

DISEÑO DE UNA MÁQUINA PARA LA FABRICACIÓN DE BRIQUETAS DE
POSOS DE CAFÉ

FABIO ALBERTO CRUZ CABANZO
JOHAN SEBASTIÁN VARGAS RODRÍGUEZ

FUNDACIÓN UNIVERSIDAD DE AMÉRICA
FACULTAD DE INGENIERÍAS
PROGRAMA INGENIERÍA MECÁNICA
BOGOTÁ, DC
2020

DISEÑO DE UNA MÁQUINA PARA LA FABRICACIÓN DE BRIQUETAS DE
POSOS DE CAFÉ

FABIO ALBERTO CRUZ CABANZO
JOHAN SEBASTIÁN VARGAS RODRÍGUEZ

Proyecto integral de grado para optar al título de
INGENIERO MECÁNICO

FUNDACIÓN UNIVERSIDAD DE AMÉRICA
FACULTAD DE INGENIERÍAS
PROGRAMA INGENIERÍA MECÁNICA
BOGOTÁ, DC
2020

Nota de aceptación:

Ing. Miguel Alfonso Morales Granados

Ing. Edgar Arturo Chalá Bustamante

Bogotá D.C. noviembre de 2.020

DIRECTIVAS DE LA UNIVERSIDAD

Presidente de la Universidad y Rector del Claustro

Dr. Mario Posada García-Peña

Vicerrector de Desarrollo y Recursos Humanos

Dr. Luis Jaime Posada García-Peña

Vicerrectora Académica y de Posgrados (e)

Alexandra Mejía Guzmán

Secretaria General

Alexandra Mejía Guzmán

Decano de la Facultad de Ingenierías

Ing. Julio Cesar Fuentes Arismendi

Director del Programa de Ingeniería Mecánica

Ing. Carlos Mauricio Veloza Villamil

Las directivas de la Universidad América los jurados calificadores y el cuerpo de docentes no son responsables por los criterios e ideas expuestas en el presente documento. Estos corresponden únicamente a los autores.

DEDICATORIA

El presente proyecto está dedicado a mis padres Fabio Cruz Lamus y Martha Cecilia Cabanzo Ardila por su gran esfuerzo, dedicación, comprensión, paciencia, y apoyo incondicional durante todo el transcurso de mi formación profesional, al resto de mi familia y a mis amigos que de alguna manera ayudaron en el mismo proceso y sobretodo en la realización de este proyecto.

Fabio Alberto Cruz Cabanzo.

Durante este proceso de formación como ingeniero mecánico se me presentaron varias dificultades y momentos en los que quise desertar, sin embargo, el apoyo incondicional ofrecido y el ejemplo, tenacidad y aspiraciones en la vida demostradas por mi mamá, fueron los factores que me permitieron continuar mi formación académica, profesional y personal; además de mi madre personas como Cristian que es una de las personas que más admiro y que gracias a su apoyo pude continuar con mi formación, amigos como Jhasson y Julio que me sirvieron como guía para seguir creciendo, y a mi hermano que me inspira a ser una buena persona y finalmente a mis amigos de la universidad.

Johan Sebastián Vargas Rodríguez.

CONTENIDO

| | pág. |
|---|------|
| RESUMEN | 19 |
| INTRODUCCIÓN | 20 |
| 1. PROCESO ACTUAL DE FABRICACIÓN DE BRIQUETAS | 22 |
| 1.1 BIOMASA | 22 |
| 1.1.1 Biomasa natural | 22 |
| 1.1.2 Biomasa residual | 22 |
| 1.1.2.1 Posos de café | 22 |
| 1.1.3 Cultivos energéticos | 23 |
| 1.2 PROCESOS DE TRANSFORMACIÓN DE BIOMASA EN ENERGÍA | 23 |
| 1.2.1 Procesos de combustión directa | 23 |
| 1.2.2 Densificación | 24 |
| 1.2.3 Procesos termoquímicos | 24 |
| 1.2.4 Producción de carbón vegetal (pirólisis) | 24 |
| 1.2.5 Gasificación | 24 |
| 1.2.6 Procesos bioquímicos | 24 |
| 1.2.7 Digestión anaeróbica | 24 |
| 1.2.8 Combustibles alcohólicos | 24 |
| 1.3 BRIQUETAS | 25 |
| 1.3.1 Materiales para la fabricación de briquetas | 25 |
| 1.3.2 Aglutinante para la fabricación de briquetas | 26 |
| 1.3.3 Principales características físicas de las briquetas | 27 |
| 1.3.3.1 Forma | 27 |
| 1.3.3.2 Densidad | 28 |
| 1.3.3.3 Humedad | 28 |
| 1.3.3.4 Composición química | 28 |
| 1.3.3.5 Poder calorífico | 28 |
| 1.4 NORMATIVIDAD DE LAS BRIQUETAS EN COLOMBIA | 28 |
| 1.5 MÉTODOS DE FABRICACIÓN DE BRIQUETAS | 29 |
| 1.5.1 Proceso manual o artesanal de briquetado | 29 |
| 1.5.2 Proceso industrial y semi-industrial de briquetado | 31 |
| 1.5.2.1 Máquinas briquetadoras de tornillo extrusor | 31 |
| 1.5.2.2 Máquinas briquetadoras de rodillos | 32 |
| 1.5.2.3 Máquinas briquetadoras mecánicas de pistón | 32 |
| 1.6 DATOS TÉCNICOS BRIQUETADORAS EXISTENTES EN EL MERCADO | 34 |
| 1.7 SINOPSIS DE LA FABRICACIÓN DE BRIQUETAS | 41 |
| 2. DISEÑO CONCEPTUAL, PLANTEAMIENTO Y EVALUCIÓN DE ALTERNATIVAS PARA EL SISTEMA DE COMPACTACIÓN | 42 |

| | |
|--|----|
| 2.1 DISEÑO CONCEPTUAL | 42 |
| 2.1.1 Proceso y funcionamiento | 42 |
| 2.1.1.1 Suministro | 43 |
| 2.1.1.2 Compactación | 43 |
| 2.1.1.3 Extracción | 43 |
| 2.1.1.4 Control | 43 |
| 2.1.2 Parámetros de diseño | 43 |
| 2.2 SUBSISTEMAS QUE COMPONEN LA MÁQUINA | 44 |
| 2.2.1 Sistema de compactación y extracción. | 44 |
| 2.2.1.1 Alternativa 1 | 44 |
| 2.2.1.2 Alternativa 2 | 46 |
| 2.2.1.3 Alternativa 3 | 46 |
| 2.2.1.4 Evaluación alternativas de solución para el sistema de compactación | 47 |
| 2.2.2 Sistema de alimentación | 55 |
| 2.2.3 Sistema de transmisión de potencia | 55 |
| 2.2.4 Sistema de control | 55 |
| 2.2.5 Sistema estructural | 56 |
| 2.3 DISEÑO FUNCIONAL | 56 |
| | |
| 3. DISEÑO DETALLADO | 58 |
| 3.1 SISTEMA DE COMPACTACIÓN Y EXTRACCIÓN | 58 |
| 3.1.1 Diseño de la pieza de compactación y extracción | 58 |
| 3.1.1.1 Material de la pieza de compactación y extracción | 59 |
| 3.1.1.2 Cálculo del peso de la pieza de compactación y extracción | 59 |
| 3.1.1.3 Verificación perfiles circulares huecos de la pieza de compactación y extracción | 61 |
| 3.1.1.4 Simulación por elementos finitos | 64 |
| 3.1.1.5 Determinación soldadura de los pines de compactación y extracción | 66 |
| 3.1.2 Diseño del cilindro hidráulico de compresión. | 69 |
| 3.1.2.1 Partes de un cilindro hidráulico | 69 |
| 3.1.2.2 Materiales de los cilindros hidráulicos | 70 |
| 3.1.2.3 Cálculo diámetro del émbolo | 71 |
| 3.1.2.4 Longitud de carrera | 72 |
| 3.1.2.5 Longitud virtual del vástago | 73 |
| 3.1.2.6 Diámetro del vástago | 74 |
| 3.1.2.7 Simulación del vástago | 78 |
| 3.1.2.8 Cálculo de la superficie o sección del émbolo libre | 79 |
| 3.1.2.9 Cálculo de la superficie o sección del émbolo por el lado del vástago | 80 |
| 3.1.2.10 Cálculo de la fuerza generada en la superficie del émbolo libre | 80 |
| 3.1.2.11 Cálculo fuerza generada en la superficie del émbolo por el lado del vástago | 81 |
| 3.1.2.12 Cálculo de la velocidad de desplazamiento del vástago | 82 |
| 3.1.2.13 Cálculo del caudal requerido para las maniobras | 83 |
| 3.1.3 Diseño de la pieza de acomodamiento | 84 |
| 3.1.3.1 Material de la pieza de acomodamiento | 84 |

| | |
|---|-----|
| 3.1.3.2 Cálculo del peso de la pieza de acomodamiento | 85 |
| 3.1.3.3 Verificación de los perfiles circulares huecos de la pieza de acomodamiento | 86 |
| 3.1.4 Diseño del cilindro hidráulico de pre-compresión | 89 |
| 3.1.4.1 Diámetro del émbolo | 89 |
| 3.1.4.2 Longitud de carrera | 89 |
| 3.1.4.2 Longitud virtual del vástago | 89 |
| 3.1.4.3 Diámetro del vástago | 90 |
| 3.1.4.4 Cálculo de la superficie o sección del émbolo libre | 92 |
| 3.1.4.5 Cálculo de la superficie o sección del émbolo por el lado del vástago | 92 |
| 3.1.4.6 Cálculo de la fuerza generada en la superficie del émbolo libre | 92 |
| 3.1.4.7 Cálculo fuerza generada en la superficie del émbolo por el lado del vástago | 92 |
| 3.1.4.8 Cálculo de la velocidad de desplazamiento del vástago | 93 |
| 3.1.4.9 Cálculo del caudal requerido para las maniobras | 93 |
| 3.1.5 Diseño de la unidad hidráulica | 93 |
| 3.1.5.1 Presión ejercida por la bomba | 93 |
| 3.1.5.2 Perdidas de presión en tuberías | 94 |
| 3.1.5.4 Selección de válvula direccional | 102 |
| 3.1.5.5 Selección de las válvulas estranguladoras | 102 |
| 3.1.5.6 Pérdidas de presión en las válvulas | 103 |
| 3.1.5.7 Selección de la unidad hidráulica | 105 |
| 3.1.6 Diseño de la cámara de compactación | 109 |
| 3.1.6.1 Determinación esfuerzos de desgaste en los agujeros para los pines de compactación y extracción | 110 |
| 3.1.7 Diseño del plato de compactación | 114 |
| 3.1.7.1 Determinación de los esfuerzos de desgaste en los agujeros de compactación y extracción | 115 |
| 3.1.7.2 Simulación por elementos finitos del plato de compactación | 117 |
| 3.1.8 Diseño de la placa de compactación | 119 |
| 3.1.8.1 Simulación por elementos finitos de la placa de compactación | 120 |
| 3.2 SISTEMA DE ALIMENTACIÓN | 122 |
| 3.2.1 Diseño de los tornillos sin fin de alimentación | 122 |
| 3.2.1.1 Paso 1: Establecer requerimientos de transporte | 122 |
| 3.2.1.2 Paso 2: Identificar el material y sus respectivas características | 122 |
| 3.2.1.3 Paso 3: Determinar la capacidad, tamaño y velocidad del tornillo sin fin | 123 |
| 3.2.1.4 Paso 4: Cálculo de la potencia | 125 |
| 3.2.1.5 Paso 5: Verificar el torque al que estará sometido el tornillo | 130 |
| 3.2.2 Diseño de la tolva de almacenamiento | 131 |
| 3.2.2.1 Dimensiones de la tolva | 131 |
| 3.2.2.2 Espesor de la pared de la tolva | 135 |
| 3.2.2.3 Determinación de la soldadura para la tolva de almacenamiento | 136 |
| 3.3 SISTEMA DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA | 138 |
| 3.3.1 Selección del motor paso a paso para los tornillos sin fin de alimentación | 138 |
| 3.3.2 Selección del motor paso a paso para el plato de compactación | 139 |

| | |
|---|-----|
| 3.3.3 Diseño de eje del sistema de transmisión de potencia | 141 |
| 3.4 SISTEMA ESTRUCTURAL | 154 |
| 3.3.1 Determinación de la soldadura del sistema estructural | 168 |
| 3.3.2 Cálculo de los pernos de sujeción | 170 |
| 3.4 SISTEMA DE CONTROL | 173 |
| 4. MANUAL DE ENSAMBLE, OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO DE LA MÁQUINA Y PLAN DE MANEJO Y DISPOSICIÓN FINAL DE LOS RESIDUOS QUE SE GENERARÍAN AL MOMENTO DE LA FABRICACIÓN DE LAS BRIQUETAS | 178 |
| 4.1 MANUAL DE ENSAMBLE DE LA MÁQUINA | 178 |
| 4.2 MANUAL DE OPERACIÓN DE LA MÁQUINA | 189 |
| 4.3 MANUAL DE MANTENIMIENTO | 194 |
| 4.4 PLAN DE DISPOSICIÓN Y MANEJO DE RESIDUOS PRODUCIDOS AL MOMENTO DE FABRICAR LAS BRIQUETAS | 198 |
| 5. EVALUACIÓN DE LOS COSTOS DE LA MÁQUINA | 200 |
| 6. CONCLUSIONES | 203 |
| 7. RECOMENDACIONES | 204 |
| BIBLIOGRAFÍA | 205 |
| ANEXOS | 208 |

LISTA DE CUADROS

| | pág. |
|--|------|
| Cuadro 1. Características de los posos de café | 23 |
| Cuadro 2. Tipos de aglutinantes usados para fabricar briquetas | 27 |
| Cuadro 3. Ensayo de compactación | 52 |
| Cuadro 4. Partes de un cilindro hidráulico | 69 |
| Cuadro 5. Símbolos de los componentes del circuito hidráulico | 100 |
| Cuadro 6. Determinación del ángulo de deslizamiento del material | 132 |
| Cuadro 7. Designaciones de los elementos de entrada y salida del PLC | 174 |
| Cuadro 8. Verificación e inspecciones de los elementos de la máquina | 195 |
| Cuadro 9. Continuación | 195 |
| Cuadro 10. Listado de fallas en la máquina | 197 |

LISTA DE TABLAS

| | pág. |
|--|------|
| Tabla 1. Tipos de máquinas briquetadoras y sus datos técnicos | 33 |
| Tabla 2. Ficha técnica Prensa Briquetadora “Jumbo 90” | 35 |
| Tabla 3. Ficha técnica Prensa Briquetadora “Súper 70” | 36 |
| Tabla 4. Ficha técnica Briquetadora de Extrusión por Tornillo para Biomasa BEP 300 | 37 |
| Tabla 5. Ficha técnica Prensa briquetadora de tornillo extrusor GEMCO | 38 |
| Tabla 6. Ficha técnica máquina briquetadora hidráulica GC-HBP125 | 40 |
| Tabla 7. Ficha técnica máquina briquetadora de rodillos DEYA | 41 |
| Tabla 8. Sinopsis de la fabricación de briquetas | 41 |
| Tabla 9. Criterios de evaluación | 44 |
| Tabla 10. Matriz Pugh, evaluación de atributos | 48 |
| Tabla 11. Ponderación de criterios | 49 |
| Tabla 12. Porcentajes de las mezclas para los ensayos | 50 |
| Tabla 13. Porcentajes de los componentes de la mezcla | 53 |
| Tabla 14. Resultados de los ensayos de compactación | 53 |
| Tabla 15. Resultados ensayo con fuerza de compactación promedio | 54 |
| Tabla 16. Longitud de las mangueras | 95 |
| Tabla 17. Caudales requeridos por los cilindros hidráulicos | 96 |
| Tabla 18. Longitud total equivalente de las válvulas | 104 |
| Tabla 19. Pérdidas de presión en la tubería y válvulas | 105 |
| Tabla 20. Características principales de la unidad hidráulica | 107 |
| Tabla 21. Requerimientos mínimos para selección del motor paso a paso | 138 |
| Tabla 22. Características del Acero AISI 1040. | 142 |
| Tabla 23. Diámetros mínimos del eje | 151 |
| Tabla 24. Diámetros seleccionados para eje. | 152 |
| Tabla 25. Costos de fabricación | 200 |
| Tabla 26. Costos de ingeniería | 201 |
| Tabla 27. Costos de materiales | 201 |
| Tabla 28. (continuación) | 202 |
| Tabla 29. Costos totales de diseño y fabricación | 202 |
| Tabla 30. Comparación máquinas briquetadoras | 202 |

LISTA DE FIGURAS

| | pág. |
|---|------|
| Figura 1. Briquetas | 25 |
| Figura 2. Prensa de brazo de palanca | 30 |
| Figura 3. Prensa hidráulica manual | 30 |
| Figura 4. Máquina briquetadora de tornillo extrusor | 31 |
| Figura 5. Máquina briquetadora de rodillos | 32 |
| Figura 6. Máquinas briquetadoras mecánicas de pistón | 33 |
| Figura 7. Prensa Briquetadora Jumbo 90 | 34 |
| Figura 8. Prensa Briquetadora Súper 70 | 35 |
| Figura 9. Briquetadora de Extrusión por Tornillo para Biomasa BEP 300 | 36 |
| Figura 10. Prensa briquetadora de tornillo extrusor GEMCO | 38 |
| Figura 11. Máquina briquetadora hidráulica GC-HBP125 | 39 |
| Figura 12. Máquina briquetadora de rodillos DEYA | 40 |
| Figura 13. Conceptualización del proceso de briquetado | 42 |
| Figura 14. Compactación por tornillo extrusor | 45 |
| Figura 15. Compresión por pistón mecánico | 46 |
| Figura 16. Compactación por cilindros hidráulicos | 47 |
| Figura 17. Prototipo de sistema de compactación para ensayos | 50 |
| Figura 18. Subsistemas que componen la máquina | 56 |
| Figura 19. Diseño funcional | 57 |
| Figura 20. Pieza de compactación y extracción | 58 |
| Figura 21. Identificación de los volúmenes pieza de compactación y extracción | 59 |
| Figura 22. Perfiles circulares-pieza de compactación y extracción | 61 |
| Figura 23. Diagrama cuerpo libre perfil circular hueco | 61 |
| Figura 24. Valores aproximados del factor de longitud efectiva | 63 |
| Figura 25. Resultados de simulación - Tensión de Von Misses | 65 |
| Figura 26. Resultados de simulación - Desplazamiento | 65 |
| Figura 27. Resultados de simulación - Factor de seguridad | 66 |
| Figura 28. Factores geométricos – soldadura perfiles circulares huecos | 67 |
| Figura 29. Partes de un cilindro hidráulico de doble efecto | 69 |
| Figura 30. Materiales de un cilindro hidráulico | 70 |
| Figura 31. Esfuerzo teórico de cilindros hidráulicos, catálogo comercial cilindros SMC. Selección diámetro del émbolo. | 72 |
| Figura 32. Carreras estándar cilindros hidráulicos, catálogo comercial cilindros SMC | 72 |
| Figura 33. Coeficiente k para cilindros de acuerdo al sistema de fijación | 73 |
| Figura 34. Solicitudes del vástago, según Euler | 76 |
| Figura 35. Módulo de elasticidad para diferentes materiales, en kg/mm ² | 77 |
| Figura 36. Esfuerzo teórico de cilindros hidráulicos, catálogo comercial cilindros SMC. Selección diámetro del vástago. | 78 |
| Figura 37. Cilindro hidráulico CHA50-140 | 78 |
| Figura 38. Resultados de la simulación del vástago | 79 |
| Figura 39. Pieza de acomodamiento | 84 |

| | |
|--|-----|
| Figura 40. Identificación de volúmenes pieza de acomodamiento | 85 |
| Figura 41. Perfiles circulares-pieza de acomodamiento | 87 |
| Figura 42. Diagrama cuerpo libre perfil circular hueco | 87 |
| Figura 43. Carreras estándar cilindros hidráulicos, catálogo comercial cilindros SMC | 89 |
| Figura 44. Coeficiente k para cilindros de acuerdo al sistema de fijación | 90 |
| Figura 45. Esfuerzo teórico de cilindros hidráulicos, catálogo comercial cilindros SMC. | 91 |
| Figura 46. Cilindro hidráulico de pre-compresión | 91 |
| Figura 47. Velocidades del fluido | 95 |
| Figura 48. Catalogo comercial de mangueras hidráulicas Continental | 97 |
| Figura 49. Características del fluido hidráulico HLP 46 | 98 |
| Figura 50. Gráfico espacio fase de la secuencia | 100 |
| Figura 51. Plano del circuito hidráulico | 101 |
| Figura 52. Diagrama espacio fase resultante | 101 |
| Figura 53. Válvula de corredera 4/2 4WE 6 D-OF S01 – 12DG/V | 102 |
| Figura 54. Válvula de estrangulamiento | 103 |
| Figura 55. Longitudes equivalentes de los accesorios de un circuito hidráulico | 104 |
| Figura 56. Características de la unidad hidráulica | 107 |
| Figura 57. Medidas de la unidad hidráulica | 108 |
| Figura 58. Cotas de la unidad hidráulica | 108 |
| Figura 59. Cámara de compactación | 109 |
| Figura 60. Barras macizas de acero inoxidable 304 – Selección cámara de compactación | 110 |
| Figura 61. Plato de compactación y extracción | 115 |
| Figura 62. Barras macizas de acero inoxidable 304 – Selección plato de compactación y extracción | 116 |
| Figura 63. Tensión de Von Mises | 118 |
| Figura 64. Desplazamiento | 118 |
| Figura 65. Factor de seguridad | 119 |
| Figura 66. Plato de compactación | 120 |
| Figura 67. Tensión de Von Mises | 120 |
| Figura 68. Desplazamiento | 121 |
| Figura 69. Factor de seguridad | 121 |
| Figura 70. Características de los materiales | 122 |
| Figura 71. Abrasividad, corrosividad y fluidez del material | 123 |
| Figura 72. Capacidades del tornillo | 124 |
| Figura 73. Medidas del tornillo sin fin | 125 |
| Figura 74. Identificación de las medidas del tornillo | 125 |
| Figura 75. Potencia del diámetro del tornillo | 127 |
| Figura 76. Factor de potencia del rodamiento de suspensión | 127 |
| Figura 77. Factor de potencia de modificación de vuelo | 128 |
| Figura 78. Valores de torques de acero al carbón | 130 |
| Figura 79. Dimensiones básicas de las canales de los tornillos sin fin de alimentación | 131 |

| | |
|--|-----|
| Figura 80. Dimensiones parciales de la tolva | 133 |
| Figura 81. Dimensiones de la tolva | 134 |
| Figura 82. Soldadura de la tolva de almacenamiento | 137 |
| Figura 83. Configuración del eje | 142 |
| Figura 84. Factor de tamaño del eje | 144 |
| Figura 85. Factor de confiabilidad del eje | 144 |
| Figura 86. Resistencia por durabilidad | 145 |
| Figura 87. Diagrama de cuerpo libre en 3 dimensiones | 146 |
| Figura 88. Diagrama de cuerpo libre eje YZ | 146 |
| Figura 89. Diagrama de fuerza cortante | 147 |
| Figura 90. Diagrama de momento flector | 148 |
| Figura 91. Diagrama de cuerpo libre en el plano XZ | 148 |
| Figura 92. Cuñas estándar de acuerdo al diámetro del eje | 152 |
| Figura 93. Medidas de los cojinetes. | 153 |
| Figura 94. Características de los cojinetes | 153 |
| Figura 95. Estructura de la máquina | 154 |
| Figura 96. Perfiles cuadrados | 156 |
| Figura 97. Valores aproximados del factor de longitud efectiva K | 157 |
| Figura 98. Propiedades mecánicas del acero A500 | 158 |
| Figura 99. Elementos que actúan como vigas en la estructura | 160 |
| Figura 100. Vista frontal de la máquina | 161 |
| Figura 101. Diagrama de cuerpo libre de la viga AB | 162 |
| Figura 102. Momentos de empotramiento para piezas de $I=CTE$ | 162 |
| Figura 103. Diagrama de cuerpo libre-Reacciones | 164 |
| Figura 104. Diagrama de deflexión máxima de la viga | 164 |
| Figura 105. Diagrama de fuerza cortante | 165 |
| Figura 106. Diagrama de momento flector | 165 |
| Figura 107. Lámina estructural. | 166 |
| Figura 108. Módulo elástico acero A500 | 166 |
| Figura 109. Láminas de acero estructural A36 | 167 |
| Figura 110. Factores geométricos - soldadura perfiles cuadrados | 169 |
| Figura 111. Propiedades mecánicas de pernos | 170 |
| Figura 112. Especificaciones ASTM para aceros al carbono | 171 |
| Figura 113. Conexiones de los elementos de entrada y salida al PLC | 175 |
| Figura 114. Listado de instrucciones y GRAFCET | 176 |
| Figura 115. Plano eléctrico del sistema de control | 177 |
| Figura 116. Máquina para fabricar briquetas de posos de café | 178 |
| Figura 117. Ensamble soporte 1 | 179 |
| Figura 118. Ensamble soporte 2 | 180 |
| Figura 119. Fijación soporte 3 | 180 |
| Figura 120. Ensamble soporte 4 | 181 |
| Figura 121. Fijación tornillos sin fin de alimentación | 182 |
| Figura 122. Fijación tolva de almacenamiento | 182 |
| Figura 123. Fijación cilindros hidráulicos | 183 |
| Figura 124. Instalación pieza de compactación y de acomodamiento | 184 |

| | |
|---|-----|
| Figura 125. Fijación cámara de compactación | 185 |
| Figura 126. Fijación placa de compactación | 185 |
| Figura 127. Instalación plato de compactación y extracción | 186 |
| Figura 128. Instalación motores paso a paso - tornillos sin fin de alimentación | 187 |
| Figura 129. Instalación unidad hidráulica | 187 |
| Figura 130. Instalación sistema de control | 188 |
| Figura 131. Máquina para fabricar briquetas de posos de café | 189 |
| Figura 132. Cilindro hidráulico de compresión | 190 |
| Figura 133. Plano conexiones del PLC | 190 |
| Figura 134. Alineación pieza, plato y placa de compactación y extracción | 191 |
| Figura 135. Introducción de la mezcla a la tolva de almacenamiento | 192 |
| Figura 136. Encendido de la máquina | 192 |
| Figura 137. Manómetro | 193 |
| Figura 138. Pulsador de emergencia | 193 |
| Figura 139. Economía circular | 198 |
| Figura 140. Plan de manejo y disposición de residuos | 199 |

LISTA DE ECUACIONES

| | pág. |
|--|------|
| Ecuación 1. Área de un círculo | 54 |
| Ecuación 2. Presión de compactación | 55 |
| Ecuación 3. Volumen de un cilindro | 59 |
| Ecuación 4. Carga admisible del perfil | 62 |
| Ecuación 5. Esfuerzo crítico (formula de Euler) | 62 |
| Ecuación 6. Esbeltez del perfil | 63 |
| Ecuación 7. Tensión o compresión directa | 66 |
| Ecuación 8. Cortante directo | 67 |
| Ecuación 9. Área del émbolo | 71 |
| Ecuación 10. Longitud virtual del vástago | 73 |
| Ecuación 11. Fuerza máxima que soporta el vástago | 74 |
| Ecuación 12. Momento de inercia para sección transversal circular | 74 |
| Ecuación 13. Carga práctica que se le aplica al cilindro hidráulico | 75 |
| Ecuación 14. Superficie del émbolo libre | 79 |
| Ecuación 15. Superficie del émbolo por el lado del vástago | 80 |
| Ecuación 16. Fuerza generada en la superficie del émbolo libre | 81 |
| Ecuación 17. Fuerza generada en la superficie del émbolo por el lado vástago | 81 |
| Ecuación 18. Velocidad de desplazamiento del vástago | 82 |
| Ecuación 19. Caudal requerido para las maniobras | 83 |
| Ecuación 20. Pérdidas de presión en la tubería | 94 |
| Ecuación 21. Número de Reynolds | 98 |
| Ecuación 22. Coeficiente de fricción de manguera | 98 |
| Ecuación 23. Potencia de accionamiento de la bomba | 105 |
| Ecuación 24. Potencia de accionamiento del motor eléctrico | 106 |
| Ecuación 25. Tamaño de la huella de contacto | 111 |
| Ecuación 26. Constante de la geometría cilíndrica | 111 |
| Ecuación 27. Constante del material | 111 |
| Ecuación 28. Área de la huella de contacto | 112 |
| Ecuación 29. Presión de contacto máxima | 113 |
| Ecuación 30. Esfuerzo máximo en el centro de la huella de contacto (eje x y z) | 113 |
| Ecuación 31. Esfuerzo máximo en el centro de la huella de contacto (eje x y z) | 113 |
| Ecuación 32. Esfuerzo cortante máximo | 114 |
| Ecuación 33. Profundidad del esfuerzo cortante máximo | 114 |
| Ecuación 34. Velocidad del tornillo sin fin | 123 |
| Ecuación 35. Potencia total requerida para el tornillo sin fin de alimentación | 126 |
| Ecuación 36. Potencia requerida para superar la fricción | 126 |
| Ecuación 37. Potencia para transportar el material | 128 |
| Ecuación 38. Factor de sobrecarga | 129 |
| Ecuación 39. Torque del tornillo sin fin | 130 |
| Ecuación 40. Presión estática en la tolva | 135 |
| Ecuación 41. Esfuerzo cortante admisible | 135 |
| Ecuación 42. Esfuerzo cortante máximo en la lámina | 136 |

| | |
|--|-----|
| Ecuación 43. Fuerza | 139 |
| Ecuación 44. Torque | 140 |
| Ecuación 45. Potencia del eje | 141 |
| Ecuación 46. Velocidad angular en el eje | 141 |
| Ecuación 47. Diámetro mínimo del eje | 143 |
| Ecuación 48. Resistencia a la fatiga modificada | 143 |
| Ecuación 49. Tensión de diseño por esfuerzo cortante | 149 |
| Ecuación 50. Carga mayorada | 155 |
| Ecuación 51. Resistencia de diseño para elementos sometidos a compresión | 155 |
| Ecuación 52. Relación de esbeltez para elementos sometidos a compresión | 156 |
| Ecuación 53. Esfuerzo crítico del perfil | 158 |
| Ecuación 54. Arriostramiento | 158 |
| Ecuación 55. Módulo de elasticidad | 159 |
| Ecuación 56. Esfuerzo actuante en la lámina | 167 |
| Ecuación 57. Cortante directo | 168 |
| Ecuación 58. Carga por flexión | 168 |
| Ecuación 59. Lado requerido para el cordón de la soldadura | 170 |
| Ecuación 60. Resistencia máxima a fuerza cortante de los pernos | 171 |
| Ecuación 61. Fuerza generada en el perno | 172 |
| Ecuación 62. Esfuerzo permisible del perno | 172 |

RESUMEN

El presente proyecto consiste en el diseño de una máquina para la fabricación de briquetas de posos de café, el cual consta de 5 capítulos, en donde el primer capítulo describe los diferentes procesos de transformación de la biomasa en energía, en los que se destaca la fabricación de briquetas por medio de la densificación de la biomasa, además, se describen los métodos y la maquinaria utilizada para la fabricación de este biocombustible sólido. El segundo capítulo hace referencia al diseño conceptual de la máquina, describiendo su funcionamiento básico y los sistemas de los que estará compuesta, los cuales son: el sistema de compactación y extracción, en el cual se realizó el planteamiento y evaluación de alternativas para seleccionar la mejor opción; el sistema de alimentación; el sistema de transmisión de potencia; el sistema de control y el sistema estructural, para su posterior diseño en detalle. El tercer capítulo describe detalladamente el diseño y selección de cada uno de los elementos que componen los sistemas de la máquina, realizando los cálculos respectivos, simulaciones por elementos finitos y planos de las piezas diseñadas. El cuarto capítulo contiene los manuales de ensamble, operación y mantenimiento de la máquina los cuales describen detalladamente los procesos que deben realizarse al momento de ensamblar la máquina, operarla y realizarle el debido mantenimiento, además este capítulo también contiene un plan de manejo y disposición de residuos sólidos que se producen al momento de la fabricación de las briquetas, el cual se basa en la economía circular que tiene como objetivo principal producir la menor cantidad de residuos, aprovechándolos y reciclándolos. El quinto y último capítulo describe los costos que generaría la implementación de la máquina, teniendo en cuentas los costos de ingeniería, los costos de fabricación y los costos de los materiales que se requerirían, además contiene una comparación del precio de la máquina diseñada con otras máquinas disponibles en el mercado. Finalmente se realizaron las conclusiones y recomendaciones pertinentes para el proyecto y se adjuntaron los anexos que contienen algunas fichas técnicas de algunos elementos seleccionados y los planos de fabricación de la máquina.

Palabras clave: briqueta, compactación, posos, café, briquetadora.

INTRODUCCIÓN

La *importancia* de desarrollar el proyecto radica en el aprovechamiento de los posos de café para así reducir el impacto ambiental que generaría la liberación de metano debido a la descomposición de estos residuos. Adicionalmente, aportaría a cualquier empresa que se dedique a la fabricación de briquetas, una nueva alternativa de diseño de una máquina que sea capaz de elaborar briquetas para su posible construcción e implementación.

El problema se *origina* debido al consumo elevado de café, la preparación de este producto genera un tipo de residuo conocido comúnmente como borra, cascarilla, cuncho, poso o ripio, esto es el sedimento que deja el café en un filtro luego de ser preparado y colado. Debido a la alta demanda del café hay una gran cantidad de lugares donde se prepara y comercializa, por lo que se producen grandes cantidades de posos de café, una de las formas de aprovechar estos residuos es convirtiéndolos en briquetas para ser usados como biocombustibles sólidos. Para fabricar las briquetas se necesita de una máquina que sea capaz de compactar los posos de café y de este modo convertirlos en briquetas.

El *objetivo* general es “Diseñar una máquina para la fabricación de briquetas de posos de café”. Con el fin de cumplir este objetivo es fundamental desarrollar los objetivos específicos que se muestran a continuación;

- Conceptualizar el proceso actual de la fabricación de briquetas.
- Realizar el diseño conceptual de la máquina y evaluar las alternativas de diseño para el sistema de compactación del material.
- Diseñar de manera detallada la máquina para la fabricación de briquetas de posos de café.
- Elaborar manuales de ensamble, instalación, operación y mantenimiento de la máquina y realizar un plan de manejo y disposición final de los residuos que se generarían al momento de la fabricación de las briquetas.
- Evaluar los costos de la máquina.

El *alcance* del proyecto es diseñar una máquina capaz de comprimir los posos de café con el fin de formar briquetas, calculando cada uno de los subsistemas que la componen y la estructura que los soporta, simulando el elemento más crítico para garantizar eficiencia en el proceso y obteniendo los planos de cada una de las partes que la conforman.

La *limitación* de este proyecto es el diseño de una máquina para la fabricación de

briquetas de posos de café; no se hará prototipo ni la construcción de la máquina, solo se realizarán los cálculos pertinentes para que la máquina funcione de manera adecuada, la simulación por elementos finitos de la parte más crítica y los planos y manuales correspondientes.

La *metodología* utilizada para el diseño de la máquina fabricadora de briquetas de posos de café inicia con la conceptualización del proceso actual de fabricación de briquetas con el fin de obtener un diseño conceptual y de esta manera plantear y evaluar alternativas de diseño. Con la mejor alternativa de diseño se procede a diseñar en detalle la máquina para posteriormente realizar los respectivos manuales y por último evaluar los costos que tendría la máquina al momento de su construcción.

La *aplicación* de este proyecto se verá reflejada en la industria de los biocombustibles sólidos, generando productos ecológicos.

1. PROCESO ACTUAL DE FABRICACIÓN DE BRIQUETAS

1.1 BIOMASA

Según la GTC 213 es “cualquier tipo de materia que ha tenido origen inmediato en procesos biológicos, o de la materia vegetal originada en procesos de fotosíntesis, así como de procesos metabólicos de organismos heterótrofos.”¹

La biomasa está compuesta de materias primas vegetales y minerales, haciendo que tenga una gran variedad de conjuntos de materias orgánicas para su elaboración, al estar constituido de materiales vegetales es un tipo de energía amigable con el medio ambiente ya que las emisiones de gases que produce consecuentes de su utilización para la generación de energía comparadas con las fuentes de energía convencionales provenientes de origen fósil no son tan nocivas

Dentro de la materia prima conocida como biomasa se puede clasificar de acuerdo a su origen en:

1.1.1 Biomasa natural. Es producida en ecosistemas naturales en las cuales no hay intervención del hombre, esta biomasa se ha utilizado lo largo de la historia y en países en vía de desarrollo como fuente de energía primaria básica y fundamental, como ejemplo de esta materia se puede encontrar la leña, derivados de limpieza de bosques y restos de plantaciones, entre otros.

1.1.2 Biomasa residual. A diferencia de la biomasa natural esta biomasa es producto de la intervención del hombre pues su origen se deriva de actividades de producción, transformación y consumo de materias primas; estos residuos se pueden clasificar por sectores donde se generan, los cuales son:

- Residuos agrarios cuyo origen parte de los excedentes agrícolas que no son utilizados en la alimentación humana.
- Residuos industriales son el producto de la actividad industrial con potencial de generación de biomasa energética como ejemplo destacado está la manufacturación maderera o agroalimentaria.
- Residuos urbanos son de carácter orgánico producidos diariamente y en grandes cantidades en los núcleos urbanos de población.

1.1.2.1 Posos de café. Para este proyecto en específico, se va a utilizar como biomasa los posos de café. La preparación del café genera un tipo de residuo conocido comúnmente como borra, cascarilla, cuncho, poso o ripio, esto es el

¹ INSTITUTO COLOMBIANO DE NORMAS TÉCNICAS Y CERTIFICACIÓN. Guía de sostenibilidad en las etapas de producción y procesamiento de biomasa en la cadena de biocombustibles en Colombia. GTC 213. Bogotá D.C. El instituto, 2011. 28 p

sedimento que deja el café en un filtro luego de ser preparado y colado. Los posos de café generados en las cafeteras y grecas aún están cargados de nutrientes, productos orgánicos y otras propiedades físicas que pueden aprovecharse de gran manera.

En el cuadro 1 se muestran las principales características de los posos de café, como su forma, su aspecto, su tamaño y su densidad.

Cuadro 1. Características de los posos de café

| Parámetro | Posos de café |
|-----------|--|
| Forma | Son partículas finas y delgadas de forma variada e irregular siendo algunas circulares, rectangulares, dependiendo del molino utilizado. |
| Tamaño | Su tamaño es distinto, teniendo mayormente partículas menores a 2 mm. |
| Aspecto | La superficie es rugosa. Su color depende del tipo de café del cual procede, usualmente café claro o rojizo. |
| Densidad | 453,5 kg/m ³ |

Fuente: ANALUISA, Darwin y HERNÁNDEZ, Edison. Diseño y construcción de un modelo de máquina para la fabricación de briquetas a partir de residuos de café (borra), para estudio de su poder calorífico como posible sustituto del carbón vegetal. Trabajo de grado Ingeniero Mecánico. Riobamba: Escuela Superior Politécnica de Chimborazo. Facultad de mecánica. 2018. 101 p.

1.1.3 Cultivos energéticos: son cultivos en los cuales su enfoque y producción son dedicados a la generación de energía, a diferencia de los cultivos agrícolas tradicionales, destaca su gran productividad de biomasa y elevada rusticidad.

1.2 PROCESOS DE TRANSFORMACIÓN DE BIOMASA EN ENERGÍA

Cuando se piensa en hacer uso de la biomasa se procura que su presentación sea practica para su transportación, manipulación y utilización, algunos ejemplos de biomasa en diferentes formas son el carbón vegetal, briquetas, gas metano, etanol, entre otros. Para llegar a las diferentes formas de biomasa se hace uso de tecnología de conversión que incluyen procesos simples y tradicionales hasta sofisticados procesos, entre los procesos más relevantes de conversión se puede clasificar en las siguientes categorías.

1.2.1 Procesos de combustión directa. Es uno de los procesos más antiguos y comunes para la extracción de energía de la biomasa, es comúnmente utilizado para producir vapor en procesos industriales y eléctricos, “los procesos tradicionales de este tipo, generalmente, son muy ineficientes porque mucha de la energía liberada se desperdicia y pueden causar contaminación cuando no se realiza bajo condiciones controladas”.²

² OFICINA REGIONAL PARA CENTRO AMÉRICA DE BIOMASS NETWORK (BUN-CA). Manuales sobre energía renovable: Biomasa. San José, C.R.: Biomass Users Network (BUN-CA). 2002. p.12. ISBN: 9968-904-02-3

1.2.2 Densificación. Es el nombre del proceso empleado para la creación de briquetas, el cual consiste en la aplicación de altas presiones a la biomasa para que quede de forma compacta, con el fin de facilitar su utilización, almacenamiento y transporte, entre las materias primas destacan los productos agrícolas, serrín y partículas de carbón vegetal.

1.2.3 Procesos termoquímicos. Usa el calor como medio para la descomposición de la biomasa, en este proceso “la biomasa se quema bajo condiciones controladas, provocando que se rompa su estructura química en compuestos gaseosos, líquidos y sólidos”³, este proceso transforma la biomasa en productos de más alto valor con una densidad y calor calorífico mayor.

1.2.4 Producción de carbón vegetal (pirólisis). En este proceso la biomasa es quemada con una disponibilidad restringida de aire para que la combustión de la quema no sea completa, el remanente sólido es utilizado como carbón vegetal, ya que posee una mayor densidad energética comparada a la biomasa original. Los hornos de tierra y de mampostería son usualmente los más usados, utilizando como materia prima cascara de coco, producido de madera y residuos agrícolas.

1.2.5 Gasificación. Este proceso se hace la conversión térmica de la biomasa en un gas, donde se usa una mayor proporción de oxígeno a mayores temperaturas, como resultado de este proceso se obtiene un gas al cual se le denomina como “gas pobre” por su bajo contenido calórico, este se puede usar para la generación de calor y de electricidad; las propiedades del valor calorífico demás características dependen de la biomasa utilizada como, por ejemplo: madera, cascarilla de arroz, o de cascara de coco.

