOP 05 y encima de esta, irá montada la válvula direccional IFP CETOP 05 4/3. El esquema de montaje de las válvulas direccional y de alivio, se aprecia con más detalle en el plano 1, en la parte de anexos, planos esquemáticos.

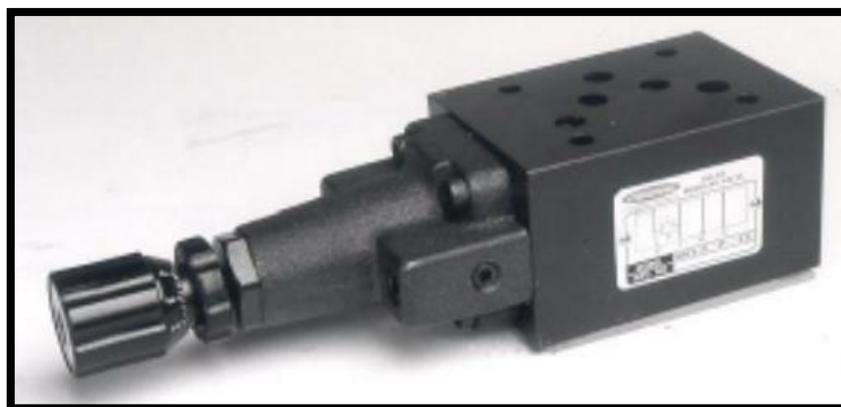


Figura 2.16. Válvula Modular de Alivio Montaje tipo Sanduche. (IFP MRV05 Relief Valve Module., s.f.)

2.6.1.9. **Capacidad del Reservorio de Aceite.**

La capacidad del reservorio deberá ser igual o mayor a 3 veces el volumen proporcionado por la bomba en un minuto. Es decir, el volumen de aceite del sistema hidráulico (13.2 US Gal) que se suministran en 1 minuto. Por tanto, seleccionando que sea 4 veces, el volumen del tanque resultaría:

$$\text{Volumen del tanque} = 52.8 \text{ US Gal} \quad (44)$$

De esta manera, al escoger que el volumen sea 4 veces más grande que el caudal máximo, se logra hacer una sobredimensión lo cual es aceptable ya que esto permitirá en el interior del reservorio una mejor disipación de calor en el aceite.

2.6.1.10. **Filtración del Sistema Hidráulico.**

En el tema de la filtración, generalmente las centrales hidráulicas poseen:

- ✓ Un filtro de succión o también llamado filtro de coladera fabricado por malla metálica. Queda ubicado en la tubería de aspiración y está destinado a retener partículas sólidas mayores a 150 micras antes de que el aceite ingrese a la bomba.
- ✓ Un filtro de retorno, que está montado en la tubería de descarga del aceite al tanque. Para el sistema se escoge un filtro de retorno de 10 micras. En este filtro comúnmente se le adapta un manómetro indicador de saturación el cual indicará el momento en que debe ser reemplazado el elemento de filtrante.
- ✓ Un filtro respiradero que está ubicado en el reservorio. Este filtra únicamente el aire para que partículas sólidas no ingresen a contaminar el aceite que se encuentra depositado en el tanque. También se pudiera

filtrar polvo y humedad, aunque para esto, hay que montar un filtro respiradero de silica gel que es un poco más costoso.

2.6.1.11. Tipo de Aceite del Sistema Hidráulico.

En este caso concreto, se tendrá que considerar si se precisa un fluido hidráulico normal, resistente al fuego, biodegradable, con elevado índice de viscosidad (según el ambiente de trabajo y/o la precisión del mismo). La selección de la viscosidad del fluido se hará en función de las temperaturas ambientales y de trabajo.

Para el presente diseño del sistema hidráulico, se escoge un aceite americano ISO 68 que es comercializado en el medio ecuatoriano y se amolda bastante a las condiciones de trabajo antes mencionadas.

2.6.1.12. Simbología Hidráulica.

Para conseguir una visión general de un sistema o circuito se precisa un método para representarlo, es decir, un dibujo o diagrama en el que aparezcan todos y cada uno de sus componentes, así como las conexiones y líneas que los enlazan entre sí.

Cuando este diagrama o esquema está bien realizado se puede fácilmente comprender el funcionamiento del conjunto sin necesidad de una memoria explicativa del mismo.

Para facilitar la comprensión de un esquema se representan los elementos que lo componen por medio de unos símbolos estandarizados (ver anexos, apéndice C, simbología hidráulica).

Los símbolos de los componentes representan esquemáticamente su funcionamiento interno y su sistema de control o regulación, ya que si se representaran en función de su apariencia externa surgirían muchos problemas de interpretación al haber muchos componentes externamente iguales.

Existen diversas normas para simbolizar los distintos elementos. Entre ellas, las más utilizadas en Europa son las CETOP (European Oil Hydraulic and Pneumatic Committee), o las ISO (International Standard Organisation).

Los componentes de un circuito oleohidráulico se esquematizan en un croquis del circuito mediante un símbolo; al ser diversas las opciones de montaje (válvulas) o de construcción (bombas y motores) que pueden aparecer en un sistema, y para una mejor clarificación de las mismas, acompañará al croquis del sistema una memoria explicativa de los componentes. Así por ejemplo, se especificará si la bomba o el motor es de paletas, engranajes o pistones, si las válvulas son insertadas o para montaje en línea o panel, etc.

2.6.1.13. Elaboración del Croquis del Sistema Hidráulico.

En el diseño, al tratarse de un sistema pequeño, el grupo motor-bomba y la mayoría de los elementos de regulación y control se podrían instalar encima del depósito, por lo que no hará falta una llave de paso entre el depósito y la bomba, pero sí será necesario dimensionar el depósito para que resista el peso y las vibraciones de la bomba.

En un sistema tan simple los componentes suelen seleccionarse para montaje en tubería (el más sencillo y económico). En sistemas más complejos se deberá seleccionar entre montaje en panel o sobre bloques de válvulas.

Los diámetros de las tuberías indicarán el tipo de conexiones y racores necesarios y también el de las válvulas a emplear, si bien será recomendable comprobar si la válvula (del tamaño definido por el diámetro de la tubería) permite holgadamente el paso del caudal. Esto deberá comprobarse en la información técnica que facilita el fabricante de cada válvula.

Una vez determinados todos los componentes se puede construir el croquis del sistema hidráulico (ver anexos, planos esquemáticos, plano 1). Los ítems o numerales de la tabla 2.11 están descritos en el croquis.

Es recomendable como medida de seguridad, colocar una válvula de retención en la manguera B-B con pilotaje en la manguera A-A (ver anexos, planos esquemáticos, plano 1), con el objeto de evitar el desplazamiento del cilindro en las fases de reposo. Esta válvula nos garantiza que permanecerá cerrada cuando no tenga una señal de presión en la manguera A-A, ósea, que mientras no circule aceite en la manguera A-A, esta permanecerá cerrada. Por el contrario, la válvula se abrirá si detecta una señal de presión (o si existe un flujo de aceite) en dicha manguera A-A. Aunque esto no evitará el posible desplazamiento producido por las posibles fugas internas del cilindro.

A pesar de que la toma B, en la posición central de la válvula direccional CETOP 05 no está conectada al tanque, es importante incluir la válvula check piloto ya que la válvula direccional CETOP 05 no es una válvula de retención, sino una válvula direccional.

Como la previsión inicial es la de instalar una bomba de caudal fijo, se coloca un regulador de caudal en la manguera B-B (ver anexos, planos esquemáticos, plano 1). Este regulador deberá disponer de una válvula de retención para agilizar la operación de retroceso del cilindro.

En la tabla 2.13 se añaden los componentes necesarios para la fabricación del sistema, en caso necesario se puede utilizar esta misma tabla, para el estudio económico del sistema, añadiendo otra columna con el precio de los componentes, y sin olvidar añadir, al final, el costo de los elementos de ensamblaje (racores y tuberías), el decapado y reciclado del sistema, la pintura del conjunto y las horas previstas para el montaje y las pruebas.

Tabla 2.13 Elementos que componen el Sistema Hidráulico

No.	Descripción	Observaciones
1	Cilindro Hidráulico	Diámetro Interno: 6 pulg. Carrera del Cilindro: 1600 mm Diámetro del Vástago: 4 pulg. Longitud del Vástago: 1750 mm Presión de Trabajo: 3000 psi
2	Motor Eléctrico	Potencia 25 HP, Trifásico, 1800 RPM
3	Campana Unión	Para alineación motor bomba
4	Acople	Para acoplamiento motor bomba. Comprende dos caras de acople.
5	Bomba de Engranajes	De 32 cm ³ /rev. Presión de Trabajo 200 bares. Eje de 7/8 pulg. Chaveteado. 1800 RPM. Giro Derecho.
6	Válvula de Seguridad	Relief Valve Module CETOP 05 para montaje tipo sandwich encima de la subplaca CETOP 05. Rango de 100 a 3000 psi. 30 US gpm
7	Manómetro	Carátula de 2 1/2 pulg. Montaje vertical, con glicerina. De 0 a 3000 psi.
8	Válvula Direccional	CETOP 05, 4/3, a 110 Volt. AC. Centro Tandem. De dos bobinas con conectores DIN
9	Regulador de Caudal con Antirretorno	Toma de 3/4 pulg. Rosca NPT
10	Antirretorno Pilotado	Toma de 3/4 pulg. Rosca NPT. Pilotaje de 7/16 pulg.
11	Filtro de Retorno	Spin on de celulosa 10 micras con manómetro indicador de saturación. Viene con base de filtro modelo IFR3
12	Filtro de Succión	Con toma hembra 1 1/2 pulg. NPT, coladera.
13	Tanque de Aceite	Capacidad 53 US Galones (200 litros).
14	Respiradero	Tapa filtro con cernidera de acero cromado 40 micras
15	Medidor de Nivel	Medidor de nivel grande de 5 pulg.
16	Subplaca de Adaptación CETOP 05	Con tomas P, T, A y B a los lados de 3/4 pulg. Rosca NPT.
17	Manguera de Succión	Diámetro de 1 1/2 pulg. Color Azul en el plano hidráulico.
18	Manguera de Presión	Diámetro de 3/8 pulg. Color Verde en el plano hidráulico. 3600 psi. 2 metros
19	Manguera de Retorno	Diámetro de 1 pulg. Color Rojo en el plano hidráulico. 2400 psi. 2 metros
20	Manguera A-A	Diámetro de 3/4 pulg. Color Rosado en el plano hidráulico. 3100 psi. 2 metros
21	Manguera B-B	Diámetro de 5/8 pulg. Color Rosado en el plano hidráulico. 3600 psi. 2 metros

2.6.1.14. **Funcionamiento de la Máquina Compactadora**

A continuación se describe el funcionamiento de la máquina compactadora y el uso del panel de control mediante pasos.

Primer paso: se enciende la máquina activando el switch ON de encendido que está localizado en panel de control. Esto enciende el motor que hace accionar la bomba hidráulica, permitiendo que el aceite salga de la bomba y recircule al tanque por medio de la posición central de la válvula direccional.

Segundo paso: se llena con desechos la cámara de compactación (bien sea PET o cartón), hasta la altura de 1.60 m.

Tercer paso: se procede a compactar, activando el pulsador de descenso (color verde). Este energiza la bobina B1 de la válvula direccional de modo que hace que la mesa de compactación descienda. El circuito eléctrico del panel de control está diseñado para desenergizar la bobina B1 de la válvula cuando el cilindro complete su carrera que es de 1.60 metros. También se podrá desenergizar la bobina B1 cuando el sistema llegue a la presión de 2334.3 psi, esto querrá decir que la mesa móvil, está ejerciendo su máxima fuerza que es de 30 TON. Por lo general, este último caso podrá suceder en el movimiento de descenso mas no en el de ascenso.

Cuarto paso: por medio del pulsador de ascenso (color amarillo), se logra que la bobina B2 sea energizada en la posición de retroceso, haciendo que la mesa de compactación ascienda. Al igual que en el paso anterior, esta bobina se desenergiza cuando el cilindro complete su carrera que es de 1.60 metros.

Y así se logra volver a repetir el ciclo con los pasos antes mencionados. Finalmente el botón OFF apagará el motor. Es importante mencionar que en los movimientos, ya sean de ascenso o descenso de la mesa de compactación, se puede parar la mesa a cualquier altura deseada. Para lograr esto, se pulsa el botón de paro (color azul) hace desenergizar las bobinas B1 y B2 en los

movimientos ya mencionados. A continuación en las figuras 2.17 y 2.18 se describen las bobinas de la válvula direccional y los pulsadores del panel de control respectivamente.

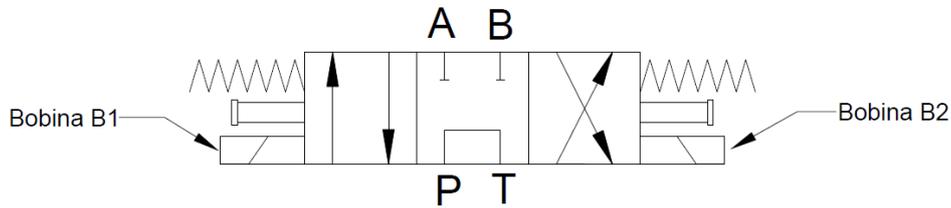


Figura 2.17. Esquema de la Válvula Direccional y sus Bobinas.

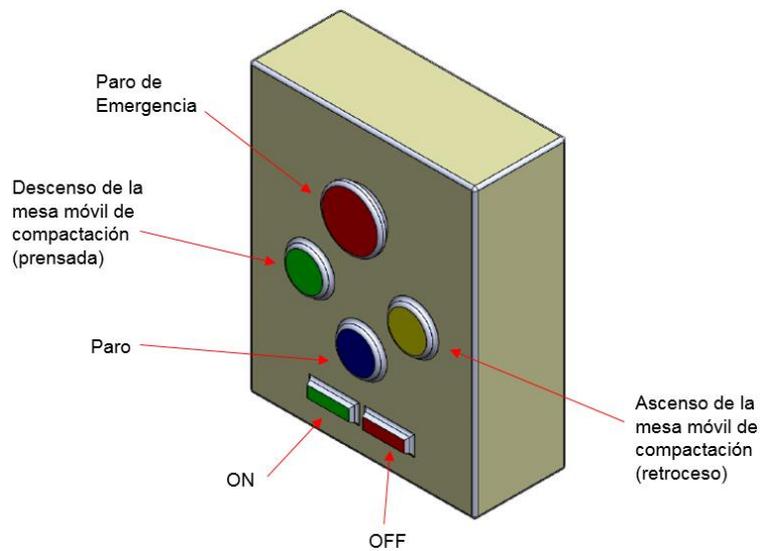


Figura 2.18. Detalle del Panel de Control de la Máquina Compactadora.

2.6.1.15. Simulación del Sistema Hidráulico.

Se presenta la simulación del sistema hidráulico mediante el software FluidSIM Hydraulics Versión 4.2 de FESTO. Algunas de las ventajas del uso de este software son las siguientes:

- ✓ Ahorro de material y tiempo una vez controlado el software de simulación.
- ✓ Diseño de nuevos sistemas de automatización en la industria
- ✓ Los resultados suelen ser gráficos e instantáneos.

A continuación, se procederá a diseñar el circuito hidráulico en este software, según los cálculos y datos ya establecidos. Para comenzar, se seleccionan los

componentes en la biblioteca y se los arrastra a la ventana de simulación, según se muestra en la figura 2.19:

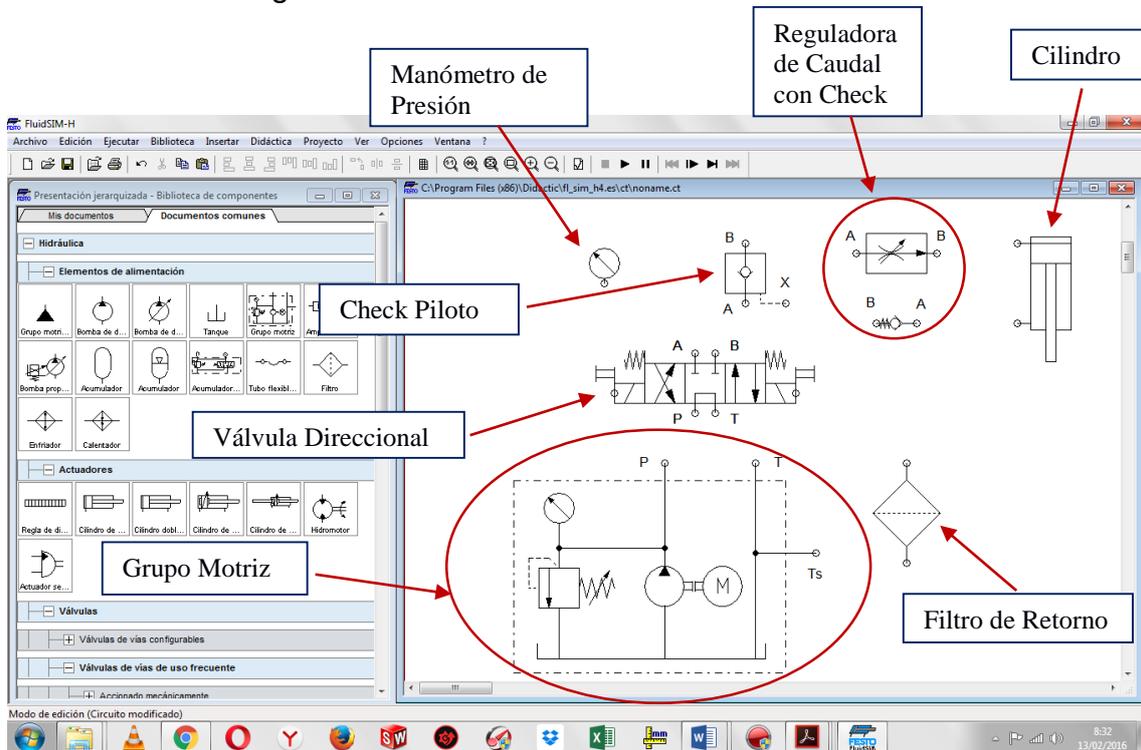


Figura 2.19. Selección de los Componentes del Sistema Hidráulico.

Después se realiza la conexión de todos los componentes, según se muestra en la figura 2.20.

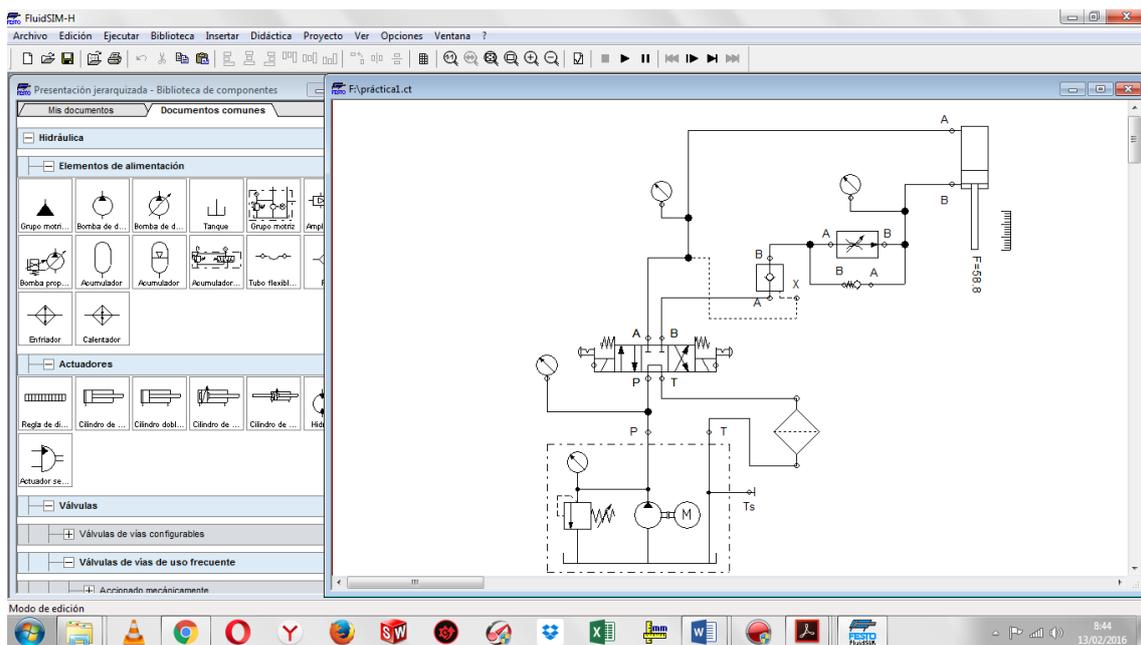


Figura 2.20. Conexión de los Componentes del Sistema Hidráulico.

Hay que recalcar que en el grupo motriz ya se incluye el motor, la bomba y la válvula de seguridad. A continuación se ingresan los datos ya calculados en el grupo motriz, según se muestra en la figura 2.21.

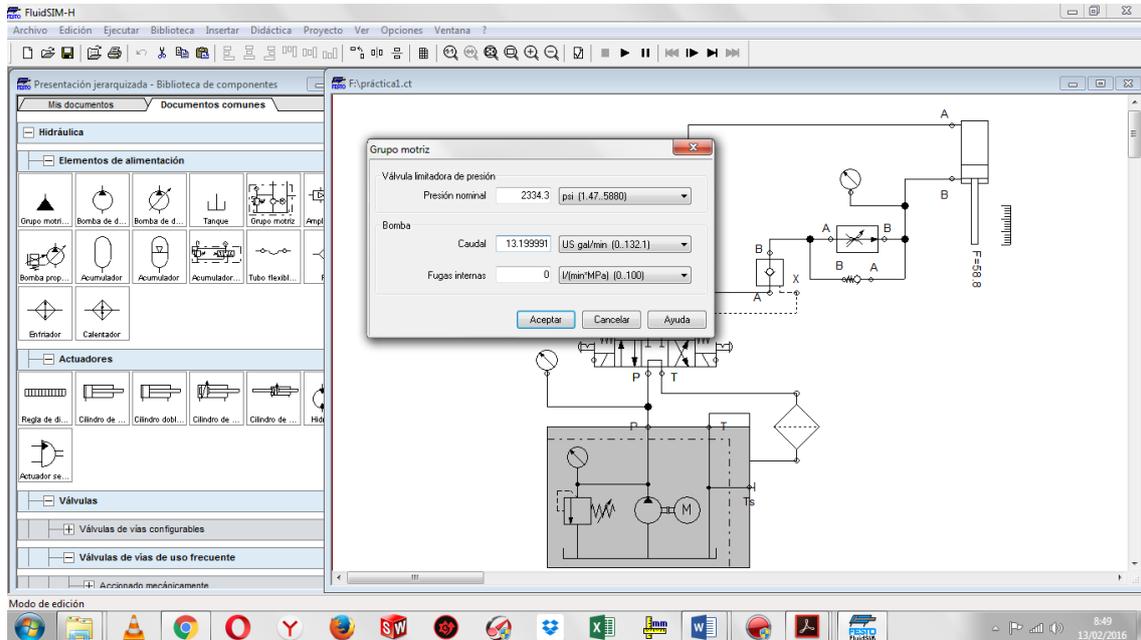


Figura 2.21. Ingreso de Datos en el Grupo Motriz del Sistema Hidráulico.

También se ingresan los datos ya obtenidos en el cilindro hidráulico según la figura 2.22.

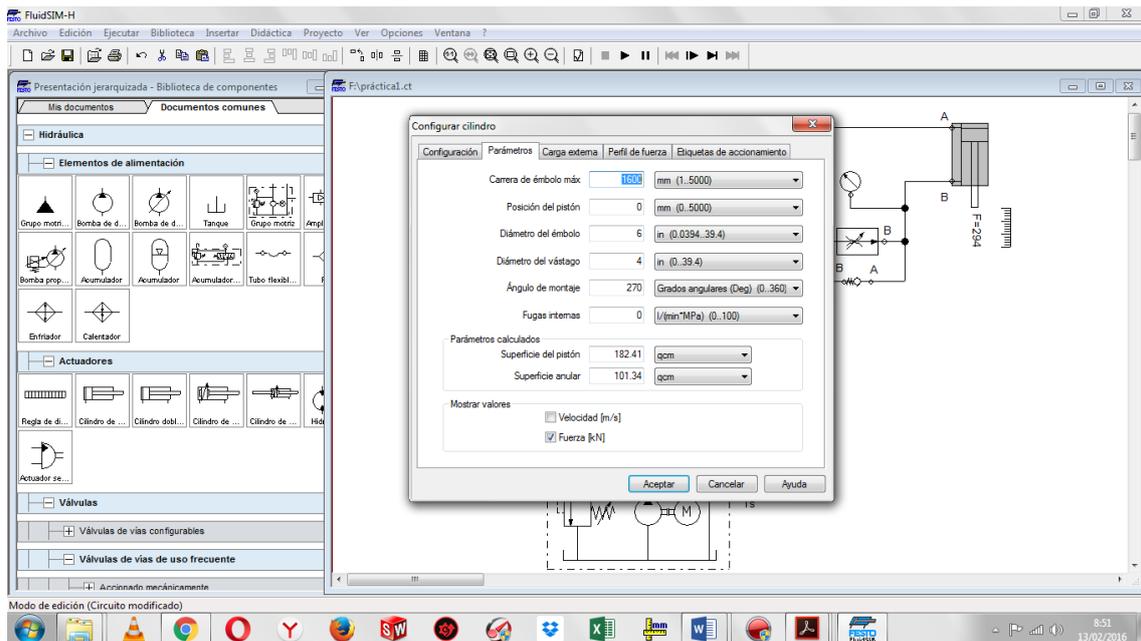


Figura 2.22. Ingreso de Datos en el Cilindro Hidráulico.

También se ingresa la fuerza que ejercerá el cilindro en avance o prensada, en la pestaña de perfil de fuerza. Esta fuerza será de 30000 kg que es igual a 294 kN. Ver figura 2.23.

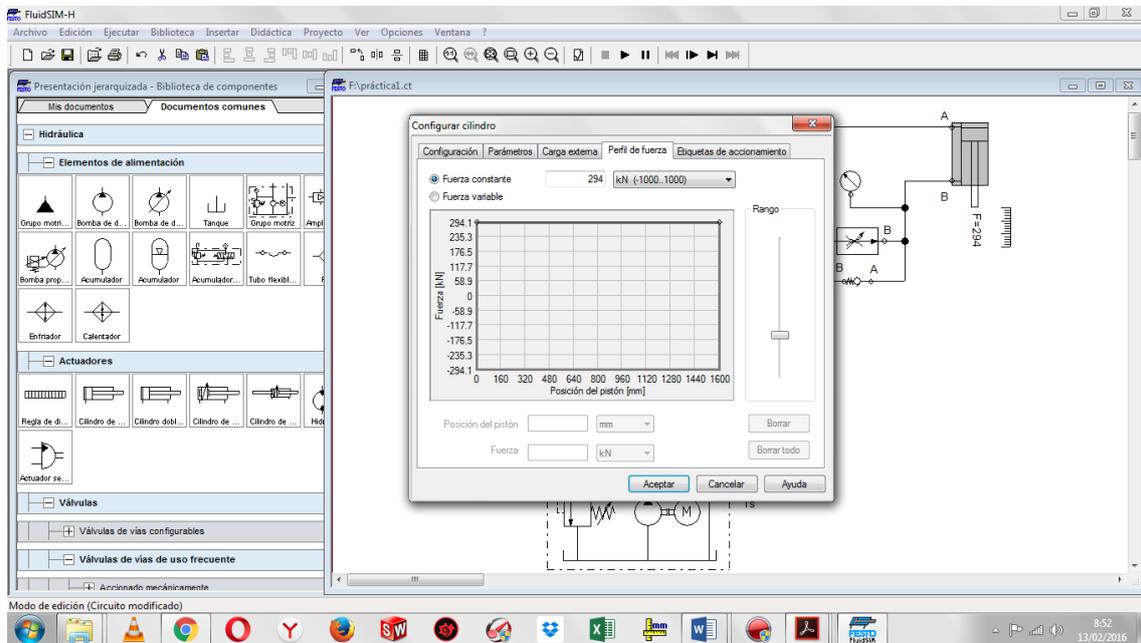


Figura 2.23. Ingreso de la Fuerza de Prensada en el Cilindro Hidráulico.

Ingresar el caudal de retroceso en la válvula reguladora de caudal, ver figura 2.24.

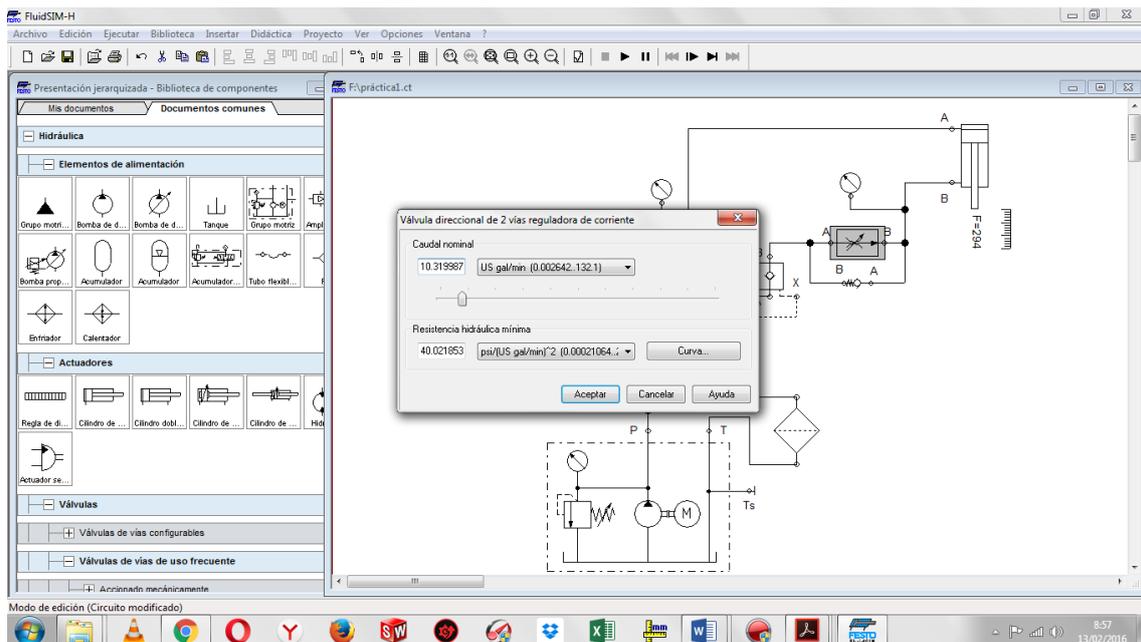


Figura 2.24. Ingreso de Datos en la Válvula Reguladora de Caudal.

Una vez ya realizado lo anterior, en la barra de comandos, se da click en iniciar. Con esto se simulará que la central hidráulica ya está encendida. Como se podrá apreciar en la figura 2.25, el aceite está recirculando a través de la válvula direccional, ya que esta, aún no está energizada. Las líneas rojas simulan el flujo de aceite.

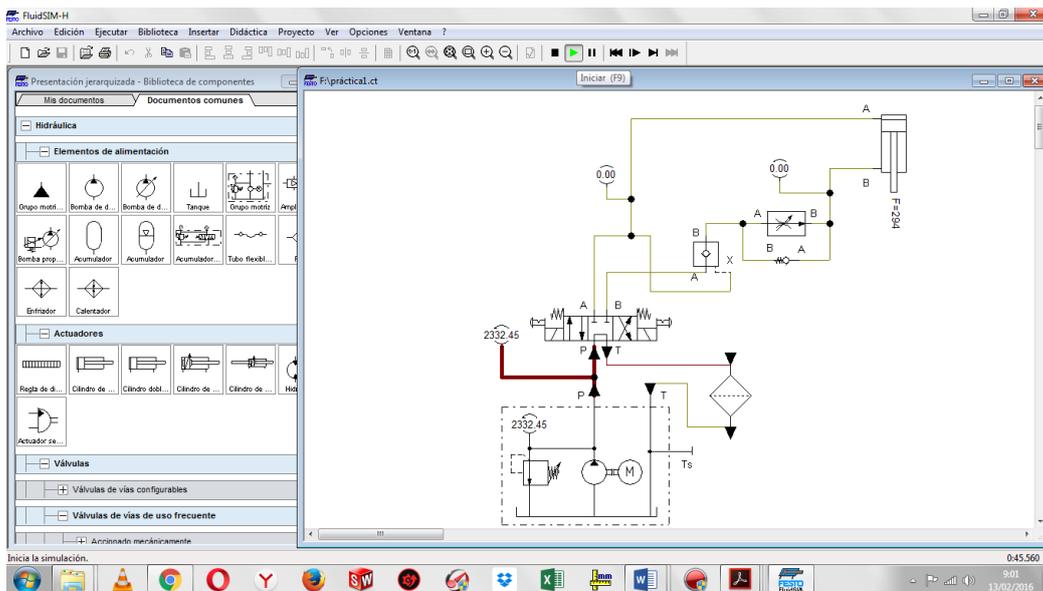


Figura 2.25. Encendido de la Simulación Hidráulica.

Se energiza la válvula direccional para que se active la posición de avance del cilindro hidráulico, según se muestra en la figura 2.26.