1.2.6 Procesos bioquímicos. En la transformación de la biomasa por medio de procesos bioquímicos se hace uso de organismos microbillos (debido a su acción metabólica) o enzimas, para añadirlas a los medios de reacción como catalizadores; este proceso es más común utilizarlo en biomasa con alto contenido de humedad ya que tanto como las enzimas como los microorganismos utilizados ejercen sus acciones en ambientes acuosos.

1.2.7 Digestión anaeróbica. Este proceso consiste en la producción de gas combustible también llamado biogás en un ambiente sin oxígeno (anaeróbico), humedecido por bacterias. Durante el proceso la biomasa es puesta en un contenedor cerrado para que sea fermentado, como resultado se obtiene una mezcla de metano y dióxido de carbono.

1.2.8 Combustibles alcohólicos. Haciendo uso de la levadura convierte la glucosa en etanol. “De la biomasa se pueden producir combustibles líquidos como etanol y metanol. El primero se produce por medio de la fermentación de azúcares y, el

³ Ibíd., p.13

segundo por la destilación destructiva de madera”⁴

1.3 BRIQUETAS

Las briquetas son un tipo de biomasa sólida, procedente de un proceso de densificación, está constituida de materia orgánica de origen vegetal, procedente de actividades relacionadas con la agricultura, podas, industrias alimentarias, entre otras.

Las briquetas son utilizadas como fuente de energía para la producción de energía térmica empleándolas en chimeneas, estufas y hornos industriales, siendo un gran sustituto para las fuentes tradicionales de energía provenientes de combustibles fósiles, ya que gracias a su tamaño permiten un transporte y almacenamiento, además sus emisiones de gases de dióxido de carbón que se generan durante su combustión las hacen menos nocivas frente a materiales empleados para el mismo uso como el carbón y la leña.

La Figura 1 muestra briquetas de serrín, las cuales son las más comunes que se pueden encontrar en el mercado.

Figura 1. Briquetas



Fuente: AGROTERRA. Briquetas de madera. [en línea]. [consultado 30 jul., 2019]. Disponible en: <https://www.agroterra.com/p/briquetas-de-madera-3100398/3100398>

1.3.1 Materiales para la fabricación de briquetas. Existen diferentes tipos de briquetas, ya que pueden estar fabricadas con diversos materiales compactados. “La materia prima de la briqueta puede ser biomasa natural (procedente de

⁴ Ibíd., p.14

aserraderos), biomasa residual (procedente de la industria agrícola), carbón vegetal o simplemente una mezcla de todas ellas”.

Las briquetas más utilizadas y de mejor calidad son las fabricadas con biomasa natural, es decir con el serrín natural compactado, estas briquetas no necesitan de algún tipo de aglutinante puesto que la humedad y la lignina de la madera actúan como pegamento natural. En las briquetas fabricadas con biomasa residual se utiliza principalmente cascara de arroz o de almendra, aunque cualquier tipo de residuo vegetal puede servir para fabricar briquetas, por lo que son bastante las opciones que hay como materiales para la fabricación de las briquetas.

1.3.2 Aglutinante para la fabricación de briquetas. En algunas ocasiones al momento de la fabricación de briquetas se necesita de un tipo de sustancia que ayude a unir o adherir el material entre sí, esta sustancia lleva comúnmente por nombre aglutinante. El aglutinante es una sustancia semilíquida y pegajosa que es usada para unir fragmentos de uno o más materiales mediante reacciones químicas o físicas. Entre sus principales cualidades se destacan la capacidad de ser moldeadas aun cuando se combina con otro material, su fácil adherencia a otros materiales y en el caso de las briquetas mejora su densidad y poder calorífico.

En la fabricación de briquetas, el aglutinante al ser uno de los elementos que permite la consistencia y unión de la materia prima, representa una porción significativa en la composición de la briqueta, por tal motivo su selección debe ser realizada objetivamente ya que algunas materias utilizadas para aglutinar pueden ser costosas y a la hora de encender pueden generar reacciones nocivas o malos olores; debido a esto el material implementado para la elaboración del aglutinante debe cumplir con los siguientes aspectos:

- Fácil preparación
- Fácil mezclado con la materia prima utilizada para la elaboración de la briqueta
- Fácil obtención
- Bajo costo de obtención y preparación
- Buenas propiedades de adhesión
- No debe ser nocivo

“Los aglutinantes se elaboran a partir de resinas fenólicas, de los almidones provenientes de los vegetales, en algunos casos modificados y de las arcillas.”⁵ En el cuadro 2 se indican los principales aglutinantes que se utilizan para la fabricación de briquetas.

⁵ ANALUISA, Darwin y HERNÁNDEZ, Edison. Diseño y construcción de un modelo de máquina para la fabricación de briquetas a partir de residuos de café (borra), para estudio de su poder calorífico como posible sustituto del carbón vegetal. Trabajo de grado Ingeniero Mecánico. Riobamba: Escuela Superior Politécnica de Chimborazo. Facultad de mecánica. 2018. 101 p.

En Colombia la calidad y los parámetros que van a definir el aglomerante para la fabricación y elaboración de briquetas están consignadas en la NTC 2060 (briquetas combustibles para uso doméstico) en el numeral 3.3 donde dice: “El aglutinante de las briquetas debe ser un producto que posea características aglomerantes, siempre que no sea tóxico ni produzca gases tóxicos o irritantes durante su combustión en cantidades superiores a las permisibles.”⁶

Cuadro 2. Tipos de aglutinantes usados para fabricar briquetas

| POLIMEROS | DE ACUERDO A SU ORIGEN | DE ACUERDO A SU COMBUSTION |
|---|---|---|
| Naturales: Almidón de maíz, gelatina; goma; acacia; goma de tragacanto y ácido algínico, entre otros. | Orgánicos: Alquitrán, estiércol animal, manteca, aguas servidas, residuales o barro, gelatina, papel, restos y residuos de pescado, algas y almidones | Combustibles: Albuminatos, alcoholes, almidones, alquitranes, azúcares, breas, caseína, cola, entre otros. |
| Sintéticos: El polivinilpirrolidona PVP, la metilcelulosa, Etilcelulosa, alcohol polivinílico, etc. | Inorgánicos: Limo, arcilla, barro, cemento, cal, etc.. | No combustibles: Borrato de sodio, cal y cal hidratada, cemento, cloruro de magnesio, escayola, silicato de sodio, sílice, yeso, etc. |
| Azúcares: La glucosa (dextrosa), sucrosa y sorbitol | | |

Fuente: ANALUISA, Darwin y HERNÁNDEZ, Edison. Diseño y construcción de un modelo de máquina para la fabricación de briquetas a partir de residuos de café (borra), para estudio de su poder calorífico como posible sustituto del carbón vegetal. Trabajo de grado Ingeniero Mecánico. Riobamba: Escuela Superior Politécnica de Chimborazo. Facultad de mecánica. 2018. 101 p.

1.3.3 Principales características físicas de las briquetas.

1.3.3.1 Forma. Cuando se fabrica una briketa se hace para que el volumen de una materia (biomasa) se reduzca y sea posible un mejor manejo, permitiendo que su transporte y almacenamiento sea más fácil y que cumpla a cabalidad con su función de combustible. La forma que toma la briketa va a estar definida en gran medida por la forma de producción, por tal motivo la máquina empleada para realizar dicha tarea es la que le da la forma a la briketa. La forma en la que más se fabrican es la cilíndrica, debido a lo común que resulta encontrar una máquina que proporcione este acabado. Los otros tipos de formas que se pueden encontrar son las rectangulares o tipo ladrillo, generalmente proporcionan una mejor estabilidad y

⁶ INSTITUTO COLOMBIANO DE NORMAS TÉCNICAS Y CERTIFICACIÓN. Briquetas combustibles para uso doméstico. NTC 2060. Bogotá D.C. El instituto, 2003. 11 p

rendimiento debido a las grandes presiones empleadas para su compactación; las briquetas octogonales con un agujero en el centro, utilizadas para lograr una ignición más rápida y las briquetas rectangulares con redondeados en sus esquinas para que en su almacenamiento no se afecte su estructura y se desintegre, sin embargo, arden de más despacio.

1.3.3.2 Densidad. Uno de los factores más influyentes para la fabricación de una briqueta es la densidad puesto que la briqueta tiene como objetivo obtener una densidad mayor a los productos iniciales, ya que al tener una mayor densidad este producto se transportará, almacenará y será mejor para su uso. Para el proceso de densificación se tiene en cuenta primero la materia prima puesto que “cuanto mayor sea la densidad de la materia prima mayor será la densidad del producto final”⁷, en segunda medida la presión de compactación que varía dependiendo de la máquina utilizada.

1.3.3.3 Humedad. Es la cantidad de vapor de agua que se encuentra en el aire. Durante el proceso de fabricación de una briqueta la humedad interviene en el proceso de densificación de la biomasa, debido a que el agua que posee la materia prima afecta la compresión, además de esto una vez fabricada la briqueta los factores ambientales también afectan la integridad de la briqueta ya que al someterse a ambientes húmedos disminuye su densidad por la absorción de vapor de agua y esto puede conducir a la desintegración de la briqueta.

1.3.3.4 Composición química. “La composición química de briquetas dependerá de la materia prima utilizada en su constitución, además al emplear aglomerantes habrá de tenerse en cuenta la composición química de los mismos”.⁸

1.3.3.5 Poder calorífico. Se define el poder calorífico de una sustancia o combustible como la cantidad de calor que se genera por kilogramo o metro cubico de sustancia, el poder calorífico de las briquetas estará determinada por la procedencia y propiedades químicas de la materia prima utilizada para su fabricación, alto poder calorífico es sinónimo de buen combustible, por el contrario, un poder calorífico bajo nos indican que el combustible no tiene una gran cantidad de generar energía térmica.

1.4 NORMATIVIDAD DE LAS BRIQUETAS EN COLOMBIA

En Colombia ICONTEC (Instituto Colombiano de Normas Técnicas y Certificación) es la entidad que regula aspectos de calidad en prestación de servicios y productos,

⁷ MARTÍN, Francisco. Pelets y briquetas. En: AITIM. 1994. Vol 171. p. 54-62. ISSN: 0044-9261

⁸ Ibíd., p. 54-62

garantizando un buen estado, desarrollo y desempeño del producto que se le está proporcionando al consumidor; para tal propósito ICONTEC hace uso de las normas NTC (Norma Técnica Colombiana); para la fabricación de briquetas se implementa la norma NTC 2060 “BRIQUETAS COMBUSTIBLES PARA USO DOMESTICO” en esta norma encontramos los requisitos que debe cumplir una briqueta y los ensayos a los cuales deben someterse, además de las otras normas que deben consultarse para realizar de manera adecuada los estos ensayos:

- NTC 1859, Minerales. Determinación de cenizas
- NTC 2018, Carbón. Determinación de material volátil.
- NTC 1872, Carbón. Determinación de humedad total.
- NTC 2128, Carbón. Determinación del poder calorífico. Método de la bomba calorimétrica y cálculo del poder calorífico neto.

1.5 MÉTODOS DE FABRICACIÓN DE BRIQUETAS

Las briquetas se fabrican comprimiendo el material orgánico, el cual cumple la función de combustible, esto hace que se vuelvan más compactas, fuertes y densas, de este modo las briquetas ofrecen una forma de energía más concentrada que la que ofrece el carbón o la leña. Además, el proceso de comprensión “permite que las briquetas se quemem más lentamente que cuando se encuentra el residuo del material es su forma original”.⁹ El proceso de compactación del material puede llevarse a cabo de forma manual o artesanal, semi-industrial o industrial, esto depende de la presión que se empleada para compactar el material y de la capacidad de producción que se necesita. Las tecnologías de briquetado se pueden dividir en:

- Compactación a alta presión.
- Compactación a presión media.
- Compactación a baja presión.

“En máquinas de alta presión >100 MPa, raramente se usa aglutinante externo, en medias presiones 5-100 MPa, depende del material y su compactación, en bajas presiones hasta 5 MPa, siempre es necesario añadir aglutinante.”¹⁰

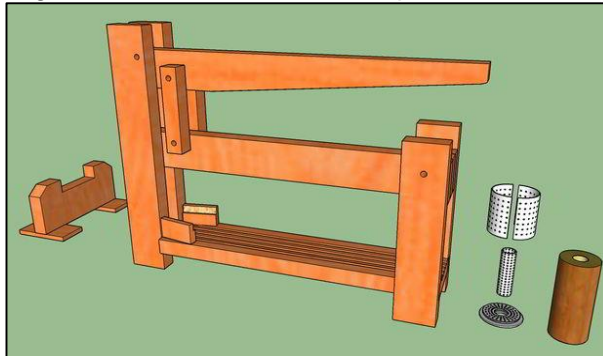
1.5.1 Proceso manual o artesanal de briquetado. Este proceso se utiliza cuando se trabaja a capacidades de producción a pequeña escala. Consiste en diseños mecánicos simples y fáciles de construir. Los diseños de briquetadoras manuales o artesanales que se destacan principalmente son:

⁹ PANTUHAN, Guimo. Diez principales ventajas de briquetas. [en línea]. [consultado 8 jul., 2019] disponible en: <https://learning.knoji.com/ten-major-advantages-of-briquettes/>

¹⁰ MADRUGA, E. Combustibles sólidos de baja densidad. [en línea]. [consultado 8 jul., 2019] Disponible en: <http://www.cubasolar.cu/biblioteca/energia/Energia13/HTML/articulo03.htm>

- Prensa de brazo de palanca: este diseño está construido completamente por madera y funciona básicamente mediante un sencillo mecanismo de palanca, el cual compacta el material dentro de un tubo de PVC cuya función es la de servir de molde, este tubo tiene pequeños orificios para que el agua que se genera al momento de la compresión pueda ser evacuada. En la figura 2 se muestra el modelo de prensa de palanca más común con que se fabrican briquetas manualmente.

Figura 2. Prensa de brazo de palanca



Fuente: ASKIX. Prensa de palanca de la briqueta de la biomasa. [en línea]. [consultado 8 jul., 2019]. Disponible en: <https://www.askix.com/prensa-de-palanca-de-la-briqueta-de-la-biomasa.html>

- Prensa hidráulica de accionamiento manual: este diseño consiste principalmente en un gato hidráulico el cual es accionado manualmente, el pistón del gato hidráulico compacta el material dentro de un tubo de PVC el cual cumple la función de molde, este tubo tiene pequeños orificios para que el agua que se genera al momento de la compresión pueda ser evacuada. En la figura 3 se muestra el modelo de prensa hidráulica de accionamiento manual más común con que se fabrican briquetas.

Figura 3. Prensa hidráulica manual



Fuente: TISAM. Manual de briquetas de prensa de bricolaje. [en línea]. [consultado 8 jul., 2019]. Disponible en: <https://tisam.ru/es>

1.5.2 Proceso industrial y semi-industrial de briquetado. Este proceso se utiliza cuando la producción se realiza a mediana o gran escala, por lo que se necesitan máquinas que sean capaces de producir una gran cantidad de briquetas en poco tiempo. Estas máquinas cumplen la función de comprimir el material a determinado tamaño y determinada densidad. Existen diferentes tipos de máquinas con diferentes mecanismos y diferentes principios de funcionamiento, pero cumplen la misma función que es la de comprimir el material en forma de briqueta.

1.5.2.1 Máquinas briquetadoras de tornillo extrusor. Consta de una tolva de alimentación en donde se introduce el material a briquetar, esta va alimentando la cámara de compresión la cual está compuesta por un tornillo sin fin que se encarga ejercer la presión necesaria para compactar el material dentro de un molde el cual dará la forma a la briqueta. Finalmente, el producto ya terminado es expulsado por medio de eyectores. Con este tipo de máquinas es posible fabricar las briquetas con un orificio interior, el cual favorece a la combustión del producto, con forma cilíndrica, rectangular o hexagonal, y diámetros entre 30 y 80mm. Estas máquinas pueden producir de 80 a 250 kg/h de producto y su consumo energético y de mantenimiento es mayor a la de los otros tipos de máquinas.¹¹ Este tipo de máquina briquetadora es la más común en el mercado. La figura 4 muestra el prototipo más común que se puede encontrar de una máquina briquetadora de tornillo extrusor.

Figura 4. Máquina briquetadora de tornillo extrusor

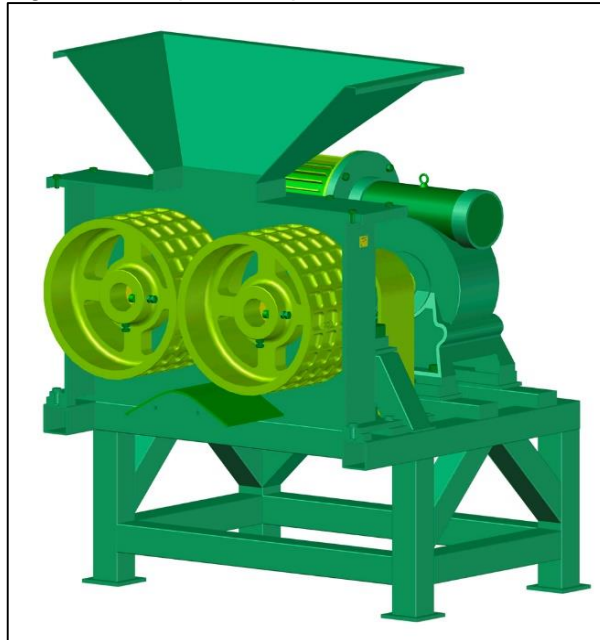


Fuente: TJF. Extrusoras-Tecnología de extrusión-Prensas aceites. [en línea]. [consultado 8 jul., 2019]. Disponible en: <http://tjf.es/extrusora-pellet-briqueta.php>

¹¹ AGICO GROUP. Extrusora. [en línea]. [consultado 8 jul., 2019]. Disponible en: <http://www.biodiesel-machine.com/sp/biomass-briquette-extruder.html>

1.5.2.2 Máquinas briquetadoras de rodillos. La compresión del material se genera por medio de dos rodillos grandes en una posición fija sobre sus rodamientos los cuales tienen una serie de orificios en su superficie. En estos orificios se introduce el material el cual queda compactado por la acción del otro rodillo, después de este proceso el material es expulsado por medio de diferentes extrusores. Este tipo de máquinas produce briquetas con forma cuadrada o rectangular y puede llegar a producir 5520 briquetas/hora, lo que puede equivaler a entre 50 a 300 kg/h, además que su consumo aproximado es de 220 kilos/hora de material.¹² La ventaja de las briquetadoras de rodillo comparado a las briquetadoras de tornillo extrusor, es que se pueden producir una mayor cantidad de producto en menos tiempo. La figura 5 muestra el prototipo más común que se puede encontrar de una máquina briquetadora de rodillos.

Figura 5. Máquina briquetadora de rodillos



Fuente: KREESISH, Teodoro. Briquetadora, Prensa Rotativa para Briquetas. Buenos Aires: libróptica, 2018. 85p. ISBN: 1807057646132

1.5.2.3 Máquinas briquetadoras mecánicas de pistón. En este tipo de máquinas la compactación del material se genera por medio de un pistón que va dando golpes continuamente, este pistón es accionado a través de dos volantes o ruedas mecánicas. Los volantes sirven para almacenar una elevada cantidad de energía cinética la cual es usada para sustentar el funcionamiento continuo el cual requiere una gran potencia. Las briquetadoras mecánicas de pistón cuentan con una cámara de almacenaje desde donde se transporta el material a un dosificador donde es

¹² KREESISH, Teodoro. Briquetadora, Prensa Rotativa para Briquetas. Buenos Aires: libróptica, 2018. 85p. ISBN: 1807057646132

briquetado en forma cilíndrica. Estas máquinas producen briquetas con diámetros de entre 56 a 103 mm y tienen una producción de entre 300 a 2200 kg/h.¹³ La figura 6 muestra cuatro prototipos iguales de briquetadoras mecánicas de pistón, este es el modelo más común que se puede encontrar.

Figura 6. Máquinas briquetadoras mecánicas de pistón



Fuente: LIPPEL. Briquetadora de pistón mecánica. [en línea]. [consultado 9 jul., 2019]. Disponible: <http://www.lippel.com.br/es/categorias/compactacao/briquetagem-m-e-peletizacao-de-biomassa/briquetadeiras-de-pistao-mecanicas>

A continuación, se muestra una tabla con la comparación de los tipos de máquinas briquetadoras más comunes y sus datos técnicos.

Tabla 1. Tipos de máquinas briquetadoras y sus datos técnicos

| Tipo de máquina | Máquina briquetadora de tornillo extrusor | Máquina briquetadora de rodillos | Máquina briquetadora de pistón |
|-----------------------------|---|----------------------------------|--------------------------------|
| Capacidad productiva | 80-250 kg/h | 50-300 kg/h | 300-2200 kg/h |
| Diámetro del producto final | 30-80 mm | 60-70 mm | 56-103 mm |
| Motor | 11-15 kW | 7.5-12 kW | 15-75 kW |
| Peso | 650 kg aprox. | 1200-1800 kg | 1500-8000 kg |

Fuente: ARCHILA, Laura. Máquina para fabricación de briquetas de aserrín para aserradero Lorenz. Guatemala de la Asunción, 2015, 147p. Trabajo de grado (Licenciatura en diseño industrial). Universidad Rafael Landívar. Facultad de Arquitectura y Diseño.

¹³LIPPEL. Briquetadora de pistón mecánica. [en línea]. [consultado 9 jul., 2019]. Disponible: <http://www.lippel.com.br/es/categorias/compactacao/briquetagem-e-peletizacao-de-biomassa/briquetadeiras-de-pistao-mecanicas>

1.6 DATOS TÉCNICOS DE BRIQUETADORAS EXISTENTES EN EL MERCADO

Las briquetas que se encuentran en el mercado tienen diferentes formas, tamaños y densidades, esto se debe principalmente al tipo de máquina con la que es fabricada. Como ya se había mencionado anteriormente, existen diferentes tipos de máquinas que se utilizan para la fabricación de briquetas, estas se diferencian en el tipo de mecanismo que utilizan para comprimir el material, en el tamaño y forma del producto que fabrican, en la potencia que requieren para realizar el trabajo, en la capacidad de producción, entre otras variables que hacen que cada una de esas máquinas sean diferentes. A continuación, se mostrará un listado con las referencias y datos técnicos de algunas de las máquinas más utilizadas para la fabricación de briquetas.

- Prensa Briquetadora “Jumbo 90”.

La figura 7 muestra la prensa briquetadora Jumbo 90 con todos sus componentes.

Figura 7. Prensa Briquetadora Jumbo 90



Fuente: RADHE INDUSTRIAL CORPORATION. Prensas briquetadoras. [en línea]. [consultado 15 jul., 2019]. Disponible en: <https://www.radheindcorp.com/>

La prensa briquetadora “Jumbo 90” es un producto fabricado por la empresa RICO (Radhe Industrial Corporation), la cual se dedica a la fabricación de prensas briquetadoras personalizadas, económicas y muy rentables para tasas de producción altas y medias. La prensa briquetadora “Jumbo 90” fue lanzada al mercado por primera vez en 1997 en la India, y gracias a este producto la compañía fue altamente difundida en el mundo. Esta máquina es una briquetadora mecánica de pistón, la cual es capaz de moler y mezclar cualquier tipo de material que esté disponible con un bajo costo de electricidad, además que ofrece la máxima producción de briquetas con menos esfuerzo.¹⁴ A continuación se muestra la ficha técnica de la máquina:

¹⁴ RADHE INDUSTRIAL CORPORATION. Prensas briquetadoras. [en línea]. [citado 15 jul., 2019]. Disponible en: <https://www.radheindcorp.com/>

Tabla 2. Ficha técnica Prensa Briquetadora “Jumbo 90”

| Prensa Briquetadora “Jumbo 90” | |
|---------------------------------------|---|
| Modelo | Jumbo 90 |
| Carrera | 200 mm |
| R.P.M | 240 |
| Requerimientos de Potencia | 91 HP |
| Capacidad de producción | 1500 kg/h (\pm 20% dependiendo de la densidad y calidad de la materia prima) |
| Tamaño del producto final | 90 mm de diámetro |
| Forma del producto final | Cilíndrico |
| Longitud del producto final | 150 mm a 400 mm |
| Forma de la materia prima | Se pueden utilizar tamaños de hasta 25 mm directamente. |

Fuente: RADHE INDUSTRIAL CORPORATION. Prensas briquetadoras. [en línea]. [consultado 15 jul., 2019]. Disponible en: <https://www.radheindcorp.com/>

- Prensa Briquetadora “Súper 70”

La figura 8 muestra la prensa briquetadora Súper 70 con todos sus componentes.

Figura 8. Prensa Briquetadora Súper 70



Fuente: RADHE INDUSTRIAL CORPORATION. Prensas briquetadoras. [en línea]. [consultado 15 jul., 2019]. Disponible en: <https://www.radheindcorp.com/>

La prensa briquetadora “Súper 70” está especialmente diseñada para la industria donde se necesitan niveles medios de producción y donde se tiene un nivel medio de materia prima disponible. Esta máquina es fabricada por la empresa ya mencionada RICO, y es del tipo de briquetadoras mecánicas de pistón. Si el tamaño de la materia prima es de hasta 12 mm no es necesario moler la materia por aparte, puesto que la prensa briquetadora “Súper 70” tiene la capacidad de moler la materia prima con la que se va a fabricar las briquetas.¹⁵

¹⁵ RADHE INDUSTRIAL CORPORATION. Prensas briquetadoras. [en línea]. [consultado 15 jul., 2019]. Disponible en: <https://www.radheindcorp.com/>

A continuación, se muestra la ficha técnica de la máquina:

Tabla 3. Ficha técnica Prensa Briquetadora “Súper 70”

| Prensa Briquetadora “Súper 70” | |
|---------------------------------------|--|
| Modelo | Súper 70 |
| Carrera | 200 mm |
| R.P.M | 240 |
| Requerimientos de Potencia | 49 HP |
| Capacidad de producción | 750 kg/h (\pm 20% dependiendo de la densidad y calidad de la materia prima) |
| Tamaño del producto final | 70 mm de diámetro |
| Forma del producto final | Cilíndrico |
| Longitud del producto final | 150 mm a 400 mm |
| Forma de la materia prima | Se pueden utilizar tamaños de hasta 10 mm directamente. |

Fuente: RADHE INDUSTRIAL CORPORATION. Prensas briquetadoras. [en línea]. [consultado 15 jul., 2019]. Disponible en: <https://www.radheindcorp.com/>

- Briquetadora de Extrusión por Tornillo para Biomasa BEP 300

La figura 9 muestra la briquetadora de extrusión por tornillo para biomasa BEP 300 con todos sus componentes.

Figura 9. Briquetadora de Extrusión por Tornillo para Biomasa BEP 300



Fuente: LIPPEL. Briquetadora de Extrusión por Tornillo para Biomasa BEP 300. [en línea]. [consultado 15 jul., 2019]. Disponible en: <http://www.lippel.com.br/es/categorias/compactacao/briquetagem-e-peletizacao-de-biomassa/briquetadeiras-de-extrusao-por-parafuso/briquetadeira-de-extrusao-por-parafuso-bep-300-147.html>

La briquetadora de extrusión por tornillo para biomasa BEP 300, es un producto de la empresa metalúrgica brasileña LIPPEL, la cual fabrica diferente tipo de maquinaria y además ha identificado oportunidades para crear y desarrollar soluciones centradas en el procesamiento de biomasa, agregando valor a los

residuos sólidos para uso industrial y promoviendo la preservación del medio ambiente. Como su nombre lo indica la máquina es del tipo de briquetadoras de tornillo extrusor, produce briquetas con un agujero central mediante el principio de extrusión continua, por lo que se obtiene un producto altamente homogéneo, con alta densidad y con una resistencia mecánica superior. El calor y la presión ejercida en la matriz de la máquina permite usar las reninas del material como aglutinante natural sin necesidad de usar aglutinantes artificiales. Algunas de las características principales que tiene esta máquina es que posee una caja de transmisión en baño de aceite con rodamientos de apoyo, además tiene una matriz de tipo cónica con revestimiento anti desgaste y un sistema de cambio rápido de tornillo extrusor.¹⁶ A continuación se muestra la ficha técnica de máquina:

Tabla 4. Ficha técnica Briquetadora de Extrusión por Tornillo para Biomasa BEP 300

| Briquetadora de Extrusión por Tornillo para Biomasa BEP 300 | |
|--|--|
| Modelo | BEP 300 |
| Velocidad del motor | 800 rpm |
| Potencia Necesaria | 30 CV |
| Capacidad de producción | 150-400 m3/h |
| Diámetro de las briquetas | 73 mm |
| Forma del producto final | Cilíndrico |
| Densidad | 1000-1400 kg/m3 |
| Accesorios | Cortador de briquetas, colector de humos |

Fuente: LIPPEL. Briquetadora de Extrusión por Tornillo para Biomasa BEP 300. [en línea]. [citado 15 jul., 2019]. Disponible en: <http://www.lippel.com.br/es/categorias/compactacao/briquetagem-e-peletizacao-de-biomassa/briquetadeiras-de-extrusao-por-parafuso/briquetadeira-de-extrusao-por-parafuso-bep-300-147.html>

- Prensa briquetadora de tornillo extrusor GEMCO

Esta máquina es un producto de la empresa GEMCO Energy, la cual se dedica a la fabricación y exportación de molinos de pellets de madera, máquinas briquetadoras de biomasa y prensas de aceite. Esta empresa pertenece al grupo AGICO, el cual está integrado por diversas empresas que se dedican a la fabricación y exportación de maquinaria para diversos fines.

La prensa briquetadora de tornillo extrusor GEMCO como su nombre lo indica es del tipo de briquetadoras de tornillo extrusor, produce briquetas de madera en forma de hexágono o briquetas de carbón con un orificio en el centro, lo que permite que el aire fluya cuando se quema, lo que garantiza una mayor eficiencia en la combustión. El Costo de las briquetas es extremadamente bajo en comparación con otro tipo de máquinas de briquetadoras, lo que significa que se obtendrá una gran

¹⁶ LIPPEL. Briquetadora de Extrusión por Tornillo para Biomasa BEP 300. [en línea]. [consultado 15 jul., 2019]. Disponible en: <http://www.lippel.com.br/es/categorias/compactacao/briquetagem-e-peletizacao-de-biomassa/briquetadeiras-de-extrusao-por-parafuso/briquetadeira-de-extrusao-por-parafuso-bep-300-147.html>

capacidad conectando un par de máquinas briquetadoras de prensa de tornillo.¹⁷ La figura 10 muestra la prensa briquetadora de tornillo extrusor GEMCO, este tipo de máquinas son las más comunes en el mercado para la fabricación de briquetas.

Figura 10. Prensa briquetadora de tornillo extrusor GEMCO



Fuente: GEMCO ENERGY. Máquinas briquetadoras. [en línea]. [consultado 30 jul., 2019]. Disponible en: <http://www.biofuelmachines.com/Briquetting-Machine.html>

A continuación, se presenta la ficha técnica de la máquina:

Tabla 5. Ficha técnica Prensa briquetadora de tornillo extrusor GEMCO

| Prensa briquetadora de tornillo extrusor GEMCO | |
|---|-------------------------|
| Tamaño de materia prima | 3-5 mm |
| Materia prima húmeda requerida | 8%-12% |
| Perfil del producto | Rectangular y hexagonal |
| Tamaño del producto | Diámetros: 40-70 mm |
| Densidad del producto | 1-1,3 g/cm ³ |
| Capacidad de producción | 180-1000 kg/h |
| Ruido | Alrededor de 80db |
| Ambiente de trabajo | Con humo y ceniza |

Fuente: GEMCO ENERGY. Screw Press Briquetting Machine. [en línea]. [consultado 30 jul., 2019]. Disponible en: <http://www.biofuelmachines.com/Screw-Press-Briquetting-Machine.html>

- Máquina briquetadora hidráulica GC-HBP125

La figura 11 muestra la máquina briquetadora hidráulica GC-HBP125 fabricada por la empresa GEMCO.

¹⁷ GEMCO ENERGY. Máquinas briquetadoras. [en línea]. [consultado 30 jul., 2019]. Disponible en: <http://www.biofuelmachines.com/Briquetting-Machine.html>

Figura 11. Máquina briquetadora hidráulica GC-HBP125



Fuente: GEMCO ENERGY. Máquina briquetadora hidráulica GC-HBP125. [en línea] [citado 31 jul., 2019]. Disponible en: <http://www.biofuelmachines.com/Hydraulic-Briquetting.html>

La máquina briquetadora hidráulica GC-HBP125 es un producto de la empresa mencionada anteriormente GEMCO Energy, esta máquina puede reducir significativamente el tamaño de todo tipo de material de biomasa disponible hasta en un 90%, convirtiéndolo en briquetas de biomasa con menor volumen, mayor concentración de valor de calentamiento y fáciles de transportar. Esta máquina briquetadora hidráulica de nueva generación trae un sistema hidráulico, el cual está protegido con un sistema de control de presión, lo cual evita una sobrepresión en dicho sistema y una operación automática no tripulada con un solo clic. Adicionalmente, al integrar un módulo PLC inteligente de Siemens, esta máquina logra un mejor entorno en el que la fabricación de briquetas de biomasa es más inteligente, segura y silenciosa. Esta máquina briquetadora hidráulica produce briquetas a partir de tipos de material de biomasa, incluyendo madera dura y blanda, aglomerado, papel, virutas de madera, aserrín, paja para cultivos, etc. Además, esta máquina no necesita de lubricación, ni de un mantenimiento rutinario por lo que se reducen significativamente los costos.¹⁸ A continuación, se presenta la ficha técnica de la máquina:

¹⁸ GEMCO ENERGY. Máquina briquetadora hidráulica GC-HBP125. [en línea]. [consultado 31 jul., 2019]. Disponible en: <http://www.biofuelmachines.com/Hydraulic-Briquetting.html>

Tabla 6. Ficha técnica máquina briquetadora hidráulica GC-HBP125

| Máquina briquetadora hidráulica GC-HBP125 | |
|--|--------------------|
| Capacidad Máxima | 125 kg/h |
| Potencia | 7,5+1,5 Kw |
| Perfil del producto | Cilíndrico |
| Tamaño del producto | Diámetros: 70 mm |
| Longitud del producto | Ajustable |
| Volumen de la tolva | 1,5 m ³ |
| Peso | 1200 kg |
| Dimensiones | 3150*1270*1790 mm |

Fuente: GEMCO ENERGY. Máquina briquetadora hidráulica GC-HBP125. [en línea] [consultado 31 jul., 2019]. Disponible en: <http://www.biofuelmachines.com/Hydraulic-Briquetting.html>

- Máquina briquetadora de rodillos DEYA

La figura 12 muestra la máquina briquetadora de rodillos fabricada por la empresa DEYA

Figura 12. Máquina briquetadora de rodillos DEYA



Fuente: DEYA MACHINERY. Máquina briquetadora. [en línea]. [consultado 31 jul., 2019]. Disponible en: <https://www.deyamachinery.com/>

Esta máquina es un producto de la empresa Deya Machinery, la cual se dedica a la fabricación de equipos de trituración, equipos de procesamientos de minerales, equipos de maquinaria de construcción y sus repuestos. La máquina briquetadora DEYA es del tipo de briquetadoras de rodillos y es utilizada principalmente para la fabricación de briquetas de carbón. Estas briquetas se pueden fabricar en forma

ovalada, en forma de huevo, en forma de almohada, en forma cuadrada, etc. Esta máquina es utilizada ampliamente en la industria del carbón y en la industria metalúrgica.¹⁹ A continuación, se presenta la ficha técnica de la máquina:

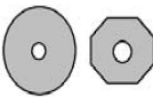



Tabla 7. Ficha técnica máquina briquetadora de rodillos DEYA

| Máquina briquetadora de rodillos DEYA | |
|--|-----------------------------------|
| Capacidad de producción | 1-50 T/h |
| Potencia | 5.5-132 Kw |
| Certificación | ISO 9001:2008 |
| Voltaje | 220V/380V/415V/460V Personalizado |
| Tipo de motor | Motor AC |

Fuente: DEYA MACHINERY. Máquina briquetadora. [en línea]. [consultado 31 jul., 2019]. Disponible en: <https://www.deyamachinery.com/>

1.7 SINOPSIS DE LA FABRICACIÓN DE BRIQUETAS

Tabla 8. Sinopsis de la fabricación de briquetas

| Fabricación de briquetas | | | | | |
|---|------------------------|---|----------------------------|-----------------------------|---------------------------|
| Máquinas utilizadas | Tamaño material | Forma | Tamaño | Capacidad producción | Potencia requerida |
| Máquinas briquetadoras de tornillo extrusor | 3-5 mm |  | D= 30-80mm L= Ajustable | 80-250 kg/h | 11-15 Kw |
| Máquinas briquetadoras de pistón mecánico | Hasta 25 mm |  | D= 50-100mm L= 15-40cm | 300-2200 kg/h | 15-75 Kw |
| Máquinas briquetadoras hidráulicas | Hasta 10 mm |  | D= 70-90mm L= Ajustable | 100-200 kg/h | 7,5-9 Kw |
| Máquinas briquetadoras de rodillos | Menor de 2 mm |  | L= 60-70mm | 1-50 T/h | 5.5-132 Kw |

Fuente: elaboración propia

¹⁹ DEYA MACHINERY. Máquina briquetadora. [citado 31 jul., 2019]. Disponible en: <https://www.deyamachinery.com/>

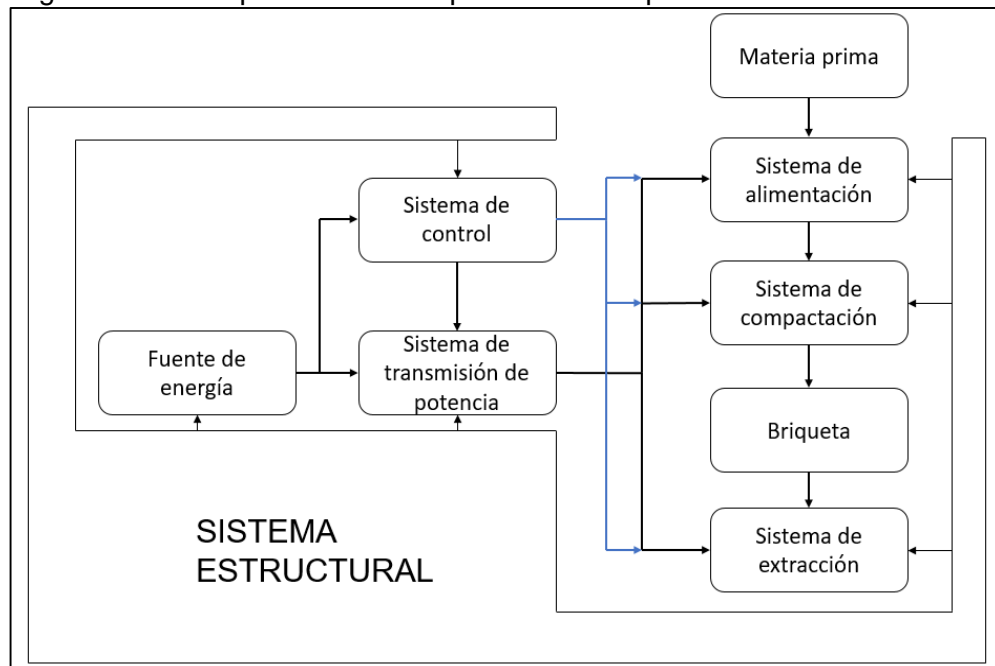
2. DISEÑO CONCEPTUAL, PLANTEAMIENTO Y EVALUCIÓN DE ALTERNATIVAS PARA EL SISTEMA DE COMPACTACIÓN

2.1 DISEÑO CONCEPTUAL

Para el diseño de la máquina fabricante de briquetas de posos de café, es indispensable identificar y conocer el proceso al cual se debe someter la materia prima para que sea transformada en una briketa homogénea y consistente que cumpla con su funcionalidad. Actualmente en la industria de la fabricación de briquetas existen diferentes tipos de máquinas que cumplen con el mismo principio de funcionamiento que es el de compactar material, pero utilizan diferentes sistemas para realizar esta tarea, debido a esto se busca el diseño de una máquina que sea capaz de realizar la función de compactar el material a un costo más bajo que el de las máquinas existentes en el mercado, garantizando un producto final de buena calidad y que se acomode a las necesidades del público.

2.1.1 Proceso y funcionamiento. Como primer parámetro del proceso de la fabricación de briquetas de posos de café, se inicia con el suministro de la materia prima a cargo del operario al sistema de alimentación, posteriormente, el sistema de alimentación conduce la materia prima al sistema de compactación en donde la materia prima se compacta a una presión constante y adquiere la forma de briketa, finalmente el sistema de extracción expulsará el producto ya terminado. Cada uno de estos sistemas es controlado por un sistema de control.

Figura 13. Conceptualización del proceso de briquetado



Fuente: elaboración propia

2.1.1.1 Suministro. Esta etapa del proceso está a cargo del operario, en donde suministra la materia prima al sistema de alimentación de la máquina para así permitir la ejecución de la siguiente función en el proceso.

2.1.1.2 Compactación. Mediante este proceso la materia prima (posos de café) sufre una densificación, es decir que se compacta y reduce su volumen dentro de la unidad de molde, haciéndose más densa y con una forma determinada.

2.1.1.3 Extracción. En esta etapa, la briqueta es expulsada mediante un mecanismo.

2.1.1.4 Control. Cada una de las etapas es controlada para que se realicen de forma adecuada y automáticamente.

2.1.2 Parámetros de diseño. Para llevar a cabo el diseño de la máquina es necesario identificar y establecer parámetros de diseño iniciales, los cuales son una serie de condiciones y características técnicas que se deben cumplir al momento de realizar los cálculos y el diseño como tal de la máquina. Estos parámetros se establecieron teniendo en cuenta la norma NTC 2060 que tiene por nombre “Briquetas ustibles para uso doméstico” y también teniendo en cuenta las especificaciones promedio de las briquetas y las máquinas briquetadoras existentes en el mercado. Los parámetros de diseño son:

- El diseño de la máquina será de tipo semi-industrial con una tecnología de baja presión de compactación por lo que la presión estará entre 2,5-3 MPa.
- El material con el cual la máquina trabajará y producirá las briquetas son los posos de café mezclados con papel húmedo licuado el cual actuará como aglutinante.
- De acuerdo a la NTC 2060 en su numeral 3 donde describe las condiciones generales de las briquetas, el tamaño debe ser superior o igual a los 3 cm en su dimensión mínima, por lo que la máquina tendrá que fabricar briquetas con forma cilíndrica y con las siguientes dimensiones: 5 cm de diámetro, 6-8 cm de largo.
- La máquina tendrá una capacidad de producción de 100 kg/h.
- La máquina diseñada tendrá que ser de fácil operación, y su funcionamiento tendrá que ser eficiente a un bajo costo, además garantizando la seguridad del personal que se hará cargo de la operación del equipo.
- La máquina tendrá que ser de fácil montaje, contar con un modelo de mantenimiento sencillo con el fin de que el operario encargado de operar la máquina en la medida de sus capacidades lo pueda ejecutar.

2.2 SUBSISTEMAS QUE COMPONEN LA MÁQUINA

De acuerdo con la conceptualización del proceso de briquetado y de los parámetros de diseño establecidos se identificaron cada uno de los subsistemas que componen la máquina con sus componentes y las variables que van a controlar. La descripción de cada uno de estos subsistemas se presenta a continuación.

2.2.1 Sistema de compactación y extracción. Este subsistema será el encargado de compactar el material dándole forma de briqueta y de extraerla una vez haya sido compactada. El sistema de compactación y el sistema de extracción se convierten en uno solo debido a que habitualmente la misma presión que se ejerce para compactar el material, se ejerce para extraer la briqueta usando el mismo mecanismo. En el proceso de fabricación de briquetas la compactación es la operación más importante y la cual requiere mayor atención, puesto que la calidad del producto final dependerá de la adecuada presión que ejerza este sistema, debido a esto y a que existen diferentes formas de compactar el material, se plantearon diferentes alternativas de solución para el sistema de compactación y extracción.

Las diferentes opciones que se tienen como alternativas de solución para el diseño del sistema de compactación y extracción de la máquina, teniendo en cuenta su funcionalidad y características, deben cumplir ciertos criterios que permitan hacer una evaluación para la elección de la mejor alternativa. Los criterios que se deben tener en cuenta para la realización del diseño son:

Tabla 9. Criterios de evaluación

| Criterio | Función a cumplir |
|-------------------------|---|
| Energía | La máquina debe consumir la menor energía posible |
| Operación | En la máquina el operario debe intervenir lo menos posible |
| Mantenimiento | La máquina debe tener un mantenimiento sencillo, sin muchas acciones a realizar |
| Producción constante | La máquina debe producir briquetas constantemente |
| Capacidad de producción | La máquina debe producir un gran número de briquetas |
| Tamaño del mecanismo | El mecanismo de compactación de la máquina debe tener menor tamaño |

Fuente: elaboración Propia

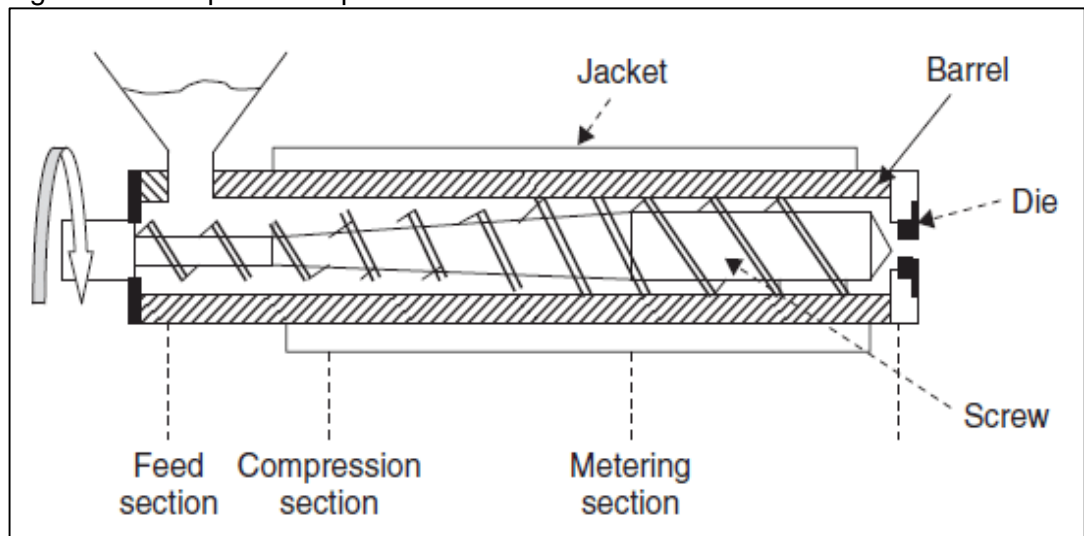
Teniendo en cuenta esto, las alternativas de solución para el sistema de compactación y extracción se presentan a continuación

2.2.1.1 Alternativa 1. Como primera alternativa para el sistema de compactación y extracción de la máquina fabricadora de briquetas, se plantea la compactación y extracción por medio de un tornillo extrusor. Este es un proceso de transformación

de forma de la materia donde su principal objetivo es el de producir formas de sección transversal constante, durante su accionamiento cumple la función de transporte de material sólido, bombeo y presurización del material, mezclado, desgasificado y conformado.

El proceso consiste en alimentar al tornillo por medio de una tolva en donde se pone la materia prima a tratar, después pasa al sistema cilindro-tornillo en donde entra en contacto con los alabes del tornillo y por su movimiento rotacional se va desplazando desde la tolva hasta el final del tornillo mientras que a su vez se va compactando y finalmente pasa por una boquilla que le va a dar la forma final. Durante todo el proceso de extrusión, a medida que la materia va recorriendo el tornillo se va dando el transporte, presurización y homogeneización de la materia, este proceso va a estar determinado por el tornillo pues este se divide en tres zonas donde la materia se va alternando. La primera zona se le denomina la de alimentación, se encuentra conectada con el tronillo, el canal del tornillo tiene la mayor profundidad para que el material se compacte y se pueda pasar a la siguiente parte, la segunda zona del tornillo se le denomina la zona de transición, se encuentra a la mitad del tornillo, en donde la profundidad del canal varía, disminuyendo su profundidad gradualmente, la tercera y última zona del tornillo denominada zona de dosificación se sitúa al final llegando hasta la boquilla y la profundidad del canal es la más reducida y constante, en esta zona el material es presurizado y homogeneizado, posteriormente pasa por la boquilla de conformado por medio de la presión que ejerce el tornillo. La figura 14 muestra los componentes de la compactación por medio de un tonillo extrusor.

Figura 14. Compactación por tornillo extrusor

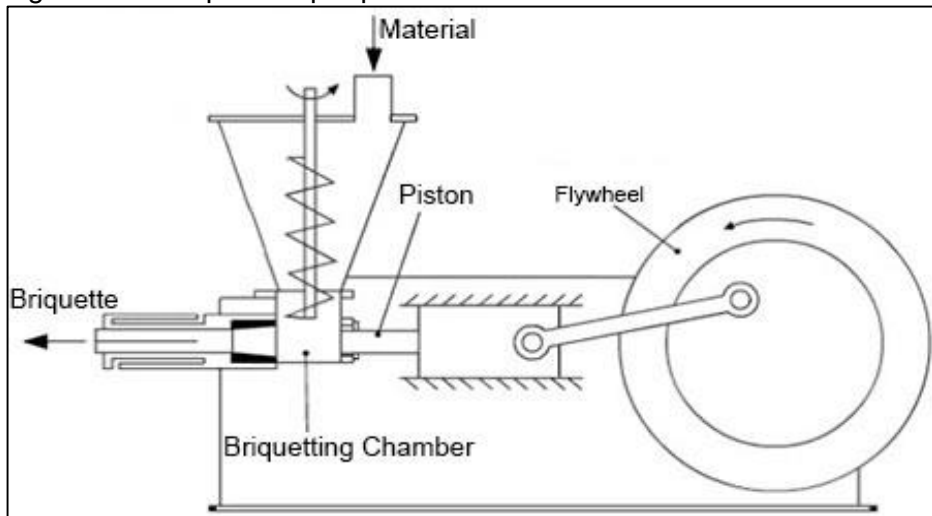


Fuente: ORTIZ, Vicente, VELASCO, Reinaldo y ROA, Diego. Obtención y caracterización de una película a base de almidón hidroxipropilado producida por extrusión soplado. Cali: 2016. ISBN: 978-958-46-9892-6

2.2.1.2 Alternativa 2. Como segunda alternativa para el sistema de compactación y extracción de la máquina fabricadora de briquetas, se plantea la compactación y extracción por impacto mediante un pistón con accionamiento mecánico. Este es un mecanismo constituido por un cilindro y un pistón, su funcionamiento consiste en la introducción de la materia prima a una tolva en donde se acumula para suministrar de forma gradual y discontinua a una cavidad de forma cilíndrica donde posteriormente es comprimida por un pistón. Durante la compresión, la materia prima se calienta por la fuerza de fricción, es entonces que la lignina contenida en la materia prima empieza a fluir y actúa como aglutinante natural para ayudar a la unión del material comprimido; acabado el procedimiento de compresión, la lignina se solidifica y mantiene unida la briqueta. Por la misma acción de impacto que produce el pistón mecánico las briquetas son extraídas y cortadas según las dimensiones requeridas.

El accionamiento mecánico se realiza mediante un volante de inercia que trasmite la potencia a través de un cigüeñal, dentro de las principales características se pueden encontrar que producen briquetas duras y densas, su mantenimiento implica bajos costos, sin embargo es importante hacer mantenimientos regulares puesto que algunos de los materiales compactados pueden generar corrosión además la acción pesada y discontinua el pistón puede generar desequilibrios e irregularidades que durante el transcurso del uso de la máquina se pueden convertir en averías importantes. La figura 15 muestra los componentes de la compactación por medio de un pistón por accionamiento mecánico.

Figura 15. Compresión por pistón mecánico

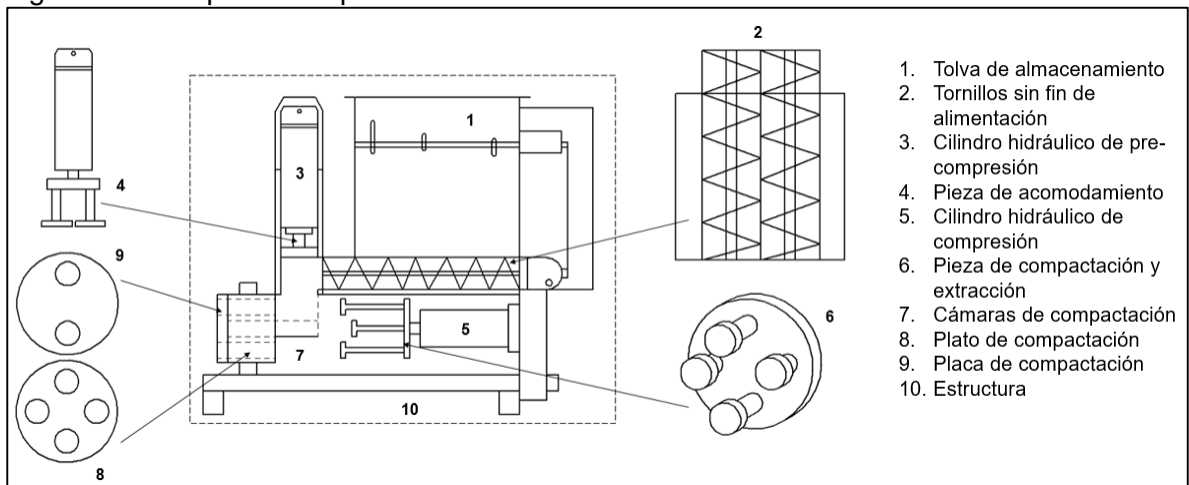


Fuente: MAXTON ENGINEERING. How does a briquette machine work – types and making process. [en línea] [citado 13 ago., 2019]. Disponible en: <https://briquettesolution.com/how-does-a-briquette-machine-work-types-and-making-process/>

2.2.1.3 Alternativa 3. Como tercera alternativa para el sistema de compactación y

extracción de la máquina fabricadora de briquetas, se plantea la compactación y extracción por medio de cilindros hidráulicos. Este proceso consiste en la introducción del material a una tolva donde se acumula y se va distribuyendo hacia dos tornillos sinfín de alimentación los cuales van a conducir el material a las cámaras de compactación. Una vez la materia prima se encuentra en las cámaras de compactación el cilindro hidráulico de pre-compresión se acciona y acomoda la materia prima de tal forma que toda pueda ser compactada mediante la pieza de acomodamiento la cual consta de una placa con dos pines y está adaptada en extremo del vástago, posteriormente el cilindro hidráulico de compresión entra en funcionamiento, este cilindro también tiene adaptado en el extremo del vástago la pieza de compactación y extracción la cual consta de una placa con dos pines de compactación y dos pines de extracción, con los pines de compactación comprime la materia prima dentro de dos de los moldes de compactación para fabricar dos briquetas y con los pines de extracción al mismo tiempo extrae otras dos briquetas ya fabricadas que se encuentran en los otros moldes de compactación. Esta operación se debe a que el plato de compactación está compuesto por 4 agujeros los cuales funcionan como molde para compactar el material, adicionalmente detrás de este plato se encuentra una placa con dos agujeros para la extracción de las briquetas, es decir que una vez los dos pines de compactación compactan el material dentro de los moldes el plato gira y posiciona las briquetas para que los pines de extracción las expulsen. La figura 16 muestra los componentes de la compactación por medio de cilindros hidráulicos.

Figura 16. Compactación por cilindros hidráulicos



Fuente: elaboración propia

2.2.1.4 Evaluación alternativas de solución para el sistema de compactación. Para la selección de la mejor alternativa se utilizará una matriz "Pugh", esta es una herramienta cuantitativa que permite comparar opciones entre sí mediante un arreglo multidimensional, es decir una matriz de decisiones. Se utiliza principalmente en el desarrollo de un nuevo producto o servicio, o para seleccionar la mejor opción frente a un problema; en esta matriz se consigna las características

o criterios que se desean evaluar con su importancia o peso que tiene para el nuevo producto y los diseños o alternativas se evalúan de manera cuantitativa; las alternativas se comparan frente a una solución existente y el mejor diseño o alternativa será el que obtenga un mejor puntaje.

La valoración de cada criterio será calificada de -1 a 0, la asignación del puntaje se hace de la siguiente manera: se analiza cada criterio de manera independiente comparándolo con el diseño actual para determinar si su cumplimiento es superior, inferior o igual, en caso de que al comparar un criterio y el desempeño de la opción sea superior se le asignará un +1, en caso de que el desempeño de la opción sea inferior o no cumpla con el criterio se le asignará un -1, y en caso de que el desempeño de la opción sea igual al de la opción actual se le asignará un 0.

Teniendo en cuenta lo dicho anteriormente, la selección de la mejor alternativa para el sistema de compactación y extracción de la máquina se hará con referencia a la máquina briquetadora hidráulica GC-HBP125, cuya descripción y ficha técnica se encuentran en el numeral 1.6.

A continuación, se le otorgará la valoración a cada criterio teniendo en cuenta la máquina de referencia ya mencionada:

Tabla 10. Matriz Pugh, evaluación de atributos

| | Criterios | Peso | Referencia | Alternativas de diseño | | |
|--|-------------------------|------|------------|------------------------|-------------|-------------|
| | | | | Alternativa | Alternativa | Alternativa |
| | | | | 1 | 2 | 3 |
| | Energía | 3 | GC-HBP125 | -1 | 1 | 1 |
| | Operación | 2 | GC-HBP125 | 0 | 0 | 0 |
| | Mantenimiento | 2 | GC-HBP125 | -1 | 0 | 0 |
| | Producción constante | 2 | GC-HBP125 | 1 | 0 | 0 |
| | Capacidad de producción | 3 | GC-HBP125 | 0 | 0 | 1 |
| | Tamaño del mecanismo | 1 | GC-HBP125 | 1 | -1 | 1 |
| | Sumatoria | | | 0 | 0 | 3 |

Fuente: elaboración Propia

Aplicando la importancia o el peso de cada criterio, obtenemos la matriz ponderada

Tabla 11. Ponderación de criterios

| | Alternativa 1 | Alternativa 2 | Alternativa 3 |
|-------------------------|----------------------|----------------------|----------------------|
| Energía | -3 | 3 | 3 |
| Operación | 0 | 0 | 0 |
| Mantenimiento | -2 | 0 | 0 |
| Producción constante | 2 | 0 | 0 |
| Capacidad de producción | 0 | 0 | 3 |
| Tamaño del mecanismo | 2 | -1 | 1 |
| SUMA PONDERADA | 1 | 2 | 7 |
| RANKING | 3 | 2 | 1 |

Fuente: elaboración Propia

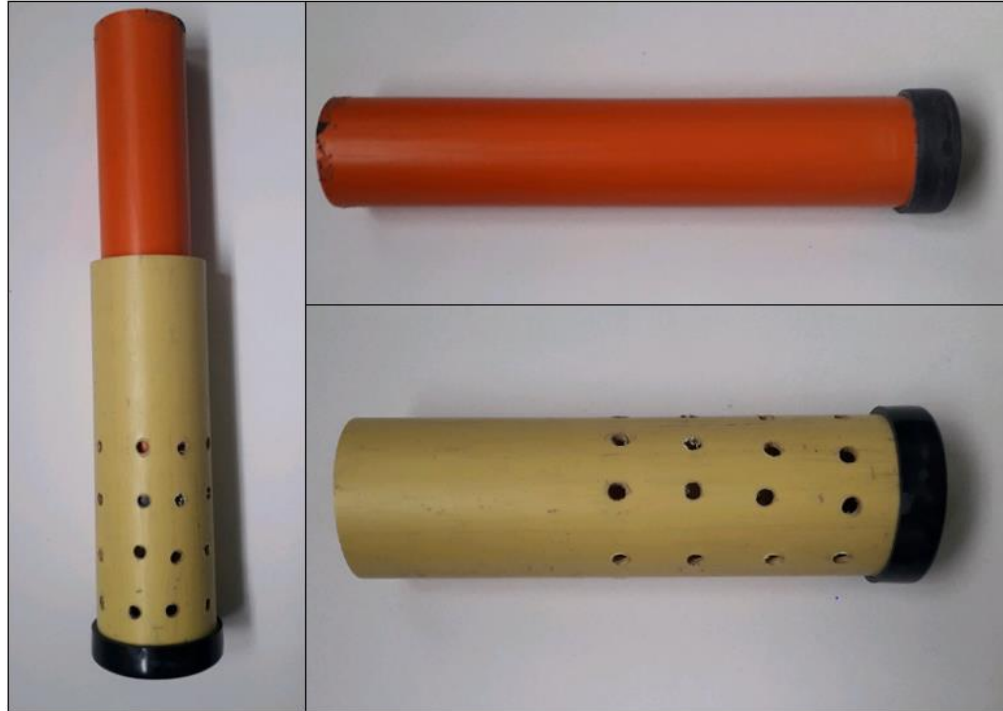
Una vez ejecutada la matriz Pugh y realizando las ponderaciones de acuerdo a la importancia de cada criterio se concluyó que la alternativa 3 (compactación y extracción por medio de cilindros hidráulicos) es la opción más viable y eficiente para el sistema de compactación de la máquina, proporcionando un ahorro de energía adecuado, una fácil operación, un mantenimiento sencillo, una producción constante, una mejor capacidad de producción y un tamaño de mecanismo adecuado para fabricar briquetas homogéneas y de buena calidad.

Teniendo en cuenta la evaluación de las alternativas y la selección de la más adecuada se determinó que el sistema de compactación y extracción está compuesto por las cámaras de compactación, el cilindro hidráulico de pre-compresión, la pieza de acomodamiento, el cilindro hidráulico de compresión, la pieza de compactación y extracción, el plato de compactación y la placa de compactación, así como la unidad hidráulica que da movimiento y fuerza a los cilindros hidráulicos. Las variables que controla este sistema son la fuerza y presión de compactación y la capacidad de producción, que como se había dicho anteriormente es de 100 kg/h.

La presión de compactación depende de la fuerza que debe ejercer el cilindro hidráulico para que la briketa quede con las especificaciones requeridas, pero esta fuerza es desconocida, por lo que se realizaron ensayos de compactación de los posos de café mezclados con agua y aglutinante, de este modo se halló la fuerza más óptima para el diseño de la máquina briquetadora. Estos ensayos se realizaron con la máquina universal de ensayos de la Fundación Universidad de América.

Para simular el sistema de compactación en los ensayos, se utilizó un tubo de PVC (amarillo) de 2 pulgadas (5 cm) con agujeros (para evacuar la humedad del material) el cual cumple la función de molde en el cual se comprimen las briquetas, adicionalmente se utilizó otro tubo de PVC (naranja) de pulgada y media con una tapa plana en uno de sus extremos para simular el cilindro hidráulico de compresión. La figura 17 muestra el prototipo del sistema de compactación para la realización de los ensayos.

Figura 17. Prototipo de sistema de compactación para ensayos



Fuente: elaboración Propia

Para realizar los ensayos de compactación se siguieron los pasos que se describen a continuación:

1) Preparación de la mezcla a compactar. Esta se realizó mezclando un porcentaje de posos de café, un porcentaje de aglutinante, que en este caso fue papel húmedo licuado y un porcentaje de agua. Cada uno de estos elementos fueron pesados y medidos debidamente para obtener la cantidad de material a compactar. Se realizaron cinco diferentes tipos de mezcla con porcentajes de posos de café y aglutinante diferentes. En la tabla 12 se muestran cada uno de los porcentajes que se utilizaron en las mezclas.

Tabla 12. Porcentajes de las mezclas para los ensayos

| | Posos de café | Papel húmedo licuado | Agua |
|-----------------|----------------------|-----------------------------|-------------|
| Mezcla 1 | 90% | 5% | 5% |
| Mezcla 2 | 80% | 13% | 7% |
| Mezcla 3 | 70% | 18% | 12% |
| Mezcla 4 | 60% | 28% | 12% |
| Mezcla 5 | 50% | 35% | 15% |

Fuente: elaboración propia

2) Introducción de la mezcla al molde. Una vez pesada la cantidad de material que se va a comprimir se vacía dentro del molde.

3) Ubicación del prototipo del sistema de compactación en la máquina universal de ensayos. Con el material dentro del molde de compactación, se procede a ubicar el prototipo del sistema de compactación en la máquina que va a realizar la fuerza de compactación, esta tiene que ser configurada y calibrada para que la operación se realice de forma correcta.

4) Accionamiento de la máquina universal de ensayos. Una vez colocado el prototipo del sistema de compactación en la máquina ya configurada y calibrada, se inicia la operación accionando la máquina, esta se desplaza hacia abajo con velocidad constante la cual se configuró en el paso anterior y a medida que se desplaza va aumentando la fuerza que ejerce sobre el prototipo del sistema de compactación. La máquina se detiene manualmente dependiente de la fuerza que se requiera.

5) Extracción de la briqueta. Una vez la máquina se detiene y se retira el prototipo del sistema de compactación se procede a extraer la máquina, esto se realiza mediante un gato hidráulico. El prototipo del sistema de compactación se ubica de tal forma que el gato hidráulico puede ejercer la fuerza necesaria para que la briqueta sea expulsada del molde de compactación.

6) Medición de la briqueta. Una vez extraída la briqueta del molde se procede a medir su altura, de esta manera se verifican las dimensiones con las que queda compactada la briqueta, así se determina si la briqueta queda con las dimensiones requeridas.

El cuadro 3 muestra fotografías de cada uno de los pasos que se realizaron en los ensayos

Cuadro 3. Ensayo de compactación

Preparación de mezcla



Introducción al molde



Configuración y calibración



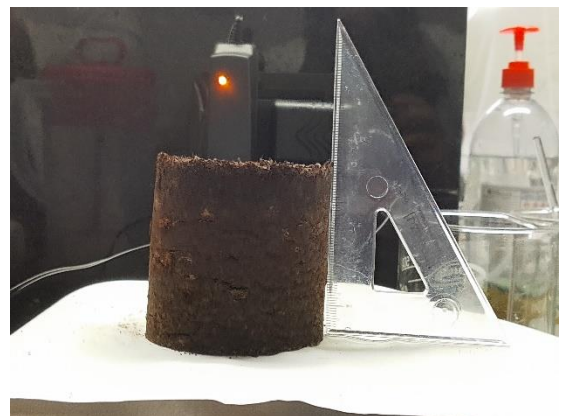
Accionamiento de máquina



Extracción de la briqueta



Medición de la briqueta



Fuente: elaboración Propia

Se realizó un ensayo con cada una de las cinco mezclas que se obtuvieron, en cada ensayo se fabricaron 10 briquetas variando la fuerza de compactación, manteniendo constante la cantidad de material y el diámetro de la briketa.

De acuerdo a los resultados obtenidos se determinó que el estudio más óptimo es el ensayo 5, el cual se realizó con la mezcla que contenía 50% de posos de café, 35% de papel húmedo licuado y 15% de agua, debido a que se obtuvieron briquetas de mejor calidad las cuales no presentaban desmoronamiento al momento de extraerlas del molde ni grandes fisuras, además que eran bien compactas y no perdían su forma, a diferencia de las briquetas obtenidas con los otros tipos de mezcla que se utilizaron. A continuación, en la tabla 13 se presenta en detalle los porcentajes y pesos de la mezcla con la que se obtuvieron los mejores resultados.

Tabla 13. Porcentajes de los componentes de la mezcla

| | | Porcentaje |
|-------------------|-----------------------------|-------------------|
| Componente | Posos de café | 2500 g (50 %) |
| | Papel húmedo licuado | 1750 g (35 %) |
| | Agua | 750 ml (15 %) |

Fuente: elaboración Propia

En la tabla 14 se muestran los resultados del ensayo 5.

Tabla 14. Resultados de los ensayos de compactación

| Ensayo | Mezcla | Cantidad de material | Diámetro del molde | Fuerza de compactación | Altura de la briketa |
|--|---------------|-----------------------------|---------------------------|-------------------------------|-----------------------------|
| 5 | 5 | 400 g | 5 cm | 2000 N | 7,54 cm |
| | | 400 g | 5 cm | 3000 N | 7,47 cm |
| | | 400 g | 5 cm | 4000 N | 7,35 cm |
| | | 400 g | 5 cm | 5000 N | 7,24 cm |
| | | 400 g | 5 cm | 6000 N | 7,17 cm |
| | | 400 g | 5 cm | 7000 N | 7,06 cm |
| | | 400 g | 5 cm | 8000 N | 6,91 cm |
| | | 400 g | 5 cm | 9000 N | 6,85 cm |
| | | 400 g | 5 cm | 10000 N | 6,73 cm |
| | | 400 g | 5 cm | 11000 N | 6,68 cm |
| Fuerza de compactación promedio | | | | 5600 N | |

Fuente: elaboración Propia

De acuerdo a los resultados obtenidos se concluyó que todas las fuerzas aplicadas al prototipo del sistema de compactación generaron briquetas consistentes y en el intervalo de las medidas requeridas en los parámetros de diseño, por lo que se calculó un promedio de la fuerza ejercida la cual dio como resultado 5600 N, esta será la fuerza requerida por el cilindro hidráulico de compactación. Adicionalmente se realizó un último ensayo con la fuerza de compactación calculada para

determinar la altura promedio que van a tener las briquetas al ejercer esta fuerza, en este ensayo se fabricaron 5 briquetas con la misma cantidad de material usado en los ensayos anteriores y se determinó la altura de cada una de ellas. En la tabla 15 se muestra los resultados obtenidos al aplicar la fuerza promedio de compactación.

Tabla 15. Resultados ensayo con fuerza de compactación promedio

| Cantidad de material | Diámetro del molde | Fuerza de compactación | Altura de la briketa | Peso de la briketa |
|--|--------------------|------------------------|----------------------|--------------------|
| 400 g | 5 cm | 5600 N | 7,15 cm | 248,53 g |
| 400 g | 5 cm | 5600 N | 7,12 cm | 249,32 g |
| 400 g | 5 cm | 5600 N | 7,19 cm | 250,23 g |
| 400 g | 5 cm | 5600 N | 7,14 cm | 248,65 g |
| 400 g | 5 cm | 5600 N | 7,13 cm | 251,13 g |
| Altura y peso promedio de las briquetas | | | 7,146 cm | 249,57 g |

Fuente: elaboración propia

Con la fuerza de compactación establecida de acuerdo a los resultados de los ensayos realizados y con el diámetro de la briketa establecido (50 mm), se determinó la presión de compactación que deberá ejercer la máquina. El área de compactación en la que el cilindro hidráulico ejercerá la fuerza está determinada por:

Ecuación 1. Área de un círculo

$$A = \pi * r^2$$

ROLDAN VILORIA, José. Prontuario de hidráulica industrial: Electricidad Aplicada. Madrid, España.: Paraninfo, 2001. 231 p. ISBN 84-283-2812-2.

Dónde:

r = Radio de la circunferencia

A= Área de compactación

Reemplazando en la ecuación se obtiene:

$$A = \pi * \left(\frac{0,050}{2}\right)^2 = 0,0019635 \text{ m}^2$$

Una vez establecidos los parámetros de fuerza de compactación y área donde se va a ejercer esta fuerza se determina la presión de compactación que ejercerá el cilindro hidráulico así:

Ecuación 2. Presión de compactación

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

ROLDAN VILORIA, José. Prontuario de hidráulica industrial: Electricidad Aplicada. Madrid, España.: Paraninfo, 2001. 231 p. ISBN 84-283-2812-2.

Dónde:

F= Fuerza de compactación

A= Área de compactación

P= Presión de compactación

Reemplazando en la ecuación se obtiene:

$$P = \frac{5600 \text{ N}}{0,0019635 \text{ m}^2} = 2852049,911 \text{ Pa} = 2,852049911 \text{ MPa}$$

$$P_{compactación} = 2,852049911 \text{ MPa} = 28,52049911 \text{ bar}$$

La presión de compactación que deberá ejercer la máquina será de 2,852049911 MPa lo que equivale a 28,52049911 bar, de esta forma se garantizará que la briqueta fabricada cumpla con los requerimientos. Esta variable será controlada por el sistema de compactación.

2.2.2 Sistema de alimentación. Este subsistema será el encargado de almacenar el material y distribuirlo para que pueda ser compactado. El sistema de alimentación está conformado por la tolva de almacenamiento y por dos tornillos sin fin de alimentación. La variable que controla este sistema es la capacidad de producción, la cual será de 100 kg/h.

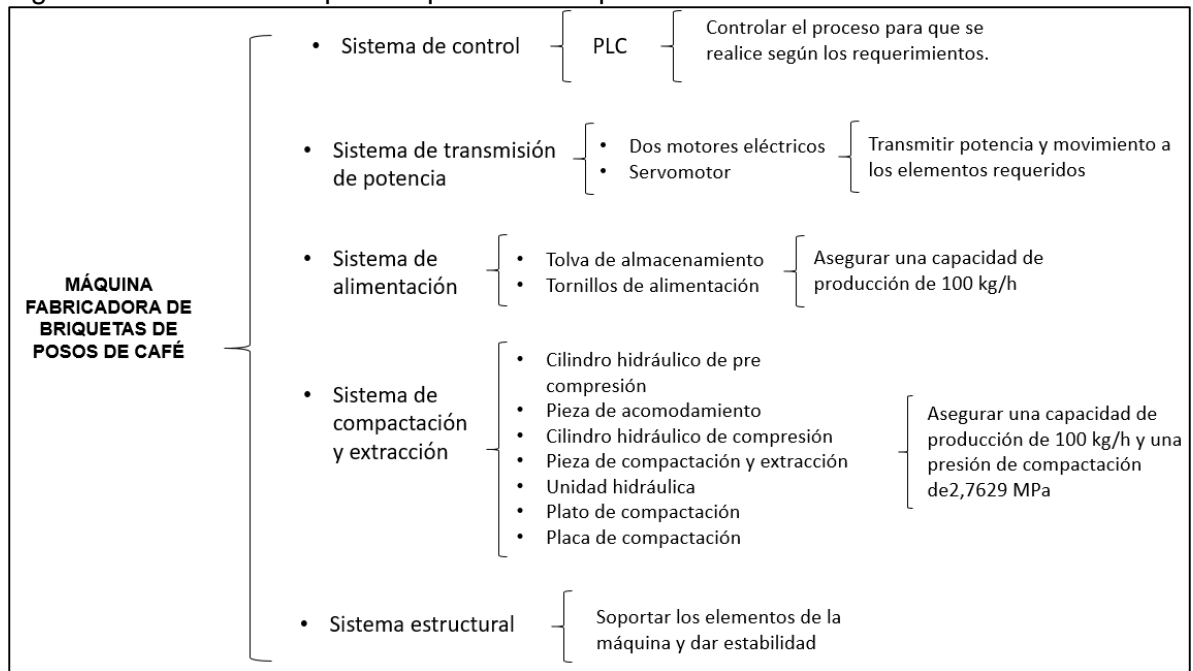
2.2.3 Sistema de transmisión de potencia. Este subsistema será el encargado de transmitir potencia y movimiento a cada uno de los elementos que lo requiera, en este caso se transmitirá potencia y movimiento a los tornillos sin fin de alimentación y al plato de compactación. El sistema de transmisión de potencia está conformado por 2 motores eléctricos para los tornillos sin fin de alimentación, un servomotor para el plato de compactación.

2.2.4 Sistema de control. Este subsistema será el encargado de controlar cada uno de los subsistemas para que el proceso de fabricación de briquetas se realice de una manera adecuada de acuerdo a los requerimientos establecidos. El sistema de control está conformado por un PLC el cual controlará los tiempos y las acciones que deben realizarse siguiendo una secuencia.

2.2.5 Sistema estructural. Este subsistema será el encargado de soportar cada uno de los elementos de la máquina y debe garantizar que durante el proceso la máquina se mantenga estable y sin riesgo de colapso.

A continuación, en la figura 18 se presenta de forma general los subsistemas que componen la máquina fabricadora de briquetas de posos de café

Figura 18. Subsistemas que componen la máquina

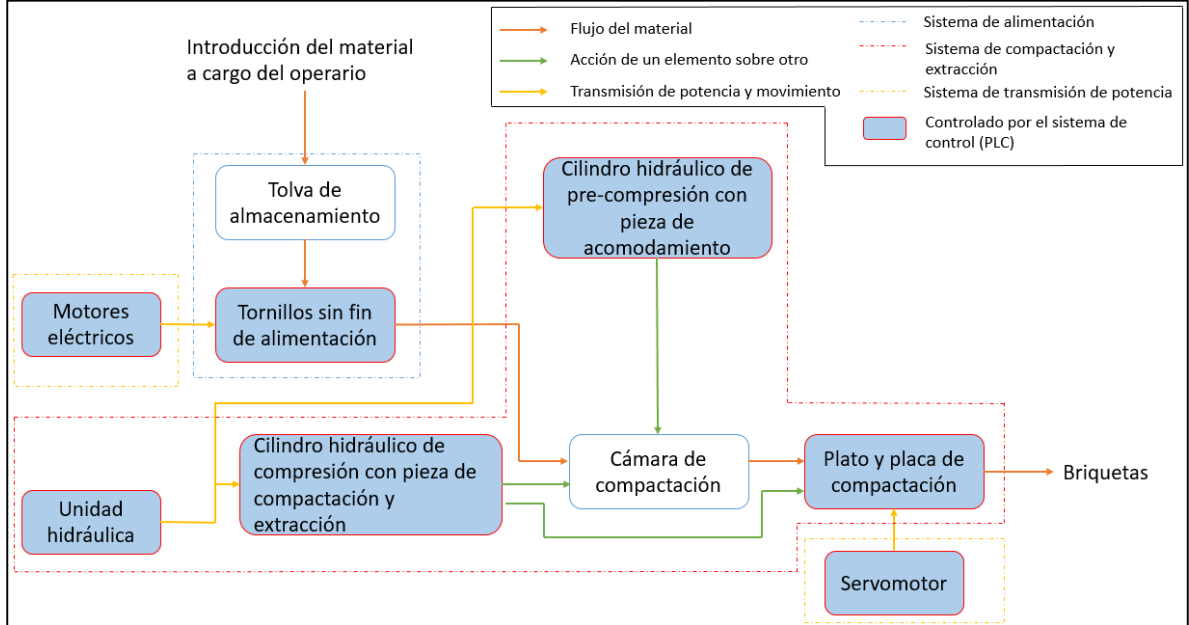


Fuente: elaboración propia

2.3 DISEÑO FUNCIONAL

Teniendo en cuenta cada uno de los subsistemas que conforman la máquina y los elementos que conforman cada uno de estos subsistemas se planteó un diseño funcional, el cual describe paso a paso el proceso de fabricación de briquetas con la máquina a diseñar. La figura 19 muestra el diseño funcional propuesto.

Figura 19. Diseño funcional



Fuente: elaboración propia

El proceso empieza con la introducción del material a la tolva de almacenamiento (a cargo del operario) donde se acumula y se va distribuyendo hacia dos tornillos sin fin de alimentación los cuales son accionados mediante dos motores eléctricos, los tornillos sin fin de alimentación se encargan de conducir el material a las cámaras de compactación. Una vez la materia prima se encuentra en las cámaras de compactación el cilindro hidráulico de pre-compresión se acciona y acomoda la materia prima de tal forma que toda pueda ser compactada mediante la pieza de acomodamiento la cual consta de una placa con dos pines y está adaptada en extremo del vástago, posteriormente el cilindro hidráulico de compresión entra en funcionamiento, este cilindro también tiene adaptado en el extremo del vástago la pieza de compactación y extracción la cual consta de una placa con dos pines de compactación y dos pines de extracción, con los pines de compactación comprime la materia prima dentro de dos de los moldes de compactación para fabricar dos briquetas y con los pines de extracción al mismo tiempo extrae otras dos briquetas ya fabricadas que se encuentran en los otros moldes de compactación. Esta operación se debe a que el plato de compactación está compuesto por 4 agujeros los cuales funcionan como molde para compactar el material, adicionalmente detrás de este plato se encuentra una placa con dos agujeros para la extracción de las briquetas, es decir que una vez los dos primeros actuadores del cilindro de compactación compacta el material dentro de los moldes el plato gira 90° por la acción de un servomotor y posiciona las briquetas para que los otros dos actuadores del cilindro de compactación las expulsen. Cada uno de los sistemas es controlado por un PLC el cual se encarga de control los tiempos y las acciones que deben realizarse.

3. DISEÑO DETALLADO

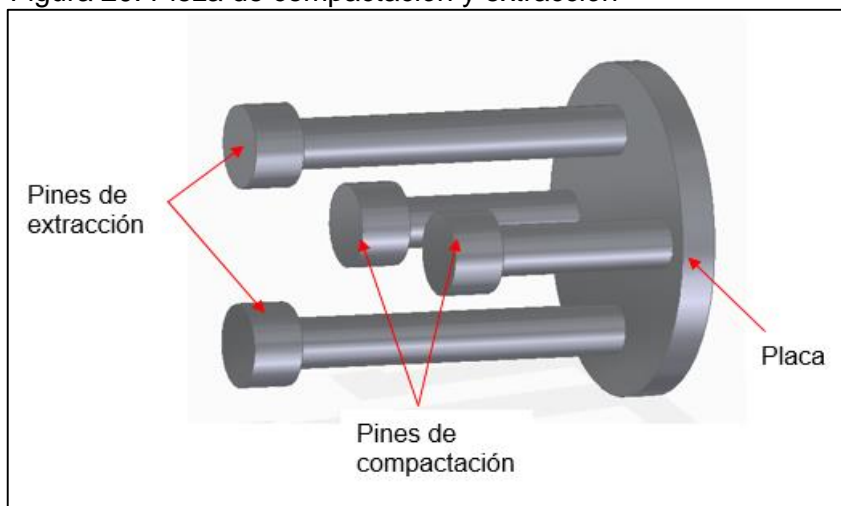
Este capítulo está destinado al desarrollo del diseño detallado de cada uno de los subsistemas que componen la máquina, teniendo en cuenta los parámetros de diseño y el diseño conceptual expuestos en el capítulo 2, con el fin de obtener el diseño de una máquina que sea capaz de compactar los posos de café para la fabricación de briquetas. Aquí se diseñará y seleccionará la unidad hidráulica con todos sus componentes, se realizará el diseño de la tolva, el diseño de los tornillos sin fin de alimentación, así como el diseño del plato de compactación y de la placa de compactación, además se realizarán los cálculos estructurales.

3.1 SISTEMA DE COMPACTACIÓN Y EXTRACCIÓN

El sistema de compactación y extracción en la máquina briquetadora tiene como función principal compactar el material para fabricar las briquetas, por lo que debe generar y transmitir la fuerza necesaria para cumplir con las necesidades ya expuestas, además de esto también tiene la función de extraer la briketa. Como se había mencionado anteriormente el sistema de compactación y extracción está compuesto por el cilindro de compresión, la pieza de compactación y extracción, el cilindro de pre-compresión, la pieza de acomodamiento, la unidad hidráulica, el plato de compactación y la placa de compactación. A continuación, se muestra el diseño de cada uno de estos elementos.

3.1.1 Diseño de la pieza de compactación y extracción. La pieza de compactación y extracción está compuesta por una placa circular y por 4 pines soldados a ella, dos de los pines van a cumplir la función de compactar el material y los otros dos pines van a cumplir la función de extraer las briquetas ya fabricadas. La figura 20 muestra la pieza de compactación y extracción en detalle.