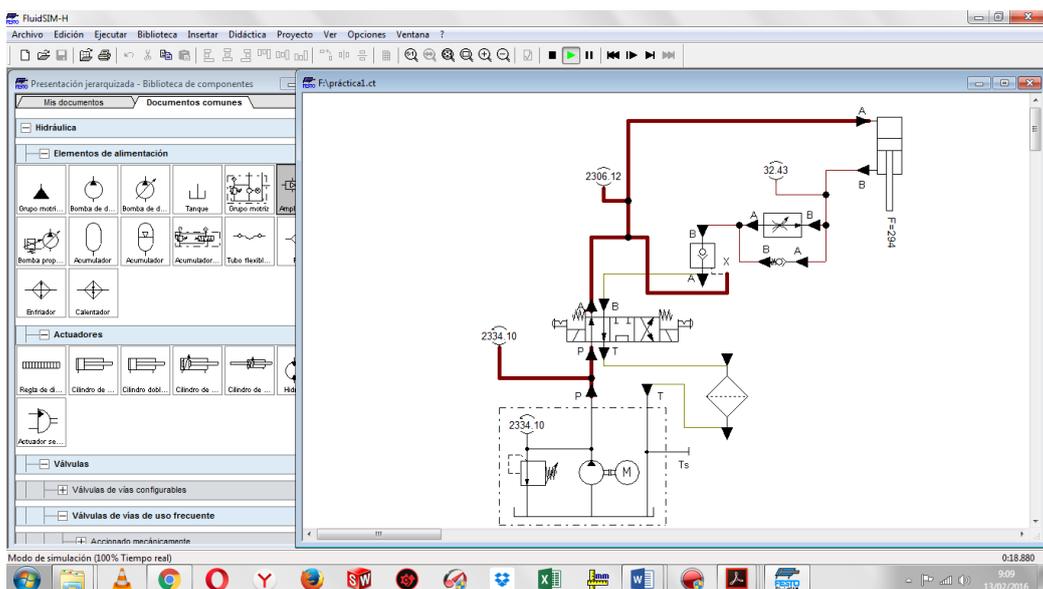


Figura 2.26. Movimiento de Descenso o Prensada del Cilindro Hidráulico.

Ahora, se energizará la válvula direccional para que active la posición de retroceso del cilindro. Antes de hacer esto hay que recordar que la fuerza que tendrá que ejercer el cilindro en el retroceso es de 6000 kg que es igual a 58.8 kN. Ver figura 2.27.

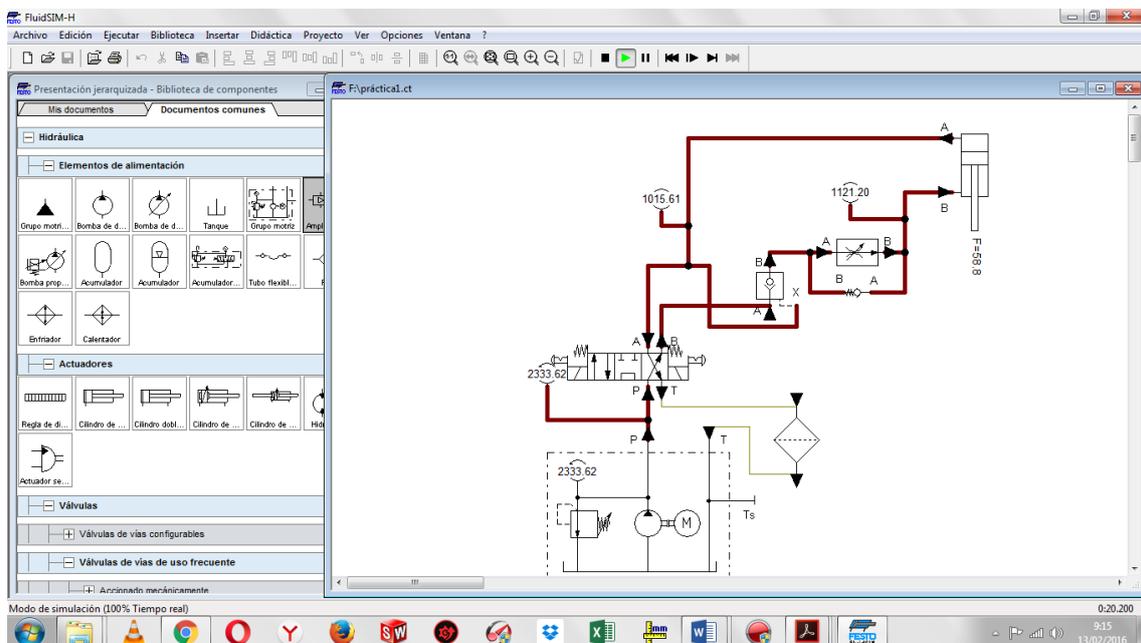


Figura 2.27. Movimiento de Ascenso o Retroceso del Cilindro Hidráulico.

Con esto se da por terminada la simulación hidráulica. En el capítulo 3 se detallarán los resultados obtenidos.

2.6.2. Diseño del Sistema Estructural.

El diseño consiste en seleccionar el tamaño de los perfiles de la estructura. El objetivo es tener una noción clara de que perfiles escoger para que el diseño sea óptimo.

También, vale recalcar, que el diseño del sistema estructural se basa en los parámetros mencionados en la sección 2.1, 2.2 y 2.3, como las dimensiones de la paca, fuerza de compactación y peso del sistema hidráulico.

2.6.2.1. Esquema de la estructura de la cámara de compactación.

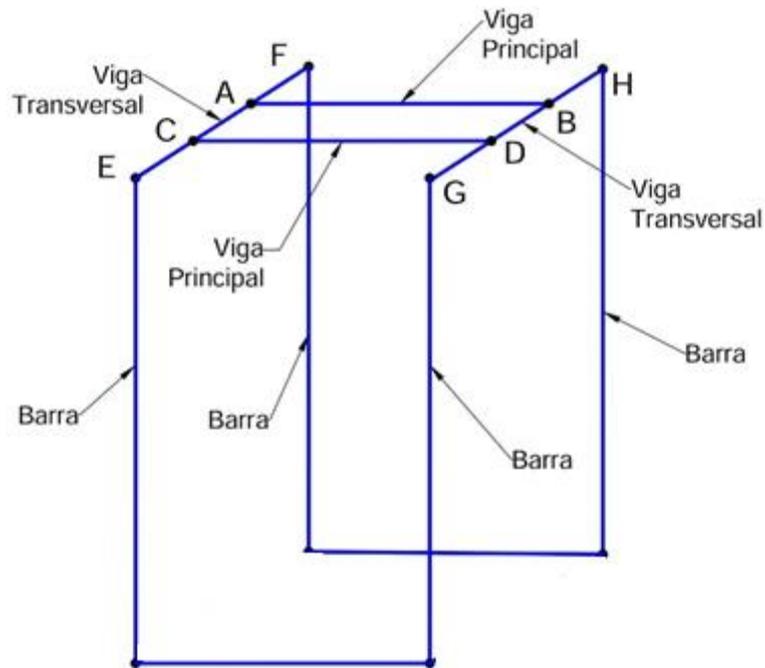


Figura 2.28. Esquema de la Estructura de la Cámara

La figura 2.28 se aprecia el esquema básico y de los elementos principales de la estructura de la cámara de compactación. Los cuales se analizarán más adelante.

2.6.2.2. Dimensionamiento de la Estructura Cámara de Compactación

El dimensionamiento de la cámara de compactación está directamente relacionado con las dimensiones de la paca como se observa en la figura 2.29. A este volumen debe añadirse ciertos espacios adicionales resultantes por la ergonomía adecuada, por maniobrabilidad de operación de la materia prima y por una verificación de la altura de la cámara de compactación con las nuevas dimensiones de diseño obtenidas

Altura: Esta dimensión se la escogió para debido a la carrera del vástago en operación la cual será 2100 m.

Ancho: Como la paca va adquirir la misma forma que tiene como base nuestra cámara de compactación cuya dimensión es 720 mm.

Largo: De la misma manera que se dimensionó el ancho con la dimensiones de la paca se procede a dimensionar el largo cuya dimensión es 890 mm.

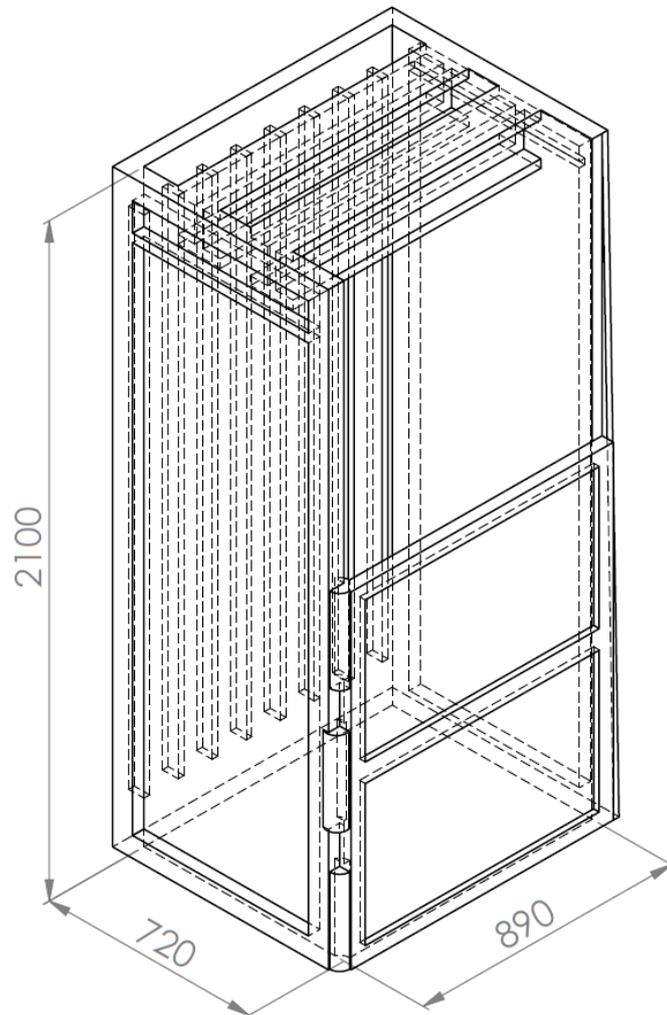


Figura 2.29. Dimensión de la Estructura. Medidas en mm

2.6.2.3. Diseño Estático de la Estructura

Para el diseño estatico, se debe tener presente las fuerzas que actuan sobre la estructura.

Las cargas que actuan sobre la estructura estan divididas en dos tipos:

- ✓ Cargas muertas
- ✓ Cargas vivas

Carga Muerta (Wn)

Esta carga se toma en cuenta el peso de la estructura y equipos adheridos, fijados o soportados por la estructura.

Carga Viva (Fc)

Es la fuerza de compactación que se produce en el momento de la compresión de los residuos de pet o carton. En el siguiente figura 2.30 se observa el Diagrama de Cuerpo Libre (DCL) de la paca con las fuerzas de reacción que genera la fuerza de compresión

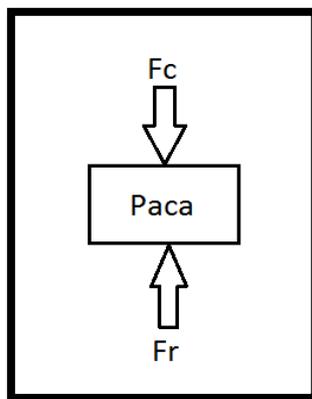


Figura 2.30. Diagrama de Cuerpo Libre (DCL) de la Paca

Donde:

$F_c = \text{Fuerza de Compactación}$

$F_r = \text{Fuerza de Reacción}$

Se obtiene que:

$$F_c = F_r$$

Ya definidas las cargas que actúan sobre la estructura, se empezará con el análisis respectivo de cada elemento que forma la estructura.

Viga Principal

Como se observa en la figura 2.31, el DCL de una de la viga principal, con sus respectivas cargas que actúan sobre ella, que son la fuerza de compactación y el peso del central hidráulica. También se observan las reacciones que se

originan por tales cargas, la cuales se hayan a continuación con sus respectivos calculos.

Debido a que el diseño de la estructura es simétrico, las cargas que actúan sobre las vigas principales se repartirán de igual magnitud para ambas vigas.

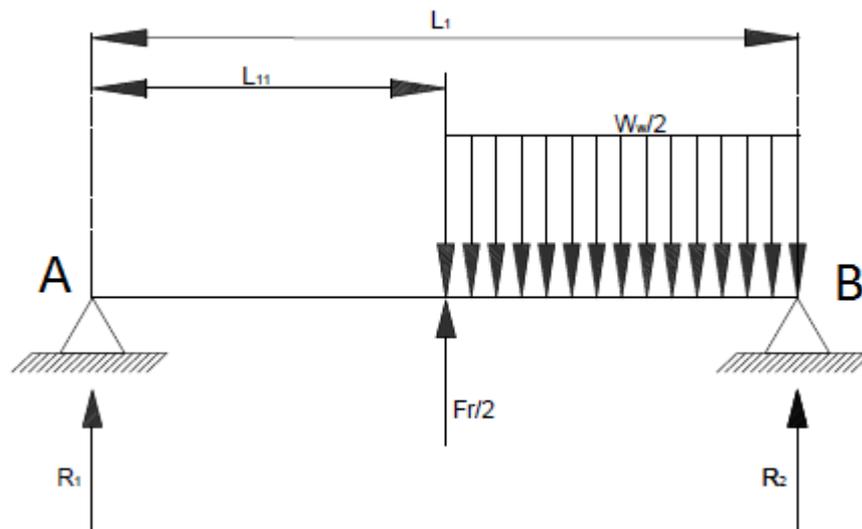


Figura 2.31. Diagrama de Cuerpo Libre (DCL) de la Viga Principal

Donde:

F_r : Fuerza de reacción

W_w : Peso de la central hidráulica

Se conoce que:

$$L_1 = 0.89 \text{ m}$$

$$L_{11} = 0.445 \text{ m}$$

$$F_r = 300 \text{ KN}$$

$$W_w = 33.71 \text{ KN/m}$$

Con el respectivo análisis del DCL de la viga principal se obtienen las siguientes ecuaciones:

$$\begin{aligned}
 +\uparrow \Sigma F_y &= 0 \\
 R_1 + R_2 + \frac{F_r}{2} - \left[\frac{\omega_w}{2} \cdot L_{11} \right] &= 0 \qquad (44)
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 & +\curvearrowright \Sigma M_{R_1} = 0 \\
 & \left(-\frac{F_r}{2}\right) \cdot \left(\frac{L_1}{2}\right) + \left[\left(\frac{\omega \omega}{2}\right) \cdot L_{11} \cdot \frac{3}{4} \cdot L_1\right] - R_2 \cdot L_1 = 0 \quad (45)
 \end{aligned}$$

Resolviendo las ecuaciones (44) y (45) se obtiene las reacciones:

$$R_1 = -73.1 \text{ KN}$$

$$R_2 = -69.4 \text{ KN}$$

Una vez encontrada las reacciones en las vigas principales se procede a realizar los diagramas de cortante y momento flector para la viga principal, como se muestra en las figura 2.32.

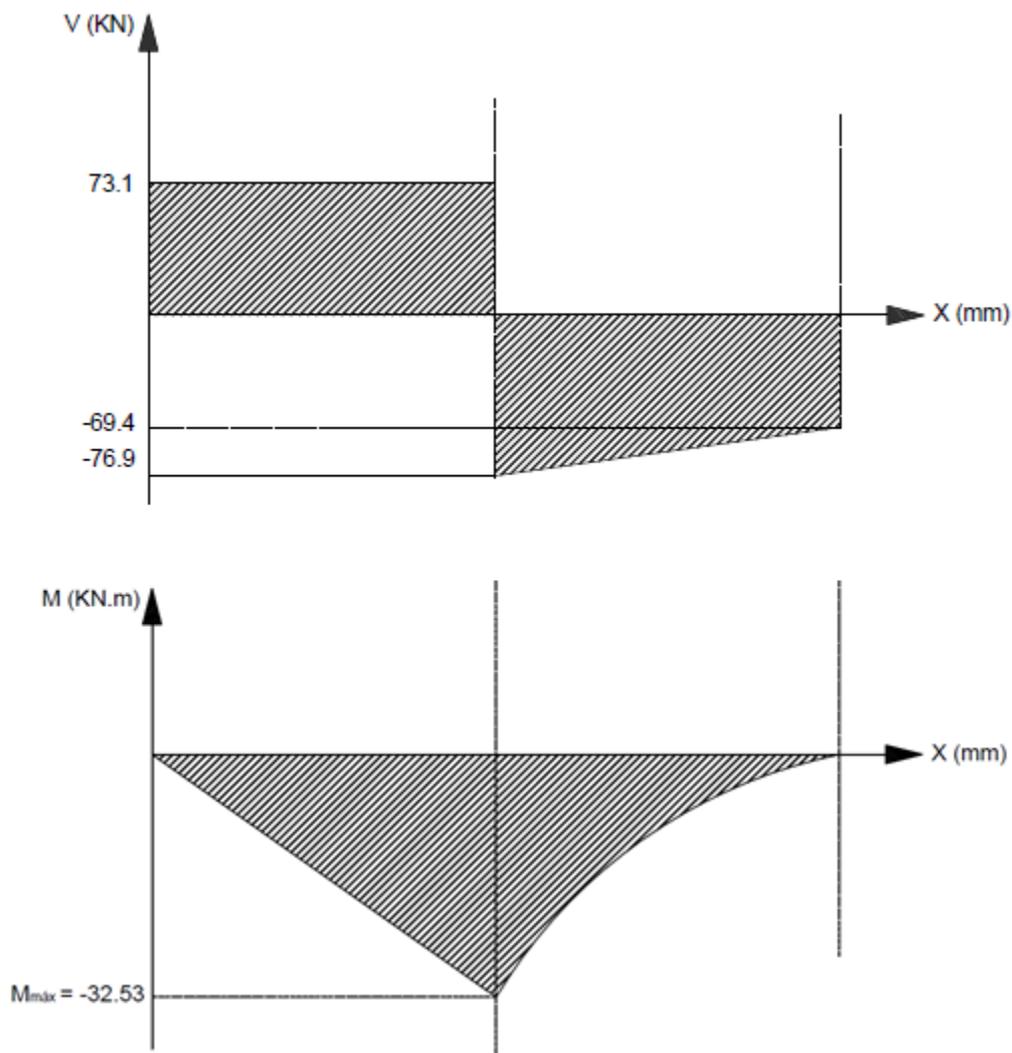


Figura 2.32. Diagramas de Fuerza Cortante y Momento Flector de la Viga Principal

Del diagrama de momento flector se obtiene el momento máximo de la viga ($M_{m\acute{a}x}$) con el cual se escogerá el tamaño de la viga posteriormente.

$$M_{m\acute{a}x} = -32,53 \text{ KN.m}$$

Selección del Perfil

Para estas vigas se escogieran perfiles IPN. Y para una viga de IPN 240, se tiene el modulo de sección de la viga (Z) que se lo obtiene del catalogo de DIPAC (ver anexo, apéndice D, catálogo de perfiles IPN).

$$Z = \frac{I}{c} = \text{Módulo de sección de la viga} \quad (46)$$

$$Z = 278 \text{ cm}^3$$

Donde:

I : Momento de Inercia

c : Distancia maxima desde el eje neutro

Con el momento máximo y el modulo de la seccion se obtiene el esfuerzo de flexion máximo (σ_f) con la ecuación (47).

$$\sigma_f = \pm \frac{M_{max}c}{I} = \pm \frac{M_{max}}{Z} \quad (47)$$

$$\sigma_f = -117,01 \text{ MPa}$$

Sabiendo que el esfuerzo de fluencia (S_y) es de 248 MPa que corresponde a un acero ASTM A-36.

Por lo tanto, con la ecuación (48) se obtiene el factor de seguridad (η_e) del elemento:

$$\eta_e = \frac{S_y}{\sigma_f} \quad (48)$$

$$\eta_e = 2,12$$

Deflexión en la Viga Principal

Se va a determinar la deflexión vertical de la viga principal ($\delta_{m\acute{a}x}$) debido a cada carga que actuá sobre ella, para así obtener la deformación total con la sumatoria de cada una.

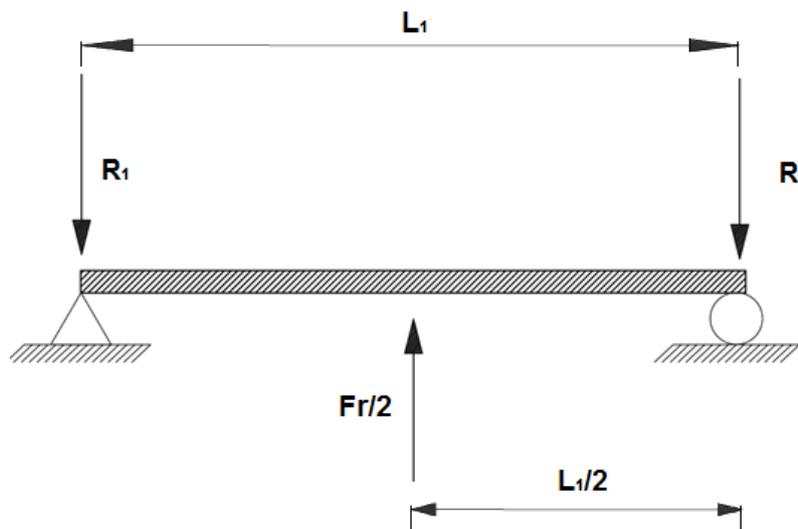


Figura 2.33. Deflexión Debido a la Fuerza de Compactación Fr .

Con la ecuación (49) se la obtiene de la tabla 1 (ver anexos, apéndice D, deflexiones de vigas cargadas), asociando con el modelo que se observa en la figura 2.33, la cual correspondió al caso 6, que se trata de una viga simplemente apoyada con una carga ubicada en la mitad de la viga.

$$\delta_{m\acute{a}x1} = \frac{PL^3}{48EI} \quad (49)$$

Donde:

I : Momento de inercia de la sección

E : Modulo de elasticidad de acero ASTM A36

Sabiendo:

$$P = Fr/2 = 150 \text{ KN}$$

$$L = L_1 = 0.89 \text{ m}$$

$$I = 4250 \text{ cm}^4, \text{ momento de inercia de la sección}$$

$$E = 200 \text{ GPa}$$

Se obtiene:

$$\delta_{m\acute{a}x1} = 0.259 \text{ mm}$$

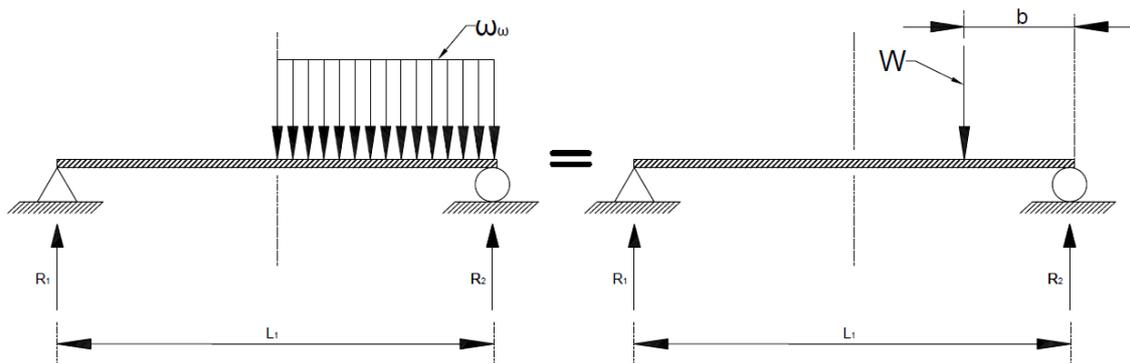


Figura 2.34. Deflexión Debido al Peso de la Central Hidráulica W_n .

Por otro lado se analizó la deflexión de la viga debido a la otra carga que es peso de la central hidraulica, como se observa en la figura 2.34 , se tiene una viga simplemente apoyada con una carga distribuida uniforme, que esta ubicada a un lado de la viga. La cual será reemplazada por una carga puntal equivalente, por lo que la viga esta asociada con el caso 7, de donde se obtuvo la ecuación (50) de la tabla (ver anexos, apéndice D, deflexiones de vigas cargadas).

$$\delta_{m\acute{a}x2} = \frac{Pb(L^2 - b^2)^{3/2}}{9\sqrt{3}EIL} \quad (50)$$

Sabiendo:

$$\omega_\omega = 33.71 \frac{KN}{m}$$

$$P = W = 15 \text{ KN}$$

$$b = 222,5 \text{ mm}$$

$$L = L_1 = 0.89 \text{ m}$$

$$I = 4250 \text{ cm}^4$$

$$E = 200 \text{ GPa}$$

Se obtiene:

$$\delta_{m\acute{a}x2} = 0,0018 \text{ mm}$$

Por lo que la deflexion maxima de la viga principal es:

$$\delta_{m\acute{a}x} = \delta_{m\acute{a}x2} - \delta_{m\acute{a}x1}$$

$$\delta_{m\acute{a}x} = 0,2572 \text{ mm}$$

Vigas Transversales

En la siguiente figura 2.35 se puede ver el DCL de una de las vigas transversales de la estructura, con las respectivas cargas. Para el dise\u00f1o de esta viga hay que tener en cuenta la fuerza (F) producida por las reacciones de las vigas principales, que se ubican en los puntos C y A.

En donde:

$$L_3 = 0.72 \text{ m}$$

$$L_{31} = 0.3 \text{ m}$$

$$F = 73.1 \text{ KN}$$

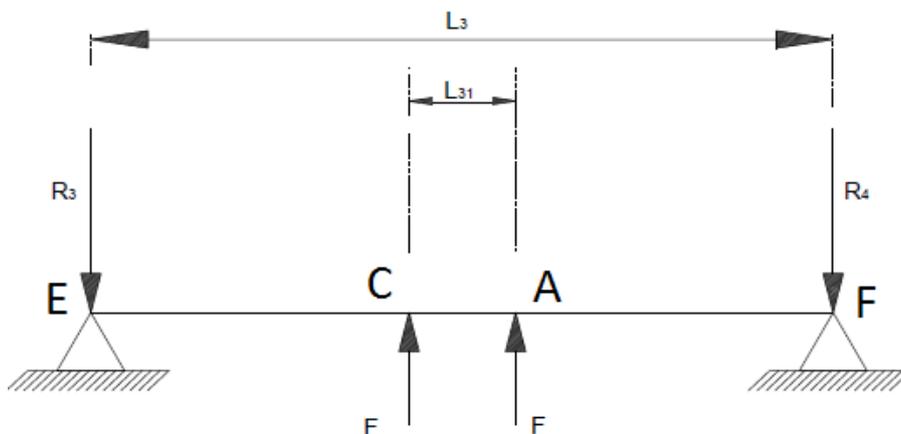


Figura 2.35. Diagrama de Cuerpo Libre (DCL) de la Paca

De la viga principal se escoger\u00e1 la reaccion que mayor esfuerzo de flexi\u00f3n genere en la viga transversal, la cual ser\u00e1 la fuerza F.

$$R_1 = 73.1 \text{ KN}$$

$$R_2 = 69.4 \text{ KN}$$

De donde:

$$F = R_1 = 73.1 \text{ KN}$$

Se selecciona la mayor fuerza que se origina en las vigas transversales, se calcula las reacciones R_3 y R_4 en la viga transversal. Una vez analizada la viga estáticamente, con las fuerzas F actuando sobre la viga transversal, se logra obtener:

$$R_3 = R_4 = F = 73.1 \text{ KN}$$

Luego del análisis estático, se realizan los diagramas de fuerza cortante y momento flector de la viga transversal, según se muestra en las figura 2.36.

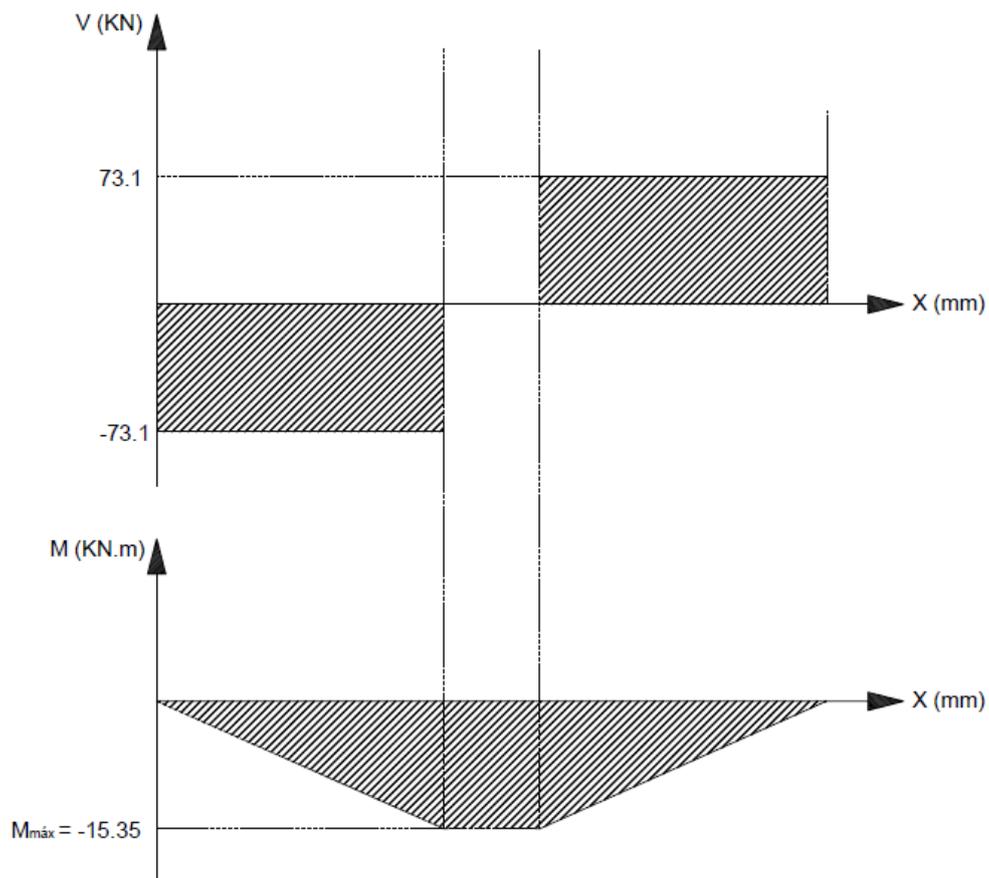


Figura 2.36. Diagrama de la Fuerza Cortante de la Viga Transversal

Del digrama del momento flector de la viga transversal ($M_{m\acute{a}x}$) se escogerá el momento máximo.

$$M_{m\acute{a}x} = -15.35 \text{ KN.m}$$

Selección del Perfil

Una vez definido el perfil que se utilizará para estas vigas, se seleccionará el tamaño del perfil, para una viga de UPN 200, se tiene el modulo de sección de la viga (Z) que se lo obtiene del catálogo de dipac (ver anexo, apéndice B, catálogo de perfiles UPN).

$$Z = \frac{I}{c} = \text{Módulo de sección de la viga}$$

$$Z = 300 \text{ cm}^3$$

Donde:

I : Momento de inercia

c : Distancia máxima desde el eje neutro

Con el momento máximo y el módulo de la sección se obtiene el esfuerzo de flexión máximo (σ_f).

$$\sigma_f = \pm \frac{M_{max}c}{I} = \pm \frac{M_{m\acute{a}x}}{Z}$$

$$\sigma_f = -51.16 \text{ MPa}$$

Sabiendo que el esfuerzo de fluencia (S_y) es 248 MPa que corresponde a un acero ASTM A-36.

Por lo tanto, se obtiene factor de seguridad (η_e) del elemento con la ec (48):

$$\eta_e = \frac{S_y}{\sigma_f}$$

$$\eta_e = 4,85$$

Deflexión en la Viga Transversal

Para determinar la deflexión de la viga transversal, se utilizó la tabla (ver anexos, apéndice D, deflexiones de vigas cargadas), en la cual se observó que modelo se asocia con la figura 2.37. lo que corresponde al caso 7, que se trata de una viga simplemente apoyada y una carga ubicada a un lado de la misma, como se ve en la figura. Obteniendo la ecuación (51) con la que se halló la deflexión de la viga ($\delta_{m\acute{a}x}$) debido a la fuerza ubicada de lado derecho.

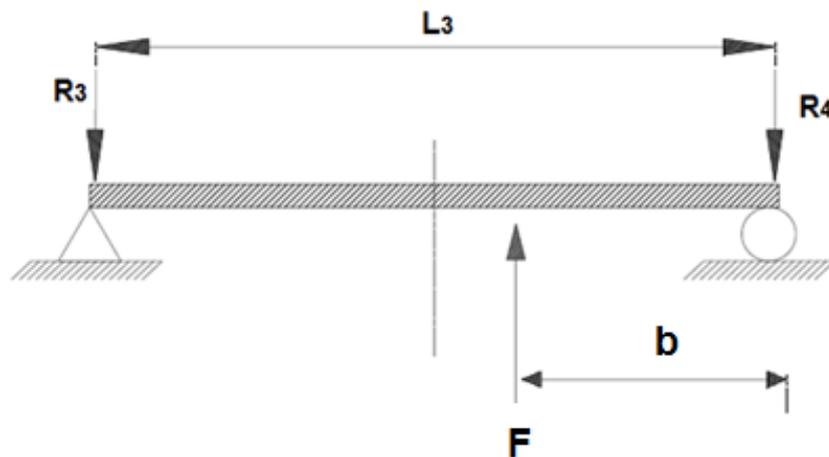


Figura 2.37. Deflexión Debido a la Fuerza F de Lado Derecho

$$\delta_{m\acute{a}x1} = \frac{Pb(L^2 - b^2)^{3/2}}{9\sqrt{3}EIL} \quad (51)$$

De donde:

$$P = F = 73.1 \text{ KN}$$

$$L = L_3 = 0.72 \text{ m}$$

$$b = 0.21 \text{ m}$$

$$I = 1910 \text{ cm}^4$$

$$E = 200 \text{ GPa}$$

Con la ecuación (51) se obtiene:

$$\delta_{m\acute{a}x1} = 0.068 \text{ mm}$$

Como se observa en la figura 2.38 la deflexion debido a la carga (F) es similar a la anterior en la figura 2.37, por lo cual que con la misma ecuación (51) se hayó la deflexion.