Figura 20. Pieza de compactación y extracción



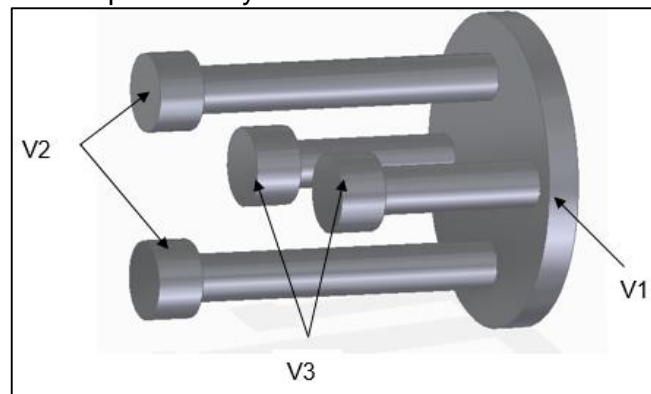
Fuente: elaboración propia

Debido a que la pieza de compactación y extracción estará adaptada en el extremo del vástago del cilindro hidráulico, se debe determinar el peso de esta para garantizar que no afecte las operaciones que debe realizar el cilindro hidráulico y además que no vaya a deflactar el vástago del mismo. A continuación, se muestra la elección del material y el cálculo del peso de la pieza de compactación y extracción.

3.1.1.1 Material de la pieza de compactación y extracción. Teniendo en cuenta que la pieza de compactación y extracción estará en contacto con el material a compactar, el cual se encuentra húmedo, se decidió utilizar acero inoxidable AISI 304, de esta forma se garantizará que la pieza no va a tener ningún tipo de corrosión que pueda afectar su funcionamiento. Según el libro Diseño de elementos de máquinas de Robert L. Mott, la densidad de este tipo de aceros es de 8027,17 kg/m³.²⁰

3.1.1.2 Cálculo del peso de la pieza de compactación y extracción. Teniendo en cuenta la densidad del material seleccionado y la geometría de la pieza (ver anexo de planos) se calculó el peso de esta de la siguiente manera:

Figura 21. Identificación de los volúmenes pieza de compactación y extracción



Fuente: elaboración Propia

El volumen V1 corresponde al volumen de la placa circular, la cual tiene un diámetro de 200 mm y un espesor de 20 mm, y está determinado por la siguiente ecuación:

Ecuación 3. Volumen de un cilindro

$$V_{cilindro} = A_{base} * h$$

Fuente: MOTT, Robert L. Diseño de elementos de máquinas. México. Prentice-Hall. 1995. ISBN 9688805750

Donde:

²⁰ MOTT, Robert L. Diseño de elementos de máquinas. México. Prentice-Hall. 1995. ISBN 9688805750

V= Volumen del cilindro
A= Área de la base del cilindro
h= Altura del cilindro

Reemplazando los valores:

$$V_1 = [\pi * (0,1 \text{ m})^2 * 0,02 \text{ m}] - [\pi * (0,025 \text{ m})^2 * 0,01 \text{ m}] \\ - 3[\pi * (0,015 \text{ m})^2 * 0,02 \text{ m}] - [\pi * (0,008 \text{ m})^2 * 0,01 \text{ m}] \\ = 5,8546722 * 10^{-4} \text{ m}^3$$

El volumen 2 (V2) corresponde a los pines de extracción, los cuales están compuestos por un perfil redondo hueco de 33,4 mm de diámetro, 2,5 mm de espesor y 216 mm de longitud, además de los cabezales de compactación de 50 mm de diámetro y 30 mm de longitud los cuales están unidos al extremo del tubo. El volumen 2 está determinado por la siguiente ecuación:

$$V_2 = 2[(\pi * (0,0167 - 0,0142 \text{ m})^2 * 0,216 \text{ m})] \\ + 2[(\pi * (0,025 \text{ m})^2 * 0,03 \text{ m})] = 1,26292 * 10^{-4} \text{ m}^3$$

El volumen 3 (V3) corresponde a los dos pines de compactación los cuales están compuestos por un tubo hueco de 30 mm de diámetro, 1,5 mm de espesor y 120 mm de longitud, además de los cabezales de compactación de 50 mm de diámetro y 30 mm de longitud los cuales están unidos al extremo del tubo. El volumen 3 está determinado por la siguiente ecuación.

$$V_3 = 2(\pi * (0,0167 - 0,0142 \text{ m})^2 * 0,120 \text{ m}) + 2(\pi * (0,025 \text{ m})^2 * 0,03 \text{ m}) \\ = 1,22522 * 10^{-4} \text{ m}^3$$

Sumando cada uno de los volúmenes determinados se obtuvo el volumen total de la pieza de compactación y extracción:

$$V_{pieza} = V_1 + V_2 + V_3 = 8,222741 * 10^{-4} \text{ m}^3$$

Teniendo en cuenta la densidad del material escogido para la pieza de compactación y extracción y el volumen de la misma, se calculó la masa que tiene de la siguiente manera:

$$m = 8027,17 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * 8,342813 * 10^{-4} \text{ m}^3 = 6,69692 \text{ kg}$$

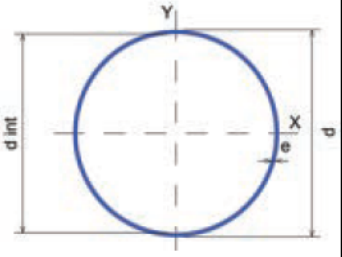
El peso de la pieza de compactación y extracción es de 6,69692 kg.

3.1.1.3 Verificación de los perfiles circulares huecos de la pieza de compactación y extracción. Teniendo en cuenta que los pines de compactación estarán sometidos a compresión se debe verificar que los perfiles circulares huecos soporten la carga a la que estarán sometidos y no vayan a presentar ningún tipo de falla o pandeo. Para hacer esta verificación se consideró a los perfiles circulares huecos como una columna empotrada en sus 2 extremos sometida a una presión axial y se determinó la carga máxima o carga admisible que soporta el perfil.

Como primera instancia se seleccionó el perfil que se utilizará para los pines de compactación mediante el catálogo de Perfil Estructural Tubular de la empresa Colmena. Se seleccionó un perfil circular de 3,34 cm de diámetro exterior y 2,5 mm de espesor. La figura 22 muestra la selección del perfil y las propiedades de este.

Figura 22. Perfiles circulares-pieza de compactación y extracción

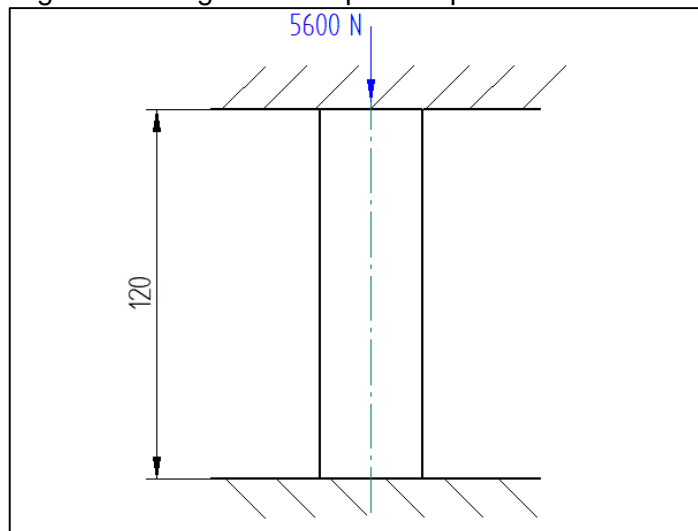
| PERFIL CIRCULAR | | | | | | | | |
|-----------------|-------------|-----------|-----------------------|--------------|-------------------------|--|---------------------------------------|------------------------|
| DIÁMETRO | | | ESPESOR DE PARED (mm) | PESO | | FLEXIÓN | | |
| NOMINAL PULG. | EXT. (pulg) | EXT. (cm) | | NEGRO (kg/m) | ÁREA (cm ²) | MOMENTO INERCIA - I (cm ⁴) | MÓDULO SECCIÓN - S (cm ³) | RADIO DE GIRO - r (cm) |
| 1/2 | 0,84 | 2,13 | 1,50 | 0,73 | 0,89 | 0,40 | 0,40 | 0,67 |
| 3/4 | 1,05 | 2,67 | 2,00 | 1,22 | 1,51 | 1,11 | 0,85 | 0,86 |
| 1 | 1,32 | 3,34 | 2,50 | 1,91 | 2,39 | 2,78 | 1,69 | 1,08 |
| | | | 3,00 | 2,25 | 2,82 | 3,19 | 1,94 | 1,06 |
| 1 1/4 | 1,66 | 4,22 | 2,50 | 2,45 | 3,12 | 6,17 | 2,92 | 1,41 |
| | | | 3,00 | 2,90 | 3,70 | 7,16 | 3,39 | 1,39 |



Fuente: COLMENA. Perfil Estructural Tubular. [en línea]. [consultado el 10 sep., de 2019]. Disponible en: http://www.tuboscolmena.com/web/fichas/ESTRUCTURAL_CERRADO.pdf

Una vez seleccionado el perfil y teniendo en cuenta la longitud que se requiere, se realizó un diagrama de cuerpo libre del perfil al momento en que estará sometido a la presión axial el cual se muestra en la figura 23.

Figura 23. Diagrama cuerpo libre perfil circular hueco



Fuente: elaboración propia

Teniendo en cuenta que la fuerza requerida para comprimir el material es de 5600 N, la cual se determinó en los ensayos de compresión en el capítulo 2, se consideró que la carga a la que estará sometido el perfil circular hueco es de 5600 N. Posteriormente se determinó la carga admisible del perfil, la cual está determinada por la siguiente ecuación:

Ecuación 4. Carga admisible del perfil

$$P = A * \frac{\sigma_{cr}}{FS}$$

Fuente: MCCORMAC, Jack C. CSERNAK, Stephen F. Diseño de estructuras de acero. México: Alfaomega Grupo Editor S.A., 2012. Quinta edición. 736p. ISBN: 978 607 707 559 2

Dónde:

A = Área del perfil

σ_{cr} = Carga crítica

FS = Factor de seguridad (1,67)

El área del perfil (A) está determinada de acuerdo a la figura 22, la cual muestra las características del perfil seleccionado, esta área es de 2,39 cm².

La carga crítica (σ_{cr}) es la máxima carga que soporta el perfil antes de que se pandee o falle y está determinada por la siguiente ecuación:

Ecuación 5. Esfuerzo crítico (formula de Euler)

$$\sigma_{cr} = \frac{\pi^2 * E}{\lambda^2}$$

Fuente: MCCORMAC, Jack C. CSERNAK, Stephen F. Diseño de estructuras de acero. México: Alfaomega Grupo Editor S.A., 2012. Quinta edición. 736p. ISBN: 978 607 707 559 2

Dónde:

E = Módulo elástico

λ = Esbeltez del perfil

El módulo elástico (E) depende del material del perfil, en este caso el perfil circular es de acero inoxidable 304 y su módulo elástico es de 28000000 psi²¹ lo que equivale a 1968593,217 kg/cm².

²¹ NKS. Acero inoxidable 304 y 304L. [sitio web]. [consultado el 10 sep., de 2019]. Disponible en: <https://nks.com/es/distribuidor-de-acero-inoxidable/acero-inoxidable-304/>

La esbeltez del perfil (λ) está determinada por la siguiente ecuación:

Ecuación 6. Esbeltez del perfil

$$\lambda = \frac{k * L}{r}$$

Fuente: MCCORMAC, Jack C. CSERNAK, Stephen F. Diseño de estructuras de acero. México: Alfaomega Grupo Editor S.A., 2012. Quinta edición. 736p. ISBN: 978 607 707 559 2

Dónde:





k = Factor de longitud efectiva

L = Longitud del perfil

r = Radio de giro del perfil

El factor de longitud efectiva (k) depende de la forma en la que está restringido el perfil, en la figura 24 se muestra los valores teóricos del factor de longitud efectiva que se pueden presentar.

Figura 24. Valores aproximados del factor de longitud efectiva

| Tabla 5.1 Valores aproximados del factor de longitud efectiva, K. | | | | | | |
|--|---|------|--|-----|--|-----|
| Las líneas punteadas muestran la forma pandeada de la columna | (a) | (b) | (c) | (d) | (e) | (f) |
| Valor K teórico | 0.5 | 0.7 | 1.0 | 1.0 | 2.0 | 2.0 |
| Valores recomendados de diseño cuando las condiciones reales son aproximadas | 0.65 | 0.80 | 1.2 | 1.0 | 2.10 | 2.0 |
| Símbolos para las condiciones de extremo |  Rotación y traslación impedidas | |  Rotación libre y traslación impedida | |  Rotación impedida y traslación libre | |
| |  Rotación y traslación libres | | | | | |

Fuente: MCCORMAC, Jack C. CSERNAK, Stephen F. Diseño de estructuras de acero. México: Alfaomega Grupo Editor S.A., 2012. Quinta edición. 736p. ISBN: 978 607 707 559 2

El factor de longitud efectiva recomendado para el empotramiento del perfil es de 0,5.

El radio de giro del perfil (r) está determinado de acuerdo a la figura 22, la cual muestra las características del perfil seleccionado, este radio de giro es de 1,08 cm.

Reemplazando los valores en la ecuación de la esbeltez del perfil se obtiene:

$$\lambda = \frac{0,5 * 12 \text{ cm}}{1,08 \text{ cm}} = 5,55$$

La esbeltez del perfil es de 5,55.

Reemplazando los valores en la ecuación de la carga crítica se obtiene:

$$\sigma_{cr} = \frac{\pi^2 * 1968593,217 \text{ kg/cm}^2}{5,55^2} = 642288,8025 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

La carga crítica del perfil circular hueco es de 642288,8025 kg/cm².

Reemplazando los valores en la ecuación de la carga admisible del perfil se obtiene:

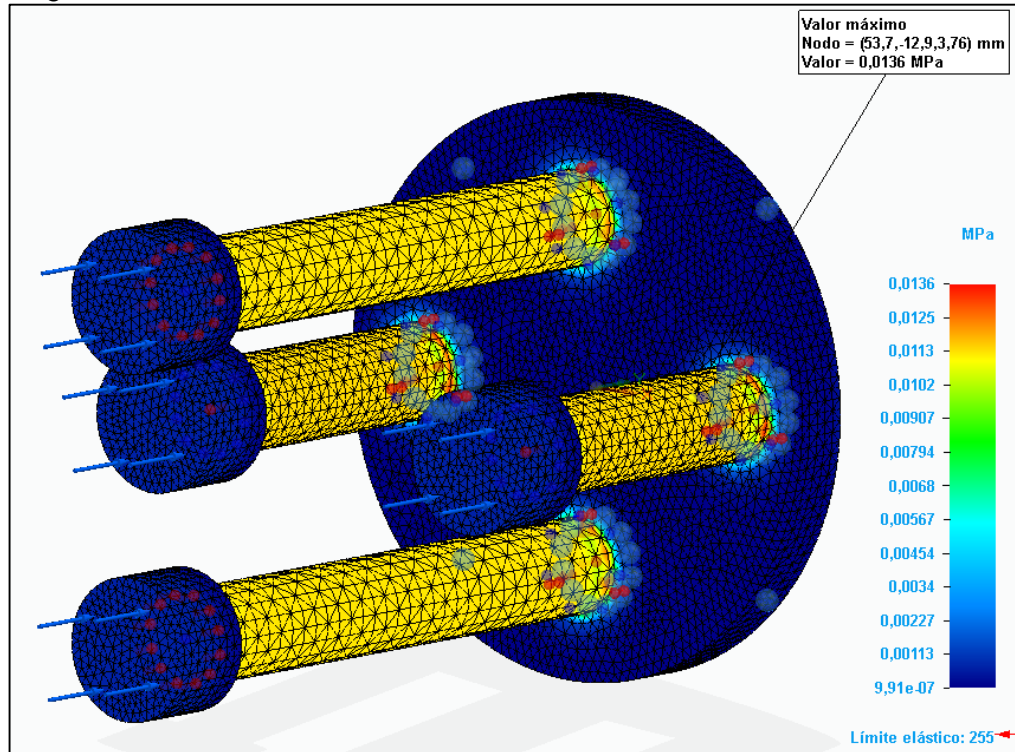
$$P = 2,39 \text{ cm}^2 * \frac{642288,8025 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}}{1,67} = 919203,735 \text{ kg}$$

El perfil circular hueco admite o soporta una carga de 919293,735 kg la cual es muchísimo mayor a la carga a la que estará sometido la cual es de 570,84 kg, esto quiere decir que los pines de compactación no fallarán fácilmente y tendrán una disponibilidad muy elevada.

3.1.1.4 Simulación por elementos finitos. Como ya se había dicho anteriormente la pieza de compactación y extracción estará sometida a una fuerza de compresión de 5600 N por lo que es una de las piezas críticas de la máquina. En el numeral anterior se determinó que los perfiles circulares huecos soportarán la carga a la que estarán sometidos, pero al ser una de las piezas críticas se decidió simularla por medio de elementos finitos y de esta manera comprobar que los pines de compactación soportarán las condiciones de trabajo.

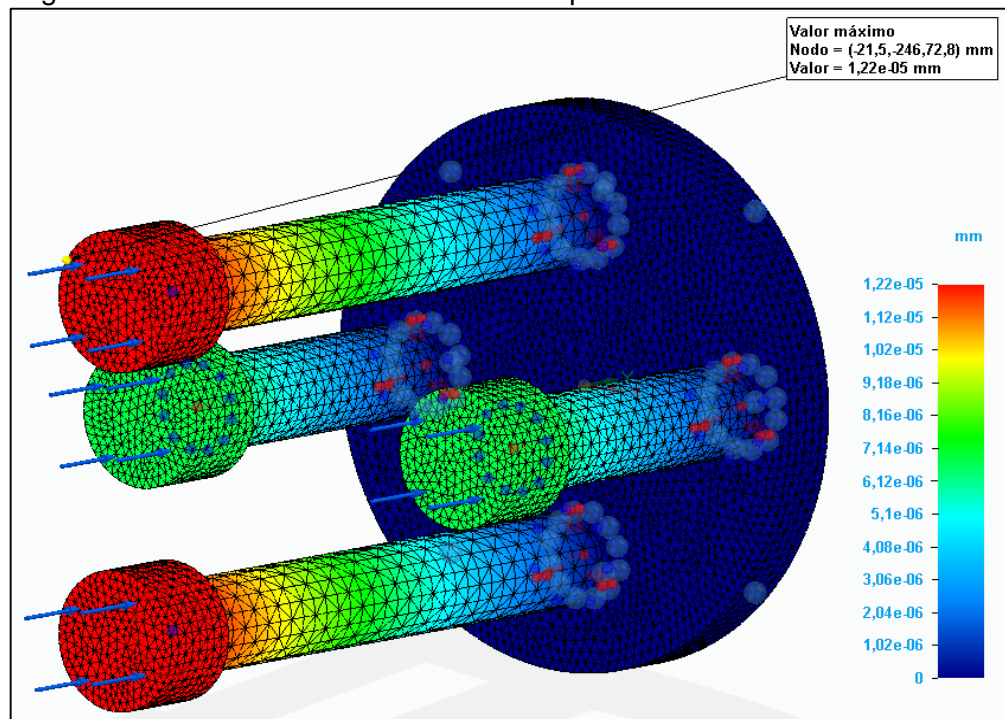
La simulación se realizó aplicando una fuerza de 5600 N en los extremos de cada uno de los pines, se restringió la placa y los extremos de los pines que estarán soldados a la placa y se utilizó un tamaño de malla de 4,40 mm. Los resultados de la simulación se muestran en las imágenes 25, 26 y 27.

Figura 25. Resultados de simulación - Tensión de Von Mises



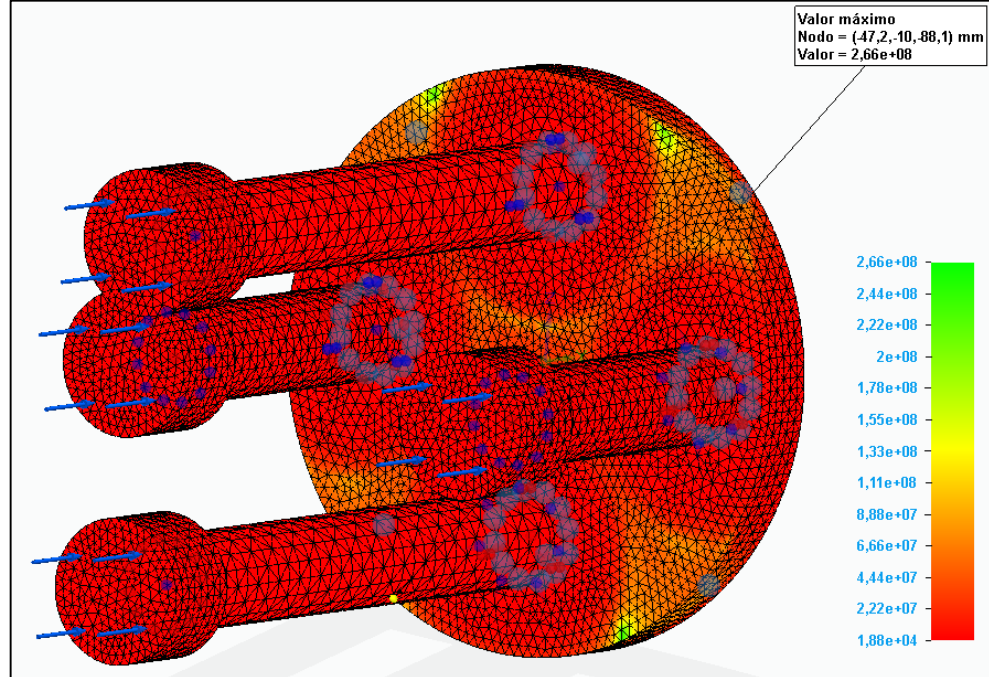
Fuente: elaboración propia con base en: software SolidEdge

Figura 26. Resultados de simulación - Desplazamiento



Fuente: elaboración propia con base en: software SolidEdge

Figura 27. Resultados de simulación - Factor de seguridad



Fuente: elaboración propia con base en: software SolidEdge

De acuerdo a los resultados obtenidos se determinó que el máximo esfuerzo que se va a producir en la pieza de compactación y extracción es de 0,0136 MPa y se va a producir en los perfiles circulares huecos de los pines de compactación. Este esfuerzo comparado al límite elástico del material (255 MPa) es mucho menor, por este motivo la pieza va a tener un factor de seguridad mínimo de $1,88 \times 10^4$, esto quiere decir que la pieza no fallará fácilmente y tendrá una disponibilidad muy amplia. En cuanto al desplazamiento máximo que va a sufrir la pieza es de $1,22 \times 10^{-5} \text{ mm}$ y se va a presentar en los cabezales de los pines de extracción, esto quiere decir que la pieza no va a presentar ningún tipo de desplazamiento considerable que pueda afectar las condiciones de trabajo de la máquina.

3.1.1.5 Determinación de la soldadura de los pines de compactación y extracción. Teniendo en cuenta que los pines de compactación y extracción estarán soldados a la placa, se debe determinar el tipo y el tamaño de soldadura que debe aplicarse, para esto se determinaron los posibles esfuerzos que se pueden presentar en la pieza. Los posibles esfuerzos están determinados por las siguientes ecuaciones:

Ecuación 7. Tensión o compresión directa

$$f_n = \frac{P}{A_{..}}$$

Fuente: NORTON, Robert L. Diseño de máquinas. México: Pearson Educación, 2011. Cuarta edición. 888p. ISBN: 978-607-32-0589-4

Ecuación 8. Cortante directo

$$f_s = \frac{V}{A_w}$$

Fuente: NORTON, Robert L. Diseño de máquinas. México: Pearson Educación, 2011. Cuarta edición. 888p. ISBN: 978-607-32-0589-4

Dónde:

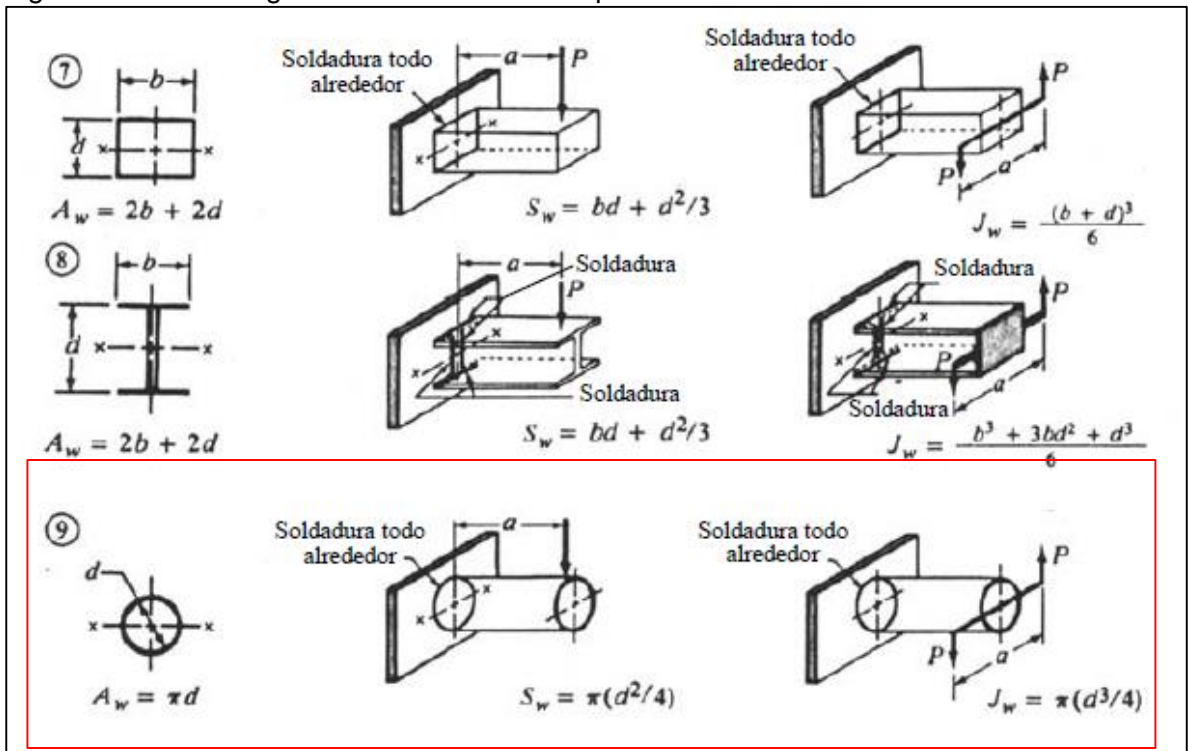
P = Fuerza de compresión

V = Fuerza cortante

A_w = Factor geométrico

El factor geométrico dependerá de la geometría de la pieza a soldar y está determinado en la figura 28.

Figura 28. Factores geométricos – soldadura perfiles circulares huecos



Fuente: NORTON, Robert L. Diseño de máquinas. México: Pearson Educación, 2011. Cuarta edición. 888p. ISBN: 978-607-32-0589-4

De acuerdo a la imagen anterior el factor geométrico está determinado por la siguiente ecuación:

$$A_w = \pi * d$$

Teniendo en cuenta que el diámetro exterior del perfil circular hueco es de 33,4 mm lo que equivale a 1,32 pulgadas y sustituyendo este valor en la ecuación se obtiene:

$$A_w = \pi * (1,32 \text{ in}) = 4,1469 \text{ in}$$

El factor geométrico de la pieza a soldar es 4,1469.

Una vez determinado el factor geométrico de la pieza a soldar se sustituyó este valor a las ecuaciones de tensión o compresión directa y de cortante directo para determinar la carga a la que estará sometida la soldadura.

La fuerza de compresión a la que estará sometida la soldadura de los pines de compactación y extracción es de 570,84 kgf lo que equivale a 1258,48 lbf, sustituyendo en la ecuación de tensión o compresión directa se obtiene:

$$f_n = \frac{1258,48 \text{ lbf}}{4,1469 \text{ in}} = 303,4748 \text{ lbf/in}$$

La fuerza cortante a la que está sometida la soldadura de los pines de compactación y extracción está determinada por el peso de los pines, el cual es de 0,692 kgf lo que equivale a 1,5255 lbf, sustituyendo en la ecuación de cortante directo se obtiene:

$$f_s = \frac{1,5255 \text{ lbf}}{4,1469 \text{ in}} = 0,3678 \text{ lbf/in}$$

La carga máxima en la soldadura está determinada por:

$$FR = \sqrt{(f_n)^2 + (f_s)^2} = \sqrt{(303,4748 \text{ lbf/in})^2 + (0,3678 \text{ lbf/in})^2} = 303,4750 \text{ lbf/in}$$

La carga máxima a la que estará sometida la soldadura es de 303,4750 lbf/in. Utilizando un electrodo E30 el cual tiene un esfuerzo permisible de 0,30(30000)=9000 psi²² se determina el tamaño de la soldadura requerido con la siguiente ecuación:

$$t = \frac{FR}{\tau_{permisible}} = \frac{303,4750 \text{ lbf/in}}{9000 \text{ lbf/in}^2} = 0,03371944 \text{ in}$$

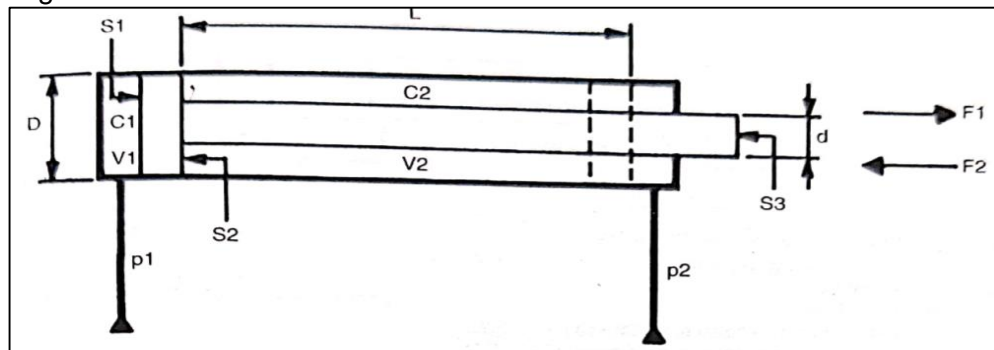
El tamaño de soldadura recomendado es de 0,03371944 pulgadas, pero debido al espesor del metal base se determinó un tamaño de soldadura de 3/32 de pulgada.

²² NORTON, Robert L. Diseño de máquinas. México: Pearson Educación, 2011. Cuarta edición. 888p. ISBN: 978-607-32-0589-4

3.1.2 Diseño del cilindro hidráulico de compresión. El cilindro hidráulico que se utilizará será de doble efecto. El diseño y los cálculos de los elementos del cilindro hidráulico que se realizaron a continuación están basados en la guía metodológica que propone José Roldán Viloría en su libro Prontuario de Hidráulica Industrial.

3.1.2.1 Partes de un cilindro hidráulico. A continuación, en la figura 29 se presentan las principales partes que componen un cilindro hidráulico con su respectiva denominación:

Figura 29. Partes de un cilindro hidráulico de doble efecto



Fuente: ROLDAN VILORIA, José. Prontuario de hidráulica industrial: Electricidad Aplicada. Madrid, España.: Paraninfo, 2001. 231 p. ISBN 84-283-2812-2.

En el Cuadro 4 se pueden identificar cada una de las partes que de un cilindro hidráulico mostradas en la Figura 22.

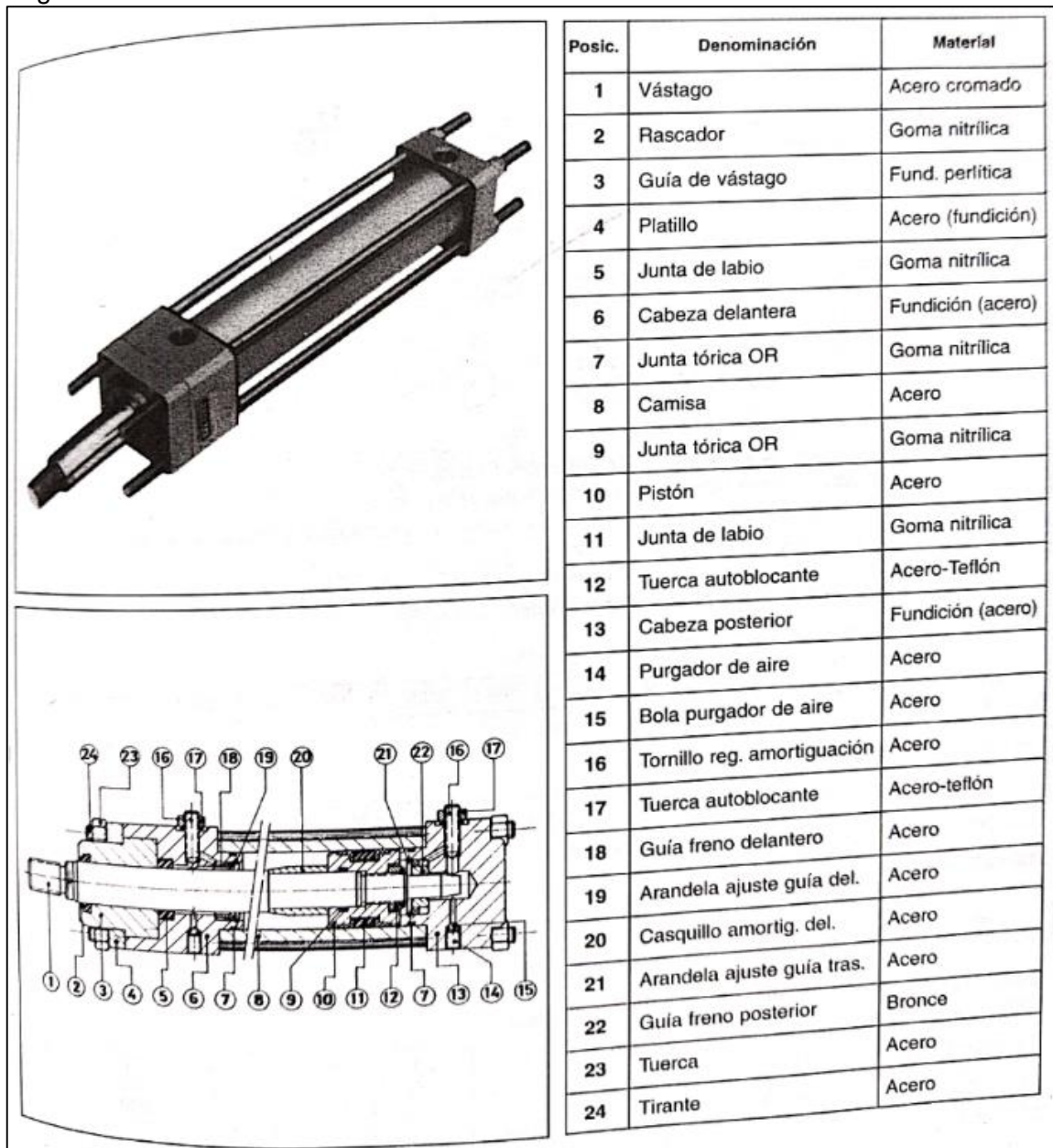
Cuadro 4. Partes de un cilindro hidráulico

| Marca | | Unidades utilizadas |
|-------|---|---------------------|
| D | Diámetro del cilindro | mm / cm |
| d | Diámetro del vástago del cilindro | mm / cm |
| L | Carrera máxima del émbolo y, por tanto, del vástago | m |
| S1 | Sección del émbolo por el lado sin vástago | cm^2 |
| S2 | Sección útil del émbolo por el lado vástago | cm^2 |
| S3 | Sección del vástago | cm^2 |
| p1 | Presión con que se alimenta la cámara C1 | bar |
| p2 | Presión con que se alimenta la cámara C2 | bar |
| C1 | Cámara de mayor capacidad. Lado sin vástago | - |
| C2 | Cámara de menor capacidad. Lado con vástago | - |
| V1 | Volumen de mayor capacidad. Lado sin vástago | L |
| V2 | Volumen de menor capacidad. Lado con vástago | L |
| F1 | Fuerza desarrollada por el cilindro en la salida | N |
| F2 | Fuerza desarrollada por el cilindro en la entrada | N |

Fuente: ROLDAN VILORIA, José. Prontuario de hidráulica industrial: Electricidad Aplicada. Madrid, España.: Paraninfo, 2001. 231 p. ISBN 84-283-2812-2.

3.1.2.2 Materiales de los cilindros hidráulicos. La adecuada selección de los materiales con que se fabrican cada uno de los elementos de un cilindro hidráulico genera beneficios en su comportamiento y funcionalidad, además de que extiende su durabilidad. En el libro ya mencionado de José Roldán Viloria se presenta una lista de los materiales recomendados que deben tener los elementos de un cilindro hidráulico, en la figura 30 se puede apreciar este listado.

Figura 30. Materiales de un cilindro hidráulico



Fuente: ROLDAN VILORIA, José. Prontuario de hidráulica industrial: Electricidad Aplicada. Madrid, España.: Paraninfo, 2001. 231 p. ISBN 84-283-2812-2.

3.1.2.3 Cálculo diámetro del émbolo. De acuerdo a la fuerza y presión requeridas para la compactación de los posos de café ya calculadas, las cuales deberá ejercer el cilindro se determina el área del émbolo mediante la siguiente ecuación:

Ecuación 9. Área del émbolo

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

ROLDAN VILORIA, José. Prontuario de hidráulica industrial: Electricidad Aplicada. Madrid, España.: Paraninfo, 2001. 231 p. ISBN 84-283-2812-2.

Dónde:

F= Fuerza de compactación

P= Presión de compactación

A= Área del émbolo

Para garantizar que el cilindro hidráulico ejerza la fuerza necesaria para compactar el material sin que la pieza de compactación, la cual estará adaptada en el extremo del vástago, afecte la operación debido al peso de esta, se incrementó en 100 N la fuerza que deberá ejercer el cilindro hidráulico. El incremento de la fuerza se realizó teniendo en cuenta el peso de la pieza de compactación calculado en el numeral anterior, de este modo la fuerza que deberá ejercer el cilindro hidráulico de compresión será de 5700 N, por lo tanto, la presión será de 2902979,374 Pa.

Reemplazando en la ecuación se obtiene:

$$A = \frac{5700 \text{ N}}{2902979,374 \text{ N/m}^2} = 0,0019635 \text{ m}^2 = 1963,5 \text{ mm}^2$$

Hallada el área del émbolo se determina el diámetro del émbolo con la siguiente ecuación:

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

Dónde:

D= Diámetro del émbolo

A= Área del émbolo

Despejando el diámetro del émbolo y reemplazando los valores en la ecuación se obtiene:

$$D = \sqrt{\frac{4 * 1963,5 \text{ mm}^2}{\pi}} = 50,00005846 \text{ mm}$$

Se obtiene un diámetro de émbolo de 50,00005846 mm y se lleva a una medida comercial de 50 mm de acuerdo al catálogo de cilindros hidráulicos de SMC, la figura 31 muestra la selección del diámetro del émbolo.

Figura 31. Esfuerzo teórico de cilindros hidráulicos, catálogo comercial cilindros SMC. Selección diámetro del émbolo.

| Esfuerzo teórico | | | | Unidad N | | | | | |
|-------------------------|---------------------|-----------------------|----------------------------------|--------------------------|------|------|------|------|------|
| Diámetro (mm) | Tamaño vástago (mm) | Sentido de movimiento | Área efectiva (mm ²) | Presión de trabajo (MPa) | | | | | |
| | | | | 1 | 1.5 | 2 | 2.5 | 3 | 3.5 |
| 40 | 18 | SALIDA | 1257 | 1257 | 1886 | 2514 | 3143 | 3771 | 4400 |
| | | ENTRADA | 1002 | 1002 | 1503 | 2004 | 2505 | 3006 | 3507 |
| 50 | 20 | SALIDA | 1963 | 1963 | 2945 | 3926 | 4908 | 5889 | 6871 |
| | | ENTRADA | 1649 | 1649 | 2474 | 3298 | 4123 | 4947 | 5772 |

Fuente: SMC CORPORATION. Cilindros Hidráulicos. [sitio web]. [consultado el 13 sep., 2019]. Disponible en: https://www.smc.eu/portal_ssl/WebContent/local/ES/cilindros_hidraulicos/CH_cat_es.pdf

3.1.2.4 Longitud de carrera. El valor de la longitud de carrera del cilindro hidráulico depende de la necesidad que se tiene tanto en el producto como en las dimensiones de la máquina, por esta razón este valor puede ser seleccionado de acuerdo a las longitudes de carrera normalizadas, en este caso la longitud de carrera seleccionada fue de 140 mm. En la figura 32 se muestra la selección de la longitud de carrera del catálogo comercial de cilindros SMC.

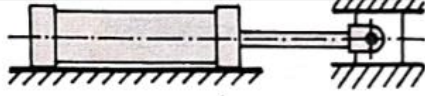
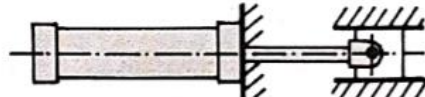
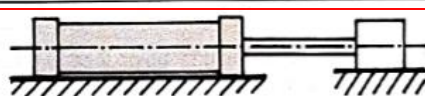
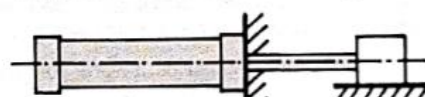
Figura 32. Carreras estándar cilindros hidráulicos, catálogo comercial cilindros SMC

| Carreras estándar | |
|--------------------------|------------------------|
| Diámetro (mm) | Carreras estándar (mm) |
| 40 | 25 a 1000 |
| 50 | 25 a 1000 |
| 63 | 25 a 1000 |
| 80 | 25 a 1300 |
| 100 | 25 a 1500 |
| 125 | 50 a 1300 |
| 160 | 50 a 1500 |

Fuente: SMC CORPORATION. Cilindros Hidráulicos. [sitio web]. [consultado el 13 sep., 2019]. Disponible en: https://www.smc.eu/portal_ssl/WebContent/local/ES/cilindros_hidraulicos/CH_cat_es.pdf

3.1.2.5 Longitud virtual del vástago. Debido a que el trabajo que va a realizar el cilindro hidráulico en cuestión será de empuje es necesario estudiar su comportamiento frente a las cargas de pandeo, para ello es necesario conocer la longitud que va a tener el vástago, la cual será la que va a estar sometida al esfuerzo durante la operación. Para realizar el cálculo se analizó la aplicación que va a tener el cilindro hidráulico y en función de ella se determinó el factor de carrera k. En la figura 33 se muestra la selección de la aplicación del cilindro hidráulico.

Figura 33. Coeficiente k para cilindros de acuerdo al sistema de fijación

| | | | |
|----------------|--|---------------------------------------|-----|
| Brida frontal. |  | Articulado y rígidamente guiado. | 0,7 |
| |  | | |
| |  | Soportado pero no rígidamente guiado. | 2 |
| |  | | |

Fuente: ROLDAN VILORIA, José. Prontuario de hidráulica industrial: Electricidad Aplicada. Madrid, España.: Paraninfo, 2001. 231 p. ISBN 84-283-2812-2.

De acuerdo a la aplicación del cilindro hidráulico se determinó que el factor de carrera k es de 2.

La longitud virtual del vástago está determinada por la siguiente ecuación:

Ecuación 10. Longitud virtual del vástago

$$L_i = C * k$$

Fuente: ROLDAN VILORIA, José. Prontuario de hidráulica industrial: Electricidad Aplicada. Madrid, España.: Paraninfo, 2001. 231 p. ISBN 84-283-2812-2.

Dónde:

L_i = Longitud virtual del vástago

C= Carrera del cilindro en cuestión

K= Factor de carrera en función al montaje de la cabeza del vástago

Reemplazando los valores en la ecuación se obtiene:

$$L_i = 140 \text{ mm} * 2 = 280 \text{ mm}$$

3.1.2.6 Diámetro del vástago. Para determinar el diámetro del vástago se debe tener en cuenta la flexión a la que va a estar sometida el vástago, esto es la “resistencia que opone una barra sometida a la acción de un par de fuerza”²³, por ello el vástago debe tener un diámetro mínimo de pandeo, este se refiere al diámetro mínimo que debe tener para que cuando esté en operación no vaya a sufrir ningún tipo de torcedura o pandeo y de este modo garantizar que el vástago soporta las condiciones de operación. Para determinar el diámetro mínimo de pandeo del vástago se utilizan las siguientes ecuaciones:

Ecuación 11. Fuerza máxima que soporta el vástago

$$F = k * \frac{\pi^2 * I * E}{L^2}$$

Fuente: ROLDAN VILORIA, José. Prontuario de hidráulica industrial: Electricidad Aplicada. Madrid, España.: Paraninfo, 2001. 231 p. ISBN 84-283-2812-2.

Donde:

F= Fuerza máxima que soporta

K= Coeficiente según el caso de aplicación del cilindro

I= Momento de inercia

E=Módulo de elasticidad del material

L= Longitud real sometida al pandeo

I= Momento de inercia

NOTA: El momento de inercia está dado por la siguiente ecuación:

Ecuación 12. Momento de inercia para sección transversal circular

$$I = D^4 * \frac{\pi}{64}$$

Fuente: ROLDAN VILORIA, José. Prontuario de hidráulica industrial: Electricidad Aplicada. Madrid, España.: Paraninfo, 2001. 231 p. ISBN 84-283-2812-2.

Dónde:

D= diámetro del vástago

Reemplazando el momento de inercia (ecuación 5) en la fuerza máxima que soporta el vástago se obtiene la siguiente ecuación:

²³ ROLDAN VILORIA, José. Prontuario de hidráulica industrial: Electricidad Aplicada. Madrid, España.: Paraninfo, 2001. 231 p. ISBN 84-283-2812-2

$$F = k * \frac{\pi^3 * D^4 * \frac{\pi}{64} * E}{L^2}$$

Partiendo de la carga máxima que soporta el vástago y en función de la presión de utilización se puede calcular la carga practica que se le aplica al cilindro con la siguiente ecuación:

Ecuación 13. Carga práctica que se le aplica al cilindro hidráulico

$$F_u = \frac{F}{K_s}$$

Fuente: ROLDAN VILORIA, José. Prontuario de hidráulica industrial: Electricidad Aplicada. Madrid, España.: Paraninfo, 2001. 231 p. ISBN 84-283-2812-2.

Donde:

F_u= Carga practica que se aplica a los cilindros

F= Fuerza máxima soportada

K_s= Factor de seguridad en función de la presión de utilización

- K_s=1,5 aplicada a presiones <100 Bar
- K_s=2,5 aplicada a presiones entre 100 Bar y 200 Bar
- K_s= 3,5 aplicada a presiones >200 bar

Despejando la fuerza máxima que soporta el vástago de la ecuación 6 se obtiene la siguiente ecuación:

$$F = F_u * K_s$$

Igualando las 2 ecuaciones de fuerza máxima que soporta el vástago se obtiene la siguiente ecuación:

$$k * \frac{\pi^3 * D^4 * \frac{\pi}{64} * E}{L^2} = F_u * K_s$$

De esta ecuación se despeja el diámetro y este será el diámetro mínimo que debe tener el vástago para soportar las condiciones de operación.

Para determinar el coeficiente k de la ecuación se acudió al cuadro de solicitudes del vástago según Euler, el cuadro se encuentra en el libro ya mencionado

Prontuario de Hidráulica Industrial de José Roldán Viloría, allí se presentan los diferentes casos a los que puede estar sometido un cilindro hidráulico. La figura 34 muestra el cuadro ya mencionado.

Figura 34. Solicitudes del vástago, según Euler

| 4 | | CILINDROS HIDRÁULICOS | | | |
|------------------------------------|--------------------------------------|--------------------------------------|--|--|--|
| 110 | | SOLICITUDES DEL VÁSTAGO, SEGÚN EULER | | | |
| | Caso 1 | Caso 2 (básico) | Caso 3 | Caso 4 | |
| | Un extremo libre. Un extremo fijo | Dos extremos articulados | Un extremo articulado | Dos extremos fijos | |
| Gráfico | | | | | |
| Longitud libre de pandeo | $S = 2l$ | $S = l$ | $S = 0,7l$ | $S = \frac{l}{2}$ | |
| Situación del montaje del cilindro | | | | | |
| | | | Guiado cuidadoso de la carga. Posible bloqueo. | Desfavorable. Gran posibilidad de bloqueo. | |

Fuente: ROLDAN VILORIA, José. Prontuario de hidráulica industrial: Electricidad Aplicada. Madrid, España.: Paraninfo, 2001. 231 p. ISBN 84-283-2812-2

Coeficiente k, según el caso:

- Caso 1 – $k = \frac{1}{4}$
- Caso 2 – $k = 1$

- Caso 3 – k = 2
- Caso 4 – k = 4

El caso al que estará sometido el cilindro de compresión será en 1, por lo que el coeficiente k será de ¼.

El módulo de elasticidad (E) será el del acero, puesto que el vástago será fabricado con este material. En la figura 35 se muestra la selección del módulo de elasticidad.

Figura 35. Módulo de elasticidad para diferentes materiales, en kg/mm²

| | | | |
|---------------------|--------|----------------|--------|
| Hierro | 20.000 | Cobre laminado | 11.000 |
| Acero dulce | 22.000 | Cobre de hilo | 13.000 |
| Acero duro | 22.000 | Aluminio | 7.000 |
| Acero templado | 22.000 | Latón | 9.000 |
| Alambre de hierro | 20.000 | Plomo | 500 |
| Alambre de acero | 23.000 | Estaño | 4.000 |
| Fundición de hierro | 10.000 | Bronce | 7.000 |
| Madera | 1.000 | Hormigón | 2.000 |
| Cuero | 20 | Vidrio | 8.000 |

Fuente: ROLDAN VILORIA, José. Prontuario de hidráulica industrial: Electricidad Aplicada. Madrid, España.: Paraninfo, 2001. 231 p. ISBN 84-283-2812-2

El módulo de elasticidad (E) será de 22000 kg/mm² lo que equivale a $215,8 \times 10^9 \frac{N}{m^2}$.

Despejando el diámetro del vástago y reemplazando los valores se obtiene:

$$D = \sqrt[4]{\frac{F_u * K_s * L^2 * 64}{K * \pi^3 * E}} = \sqrt[4]{\frac{5700N * 1,5 * (0,280 m)^2 * 64}{\frac{1}{4} * \pi^3 * 215,8 \times 10^9 \frac{N}{m^2}}} = 0,012654799 m$$

El diámetro mínimo que debe tener el vástago para soportar las condiciones de operación es de 0,012654799 m lo que equivale a 12,65479957 mm.

Teniendo en cuenta el diámetro mínimo de pandeo del vástago se selecciona un diámetro comercial que sea mayor a este valor de acuerdo al catálogo de cilindros hidráulicos de la empresa SMC. En este caso se seleccionó un diámetro de vástago de 20 mm. La figura 36 muestra la selección del diámetro del vástago.

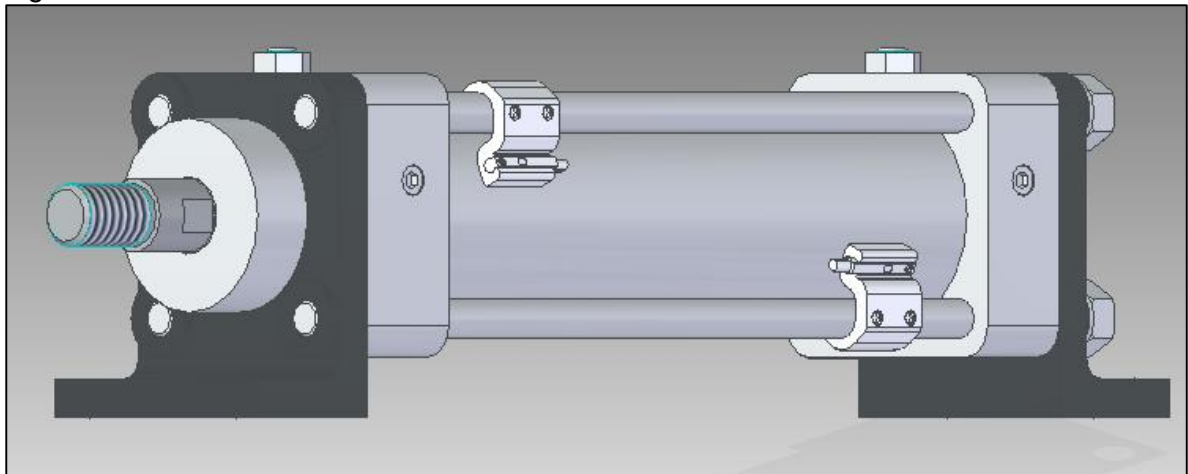
Figura 36. Esfuerzo teórico de cilindros hidráulicos, catálogo comercial cilindros SMC. Selección diámetro del vástago.

| Esfuerzo teórico | | | | | | | | | |
|-------------------------|---------------------|-----------------------|----------------------------------|--------------------------|------|------|------|------|------|
| Unidad N | | | | | | | | | |
| Diámetro (mm) | Tamaño vástago (mm) | Sentido de movimiento | Área efectiva (mm ²) | Presión de trabajo (MPa) | | | | | |
| | | | | 1 | 1.5 | 2 | 2.5 | 3 | 3.5 |
| 40 | 18 | SALIDA | 1257 | 1257 | 1886 | 2514 | 3143 | 3771 | 4400 |
| | | ENTRADA | 1002 | 1002 | 1503 | 2004 | 2505 | 3006 | 3507 |
| 50 | 20 | SALIDA | 1963 | 1963 | 2945 | 3926 | 4908 | 5889 | 6871 |
| | | ENTRADA | 1649 | 1649 | 2474 | 3298 | 4123 | 4947 | 5772 |

Fuente: SMC CORPORATION. Cilindros Hidráulicos. [sitio web]. [consultado el 13 sep., 2019]. Disponible en: https://www.smc.eu/portal_ssl/WebContent/local/ES/cilindros_hidraulicos/CH_cat_es.pdf

De acuerdo a los cálculos y selección de los diámetros del émbolo, del vástago y de la longitud de carrera se decidió seleccionar el cilindro hidráulico CHAL50-140-MN9 de la marca SMC el cual tiene un émbolo de 50 mm de diámetro, un vástago de 20 mm de diámetro y 243 mm de largo y una longitud de carrera de 140 mm, además cuenta con detectores de posición magnéticos. En la figura 37 se muestra el cilindro hidráulico seleccionado.

Figura 37. Cilindro hidráulico CHA50-140

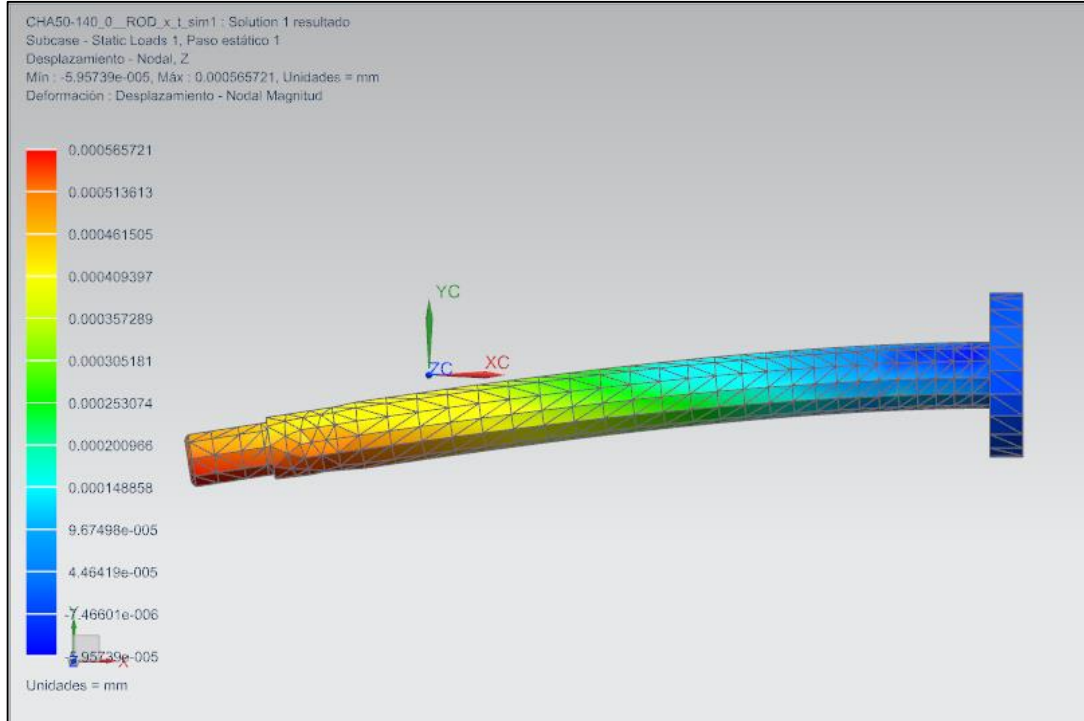


Fuente: elaboración propia con base en: software SolidEdge

3.1.2.7 Simulación del vástago. Debido a que en el extremo del vástago estará adaptada la pieza de compactación y extracción es necesario verificar que el vástago no va a sufrir una deflexión considerable por la acción del peso de la pieza de compactación y extracción que afecte la operación del cilindro hidráulico. Para realizar esta verificación, se sometió el vástago a una simulación por elementos finitos. Para realizar la simulación se empleó el software N.x. 1.2 y se realizó empujando el extremo unido al émbolo y aplicando una fuerza de 60,58 N, que

corresponde al peso de la pieza de compactación y extracción multiplicado por la gravedad. Los resultados de la simulación del vástago se muestran en la figura 38.

Figura 38. Resultados de la simulación del vástago



Fuente: elaboración propia con base en: software SolidEdge

De acuerdo a los resultados obtenidos se determinó que el máximo desplazamiento que va a sufrir el vástago por la acción del peso de la pieza de compactación y extracción es de 0,000565721 mm. Debido a que el desplazamiento que va a sufrir el vástago es muy bajo, se concluyó que el peso de la pieza de compactación y extracción que estará adaptada en el extremo del vástago no va afectar la operación del cilindro hidráulico y por lo tanto no va afectar el proceso de compactación y extracción de las briquetas

3.1.2.8 Cálculo de la superficie o sección del émbolo libre. Esta sección hace referencia a la parte del émbolo en la cual no se encuentra unido el vástago, sobre esta superficie se ejercerá la fuerza de avance del cilindro hidráulico. La superficie del émbolo libre está determinada por la siguiente ecuación:

Ecuación 14. Superficie del émbolo libre

$$S1 = \frac{\pi * D^2}{4 * 100} (cm^2)$$

Fuente: ROLDAN VILORIA, José. Prontuario de hidráulica industrial: Electricidad Aplicada. Madrid, España.: Paraninfo, 2001. 231 p. ISBN 84-283-2812-2.

Dónde:

S1= Superficie del émbolo libre
D= Diámetro del émbolo en mm

Reemplazando los valores en la ecuación se obtiene:

$$S1 = \frac{\pi * (50mm)^2}{4 * 100} = 19,63495408 \text{ cm}^2$$

La superficie del émbolo libre es de 19,63495408 cm^2 .

3.1.2.9 Cálculo de la superficie o sección del émbolo por el lado del vástago. Esta sección hace referencia a la parte del émbolo en la cual se encuentra unido el vástago, sobre esta superficie se ejercerá la fuerza de retroceso del cilindro hidráulico. La superficie del émbolo por el lado del vástago está determinada por la siguiente ecuación:

Ecuación 15. Superficie del émbolo por el lado del vástago

$$S2 = \frac{\pi * (D^2 - d^2)}{4 * 100} (\text{cm}^2)$$

Fuente: ROLDAN VILORIA, José. Prontuario de hidráulica industrial: Electricidad Aplicada. Madrid, España.: Paraninfo, 2001. 231 p. ISBN 84-283-2812-2.

Dónde:

S2= Superficie del émbolo por el lado del vástago
D= Diámetro del émbolo
d= Diámetro del vástago

Reemplazando los valores en la ecuación se obtiene:

$$S2 = \frac{\pi * [(50mm)^2 - (20mm)^2]}{4 * 100} = 16,49336143 \text{ cm}^2$$

La superficie del émbolo por el lado del vástago es de 16,49336143 cm^2 .

3.1.2.10 Cálculo de la fuerza generada en la superficie del émbolo libre. La fuerza generada en la superficie del émbolo libre será la que le dará el avance al cilindro hidráulico y está determinada por la siguiente ecuación:

Ecuación 16. Fuerza generada en la superficie del émbolo libre

$$F1 = P(\text{Bar}) * S1(\text{cm}^2)$$

Fuente: ROLDAN VILORIA, José. Prontuario de hidráulica industrial: Electricidad Aplicada. Madrid, España.: Paraninfo, 2001. 231 p. ISBN 84-283-2812-2.

Dónde:

F1= Fuerza generada en la superficie del émbolo libre

P= Presión de operación

S1= Superficie del émbolo libre

Reemplazando los valores en la ecuación se obtiene:

$$F1 = 29,02979374 \text{ Bar} * 19.63495408 \text{ cm}^2 = 569,99866 \text{ daN} = 5699,9866 \text{ N}$$

La fuerza que se va a generar por la superficie del embolo libre será de 5699,9866 N.

3.1.2.11 Cálculo de la fuerza generada en la superficie del émbolo por el lado del vástago. La fuerza generada en la superficie del émbolo por el lado del vástago será la que le dará el retroceso al cilindro hidráulico y está determinada por la siguiente ecuación:

Ecuación 17. Fuerza generada en la superficie del émbolo por el lado del vástago

$$F2 = P(\text{Bar}) * S2(\text{cm}^2)$$

Fuente: ROLDAN VILORIA, José. Prontuario de hidráulica industrial: Electricidad Aplicada. Madrid, España.: Paraninfo, 2001. 231 p. ISBN 84-283-2812-2.

Dónde:

F2= Fuerza generada en la superficie del émbolo por el lado del vástago.

P= Presión de operación

S2= Superficie del émbolo por el lado del vástago

Reemplazando los valores en la ecuación se obtiene:

$$F2 = 29,02979374 \text{ bar} * 16.49336143 \text{ cm}^2 = 478,7988804 \text{ daN} = 4787,988804 \text{ N}$$

La fuerza que se va a generar por la superficie del embolo por el lado del vástago es de 4787,988804 N.

3.1.2.12 Cálculo de la velocidad de desplazamiento del vástago. La velocidad con la que se va a desplazar el vástago va a depender del tiempo que se requiere para que el cilindro hidráulico realice las maniobras, en este caso el tiempo requerido es de 4 segundos en la salida y 4 segundo en la entrada, este tiempo se determinó teniendo en cuenta la capacidad de producción requerida de la siguiente manera:

Teniendo en cuenta que la capacidad de producción requerida es de 100 kg/h y que, de acuerdo a los ensayos de compactación al ejercer la presión establecida a los 400 g de materia prima, la briqueta fabricada tendrá un peso de alrededor de 250 g y por cada ciclo se fabrican 2 briquetas, la masa producida en un ciclo será de 500 g. Se determinó la cantidad de pares de briquetas que se fabricarían en una hora de la siguiente manera:

$$\frac{\text{Capacidad de producción}}{\text{Masa producida por ciclo}} = \frac{100000 \text{ g/h}}{500 \text{ g}} = 200 \frac{\text{Pares de briquetas}}{h}$$

Adicionalmente se determinó la cantidad de pares de briquetas que deben fabricarse en un minuto de la siguiente manera:

$$200 \frac{\text{Pares de briquetas}}{h} = \frac{1 \text{ h}}{60 \text{ min}} = 3,33 \frac{\text{Pares de briquetas}}{\text{min}}$$

Para redondear a un número entero se determinó que se deben fabricar 4 pares de briquetas por minuto, por lo que cada ciclo debe durar 15 segundos. Cada uno de los procesos tendrá un tiempo determinado y se especifican a continuación:

- Alimentación a cargo del tornillo extrusor → 3 segundos
- Salida del cilindro hidráulico de pre-compresión → 4 segundos
- Salida del cilindro hidráulico de compresión → 4 segundos
- Entrada de cilindros hidráulicos y giro del plato de compactación → 4 segundos

Una vez determinado el tiempo requerido para que el cilindro hidráulico realice las maniobras de salida y entrada, se determinó la velocidad con que se va a desplazar el vástago de la siguiente manera:

Ecuación 18. Velocidad de desplazamiento del vástago

$$v = \frac{L}{t * 10^3} \left(\frac{m}{s} \right)$$

Fuente: ROLDAN VILORIA, José. Prontuario de hidráulica industrial: Electricidad Aplicada. Madrid, España.: Paraninfo, 2001. 231 p. ISBN 84-283-2812-2.

Dónde:

v= velocidad de desplazamiento del vástago

L= carrera del embolo (mm)

t = tiempo en efectuar la maniobra en (s)

Reemplazando los valores en la ecuación de obtiene:

$$v = \frac{140 \text{ mm}}{4s * 10^3} = 0.035 \frac{m}{s}$$

La velocidad de desplazamiento del vástago será de 0,035 m/s tanto en la salida como en la entrada debido a que el tiempo requerido para cada maniobra es el mismo.

3.1.2.13 Cálculo del caudal requerido para las maniobras. Teniendo en cuenta la velocidad con la que el vástago tiene que desplazarse, se determinó el caudal de aceite requerido para que esta velocidad se cumpla. El caudal requerido para las maniobras está determinado por las siguientes ecuaciones:

Ecuación 19. Caudal requerido para las maniobras

$$Q_r = 6 * S * v \left(\frac{l}{min} \right)$$

Fuente: ROLDAN VILORIA, José. Prontuario de hidráulica industrial: Electricidad Aplicada. Madrid, España.: Paraninfo, 2001. 231 p. ISBN 84-283-2812-2.

Dónde:

Q_r = caudal requerido para las maniobras

S1 = Sección de lado considerado

v= velocidad de desplazamiento del vástago

Reemplazando los valores en la ecuación se obtiene:

- Caudal requerido para la salida del vástago

$$Q_r = 6 * S1 * v \left(\frac{l}{min} \right) = 6 * 19.634954 \text{ m}^2 * 0.035 \frac{m}{s} = 4,1233 \frac{l}{min}$$

- Caudal requerido para la entrada del vástago

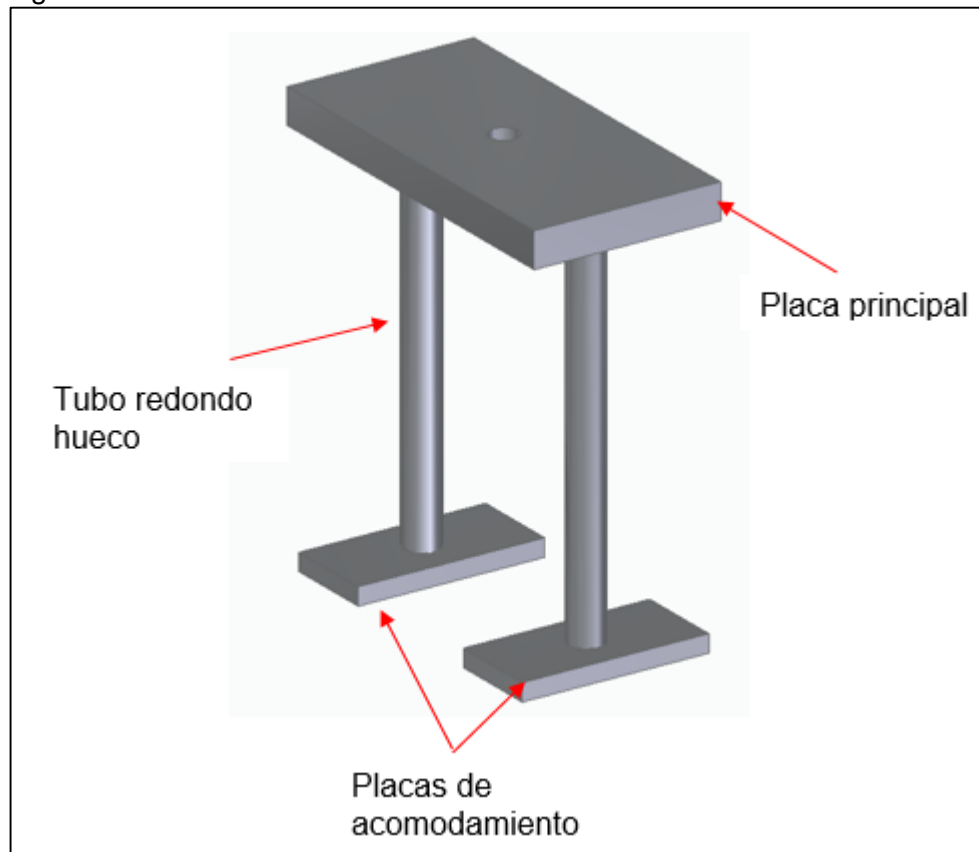
$$Q_r = 6 * S2 * v \left(\frac{l}{min} \right) = 6 * 16.49336143 \text{ m}^2 * 0.035 \frac{m}{s} = 3,4636 \frac{l}{min}$$

El caudal requerido para efectuar la salida del vástago es de 4,1233 l/min, y para

efectuar la entrada del vástago es de 3,4636 l/min.

3.1.3 Diseño de la pieza de acomodamiento. La pieza de acomodamiento consta de una placa rectangular con dos pines de acomodamiento soldados a ella, los cuales están compuestos por un tubo redondo hueco y una placa rectangular la cual está soldada en uno de sus extremos. Estos pines van a cumplir la función de acomodar el material dentro de las cámaras de compactación de tal forma que todo pueda ser compactado. La figura 39 muestra en detalle las partes que componen la pieza de acomodamiento.

Figura 39. Pieza de acomodamiento



Fuente: elaboración propia

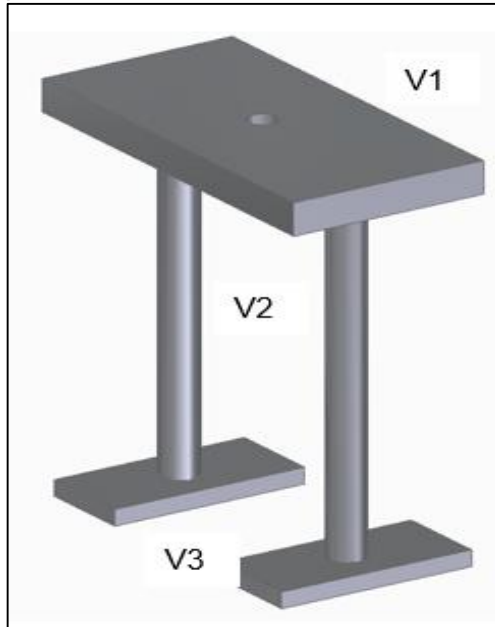
La pieza de acomodamiento estará adaptada en el extremo del vástago del cilindro de pre-compresión. A continuación, se muestra la selección del material y el cálculo del peso de la pieza de acomodamiento.

3.1.3.1 Material de la pieza de acomodamiento. Teniendo en cuenta que la pieza de acomodamiento estará en contacto con el material a compactar, el cual se encuentra húmedo, se decidió utilizar acero inoxidable AISI 304L, de esta forma se garantizará que la pieza no va a tener ningún tipo de corrosión que pueda afectar

su funcionamiento. Según el libro Diseño de elementos de máquinas de Robert L. Mott, la densidad de este tipo de aceros es de 8027,17 kg/m³.²⁴

3.1.3.2 Cálculo del peso de la pieza de acomodamiento. Teniendo en cuenta la densidad del material seleccionado y la geometría de la pieza (ver anexo de planos) se calculó el peso de esta de la siguiente manera:

Figura 40. Identificación de volúmenes pieza de acomodamiento



Fuente: elaboración propia

El volumen V1 corresponde a la placa principal la cual tiene un largo de 208,99 mm, un ancho de 106 mm y un espesor de 20 mm y está determinado por la siguiente ecuación:

$$V1 = (0,20899m * 0,106 m * 0,02 m) - 2[\pi * (0,01m)^2 * 0,01] = 4,179261 * 10^{-4} m^3$$

El volumen V2 corresponde a los perfiles redondos huecos de 20 mm de diámetro y 1,5 mm de espesor y está determinado por la siguiente ecuación:

$$V2 = \pi * (R^2 - r^2) * h = \pi * (0,01065^2 - 0,00915^2) * 0,230m = 2,00512 * 10^{-5} m^3$$

El volumen V3 corresponde a las placas de acomodamiento y está determinado por la siguiente ecuación:

²⁴ MOTT, Robert L. Diseño de elementos de máquinas. México. Prentice-Hall. 1995. ISBN 9688805750

$$\begin{aligned}
 V_3 &= 2(L * A * h) - 2(\pi * r^2 * h) \\
 &= 2(0,106m * 0,050m * 0,01m) - 2(\pi * (0,01m)^2 * 0,01m) \\
 &= 9,97168 * 10^{-5} m^3
 \end{aligned}$$

Sumando cada uno de los volúmenes determinados se obtuvo el volumen total de la pieza de acomodamiento:

$$V_{pieza} = V_1 + V_2 + V_3 = 5,376941 * 10^{-4} m^3$$

Teniendo en cuenta la densidad del material escogido para la pieza de acomodamiento y el volumen de la misma, se calculó la masa que tiene de la siguiente manera:

$$m = 8027,17 \frac{kg}{m^3} * 5,376941 * 10^{-4} m^3 = 4,3161619 kg$$

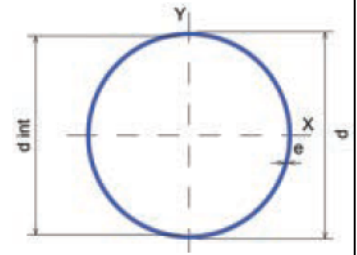
El peso de la pieza de acomodamiento es de 4,3161619 kg.

3.1.3.3 Verificación de los perfiles circulares huecos de la pieza de acomodamiento. Como ya se había dicho anteriormente la pieza de acomodamiento será la encargada de acomodar la materia prima dentro de la cámara de compactación para que toda pueda ser compactada, debido a esto solo va a estar en contacto con el material y no va a realizar un gran esfuerzo, sin embargo, se analizó un escenario crítico en el que la pieza de acomodamiento podría sufrir y es estar sometida a compresión debido a la acción del cilindro hidráulico de pre-compresión y la cámara de compactación. Teniendo en cuenta esto se debe verificar que los perfiles circulares huecos soporten la carga a la que podrían estar sometidos y no vayan a presentar ningún tipo de falla o pandeo. Para hacer esta verificación se realizó el mismo procedimiento que se realizó en la verificación de los perfiles circulares huecos de la pieza de compactación, por esto se consideró a los perfiles circulares huecos como una columna empotrada en sus 2 extremos sometida a una presión axial y se determinó la carga máxima o carga admisible que soporta el perfil.

Como primera instancia se seleccionó el perfil que se utilizará para los pines de compactación mediante el catálogo de Perfil Estructural Tubular de la empresa Colmena. Se seleccionó un perfil circular de 2,13 cm de diámetro exterior y 1,5 mm de espesor. La figura 41 muestra la selección del perfil y las propiedades de este.

Figura 41. Perfiles circulares-pieza de acomodamiento

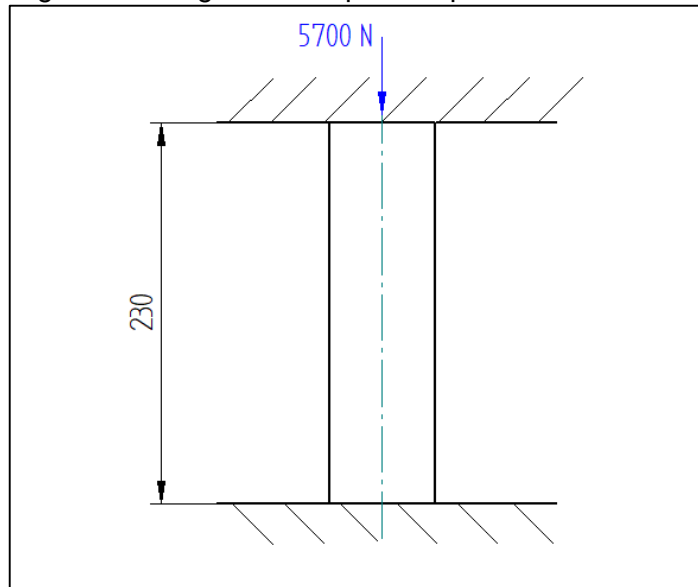
| PERFIL CIRCULAR | | | | | | | | |
|-----------------|-------------|-----------|-----------------------|--------------|-------------------------|--|---------------------------------------|------------------------|
| DIÁMETRO | | | ESPESES DE PARED (mm) | PESO | | FLEXIÓN | | |
| NOMINAL PULG. | EXT. (pulg) | EXT. (cm) | | NEGRO (kg/m) | ÁREA (cm ²) | MOMENTO INERCIA - I (cm ⁴) | MÓDULO SECCIÓN - S (cm ³) | RADIO DE GIRO - r (cm) |
| 1/2 | 0,84 | 2,13 | 1,50 | 0,73 | 0,89 | 0,40 | 0,40 | 0,67 |
| 3/4 | 1,05 | 2,67 | 2,00 | 1,22 | 1,51 | 1,11 | 0,85 | 0,86 |
| 1 | 1,32 | 3,34 | 2,50 | 1,91 | 2,39 | 2,78 | 1,69 | 1,08 |
| | | | 3,00 | 2,25 | 2,82 | 3,19 | 1,94 | 1,06 |
| 1 1/4 | 1,66 | 4,22 | 2,50 | 2,45 | 3,12 | 6,17 | 2,92 | 1,41 |
| | | | 3,00 | 2,90 | 3,70 | 7,16 | 3,39 | 1,39 |



Fuente: COLMENA. Perfil Estructural Tubular. [en línea]. [consultado el 10 sep., de 2019]. Disponible en: http://www.tuboscolmena.com/web/fichas/ESTRUCTURAL_CERRADO.pdf

Una vez seleccionado el perfil y teniendo en cuenta la longitud que se requiere, se realizó un diagrama de cuerpo libre del perfil al momento en que estará sometido a la presión axial el cual se muestra en la figura 42.

Figura 42. Diagrama cuerpo libre perfil circular hueco



Fuente: elaboración propia

Teniendo en cuenta que el cilindro hidráulico de pre-compresión tendrá la misma presión de trabajo que el cilindro hidráulico de compresión, la fuerza a la que podría estar sometida la pieza de acomodamiento y por lo tanto los perfiles circulares huecos es de 5700 N. Posteriormente se determinó la carga admisible del perfil la cual está determinada por la ecuación 4 utilizada en el numeral 3.1.1.3.

El área del perfil (A) está determinada de acuerdo a la figura 41, la cual muestra las características del perfil seleccionado, esta área es de 0,89 cm².

La carga crítica (σ_{cr}) es la máxima carga que soporta el perfil antes de que se pandee o falle y está determinada por ecuación 5 utilizada en el numeral 3.1.1.3.

El módulo elástico (E) depende del material del perfil, en este caso el perfil circular es de acero inoxidable 304 y su módulo elástico es de 28000000 psi²⁵ lo que equivale a 1968593,217 kg/cm².

La esbeltez del perfil (λ) está determinada por la ecuación 6 utilizada en el numeral 3.1.1.3.

El factor de longitud efectiva (k) depende de la forma en la que está restringido el perfil, en la figura 24 utilizada en el numeral 3.1.1.3 se muestra los valores teóricos del factor de longitud efectiva que se pueden presentar. El factor de longitud efectiva recomendado para el empotramiento del perfil es de 0,5.

El radio de giro del perfil (r) está determinado de acuerdo a la figura 41, la cual muestra las características del perfil seleccionado, este radio de giro es de 0,67 cm.

Reemplazando los valores en la ecuación de la esbeltez del perfil se obtiene:

$$\lambda = \frac{0,5 * 23 \text{ cm}}{0,67 \text{ cm}} = 17,1641$$

La esbeltez del perfil es de 17,1641

Reemplazando los valores en la ecuación de la carga crítica se obtiene:

$$\sigma_{cr} = \frac{\pi^2 * 1968593,217 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}}{17,1641^2} = 65949,8265 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

La carga crítica del perfil circular hueco es de 65949,8265 kg/cm².

Reemplazando los valores en la ecuación de la carga admisible del perfil se obtiene:

$$P = 0,89 \text{ cm}^2 * \frac{65949,8265 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}}{1,67} = 35146,9135 \text{ kg}$$

El perfil circular hueco admite o soporta una carga de 35146,9135 kg la cual es muchísimo mayor a la carga a la que estará sometido la cual es de 570,84 kg, esto quiere decir que los perfiles circulares huecos de la pieza de acomodación no van a presentar una falla fácilmente y tendrá una disponibilidad muy amplia.

²⁵ NKS. Acero inoxidable 304 y 304L. [sitio web]. [consultado el 10 sep., de 2019]. Disponible en: <https://nks.com/es/distribuidor-de-acero-inoxidable/acero-inoxidable-304/>

3.1.4 Diseño del cilindro hidráulico de pre-compresión. El cilindro hidráulico de pre-compresión tiene la función de empujar la pieza de acomodamiento para de este modo acomodar la materia prima de tal forma que toda pueda ser compactada. Este cilindro hidráulico será de doble efecto y funcionará con la misma presión de trabajo que el cilindro hidráulico de compresión. Como ya se había dicho anteriormente, el diseño y los cálculos de los elementos del cilindro hidráulico que se realizaron a continuación están basados en la guía metodológica que propone José Roldán Vilorio en su libro Prontuario de Hidráulica Industrial.

3.1.4.1 Diámetro del émbolo. Debido a que el cilindro hidráulico de pre-compresión tendrá la misma presión de trabajo que el cilindro hidráulico de compresión, el diámetro del émbolo será el mismo, es decir de 50 mm.

3.1.4.2 Longitud de carrera. Teniendo en cuenta que valor de la longitud de carrera del cilindro hidráulico depende de la necesidad que se tiene tanto en el producto como en las dimensiones de la máquina, se seleccionó de acuerdo a las longitudes de carrera normalizadas, una longitud de carrera de 390 mm. En la figura 43 se muestra la selección de la longitud de carrera del catálogo comercial de cilindros SMC.

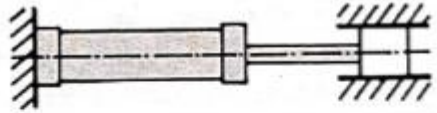
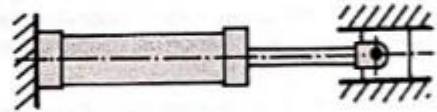
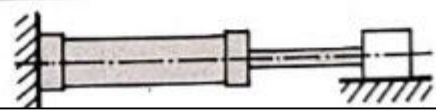
Figura 43. Carreras estándar cilindros hidráulicos, catálogo comercial cilindros SMC

| Carreras estándar | |
|--------------------------|------------------------|
| Diámetro (mm) | Carreras estándar (mm) |
| 40 | 25 a 1000 |
| 50 | 25 a 1000 |
| 63 | 25 a 1000 |
| 80 | 25 a 1300 |
| 100 | 25 a 1500 |
| 125 | 50 a 1300 |
| 160 | 50 a 1500 |

Fuente: SMC CORPORATION. Cilindros Hidráulicos. [sitio web]. [consultado el 13 sep., 2019]. Disponible en: https://www.smc.eu/portal_ssl/WebContent/local/ES/cilindros_hidraulicos/CH_cat_es.pdf

3.1.4.2 Longitud virtual del vástago. Debido a que el trabajo que va a realizar el cilindro hidráulico en cuestión será de empuje es necesario estudiar su comportamiento frente a las cargas de pandeo, para ello es necesario conocer la longitud que va a tener el vástago, la cual será la que va a estar sometida al esfuerzo durante la operación. Para realizar el cálculo se analizó la aplicación que va a tener el cilindro hidráulico y en función de ella se determinó el factor de carrera k. En la figura 44 se muestra la selección de la aplicación del cilindro hidráulico.

Figura 44. Coeficiente k para cilindros de acuerdo al sistema de fijación

| | | | |
|------------------|--|--|-----|
| Brida posterior. |  | Fijo y rigidamente guiado. | 1 |
| |  | Articulado pero no rigidamente guiado. | 1,5 |
| |  | Soportado pero no rigidamente guiado. | 4 |

Fuente: ROLDAN VILORIA, José. Prontuario de hidráulica industrial: Electricidad Aplicada. Madrid, España.: Paraninfo, 2001. 231 p. ISBN 84-283-2812-2

De acuerdo a la aplicación del cilindro hidráulico se determinó que el factor de carrera k es de 1.