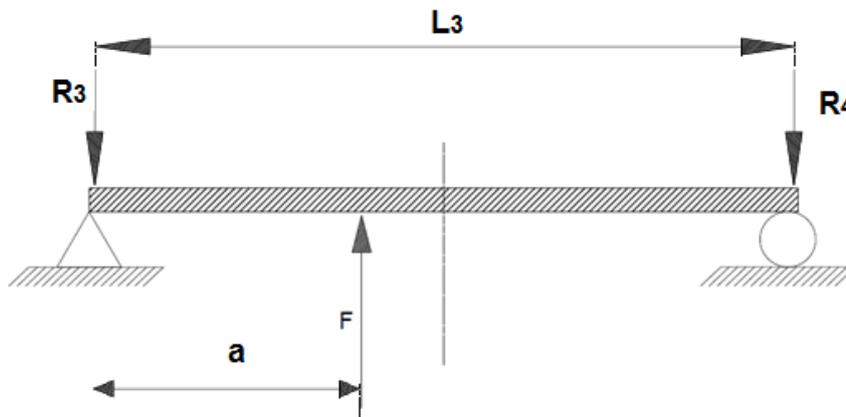


Figura 2.38. Deflexión Debido a la Fuerza F de Lado Izquierdo.

Donde se obtiene:

$$\delta_{m\acute{a}x2} = 0,068 \text{ mm}$$

Por lo que la deflexion maxima de la viga transversal es:

$$\delta_{m\acute{a}x} = \delta_{m\acute{a}x1} + \delta_{m\acute{a}x2}$$

$$\delta_{m\acute{a}x} = 0.136 \text{ mm}$$

Barras

En el DCL de la barra mostrado en la figura 2.39, se muestra las cargas que actúan sobre este elemento de la estructura, que el elemento va a estar sometido a tensión pura. Ft es la fuerza que se la obtiene de las reacciones de las vigas transversales.



Figura 2.39. Diagrama de Cuerpo Libre (DCL) de la Barra

Ya definida la fuerza F_t , que es la carga con la que diseñará las barras de la estructura. Recordando que:

$$F_t = R_3 = R_4$$

Selección del Perfil

Para estos elementos se formaran cajones con perfiles tipo canales U de 80x40x4 mm escogidos del catálogos de DIPAC (ver anexo, apéndice B, catálogo de canales en U), de donde se encontró el área de la sección.

$$A = 14,36 \text{ cm}^2$$

$A = \text{Área de la sección de cajón}$

Con la ecuación (52) se haya el esfuerzo de tensión máxima (σ_t) de la barra.

$$\sigma_t = \frac{F_t}{A} \tag{52}$$

De donde:

$$F_t = 73.1 \text{ KN}$$

Reemplazando en la ecuación (52), se obtiene:

$$\sigma_t = 50,90 \text{ MPa}$$

Luego se calcula el factor de seguridad de la barra con la ec (48).

$$\eta_e = \frac{S_y}{\sigma_t}$$

Sabiendo que:

$$S_y = 248 \text{ MPa} \text{ que corresponde a un acero ASTM A-36}$$

$$\eta_e = 4.86$$

Deformación en la Barra

Como se observo anteriormente la barra esta sometida a esfuerzos de tension, la misma que se va a deformar longitudinal, producto de la fuerza Ft. Para hayar la deformacion total, primero se haya la deformacion unitaria con la ecuación (53).

$$\varepsilon_0 = \frac{\sigma_t}{E} \tag{53}$$

Donde:

ε_0 : Deformacion unitaria de la barra

σ_t : Esfuerzo de tension maximo

E : Modulo de elasticidad del acero ASTM A36

Sabiendo que:

$$\sigma_t = 60.12 \text{ MPa}$$

$$E = 200 \text{ GPa}$$

Reemplazando estos valores en la ecuación (53), se obtiene:

$$\varepsilon_0 = 2,545 \times 10^{-4}$$

Con la ecuación (54) se obtiene la deformación total ΔL de la barra.

$$\Delta L = \varepsilon_0 L \quad (54)$$

Sabiendo que:

$$L = 2,1 \text{ m}$$

$$\varepsilon_0 = 2,545 \times 10^{-4}$$

Reemplazando estos valores en la ecuación (54), se obtiene:

$$\Delta L = 0.53 \text{ mm}$$

Diseño de Forma de las Paredes de la Máquina

Las paredes laterales de la máquina estarán formadas por planchas de acero A-36 de 3 mm de espesor, sus dimensiones se encuentran detalladas en los planos de construcción (ver anexos, apéndice A, cotización de materiales estructurales, pág. 50).

Como se observa en la figura 2.40, la forma que tendrá las paredes de la máquina que van a estar sometidas a esfuerzos de flexión, lo que dará como resultado deformaciones en la plancha, debido a las relaciones de espesor con largo y ancho.

Para evitar estas deformaciones en las paredes que se generan al momento de compactar se le agregarán rigidizadores según se observan a continuación en la figura 2.40.

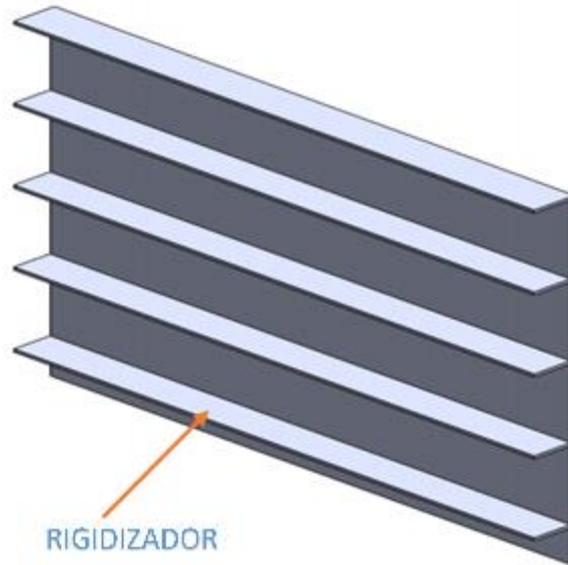


Figura 2.40. Diseño de Forma de las Paredes

2.6.3. Análisis de Esfuerzos, Deformaciones del Sistema Estructural en ANSYS

El objetivo del análisis por elementos finitos es determinar la respuesta de un sistema al cual se aplican cargas.

Etapas del Método Finitos

Pre- Procesamiento: Se define la geometría del cuerpo, luego se realiza el mallado, también se agrega el material especificado.

Procesamiento: Se colocan las cargas y las restricciones que tienen los elementos.

Post- Procesamiento: En esta etapa se procede a seleccionar los resultados que desee que muestre el programa

En esta sección se analizan las partes principales de la estructura de la máquina compactadora, mediante un análisis de elementos finitos las cuales son:

1. Estructura de la cámara de compactación.

2. Base – bastidor.
3. Mesa móvil de compactación.

El ensamble de la máquina compactadora se dibujó en INVENTOR 2014, para luego proceder con la simulación.

2.6.3.1. Estructura de la Cámara de Compactación

Etapas de Pre-Procesamiento

1. Se ingresan las propiedades mecánicas del acero ASTM A 36 para cada uno de los elementos que conforman la estructura de la cámara de compactación en el ENGINEERING DATA como se observa en la figura 2.41.

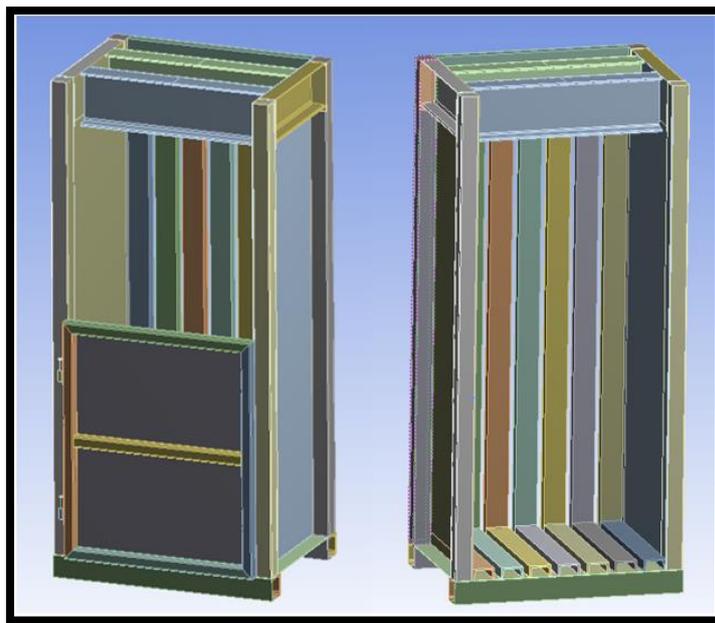


Figura 2.41. Cámara de Compactación con Puerta y Sin Puerta

2. En el MECHANICAL MODEL del ANSYS es donde se revisa los contactos entre los elementos que conforman la estructura de la cámara, considerando que estas van a ser soldadas.

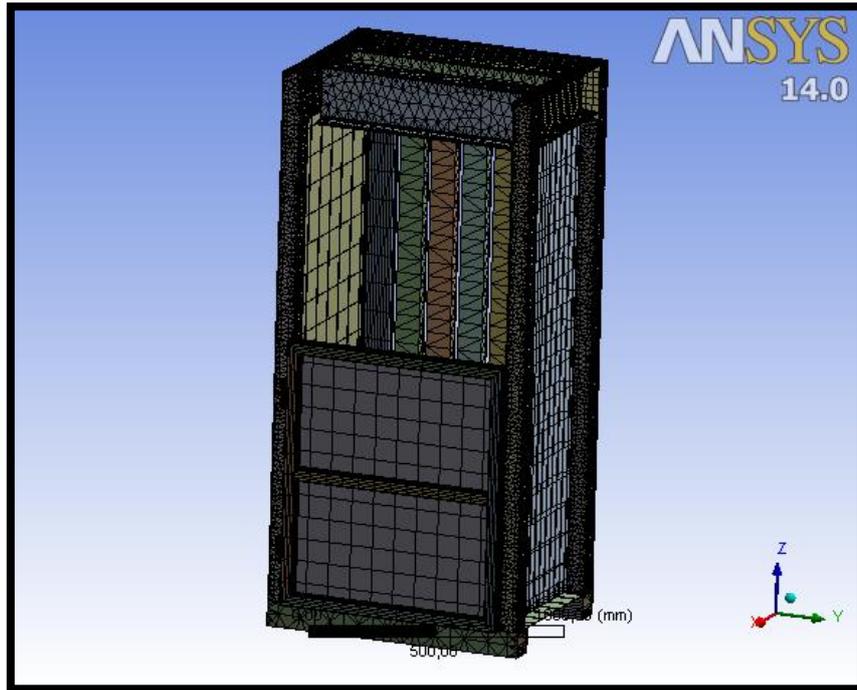


Figura 2.42. Mallado de la Cámara de Compactación

3. Luego se procede a ejecutar el mallado como se muestra en la figura 2.42, para comprobar que el mallado que se le realizó en la estructura, fue el apropiado, el programa tiene la opción del STATISTIC del MESH, que muestra la calidad del mallado de la estructura, la cual es 75%, considerada aceptable porque posee la mayor cantidad de elementos finitos.

En figura 2.43 se muestra la distribución estadística de la cantidad de elementos finitos vs. La calidad del mallado, como se puede observar en el eje X con 75% de calidad se la mayor cantidad de elementos finitos, los cuales son de tipo tetraédrico (barra roja) con mayor cantidad y hexaédrico (barra lila) con menor cantidad de elementos finitos.

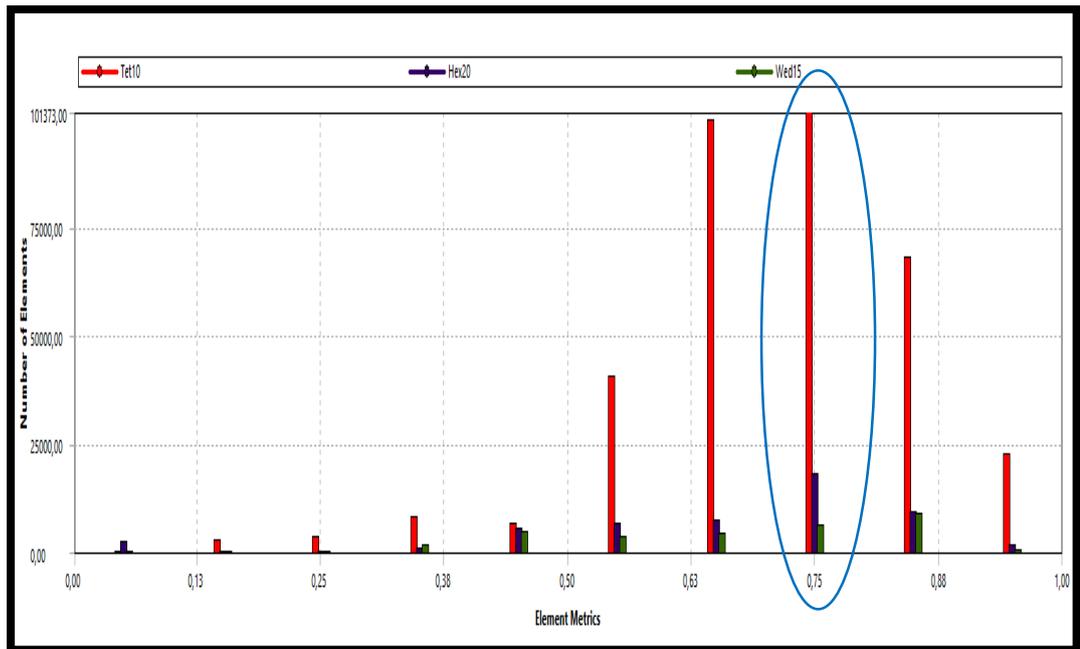


Figura 2.43. Distribución Estadística de los Elementos vs. Calidad del Mallado en la Cámara de Compactación

Etapa de Procesamiento

Se procede a asignar las cargas que actúan sobre la estructura las cuales están representadas con las flechas de color rojo, el peso de la estructura la que están representada con las flechas amarillas que representa la dirección de la fuerza gravitacional y por último se ubican los apoyos de la estructura, los cuales están ubicado en la parte inferior de la estructura sombreada con color lila.

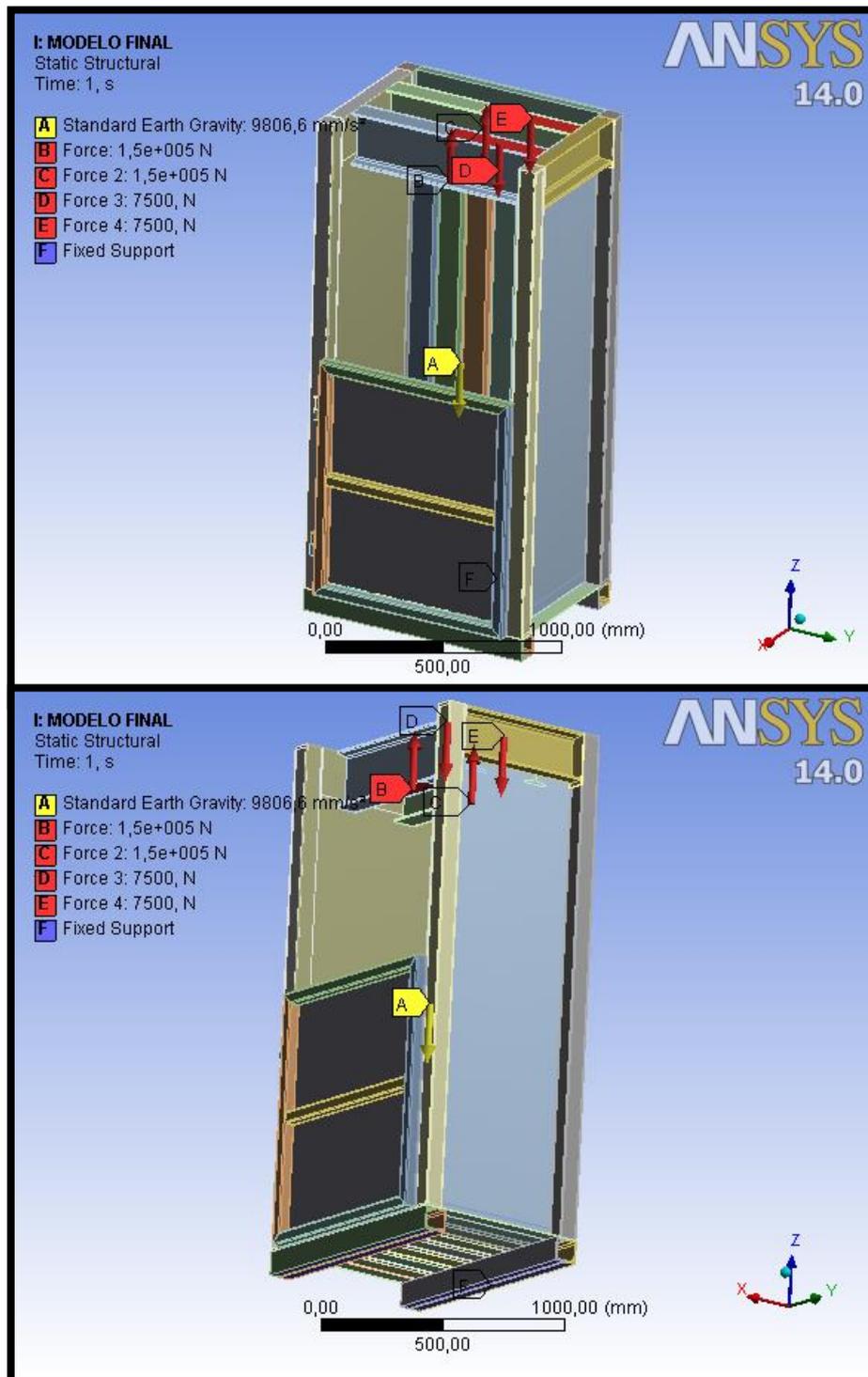


Figura 2.44. Asignación de las Cargas y Apoyos en la Estructura de la Cámara de Compactación

Etapa de Post-Procesamiento.

En esta etapa se procede a seleccionar los resultados que se requieren, los cuales son Deformación, Esfuerzo y factor de seguridad.

En la figura 2.45 se observa la deformación global máxima de toda la estructura, la que se obtiene en la viga principal ubicada en la parte inferior de la misma con un valor de 0.88 mm.

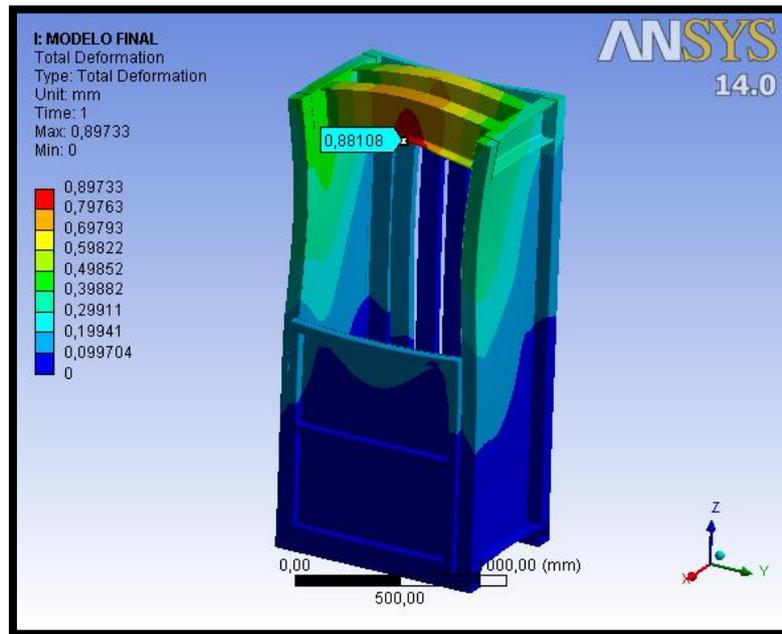


Figura 2.45. Deformación Global de la Estructura de la Cámara de Compactación.

En figura 2.46 se pueden observar el máximo esfuerzo de von mises global con su respectiva ubicación cuyo valor máximo es de 123, 8 Mpa y ubicado en las vigas principales.

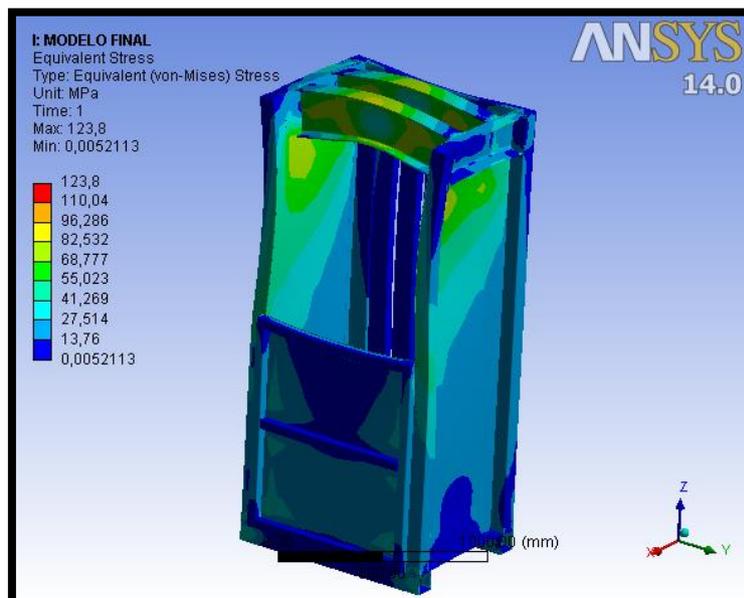


Figura 2.46. Esfuerzos de Von Mises Global de la Estructura de la Cámara de Compactación.

En la figura 2.47 se puede apreciar el mínimo valor del factor seguridad que puede tener la estructura cuyo valor es 3.5.

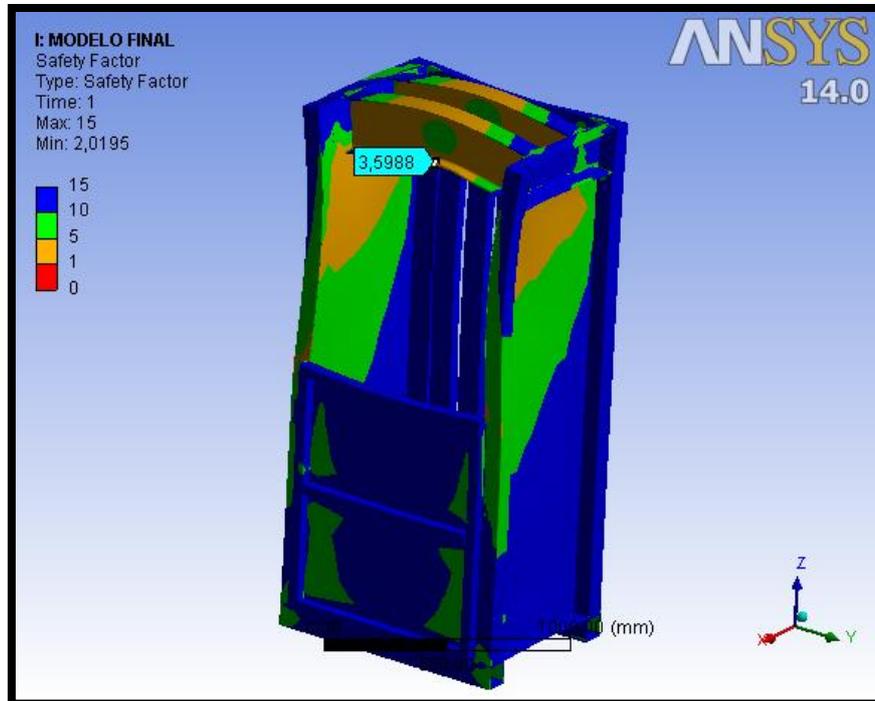


Figura 2.47. Factor de Seguridad Global de la Estructura de la Cámara de Compactación.

Análisis de los Elementos de la Estructura

En esta sección se analizará de manera individual cada elemento de la estructura, para así hallar sus esfuerzos máximos, deformaciones máximas y su factor de seguridad.

Viga Principal

- **Deformación Total** (Ver Figura 2.48)

La máxima deformación se da en el centro de la viga principal cuyo valor es de 0.88 mm.

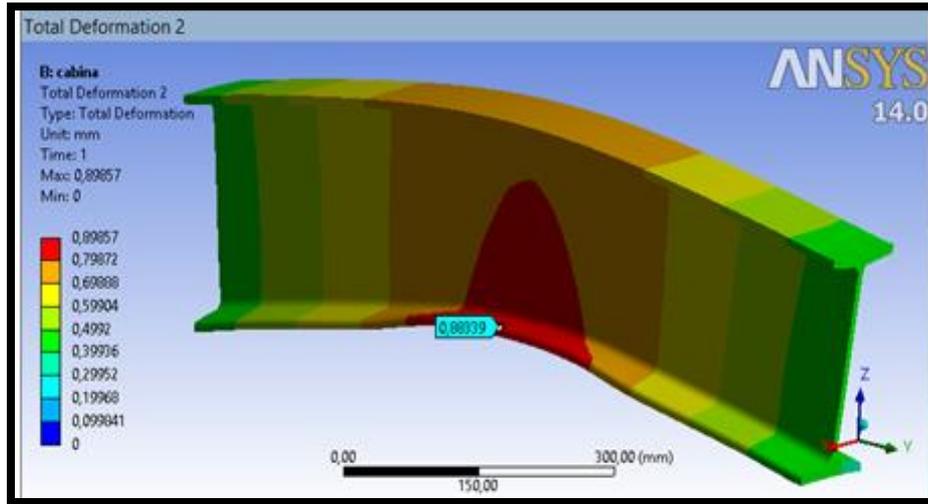


Figura 2.48. Deformación Total de la Viga Principal

- **Esfuerzos de Von Mises** (ver Figura 2.49)

El máximo esfuerzo de von Mises se da en el centro de la viga principal cuyo valor es de 113,8 MPA debido a que en esta zona es donde se aplica la fuerza de reacción de la compactación.

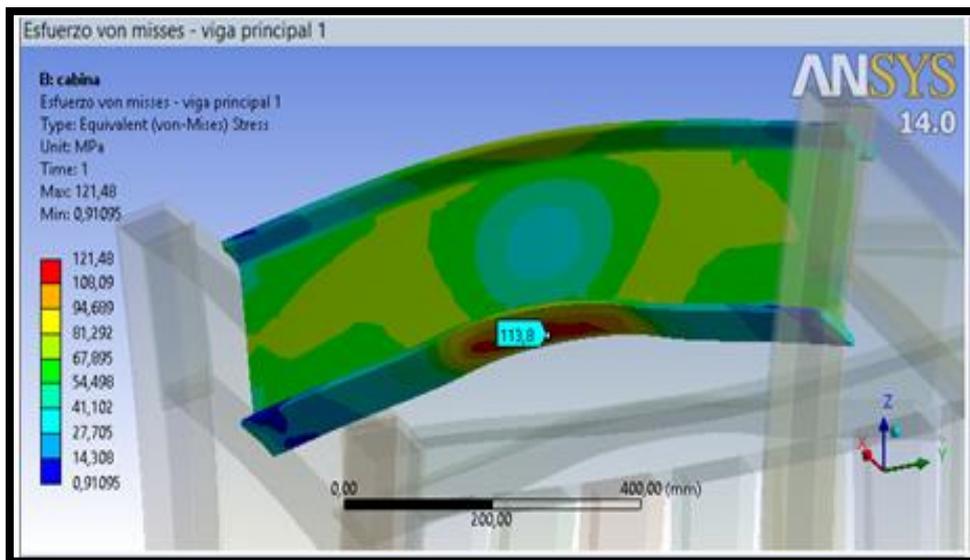


Figura 2.49. Esfuerzo Equivalente de Von Mises de la Viga Principal

- **Factor de Seguridad** (Ver Figura 2.50)

El factor de seguridad estático es 2,21, el cual es el más bajo y se encuentra ubicado en el centro de la viga.

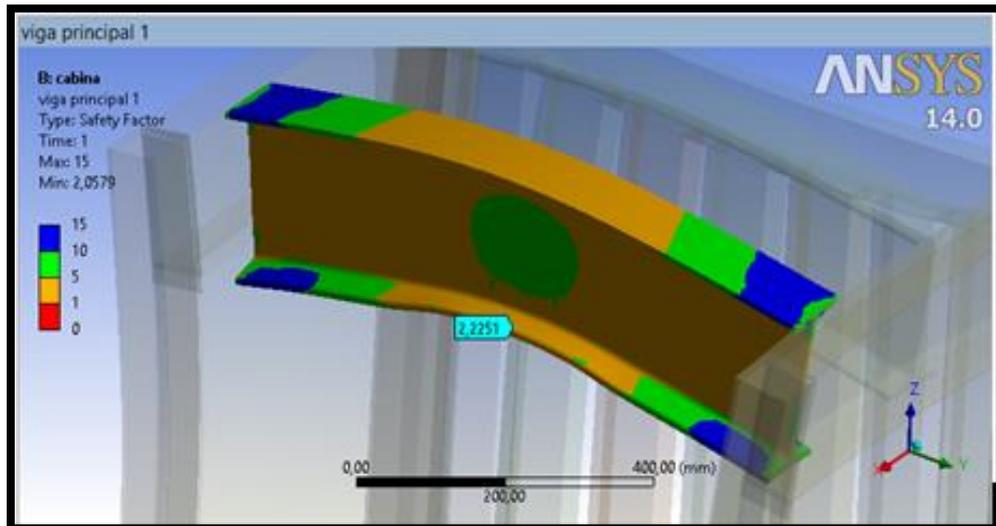


Figura 2.50. Factor de Seguridad de la Viga Principal

Viga Transversal

- **Deformación Total** (Ver Figura 2.51)

La máxima deformación en la viga transversal se da en un apoyo en el extremo de una de las vigas principales como se ve en la figura cuyo valor que es de 0,43 mm.

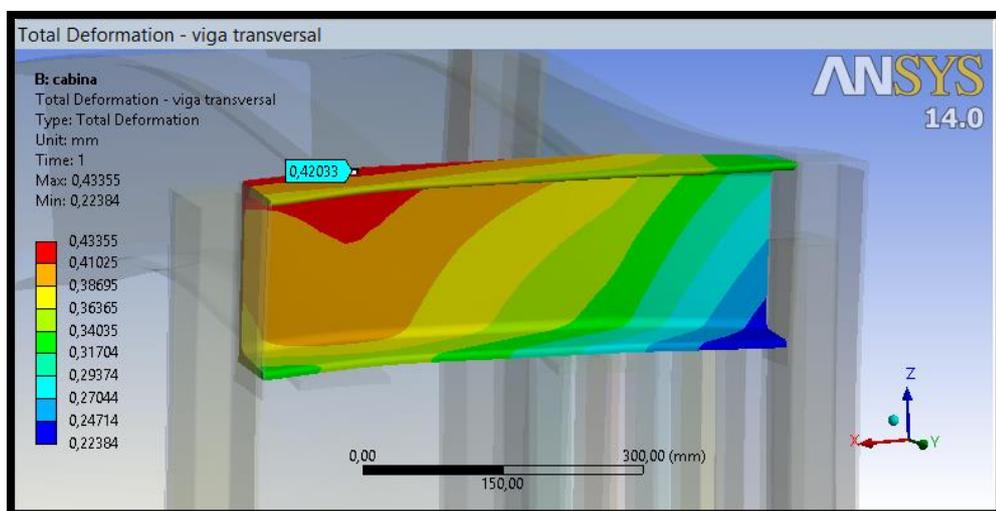


Figura 2.51. Deformación Total de la Viga Transversal

- **Esfuerzo de Von Mises** (ver Figura 2.52)

El máximo esfuerzo de von Mises se da donde se apoyan los extremos de la viga principal con la viga transversal, se tiene un valor de 48 MPa.