Como se mencionó en el numeral 3.1.2.5 La longitud virtual del vástago está determinada por la ecuación 5, reemplazando los valores se obtiene:

$$L_i = 390 \text{ mm} * 1 = 390 \text{ mm}$$

La longitud virtual del vástago del cilindro de pre-compresión es de 390 mm.

3.1.4.3 Diámetro del vástago. Como ya se había mencionado anteriormente, para determinar el diámetro del vástago se debe tener en cuenta la flexión a la que va a estar sometido, por ello este debe tener un diámetro mínimo de pandeo. Para determinar el diámetro mínimo de pandeo del vástago se aplicaron las ecuaciones 6, 7 y 8 utilizadas en el numeral 3.1.2.6 para el cálculo del diámetro mínimo de pandeo del cilindro hidráulico de compresión.

La fuerza a la que estará sometido el vástago del cilindro de pre-compresión será de 5700 N, la cual es la misma a la que estará sometido el vástago del cilindro hidráulico de compresión debido a que ambos cilindros hidráulicos tendrán la misma presión de trabajo.

El coeficiente k de la ecuación 6 será el mismo del cilindro hidráulico de compresión puesto que la solicitud del vástago será la misma. Teniendo en cuenta esto, el coeficiente k será de $\frac{1}{4}$.

El módulo de elasticidad (E) será el del acero, puesto que el vástago será fabricado con este material. En la figura 28 se muestra la selección del módulo de elasticidad. El módulo de elasticidad (E) será de 22000 kg/mm² lo que equivale a $215,8 \times 10^9 \frac{N}{m^2}$. Despejando el diámetro y reemplazando los valores en la ecuación se obtiene:

$$D = \sqrt[4]{\frac{F_u * K_s * L^2 * 64}{K * \pi^3 * E}} = \sqrt[4]{\frac{5700N * 1,5 * (0,390 m)^2 * 64}{\frac{1}{4} * \pi^3 * 215,8 \times 10^9 \frac{N}{m^2}}} = 0,0149351 m$$

El diámetro mínimo que debe tener el vástago para soportar las condiciones de operación es de 0,0149351 m lo que equivale a 14,9351 mm.

Teniendo en cuenta el diámetro mínimo de pandeo del vástago se selecciona un diámetro comercial que sea mayor a este valor de acuerdo al catálogo de cilindros hidráulicos de la empresa SMC. En este caso se seleccionó un diámetro de vástago de 20 mm. La figura 45 muestra la selección del diámetro del vástago.

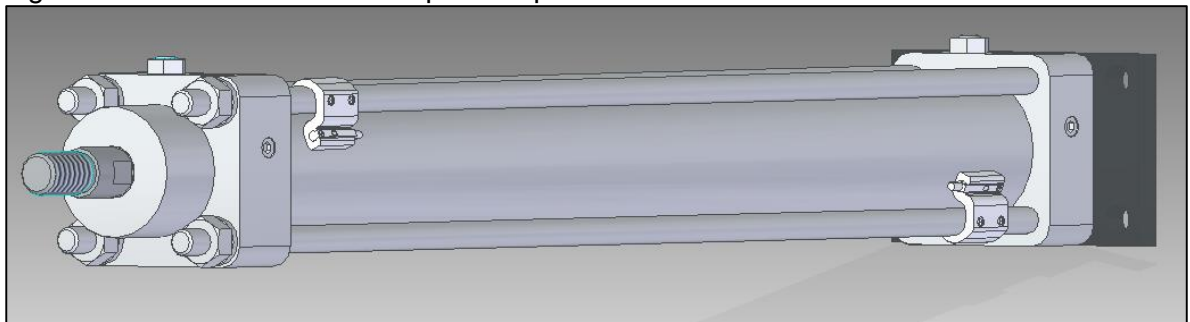
Figura 45. Esfuerzo teórico de cilindros hidráulicos, catálogo comercial cilindros SMC.

| Esfuerzo teórico | | | | Unidad N | | | | | |
|-------------------------|---------------------|-----------------------|----------------------------------|--------------------------|------|------|------|------|------|
| Diámetro (mm) | Tamaño vástago (mm) | Sentido de movimiento | Área efectiva (mm ²) | Presión de trabajo (MPa) | | | | | |
| | | | | 1 | 1.5 | 2 | 2.5 | 3 | 3.5 |
| 40 | 18 | SALIDA | 1257 | 1257 | 1886 | 2514 | 3143 | 3771 | 4400 |
| | | ENTRADA | 1002 | 1002 | 1503 | 2004 | 2505 | 3006 | 3507 |
| 50 | 20 | SALIDA | 1963 | 1963 | 2945 | 3926 | 4908 | 5889 | 6871 |
| | | ENTRADA | 1649 | 1649 | 2474 | 3298 | 4123 | 4947 | 5772 |

Fuente: SMC CORPORATION. Cilindros Hidráulicos. [sitio web]. [consultado el 13 sep., 2019]. Disponible en: https://www.smc.eu/portal_ssl/WebContent/local/ES/cilindros_hidraulicos/CH_cat_es.pdf

De acuerdo a los cálculos y selección de los diámetros del émbolo y del vástago y de la longitud de carrera se decidió seleccionar el cilindro hidráulico CHAG50-390-M9N de la marca SMC el cual tiene un émbolo de 50 mm de diámetro, un vástago de 20 mm de diámetro y 493 mm de largo y una longitud de carrera de 390 mm, además cuenta con detectores de posición magnéticos. En la figura 46 se muestra el cilindro hidráulico seleccionado.

Figura 46. Cilindro hidráulico de pre-compresión



Fuente: elaboración propia

3.1.4.4 Cálculo de la superficie o sección del émbolo libre. Como se mencionó anteriormente esta sección hace referencia a la parte del émbolo en la cual no se encuentra unido el vástago, sobre esta superficie se ejercerá la fuerza de avance del cilindro hidráulico. La superficie del émbolo libre está determinada por la ecuación 9 utilizada en el numeral 3.1.2.8. Reemplazando los valores en la ecuación se obtiene:

$$S1 = \frac{\pi * (50mm)^2}{4 * 100} = 19,63495408 \text{ cm}^2$$

La superficie del émbolo libre es de 19,63495408 cm^2 .

3.1.4.5 Cálculo de la superficie o sección del émbolo por el lado del vástago. Esta sección hace referencia a la parte del émbolo en la cual se encuentra unido el vástago, sobre esta superficie se ejercerá la fuerza de retroceso del cilindro hidráulico. La superficie del émbolo por el lado del vástago está determinada por la ecuación 10 utilizada en el numeral 3.1.2.9. Reemplazando los valores en la ecuación se obtiene:

$$S2 = \frac{\pi * [(50mm)^2 - (20mm)^2]}{4 * 100} = 16,49336143 \text{ cm}^2$$

La superficie del émbolo por el lado del vástago es de 16,49336143 cm^2 .

3.1.4.6 Cálculo de la fuerza generada en la superficie del émbolo libre. La fuerza generada en la superficie del émbolo libre será la que le dará el avance al cilindro hidráulico y está determinada ecuación 11 utilizada en el numeral 3.1.2.10. Reemplazando los valores en la ecuación se obtiene:

$$F1 = 29,02979374 \text{ Bar} * 19.63495408 \text{ cm}^2 = 569,99866 \text{ daN} = 5699,9866 \text{ N}$$

La fuerza que se va a generar por la superficie del embolo libre será de 5699,9866 N.

3.1.4.7 Cálculo de la fuerza generada en la superficie del émbolo por el lado del vástago. La fuerza generada en la superficie del émbolo por el lado del vástago será la que le dará el retroceso al cilindro hidráulico y está determinada la ecuación 11 utilizada en el numeral 3.1.2.10. Reemplazando los valores en la ecuación se obtiene:

$$F2 = 29,02979374 \text{ bar} * 16.49336143 \text{ cm}^2 = 478,7988804 \text{ daN} = 4787,988804 \text{ N}$$

La fuerza que se va a generar por la superficie del embolo por el lado del vástago es de 4787,988804 N.

3.1.4.8 Cálculo de la velocidad de desplazamiento del vástago. La velocidad con la que se va a desplazar el vástago va a depender del tiempo que se requiere para que el cilindro hidráulico realice las maniobras, en este caso el tiempo requerido es de 4 segundos en la salida y 4 segundo en la entrada, este tiempo se determinó en el numeral 3.1.2.12.

Una vez determinado el tiempo requerido para que el cilindro hidráulico realice las maniobras de salida y entrada, se determinó la velocidad con que se va a desplazar el vástago aplicando la fórmula 13 utilizada en el numeral 3.1.2.12. Reemplazando los valores en la ecuación se obtiene:

$$v = \frac{390 \text{ mm}}{4\text{s} * 10^3} = 0.0975 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

La velocidad de desplazamiento del vástago será de 0,0975 m/s tanto en la salida como en la entrada debido a que el tiempo requerido para cada maniobra es el mismo.

3.1.4.9 Cálculo del caudal requerido para las maniobras. Teniendo en cuenta la velocidad con la que el vástago tiene que desplazarse, se determinó el caudal de aceite requerido para que esta velocidad se cumpla. El caudal requerido para las maniobras está determinado por la ecuación 14 utilizada en el numeral 3.1.2.13. Reemplazando los valores en la ecuación se obtiene:

- Caudal requerido para la salida del vástago

$$Q_r = 6 * S1 * v \left(\frac{\text{l}}{\text{min}} \right) = 6 * 19.634954 \text{ m}^2 * 0.0975 \frac{\text{m}}{\text{s}} = 11,4864 \frac{\text{l}}{\text{min}}$$

- Caudal requerido para la entrada del vástago

$$Q_r = 6 * S2 * v \left(\frac{\text{l}}{\text{min}} \right) = 6 * 16.49336143 \text{ m}^2 * 0.0975 \frac{\text{m}}{\text{s}} = 9,6486 \frac{\text{l}}{\text{min}}$$

El caudal requerido para efectuar la salida del vástago es de 11,4864 l/min, y para efectuar la entrada del vástago es de 9,6486 l/min.

3.1.5 Diseño de la unidad hidráulica. La unidad hidráulica tiene como función principal darle la potencia necesaria a los cilindros hidráulicos para que efectúen sus maniobras. Está compuesta por la bomba hidráulica, el motor eléctrico, el depósito de aceite y las mangueras por donde va a fluir el aceite. El diseño de la unidad hidráulica se presenta a continuación.

3.1.5.1 Presión ejercida por la bomba. La presión de trabajo es uno de los principales datos que se deben tener en cuenta para el diseño de la unidad

hidráulica, pues de esta depende la selección de la bomba y del motor, así como del cálculo de accesorios y tuberías que la componen; además también se debe tener en cuenta las pérdidas de potencia que se producen, esto con el fin de que la presión requerida llegue adecuadamente a los cilindros hidráulicos.

Sabiendo que la presión necesaria para realizar la compactación del material es de 29,02986162 bar y que según el libro Prontuario de Hidráulica Industrial de José Roldán Viloria el rendimiento de los cilindros hidráulicos está comprendido entre el 0,85 y 0,95 se calcula la presión que deberá ejercer la bomba que impulsa el fluido. Este cálculo se realizó asumiendo un rendimiento del 0,85 para que los cilindros hidráulicos entreguen efectivamente la presión requerida y está determinado por:

$$\frac{29,02986162 \text{ Bar}}{0,85} = 34,1527784 \text{ bar}$$

La presión que deberá ejercer la bomba que impulsará el fluido será de 34,1527784 bar.

3.1.5.2 Pérdidas de presión en tuberías. Las pérdidas de presión que va a sufrir el fluido en las tuberías por donde va a fluir están determinadas por la siguiente ecuación.

Ecuación 20. Pérdidas de presión en la tubería

$$\Delta P = \lambda * \frac{L * \delta * v^2 * 10}{2 * \emptyset} (\text{Bar})$$

Fuente: ROLDAN VILORIA, José. Prontuario de hidráulica industrial: Electricidad Aplicada. Madrid, España.: Paraninfo, 2001. 231 p. ISBN 84-283-2812-2

Dónde:

L = Longitud de la tubería en m

v = Velocidad del fluido en m/s

\emptyset = Diámetro interior de la tubería en mm

δ = Densidad del fluido en (Kg/dm³)

λ = Coeficiente de rozamiento entre el fluido y el tubo

Para la longitud de la tubería (L) se tuvieron en cuenta cada uno de los receptores (cilindros hidráulicos) que componen el sistema hidráulico, estos receptores cuentan con una entrada y una salida de fluido hidráulico, por tal motivo se decidió usar cuatro mangueras, la longitud de estas mangueras depende de la distancia que hay entre la bomba y los receptores. La tabla 16 muestra la longitud de cada manguera.

Tabla 16. Longitud de las mangueras

| | mm | m |
|--|---------|---------|
| Mangueras cilindro hidráulico de pre-compresión | | |
| Manguera 1 | 2456,5 | 2,4565 |
| Manguera 2 | 2456,5 | 2,4565 |
| Mangueras cilindro hidráulico de compresión | | |
| Manguera 3 | 700 | 0,7 |
| Manguera 4 | 700 | 0,7 |
| Longitud total de mangueras | 6313,18 | 6,31318 |

Fuente: elaboración propia

Teniendo en cuenta la tabla anterior, la longitud total de las mangueras que se va a utilizar de para el sistema hidráulico es de 6313,18mm.

La velocidad del fluido (v) dentro de las mangueras va a depender de la presión de trabajo, el libro Prontuario de Hidráulica Industrial Electricidad Aplicada sugiere unas velocidades del fluido de acuerdo a un rango de presiones de trabajo. La figura 47 muestra la selección de la velocidad del fluido de acuerdo a la presión de trabajo.

Figura 47. Velocidades del fluido

| Presión en kg/cm ² | 0 a 10 | 10 a 25 | 25 a 50 | 50 a 100 | 100 a 150 | 150 a 200 | > 200 |
|-------------------------------|--------|---------|---------|----------|-----------|-----------|-------|
| Velocidad en m/s | 3 | 3,5 | 4 | 4,5 | 5 | 5,5 | 6 |

Fuente: ROLDAN VILORIA, José. Prontuario de hidráulica industrial: Electricidad Aplicada. Madrid, España.: Paraninfo, 2001. 231 p. ISBN 84-283-2812-2

Teniendo en cuenta que la presión de trabajo es 34,1527784 bar y que equivale a 34,8262712 Kg/cm², se sugiere una velocidad de fluido de 4 m/s. Con este valor de la velocidad del fluido se seleccionarán los demás elementos que conforman la unidad hidráulica tratando de acercar los datos a este valor.

El diámetro de las mangueras (ϕ) está determinado por la siguiente ecuación:

Ecuación 21. Diámetro de la tubería

$$\phi = \sqrt{\frac{4 * Q}{c * \pi}}$$

Fuente: QUANTZ, L. Motores hidráulicos: elementos para el estudio, construcción y cálculo de las instalaciones modernas de fuerza hidráulica. Barcelona, España: Gustavo Gili, 1968. 231p.

Dónde:

Q = Caudal del fluido m³/s

c = Velocidad del fluido m/s

Sabiendo que cada cilindro hidráulico necesita de la acción de un caudal de salida y un caudal de entrada para realizar las maniobras, y que cada uno de estos caudales es diferente debido a las superficies en donde incide el fluido y a los finales de carrera de cada cilindro hidráulico, se toman los caudales mayores los cuales corresponden a los caudales de salida y se suman para determinar el caudal requerido para que los cilindros hidráulicos realicen las maniobras. En la tabla 17 se muestra la descripción de los caudales requeridos por cada uno de los cilindros.

Tabla 17. Caudales requeridos por los cilindros hidráulicos

| | Caudal teórico | | Caudal con rendimiento de 0,85 | |
|---|-----------------------|---------------|---------------------------------------|---------------|
| | Caudal teórico | Unidad | Caudal | Unidad |
| Caudal cilindro hidráulico de compresión | 4,123340358 | l/min | 4,85098866 | l/min |
| Caudal cilindro hidráulico de pre-compresión | 11,48644814 | l/min | 13,51346684 | l/min |
| Caudal total | | | 18,3644571 | l/min |

Fuente: elaboración propia

El caudal total requerido para que los cilindros hidráulicos realicen las maniobras es de 18,3644571 l/min lo que equivale a 0,000306 m³/s. Esta equivalencia está determinada por:

$$18,3644 \frac{l}{min} * \left(\frac{1min}{60seg} \right) * \left(\frac{1m^3}{1000l} \right) = 0,000306 \frac{m^3}{s}$$

Reemplazando los valores en la ecuación del diámetro de las mangueras se obtiene.

$$\varnothing = \sqrt{\frac{4 * 0,000306 m^3/s}{4 m/s * \pi}} = 0,009869286 m = 9,869286 mm$$

El diámetro requerido por las mangueras es de 9,869286 mm. Se escogió un diámetro comercial de 9,5 mm que al remplazarlo en la fórmula de velocidad del fluido en la tubería es el que más se aproxima a la consideración de velocidad del fluido que se contempló anteriormente. A continuación, se muestra la determinación de la velocidad del fluido con el diámetro comercial de la tubería seleccionado.

$$c = \frac{Q * 4}{\pi * \phi^2} = \frac{0,000306 \text{ m}^3/\text{s} * 4}{(0,0095 \text{ m})^2 * \pi} = 4,3170 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

La selección del diámetro comercial de las mangueras se realizó a partir del catálogo de mangueras hidráulicas de la empresa Continental. La figura 49 muestra la selección del diámetro comercial de las mangueras.

Figura 48. Catalogo comercial de mangueras hidráulicas Continental

ARMORCOAT™ ARC16SC SAE 100R16/EN 857 2SC | Alta Presión



- Cumple o excede los requerimientos de desempeño de SAE 100R16 y EN 857 2SC
- Cumple con la Designación USMSHA para Resistencia a la Flama
- Cumple con altas presiones EN/DIN
- Cubierta resistente a la abrasión

Aplicación
Servicio de alta presión con bajo radio de curvatura para fluidos hidráulicos derivados de petróleo o agua donde es requerida una máxima resistencia a la abrasión. Excelente desempeño en impulso y flexibilidad excediendo los estándares SAE 100R2 y SAE100R16

Tubo
Nitrilo

Refuerzo
Dos trenzas de alambre de acero de alta tensión

Cubierta
Hule sintético negro con ARMORCOAT™

Rango temperatura
-40°F a 212°F (-40°C a 100°C)

Referencia de conexiones
Todas las conexiones compatibles con la familia de manguera ARC16SC son listadas en la Sección 1 (comenzando en la página 54) del catálogo

Marca Impresa
Ejemplo: Continental ContiTech ARMORCOAT™ ARC16SC-04 SAE 100R16/EN 857 2SC (Abrasion cover) 1/4" (DN06) W.P. 5800 psi (40 MPa) MSHA 2G-IC-14C/43

| No. Descrip- tivo/ No. Pro- ducto | No. SAP | Diámetro Interior | | Diámetro Exterior | | Presión Máx. de Trabajo | | Min. Radio Curvatura | | Presión Mínima de Ruptura | | Peso |
|---|----------|-------------------|------|-------------------|------|----------------------------|------|-------------------------|-----|------------------------------|-------|------|
| | | pulg. | mm | pulg. | mm | psi | MPa | pulg. | mm | psi | MPa | |
| ARC16SC-04 | 20731686 | 1/4 | 6.4 | 0.52 | 13.2 | 5800 | 40.0 | 2.0 | 51 | 23200 | 160.0 | 0.17 |
| ARC16SC-06 | 20731831 | 3/8 | 9.5 | 0.67 | 17.0 | 5000 | 34.5 | 2.5 | 64 | 20000 | 137.9 | 0.26 |
| ARC16SC-08 | 20730593 | 1/2 | 12.7 | 0.81 | 20.6 | 5000 | 34.5 | 3.5 | 89 | 20000 | 137.9 | 0.35 |
| ARC16SC-10 | 20733777 | 5/8 | 15.9 | 0.92 | 23.4 | 4000 | 27.6 | 4.0 | 102 | 16000 | 110.3 | 0.40 |
| ARC16SC-12 | 20733779 | 3/4 | 19.9 | 1.08 | 27.4 | 3500 | 24.1 | 5.0 | 127 | 14000 | 96.5 | 0.54 |
| ARC16SC-16 | 20731853 | 1 | 25.4 | 1.40 | 35.5 | 3000 | 18.6 | 6.0 | 152 | 12000 | 74.5 | 0.83 |

Fuente: CONTINENTAL. Catalogo hidráulica, 2016 Manguera hidráulica, conexiones y equipo. [en línea]. [consultado el 1 oct., 2019]. Disponible en: <http://www.manguerasyconexionesdelvalle.com/catalogo/conex/continental/continental-conexiones-seccion-7.pdf>

Para determinar la densidad del fluido (δ) es necesario seleccionar un fluido hidráulico que cumpla con las características requeridas y que sea capaz de realizar el proceso solicitado. Como fluido hidráulico se va a emplear el HLP 46 el cual es un aceite lubricante formado con bases parafínicas; es recomendado en el uso de sistemas hidráulicos puesto que es de uso universal y sus propiedades permiten tener una alta relación de costo. En la figura 50 se muestran sus propiedades y características.

Figura 49. Características del fluido hidráulico HLP 46

| Características Típicas | | | |
|------------------------------|------------|----------------------|-------|
| CARACTERÍSTICAS | NORMA ASTM | CEPSA HIDRÁULICO HLP | |
| Grado ISO | | 46 | 68 |
| Densidad 15 °C, kg/l | D-4052 | 0,880 | 0,882 |
| Punto de Inflamación V/A, °C | D-92 | 204 | 210 |
| Punto de Congelación, °C | D-5950 | -21 | -18 |
| Viscosidad a 40 °C, cSt | D-445 | 46,0 | 68,0 |
| Índice de Viscosidad | D-2270 | 100 | 98 |

Fuente: CEPSA. CEPSA Hidráulicos HLP. [en línea]. [consultado el 1 oct., 2019]. Disponible en: www.cespa.com/lubricantes

De acuerdo a la figura anterior la densidad del aceite hidráulico HLP 46 es de 0,880 kg/l lo que equivale a 0,880 kg/dm³ y la viscosidad cinemática es de 46 cSt.

Para determinar el coeficiente de rozamiento entre el fluido y el tubo (λ) es necesario determinar el número de Reynolds, el cual está determinado por la siguiente ecuación:

Ecuación 22. Número de Reynolds

$$Re = \frac{v * \varnothing}{\vartheta} * 10^3$$

Fuente: ROLDAN VILORIA, José. Prontuario de hidráulica industrial: Electricidad Aplicada. Madrid, España.: Paraninfo, 2001. 231 p. ISBN 84-283-2812-2

Dónde:

v = Velocidad del fluido en la tubería en m/s

\varnothing = Diámetro de la tubería en mm

ϑ = Viscosidad cinemática en cSt

Reemplazando los valores en la ecuación se obtiene:

$$Re = \frac{4,317022 \text{ m/s} * 9,5 \text{ mm}}{46 \text{ cSt}} * 10^3 = 891,55904$$

Una vez determinado el número de Reynolds se determina el coeficiente de fricción, teniendo en cuenta que el material de la tubería es manguera, mediante la siguiente ecuación

Ecuación 23. Coeficiente de fricción de manguera

$$\lambda_{manguera} = \frac{90}{Re}$$

Fuente: ROLDAN VILORIA, José. Prontuario de hidráulica industrial: Electricidad Aplicada. Madrid, España.: Paraninfo, 2001. 231 p. ISBN 84-283-2812-2

Dónde:

λ = coeficiente de fricción

Re = numero de Reynolds

Reemplazando los valores en la ecuación del coeficiente de fricción se obtiene:

$$\lambda_{manguera} = \frac{90}{891,55904} = 0,1009467$$

Una vez determinados anteriormente cada uno de los valores y reemplazándolos en la ecuación de las pérdidas de presión en la tubería se obtiene:

$$\Delta P = 0,10094 * \frac{6,31318 \text{ m} * 0,88 \text{ K g/dm}^3 * (4,3170 \text{ m/s})^2 * 10}{2 * 9,5 \text{ mm}} = 5,5009578 \text{ Bar}$$

Las pérdidas de presión que se generan en la tubería es de 5,5009578 bar.

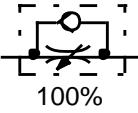
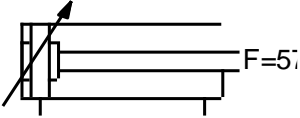


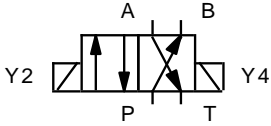
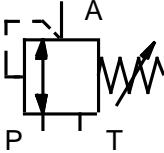


3.1.5.3 Diseño del circuito hidráulico. El circuito hidráulico de la máquina briquetadora está compuesto por los siguientes elementos:

- Válvulas reguladoras de caudal (1): cuatro válvulas reguladoras de caudal las cuales tienen la función, como su nombre lo indica, de regular el caudal para de esta manera modificar la velocidad en la que los cilindros hidráulicos realizan sus maniobras.
- Cilindros hidráulicos doble efecto (2): dos cilindros hidráulicos, que como se había mencionado anteriormente uno tendrá la función de empujar la pieza de acomodamiento y el otro de empujar la pieza de compactación y extracción. Cada cilindro hidráulico tendrá diferente longitud de carrera, pero mismo diámetro de émbolo y vástago.
- Finales de carrera (3): cuatro finales de carrera que indicarán el final de una maniobra realizada por cada cilindro hidráulico.
- Unidad hidráulica (4): una unidad hidráulica está constituida por una bomba y un motor y está encargada de proporcionar el caudal y la presión que circulara por el circuito hidráulico.
- Válvulas direccionales (5): dos válvulas 4/2 accionadas mediante solenoides que se encargaran de direccionar el fluido para la secuencia de los cilindros hidráulicos.
- Válvula reguladora de presión (6): Una válvula reguladora de presión encargada de regular la presión entregada por la bomba con el fin de que la presión ejercida por los cilindros hidráulicos sea igual a la requerida además también se encargará de la seguridad del circuito en caso de un exceso o picos de presión.

- Tanque (7): Un tanque que almacenará el fluido hidráulico que circula por el circuito.
- Manómetro (8): Tres manómetros que servirán para conocer las presiones en cada una de las líneas del circuito.

El cuadro 5 muestra los símbolos de cada uno de los elementos mencionados anteriormente.

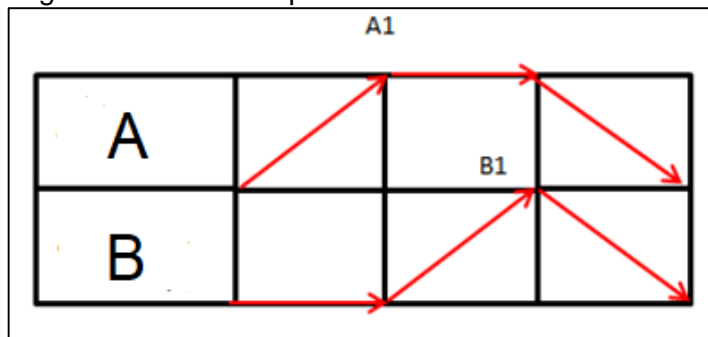
Cuadro 5. Símbolos de los componentes del circuito hidráulico

| (1) | (2) | (3) | (4) |
|---|--|---|---|
|  |  |  |  |
| (5) | (6) | (7) | (8) |
|  |  |  |  |

Fuente: elaboración propia

El cilindro hidráulico de pre-compresión (A) saldrá primero, una vez terminado su recorrido, el final de carrera A1 dará la señal para la salida del cilindro hidráulico de compresión (B), terminado su recorrido el final de carrera B1 dará la señal para que los dos cilindros hidráulicos vuelvan a su estado inicial y se repetirá nuevamente la secuencia, dicha secuencia se muestra en la figura 51 la cual hace referencia un gráfico espacio fase simplificado.

Figura 50. Gráfico espacio fase de la secuencia

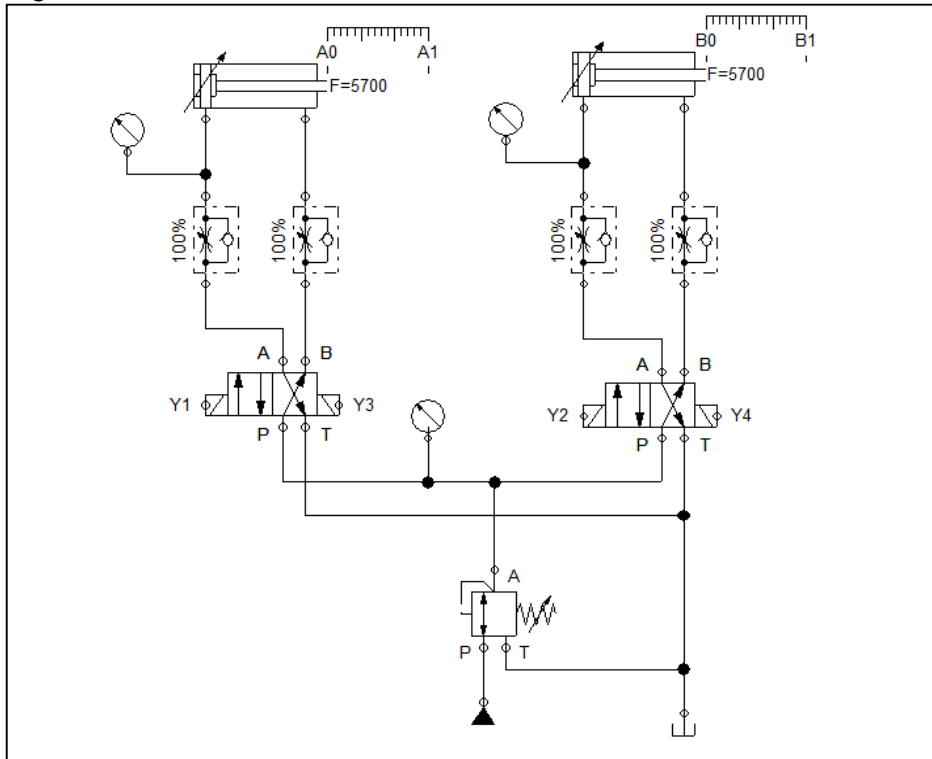


Fuente: elaboración propia

Una vez determinado cada uno de los componentes que tendrá el circuito hidráulico

y la secuencia que tienen que realizar los cilindros y con la ayuda del software Fluid Sim Hidráulica se realizó el plano del circuito hidráulico el cual se muestra en la figura 52.

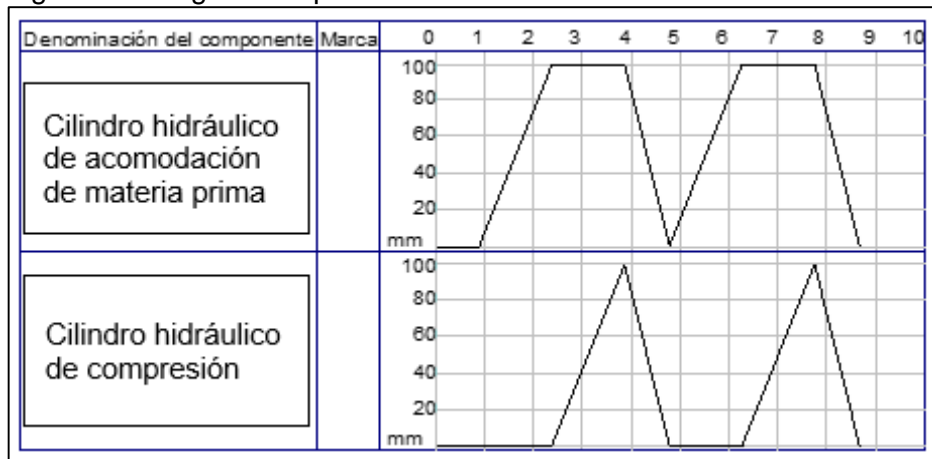
Figura 51. Plano del circuito hidráulico



Fuente: elaboración propia con base en: software Fluid Sim Hidráulica.

Una vez diseñado el circuito hidráulico y simulando en el programa Fluid Sim Hidráulica resulta un diagrama espacio fase resultante.

Figura 52. Diagrama espacio fase resultante



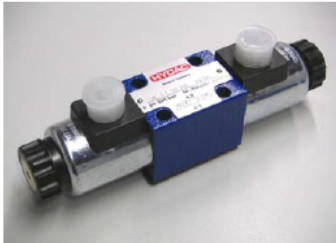
Fuente: elaboración propia con base en: software Fluid Sim Hidráulica.

3.1.5.4 Selección de válvula direccional. Teniendo en cuenta que el circuito hidráulico tiene dos válvulas de 4 vías, 2 posiciones (4/2), se debe seleccionar una válvula que cumpla con los siguientes parámetros:

- La válvula debe manejar un caudal no inferior a 18,3644571 L/min.
- La presión mínima que puede soportar es de 34,1527784 Bar
- El fluido de trabajo debe ser aceite hidráulico
- Se debe poder accionar de manera electromagnética

La válvula que cumple con dichos parámetros de funcionamiento se seleccionó del catálogo de la empresa “HYDAC Internacional” el cual ofrecen una válvula de corredera 4/2 con accionamiento electromagnético y mando directo. Esta válvula soporta un caudal máximo de 80 l/min y una presión máxima de 350 bar, para más información acerca de la válvula direccional ver el anexo 1. El código del modelo de la válvula es 4WE 6 D-OF S01 – 12DG/V. La figura 54 muestra la válvula seleccionada y la explicación del código del modelo.

Figura 53. Válvula de corredera 4/2 4WE 6 D-OF S01 – 12DG/V

| | | |
|--|--------------------------------|--|
| CÓDIGO DEL MODELO | 4WE 6 SP S01 - 12DG / V | Válvula de corredera 4/2 con accionamiento electromagnético y mando directo 4 WE 6 D-OF |
| Denominación _____ Válvula de corredera 4/2 | | |
| Tamaño nominal _____ 6 = tamaño nominal 6 | |  |
| Símbolo de la función _____ | | |
| Serie _____ Fijada por el fabricante. | | |
| Tensión nominal _____ 12 = 12 voltios corriente continua 24 = 24 voltios corriente continua 96 y 205 voltios corriente continua a petición (solo modelo DG) DG: conector DIN según EN 175301-803 DO: conector M12x1 | | |
| Material de hermetización _____ V = FPM (estándar) N = NBR | | |



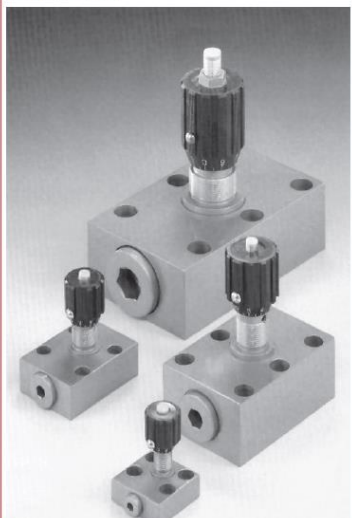
Fuente: HYDAC INTERNATIONAL. Válvulas Industriales. [en línea]. [consultado el 3 de octubre 2019]. Disponible en: www.hydac.com

3.1.5.5 Selección de las válvulas estranguladoras. Teniendo en cuenta el circuito hidráulico tiene 4 válvulas de estrangulamiento con el fin de regular la velocidad de salida y de entrada de los dos cilindros hidráulicos, se debe seleccionar una válvula que cumpla con los siguientes parámetros:

- La válvula debe manejar un caudal no inferior a 18,3644571 L/min
- La presión mínima que puede soportar es de 34,1527784 Bar
- El fluido de trabajo debe ser aceite hidráulico
- Debe ser una válvula regulable

La válvula que cumple con dichos parámetros de funcionamiento se seleccionó en el catálogo de la empresa “HYDAC International” en donde ofrecen “Válvulas estranguladoras y anti retorno estranguladoras”. Estas válvulas soportan una máxima presión de trabajo de 350 bar y un caudal máximo de 50 l/min, para más información acerca de la válvula estranguladora ver anexo B. El código del modelo de la válvula es DVP-08-01. X. La figura 55 muestra la válvula estranguladora escogida y la explicación del código del modelo.

Figura 54. Válvula de estrangulamiento

| | | |
|---|---|---|
| <p>2.1.2 Códigos de tipos (ejemplo de pedido)</p> <p style="text-align: right;">DVP - 10 - 01 . X</p> <p>Denominación _____</p> <p>DVP = Válvula de estrangulación para montaje sobre placas DRVP = Válvula antirretorno de estrangulación para montaje sobre placas</p> <p>Tamaño nominal _____</p> <p>06 08 10 12 16 20 25 30 40</p> <p>Ejecución _____</p> <p>01 = Datos técnicos según este catálogo 12 = Cuerpo niquelado, husillo de acero con ranura de estrangulación 0,3 mm Tipo de ajuste con herramienta y tuerca ciega Disponible para DRVP del NG 10, 12, 16</p> <p>Serie _____ (fijada por el fabricante)</p> | <p>DVP</p>  <p>DRVP</p>  <p>hasta 350 bar hasta 300 l/min</p> | <p>estranguladoras y antirretorno estranguladoras DVP, DRVP</p>  |
|---|---|---|

Fuente: HYDAC INTERNATIONAL. Válvulas Industriales. [en línea]. [consultado el 3 de octubre 2019]. Disponible en: www.hydac.com

3.1.5.6 Pérdidas de presión en las válvulas. Además de la tubería que compone el circuito hidráulico, los accesorios a los que está conectada también generan pérdidas de presión. Para calcular las pérdidas de presión en las válvulas se determinó la longitud equivalente que genera cada una de estas válvulas, posteriormente se sumaron cada una de estas longitudes equivalentes para determinar la longitud total y finalmente se reemplazó este valor en la ecuación 15 de pérdidas de presión utilizada en el numeral 3.1.5.2. Los demás valores de la ecuación se tomaron como los ya calculados anteriormente puesto que este cálculo pertenece al mismo circuito hidráulico.

La figura 56 muestra las longitudes equivalentes de los accesorios utilizados en un circuito hidráulico, además muestra la selección de las longitudes equivalentes para las válvulas utilizadas. Las válvulas de compuerta totalmente abierta hacen referencia a las válvulas 4/2 mientras que las válvulas de compuerta ½ abierta hace referencia a las válvulas estranguladoras.

Figura 55. Longitudes equivalentes de los accesorios de un circuito hidráulico

| Tipo | Longitud equivalente en diámetros de conducto, L/D |
|--|--|
| Válvula de globo—completamente abierta | 340 |
| Válvula de ángulo—completamente abierta | 150 |
| Válvula de compuerta—completamente abierta | 8 |
| —3/4 abierta | 35 |
| —1/2 abierta | 160 |
| —1/4 abierta | 900 |
| Válvula de verificación—tipo giratorio | 100 |
| Válvula de verificación—tipo de bola | 150 |
| Válvula de mariposa—completamente abierta | 45 |
| Codo estándar de 90° | 30 |
| Codo de radio de largo de 90° | 20 |
| Codo de calle de 90° | 50 |
| Codo estándar de 45° | 16 |
| Codo de calle de 45° | 26 |
| Codo de devolución cerrada | 50 |
| Te estándar—con flujo a través de un tramo | 20 |
| Te estándar—con flujo a través de una rama | 60 |

Fuente: MOTT, Robert L. Mecánica de fluidos aplicada. México: Pearson Education, 1996. Cuarta edición. 425p. ISBN: 9688805424

De acuerdo a la figura 46 y a la cantidad de válvulas utilizadas se determinó la longitud total equivalente que generan.

Tabla 18. Longitud total equivalente de las válvulas

| Tipo de válvula | Unidades | Longitudes (mm) | Longitud total |
|---|----------|-----------------|----------------|
| Válvula compuerta completamente abierta | 2 | 8 | 16 |
| Válvula compuerta 1/2 abierta | 4 | 160 | 640 |
| Longitud total equivalente | | | 656 |

Fuente: elaboración propia

La longitud total equivalente de las válvulas es de 656 mm, reemplazando este valor en la ecuación 15 se determinaron las pérdidas en las válvulas así:

$$\Delta P = 0,10094 * \frac{0,656 \text{ m} * 0,88 \text{ kg/dm}^3 * (4,3170 \text{ m/s})^2 * 10}{2 * 9,5 \text{ mm}} = 0,571558 \text{ Bar}$$

Las pérdidas totales que se generan en las válvulas son de 0,571558 bar.

3.1.5.7 Selección de la unidad hidráulica. Para la selección de la bomba se tiene que tener en cuenta las pérdidas de presión tanto en tubería como en las válvulas que conforman el circuito hidráulico, puesto que la bomba debe garantizar que la presión requerida llegue a los cilindros hidráulicos en su totalidad. La tabla 18 muestra las pérdidas de presión de cada componente y la presión total necesaria para la selección de la bomba.

Tabla 19. Pérdidas de presión en la tubería y válvulas

| Presión | Valor | Unidad |
|----------------------|------------------|---------------|
| Cilindro hidráulico | 34,15277 | Bar |
| ΔP Tubería | 5,5009 | Bar |
| ΔP Válvulas | 0,571558 | Bar |
| Presión total | 40,225228 | Bar |

Fuente: elaboración propia

La presión total necesaria para la selección de la bomba es de 40,225228 bar,

Para la selección de la bomba hidráulica es necesario determinar la potencia de accionamiento que tendrá tanto la bomba como del motor que la va a accionar. La potencia de accionamiento de la bomba está determinada por la siguiente ecuación:

Ecuación 24. Potencia de accionamiento de la bomba

$$P_a = \frac{P * Q}{600 * \eta_t} \text{ (kW)}$$

ROLDAN VILORIA, José. Prontuario de hidráulica industrial: Electricidad Aplicada. Madrid, España.: Paraninfo, 2001. 231 p. ISBN 84-283-2812-2

Dónde:

P = presión en Bar

Q = caudal en L/min

η_t = rendimiento total (0.75)

Reemplazando los valores en la ecuación se obtiene:

$$P_a = \frac{40,225228 \text{ bar} * 18,3644571 \text{ l/min}}{600 * 0,75} = 1,6415877199 \text{ kW}$$

La potencia de accionamiento de la bomba es de 1,6415877199 Kw.