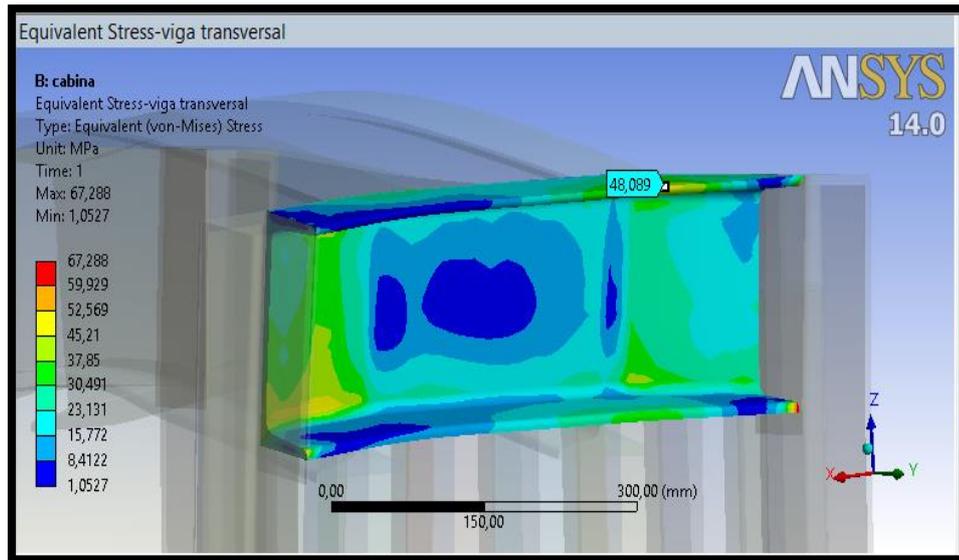


Figura 2.52. Esfuerzos Equivalentes de Von Mises de la Viga Transversal

- **Factor de Seguridad** (Ver Figura 2.53)

El factor de seguridad estático es de 5,2, en base a esos resultados se confirma que la viga transversal no va a fallar por fluencia y que conserva valores cercanos al de los cálculos teóricos.

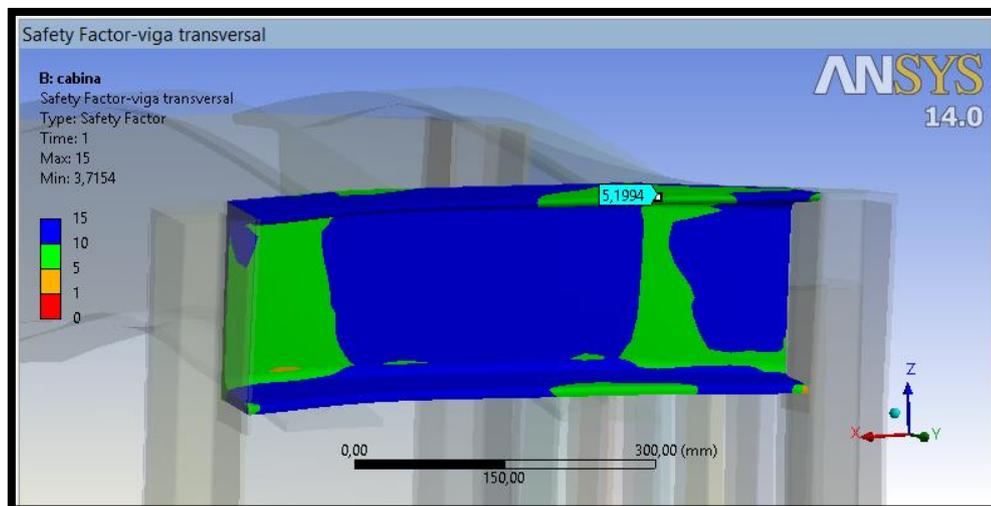


Figura 2.53. Factor de Seguridad de la Viga Principal

Se podría atribuir las pequeñas diferencia numéricas entre el resultado teórico y el de simulación a que en el modelo matemático se tiene una viga simplemente apoyada, donde sus apoyos son fijos lo que es ideal, mientras que en la simulación se puede observar que uno de sus apoyos tiene un ligero

desplazamiento debido a que la cabina no consta de una pared frontal que le dé mayor rigidez a la barra frontal.

Barras

- **Deformación Total** (Ver Figura 2.54)

La máxima deformación de la barra es 0,43 mm, como se ve la figura la barra, también tiende a deformarse también en la dirección Y, es importante mencionar que el valor de deformación que se muestra es el de deformación total de la barra.

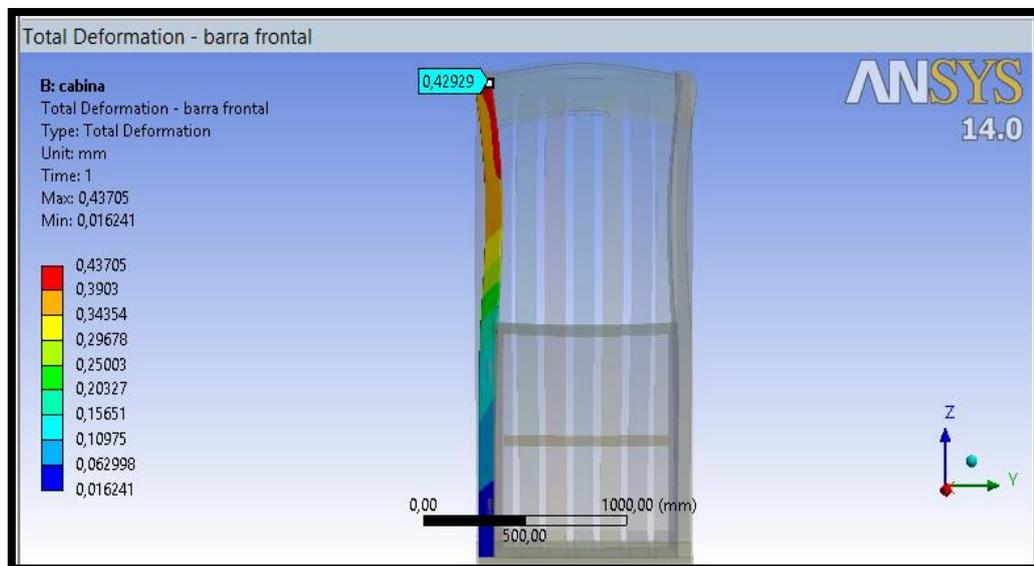


Figura 2.54. Deformación Total de la Barra

- **Esfuerzos de Von Mises** (ver Figura 2.55)

El máximo esfuerzo de Von Mises en la barra es de 50 MPa, esta barra en lo real no estará sometida solo a esfuerzos de tensión pura esto se debe a las conexiones que se tienen entre ellos.

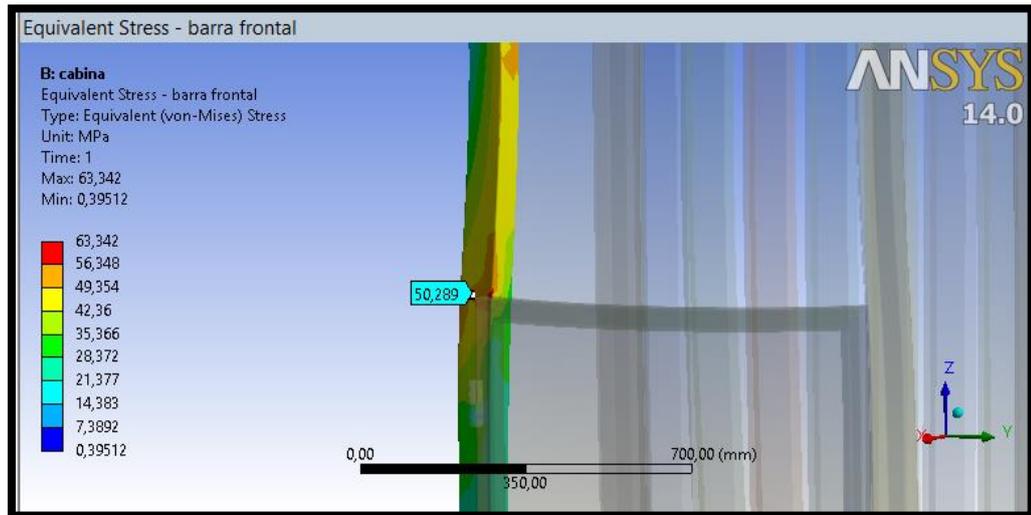


Figura 2.55. Esfuerzos Equivalentes de Von Mises de la Barra

- **Factor de Seguridad** (Ver Figura 2.54)

El factor de seguridad es de 4,9 lo cual indica que no va a fallar por fluencia.

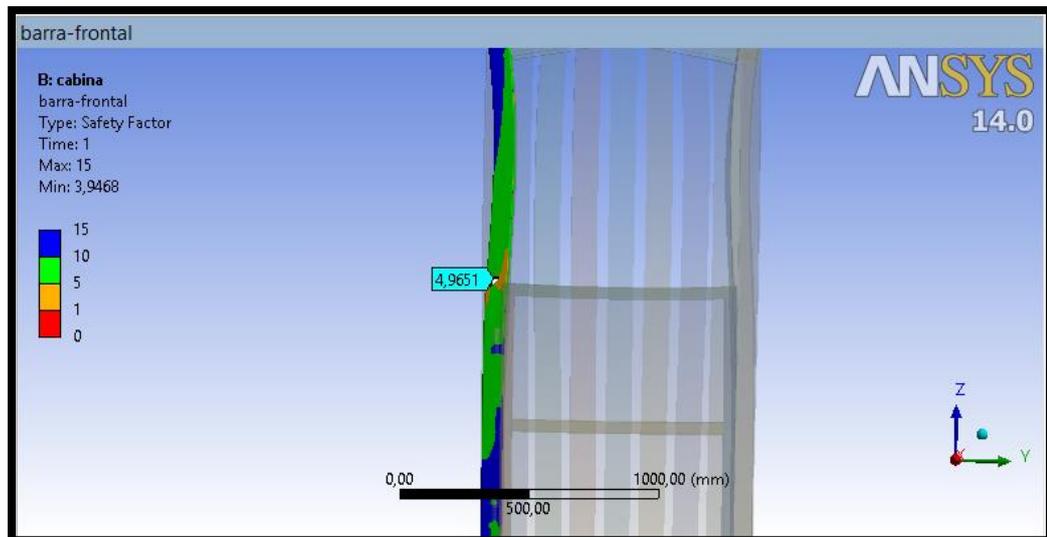


Figura 2.56. Factor de Seguridad de la Barra

2.6.3.2. Base – Bastidor

Esta parte de la estructura está conformada por vigas UPN 100 tal como se muestra en la figura 2.55.

Etapas de Pre-Procesamiento

1. En esta etapa se exporta el sólido desde INVENTOR al GEOMETRY de ANSYS, luego se cargan las propiedades en el ENGINEERING DATA, como

se muestra la figura 2.57 para esta aplicación se tiene que tanto las vigas como la plancha esta hechos de acero ASTM A 36.

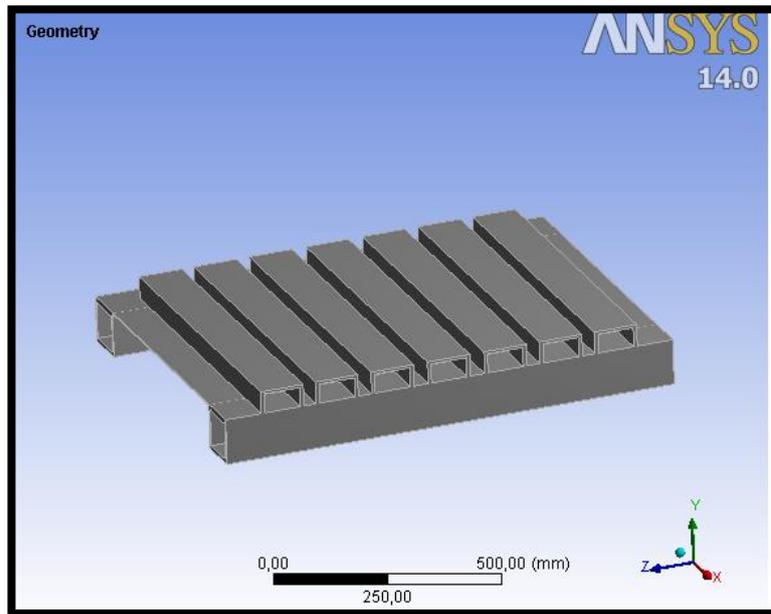


Figura 2.57. Esquema en ANSYS de la Base

2. Luego del MECHANICAL MODEL se revisa los contactos entre las vigas y las planchas, considerando que estas van a ser soldadas, hecho esto se procede a ejecutar un mallado fino en el sólido como en la figura 2.58 procurando tener buenos elementos en el mallado.

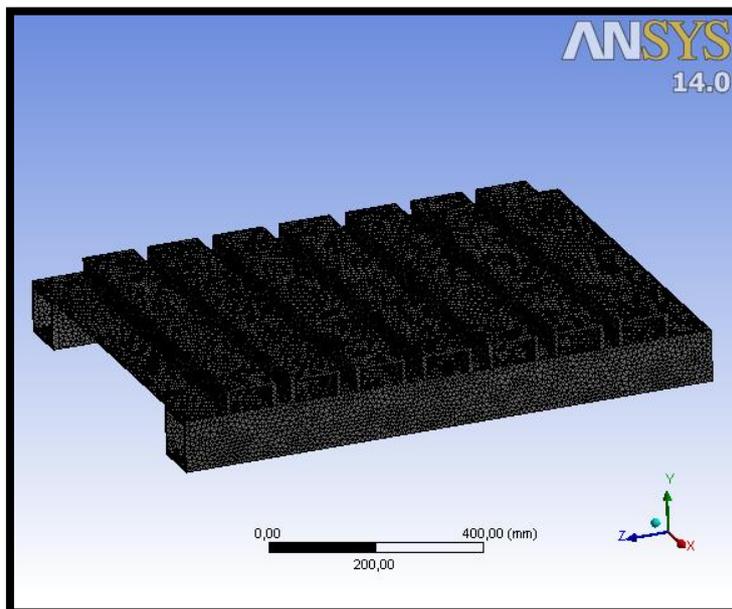


Figura 2.58. Mallado de la Base

3. Con la opción STATISTIC del MESH, se puede corroborar la calidad del mallado cuyo valor es 75%, con el cual se obtendrán la mayor cantidad de elementos finitos para el mallado de la base. También en la figura 2.59 se pueden ver los elementos con que está formado el mallado de la base los cuales son tetraédricos (barra roja) y con una calidad de 75%.

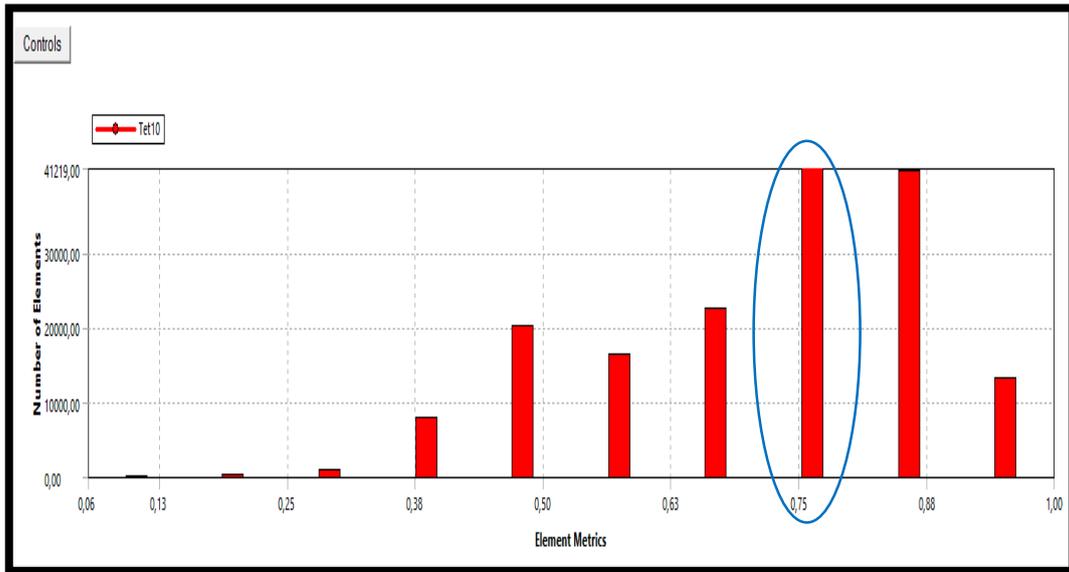


Figura 2.59. Distribución Estadística de los Elementos vs. Calidad del Mallado de la Base

Etapa de Procesamiento

Se procede a asignar las cargas las cuales están representada por las flechas rojas, peso del sólido representado con la flecha amarilla y los tipos de apoyos que están representado con áreas sombreadas de color lila como se muestra en la figuras 2.60.

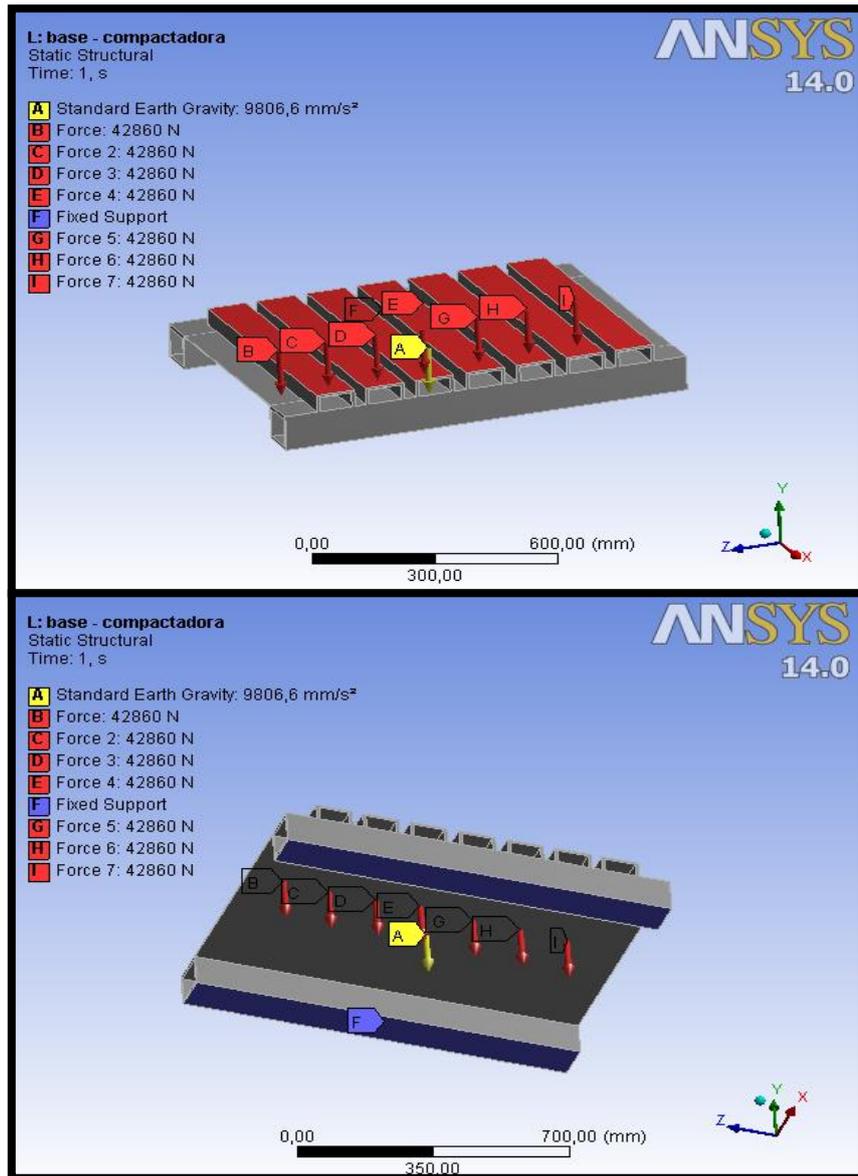


Figura 2.60. Asignación de Cargas y Apoyos en la Base de la Estructura

Etapas de Post-Procesamiento.

En esta etapa se procede a seleccionar los resultados que se requieren, los cuales son:

- **Deformación Total**

En la figura 2.61 se puede ver la máxima deformación que se localiza en el centro de las vigas UPN 100 cuyo valor es de 0,42 mm lo cual es aceptable.

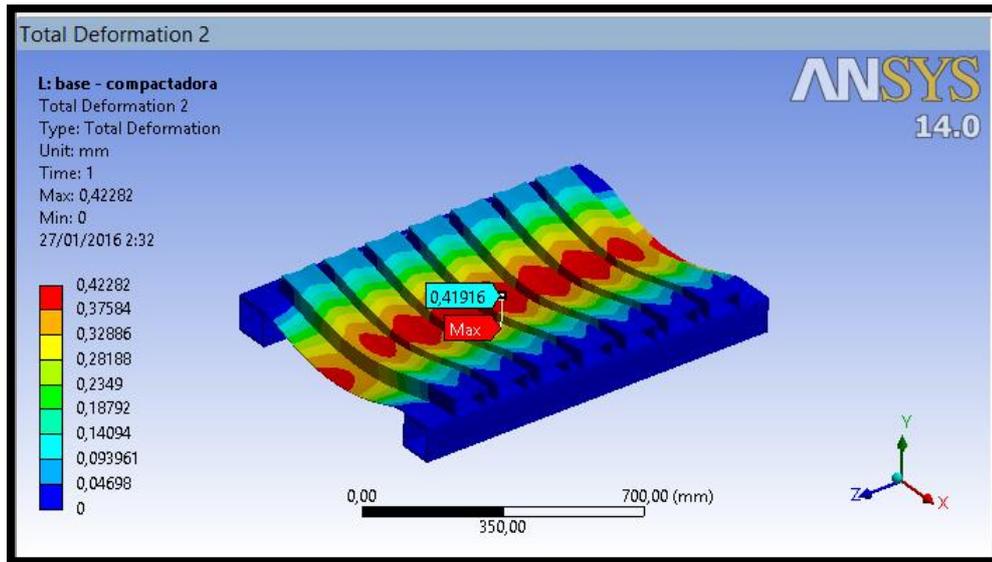


Figura 2.61. Deformación Total en la Base

- **Esfuerzos de Von Mises**

En la figura 2.62 se puede observar el máximo esfuerzo equivalente de Von Mises se da en el centro de las vigas UPN 100 es de 54 MPa, también se observa una concentración de esfuerzos en las proximidades de las vigas cajón de los extremos cuyo valor es de 123 MPa aproximadamente, en ambos casos no supera el esfuerzo de fluencia del acero ASTM A-36 cuyo valor es de 248 MPa.

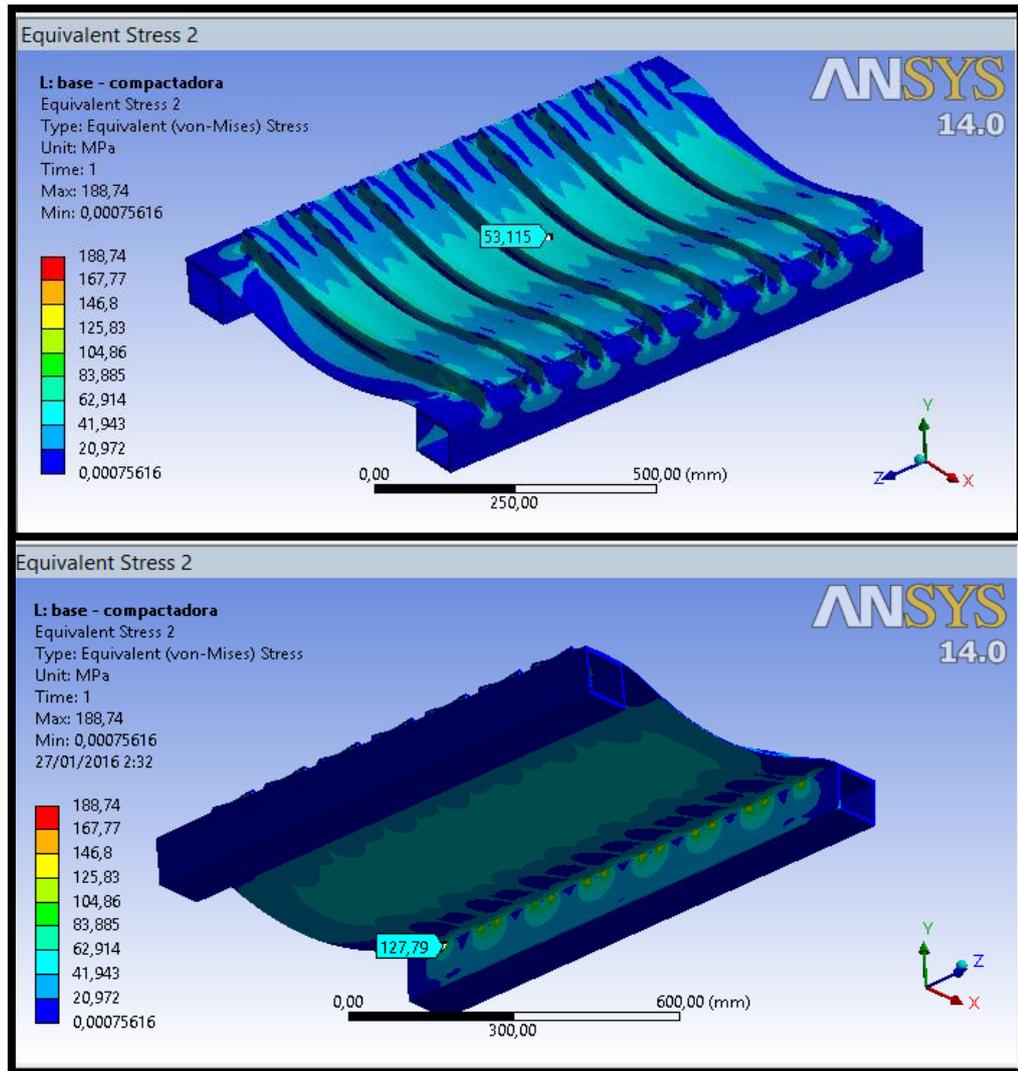


Figura 2.62. Esfuerzos Equivalentes de Von Mises de la Base

- **Factor de Seguridad**

Se puede observar en la figura 2.63 el factor de seguridad es de 4,6 en el centro de las vigas UPN, mientras que en los extremos donde se produce la concentración de esfuerzo tenemos un factor de seguridad de 2, por lo tanto la estructura no va fallar por fluencia en la base.

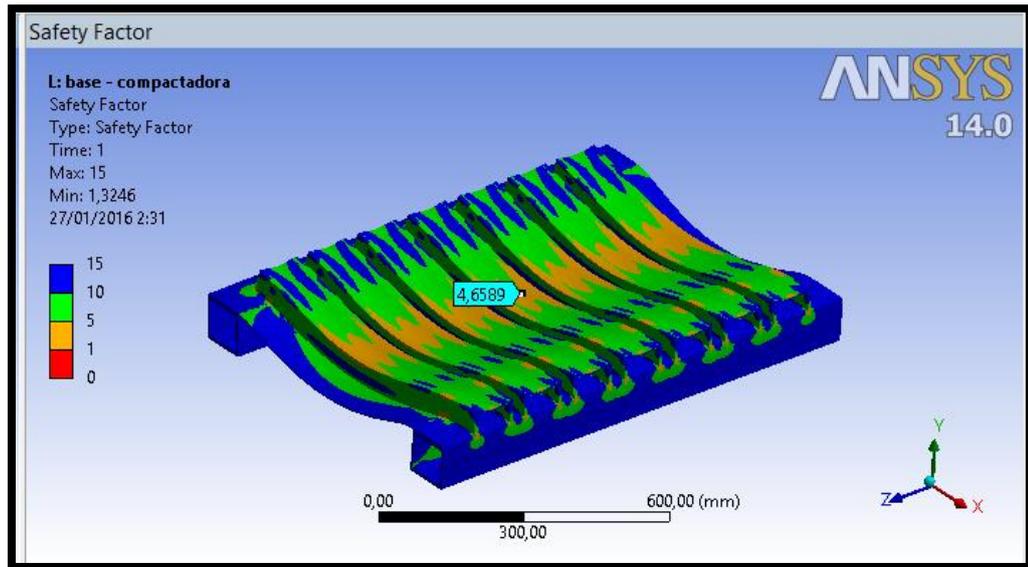


Figura 2.63. Factor de Seguridad de la Base

2.6.3.3. Mesa Móvil de Compactación

Esta parte está construida por:

1. Vigas UPN 100.
2. Base de acero.

Etapa de Pre-Procesamiento

1. De manera similar se cargan las propiedades mecánicas del acero ASTM A 36 en el ENGINEERING DATA tal como se observa en la figura 2.64.

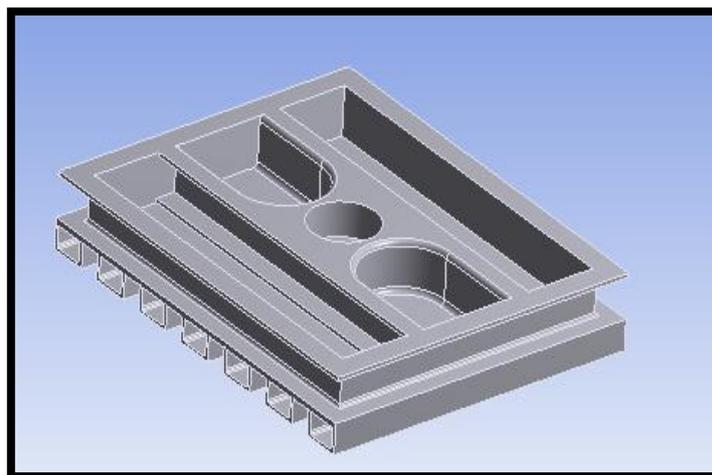


Figura 2.64. Esquema en ANSYS de la Mesa Móvil

2. Luego en MECHANICAL MODEL se revisa los contactos entre las vigas que forman el marco de la mesa móvil, considerando que estas van a ser

soldadas, hecho esto se procede a ejecutar un mallado fino en el sólido como se observa en la figura 2.65.

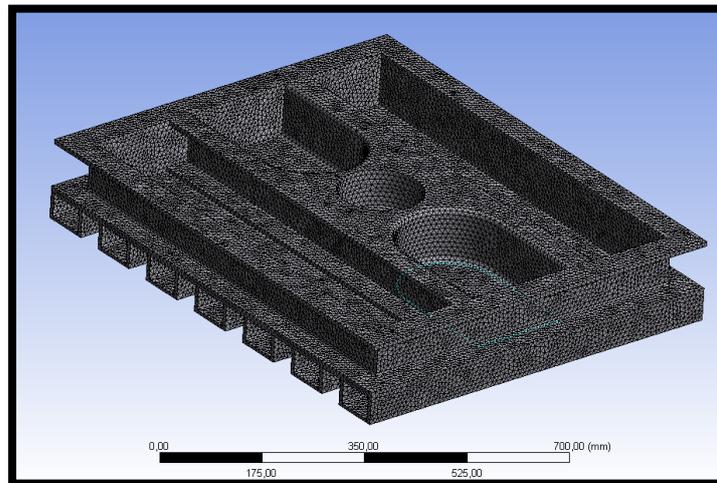


Figura 2.65. Mallado de la Mesa Móvil

3. Se comprueba si el mallado es el óptimo, observando en la figura 2.64 la distribución estadística de los elementos vs la calidad del mallado que permiten discretizar el sólido, con una buena calidad de 78 %, se tiene la mayor cantidad de elementos finitos de tipo tetraédrico (barra roja).

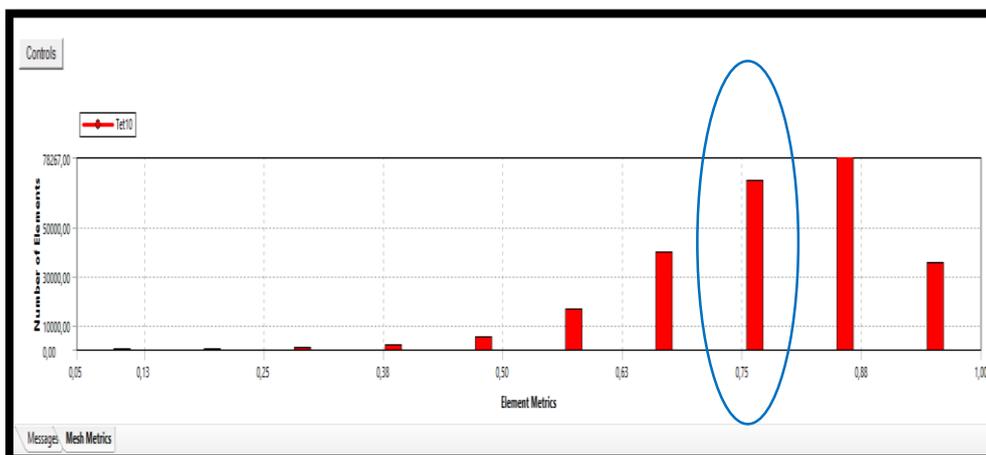


Figura 2.66. Distribución Estadística de los Elementos vs. Calidad del Mallado en la Mesa Móvil

Etapa de Procesamiento

Se procede a asignar las cargas con las flechas de color rojo, peso del sólido con las flechas de color amarillo y los tipos de apoyos que tiene la estructura

con áreas sombreadas de color lila como se observa en la figura 2.67, en este caso el apoyo es donde se va a alojar el eje del cilindro hidráulico,

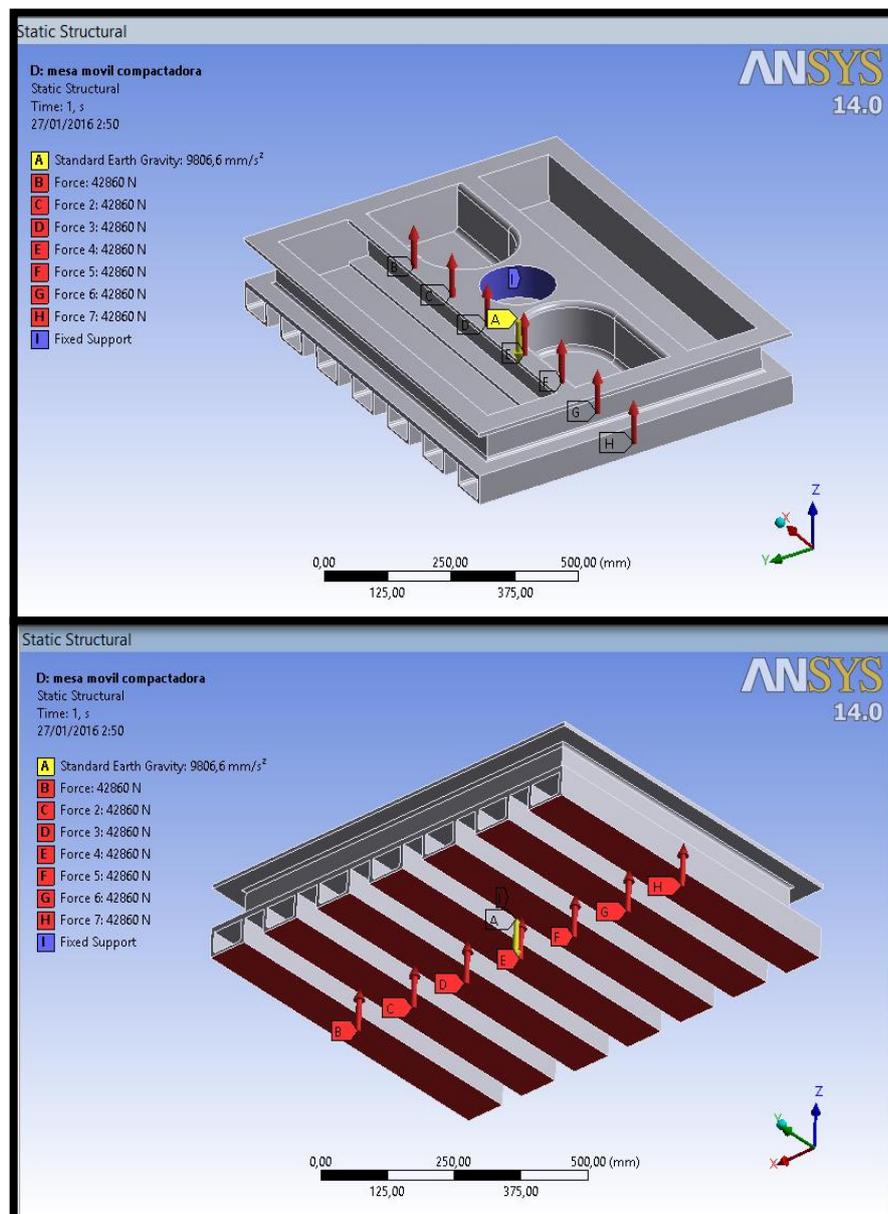


Figura 2.67. Asignación de las Cargas en la Mesa Móvil

Etapa de post-procesamiento

En esta etapa se procede a seleccionar los resultados que se requieren, los cuales son:

- **Deformación Total**

En la figura 2.68 se puede observar la máxima deformación, que se da en las vigas UPN 100 en los extremos del marco de mesa móvil cuyo valor

es de 0,78 mm. Esto es debido a que la fuerza de compactación se trasmite desde el centro de la mesa móvil hacia los extremo teniendo sus extremos una menor rigidez que el centro de la mesa.

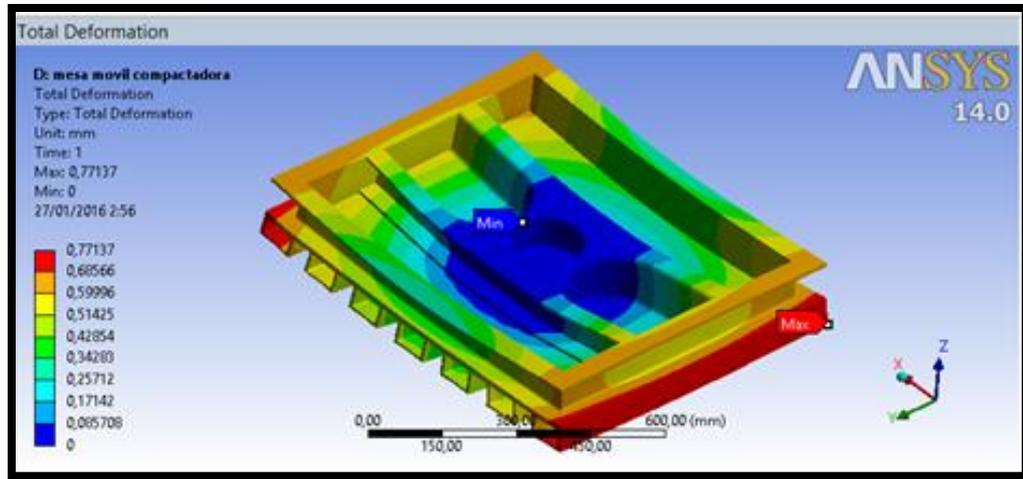


Figura 2.68. Deformación Total en la Mesa Móvil.

- **Esfuerzo de Von Mises**

Se observa en las figuras 2.69 y 2.70, en el centro de las vigas UPN 100 un esfuerzo de 68 MPa, mientras se presenta una concentración de esfuerzos en las vigas internas que rigidizan el marco de la mesa móvil cuyo valor es de 160 MPa.

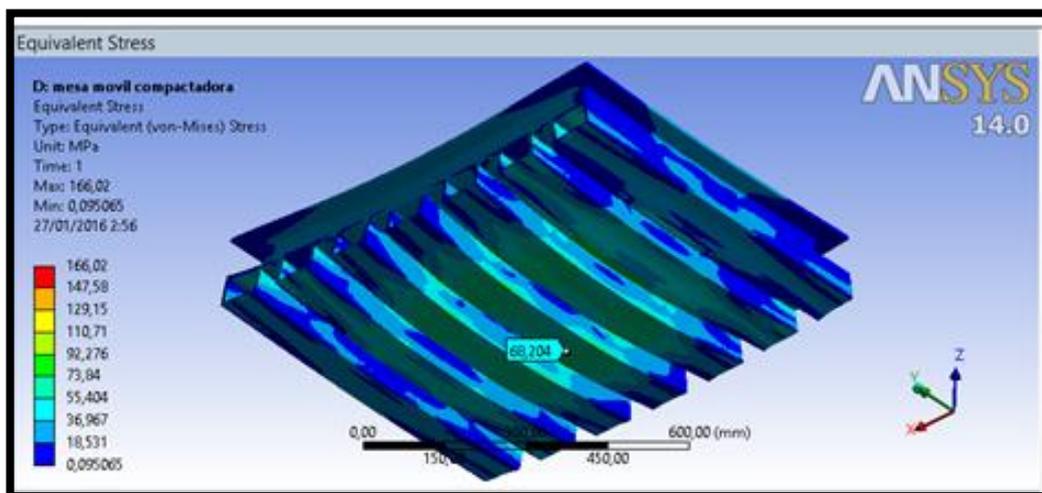


Figura 2.69. Esfuerzo Equivalente de Von Mises de la Mesa Móvil.

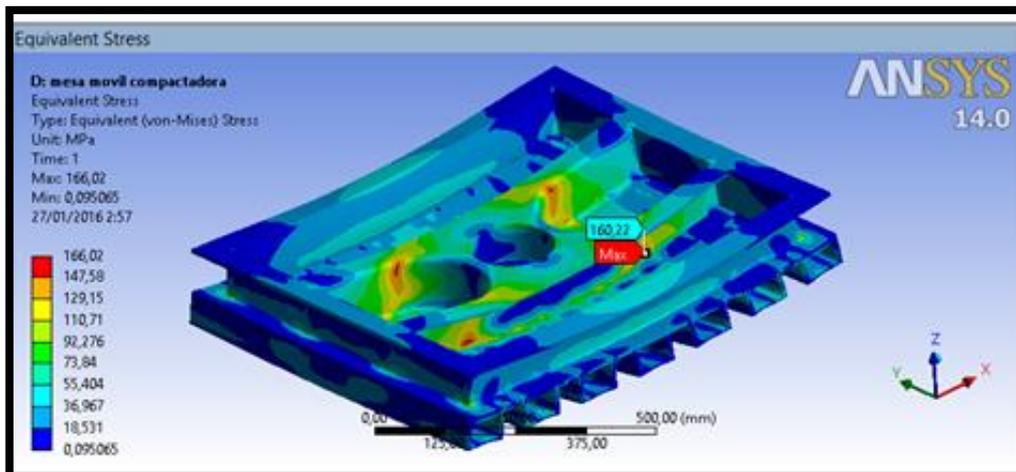


Figura 2.70. Esfuerzo Equivalente de Von Mises de la Mesa Móvil.

- **Factor de Seguridad**

Observando la figura 2.71, se puede ver un factor de seguridad mínimo de 1,5 en las vigas internas que rigidizan el marco, mientras que cerca del agujero donde se aloja el eje del cilindro hidráulico se tiene un factor de 3,9 por lo cual no va a fallar por fluencia la mesa móvil.

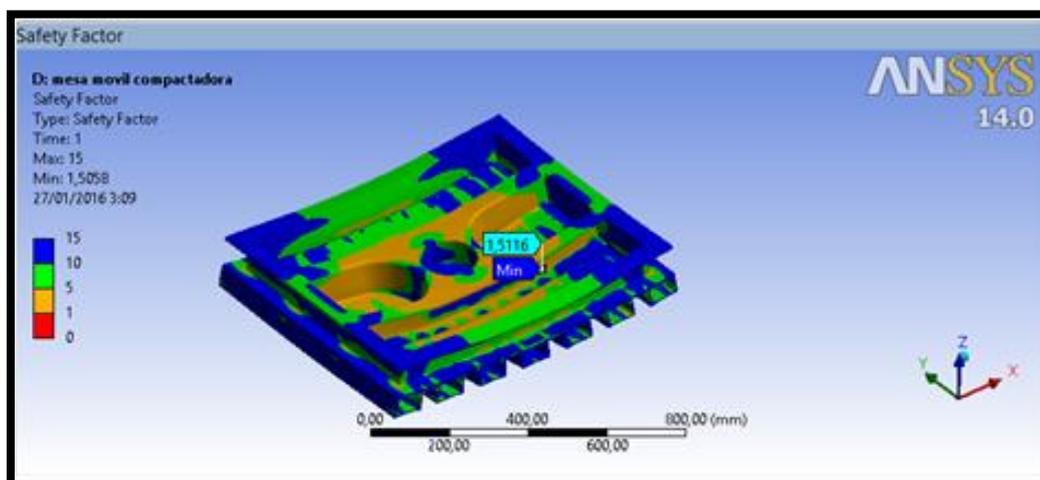


Figura 2.71. Factor de seguridad de la mesa móvil.

CAPITULO 3

3. RESULTADOS

3.1. Resultados del Diseño Hidráulico.

A continuación, es importante definir los parámetros del sistema hidráulico obtenidos en el ciclo de trabajo de la máquina compactadora. En la tabla 3.1 se podrán apreciar los resultados según los cálculos que se han hecho hasta ahora.

Tabla 3.1 Parámetros del Ciclo de Trabajo.

Movimiento	Tiempo (Seg)	Fuerza (Kg)	Carrera (mm)	Presión (psi)	Caudal (US gpm)
Avance	35	30000	1600	2334.3	13.2
Reposo	–	30000	0	2334.3	0
Retroceso	25	6000	1600	840.3	10.32
Reposo	–	6000	0	840.3	0

El actuador a utilizar será un cilindro hidráulico de montaje vertical de doble efecto, con dimensiones de:

- Diámetro Interior Camisa: 6 pulg.
- Diámetro Exterior Camisa: 6⁵/₈ pulg
- Carrera de la Camisa del Cilindro: 1600 mm
- Diámetro del Vástago: 4 pulg.
- Carrera del Vástago: 1750 mm

El cilindro es el que generará la fuerza de compactación (30 TON) mediante la presión de aceite que se ejerce en el sistema hidráulico.

En el medio ecuatoriano hay empresas que ensamblan los cilindros hidráulicos a partir de camisas (tubos bruñidos de alta resistencia) de material acero E355 equivalente a un SAE-AISI 1024.

Comercialmente se escogerá un vástago cromado de diámetro 4 pulgadas y longitud de 1750 mm. El material será un SAE-AISI 1045 normalizado, rectificado y cromado (capa de cromo duro 20 μm mínimo).

Se verifica que comercialmente el espesor de la pared en el cilindro es de 7,9375 mm (5/16 pulg). Este espesor es mayor que el calculado en el inciso 2.6.1.5, por lo que no habría problema en el cilindro, si se trabaja a una presión de 3000 psi, aunque no se recomienda sobrepasar la presión de trabajo (2334.3 psi) ya que los materiales, perfiles y vigas de la parte estructural de la máquina, están diseñados para soportar una carga de hasta 30 TON que es producida por la presión de trabajo de 2334,3 psi.

En el inciso 2.6.1.3 se obtuvo mediante cálculo, que la potencia para accionar el sistema hidráulico es de 21.15 HP. Un motor eléctrico con esta potencia en el mercado no existe, por lo que se deberá seleccionar un motor eléctrico trifásico, multipropósito de 25 HP con velocidad de 1800 RPM.

En el inciso 2.6.1.4 se obtuvo la cilindrada o desplazamiento de la bomba que es de $30.84 \frac{\text{cm}^3}{\text{rev}}$. Una bomba con esa cilindrada en el mercado no existe, por lo que se seleccionará, una de 32 cm^3/rev de engranajes externos. Esta trabaja a una presión de 200 bares (2900 psi) según información proporcionada en el catálogo del fabricante (ver anexos, apéndice B, hojas técnicas, bomba hidráulica de engranajes). El montaje de la bomba tiene que ser con flange SAE-C de dos pernos y eje con chavetero.

Todos los componentes que conforman el sistema hidráulico, se detallan en la tabla 2.13 y en los planos 1, 2 y 3 ubicados en anexos, en la parte de planos esquemáticos.

Se corroboraron los tiempos de prensada (35 seg) y de retroceso (25 seg) mediante el software FluidSIM Hydraulics Versión 4.2 de FESTO. Esto se logró en base a la construcción del circuito hidráulico, seleccionando los componentes e ingresando los datos ya calculados de presión, caudal y fuerza de compactación en el software para la realización de la simulación.

En la tabla 3.2 se aprecia el dimensionamiento de los ductos del sistema hidráulico de la máquina compactadora.

Tabla 3.2 Dimensionamiento de Ductos del Sistema Hidráulico.

	Ducto de Succión	Manguera de Presión	Manguera de Retorno	Manguera Conexión A-A	Manguera Conexión B-B
Diámetro en Pulgadas	1½	5/8	1	¾	5/8

La ubicación de las mangueras mencionadas en la tabla 3.2 está en los planos unifilar y de despiece del sistema hidráulico, (ver anexos, planos esquemáticos, plano 1 y plano 2).

3.2. Resultados del Diseño Estructural.

En esta sección se mostraran los resultados analíticos, como la simulación de las principales partes del sistema estructural.

Cámara de Compactación.

Se puede observar en la tabla 3.3 los resultados obtenidos de la cámara de compactación, en ellos se puede apreciar una diferencia entre los resultados analíticos y los de la simulación. Estas diferencias en los resultados pueden atribuirse a las idealizaciones que se escogieron en el modelo matemático, teniendo en consideración que en el método analítico, los apoyos se los considero como articulado, es decir que sus uniones teóricamente no se mueve, lo cual podemos observar en la simulación que no es totalmente cierto. Otra de

la causa de la diferencia de los resultados se lo atribuye, a que la carga del peso de la estructura que no se la considero debido a que no se lo conocía.

Tabla 3.3 Resultados de la Cámara de Compactación.

	Analítico			Simulación en ANSYS		
	Deformación Total [mm]	Esfuerzos Máximos [MPa]	Factor de Seguridad	Deformación Total [mm]	Esfuerzos Máximos [MPa]	Factor de Seguridad
Viga Principal	0,26	117,01	2,12	0,88	113,79	2,22
Viga Transversal	0,13	51,16	4,85	0,43	48	5,19
Barra	0,53	50,90	4,86	0,44	50,29	4,96

En las deformaciones halladas por el método analítico, como se puede observar que la deformaciones no se asemejan a las de la simulación esto se debe que el programa no arroja una deformaciones absolutas, es decir la sumatoria general de las deformaciones de todos los elementos, estos se puede comprobar sumando la deformación de la barra con la de la viga principal, dando como resultado un valor aproximado al simulado, lo mismo se podrá comprobar la deformación de la barra con la de la viga transversal, esto se da a que las cuatros barras de la estructura se van a deforma longitudinal. Ya que las deformaciones que se obtiene por el método analítico son relativas.

Como se puede apreciar los factores de seguridad de los elementos de la cámara de compactación, que se obtuvieron están dentro de los rangos aceptables para el diseño estático, también se pudo observar que en la barra y en la viga transversal se obtuvo factores de seguridad de 5 y 4 respectivamente, lo que contribuye a una estructura segura pero a su vez costosa.

Como se aprecia, los resultados obtenidos que están a la realidad del diseño son los de la simulación, ya que en la misma se realizó consideraciones que no se

podieron considerar en el analítico, teniendo como resultado una estructura con factor de seguridad de 2,22 para la cámara de compactación, y con una deformación total de 0.9 mm en el momento de compactar.

Base.

Estos resultados fueron obtenidos de la simulación en ANSYS, debido a su forma compleja que tenía se los realizó en el mencionado programa. En la tabla 3.4 se pueden observar, la deformación máxima, el esfuerzo máximo y el mínimo factor de seguridad que puede tener en esta parte de la estructura en el momento de compactar.

Tabla 3.4 Resultados de la Base.

Simulación en ANSYS		
Deformación Total [mm]	Esfuerzos Máximos [MPa]	Factor de Seguridad
0,42	123	4,65

Como se observa el esfuerzo máximo de la base se encuentra por debajo del límite de fluencia del material lo cual garantiza que la base no va a fallar con las cargas al momento de compactar. También se puede observar que la deformación total va a ser menos de un milímetro, por lo que no afectaría en nada el diseño, esto se debe también al alto factor de seguridad que se obtuvo en la misma, por lo que se la considerará como una estructura muy robusta. Ya que se la diseñó de esta manera por ser una parte en donde se aplicarían directamente las 30 TON del compactado.

Mesa Móvil.

Esta parte de la estructura es un poco similar a la base, con la diferencia que tiene una pequeña área por donde se transmitirá la fuerza de compactación, en comparación a la estructura de la base en donde toda la carga que actúa sobre

ella, está distribuida para el área que tiene la misma. Por otro lado en los extremos o bordes es donde se originara su máxima deformación total, cuyo valor se encuentra tabulado en la tabla 3.5, como se aprecia la deformación total es de 0.78 mm, es muy pequeña que ni se la apreciaría en el momento que se deforma, porque lo que afectaría en nada el diseño de la mesa móvil. Esto también se ve reflejado en el factor de seguridad obtenido, como se puede apreciar en la misma tabla es un factor aceptable, pero no para considerar a esta estructura como robusta. También se puede apreciar que el máximo esfuerzo que obtiene la mesa móvil no supera el límite de fluencia del material seleccionado, por lo que no va a fallar la mesa móvil en el momento de compactar.

Tabla 3.5 Resultados de la Mesa Móvil

Simulación en ANSYS		
Deformación Total [mm]	Esfuerzos Máximos [MPa]	Factor de Seguridad
0,78	160,22	1,5

3.3. Análisis de Costos.

3.3.1. Análisis de Costos Sistema Hidráulico.

Se hace un análisis de los costos inherentes para la fabricación del sistema hidráulico de la máquina compactadora en base a los equipos y accesorios seleccionados anteriormente. También se analizan los costos de mano de obra y ensamblaje de la central hidráulica y del cilindro.

A continuación en la tabla 3.6 se detalla los costos de los componentes que conforman el sistema hidráulico.

Tabla 3.6 Costos de los Elementos que Componen el Sistema Hidráulico.

Descripción	Observaciones	Precio	Proveedor
Cilindro Hidráulico	Diámetro Interno: 6 pulg. Carrera del Cilindro: 1600 mm Diámetro del Vástago: 4 pulg. Longitud del Vástago: 1750 mm Presión de Trabajo: 3000 psi	\$ 2,416.25	Hidráulica Apraez y Taller Industrial Ángel Córdova
Motor Eléctrico	Potencia 25 HP, Trifásico, 1800 RPM	\$ 893.56	Maquinarias Henriques
Campana Unión	Para acoplamiento Motor Bomba	\$ 130.00	Hidráulica Apraez
Acoplamiento Motor-Bomba		\$ 47.00	Hidromecánica del Ecuador
Bomba de Engranajes	De 32 cm ³ /rev. Presión de Trabajo 200 bares. Eje de ¾ pulg. Chaveteado. 1800 RPM. Giro Derecho.	\$ 265.00	Hidromecánica del Ecuador
Válvula de Seguridad	Relief Valve Module CETOP 05 para montaje tipo sanduche encima de la subplaca CETOP 05. Rango de 100 a 3000 psi. 30 US gpm	\$ 155.00	Hidromecánica del Ecuador
Manómetro	Carátula de 2 ½ pulg. Montaje vertical, con glicerina. De 0 a 3000 psi.	\$ 18.37	Hidromecánica del Ecuador
Válvula Direccional	CETOP 05, 4/3, a 110 Volt. AC. Centro Tandem. De dos bobinas con conectores DIN	\$ 219.46	Hidromecánica del Ecuador
Regulador de Caudal con Antirretorno	Toma de ¾ pulg. Rosca NPT	\$ 55.10	Hidromecánica del Ecuador
Antirretorno Pilotado	Toma de ¾ pulg. Rosca NPT. Pilotaje de 7/16 pulg.	\$ 162.00	Hidromecánica del Ecuador
Filtro de Retorno	Spin on de celulosa 10 micras con manómetro indicador de saturación. Viene con base de filtro modelo IFR3	\$ 75.10	Hidráulica Apraez e Hidromecánica del Ecuador
Filtro de Succión	Con toma hembra 1 ½ pulg. NPT, coladera.	\$ 15.96	Hidromecánica del Ecuador
Tanque de Aceite	Capacidad 53 US Galones (200 litros).		
Respiradero	Tapa filtro con cernidera de acero cromado 40 micras	\$ 12.70	Hidromecánica del Ecuador
Medidor de Nivel	Medidor de nivel grande de 5 pulg.	\$ 18.00	Hidromecánica del Ecuador

Continuación de la tabla 3.6

Subplaca de Adaptación CETOP 05	Con tomas P, T, A y B a los lados de ¾ pulg. Rosca NPT.	\$ 50.00	Hidromecánica del Ecuador
Manguera de Succión	Diámetro de 1½ pulg. Color Azul en el plano hidráulico.	\$ 10.00	Hidro Freno
Manguera de Presión	Diámetro de ¾ pulg. Color Verde en el plano hidráulico. 3600 psi. 2 metros	\$ 23.00	Hidro Freno
Manguera de Retorno	Diámetro de 1 pulg. Color Rojo en el plano hidráulico. 2400 psi. 2 metros	\$ 43.97	Hidro Freno
Manguera A-A	Diámetro de ¾ pulg. Color Rosado en el plano hidráulico. 3100 psi. 2 metros	\$ 24.18	Chiriboga y Jara
Manguera B-B	Diámetro de ¾ pulg. Color Rosado en el plano hidráulico. 3600 psi. 2 metros	\$ 23.00	Hidro Freno
Aceite Hidráulico	2 Canecas de aceite americano ISO 68 para uso hidráulico	\$ 196.00	Hidráulica Apraez
TOTAL		\$ 4,843.65	

Por lo tanto, el costo total de los componentes sin incluir IVA será de \$ 5,153.65

El costo de la mano de obra para ensamblar la central hidráulica y montar el cilindro, son los que se muestran a continuación en la tabla 3.7

Tabla 3.7 Costos Mano de Obra Sistema Hidráulico.

Costo ensamblaje de Central Hidráulica	\$ 600,00
Costo montaje del cilindro en la estructura de la máquina compactadora	\$ 300,00
Total	\$ 900,00

Por lo tanto, el costo total del sistema hidráulico, incluido materiales y mano de obra para el ensamblaje y montaje será de \$6053.65

3.3.2. Análisis de Costos Sistema Estructural.

Materiales

La compactadora de PET y cartón se la ha diseñado tomando en cuenta factores de gran importancia como su costo y la seguridad del mismo al momento de su

operación. En el mercado el valor del acero se presenta en base al peso del material, y la seguridad se la justifica con el factor de seguridad adecuado.

La siguiente tabla 3.8, describe los materiales que se utilizarán para la construcción de la estructura de la cámara de compactación, la cantidad que se utilizará y también sus respectivos costos.

Tabla 3.8. Costos del Sistema Estructural.

Descripción	Cantidad	Costo Unitario	Costo Total
Vigas IPN 240	1,780 m	\$ 70,94	\$126,27
Vigas UPN 200	1,204 m	\$ 42,66	\$ 51,36
Vigas UPN 100	21,421 m	\$ 16,67	\$ 357,03
Perfil Estructural U 80x40x4 mm	17,200 m	\$ 4,17	\$ 71,72
Tubo estructural cuadrado 50x4 mm	4,945 m	\$ 5,08	\$ 25,12
Plancha de Acero Estructural de 3 mm	4,886 m ²	\$ 18,88	\$ 92,24
	Total 1		\$723,74

Costo de Construcción de la Estructura.

Para este tipo de estructura su valor de construcción está en función del peso de la estructura, para lo cual procedemos a calcular el peso de la misma según se muestra en la tabla 3.9.

Tabla 3.9. Peso del Sistema Estructural.

Descripción	Cantidad	Peso [Kg]
Vigas IPN 240	1,780 m	61,54
Vigas UPN 200	1,204 m	30,46
Vigas UPN 100	21,421 m	227,06
Perfil Estructural U 80x40x4 mm	17,200 m	79,29
Tubo estructural cuadrado 50x4 mm	4,945 m	22,16
Plancha de Acero Estructural de 3 mm	4,886 m ²	115,21
	Total	535,72

Sabiendo que el valor en el mercado local es de \$ 2 por kilo para estructura, y con el peso de la estructura que se lo obtuvo de la tabla 3.5, el costo de construcción de la misma sería de \$ 1071,44.

Entonces en la tabla 3.10 se resumen los precios anteriores:

Tabla 3.10. Costos de la máquina compactadora.

Costos Directos		
Sistema Hidráulico	Componentes	\$ 5.153,65
	Ensamblada de la Central Hidráulica	\$ 600,00
	Montaje del Cilindro en la estructura de la máquina	\$ 300,00
Sistema estructural	Materiales	\$723,74
	Costo de construcción	\$ 1.071,44
Costos Indirectos		
	Ingeniería	\$ 1.500,00
	Imprevistos (2%)	\$ 186,98
	COSTO TOTAL APROX.	\$ 9.535,81

Por lo tanto, localmente, el costo total de la máquina compactadora será de \$9.535,81

3.4. Cálculo del TIR y VAN.

El VAN y el TIR son dos herramientas procedentes de las matemáticas financieras que permite evaluar la rentabilidad de un proyecto de inversión, entendiéndose por proyecto de inversión no solo como la creación de un nuevo negocio, sino también, como inversiones que se pueden hacer en un negocio en marcha, tales como el desarrollo de un nuevo producto, la adquisición de nueva maquinaria, el ingreso en un nuevo rubro de negocio, etc.

Valor Actual Neto (VAN).

El VAN es un indicador financiero que mide los flujos de los futuros ingresos y egresos que tendrá un proyecto, para determinar, si luego de descontar la inversión inicial, si quedaría alguna ganancia. Si el resultado es positivo, el proyecto es viable.

Basta con hallar el VAN de un proyecto de inversión para saber si dicho proyecto es viable o no. El VAN también permite determinar cuál proyecto es el más rentable entre varias opciones de inversión. Incluso, si alguien nos ofrece comprar nuestro negocio, con este indicador podemos determinar si el precio ofrecido está por encima o por debajo de lo que ganaríamos de no venderlo.

La fórmula del VAN es:

$$VAN = -I + BNA = -I + \sum_{i=1}^n \frac{FNE}{(1+r)^i} \quad (55)$$

Donde:

BNA: Es el beneficio neto actualizado

I: Es la inversión del proyecto

FNE: Es el flujo neto de caja

i: Período de cada uno de los flujos netos de caja

r: Tasa de descuento

n: Número total de períodos

La tasa de descuento *r* con la que se descuenta el flujo neto proyectado, es la tasa de oportunidad, rendimiento o rentabilidad mínima, que se espera ganar; por lo tanto, cuando la inversión resulta mayor que el BNA (VAN negativo o menor que 0) es porque no se ha satisfecho dicha tasa. Cuando el BNA es igual a la inversión (VAN igual a 0) es porque se ha cumplido con dicha tasa. Y cuando el BNA es mayor que la inversión es porque se ha cumplido con dicha tasa y

además, se ha generado una ganancia o beneficio adicional. En la siguiente tabla 3.11 se mencionan las consideraciones del proyecto de acuerdo al VAN.

Tabla 3.11. Consideraciones del Proyecto de Acuerdo al VAN

VAN > 0	El proyecto es rentable
VAN = 0	El proyecto es rentable también, porque ya está incorporado la ganancia de r
VAN < 0	El proyecto no es rentable

Los resultados tabulados en la tabla 3.12, son las ganancias anuales que se obtienen en la venta de PET y cartón de un centro de acopio (el cual tiene la máquina compactadora y produce pacas) a INTERCIA o una empresa que demanda la materia prima para su reprocesamiento.

Para el análisis del VAN se tomará un período de 5 años y una tasa de descuento (r) del 10%. Para los ingresos monetarios en un centro de acopio, se hacen las siguientes consideraciones:

- ✓ Se considera que el año tiene 259 días laborables.
- ✓ Se labora 5 días a la semana.
- ✓ Cada 6.4 días laborables se hace un flete de PET compactado.
- ✓ Cada 3.79 días laborables se hace un flete de cartón compactado.
- ✓ El precio de venta de un kg de PET es de \$0.55 a INTERCIA o a una empresa que demanda la materia prima para su reprocesamiento.
- ✓ El precio de venta de un kg de cartón es de \$0.15 a INTERCIA o a una empresa que demanda la materia prima para su reprocesamiento.
- ✓ Cada flete transporta 4.5 TON de materia prima ya sea de PET o cartón.

Tabla 3.12. Ganancias Anuales.

Año	Ingresos
1	\$ 146.407,50
2	\$ 146.407,50
3	\$ 146.407,50
4	\$ 146.407,50
5	\$ 146.407,50

Los egresos monetarios en un centro de acopio que se tabulan en la tabla 3.13, están basados en las siguientes consideraciones:

- ✓ El precio de compra de un kg de PET es de \$0.10 a las personas recicladoras que acuden al centro de acopio.
- ✓ El precio de compra de un kg de cartón es de \$0.50 a las personas recicladoras que acuden al centro de acopio.
- ✓ El centro de acopio tiene que pagar \$50 por cada flete.
- ✓ Para la producción de pacas diarias, se opta por contratar a 2 empleados que operarán la máquina compactadora. Cada uno de ellos ganará un salario mensual de \$366 incluido décimos y utilidades.
- ✓ Se considera que el gasto mensual en la planilla de electricidad debido al uso de la máquina compactadora es de \$100.
- ✓ Se consideran costos de mantenimiento (cambio de aceite, sellos y filtros, reparación de fugas de aceite, cambio de componentes hidráulicos, etc)

Tabla 3.13. Egresos Anuales.

Año	Egresos
1	\$ 140.066,00
2	\$ 140.266,00
3	\$ 140.066,00
4	\$ 140.366,00
5	\$ 140.766,00

Entonces el flujo de efectivo neto será la diferencia de la tabla 3.12 con la tabla 3.13 para cada año. A continuación en la tabla 3.14 se detalla el flujo de efectivo neto.

Tabla 3.14. Flujo de Efectivo Neto.

Año	Flujo de Caja
1	\$ 6.341,50
2	\$ 6.141,50
3	\$ 6.341,50
4	\$ 6.041,50
5	\$ 5.641,50

La inversión de la máquina compactadora es de \$9.536. Reemplazando los valores de la tabla 3.13 en la ecuación (55), se obtiene:

$$VAN = -9536 + \frac{6341.50}{(1 + 0.10)^1} + \frac{6141.50}{(1 + 0.10)^2} + \frac{6341.50}{(1 + 0.10)^3} + \frac{6041.50}{(1 + 0.10)^4} + \frac{5641.50}{(1 + 0.10)^5}$$

$$VAN = 13698.44$$

Tasa Interna de Retorno (TIR).

La TIR es la tasa de descuento de un proyecto de inversión que permite que el BNA sea igual a la inversión (VAN igual a 0). La TIR es la máxima tasa de descuento que puede tener un proyecto para que sea rentable, pues una mayor tasa ocasionaría que el BNA sea menor que la inversión (VAN menor que 0).