La potencia de accionamiento del motor eléctrico está determinada por la siguiente ecuación:

Ecuación 25. Potencia de accionamiento del motor eléctrico

$$P_m = \frac{P_b}{\eta_{me} * \eta_v} = \frac{P_b}{\eta_b}$$

Fuente: ROLDAN VILORIA, José. Prontuario de hidráulica industrial: Electricidad Aplicada. Madrid, España.: Paraninfo, 2001. 231 p. ISBN 84-283-2812-2

Dónde:

Pb = potencia de la bomba
nme = rendimiento mecánico de la bomba
nv = rendimiento volumétrico de la bomba
nb= eficiencia de la bomba (0,8)

Reemplazando lo valores en la ecuación se obtiene:

$$P_m = \frac{1,6415877199 \text{ kW}}{0,8} = 2,0519846499 \text{ kW}$$

La potencia de accionamiento para el motor eléctrico es de 2,0519846499 kW.

Una vez determinadas las características que deben tener tanto la bomba como el motor eléctrico, se seleccionó una unidad hidráulica que tuviera estas características. La empresa Global Hydraulics and Neumatics en su catálogo Hydraulic Power Units proporciona una unidad hidráulica con las características requeridas. La figura 57 muestra la selección de la unidad hidráulica y las características de la misma.

Figura 56. Características de la unidad hidráulica

| Hydraulic Pump | Displacement cm ³ /rev | Flow | Pressure | Requ. Power | Motor Power | Tank size |
|---------------------|-----------------------------------|-------|----------|-------------|-------------|-----------|
| | | L/min | bar | hp (kW) | hp (kW) | |
| GL-11 Size 8 | 8,1 | 14 | 35 | 1,3 (1,0) | 2,0 (1,5) | GR-60 |
| | | | 70 | 2,5 (1,9) | 3,0 (2,2) | |
| | | | 115 | 4,2 (3,2) | 5,0 (3,7) | |
| | | | 140 | 5,2 (3,9) | 7,5 (5,5) | |
| | | | 160 | 6,9 (5,2) | | |
| | | | 210 | 7,8 (5,9) | 10,0 (7,5) | |
| | | | 250 | 9,3 (7,0) | | |
| GL-11 Size 11 | 11,2 | 19 | 35 | 1,8 (1,3) | 2,0 (1,5) | |
| | | | 70 | 3,5 (2,7) | 5,0 (3,7) | |
| | | | 115 | 5,9 (4,4) | 7,5 (5,5) | |
| | | | 140 | 7,1 (5,3) | | |
| | | | 160 | 8,3 (6,2) | 10,0 (7,5) | |
| | | | 210 | 10,8 (8,1) | 15,0 (11,0) | |
| | | | 250 | 12,8 (9,6) | | |

Fuente: GLOBAL HYDRAULICS AND NEUMATICS. Hydraulic Power Units. [en línea]. [consultado el 4 oct., 2019]. Disponible en: <http://www.globalhp.com>

Las características principales de la unidad hidráulica se muestran en la tabla 20.

Tabla 20. Características principales de la unidad hidráulica

| Bomba | | | Motor | | |
|----------------|-------|----------------------|--------------|------|-----|
| Característica | valor | unidad | Potencia | 3 | Hp |
| Caudal | 19 | l/min | Rev. por min | 2,2 | kW |
| Desplazamiento | 11,2 | cm ³ /rev | | 1750 | rpm |
| Presión | 70 | Bar | Fases | 3 | |
| Potencia | 2,5 | Hp | Polos | 4 | |
| | 1,9 | kW | Voltaje | 220 | V |

Fuente: GLOBAL HYDRAULICS AND NEUMATICS. Hydraulic Power Units. [en línea]. [consultado el 4 oct., 2019]. Disponible en: <http://www.globalhp.com>

La bomba hidráulica es de tipo de engranajes de la marca “GLOBAL HYDRAULICS PNEUMATICS”, su funcionamiento es sumergible en aceite hidráulico.

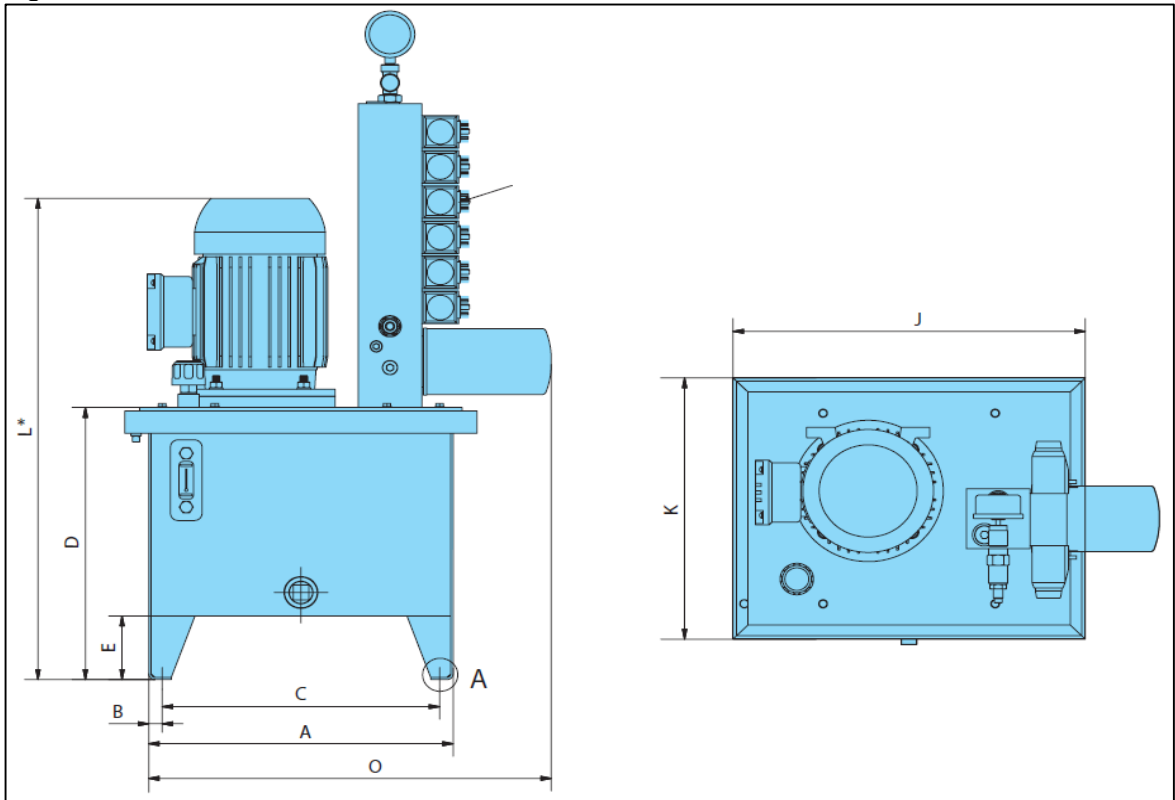
En la unidad hidráulica ofrecida por la empresa GLOBAL HYDRAULICS PNEUMATICS viene incluido el tanque de almacenamiento del fluido hidráulico, cuyas características dependen de las características del motor y la bomba, las características de dicho tanque se muestran en las figuras 58 y 59.

Figura 57. Medidas de la unidad hidráulica

| Tank | A | B | C | D | E | F | G | H | I | J | K | O | ØFF |
|--------|-----|----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|----|-----|-----|-----|-----|
| GR-30 | 405 | 18 | 369 | 385 | 90 | 276 | 306 | 338 | 15 | 469 | 370 | 536 | 11 |
| GR-60 | 506 | 23 | 460 | 526 | 170 | 433 | 463 | 495 | 15 | 570 | 527 | 615 | 11 |
| GR-120 | 656 | 33 | 590 | 606 | 157 | 480 | 510 | 542 | 15 | 720 | 574 | 765 | 11 |

Fuente: GLOBAL HYDRAULICS AND NEUMATICS. Hydraulic Power Units. [en línea]. [consultado el 4 oct., 2019]. Disponible en: <http://www.globalhp.com>.

Figura 58. Cotas de la unidad hidráulica



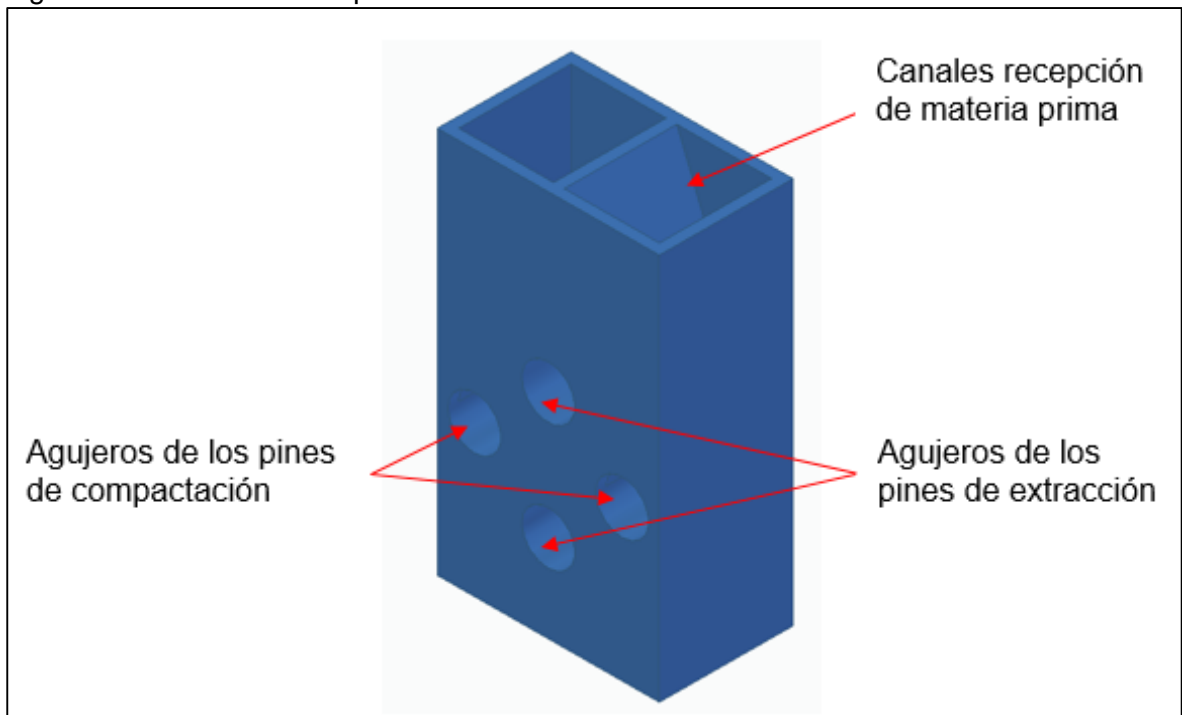
Fuente: GLOBAL HYDRAULICS AND NEUMATICS. Hydraulic Power Units. [en línea]. [consultado el 4 oct., 2019]. Disponible en: <http://www.globalhp.com>

Entre las principales características del tanque podemos encontrar:

- El tanque tiene una capacidad de almacenamiento de aceite de 20L.
- El tanque tiene un filtro de aire en la parte superior para llenar y ventilar, y no permite la entrada de contaminantes.
- Su estructura está hecha de acero AISI 1010, doblado y soldado, con protección para evitar fugas de aceite y con acabado de pintura tanto interna como externa de tipo epoxi.

3.1.6 Diseño de la cámara de compactación. La cámara de compactación será la encargada de recibir la materia prima proveniente de los tornillos sin fin de alimentación, allí se almacenará mientras los cilindros hidráulicos de pre-compresión y compresión entran en funcionamiento y la acomodan, compactan y extraen las briquetas ya fabricadas. La figura 60 muestra la geometría de la cámara de compactación.

Figura 59. Cámara de compactación



Fuente: elaboración propia


Como se muestra en la figura anterior, la cámara de compactación es una pieza maciza con diferentes tipos de cavidades en ella. Los canales superiores son en donde la materia prima, como ya se había mencionado anteriormente, cae proveniente de los tornillos sin fin de alimentación, estos canales están conectados directamente con los agujeros de los pines de compactación, para que allí caiga la materia prima. Los agujeros de los pines de compactación son, como su nombre lo indica, por donde se van a deslizar los pines de compactación y transportar la materia prima hasta el plato de compactación en donde va a ser compactada tomando la forma de briqueta. Los agujeros de los pines de extracción son por donde se van a deslizar los pines de extracción para extraer las briquetas ya fabricadas que se encuentran en el plato de compactación y extracción. Para mayor información acerca de las medidas de cada uno de las cavidades y de la cámara de compactación en general, consultar los planos que se encuentran en los anexos.

Para la fabricación de la cámara de compactación, es necesario utilizar una pieza maciza y realizarle cada uno de las cavidades mencionadas anteriormente. El

material con el que se debe fabricar esta pieza se determinó teniendo en cuenta que estará en contacto con la materia prima la cual estará húmeda, por lo que se eligió acero inoxidable 304, de esta manera se evitará que la pieza sufra algún tipo de oxidación y pueda fallar en algún momento. Teniendo en cuenta el material seleccionado para la fabricación de la cámara de compactación, se seleccionó una barra circular de acero inoxidable 304 y de 250 mm de diámetro, la cual tendrá que ser mecanizada para darle la forma de la pieza y adicionalmente se tendrán que realizar cada una de las cavidades mencionadas anteriormente. La figura 61 muestra la selección de la barra a utilizar para la fabricación de la cámara de compactación.

Figura 60. Barras macizas de acero inoxidable 304 – Selección cámara de compactación

| REDONDA Acabado: Calibrada, torneada, forjada y forjada torneada. Tolerancias: h9 (bajo demanda), h11, k13 y DIN 1013 ($\sigma > 100$ mm) Longitud: de 4 a 6 m. | Diámetros | Peso | Diámetros | Peso | Diámetros | Peso |
|---|-----------|-------|-----------|--------|-----------|--------|
| | mm | Kg/m | mm | Kg/m | mm | Kg/m |
| | 20 | 2,46 | 100 | 61,55 | 225 | 312,12 |
| | 22 | 2,98 | 105 | 67,97 | 230 | 326,15 |
| | 24 | 3,55 | 110 | 74,60 | 235 | 340,48 |
| | 25 | 3,85 | 115 | 81,54 | 240 | 355,13 |
| | 26 | 4,16 | 120 | 88,78 | 245 | 370,08 |
| | 28 | 4,83 | 125 | 96,33 | 250 | 385,34 |
| | 30 | 5,54 | 130 | 104,20 | 255 | 400,90 |
| | 32 | 6,31 | 135 | 112,36 | 260 | 416,78 |
| | 35 | 7,55 | 140 | 120,84 | 265 | 432,96 |
| | 38 | 8,90 | 145 | 129,63 | 270 | 449,46 |
| | 40 | 9,86 | 150 | 138,72 | 275 | 466,26 |
| | 42 | 10,87 | 155 | 148,12 | 280 | 483,37 |
| | 45 | 12,48 | 160 | 157,83 | 285 | 500,78 |
| | 48 | 14,20 | 165 | 167,85 | 290 | 518,51 |
| | 50 | 15,41 | 170 | 178,18 | 295 | 536,54 |
| | 55 | 18,65 | 175 | 188,82 | 300 | 554,89 |
| | 60 | 22,19 | 180 | 199,76 | 310 | 592,49 |
| | 65 | 26,04 | 185 | 211,01 | 320 | 631,34 |
| | 70 | 30,21 | 190 | 222,57 | 325 | 651,22 |
| | 75 | 34,68 | 195 | 234,44 | 340 | 712,72 |
| | 80 | 39,45 | 200 | 246,62 | 350 | 755,26 |
| | 85 | 44,54 | 205 | 259,10 | 360 | 799,03 |
| | 90 | 49,93 | 210 | 271,89 | 380 | 890,28 |
| | 95 | 55,64 | 220 | 298,40 | 400 | 986,46 |



Fuente: IRESTAL GROUP. Barra de acero inoxidable. [en línea]. [consultado el 14 nov., del 2019]. Disponible en: <http://www.irestal.com/products/llarg/barra-redonda>

3.1.6.1 Determinación de los esfuerzos de desgaste en los agujeros para los pines de compactación y extracción. Como ya se había dicho anteriormente los pines de compactación y extracción se deslizarán por los agujeros de la cámara de compactación, por esta razón se va a producir un desgaste superficial debido a la fricción de los dos elementos en contacto. El contacto que se va a producir entre las dos superficies será cilíndrico, para determinar los esfuerzos de desgaste que se van a producir en la cámara de compactación, como primera instancia se calculó el tamaño de la huella de contacto, el cual está determinado por la siguiente ecuación:

Ecuación 26. Tamaño de la huella de contacto

$$a = \sqrt{\frac{2}{\pi} * \frac{m1 + m2}{B} * \frac{F}{L}}$$

Fuente: NORTON, Robert L. Diseño de máquinas. México: Pearson Educación, 2011. Cuarta edición. 888p. ISBN: 978-607-32-0589-4

Dónde:

B = Constante de la geometría cilíndrica

m1 = m2 = constante del material (Las superficies en contacto son del mismo material)

F = Carga total aplicada

L = Longitud de contacto a lo largo del eje del cilindro

La constante de la geometría cilíndrica (B) está determinada por la siguiente ecuación:

Ecuación 27. Constante de la geometría cilíndrica

$$B = \frac{1}{2} * \left(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \right)$$

Fuente: NORTON, Robert L. Diseño de máquinas. México: Pearson Educación, 2011. Cuarta edición. 888p. ISBN: 978-607-32-0589-4

Dónde:

R1 = Radio de la superficie 1

R2 = Radio de la superficie 2

Teniendo en cuenta que las dos superficies tienen el mismo diámetro y sustituyendo los valores en la ecuación se obtiene:

$$B = \frac{1}{2} * \left(\frac{1}{0,984252 \text{ in}} + \frac{1}{0,984252 \text{ in}} \right) = 1,01599 \text{ in}$$

La constante (m1 y m2) del material está determinada por la siguiente ecuación:

Ecuación 28. Constante del material

$$m = \frac{1 - \nu^2}{E}$$

Fuente: NORTON, Robert L. Diseño de máquinas. México: Pearson Educación, 2011. Cuarta edición. 888p. ISBN: 978-607-32-0589-4

Dónde:

ν = Relación de Poisson del material
E = Módulo de Young del material

Reemplazando los valores en la ecuación se obtiene:

$$m1 = m2 = \frac{1 - 0,28^2}{3 * 10^7} = 3,072 * 10^{-8}$$

La constante del material es de $3,072 * 10^{-8}$ y es igual para las 2 superficies en contacto puesto que son del mismo material.

Teniendo en cuenta que la carga aplicada es de 581,0398 kg, lo que equivale a 1280,9735 lbs, que la longitud de contacto es de 126 mm, lo que equivale a 4,9606 in y reemplazando los valores en la ecuación del tamaño de la huella de contacto se obtiene:

$$a = \sqrt{\frac{2}{\pi} * \frac{2 * (3,072 * 10^{-8})}{1,01599 \text{ in}} * \frac{1280,9735 \text{ lbs}}{4,9606 \text{ in}}} = 0,0031529 \text{ in}$$

El tamaño de la huella de contacto es de 0,0031529 in.

El área rectangular de la huella de contacto está determinada por la siguiente ecuación:

Ecuación 29. Área de la huella de contacto

$$\text{área} = 2 * a * L$$

Fuente: NORTON, Robert L. Diseño de máquinas. México: Pearson Educación, 2011. Cuarta edición. 888p. ISBN: 978-607-32-0589-4

Dónde:

a = tamaño de la huella de contacto
L = Longitud de contacto

Reemplazando los valores en la ecuación se obtiene

$$\text{área} = 2 * 0,0031529 \text{ in} * 4,9606 \text{ in} = 0,03128 \text{ in}^2$$

El área de la huella de contacto es de 0,03128 in².

Una vez determinada el área de contacto de la huella, se determinó la presión de contacto máxima, la cual está determinada por la siguiente ecuación:

Ecuación 30. Presión de contacto máxima

$$p_{m\acute{a}x} = \frac{2F}{\pi aL}$$

Fuente: NORTON, Robert L. Diseño de máquinas. México: Pearson Educación, 2011. Cuarta edición. 888p. ISBN: 978-607-32-0589-4

Dónde:

F = Carga aplicada

a = Tamaño de la huella de contacto

L = Longitud de contacto

Reemplazando los valores en la ecuación se obtiene:

$$p_{m\acute{a}x} = \frac{2 * 1280,9735 \text{ lbs}}{\pi * 0,0031529 \text{ in} * 4,9606 \text{ in}} = 52140,5806 \text{ psi}$$

La presión de contacto máxima es de 40951,838 psi, teniendo en cuenta esta presión de contacto se calcularon los esfuerzos máximos que se va a producir en el centro de la huella de contacto, los cuales están determinados por las siguientes ecuaciones:

Ecuación 31. Esfuerzo máximo normal en el centro de la huella de contacto (eje x y z)

$$\sigma_{zm\acute{a}x} = \sigma_{xm\acute{a}x} = -p_{m\acute{a}x}$$

Fuente: NORTON, Robert L. Diseño de máquinas. México: Pearson Educación, 2011. Cuarta edición. 888p. ISBN: 978-607-32-0589-4

Ecuación 32. Esfuerzo máximo normal en el centro de la huella de contacto (eje x y z)

$$\sigma_{ym\acute{a}x} = -2\nu p_{m\acute{a}x}$$

Fuente: NORTON, Robert L. Diseño de máquinas. México: Pearson Educación, 2011. Cuarta edición. 888p. ISBN: 978-607-32-0589-4

Dónde:

Pmáx = presión máxima de contacto

ν = relación de Poisson del material

Reemplazando los valores en las ecuaciones se obtiene:

$$\sigma_{z_{m\acute{a}x}} = \sigma_{x_{m\acute{a}x}} = -52140,5806 \text{ psi}$$

$$\sigma_{y_{m\acute{a}x}} = -2 * (0,28) * (52140,5806 \text{ psi}) = -29198,725 \text{ psi}$$

El esfuerzo cortante máximo y su ubicaci3n (profundidad) están determinados por las siguientes ecuaciones:

Ecuaci3n 33. Esfuerzo cortante máximo

$$\tau_{13_{m\acute{a}x}} = 0,304 * p_{m\acute{a}x}$$

Fuente: NORTON, Robert L. Diseño de máquinas. México: Pearson Educaci3n, 2011. Cuarta edici3n. 888p. ISBN: 978-607-32-0589-4

Ecuaci3n 34. Profundidad del esfuerzo cortante máximo

$$z_{@_{\tau_{m\acute{a}x}}} = 0,786 * a$$

Fuente: NORTON, Robert L. Diseño de máquinas. México: Pearson Educaci3n, 2011. Cuarta edici3n. 888p. ISBN: 978-607-32-0589-4

D3nde:

$p_{m\acute{a}x}$ = Presi3n de contacto máxima

a = Tamaño de la huella de contacto

Reemplazando los valores en la ecuaci3n se obtiene:

$$\tau_{13_{m\acute{a}x}} = 0,304 * 52140,5806 \text{ psi} = 15850,7365 \text{ psi}$$

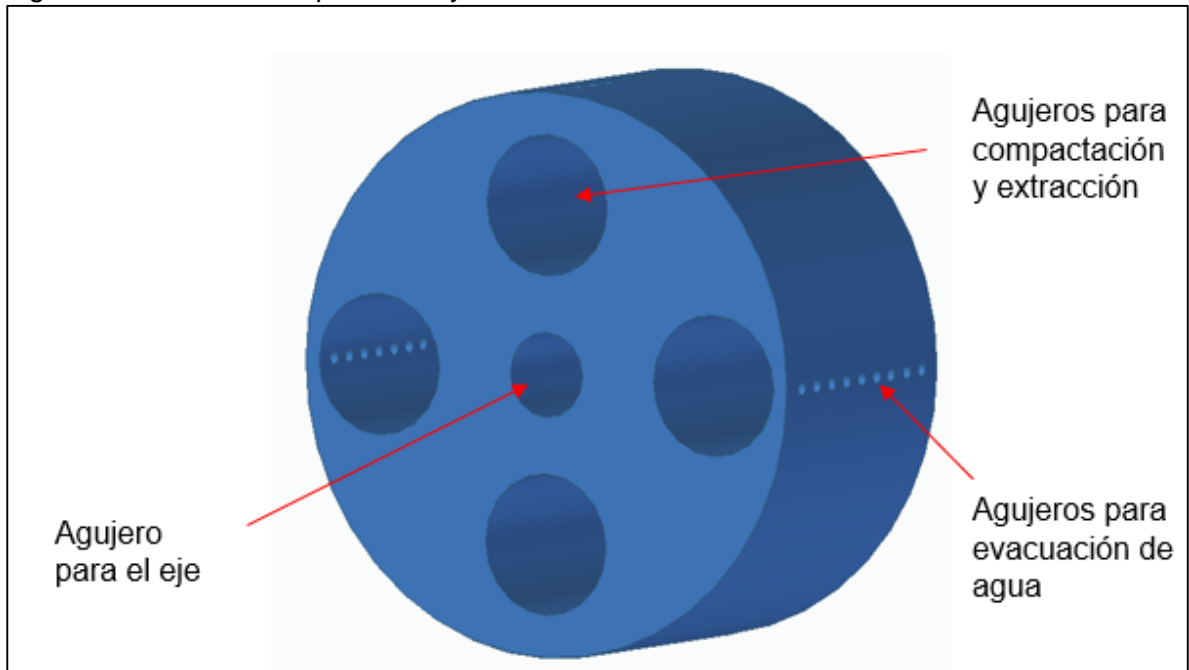
$$z_{@_{\tau_{m\acute{a}x}}} = 0,786 * 0,0031529 \text{ in} = 0,0024782 \text{ in}$$

El esfuerzo cortante máximo que se va a producir entre las superficies es de 15850,7365 psi a una profundidad de 0,0024782 in.

3.1.7 Diseño del plato de compactaci3n. El plato de compactaci3n y extracci3n funciona como molde al momento de compactar el material, pero además también facilita la extracci3n de la briqueta ya fabricada. Esto se debe a que el plato de compactaci3n y extracci3n cuenta con 4 agujeros que servirán tanto de molde de compactaci3n como de agujero de extracci3n. Cada uno de los agujeros tendrá las dos funciones debido a que el plato de compactaci3n y extracci3n girará 90 en cada ciclo del proceso y de esta manera posicionar los agujeros de diferente manera para que cumplan su funci3n en cada ciclo. El plato compactaci3n y extracci3n también cuenta con otro agujero en el centro de la pieza, este agujero es para adaptar el eje que le dará el movimiento rotacional. Además de los agujeros ya mencionados, el plato de compactaci3n y extracci3n cuenta con agujeros pequeños

por los cuales el agua que resulta de la compactación del material pueda ser evacuada por allí. En la figura 62 se muestra la geometría y los agujeros que componen el plato de compactación y extracción.

Figura 61. Plato de compactación y extracción



Fuente: elaboración propia

Para la fabricación del plato de compactación y extracción, es necesario utilizar una pieza maciza y realizarle cada uno de los agujeros mencionados anteriormente. El material con el que se debe fabricar esta pieza se determinó teniendo en cuenta que estará en contacto con la materia prima la cual estará húmeda, por lo que se eligió acero inoxidable 304, de esta manera se evitará que la pieza sufra algún tipo de oxidación y pueda fallar en algún momento. Teniendo en cuenta el material seleccionado para la fabricación del plato compactación y extracción, se seleccionó una barra circular de acero inoxidable 304 y de 200 mm de diámetro en la cual se tendrán que realizar cada uno de los agujeros mencionados anteriormente. La figura 62 muestra la selección de la barra a utilizar para la fabricación del plato de compactación y extracción.

3.1.7.1 Determinación de los esfuerzos de desgaste en los agujeros de compactación y extracción. Al igual que en la cámara de compactación, los pines de compactación y extracción se deslizarán a través de los agujeros para la compactación extracción por lo que habrá un desgaste superficial debido a la fricción. Para determinar los esfuerzos de desgaste que se van a producir en los agujeros del plato de compactación se utilizó la misma metodología y fórmulas utilizadas en la determinación de los esfuerzos de desgaste en la cámara de

compactación.

Figura 62. Barras macizas de acero inoxidable 304 – Selección plato de compactación y extracción

| REDONDA | | Diámetros mm | Peso Kg/m | Diámetros mm | Peso Kg/m | Diámetros mm | Peso Kg/m |
|--|-------|-----------------|--------------|-----------------|--------------|-----------------|--------------|
| Acabado: Calibrada, torneada, forjada y forjada torneada. Tolerancias: h9 (bajo demanda), h11, k13 y DIN 1013 (ø>100 mm) Longitud: de 4 a 6 m. | | 20 | 2,46 | 100 | 61,55 | 225 | 312,12 |
| | | 22 | 2,98 | 105 | 67,97 | 230 | 326,15 |
| | | 24 | 3,55 | 110 | 74,60 | 235 | 340,48 |
| | | 25 | 3,85 | 115 | 81,54 | 240 | 355,13 |
| | | 26 | 4,16 | 120 | 88,78 | 245 | 370,08 |
| | | 28 | 4,83 | 125 | 96,33 | 250 | 385,34 |
| | | 30 | 5,54 | 130 | 104,20 | 255 | 400,90 |
| | | 32 | 6,31 | 135 | 112,36 | 260 | 416,78 |
| | | 35 | 7,55 | 140 | 120,84 | 265 | 432,96 |
| | | 38 | 8,90 | 145 | 129,63 | 270 | 449,46 |
| | | 40 | 9,86 | 150 | 138,72 | 275 | 466,26 |
| | | 42 | 10,87 | 155 | 148,12 | 280 | 483,37 |
| | | 45 | 12,48 | 160 | 157,83 | 285 | 500,78 |
| | | 48 | 14,20 | 165 | 167,85 | 290 | 518,51 |
| | | 50 | 15,41 | 170 | 178,18 | 295 | 536,54 |
| | | 55 | 18,65 | 175 | 188,82 | 300 | 554,89 |
| | | 60 | 22,19 | 180 | 199,76 | 310 | 592,49 |
| | | 65 | 26,04 | 185 | 211,01 | 320 | 631,34 |
| | | 70 | 30,21 | 190 | 222,57 | 325 | 651,22 |
| | | 75 | 34,68 | 195 | 234,44 | 340 | 712,72 |
| 80 | 39,45 | 200 | 246,62 | 350 | 755,26 | | |
| 85 | 44,54 | 205 | 259,10 | 360 | 799,03 | | |
| 90 | 49,93 | 210 | 271,89 | 380 | 890,28 | | |
| 95 | 55,64 | 220 | 298,40 | 400 | 986,46 | | |

Fuente: IRESTAL GROUP. Barra de acero inoxidable. [en línea]. [consultado el 14 nov., del 2019]. Disponible en: <http://www.irestal.com/products/llarg/barra-redonda>

Teniendo en cuenta que las dos superficies tienen el mismo diámetro y sustituyendo los valores en la ecuación de la constante geométrica cilíndrica se obtiene:

$$B = \frac{1}{2} * \left(\frac{1}{0,984252 \text{ in}} + \frac{1}{0,984252 \text{ in}} \right) = 1,01599 \text{ in}$$

Reemplazando los valores en la ecuación de la constante del material se obtiene:

$$m1 = m2 = \frac{1 - 0,28^2}{3 * 10^7} = 3,072 * 10^{-8}$$

La constante del material es de $3,072 * 10^{-8}$ y es igual para las 2 superficies en contacto puesto que son del mismo material.

Teniendo en cuenta que la carga aplicada es de 581,0398 kg, lo que equivale a 1280,9735 lbs, que la longitud de contacto es de 100 mm, lo que equivale a 3,93701 in y reemplazando los valores en la ecuación del tamaño de la huella de contacto se obtiene:

$$a = \sqrt{\frac{2}{\pi} * \frac{2 * (3,072 * 10^{-8})}{1,01599 \text{ in}} * \frac{1280,9735 \text{ lbs}}{3,93701 \text{ in}}} = 0,0035382 \text{ in}$$

El tamaño de la huella de contacto es de 0,0031529 in.

Reemplazando los valores en la ecuación del área rectangular de contacto se obtiene:

$$\text{área} = 2 * 0,0035382 \text{ in} * 3,93701 \text{ in} = 0,027859 \text{ in}^2$$

El área de la huella de contacto es de 0,027859 in².

Una vez determinada el área de contacto de la huella, se determinó la presión de

Reemplazando los valores en la ecuación se obtiene:

$$p_{\text{máx}} = \frac{2 * 1280,9735 \text{ lbs}}{\pi * 0,0035382 \text{ in} * 3,93701 \text{ in}} = 58542,51452 \text{ psi}$$

La presión de contacto máxima es de 58524,51452 psi, teniendo en cuenta esta presión de contacto se calcularon los esfuerzos máximos que se va a producir en el centro de la huella de contacto. Reemplazando los valores en las ecuaciones se obtiene:

$$\sigma_{z\text{máx}} = \sigma_{x\text{máx}} = -58542,51452 \text{ psi}$$

$$\sigma_{y\text{máx}} = -2 * (0,28) * (58542,51452 \text{ psi}) = -32783,8081 \text{ psi}$$

Reemplazando los valores en la ecuación del esfuerzo cortante máximo y la ubicación de este (profundidad) se obtiene:

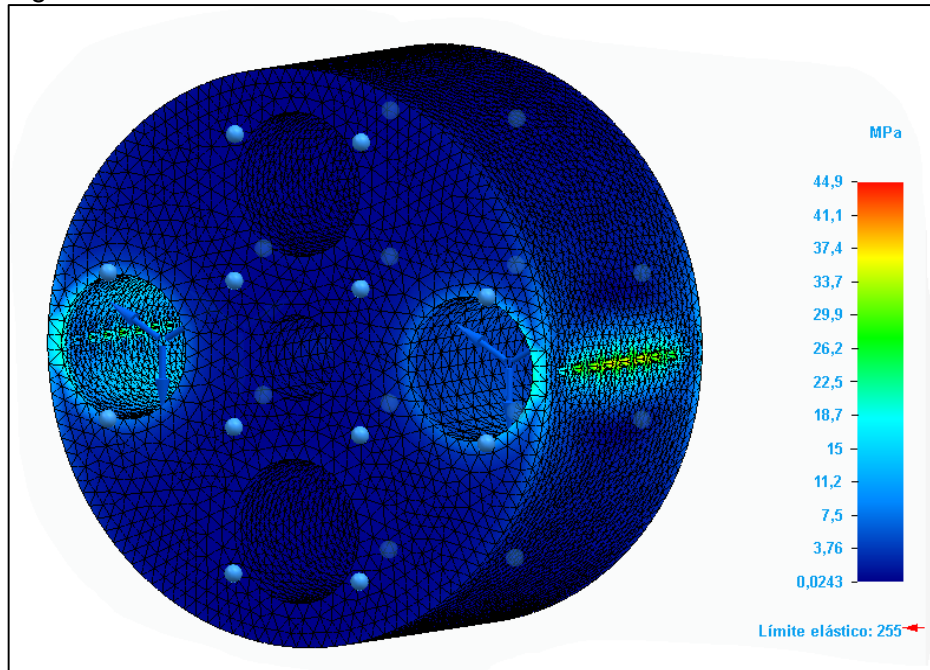
$$\tau_{13\text{máx}} = 0,304 * 58542,51452 \text{ psi} = 17796,9244 \text{ psi}$$

$$z_{@r_{\text{máx}}} = 0,786 * 0,0035382 \text{ in} = 0,002781025 \text{ in}$$

3.1.7.2 Simulación por elementos finitos del plato de compactación y extracción. Teniendo en cuenta que los agujeros del plato de compactación y extracción estarán sometidos a la presión que ejercen los pines de compactación al momento de compactar el material, y que esta presión es elevada, se determinó que el plato de compactación y extracción es una de las piezas críticas del sistema, por lo que se simuló mediante elementos finitos. La simulación se realizó aplicando una presión de 2,9 MPa en los agujeros en lo que se va a presentar la compactación del material, se restringió las caras frontal y trasera del plato y se utilizó un tamaño de malla de

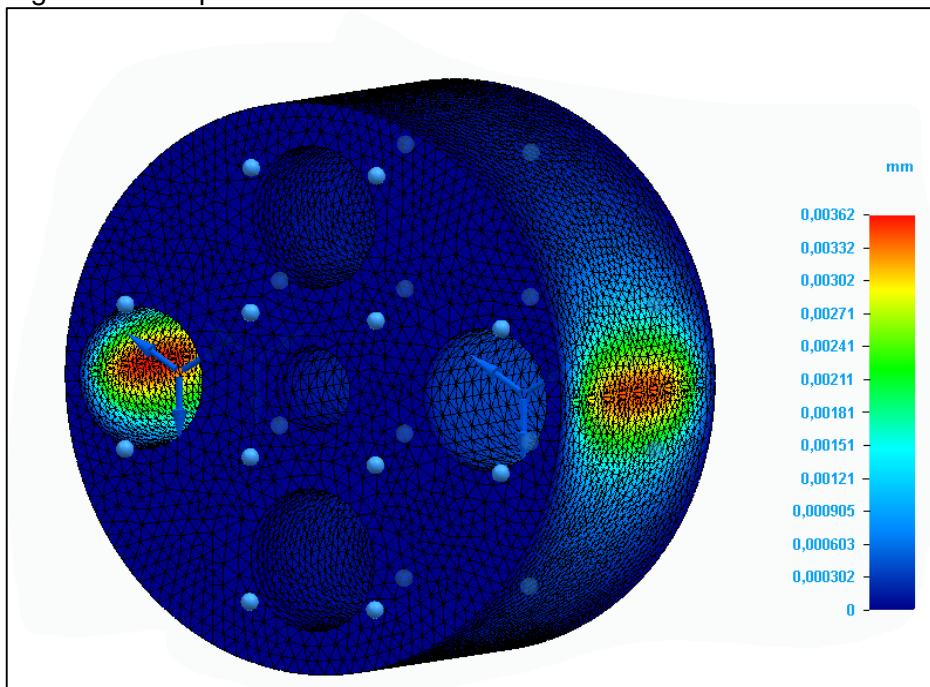
5,18 mm. Los resultados de la simulación del plato de compactación y extracción se muestran en las imágenes 64, 65 y 66.

Figura 63. Tensión de Von Mises



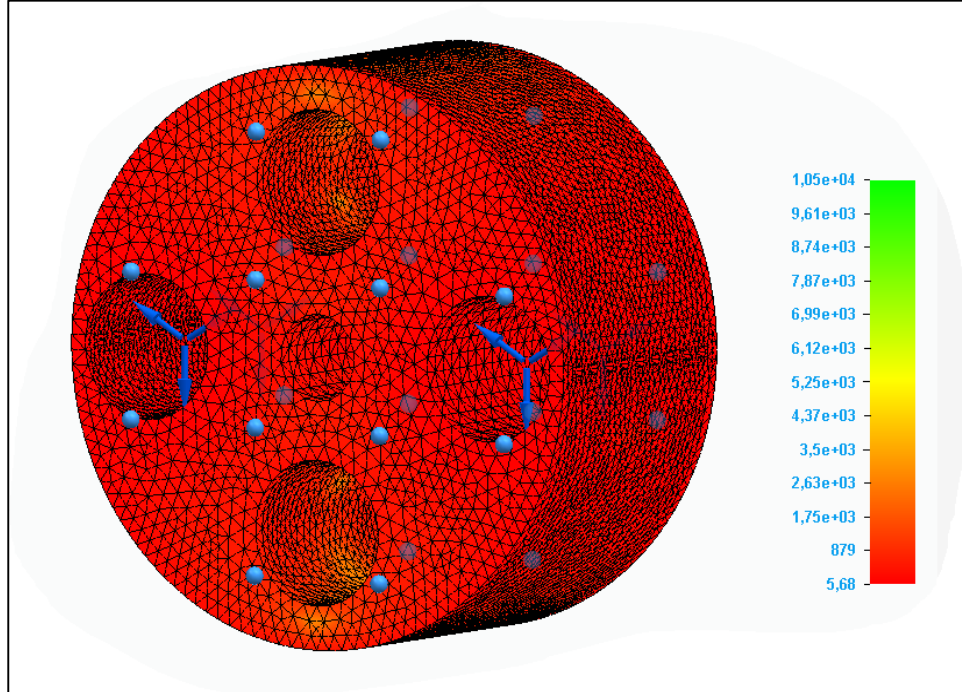
Fuente: elaboración propia con base en: software SolidEdge versión 2020

Figura 64. Desplazamiento



Fuente: elaboración propia con base en: software SolidEdge versión 2020

Figura 65. Factor de seguridad

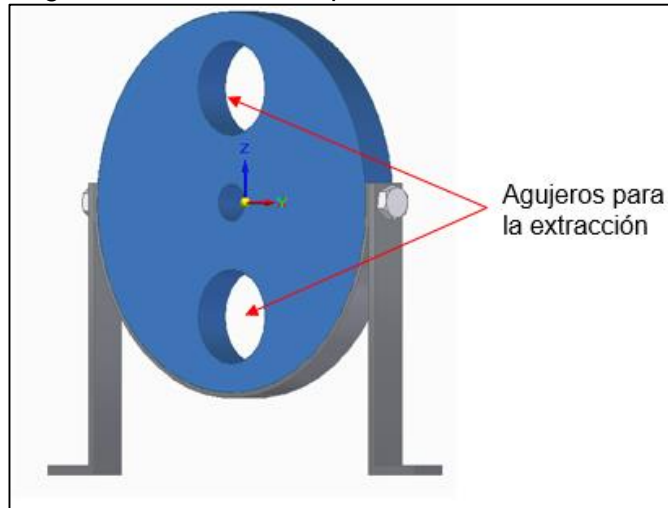


Fuente: elaboración propia con base en: software SolidEdge versión 2020

De acuerdo a los resultados obtenidos se concluyó que la tensión máxima que se va a producir en el plato de compactación y extracción es de 44,9 MPa, la cual es menos al límite elástico el cual equivale a 225 MPa, es decir que el plato de compactación y extracción no va a fallar fácilmente y tendrá una muy buena disponibilidad. Además de eso, el desplazamiento máximo que se va a producir en el plato de compactación y extracción será en los agujeros dispuestos para la evacuación del agua y será de 0,00362 mm, este valor es muy bajo e indica que la pieza no va a sufrir ningún tipo de desplazamiento significativo que pueda hacer que falle. Finalmente, el mínimo factor de seguridad que se presenta en el plato de compactación y extracción es de 5,8, es decir que como ya se había dicho anteriormente, la pieza no va a fallar fácilmente y tendrá una disponibilidad muy amplia.