Para calcular la TIR, hay que forzar que el VAN sea cero, entonces la ecuación (55) resultaría:

$$-I + BNA = -I + \sum_{i=1}^n \frac{FNE}{(1+r)^i} = VAN = 0 \quad (56)$$

Reemplazando los valores de la tabla 3.13 en la ecuación (56) y teniendo en cuenta que la incógnita sería r .

$$-9536 + \frac{6341.50}{(1+r)^1} + \frac{6141.50}{(1+r)^2} + \frac{6341.50}{(1+r)^3} + \frac{6041.50}{(1+r)^4} + \frac{5641.50}{(1+r)^5} = 0$$

$$r = 59\%$$

Si esta tasa fuera mayor, el proyecto empezaría a no ser rentable, pues el BNA empezaría a ser menor que la inversión. Y si la tasa fuera menor (como en el

caso del ejemplo del VAN donde la tasa es de 10%), a menor tasa, el proyecto sería cada vez más rentable, pues el BNA sería cada vez mayor que la inversión.

Según se aprecia, el valor calculado en el VAN es mayor a 0. Así mismo el porcentaje del TIR calculado es mayor a la tasa de descuento del 10%. Estos resultados permiten asegurar que la inversión para adquirir la máquina compactadora es viable o rentable. (Guerrero, 2007)

Es importante ver como varían los valores del VAN y el TIR, de hecho, se corrobora que si la tasa de descuento es mayor que el 59%, la inversión no sería rentable, según se aprecia en la figura 2.65 que es la gráfica del VAN vs el TIR.

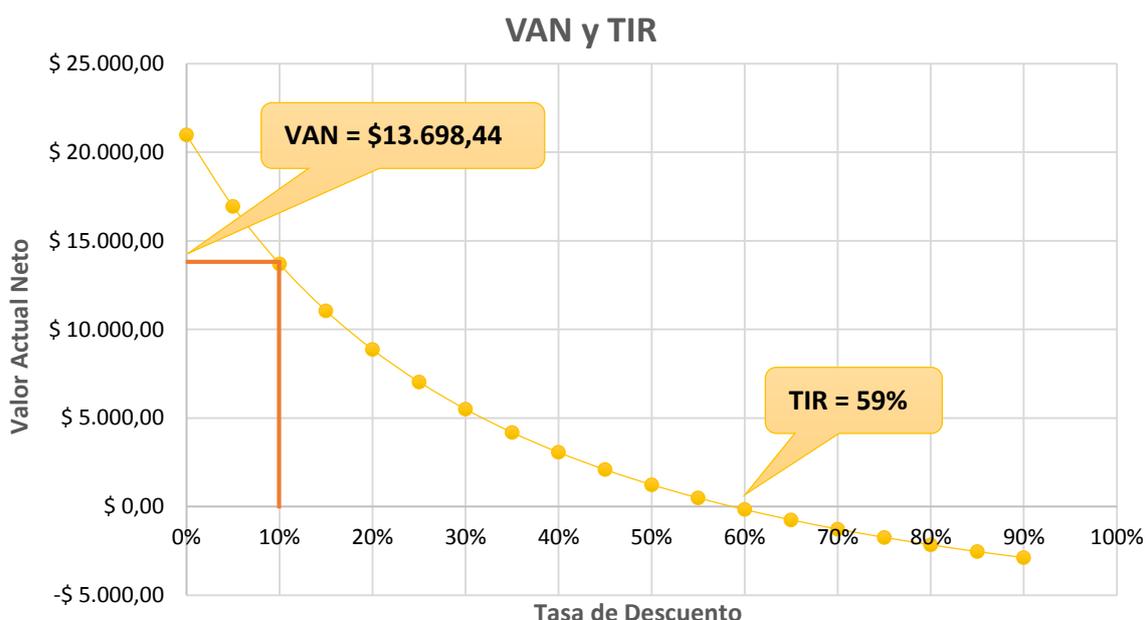


Figura 2.72. TIR y VAN Para la Inversión de la Máquina Compactadora.

3.5. Retorno Sobre la Inversión de la Máquina Compactadora.

El índice de retorno sobre la inversión (ROI por sus siglas en inglés) es un indicador financiero que mide la rentabilidad de una inversión, es decir, la relación que existe entre la utilidad neta o la ganancia obtenida, y la inversión.

La ecuación del índice de retorno sobre la inversión es:

$$ROI = \frac{\text{Utilidad neta o Ganancia}}{\text{Inversión}} \times 100 \quad (57)$$

El índice de retorno sobre la inversión se lo calculará de manera mensual en base a los resultados obtenidos en la transportación de material reciclado (PET y cartón) no compactados y compactados. La utilidad neta o ganancia de la ecuación (57) será el ahorro generado en la transportación de dichos materiales. De la tabla 1.1 se puede calcular el índice de retorno a la inversión en la transportación de PET, recordando que el costo de inversión para adquirir la máquina compactadora es de \$9.536, entonces según la ecuación (57) se obtiene:

$$ROI = \frac{1704.20}{9536} \times 100$$

$$ROI \approx 17.87 \%$$

Se puede afirmar que la inversión tuvo una rentabilidad del 17.87 % en el período de un mes. Es decir, que por cada mes que transcurra, se obtendrá una recuperación del 17.87% del valor que se invirtió en la máquina compactadora

De la tabla 1.1 se puede calcular el índice de retorno a la inversión en la transportación de cartón, recordando que el costo de inversión para adquirir la máquina compactadora es de \$9.536, entonces según la ecuación (57) se obtiene:

$$ROI = \frac{658.40}{9536} \times 100$$

$$ROI \approx 6.9 \%$$

Se puede afirmar que la inversión tuvo una rentabilidad del 6.9 % en el período de un mes. Es decir, que por cada mes que transcurra, se obtendrá una

recuperación del 6.9 % del valor que se invirtió en la máquina compactadora.
(ROI, s.f.)

El índice de retorno en la transportación de PET es mayor que en el cartón y esto es debido a la diferencia en la ganancia entre ellos. Recordando que el PET se puede compactar mucho más que el cartón, resultará que la ganancia en la transportación de PET es mayor que la del cartón.

CAPÍTULO 4

4. DISCUSIÓN Y CONCLUSIONES

4.1. Conclusiones:

- ✓ Los diseños tanto hidráulico como estructural, se realizaron de acuerdo a la necesidad exigida por la fuerza de compactación que es de 30 TON. Esta fuerza corresponde a la presión de trabajo del cilindro que es de 2334,3 psi
- ✓ La construcción del compactador resultaría factible debido a la disponibilidad de los materiales en el mercado local y a los altos precios que tienen equipos similares en el exterior. Contribuyendo además a la disminución de la salida de divisas en el país.
- ✓ Con este tipo de máquinas se logra obtener pacas de mayor peso de material reciclable en un volumen óptimo, por lo tanto se obtiene un mejor aprovechamiento él en momento de su transportación.
- ✓ El trabajo de investigación de campo es importante para el desarrollo e innovación de este tipo de máquinas. También se puede añadir, la importancia de la realización de pruebas de compresión en el laboratorio para determinar la fuerza de compactación.
- ✓ Se obtiene un ahorro considerable en la transportación de material reciclado
- ✓ El costo aproximado de fabricación de la máquina compactadora es de \$9.535,81 dólares.

- ✓ Se observa que la máquina compactadora puede competir con máquinas ensambladas internacionalmente debido a los costos adicionales por importación.
- ✓ En el sistema de accionamiento hidráulico de la máquina compactadora se lo diseñó seleccionando componentes comercializables en el Ecuador, tratando siempre de priorizar tanto la calidad como la economía.
- ✓ Los resultados del VAN y el TIR calculados en el inciso 3.4 del capítulo 3 permiten asegurar que la inversión en la máquina compactadora, es rentable.
- ✓ El porcentaje mensual del retorno a la inversión de la máquina compactadora es del 17.87% en la transportación de PET compactado y del 6.9 % en la transportación de cartón compactado.

4.2. Recomendaciones

- ✓ Enfatizar la seguridad al momento del funcionamiento de la máquina compactadora, esta debe ser dictada a cada una de las personas que van a trabajar cerca de la máquina, ya que en un descuido de alguno de los obreros, puede ser causa grave de daños físicos hacia las personas.
- ✓ No sobrepasar la presión de 2334,3 psi ya que esto producirá un aumento en la fuerza de compactación, lo cual provocaría daños en la estructura de la máquina, ya que se la estaría esforzando a presiones no diseñada.
- ✓ No es recomendable en el presente diseño que se realice el montaje de dos cilindros hidráulicos en vez de uno solo. La cuestión es que esta idea repercute en el aumento de los costos, porque los dos cilindros saldrían cada uno con diámetro interior de 4½ pulg, dos vástagos con diámetro de 3½ pulg, carrera de cada cilindro y vástago sería la misma de 1600 mm y 1750 mm respectivamente. Aparte de esto necesariamente hay que sumarle una válvula divisora de caudal, para que exista coordinación en

los movimientos de avance y retroceso del cilindro. En total saldría \$4,170.1 y como se observa, este valor es mucho mayor al costo de un solo cilindro que es de \$2,416.25.

- ✓ El aumentar el tiempo de los movimientos del cilindro, influye en la disminución de la potencia y del caudal de aceite en el sistema. Por ejemplo: Si la prensada tardara 1 minuto y el retroceso también 1 minuto, entonces el caudal de aceite en el avance o prensada, según la ecuación (36), será de $Q_A = 7.71 \text{ US gpm}$ y el caudal en el retroceso, según la ecuación (38) será de $Q_R = 4.3 \text{ US gpm}$. Por lo tanto, se escoge el mayor caudal que es en la prensada. En consecuencia, la potencia resultante, sería según la ecuación (2) de $Pot = 12.35 \text{ HP}$. Por lo que se corrobora que para un mayor tiempo en el ciclo de trabajo, se obtendrá una menor potencia, por lo que repercute en la disminución de costos de la máquina compactadora.
- ✓ En los movimientos de la mesa móvil de compactación, estar siempre atento a la lectura del manómetro, teniendo cuidado de que no se sobrepasen los 2334,3 psi.
- ✓ La limpieza de la máquina es importante ya que el polvo y demás impurezas que existen en el ambiente pueden averiar el motor de la bomba, provocar rayaduras en el vástago del cilindro hidráulico o contaminar el aceite.
- ✓ Estar atento al reemplazo de los filtros de succión y retorno del sistema hidráulico, para evitar futuros daños en los componentes debido a la contaminación del aceite.
- ✓ Si es que se realiza algún mantenimiento correctivo ya sea a la estructura o a la central hidráulica, se debe apagar el equipo antes, ya que esto podría ocasionar daños irreparables.

BIBLIOGRAFÍA

(s.f.). Obtenido de www.sohipren.com:

http://www.sohipren.com/imagenes/pdf1/Manual_Basico_de_Oleohidraulica.pdf

3.imimg.com. (s.f.). Obtenido de Cilindro simple efecto:

<http://3.imimg.com/data3/PR/ER/MY-2935741/single-acting-cylinder-250x250.jpg>

Arenales., I. J. (s.f.). *biblio3.url.edu.gt*. Obtenido de Motores eléctricos.

Proyectos de ingeniería mecánica.:

<http://biblio3.url.edu.gt/Libros/2013/ing/pim/12.pdf>

Barona, M. Á. (s.f.). *dspace.espol.edu.ec*. Obtenido de Diseño de un Compactador Para Pequeños y Medianos Centros de Acopio de Materiales Reciclables:

<https://www.dspace.espol.edu.ec/retrieve/89257/D-88145.pdf>

blog.enrimusa.com. (s.f.). Obtenido de Bomba de paletas:

<http://blog.enrimusa.com/wp-content/uploads/2013/04/Bomba-paletas-dos-carreras-2.jpg>

cdn.shopify.com. (s.f.). Obtenido de Subplaca tamaño CETOP 05, con puertos a los lados de $\frac{3}{4}$ pulg. Con rosca NPT.:

http://cdn.shopify.com/s/files/1/0560/3989/products/12_fcb54030-b0c7-48f6-8437-0b0727222f73_grande.jpeg?v=1437052010

demo.imh.es. (s.f.). Obtenido de Cilindro telescópico.:

http://demo.imh.es/Electroneumatica/Ud03/modulos/m_en001/ud04/html/en0_ud04_1121_con.htm

es.wikipedia.org. (s.f.). Obtenido de Concepto de Cilindro hidráulico.:

https://es.wikipedia.org/wiki/Cilindro_hidr%C3%A1ulico

Guerrero, G. (2007). *Proyectos de Inversion*. Guayaquil, Guayas, Ecuador.

img.directindustry.es. (s.f.). Obtenido de

http://img.directindustry.es/images_di/photo-g/7653-5604949.jpg

lenzinc.com. (s.f.). Obtenido de Filtro de 10 micras tipo spin on con manómetro de saturación. : http://lenzinc.com/sites/default/files/CP-750_0.jpg

makrodidactica. (s.f.). *makrodidactica.files.wordpress.com*. Obtenido de makrodidactica:

<https://makrodidactica.files.wordpress.com/2014/08/oleohidraulica.pdf>

Quispe, H. A. (s.f.). Obtenido de cybertesis.uni.edu.pe:

http://cybertesis.uni.edu.pe/bitstream/uni/752/1/quispe_sh.pdf

Ravell, F. R. (s.f.). *Oleohidráulica Básica y Diseño de Circuitos*.

ROI. (s.f.). *Retorno sobre la inversion (ROI)*. Obtenido de Crece Negocios:

<http://www.crecenegocios.com/retorno-sobre-la-sobre-inversion-roi/>

Shigley, J. (s.f.). *Diseño en Ingeniería Mecánica*. (Sexta edición ed.). (E. M. Hill, Ed.)

www.ashm.mx. (s.f.). Obtenido de Partes de un cilindro hidráulico:

<http://www.ashm.mx/blog/wp-content/uploads/2014/08/cilindros-hidraulicos-ashm-partes-de-un-cilindro-hidraulico.jpg>

www.bastimec.com. (s.f.). Obtenido de Cilindro de doble efecto. :
<http://www.bastimec.com/tienda/modules//homeslider/images/af05f28b11b60ad261075ece9a8329c7.jpg>

www.centraledemangueras.com. (s.f.). Obtenido de Válvula de seguridad o alivio marca VICKERS. :
http://www.centraledemangueras.com/store/catalogo/valvulas_de-alivio.jpg

www.directindustry.es. (s.f.). Obtenido de Bomba Oleohidráulica de Engranajes:
<http://www.directindustry.es/prod/hydrosila/product-117115-1201165.html>

www.equiposhidraulicos.cl. (s.f.). Obtenido de Mangueras hidráulicas flexibles.:
http://www.equiposhidraulicos.cl/site/images/foto_mangueras_6.jpg

www.espanol.grainger.com. (s.f.). Obtenido de MARATHON MOTORS. Motor para Uso General, de 25 HP, 3 Fase.:
<https://espanol.grainger.com/product/MARATHON-MOTORS-25-HP-General-Purpose-Motor-40Z957>

www.google.com.ec. (s.f.). Obtenido de Neumática:
<https://www.google.com.ec/url?sa=t&rct=j&q=&esrc=s&source=web&cd=5&cad=rja&uact=8&ved=0ahUKEwjT7MeY8-bJAhVC7SYKHfMGBjMQFgguMAQ&url=http%3A%2F%2Fs45d5ecd815a73d63.jimcontent.com%2Fdownload%2Fversion%2F1275327300%2Fmodule%2F2945023113%2Fname%2Fneumatica%252>

www.hidramaq.com. (s.f.). Obtenido de Bomba oleohidráulica: conceptos básicos. : <http://www.hidramaq.com/noticia.php/es/bomba-oleohidr%EF%BF%BDulica-conceptos-b%EF%BF%BDsicos/105>

www.hydraulicrepair.net. (s.f.). Obtenido de Cilindro telescópico. :
http://www.hydraulicrepair.net/img/products/hyco_telescopic_cylinders_products_cylinders.jpg

www.immsa.com. (s.f.). Obtenido de Prensas compactadoras hidráulicas.:
<http://www.immsa.com/sitio/esp/prensas-compactadoras.htm>

www.ingemecanica.com. (s.f.). Obtenido de Tutorial N° 131 - Tornillos de Potencia. Condición de apoyo en los extremos. :
<http://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn131.html>

www.interempresas.net. (s.f.). Obtenido de Oleohidráulica ventajas e inconvenientes:
http://www.interempresas.net/Componentes_Mecanicos/Articulos/44055-Oleohidraulica-ventajas-e-inconvenientes.html

www.intlfpa.com. (s.f.). Obtenido de IFP MRV05 Relief Valve Module.:
http://www.intlfpa.com/catalog/DWF/G1_4-Model.pdf

www.intlfpa.com. (s.f.). Obtenido de IFP DG05 Solenoid Operated.:
<http://www.intlfpa.com/catalog/dwf/f-model/fb.pdf>

www.jatur.com. (s.f.). Obtenido de Racores hidráulicos para conexión de mangueras. : <http://www.jatur.com/wp-content/uploads/2014/06/racordi.jpg>

www.oni.escuelas.edu.ar. (s.f.). Obtenido de Propiedades Físicas de los Aceros S.A.E.: <http://www.oni.escuelas.edu.ar/olimpi2000/santa-fe-sur/ensayodemateriales/tabla.htm>

www.ryco.com.au. (s.f.). Obtenido de Ábaco para la determinación de diámetros de mangueras.: <http://www.ryco.com.au/index.php?id=196>

www.sohipren.com. (s.f.). Obtenido de Manual básico de oleohidráulica
SOHIPREN S.A. :
http://www.sohipren.com/imagenes/pdf1/Manual_Basico_de_Oleohidraulica.pdf

www.tecnologia-tecnica.com.ar. (s.f.). Obtenido de Sistemas neumáticos. :
http://www.tecnologia-tecnica.com.ar/index_archivos/Page4697.htm

www.unicilindros.com. (s.f.). Obtenido de Cilindros hidráulicos. Fabricación de cilindros hidráulicos, sistemas hidráulicos, pistones y prensas hidráulicas.: <http://www.unicilindros.com.co/boletin-tecnio/6-cilindros-hidraulicos.html>

www.utp.edu.com. (s.f.). Obtenido de Conceptos básicos sobre el diseño de máquinas, capítulo 8. Diseño de tornillos. : Recuperado de:
<http://www.utp.edu.co/~lvanegas/dis1/Cap8.pdf>

www.wastecare.com. (s.f.). Obtenido de Reducción de volumen mediante compactación de las botellas de PET.:
http://www.wastecare.com/Products-Services/Balers/Baler_Bottles_Cans_Vertical_VBCB_1000.htm

APENDICES

APÉNDICE A

COTIZACION MATERIALES CILINDRO HIDRAULICO

APRAEZ HYDRAULIC
HIDRAULICA APRAEZ S.A. HIDRAPRAEZ
RUC: 0992810432001
Dirección: Cda. Bellavista Mz. 34, Solar 21-22
Teléfono: 04-2202836, Cell: 0998100361
Guayaquil-Ecuador



CLIENTE: Oscar Macías Constante
 ATENCION:
 DIRECCION: Km 6,5 vía a Daule
 TELEFONO: (593-4) 2048916 - 0990227535
 E-MAIL: oomc_28@hotmail.com
 FECHA: 26 de Enero del 2016

COTIZACION
AH-0121-2016

ITEM	CANT.	DESCRIPCION	P. UNIT	DSCTO	TOTAL
1	160 cms	Camisa para Cilindro Hidráulico diámetro interior de 6 pulgadas y diámetro exterior de 6-5/8 pulgadas	\$ 4,25		\$ 680,00
2	160 cms	Camisa para Cilindro Hidráulico diámetro interior de 4-1/2 pulgadas y diámetro exterior de 5-1/4 pulgadas	\$ 4,00		\$ 640,00
3	175 cms	Vástago Cromado de 4 pulgadas Para Cilindro Hidráulico	\$ 5,75		\$ 1.006,25
4	175 cms	Vástago Cromado de 3-1/2 pulgadas Para Cilindro Hidráulico	\$ 3,95		\$ 691,25
5	1	Kit de Sellos para el Cilindro de diámetro interior de 6 pulgadas	\$ 130,00		\$ 130,00
6	1	Kit de Sellos para el Cilindro de diámetro interior de 4-1/2 pulgadas	\$ 80,00		\$ 80,00
7	1	Caneca de Aceite Americano ISO 68	\$ 98,00		\$ 98,00
8	1	Campana Unión Motor-Bomba	\$ 130,00		\$ 130,00
9	1	Valvula Divisora de Caudal PRINCE	\$ 147,60		\$ 147,60
TIEMPO DE VALIDEZ DE LA OFERTA: 5 DIAS					
CONSIDERACIONES: FORMA DE PAGO: CONTADO O CHEQUE EN MANO TIEMPO DE ENTREGA : 4 DIAS HABILES GARANTIA: 1 AÑO CONTRA DEFECTOS DE FABRICA			SUBTOTAL		\$ 3.603,10
			IVA 12%		\$ 432,37
			TOTAL		\$ 4.035,47
COTIZADO POR: JOVANNY APRAEZ					

COTIZACIONES DE COMPONENTES HIDRAULICOS



Distribucion, Ventas y Reparacion
 Matriz : Clemente Ballén 1707 y Av. del Ejército
 Telefax : 2-323939/2-531923/2-522228 Cel : 0999586009
 e-mail : ventas@hydromecanica.com
 Sucursal Guayaquil : Km. 3 Av. Juan T. Marengo a lado de las
 antenas de TV Cable Telf.: 2-381994 Cel :0997689047
 e-mail:hydecua_gye@hydromecanica.com
 Sucursal Quito : Av. 10 de Agosto N35-43 E/ Mañosca y Av.Republica
 Telefonos:022-246204 - 0983729761
 e-mail : hydecua_uio@hydromecanica.com

Proforma
No. 024345

Partes Hidráulicas para el
 sector Caminero, Agrícola
 Pesquero, de la Construcción,
 Producción entre otros.

R.U.C. : 0992573902001



Codigo : C009468	Fecha : 2016.01.19
Cliente : USUARIO FINAL	Telefono :
Direccion :	Vendedor : ADMINISTRACION V987
RUC : 09999999001	
Ciudad :	

Item	Codigo	Descripcion	Cantidad	Dscto.	Precio Unitario	Total
1	DG05-8C-115	ELECTROVALVULA CETOP 05 ,CENTRO TANDEM, MARCA:IFP,110 VOLTIO	1.00	15.00	219.46	219.46
						
2	DGSP05N-12E	SUB PLACA CETOP 05,NPT DE 3/4",TOMA A LOS LADOS, FUNDICION D	1.00	15.00	49.97	49.97
						
3	IFP-42	COUPLING	1.00	15.00	47.00	47.00
						
4	MRV05-P2	VALVULA RELIEF MODULAR CETOP 05,30 GPM,4500 PSI,100 A 3000 P	1.00	15.00	155.00	155.00
						
5	GP32K-RTS.5H3B	BOMBA HIDRA HYDROSILA,15.21 GPM A 1800RPM.,G=DER,LISO7/8",2	1.00	15.00	265.00	265.00
						



Distribucion, Ventas y Reparacion

Matriz : Clemente Ballén 1707 y Av. del Ejército
 Telefax : 2-323939/2-531923/2-522228 Cel : 0999586009
 e-mail : ventas@hydromecanica.com
 Sucursal Guayaquil : Km. 3 Av. Juan T. Marengo a lado de las antenas de TV Cable Telf.: 2-381994 Cel :0997689047
 e-mail:hydecua_gye@hydromecanica.com
 Sucursal Quito : Av. 10 de Agosto N35-43 E/ Mañosca y Av.Republica
 Telefonos:022-246204 - 0983729761
 e-mail : hydecua_uio@hydromecanica.com

R.U.C. : 0992573902001

Proforma

No. 024345

Partes Hidráulicas para el sector Caminero, Agrícola Pesquero, de la Construcción, Producción entre otros.

Codigo : C009468	Fecha : 2016.01.19
Cliente : USUARIO FINAL	Telefono :
Direccion :	Vendedor : ADMINISTRACION V987
RUC : 09999999001	
Ciudad :	

Item	Codigo	Descripcion	Cantidad	Dcto.	Precio Unitario	Total
6	FC1-06	VALVULA REGULADORA DE FLUJO DE 3/4",MARCA:IFP, 5000 PSI	1.00	15.00	55.10	55.10
						
7	RD-1608	VALVULA CHECK CON PILOTO ,20 GPM,3000 PSI, 3/4",RET.PRESION	1.00	15.00	162.00	162.00
						
8	FR-S/E-30	FILTRO DE RETORNO,10 MICRAS, 30GPM	1.00	15.00	24.44	24.44
						
9	BF-IF-R-3-10-N-U	BASE DE FILTRO MODELO IFR3	1.00	15.00	30.66	30.66
						
10	MF-SC3-020	FILTRO DE SUCCION, 20GPM, DIAM 1 1/2",149 MICRON FILTRACION,	1.00	15.00	15.96	15.96
						



Distribucion, Ventas y Reparacion

Matriz : Clemente Ballén 1707 y Av. del Ejército
 Telefax : 2-323939/2-531923/2-522228 Cel : 0999586009
 e-mail : ventas@hydromecanica.com
 Sucursal Guayaquil : Km. 3 Av. Juan T. Marengo a lado de las
 antenas de TV Cable Telf.: 2-381994 Cel :0997689047
 e-mail:hydecua_gye@hydromecanica.com
 Sucursal Quito : Av. 10 de Agosto N35-43 E/ Mañosca y Av.Republica
 Telefonos:022-246204 - 0983729761
 e-mail : hydecua_uio@hydromecanica.com

R.U.C. : 0992573902001

Proforma

No. 024345

Partes Hidráulicas para el sector Caminero, Agrícola Pesquero, de la Construcción, Producción entre otros.

Codigo : C009468	Fecha : 2016.01.19
Cliente : USUARIO FINAL	Telefono :
Direccion :	Vendedor : ADMINISTRACION V987
RUC : 09999999001	
Ciudad :	

Item	Codigo	Descripcion	Cantidad	Dcto.	Precio Unitario	Total
11	TF-FSB-25	TAPA FILTRO CON CERNIDERA DE ACERO CROMADO, FILTRACION 40 MI	1.00	15.00	12.70	12.70
						
12	TS-5	MEDIDOR DE NIVEL GRANDE 5"	1.00	15.00	18.00	18.00

Son : Un Mil Cuatro 62/100 Dólares Americanos	Subtotal	1,055.29
Servase en girar Cheques a nombre de HYDROMECHANICA DEL ECUADOR S.A.	Descuento	158.31
	IVA	107.64
	Total	1,004.62

Tiempo de Entrega: _____
Validez de la oferta: 30 Dias o hasta agotar stock
Forma de pago _____
Comentarios _____

A su disposicion Sellos Hidráulicos, Bombas, Motores, Electroválvulas, Mandos, Cilindros Hidraulicos y Neumáticos, Centrales Hidráulicas, Kit de reparación, Ejes, Camisas y todo en Hidráulica Ventas al por Mayor y Menor

www.hydromecanica.com

Atentamente;



Distribucion, Ventas y Reparacion

Matriz : Clemente Ballén 1707 y Av. del Ejército
 Telefax : 2-323939/2-531923/2-522228 Cel : 0999586009
 e-mail : ventas@hydromecanica.com
 Sucursal Guayaquil : Km. 3 Av. Juan T. Marengo a lado de las
 antenas de TV Cable Telf.: 2-381994 Cel :0997689047
 e-mail:hydecua_gye@hydromecanica.com
 Sucursal Quito : Av. 10 de Agosto N35-43 E/ Mañosca y Av.Republica
 Telefonos:022-246204 - 0983729761
 e-mail : hydecua_uio@hydromecanica.com

R.U.C. : 0992573902001

Proforma

No. 024346

Partes Hidráulicas para el sector Caminero, Agrícola Pesquero, de la Construcción, Producción entre otros.

Codigo : C009468	Fecha : 2016.01.19
Cliete : USUARIO FINAL	Telefono :
Direccion :	Vendedor : ADMINISTRACION V987
RUC : 09999999001	
Ciudad :	

Item	Codigo	Descripcion	Cantidad	Dscto.	Precio Unitario	Total
1	2GG9U33R	BOMBA HIDRAULICA HONOR 15.93 GPM A 1800 RPM, 2500 PSI, EJE L	1.00	15.00	417.00	417.00



2	WLGS-3000	MANOMETRO DE 3000 PSI MARCA WOLDERINE	1.00	15.00	18.37	18.37
---	-----------	---------------------------------------	------	-------	-------	-------



Son : Cuatrocientos Catorce 47/100 Dólares Americanos	Subtotal	435.37
Servase en girar Cheques a nombre de HYDROMECHANICA DEL ECUADOR S.A.	Descuento	65.31
	IVA	44.41
	Total	414.47

Tiempo de Entrega: _____

Validez de la oferta: 30 Dias o hasta agotar stock

Forma de pago _____

Comentarios _____

A su disposicion Sellos Hidráulicos, Bombas, Motores, Electroválvulas, Mandos, Cilindros Hidraulicos y Neumáticos, Centrales Hidráulicas, Kit de reparación, Ejes, Camisas y todo en Hidráulica Ventas al por Mayor y Menor

www.hydromecanica.com

Atentamente;

COTIZACION DEL MOTOR ELECTRICO



MAQUINARIAS HENRIQUES CA

Somos Contribuyentes Especiales
Resolucion No. 6925

, 19 DE ENERO DE 2016

Cotizacion No.: COT-00161214-1
Condiciones de pago : CONTADO

Estimados Señores:

MACIAS CONSTANTE OSCAR OLMEDO

Atencion:

Tenemos el agrado de presentar a ustedes nuestra cotización de mercaderías de acuerdo a sus requerimientos:

<u>CODIGO</u>	<u>DESCRIPCION</u>	<u>CANT.</u>	<u>PRECIO UNIT.</u>	<u>% DESC.</u>	<u>TOTAL</u>
MEMTU073	M.MARATHON HJN-HO 160 L 25 HP 1800RPM 220/440 PAM42/350	1,00 UND	1.116,950	20,00	893,56
ACLOU009	CARA ACOPLA LOVEJOY L-150 5/8"	2,00 UND	98,610	20,00	157,78
ACLOP032	CAUCHOS LOVEJOY L-150	1,00 UND	67,650	20,00	54,12

Conjunto de ventas

Observaciones	SUBTOTAL \$	1.105,46
	% IVA	132,66
	TOTAL USD \$	1.238,12

Plazo Entrega : Inmediato salvo venta previa, una vez recibida su orden de compra

Validez de la Oferta: 7 días calendario.

Por favor no dude en contactarse con nuestro Dpto Tecnico o con personal de ventas si desea mas informacion.

Esperamos poder servirle pronto.

Atentamente,

MARIO VILLACIS

promociones@maquinarias-henriques.com

Transporte a ciudades fuera de Guayaquil y Quito corren por cuenta del Cliente. MHCA se hará responsable de la mercadería hasta entregarla al transportador, en adelante es responsabilidad del cliente

VENDEDOR : VM01

DIGITADOR kvill

COTIZACION DE MATERIALES ESTRUCTURALES



DIPAC MANTA S.A.
R.U.C. 1390060757001
 CONTRIBUYENTE ESPECIAL
 RESOLUCIÓN 5368 DEL 2 DE JUNIO 1995 DIPAC MANTA S.A.

QUITO		GUAYAQUIL		LOJA	MACHALA	STO.DOMINGO	EL COCA
NORTE	SUR	NORTE	SUR	(07) 2550609	(07) 2921783	(02) 3703145	(06) 2880031
(02) 3960900	(02) 2671310	(04) 2261541	(04) 2415371				
AMBATO	IBARRA	PORTOVIEJO	CUENCA	RIOBAMBA	MANTA	MILAGRO	QUEVEDO
(03) 2585682	(06) 2604596	(05) 2633105	(07) 2810042	(03) 2605383	(05) 2620839	(04) 2973671	(05) 2781618
LAGO AGRIO							
(06) 2363116							

WWW.DIPACMANTA.COM

NUMERO DE OFERTA: 100026897 GUAYAQUIL LOCAL 3, 28-01-16
 NOMBRE/RAZON SOCIAL: OCASIONAL LOCAL
 CODIGO DE CLIENTE: 010999999 TELEFONO: V01 Venta contado
 CODIGO DE DIRECCION: 010000001 GUAYAQUIL 3

ESTA COTIZACION ES VALIDA SOLO POR 1 DIA

Pos	Artículo	Descripción	Cantidad	Precio	Total USD.	Und
10	UPN10006	PERFIL UPN 100x50x6x6mt.	1.00	66.67	66.67	u
20	UPN20006	PERFIL UPN 200x 75x 8.5x6mt.	1.00	170.62	170.62	u
30	IPN30006	PERFIL IPN 300MMX 6MTS	1.00	396.90	396.90	u
40	PEU08004004	PERFIL CANAL U 80mmx40mmx4mm	1.00	16.68	16.68	u
50	PLC480030	PLANCHA 4x8 3mm (1/8) "	1.00	36.25	36.25	u

ESTE DOCUMENTO NO CONSTITUYE VENTA Y LOS PRECIOS PUEDEN CAMBIARSE SIN PREVIO AVISO

SubTotal	687.12
Iva	82.15
Total USD	769.57

VENDEDOR: ROMERO VELASQUEZ VIVIANA ILSBET
 Telf.:

APÉNDICE B

HOJAS TECNICAS

Bomba Hidráulica de Engranajes

N серия
series

Группа/Group 2; 2,5



Насосы конструктивного исполнения «N» группы 2 типоразмерного ряда 4...22 см³ и группы 2,5 типоразмерного ряда 16...45 см³.

Корпус из алюминиевого прокатного профиля, металлофторопластовые подшипники скольжения. Насосы предназначены для гидросистем с номинальным давлением 20 МПа.

Series 'N' gear pumps group 2, displacement 4 up to 22 ccm and group 2.5 displacement 16 up to 45 ccm.

The pump housing is made of extruded aluminum with the usage of PTFE bearings. The pumps are intended for hydraulic system with nominal pressure 200 bar.

Группа по рабочему объему Displacement Group		2 (4...22 см ³) 2 (4...22 ccm)										2,5 (16...45 см ³) 2,5 (16...45 ccm)												
		4	6,3	8	10	11	12	14	15	16	19	20	22	16	19	20	23	25	28	30	32	37	40	45
Код рабочего объема Displacement Code		4	6,3	8	10	11	12	14	15	16	19	20	22	16	19	20	23	25	28	30	32	37	40	45
Рабочий объем, q Displacement, q	см ³ ccm	4,5	6,3	8,2	10	11,3	12,5	14	15	16	19	20	22	16	19	20	23	25	28	30	32	37	40	45
Номинальное давление, P _{НОМ} Maximum Continuous Pressure, P ₁	МПа MPa (bar)	20 (200)										16 (160)			20 (200)					16 (160)				
Макс. кратковременное давление, P ₂ Maximum Intermittent Pressure, P ₂	МПа MPa (bar)	25 (250)										21 (210)			25 (250)					21 (210)				
Макс. пиковое давление, P ₃ Maximum Peak Pressure, P ₃	МПа MPa (bar)	28 (280)										25 (250)			28 (280)					25 (250)				
Максимальная частота вращения, n _{max} Maximum Speed, n _{max}	мин ⁻¹ min ⁻¹	4000		3600				3000				3600				3000								
Минимальная частота вращения, n _{min} Minimum Speed, n _{min}	мин ⁻¹ min ⁻¹	500										500												

Válvula Direccional

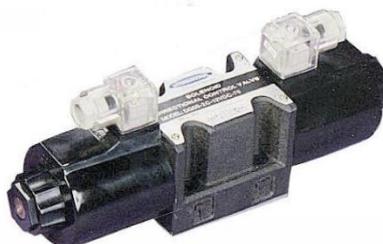


IFP DG05 SOLENOID OPERATED DIRECTIONAL CONTROL VALVE SIZE NG-10/CETOP-05



FEATURES :

- Highest performance in NG 10
- Optimized spool design to reduce flow force
- Proven quality through 10 million endurance test
- Coil outside cover with BMC fire proof material
- Surge suppressor inside DC wiring box type
- Connections to DIN, ISO and CETOP

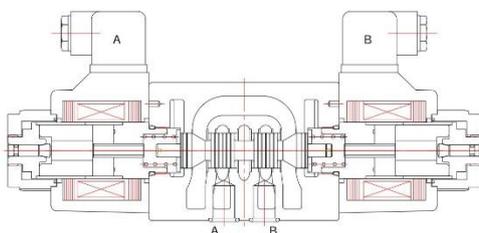


SPECIFICATION :

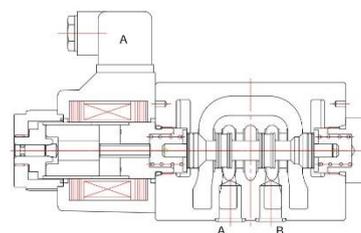
Maximum Flow rate	42 GPM (160 L/Min)	
Maximum Operating Pressure	3571 PSI (250 Bar)	
Maximum Permissible Back Pressure	2285 PSI (160 Bar)	
Ambient Temperature	5°F~122°F(-15°C~50°C)	
Hydraulic Fluid Temperature	5°F~158°F(-15°C~70°C)	
Viscosity range	15~400 mm ² /S	
Hydraulic Oil	ISO VG 32,46,68	
Fluid Cleanliness	NAS Class 9 max	
Degree of Protection to DiN40050 & iEP	IP 65	
Maximum Change over Frequency	180 Times/min (AC/DC) 120 Times/Min (RF)	
Mounting Pattern	iSO 4401-aB-05-4-a	
Approx. Weight (lbs)	Single solenoid (AC/DC)	8 / 10
	Double solenoid (AC/DC)	10 / 13.4
Valve Fixing Screws	metric	M6*35l (4pcs)
	inch	1/4"-20UNCx1-3/8"14pcs
Tightening Torque	106-132 in/lbs-	

CROSS SECTION DIAGRAM:

■ DG05-2C-A*-72 DN



■ DG05-2A-A*-72 DN

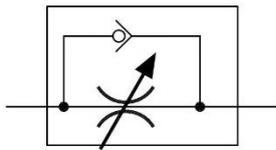


Válvula Reguladora de Caudal con Antirretorno

IFP FLOW CONTROL VALVES

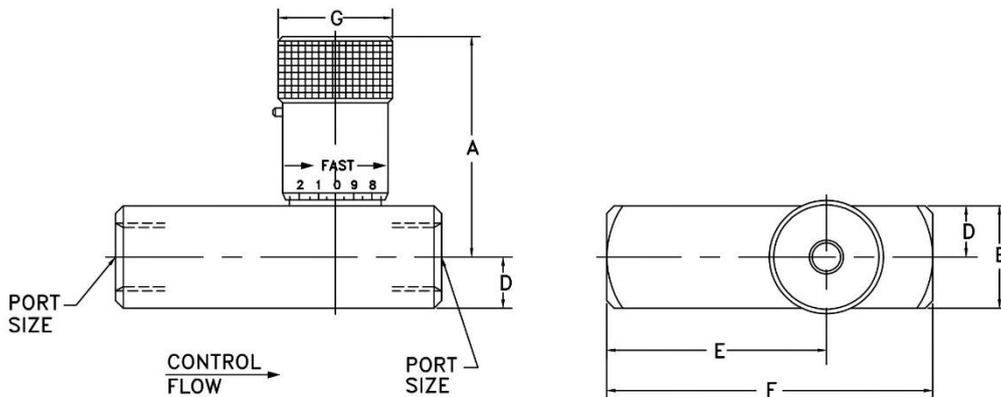


- Designed for extremely precise control of air and hydraulic fluids
- Max pressure 5000 PSI
- All metal construction
- Micrometer knob with easy to read colour bands
- Temperature -20° F to 400° F



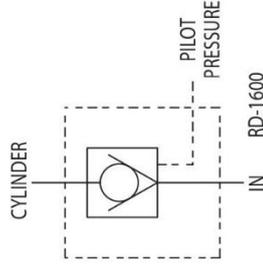
Model	Free Flow Rate GPM	Port Size	A	B	E	F	G	Weight lbs.
FCI 02	5	1/4-18 NPTF	1.75	0.81	1.66	2.62	0.81	0.5
FCI 03	8	3/8-18 NPTF	2.16	1.00	1.75	2.75	1.00	0.7
FCI 04	15	1/2-14 NPTF	2.68	1.25	2.24	3.44	1.19	1.5
FCI 06	25	3/4-14 NPTF	3.26	1.50	2.58	3.88	1.38	2.6

Material - Steel Body
Stainless Piston & Stem
Viton "O" Ring/Teflon back-up

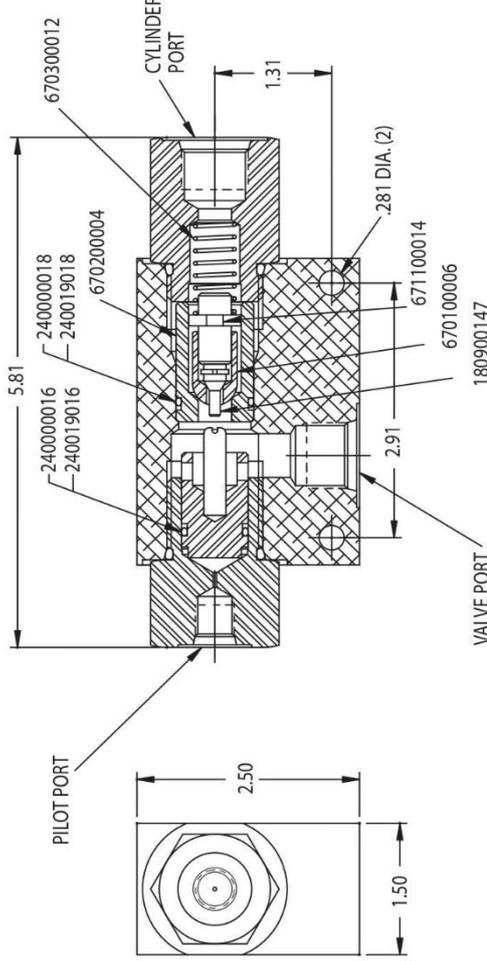


Válvula Antirretorno Pilotada

MODEL RD-1600 PILOT OPERATED CHECK VALVE



The PRINCE valve model RD-1600 is a pilot operated check valve. This valve blocks oil from flowing from the cylinder port to the valve port until sufficient pressure is applied to the pilot port. Oil can free flow from the valve port to the cylinder port. The valve has a two stage poppet allowing smooth chatter free operation.



STANDARD MODELS AVAILABLE		
MODEL NUMBER	VALVE AND CYL. PORT	PILOT PORT
RD-1637	3/8 NPTF	1/4 NPTF
RD-1650	1/2 NPTF	1/4 NPTF
RD-1608	#8 SAE (3/4-16)	#4 SAE (7/16-20)

VALVE SPECIFICATIONS:

Capacity: 20 gpm max inlet flow
 Pressure: 3000 psi max
 Weight: 2 lbs.
 Pilot Ratio: 4:1
 Decompression Ratio: 16:1

V72

PRINCE MANUFACTURING CORPORATION • P.O. BOX 7000 • NORTH SIOUX CITY, SOUTH DAKOTA 57049-7000
 URL: www.princehyd.com • E-MAIL: prince@princehyd.com
 O.E.M. CUSTOMER SERVICE: (605) 235-1220 • FAX (712) 233-2181 • DISTRIBUTOR CUSTOMER SERVICE: PHONE (605) 235-1220 • FAX (712) 233-2181

SEE PAGE 23 OF THE STANDARD PRODUCT PRICE LIST FOR PRICING

CATV 72-07-13-02

Válvula de Seguridad

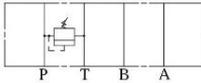
IFP MRV05 RELIEF VALVE MODULE



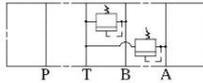
- ISO4401-05 SIZE/NFPA D05
- ADJUSTABLE STANDARD MICROMETER KNOB
- EXTREMELY PRECISE CONTROL
- TWO STAGE BALANCE PISTON
- FOUR PRESSURE RANGES AVAILABLE
- LOW PRESSURE OVERRIDE



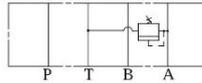
MRV-05-P



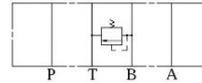
MRV-05-W



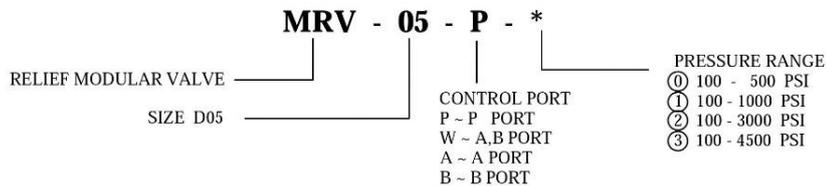
MRV-05-A



MRV-05-B



ORDERING CODE



SPECIFICATIONS

TYPES	SIZE	MAX. PRESSURE (PSI)	RATED FLOW (GPM)	PRESSURE RANGE (PSI)	WEIGHT lbs
MRV-05-P-*	D05	4500 PSI	30	⓪ 100 - 500 PSI	6.83
MRV-05-W-*				Ⓛ 100 - 1000 PSI	8.60
MRV-05-A-*				Ⓜ 100 - 3000 PSI	6.83
MRV-05-B-*				Ⓝ 100 - 4500 PSI	6.83

IFP offer a balanced piston modular relief valve, designed for use in applications requiring an adjustable regulating valve to limit the pressure in a hydraulic circuit to a predetermined maximum. The use of stackable modules offers cost effective, compact hydraulic systems in which the modules are "sandwiched" between a directional valve and standard mounting surface.

Catálogo de Perfiles IPN



IPN

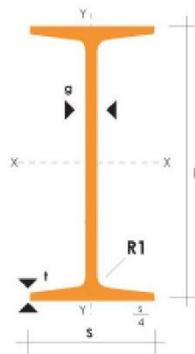
PERFILES LAMINADOS IPN

Especificaciones Generales

Calidad	ASTM A36
Otras calidades	Previa Consulta
Largo normal	6.00m y 12.00m
Otros largos	Previa Consulta
Acabado	Natural
Otro acabado	Previa Consulta



DENOMINACION	DIMENSIONES						SECCION PESOS		PROPIEDADES			
	h mm	s mm	g mm	t mm	R mm	R1 mm	cm ²	Kg/m	I _x cm ⁴	I _y cm ⁴	W _x cm ³	W _y cm ³
IPN 80	80	42	3.90	5.90	30.90	2.30	7.58	5.95	77	6.29	19.50	3.00
IPN 100	100	50	4.50	6.80	4.50	2.70	10.60	8.32	171	12.20	34.20	4.88
IPN 120	120	58	5.10	7.70	5.10	3.10	14.20	11.20	328	21.50	54.70	7.41
IPN 140	140	66	5.70	8.60	5.70	3.40	18.30	14.40	573	35.20	81.90	10.70
IPN 160	160	74	6.30	9.50	6.30	3.80	22.80	17.90	935	54.70	117.00	14.80
IPN 180	180	82	6.90	10.40	6.90	4.10	27.90	21.90	1450	81.30	161.00	19.80
IPN 200	200	90	7.50	11.30	7.50	4.50	33.50	26.30	2140	117.00	214.00	26.00
IPN 220	220	98	8.10	12.20	8.10	4.90	39.60	31.10	3060	162.00	278.00	33.10
IPN 240	240	106	8.70	13.10	8.70	5.20	46.10	36.20	4250	221.00	354.00	41.70
IPN 260	260	113	9.40	14.10	9.40	5.60	53.40	41.90	5740	288.00	442.00	51.00
IPN 300	300	125	10.80	16.20	10.80	6.50	69.10	54.20	9800	451.00	653.00	72.20
IPN 340	340	137	12.20	18.30	12.20	7.30	86.80	68.10	15700	647.00	923.00	98.40
IPN 360	360	143	13.00	19.50	13.00	7.80	97.10	76.20	19610	818.00	1090.00	114.00
IPN 400	400	155	14.40	21.60	14.40	8.60	118.00	92.60	29210	1160.00	1460.00	149.00
IPN 450	450	170	16.20	24.30	16.20	9.70	147.00	115.00	45850	1730.00	2040.00	203.00
IPN 500	500	185	18.00	27.00	18.00	10.80	180.00	141.00	68740	2480.00	2750.00	268.00
IPN 550	550	200	19.00	30.00	19.00	11.90	213.00	167.00	99180	3490.00	3610.00	349.00



Catálogo de Perfiles UPN



UPN

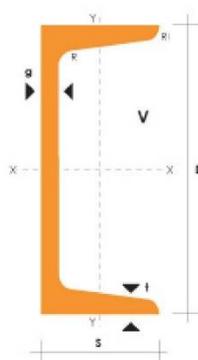
PERFILES LAMINADOS UPN

Especificaciones Generales

Calidad	ASTM A36
Otras calidades	Previa Consulta
Largo normal	6.00m y 12.00m
Otros largos	Previa Consulta
Acabado	Natural
Otro acabado	Previa Consulta



DENOMINACION	DIMENSIONES						TIPOS					
	h mm	s mm	g mm	t mm	R mm	R1 cm4	SECCION cm2	PESOS kg/mt	Ix cm4	Iy cm4	Wx cm3	Wy cm3
UPN 50	50	38	5.00	7.00	7.00	3.50	7.12	5.59	26.40	9.12	10.60	3.75
UPN 65	65	42	5.50	7.50	7.50	4.00	9.03	7.09	57.50	14.10	17.70	5.07
UPN 80	80	45	6.00	8.00	8.00	4.00	1.10	8.64	106.00	19.40	26.50	6.36
UPN 100	100	50	6.00	8.50	8.50	4.50	13.50	10.60	206.00	29.30	41.20	8.49
UPN 120	120	55	7.00	9.00	9.00	4.50	17.00	13.40	364.00	43.20	60.70	11.10
UPN 140	140	60	7.00	10.00	10.00	5.00	20.40	16.00	605.00	62.70	86.40	14.80
UPN 160	160	65	7.50	10.50	10.50	5.50	24.00	18.80	905.00	85.30	116.00	18.30
UPN 180	180	70	8.00	11.00	11.00	5.50	28.00	22.00	1350.00	114.00	150.00	22.40
UPN 200	200	75	8.50	11.50	11.50	6.00	32.20	25.30	1910.00	148.00	191.00	27.00
UPN 220	220	80	9.00	12.50	12.50	6.50	37.40	29.40	2690.00	197.00	245.00	33.60
UPN 240	240	85	9.50	13.00	13.00	6.50	42.30	33.20	3600.00	248.00	300.00	39.60
UPN 260	260	90	10.00	14.00	14.00	7.00	48.30	37.90	4820.00	317.00	371.00	47.70
UPN 300	300	100	10.00	16.00	16.00	8.00	58.80	46.20	8030.00	495.00	535.00	67.80



Catálogo Canales en U



DIPAC[®]

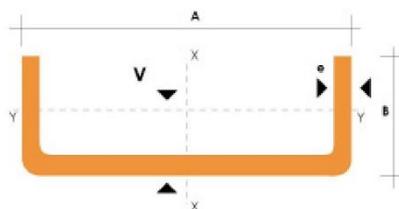
PRODUCTOS DE ACERO

CANALES "U"

PERFILES ESTRUCTURALES CANALES "U"

Especificaciones Generales

- Otras calidades** Previa consulta
- Largo normal** 6.00m
- Otros largos** Previa consulta
- Espesores** Desde 1.50mm hasta 12.00mm
- Acabado** Natural
- Otro acabado** Previa consulta

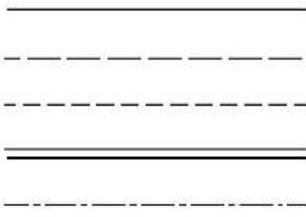
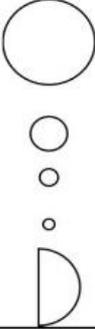
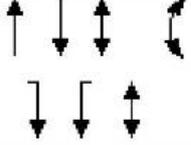


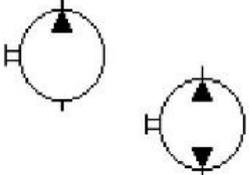
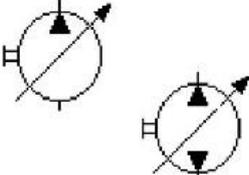
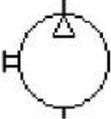
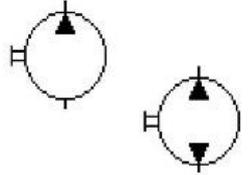
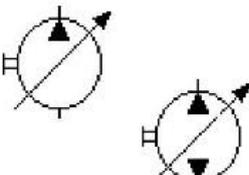
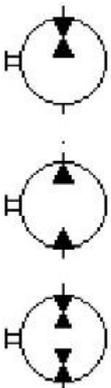
DIMENSIONES			PESOS			TIPOS						
A	B	e	6 metros	1 metro	SECCION	EJE X-X			EJE Y-Y			
mm	mm	mm	kg	kg	cm ²	I	W	I	I	W	I	x
						cm ⁴	cm ³	cm	cm ⁴	cm ³	cm	cm
40	25	2	7.86	1.31	1.67	4.20	2.10	1.59	1.06	0.62	0.80	0.79
50	25	2	8.82	1.47	1.87	7.06	2.83	1.94	1.13	0.63	0.78	0.72
50	25	3	12.72	2.12	2.70	9.70	3.88	1.89	1.57	0.91	0.76	0.77
60	30	2	10.62	1.77	2.26	12.50	4.16	2.35	2.00	0.93	0.94	0.85
60	30	3	15.54	2.59	3.30	17.50	5.85	2.31	2.84	1.34	0.93	0.89
60	30	4	19.80	3.30	4.20	21.10	7.03	2.24	3.51	1.72	0.91	0.95
80	40	2	14.46	2.41	3.07	30.80	7.71	3.17	4.89	1.68	1.26	1.09
80	40	3	21.24	3.54	4.50	43.90	11.00	3.12	7.01	2.45	1.25	1.14
80	40	4	27.66	4.61	5.87	55.40	13.90	3.07	8.92	3.17	1.23	1.19
80	40	5	34.44	5.74	7.18	65.49	16.37	3.02	10.62	3.83	1.21	1.23
80	40	6	40.44	6.74	8.42	74.18	18.54	2.96	12.10	4.44	1.19	1.28
100	50	2	18.24	3.04	3.87	61.50	12.30	3.99	9.72	2.66	1.58	1.34
100	50	3	26.88	4.48	5.70	88.50	17.70	3.94	14.10	3.89	1.57	1.39
100	50	4	35.22	5.87	7.47	113.00	22.60	3.89	18.10	5.07	1.56	1.44
100	50	5	43.20	7.20	9.18	135.00	27.10	3.84	21.80	6.19	1.53	1.48
100	50	6	51.96	8.66	10.82	155.26	31.05	3.79	25.14	7.24	1.52	1.53
100	60	4	38.28	6.38	8.13	128.00	25.60	3.97	29.70	7.17	1.91	1.86
100	60	5	46.86	7.81	9.95	152.00	30.50	3.91	35.70	8.76	1.90	1.92
100	60	6	57.72	9.62	12.02	181.80	36.36	3.89	42.25	10.38	1.87	1.93
100	60	8	74.40	12.40	15.50	22.60	44.52	3.78	52.47	13.32	1.83	2.06
125	50	2	20.58	3.43	4.37	103.60	16.50	4.86	10.40	2.74	1.54	1.20
125	50	3	30.42	5.07	6.45	149.00	23.90	4.81	15.10	4.02	1.53	1.24
125	50	4	39.90	6.65	8.47	192.00	30.70	4.76	19.40	5.24	1.51	1.29
125	50	5	49.14	8.19	10.40	231.00	37.00	4.71	23.40	6.40	1.50	1.34
125	50	6	59.16	9.86	12.32	266.00	42.67	4.65	27.19	7.51	1.48	1.38
125	60	5	53.82	8.97	11.43	266.98	42.71	4.83	39.36	9.15	1.86	1.70
125	60	6	64.92	10.82	13.52	309.25	49.48	4.78	45.85	10.78	1.84	1.75
125	60	8	84.00	14.00	17.50	383.34	61.33	4.68	57.30	13.94	1.80	1.81
125	80	6	76.44	12.74	15.92	394.28	63.08	4.97	102.94	19.10	2.54	2.61
125	80	8	99.30	16.55	20.69	493.02	78.88	4.88	130.27	24.30	2.50	2.64
125	80	10	120.96	20.16	25.21	576.62	92.25	4.78	154.19	29.31	2.47	2.74
150	50	2	22.92	3.82	4.87	159.00	21.10	5.71	10.90	2.80	1.50	1.09
150	50	3	33.96	5.66	7.20	230.00	30.70	5.65	15.90	4.11	1.49	1.13
150	50	4	44.64	7.44	9.47	297.00	39.60	5.60	20.50	5.36	1.47	1.17
150	50	5	55.02	9.17	11.70	359.00	47.90	5.55	24.80	6.55	1.46	1.22
150	50	6	66.36	11.06	13.82	416.69	55.55	5.49	28.80	7.70	1.44	1.26
150	60	5	59.70	9.95	12.68	441.85	54.91	5.7	41.72	9.40	1.81	1.56
150	60	6	72.12	12.02	15.02	478.93	63.85	5.64	48.70	11.07	1.80	1.60
150	60	8	93.60	15.60	19.50	598.74	79.83	5.54	61.15	14.35	1.77	1.74
150	80	6	83.64	13.94	17.42	603.42	80.45	5.88	109.91	19.73	2.51	2.43
150	80	8	108.90	18.15	22.69	760.23	101.36	5.78	139.53	25.09	2.47	2.44
150	80	10	132.96	22.16	27.71	896.29	119.50	5.68	165.85	30.37	2.44	2.54

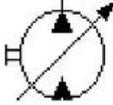
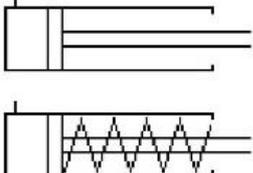
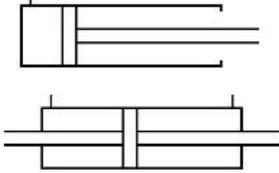
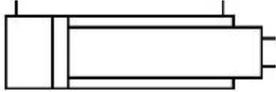
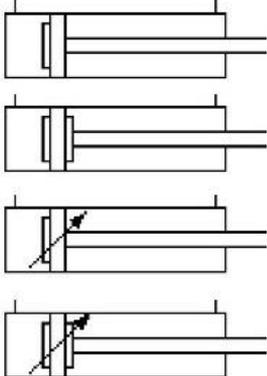
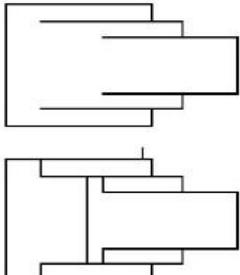
También en galvanizado e inoxidable

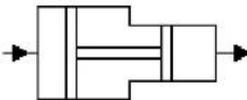
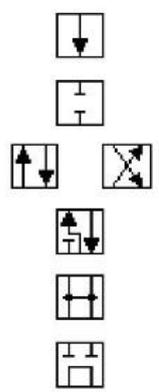
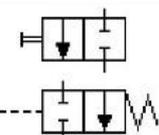
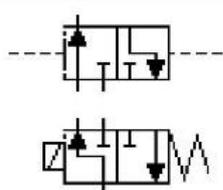
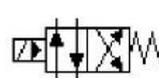
APÉNDICE C

SIMBOLOGIA HIDRAULICA

Descripción	Símbolo	Aplicaciones
1 Básicos		
1.1 Líneas Continuas Trazo largo Trazo corto Doble Cadena larga		Línea principal Línea secundaria Linea de drenaje o pilotaje Conexión mecánica (eje, palanca,...) Envoltura (Límite de un conjunto)
1.2 Círculos, semicírculos Grande Mediano Pequeño Muy pequeño Semicírculo		Unidades de conversión de energía (bombas, motores, compresores...) Instrumentos de medida Conexiones rotativas, válvulas con bola Accionadores mecánicos Actuadores rotativos
1.3 Cuadros y rectángulos		Generalmente válvulas de control (excepto antirretornos)
1.4 Rombos		Aparatos acondicionadores (filtros, separadores, lubricadores, intercamb.)
1.5 Varios		Conexión entre líneas Muelle Restricción (afectada por la viscosidad) Restricción (no afectada por la viscos.)
2 Funcionales		
2.1 Triángulos Sólido Hueco		Dirección del fluido hidráulico Dirección del fluido neumático
2.2 Flechas		Dirección y sentido de giro Vias y dirección (internas en válvulas)
2.3 Flecha inclinada		Posibilidad de regulación o variación

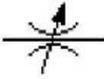
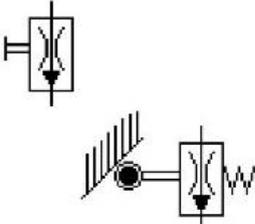
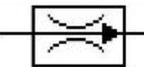
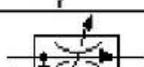
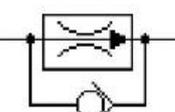
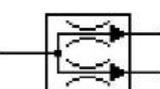
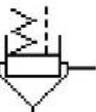
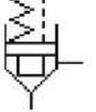
Descripción	Símbolo	Aplicaciones
3 Bombas y compresores		
3.1 Cilindrada fija		<p>Una dirección del fluido</p> <p>Dos direcciones del fluido</p>
3.2 Cilindrada variable		<p>Una dirección del fluido</p> <p>Dos direcciones del fluido</p>
3.3 Compresor (capacidad fija)		Siempre una dirección del fluido
4 Motores y bomba-motor		
4.1 Cilindrada fija		<p>Una dirección del fluido</p> <p>Dos direcciones del fluido</p>
4.2 Cilindrada variable		<p>Una dirección del fluido</p> <p>Dos direcciones del fluido</p>
4.3 Oscilante		
4.4 Cilindrada fija		<p>Funciona como bomba o como motor según la dirección del flujo</p> <p>Funciona como bomba o como motor sin cambiar la dirección del flujo</p> <p>Funciona como bomba o como motor independientemente de la dirección del flujo</p>

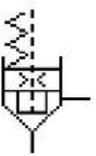
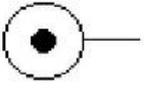
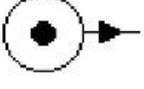
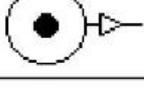
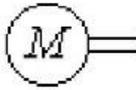
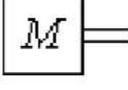
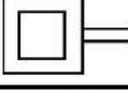
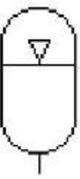
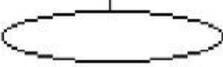
Descripción	Símbolo	Aplicaciones
4 Motores y bomba-motor (cont.)		
4.5 Cilindrada variable		Funciona como bomba o como motor sin cambiar la dirección del flujo
4.6 Grupos		Convertidores de par
5 Cilindros		
5.1 De simple efecto		Retorno por fuera sin especificar Retorno por muelle
5.2 de doble efecto		Con un vástago Con doble vástago
5.3 Diferencial		Depende de la diferencia de áreas efectivas a ambos lados del pistón
5.4 Con amortiguador		Amortiguador simple y fija Amortiguador doble y fija Amortiguador simple y ajustable Amortiguador doble y ajustable
5.5 Telescópico		De simple acción De doble acción

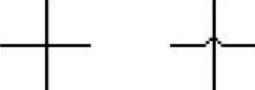
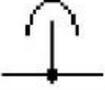
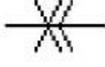
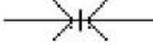
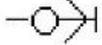
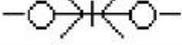
Descripción	Símbolo	Aplicaciones
5 Cilindros (cont.)		
5.6 Multiplicador de presión		La relación de presiones entre la entrada y la salida será proporcional a la relación de áreas de los émbolos
5.7 Actuador aire-aceite		Convierte una presión neumática en hidráulica.
6 Válvulas de control: generalidades		
6.1 Un cuadro		Se trata de una válvula de control de presión o de caudal
6.2 Dos o más cuadros		Se trata de una válvula direccional con tantas posiciones como cuadros
6.3 Simplificado		Usado para válvulas repetitivas, el núm. remite a la válvula original
7 Válvulas direccionales: generalidades		
7.1 Pasos Cuadros que contienen líneas interiores		Un paso Dos vías cerradas Dos pasos Dos pasos y una vía cerrada Dos pasos interconectados Un paso en <i>by-pass</i> y dos vías cerradas
8 Válvulas direccionales		
8.1 Dos vías y dos posiciones		Control manual Accionada por presión
8.2 Tre vías y dos posiciones		Accionada por presión en ambos lados Accionada por solenoide y retorno por muelle
8.3 Cuatro vías y dos posiciones		Pilotada por válvula de solenoide y retorno por muelle

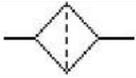
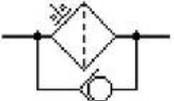
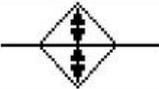
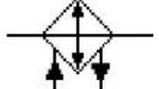
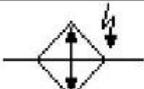
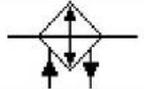
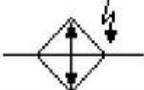
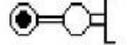
Descripción	Símbolo	Aplicaciones
8 Válvulas direccionales (cont.)		
8.4 Cinco vías y dos posiciones		Accionada por presión en ambos sentidos
8.5 Cuatro vías y tres posiciones		Pilotada con válvula de solenoide y centrada por muelles
9 Válvulas progresivas Dos posiciones extremas y un número infinito de posiciones intermedias, en función del desplazamiento		
9.1 General		Muestra las dos posiciones extremas Muestra las dos posiciones extremas y la central (o neutral)
9.2 Dos vías		Accionada por rodillo y retorno por muelle
9.3 Tres vías		Accionada por presión y retorno por muelles
9.4 Cuatro vías		Accionada por palanca
10 Servoválvulas		
10.1 De una etapa		Funcionamiento directo Con realimentación mecánica y pilotaje indirecto
10.2 De dos etapas		Con realimentación hidráulica y pilotaje indirecto
11 Antirretornos		
11.1 Libre		Abre si la presión de entrada es superior a la de la salida
11.2 Con muelle		Idem, más la fuerza del muelle
11.3 Paracaídas		Cierra al romperse la tubería y despresurizar
11.4 Pilotado abierto		Al pilotar se cierra el paso
11.5 Pilotado centrado		Al pilotar se abre el paso
11.6 Selector de pilotaje		Mantiene la presión en la línea de pilotaje tomándola de la línea activa

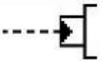
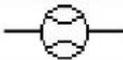
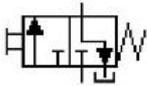
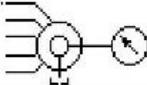
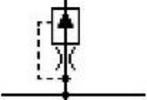
Descripción	Símbolo	Aplicaciones
12 Válvulas reguladoras de presión		
12.1 Seguridad		<p>Directa</p> <p>Con pilotaje interno</p> <p>Con pilotaje interno y drenaje externo</p>
12.2 Seguridad proporcional		La presión de salida queda limitada a un valor proporcional al del pilotaje
12.3 Secuencia		Abre cuando la presión de entrada vence la fuerza del muelle
12.4 Reductora		<p>Sin descarga</p> <p>Sin descarga y con control remoto</p> <p>Con descarga</p> <p>Con descarga a tanque y con control remoto</p>
12.5 Reductora diferencial		La presión de salida se reduce en una cantidad fija de la presión de entrada
12.6 Reductora proporcional		La presión de salida se reduce en relación fija a la presión de entrada
12.7 Control remoto		Controla la presión de pilotaje de la válvula principal
12.8 Puesta en vacío, descarga		Al llegar a una presión determinada conecta al tanque la línea principal

Descripción	Símbolo	Aplicaciones
13 Válvulas reguladoras de caudal		
13.1 Genérica		Símbolo simplificado no indica el método de control ni el estado de la válvula
13.2 Proporcional		Control manual Control mecánico y retorno por muelle
13.3 Reguladora		Caudal de salida constante Independiente de la presión de entrada
		Caudal de salida constante. Igual que la anterior, pero descargando al tanque el exceso de caudal
		Caudal de salida regulable
		Caudal de salida regulable y descarga a tanque
		Nota: las válvulas compensadas operan en un sólo sentido de circulación. Para caudales inversos incluíran un antirretorno
13.4 Divisora de caudal		El caudal se divide en otros dos con relaciones constantes, independientes de las variaciones de presión
13.5 Llave de bola		Funciona totalmente abierta o cerrada
13.6 Llave de paso		Funciona totalmente abierta o cerrada
13.7 Válvula de aguja		Permite restringir el caudal
14 Válvulas de cartucho		
14.1 Corredera normalizada		Relación de áreas = 1:1
		Relación de áreas = 1:1,1 y 1:2

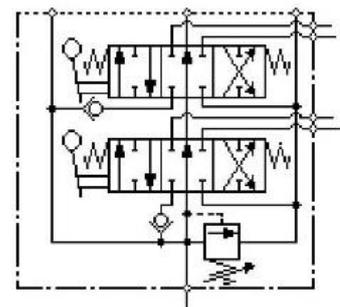
Descripción	Símbolo	Aplicaciones
14 Válvulas de cartucho (cont.)		
14.2 Corredera reguladora de caudal		Relación de áreas = 1:2
14.3 Corredera estrangulada		Relación de áreas = 1:1,1
15 Fuentes de energía		
15.1 Fuentes de presión Hidráulica Neumática	  	<p>Fuente de energía inespecífica</p> <p>Fuente de energía hidráulica</p> <p>Fuente de energía neumática</p>
15.2 Motor eléctrico	 	
15.3 Motor térmico	 	
16 Acumuladores		
16.1 Neumático		El fluido se mantiene presurizado en su interior por medio de un gas comprimido
16.2 Mecánico		El fluido se mantiene presurizado en su interior por medio de un muelle
16.3 Vejiga		Se utiliza para mantener presurizados los depósitos hidráulicos

Descripción	Símbolo	Aplicaciones
17 Líneas y conexiones		
17.1 Principal	 	Línea principal de presión, retorno o aspiración
Rígida		Rígida
Flexible	Flexible	
17.2 Pilotaje		Línea de pilotaje
17.3 Drenaje		Drenaje o purga
17.4 Unión de líneas		Con unión
17.5 Cruce de líneas		Sin unión
17.6 Purga de aire		Para eliminar el aire del circuito
17.7 Toma de energía	 	Utilizadas para tomas de fuerza hidráulica o para la conexión de instrumentos de medida
con tapón		
conectada		
17.8 Enchufe rápido	 	Sin válvula de retención
desconectado		
conectado	 	Con válvula de retención y apertura mecánica
desconectado		
conectado		
17.9 Conexión rotativa	 	De un paso
		De tres pasos

Descripción	Símbolo	Aplicaciones
18 Acondicionadores		
18.1 Filtro o colador		
18.2 Filtro con <i>by-pass</i>		Y con indicación de colmación
18.3 Filtro de aires		Para aireación de depósitos y filtración en cilindros de simple efecto
18.4 Tapón de llenado		Para llenados de depósitos, puede incluir un filtro de aire
18.5 Controlador de temperatura		Inespecífico
18.6 Refrigerador		Por agua
		Eléctrico
18.7 Calentador		Por agua
		Eléctrico
19 Mecanismos de control		
19.1 Manuales		Pulsador
		Palanca
		Pedal
19.2 Mecánicos		Seguidor
		Muelle
		Leva
		Leva unidireccional
19.3 Eléctricos		Solenoide
		Proporcional
		Motor

Descripción	Símbolo	Aplicaciones
19 Mecánicos de control (cont.)		
19.4 Hidráulicos		Por presión
		Por presión diferencial
19.5 Combinados		Hidráulico y eléctrico
20 Instrumentos de medición		
20.1 Manómetro		
20.2 Termómetro		
20.3 Caudalímetro		
21 Accesorios		
21.1 Aislador de manómetro		
21.2 Selector de manómetro		
21.3 Válvula de purga de aire		
21.4 Nivel de fluido		Simple
		Con termómetro
21.5 Presostato		
21.6 Acoplamiento elástico		

Notas: Para aplicaciones móviles los distribuidores manuales están diseñados de forma que se pueden conectar en serie las unidades que sean necesarias; así mismo, el primer cuerpo lleva incorporada la válvula de seguridad



APÉNDICE D

DEFLEXIONES DE VIGAS CARGADAS

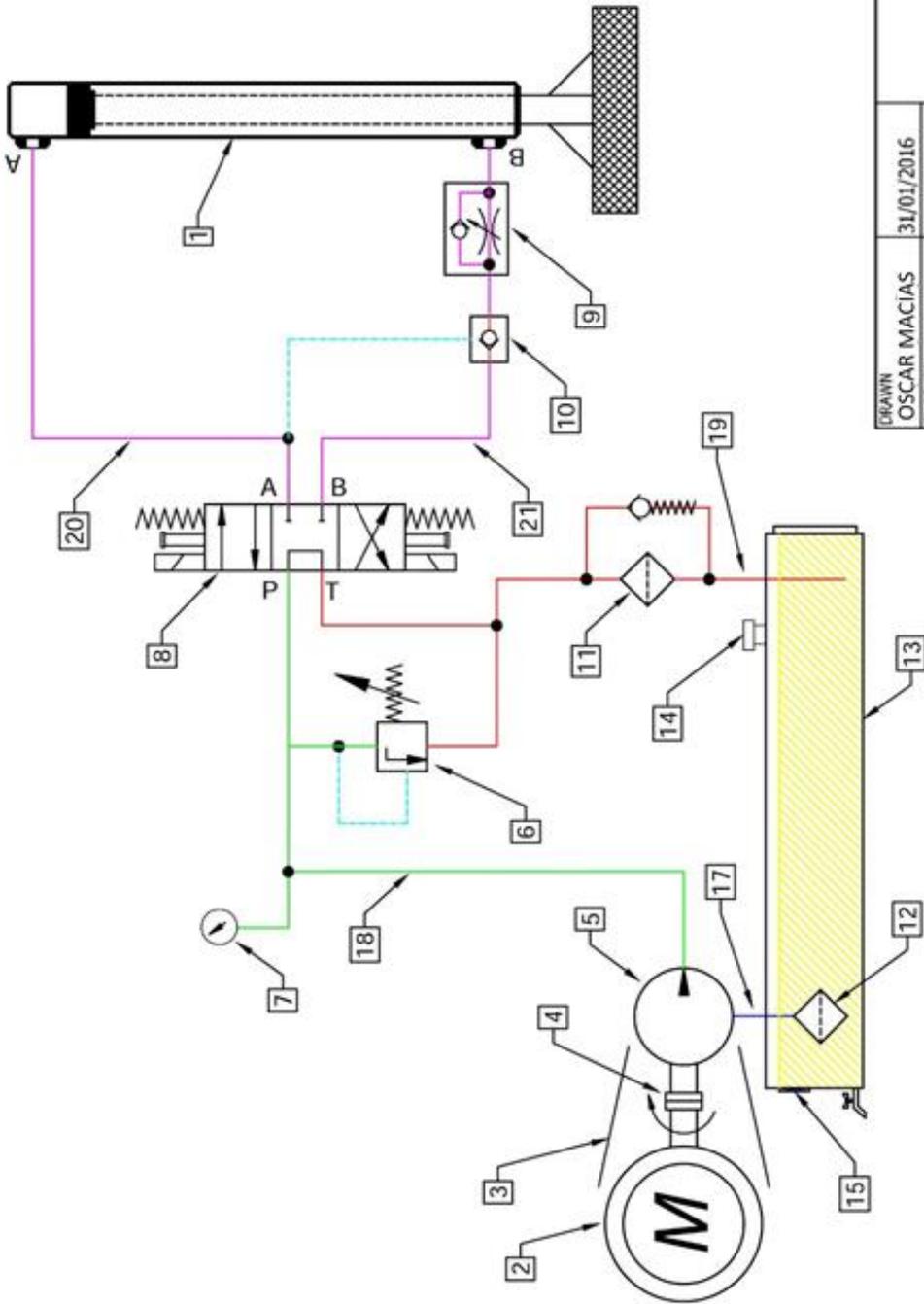
TABLA 6-2. Resumen de vigas cargadas

CASO No.	TIPO DE CARGA	MOMENTO MÁXIMO	PENDIENTE EN EL EXTREMO	ECUACIÓN DE LA ELÁSTICA (y es positiva hacia abajo)	DEFLEXIÓN MÁXIMA
1		$M = -PL$	$\theta = \frac{PL^2}{2EI}$	$Ely = \frac{Px^2}{6}(3L - x)$	$\delta = \frac{PL^3}{3EI}$
2		$M = -Pa$	$\theta = \frac{Pa^2}{2EI}$	$Ely = \frac{Px^2}{6}(3a - x)$ para $0 < x < a$ $Ely = \frac{Pa^2}{6}(3x - a)$ para $a < x < L$	$\delta = \frac{Pa^2}{6EI}(3L - a)$
3		$M = -\frac{wL^2}{2}$ $= -\frac{WL}{2}$	$\theta = \frac{wL^3}{6EI}$ $= \frac{WL^2}{6EI}$	$Ely = \frac{wx^2}{24}(6L^2 - 4Lx + x^2)$	$\delta = \frac{wL^4}{8EI} = \frac{WL^3}{8EI}$
4		$M = -\frac{wL^2}{6}$ $= -\frac{WL}{3}$	$\theta = \frac{wL^3}{24EI}$ $= \frac{WL^2}{12EI}$	$Ely = \frac{wx^2}{120L}(10L^3 - 10L^2x + 5Lx^2 - x^3)$	$\delta = \frac{wL^4}{30EI} = \frac{WL^3}{15EI}$
5		$M = -M$	$\theta = \frac{ML}{EI}$	$Ely = \frac{Mx^2}{2}$	$\delta = \frac{ML^2}{2EI}$
6		$M = \frac{PL}{4}$	$\theta_L = \theta_R = \frac{PL^2}{16EI}$	$Ely = \frac{Px}{12} \left(\frac{3}{4}L^2 - x^2 \right)$ para $0 < x < \frac{L}{2}$	$\delta = \frac{PL^3}{48EI}$
7		$M = \frac{Pab}{L}$ en $x = a$	$\theta_L = \frac{Pb(L^2 - b^2)}{6EIL}$ $\theta_R = \frac{Pa(L^2 - a^2)}{6EIL}$	$Ely = \frac{Pbx}{6L}(L^2 - x^2 - b^2)$ para $0 < x < a$ $Ely = \frac{Pb}{6L} \left[\frac{L}{b}(x-a)^3 + (L^2 - b^2)x - x^3 \right]$ para $a < x < L$	$\delta = \frac{Pb(L^2 - b^2)^{3/2}}{9\sqrt{3}EIL}$ en $x = \sqrt{\frac{L^2 - b^2}{3}}$ En el centro (no la máx.) $\delta = \frac{Pb}{48EI}(3L^2 - 4b^2)$ cuando $a > b$
8		$M = \frac{wL^2}{8}$ $= \frac{WL}{8}$	$\theta_L = \theta_R = \frac{wL^3}{24EI}$	$Ely = \frac{wx}{24}(L^3 - 2Lx^2 + x^3)$	$\delta = \frac{5wL^4}{384EI} = \frac{5WL^3}{384EI}$
9		$M = \frac{wL^2}{9\sqrt{3}}$ $= \frac{2WL}{9\sqrt{3}}$	$\theta_L = \frac{7wL^3}{360EI}$ $\theta_R = \frac{8wL^3}{360EI}$	$Ely = \frac{wx}{360L}(7L^4 - 10L^2x^2 + 3x^4)$	$\delta = \frac{2.5wL^4}{384EI} = \frac{5WL^3}{384EI}$ en $x = 0.519L$
10		$M = \frac{wL^2}{12}$ $= \frac{WL}{6}$	$\theta_L = \theta_R = \frac{5wL^3}{192EI}$	$Ely = \frac{wx}{960L}(25L^4 - 40L^2x^2 + 16x^4)$ para $0 < x < \frac{L}{2}$	$\delta = \frac{wL^4}{120EI} = \frac{WL^3}{60EI}$
11		$M = M$	$\theta_L = \frac{ML}{6EI}$ $\theta_R = \frac{ML}{3EI}$	$Ely = \frac{MLx}{6} \left(1 - \frac{x^2}{L^2} \right)$	$\delta = \frac{ML^2}{9\sqrt{3}EI}$ en $x = \frac{L}{\sqrt{3}}$ En el centro (no la máx.) $\delta = \frac{ML^2}{16EI}$
12		$M = M$	$\theta_L = \frac{ML}{3EI}$ $\theta_R = \frac{ML}{6EI}$	$Ely = \frac{Mx}{6}(L - 3x)(L - x)$	$\delta = \frac{ML^2}{9\sqrt{3}EI}$ en $x = \left(L - \frac{L}{\sqrt{3}} \right)$ En el centro (no la máx.) $\delta = \frac{ML^2}{16EI}$

PLANOS ESQUEMÁTICOS

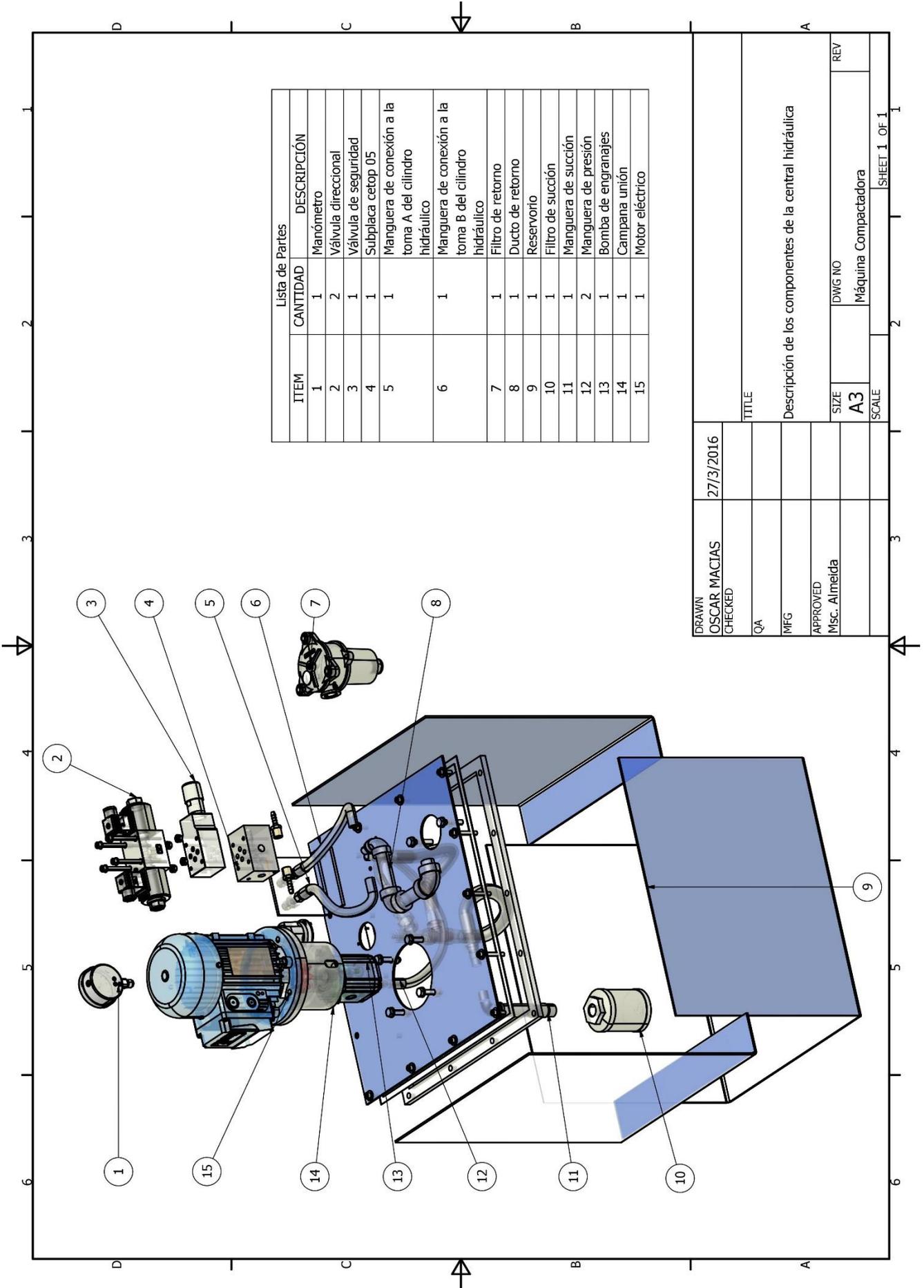
PLANO 1

No.	Descripción
1	Cilindro Hidráulico
2	Motor Eléctrico
3	Campana Unión
4	Acoplamiento Motor-Bomba
5	Bomba de Engranajes
6	Válvula de Seguridad
7	Manómetro
8	Válvula Direccional
9	Regulador de Caudal con Antirretorno
10	Antirretorno Pilotado
11	Filtro de Retorno
12	Filtro de Succión
13	Tanque de Aceite
14	Respiradero
15	Medidor de Nivel
16	Subplaca de Adaptación CETOP 05
17	Manguera de Succión
18	Manguera de Presión
19	Manguera de Retorno
20	Manguera A-A
21	Manguera B-B



DRAWN	31/01/2016	TITLE	
CHECKED	OSCAR MACIAS	Plano Unifilar Sistema Hidráulico	
QA		SIZE	DWG NO
MFG		A3	MAQUINA COMPACTADORA
APPROVED	Msc. Almeida	SCALE	SHEET 1 OF 6
			REV

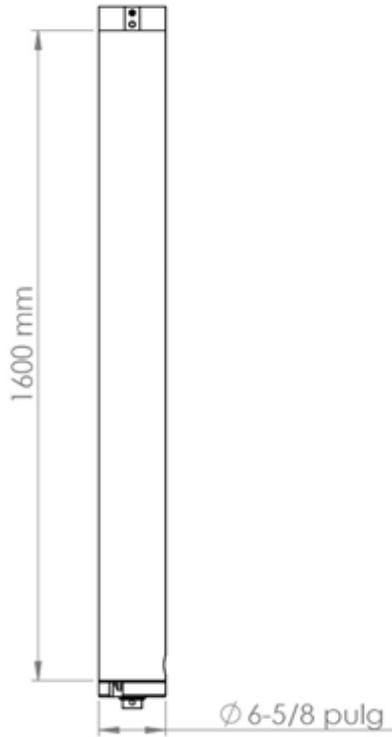
PLANO 2



Lista de Partes	
ITEM	DESCRIPCIÓN
1	Manómetro
2	Válvula direccional
3	Válvula de seguridad
4	Subplaca cetop 05
5	Manguera de conexión a la toma A del cilindro hidráulico
6	Manguera de conexión a la toma B del cilindro hidráulico
7	Filtro de retorno
8	Ducto de retorno
9	Reservorio
10	Filtro de succión
11	Manguera de succión
12	Manguera de presión
13	Bomba de engranajes
14	Campana unión
15	Motor eléctrico

DRAWN	OSCAR MACIAS	27/3/2016
CHECKED		
QA		
MFG		
APPROVED		
Msc. Almeida		
TITLE		
Descripción de los componentes de la central hidráulica		
SIZE	DWG NO	REV
A3	Máquina Compactadora	
SCALE	SHEET 1 OF 1	

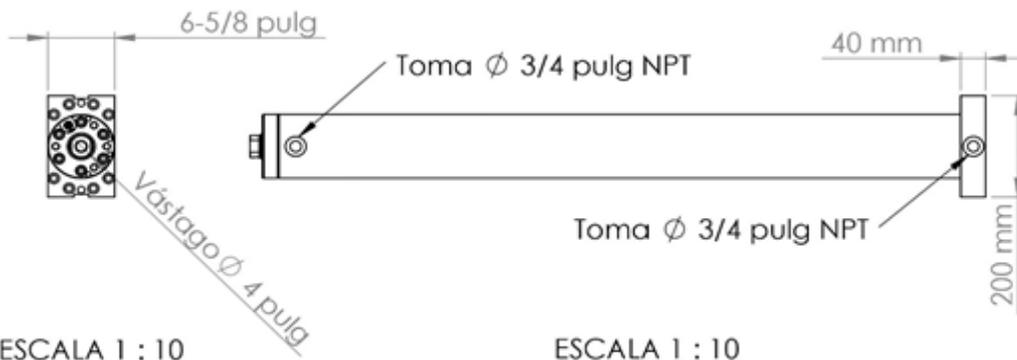
PLANO 3



ESCALA 1 : 10



ESCALA 1 : 10



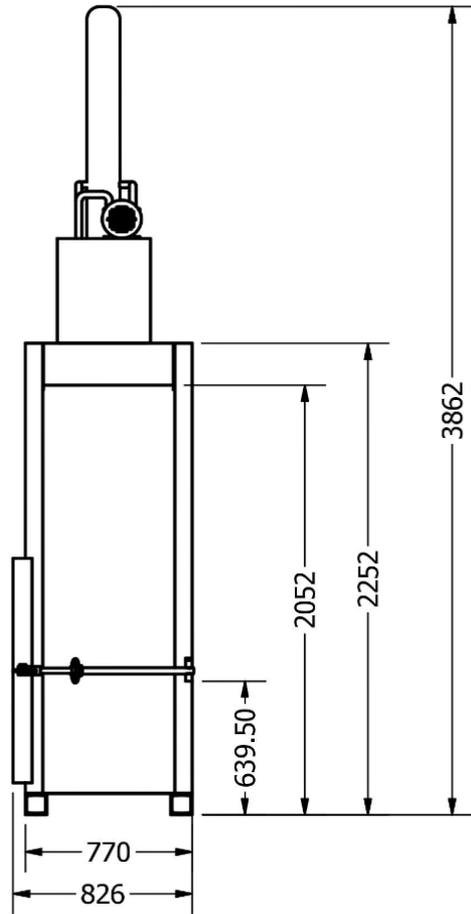
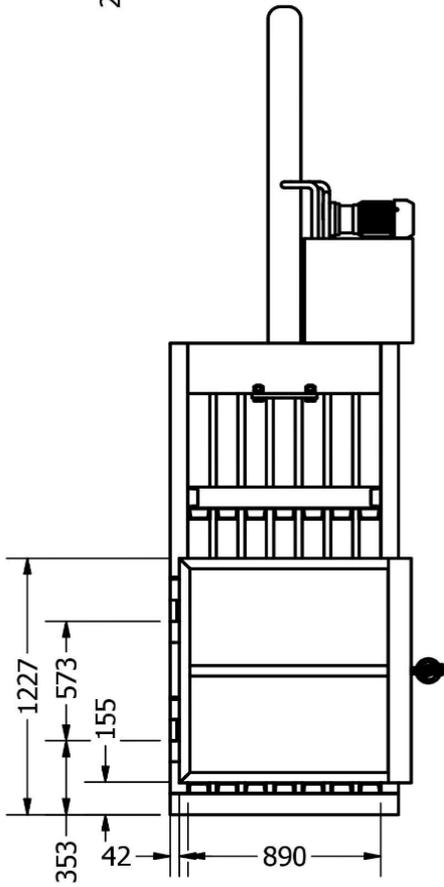
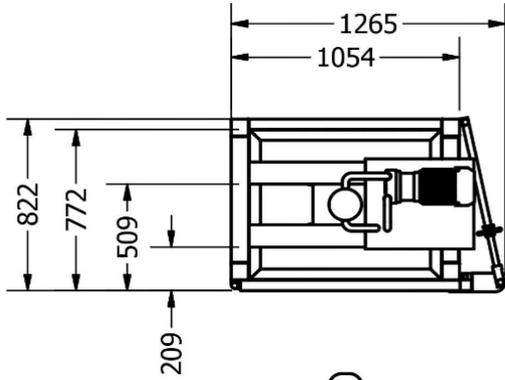
ESCALA 1 : 10

ESCALA 1 : 10

DRAWN OSCAR MACIAS	31/01/2016	TITLE <h2 style="text-align: center;">Cilindro Hidráulico</h2>		
CHECKED				
QA				
MFG				
APPROVED Msc. Almeida				
		SIZE A4	DWG NO MAQUINA COMPACTADORA	REV
		SCALE		SHEET 4 OF 6



PLANO 5



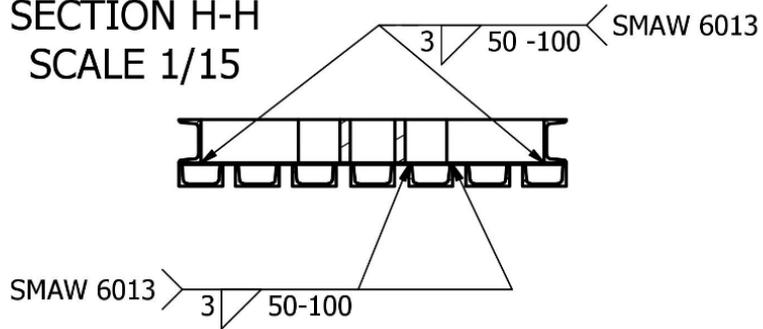
DRAWN TYRONE CEDEÑO	31/01/2016	TITLE Ensamble - vistas		
CHECKED				
QA				
MFG				
APPROVED Msc. Almeida		SIZE A4	DWG NO MAQUINA COMPACTADORA	REV
		SCALE		SHEET 2 OF 6



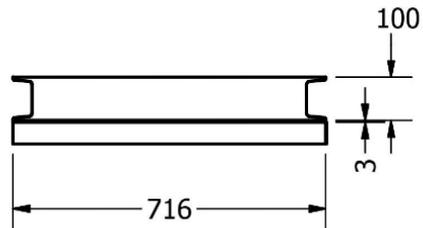
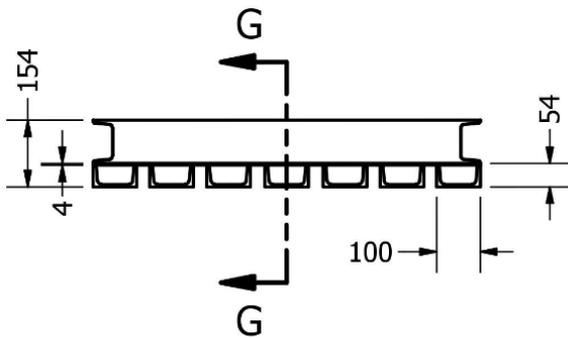
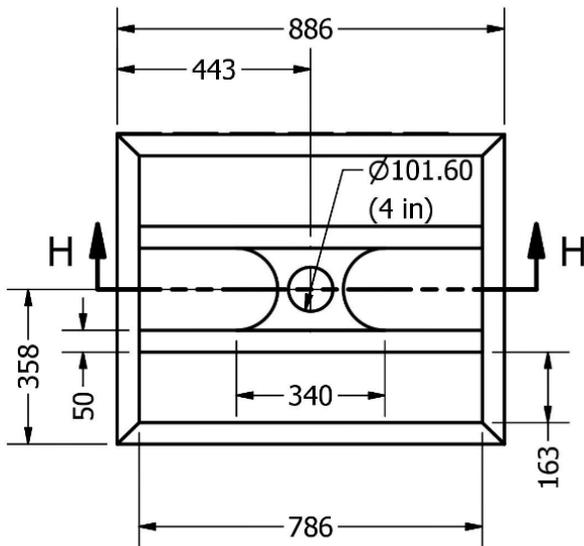
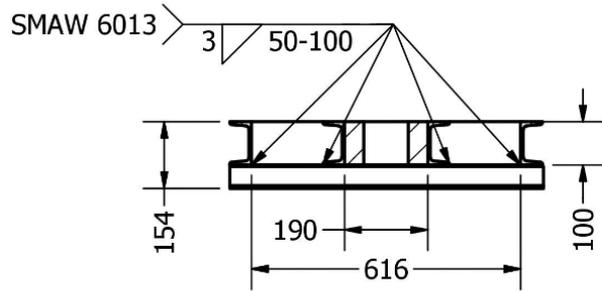
PLANO 7



SECTION H-H
SCALE 1/15



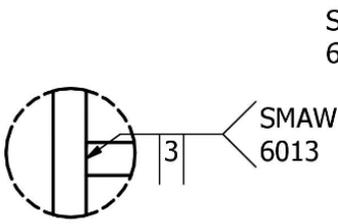
SECTION G-G
SCALE 1/15



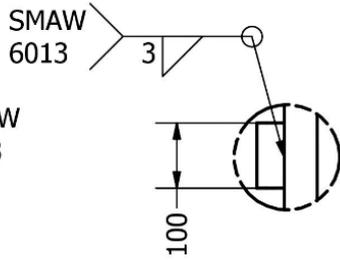
DRAWN	TYRONE CEDEÑO	31/01/2016	TITLE		
CHECKED			<h2>Mesa Movil</h2>		
QA					
MFG					
APPROVED	Msc. Almeida				
			SIZE	DWG NO	REV
			A4	MAQUINA COMPACTADORA	
			SCALE		SHEET 4 OF 6



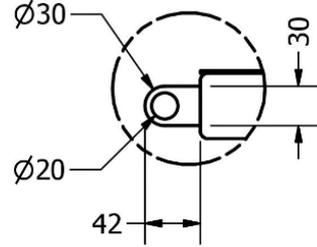
PLANO 8



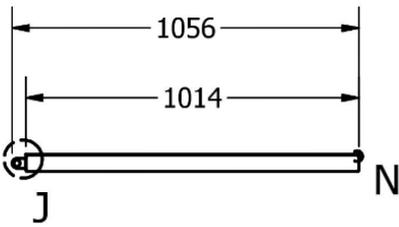
DETAIL L
SCALE 1 / 10



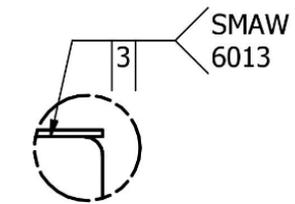
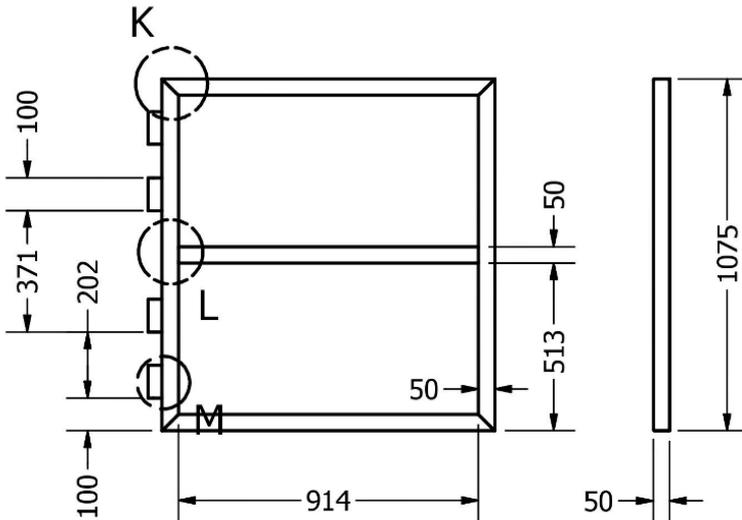
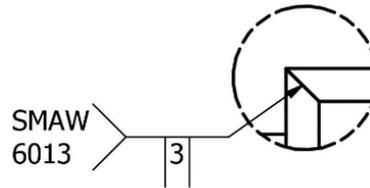
DETAIL M
SCALE 1 / 10



DETAIL J
SCALE 1 / 5



DETAIL K
SCALE 1 / 10



DETAIL N
SCALE 1/2



DRAWN TYRONE CEDEÑO	31/01/2016	TITLE Puerta		
CHECKED				
QA				
MFG				
APPROVED Msc. Almeida		SIZE A4	DWG NO MAQUINA COMPACTADORA	REV
		SCALE		SHEET 5 OF 6



PLANO 9