3.1.8 Diseño de la placa de compactación. La placa de compactación funciona como base para que los pines de compactación puedan compactar el material, además de esto cuenta con dos agujeros los cuales sirven para que los pines de extracción expulsen las briquetas ya fabricadas. La placa de compactación estará adaptada en el extremo del plato de compactación y extracción y estará sujeta mediante un soporte el cual irá ajustado a la estructura de la máquina. Adicionalmente a los agujeros para la extracción de las briquetas, la placa de compactación cuenta con un agujero en el centro para que el eje que le va a dar rotación al plato de compactación y extracción pueda pasar libremente sin que tenga contacto con la placa de compactación. La imagen 67 muestra el plato de compactación.

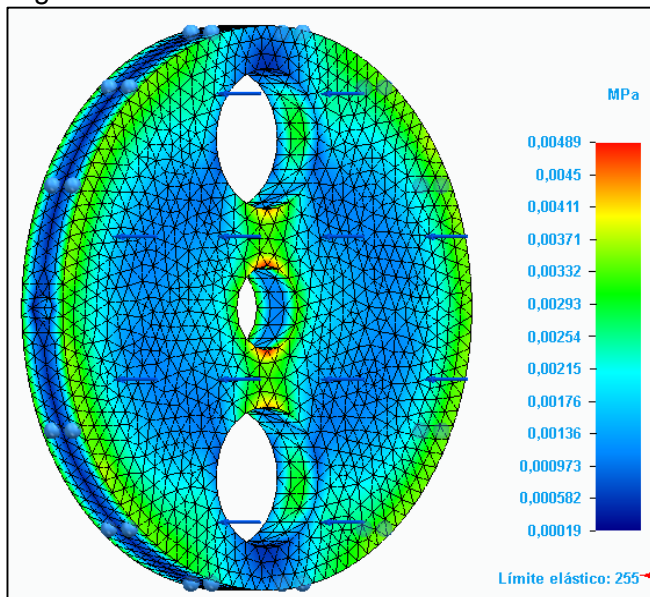
Figura 66. Plato de compactación



Fuente: elaboración propia con SolidEdge versión 2020

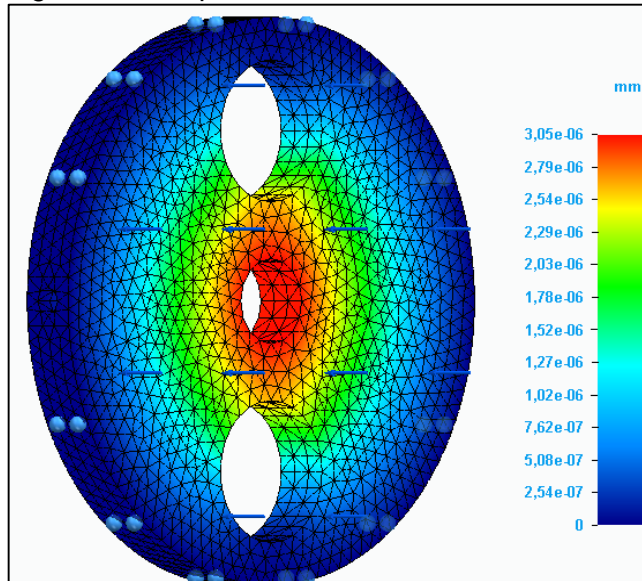
3.1.8.1 Simulación por elementos finitos de la placa de compactación y extracción. Teniendo en cuenta que la placa de compactación estará sometida a la fuerza ejercida por el cilindro hidráulico de compresión para la compactación del material, se simuló por medio de elementos finitos para determinar que esta soportará la carga a la que estará sometida y que no se vaya a pandear afectando el proceso. La simulación se realizó aplicando la fuerza en una cara de la placa una fuerza de 5700 N, restringiendo los extremos por donde estará sujeta y utilizando un tamaño de malla de 5,59 mm. Los resultados de la simulación se muestran en las figuras 68, 69, 70.

Figura 67. Tensión de Von Mises



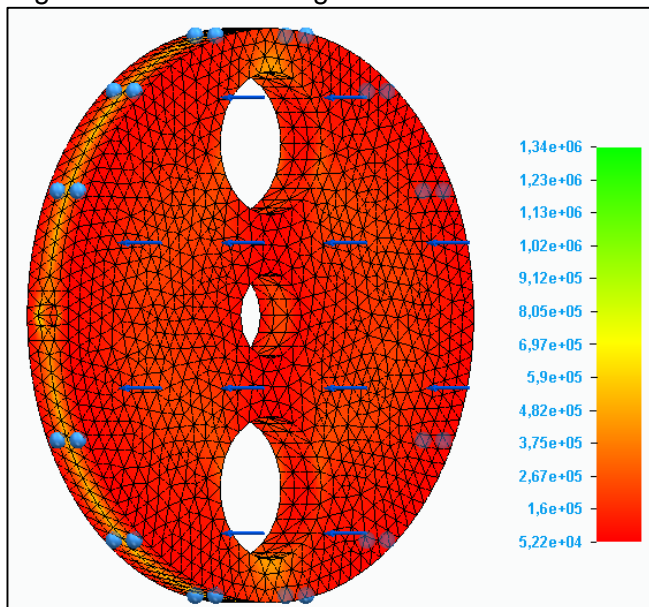
Fuente: elaboración propia con base en: SolidEdge

Figura 68. Desplazamiento



Fuente: elaboración propia con base en: SolidEdge

Figura 69. Factor de seguridad



Fuente: elaboración propia con base en: SolidEdge

De acuerdo a las imágenes anteriores, la máxima tensión de Von Mises que se va a producir en la placa de compactación es de 0,00489 MPa que, a diferencia del límite elástico del material, que es 255 MPa es muy inferior por lo que va a tener un factor de seguridad mínimo de 52200 lo que quiere decir que la pieza no va a fallar fácilmente y tendrá una disponibilidad muy amplia. Además, el máximo desplazamiento de placa, que corresponde al pandeo, será 0,00000305 mm lo cual que significa que no va a sufrir ningún tipo de deformación ni ruptura.

3.2 SISTEMA DE ALIMENTACIÓN

El sistema de alimentación tiene la función de almacenar y transportar la materia prima a compactar. Este sistema está conformado por la tolva de almacenamiento y los tornillos sin fin de alimentación. A continuación, se muestra el diseño de los tornillos sin fin de alimentación y el diseño de la tolva de almacenamiento.

3.2.1 Diseño de los tornillos sin fin de alimentación. Para realizar el diseño de los tornillos sin fin de alimentación se empleó la metodología propuesta por la empresa KWS Design Engineering Manufacturing en su manual Screw Conveyors, el cual proporciona la información necesaria para determinar los parámetros dimensionales y de potencia de los tornillos sin fin. La aplicación de la metodología propuesta se muestra a continuación.

3.2.1.1 Paso 1: Establecer requerimientos de transporte. Para realizar el diseño del tornillo sin fin de alimentación fue necesario conocer algunos parámetros iniciales con el fin de que se satisfagan las necesidades propuestas, estos parámetros son:

- Tipo de material a transportar → Posos de café húmedos.
- Flujo de materia requerido (libras por hora o metro cubico por hora): Teniendo en cuenta que para fabricar cada briqueta se necesitan 400 g de materia prima y que el proceso de alimentación debe durar 3 segundos, el flujo de materia requerido sería:

$$\frac{400 \text{ g}}{3 \text{ seg}} = \frac{0,00220462 \text{ lbs}}{1 \text{ g}} = \frac{1 \text{ seg}}{0,000277778 \text{ hr}} = 1058,2168 \frac{\text{lb}}{\text{h}}$$

- Distancia del material a transportar → 733 mm o 2,4048 ft

3.2.1.2 Paso 2: Identificar el material y sus respectivas características. El tipo de material que el tornillo sin fin va a transportar tiene un efecto significativo en el tamaño y tipo de tornillo, por ello hay que identificar las características del material en cuestión. El manual Screw Conveyors proporciona una tabla con una gran cantidad de materiales con sus características. Para este caso el material a transportar son los posos de café húmedos, en la figura 71 se muestra la identificación del material y sus características.

Figura 70. Características de los materiales

| Bulk Material | Maximum Particle Size (in.) | Bulk Density (lbs/ft ³) | % Trough Loading | Material Factor (MF) | Component /Bearing Series | Abrasive-ness | Corrosive-ness | Flowability | Special Notes |
|---------------------|-----------------------------|-------------------------------------|------------------|----------------------|---------------------------|---------------|----------------|-------------|---------------|
| Coffee, Ground, Wet | -1/64 | 35-45 | 30A | 0.6 | A1-A2 | I | I | IV | P |

Fuente: KWS DESIGN ENGINEERING MANUFACTURING. Screw Conveyors. [en línea]. [consultado el 7 oct., 2019]. Disponible en: <https://www.kwsmfg.com/wp-content/themes/va/pdf/Screw-Conveyor-Engineering-Guide.pdf>

Según la figura 71 las características de los posos de café húmedos son:

- Tamaño máximo de partícula → Menor a 1/64 de pulgada
- Densidad a granel → 35-45 lbs/ft³
- Abrasividad → Clase 1 → Ligeramente abrasivo
- Corrosividad → Clase 1 → No corrosivo
- Fluidez → Clase IV → Lenta

La abrasividad, corrosividad y fluidez del material a transportar se determinaron de acuerdo a la figura 72.

Figura 71. Abrasividad, corrosividad y fluidez del material

| Description | I | II | III | IV |
|---------------|-------------------|---------------------|---------------------|------------|
| Abrasiveness | Mildly Abrasive | Moderately Abrasive | Extremely Abrasive | — |
| Corrosiveness | Not Corrosive | Mildly Corrosive | Highly Corrosive | — |
| Flowability | Very Free Flowing | Free Flowing | Average Flowability | Sluggish |
| | Angle of Repose | | | |
| | To 30° | 30° - 45° | 30° - 45° | Beyond 45° |

Fuente: KWS DESIGN ENGINEERING MANUFACTURING. Screw Conveyors. [en línea]. [consultado el 7 oct., 2019]. Disponible en: <https://www.kwsmfg.com/wp-content/themes/va/pdf/Screw-Conveyor-Engineering-Guide.pdf>

3.2.1.3 Paso 3: Determinar la capacidad, el tamaño y la velocidad del tornillo sin fin. Para tornillos transportadores sin fin estándar con un paso completo, la velocidad está determinada por la siguiente ecuación:

Ecuación 35. Velocidad del tornillo sin fin

$$N = \frac{\text{Flujo de materia requerida (ft}^3\text{/h)}}{\text{Capacidad por 1 RPM (ft}^3\text{/h)}}$$

Fuente: KWS DESIGN ENGINEERING MANUFACTURING. Screw Conveyors. [en línea]. [consultado el 7 oct., 2019]. Disponible en: <https://www.kwsmfg.com/wp-content/themes/va/pdf/Screw-Conveyor-Engineering-Guide.pdf>

Dónde:

N = Revoluciones por minuto (RPM) del tornillo.


La capacidad por 1 RPM se determina teniendo en cuenta la capacidad del tornillo, que en este caso será del 95% ya que el tornillo estará en “inundamiento” es decir que el material fluirá libremente desde la tolva de almacenamiento, y también teniendo en cuenta el flujo de material requerido.

Debido a que el flujo del material requerido se necesita en ft^3/h , se dividió entre la densidad del material y se obtuvo lo siguiente:

$$\text{Flujo de material} = \frac{1058,2168 \text{ lbs/h}}{40 \text{ lbs/ft}^3} = 26,4554 \text{ ft}^3/h$$

Con la capacidad del tornillo y el flujo de material requerido se determinó la capacidad por 1 RPM como se muestra en la figura 73.

Figura 72. Capacidades del tornillo

| Capacity Table | | | | |
|---|------------------|------------|---------------------------------|----------|
| Trough Loading | Screw Dia. (in.) | Max. RPM * | Capacity in ft ³ /hr | |
| | | | At Max. RPM | At 1 RPM |
| <p>95%</p>  | 4 | 325 | 943 | 3.1 |
| | 6 | 300 | 1,415 | 4.7 |
| | 9 | 275 | 4,832 | 17.6 |
| | 12 | 255 | 10,769 | 42.0 |
| | 14 | 240 | 16,342 | 68.0 |
| | 16 | 220 | 22,280 | 101.0 |
| | 18 | 210 | 30,529 | 145.0 |
| | 20 | 190 | 37,385 | 196.0 |
| | 24 | 170 | 58,858 | 346.0 |
| | 30 | 115 | 76,519 | 665.0 |
| 36 | 170 | 79,754 | 1,139.0 | |

Fuente: KWS DESIGN ENGINEERING MANUFACTURING. Screw Conveyors. [en línea]. [consultado el 7 oct., 2019]. Disponible en: <https://www.kwsmfg.com/wp-content/themes/va/pdf/Screw-Conveyor-Engineering-Guide.pdf>

Teniendo en cuenta que la capacidad requerida es de menos de 943 ft³/h, se escogió un diámetro de tornillo de 4 pulgadas y se determinó que la capacidad por 1 RPM es de 3.1 ft³/h.

Reemplazando los valores en la ecuación se obtiene:

$$N = \frac{26,4554 \text{ ft}^3/h}{3.1 \text{ ft}^3/h} = 8,534 \text{ RPM}$$

La velocidad que deberá tener el tornillo sin fin de alimentación es de 8,534

revoluciones por minuto (RPM).

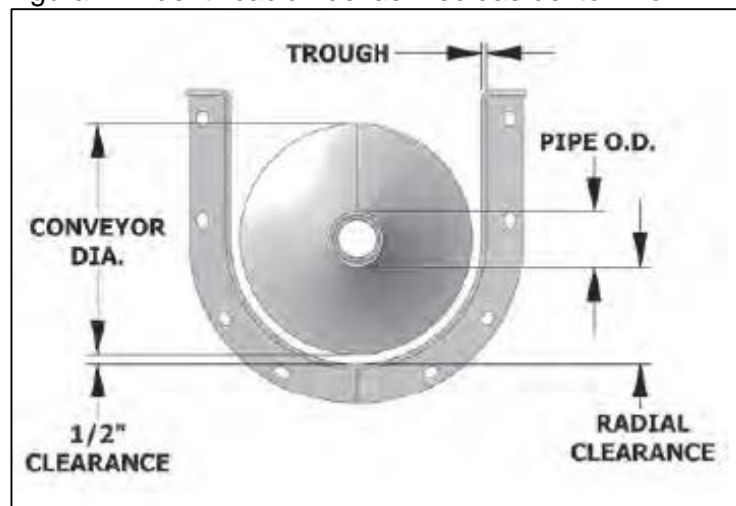
De acuerdo al diámetro del tornillo seleccionado, las medidas restantes se muestran en la figura 74 y en la figura 75 se identifica a qué hace referencia cada una de estas medidas.

Figura 73. Medidas del tornillo sin fin

| Screw Dia. | Pipe Size | Pipe O.D. | Radial Clearance |
|------------|-----------|-----------|------------------|
| 4" | 1-1/4" | 1-5/8" | 1-11/16" |
| 6" | 2" | 2-3/8" | 2-5/16" |
| 9" | 2" | 2-3/8" | 3-13/16" |
| | 2-1/2" | 2-7/8" | 3-9/19" |

Fuente: KWS DESIGN ENGINEERING MANUFACTURING. Screw Conveyors. [en línea]. [consultado el 7 oct., 2019]. Disponible en: <https://www.kwsmfg.com/wp-content/themes/va/pdf/Screw-Conveyor-Engineering-Guide.pdf>

Figura 74. Identificación de las medidas del tornillo



Fuente: KWS DESIGN ENGINEERING MANUFACTURING. Screw Conveyors. [en línea]. [consultado el 7 oct., 2019]. Disponible en: <https://www.kwsmfg.com/wp-content/themes/va/pdf/Screw-Conveyor-Engineering-Guide.pdf>

3.1.2.4 Paso 4: Cálculo de la potencia. La potencia requerida para un tornillo sin fin de alimentación se basa en una instalación adecuada, una velocidad de alimentación uniforme y otros criterios de diseño. La potencia requerida va a estar determinada por la siguiente ecuación:

Ecuación 36. Potencia total requerida para el tornillo sin fin de alimentación

$$HP_{total} = \frac{(HP_F + HP_m) F_o}{e}$$

Fuente: KWS DESIGN ENGINEERING MANUFACTURING. Screw Conveyors. [en línea]. [consultado el 7 oct., 2019]. Disponible en: <https://www.kwsmfg.com/wp-content/themes/va/pdf/Screw-Conveyor-Engineering-Guide.pdf>

Dónde:

HPf = Potencia requerida para superar la fricción de los componentes del tornillo

HPm = Potencia para transportar del material

Fo = Factor de sobrecarga

e = Eficiencia total de accionamiento

La potencia requerida para superar la fricción de los componentes del tornillo está determinada por la siguiente ecuación:

Ecuación 37. Potencia requerida para superar la fricción

$$HP_f = \frac{L * N * F_d * F_b}{1,000,000}$$

Fuente: KWS DESIGN ENGINEERING MANUFACTURING. Screw Conveyors. [en línea]. [consultado el 7 oct., 2019]. Disponible en: <https://www.kwsmfg.com/wp-content/themes/va/pdf/Screw-Conveyor-Engineering-Guide.pdf>

Dónde:

L = Longitud total del tornillo, en pies

N = Velocidad de operación, RPM

Fd = Factor de potencia del diámetro del tornillo

Fb = Factor de potencia del rodamiento de suspensión

El factor de potencia del diámetro del tornillo se determina teniendo en cuenta la figura 76.

Figura 75. Potencia del diámetro del tornillo

| Diameter Factor Table (DF) | |
|----------------------------|--------|
| Dia. | Factor |
| 4 | 12 |
| 6 | 18 |
| 9 | 31 |
| 12 | 55 |
| 14 | 78 |
| 16 | 106 |
| 18 | 135 |
| 20 | 165 |
| 24 | 235 |
| 30 | 377 |
| 36 | 549 |

Fuente: KWS DESIGN ENGINEERING MANUFACTURING. Screw Conveyors. [en línea]. [consultado el 7 oct., 2019]. Disponible en: <https://www.kwsmfg.com/wp-content/themes/va/pdf/Screw-Conveyor-Engineering-Guide.pdf>

El factor de potencia del diámetro del tornillo F_d es 12.

El factor de potencia del rodamiento de suspensión se determina teniendo en cuenta en la figura 77.

Figura 76. Factor de potencia del rodamiento de suspensión

| Hanger Bearing Factor Table (HBF) | |
|-----------------------------------|----------------|
| Bearing Type | Bearing Factor |
| Ball, Roller, or none | 1.0 |
| Bronze, or Wood | 1.7 |
| Plastic, Nylon, UHMW, or Teflon | 2.0 |
| Hard Iron, or Stellite | 4.4 |

Fuente: KWS DESIGN ENGINEERING MANUFACTURING. Screw Conveyors. [en línea]. [consultado el 7 oct., 2019]. Disponible en: <https://www.kwsmfg.com/wp-content/themes/va/pdf/Screw-Conveyor-Engineering-Guide.pdf>

El factor de potencia del rodamiento de suspensión F_b es 1.

Reemplazando los valores en la ecuación se obtiene:

$$HP_f = \frac{2,4048 \text{ ft} * 8,534 \text{ rpm} * 12 * 1}{1,000,000} = 0,00024365 \text{ HP}$$

La potencia requerida para superar la fricción de los componentes del tornillo es de 0,00024365 HP.

La potencia para transportar el material está determinada por la siguiente ecuación:

Ecuación 38. Potencia para transportar el material

$$HP_m = \frac{C * L * D * F_m * F_f * F_p}{1,000,000}$$

Fuente: KWS DESIGN ENGINEERING MANUFACTURING. Screw Conveyors. [en línea]. [consultado el 7 oct., 2019]. Disponible en: <https://www.kwsmfg.com/wp-content/themes/va/pdf/Screw-Conveyor-Engineering-Guide.pdf>

Dónde:

- C = Capacidad requerida, pies cúbicos por hora
- D = Densidad del material a transportar, lb/pies cúbicos
- L = Longitud total del tornillo
- F_m = Factor del material
- F_f = Factor de potencia de modificación de vuelo
- F_p = Factor de potencia de paletas

El factor de potencia de modificación de vuelo se determina teniendo en cuenta la capacidad del tornillo y el tipo de tornillo seleccionado, en este caso se seleccionó un tornillo estándar. La figura 78 muestra la determinación del factor de potencia de modificación de vuelo, el cual es 1.

Figura 77. Factor de potencia de modificación de vuelo

| Type of Flighting | Conveyor Loading | | | |
|-------------------|------------------|------|------|------|
| | 15% | 30% | 45% | 90% |
| Standard | 1.00 | 1.00 | 1.00 | 1.00 |
| Cut | 1.10 | 1.15 | 1.20 | 1.30 |
| Cut & Folded | NR | 1.50 | 1.70 | 2.20 |
| Ribbon | 1.05 | 1.14 | 1.20 | NR |

Fuente: KWS DESIGN ENGINEERING MANUFACTURING. Screw Conveyors. [en línea]. [consultado el 7 oct., 2019]. Disponible en: <https://www.kwsmfg.com/wp-content/themes/va/pdf/Screw-Conveyor-Engineering-Guide.pdf>

Debido a que el tornillo seleccionado es estándar, el factor de potencia de paletas F_p es igual a 1.

Reemplazando los valores en la ecuación se obtiene:

$$HP_m = \frac{26,4554 \text{ ft}^3/h * 2,4048 \text{ ft} * 40 \text{ lb/ft}^3 * 0,6 * 1 * 1}{1,000,000} = 0,00152687 \text{ HP}$$

La potencia para transportar el material es de 0,00152687 HP.

El factor de sobrecarga F_o está determinado por la siguiente ecuación:

Ecuación 39. Factor de sobrecarga

$$F_o = [Ln(HP_f + HP_m) * (-0,6115)] + 2,024$$

Fuente: KWS DESIGN ENGINEERING MANUFACTURING. Screw Conveyors. [en línea]. [consultado el 7 oct., 2019]. Disponible en: <https://www.kwsmfg.com/wp-content/themes/va/pdf/Screw-Conveyor-Engineering-Guide.pdf>

Dónde:

HP_f = Potencia requerida para superar la fricción de los componentes del tornillo

HP_m = Potencia para transportar del material

Reemplazando los valores en la ecuación se obtiene:

$$F_o = [Ln(0,00024365 \text{ HP} + 0,00152687 \text{ HP}) * (-0,6115)] + 2,024 = 5,8987$$

El factor de sobrecarga F_o es 5,8987.

La eficiencia total de accionamiento depende del tipo de transmisión que va a tener el tornillo sin fin de alimentación, se usa un valor típico de 0,88 para un motor/reductor de montaje directo al eje del tornillo.²⁶

Reemplazando los valores en la ecuación de la potencia total requerida se obtiene:

$$HP_{total} = \frac{(0,00024365 \text{ HP} + 0,00152687 \text{ HP}) * 5,8987}{0,88} = 0,0118679163 \text{ HP}$$

La potencia total requerida para el tornillo sin fin de alimentación es de 0,0118679163 HP.

²⁶ Fuente: KWS DESIGN ENGINEERING MANUFACTURING. Screw Conveyors. [en línea]. [consultado el 7 oct., 2019]. Disponible en: <https://www.kwsmfg.com/wp-content/themes/va/pdf/Screw-Conveyor-Engineering-Guide.pdf>

3.2.1.5 Paso 5: Verificar el torque al que estará sometido el tornillo. El torque al que estará sometido el eje del tornillo sin fin de alimentación está determinado por la siguiente ecuación:

Ecuación 40. Torque del tornillo sin fin

$$Torque = \frac{HP * 63025}{N}$$

Fuente: KWS DESIGN ENGINEERING MANUFACTURING. Screw Conveyors. [en línea]. [consultado el 7 oct., 2019]. Disponible en: <https://www.kwsmfg.com/wp-content/themes/va/pdf/Screw-Conveyor-Engineering-Guide.pdf>

Dónde:

HP = Potencia requerida por el tornillo sin fin

N = Velocidad del tornillo sin fin

Reemplazando los valores en la ecuación se obtiene:

$$Torque = \frac{0,0118679163 * 63025}{8,534} = 87,6465 \text{ lbs} * \text{pul}$$

Una vez determinado el torque al que va a estar sometido el eje del tornillo se verifica que no exceda el índice de torque del material con el cual se va a fabricar el tornillo sin fin de acuerdo al tamaño del mismo, en este caso el material utilizado será acero al carbón y el tamaño de eje recomendado para un tornillo de 4 pulgadas de diámetro es un eje de 1 pulgada de diámetro. La figura 79 muestra la clasificación de los índices de torque en cada uno de los componentes del eje.

Figura 78. Valores de torques de acero al carbón

| Shaft Dia. | Carbon Steel Torque Values | | | | | | | |
|------------|----------------------------|---------------|-------------------------|---------------|--------------------|---------------|-----------------|---------------|
| | Shaft | | Coupling Bolts (2-Bolt) | | Pipe – Schedule 40 | | | |
| | C-1045 | | Grade 5 | | A-53 | | | |
| | Torsion | | Bolts in Shear | | Pipe in Shear | | Pipe in Bearing | |
| | Safe Stress | Torque Rating | Safe Stress | Torque Rating | Safe Stress | Torque Rating | Safe Stress | Torque Rating |
| PSI | In-Lbs | PSI | In-Lbs | PSI | In-Lbs | PSI | In-Lbs | |
| 1 | 8,750 | 1,000 | 15,500 | 3,400 | 6,700 | 3,100 | 6,700 | 2,200 |

Fuente: Fuente: KWS DESIGN ENGINEERING MANUFACTURING. Screw Conveyors. [en línea]. [consultado el 7 oct., 2019]. Disponible en: <https://www.kwsmfg.com/wp-content/themes/va/pdf/Screw-Conveyor-Engineering-Guide.pdf>

El índice de torque de cada componente del tornillo sin fin es mucho más alto que el torque total al que va a estar sometido, por este motivo el tornillo funcionará de una manera adecuada, cumpliendo con las necesidades requeridas.

3.2.2 Diseño de la tolva de almacenamiento. La tolva de almacenamiento como su nombre lo indica tiene la función del almacenar el material a compactar y a su vez distribuirlo hacia el tornillo sin fin de alimentación. Para realizar el cálculo del volumen de la tolva se tiene en cuenta las dimensiones de los canales de los tornillos sin fin de alimentación y el volumen de material el cual está relacionado con la capacidad de producción requerida por la máquina.

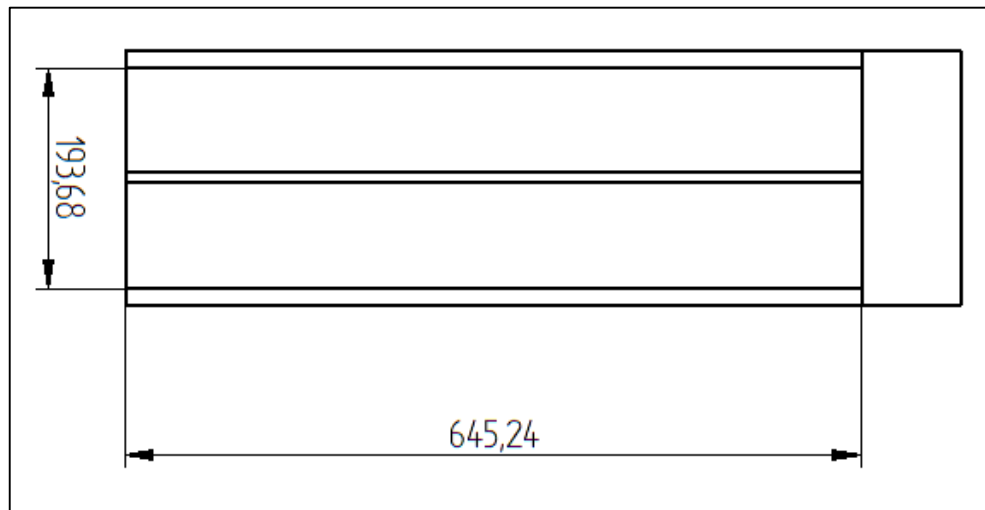
3.2.2.1 Dimensiones de la tolva. Teniendo en cuenta que la capacidad de producción requerida por la máquina es de 100 kg por hora, se consideró que la tolva tiene que almacenar esta cantidad de material. Se calculó el volumen que va a ocupar esta cantidad de material con la densidad del mismo la cual es 40 lb/ft³ lo que equivale a 640,739 kg/m³, esta densidad se determinó en el numeral 3.2.1.2. El volumen que va a ocupar el material está determinado por:

$$\text{Volumen} = \frac{\text{masa}}{\text{densidad}} = \frac{100 \text{ kg}}{640,739 \text{ kg/m}^3} = 0,1560 \text{ m}^3$$

El volumen que va a ocupar la cantidad de material establecido será de 0,31213 m³.

Las dimensiones de los canales de los tornillos sin fin de alimentación se muestran en la imagen 80, las dimensiones están en milímetros.

Figura 79. Dimensiones básicas de las canales de los tornillos sin fin de alimentación



Fuente: elaboración propia

Teniendo en cuenta las dimensiones de los canales de los tornillos sin fin de alimentación se calcula una altura parcial que puede tener la tolva de almacenamiento de la siguiente forma:

$$\text{Altura parcial de la tolva} = \frac{0,1560 \text{ m}^3}{0,64524 \text{ m} * 0,19368 \text{ m}} = 1,248 \text{ m}$$

La altura parcial que puede tener la tolva de almacenamiento es de 1,248 m, esta altura se calculó suponiendo que va a tener una forma rectangular, pero para optimizar el espacio que va a ocupar y el volumen que va a almacenar, se planteó una tolva con forma piramidal.

Para calcular el ángulo de inclinación que va a tener la tolva fue necesario hallar el ángulo de deslizamiento del material en cuestión (posos de café mezclados con papel húmedo licuado). El ángulo de deslizamiento hace referencia al ángulo en el que el material empieza a fluir sin restricciones, de esta manera se evita que la producción de briquetas sea lenta.

Para hallar el ángulo de deslizamiento del material fue necesario realizar una serie de pruebas con el material, estas pruebas consistían en poner una cantidad de material en una porción de lámina de acero y empezar a inclinarla hasta que el material empezara a deslizarse. El cuadro 6 muestra fotografías del método utilizado para hallar el ángulo de deslizamiento del material.

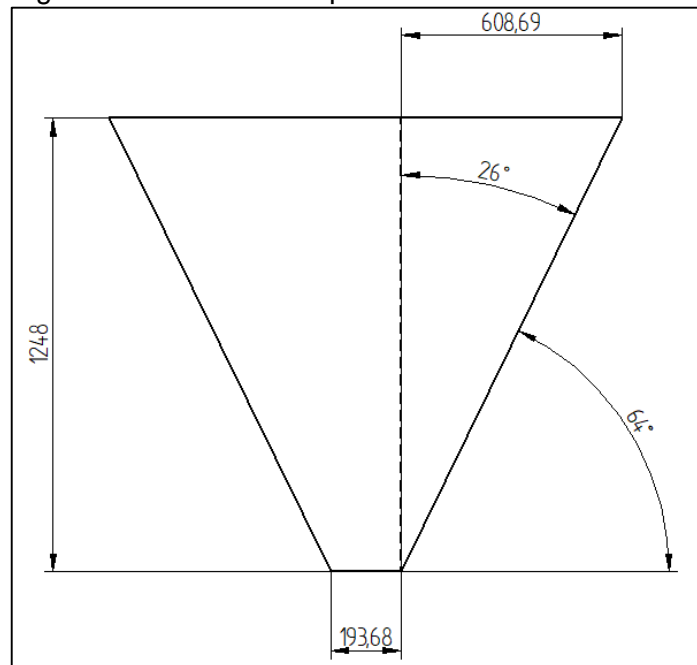
Cuadro 6. Determinación del ángulo de deslizamiento del material



Fuente: elaboración propia

El valor del ángulo de deslizamiento del material es de 54° , para asegurar un flujo constante del material se incrementó en 10° la inclinación de la tolva, por ello va a tener un ángulo de inclinación de 64° . La figura 81 muestra las dimensiones parciales de la tolva.

Figura 80. Dimensiones parciales de la tolva



Fuente: elaboración propia

Sabiendo que el volumen de la sección rectangular de tolva es de $0,1560 \text{ m}^3$, se halló el volumen de las secciones laterales de la tolva de la siguiente forma:

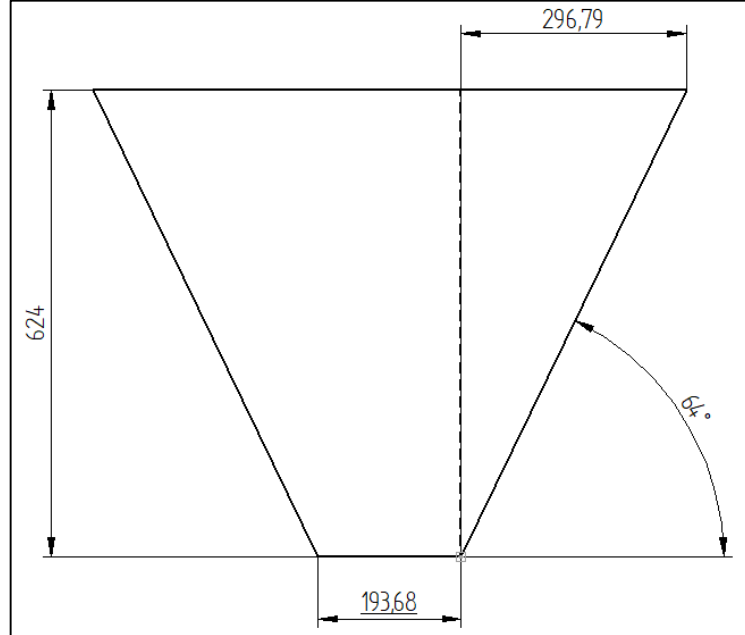
$$V_{\text{secciones laterales}} = 2 * \left(\frac{1}{3} * 0,60869 \text{ m} * 0,64524 \text{ mm} * 1,248 \text{ mm} \right) = 0,326768 \text{ m}^3$$

El volumen de las secciones laterales de la tolva es de $0,32678 \text{ m}^3$. Sabiendo estos valores se calcula el volumen total parcial de la tolva así:

$$V_{\text{total}} = 0,1560 \text{ m}^3 + 0,326768 \text{ m}^3 = 0,482768 \text{ m}^3$$

El volumen parcial de la tolva es de $0,482768 \text{ m}^3$, este volumen es mucho mayor al volumen requerido por lo que se planteó reducir la altura de la tolva para optimizar el espacio que ocupará. La altura de la tolva se redujo a la mitad, y sus nuevas dimensiones se muestran en la figura 82.

Figura 81. Dimensiones de la tolva



Fuente: elaboración propia

Una vez establecidas las nuevas dimensiones de la tolva se calculó el volumen que va a ser capaz de almacenar así:

- Volumen de la sección rectangular de la tolva

$$V_{sr} = 0,19368 \text{ m} * 0,64525 \text{ m} * 0,624 \text{ m} = 0,079825 \text{ m}^3$$

- Volumen de las secciones laterales de la tolva

$$V_{sl} = 2 * \left(\frac{1}{3} * 0,29679 \text{ m} * 0,64525 \text{ m} * 0,624 \text{ m} \right) = 0,079665 \text{ m}^3$$

- Volumen total de la tolva

$$V_{tolva} = V_{sr} + V_{sl} = 0,079825 \text{ m}^3 + 0,079665 \text{ m}^3 = 0,15949 \text{ m}^3$$

El volumen total que puede almacenar la tolva con las nuevas dimensiones es de 0,15949 m³ el cual es mayor al volumen requerido. Teniendo en cuenta esto la capacidad real de almacenamiento de la tolva está determinada por:

$$\begin{aligned} \text{Capacidad tolva} &= \text{Densidad del material} * \text{Volumen de la tolva} \\ &= 640,739 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * 0,15949 \text{ m}^3 = 102,1914 \text{ Kg} \end{aligned}$$

Según lo anterior, la capacidad de almacenamiento de la tolva es de 102,1914 kg de material.

3.2.2.2 Espesor de la pared de la tolva. Para determinar el espesor que debe tener las láminas que componen la tolva se realizaron cálculos analíticos de resistencia, para ello se utilizó lámina de acero inoxidable 304, debido a que el material que va a almacenar estará húmedo y de esta manera se evitará que la tolva sufra corrosión. Los cálculos se realizaron tomando la tolva como un tanque que está sometido a presión estática.

La presión estática máxima a la que estará sometida la tolva está determinada por la siguiente ecuación.

Ecuación 41. Presión estática en la tolva

$$P = \rho * g * h$$

Fuente: MOTT. Robert. Diseño de elementos de máquinas. Editorial Pearson. Cuarta Edición. México. 2006. 950p. ISBN: 9688805750.

Dónde:

P = presión estática en la tolva
 ρ = Densidad del material (posos de café)
g = Gravedad
h = Altura de la tolva

Reemplazando los valores en la ecuación se obtiene:

$$P = 640,739 \frac{kg}{m^3} * 9,81 \frac{m}{s^2} * 0,624 m = 3922,245 Pa$$

La presión estática a la que estará sometida la tolva es de 3922,245 Pa.

El límite de fluencia del acero inoxidable 304 es de 205 MPa²⁷ y el esfuerzo cortante máximo está determinado por la siguiente ecuación:

Ecuación 42. Esfuerzo cortante admisible

$$\tau_d = 0,577 * S_y$$

Fuente: MOTT. Robert. Diseño de elementos de máquinas. Editorial Pearson. Cuarta Edición. México. 2006. 950p. ISBN: 9688805750.

Dónde:

²⁷ CIA. GENERAL DE ACEROS S.A. Aceros Inoxidables Austeníticos. [en línea]. [consultado el 14 oct., 2019]. Disponible en: <http://www.cga.com.co/images/document/ficha-304-304L.pdf>

T_d = Esfuerzo cortante admisible

S_y = Esfuerzo de fluencia del acero inoxidable 304.

Reemplazando los valores en la ecuación se obtiene:

$$\tau_d = 0,577 * 205 \text{ MPa} = 118,285 \text{ MPa}$$

El esfuerzo cortante admisible del acero inoxidable 304 es de 118,285 MPa, pero para garantizar el correcto funcionamiento se aplicó un factor de seguridad de 1,5. Teniendo en cuenta esto, el esfuerzo cortante máximo al que puede estar sometida la tolva de almacenamiento está determinado por:

$$\tau_{max} = \frac{\tau_d}{F_s} = \frac{118,285 \text{ MPa}}{1,5} = 78,857 \text{ MPa}$$

El esfuerzo cortante máximo en las láminas que componen la tolva está determinado por la siguiente ecuación:

Ecuación 43. Esfuerzo cortante máximo en la lámina

$$\tau_{max} = \frac{P * r}{2 * t}$$

Fuente: BEER, Ferdinand. DEWOLF, John T. JOHNSTON E, Russell. Mecánica de materiales. Mc Graw Hill. Quinta Edición. México. 2010. 817p. ISBN: 958600127X

Dónde:

τ_{max} = Esfuerzo cortante máximo

P = Presión estática

r = Radio de la tolva

t = Espesor de la lámina

El radio de la tolva corresponde a la mitad del largo de la tolva, el cual tiene un valor de 0,64525 m. Teniendo en cuenta eso, despejando y reemplazando los valores en la formula se obtiene:

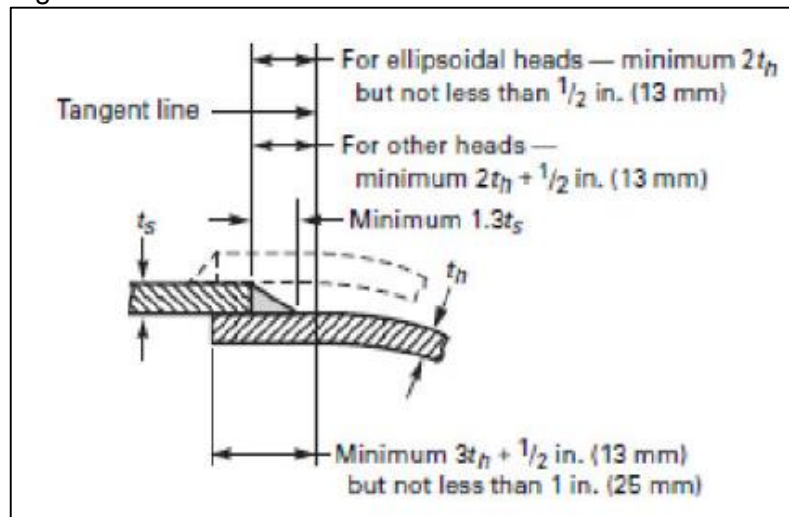
$$t = \frac{P * r}{2 * \tau_{max}} = \frac{3922,245 \text{ Pa} * \left(\frac{0,64525 \text{ m}}{2}\right)}{2 * 78,857 * 10^6 \text{ Pa}} = 8,0234 * 10^{-6} \text{ m} = 8,0234 * 10^{-3} \text{ mm}$$

El espesor mínimo que debe tener las láminas que componen la tolva es de $8,0234 * 10^{-3} \text{ mm}$, se selecciona un espesor comercial de calibre 11 o 3,04 mm.

3.2.2.3 Determinación de la soldadura para la tolva de almacenamiento. La tolva de

almacenamiento está compuesta por 4 láminas unidas entre sí, teniendo en cuenta esto, el método de unión que se considero fue el de la soldadura. Por este motivo se determinó una aplicación de soldadura en contorno de un solo bisel como se muestra en la figura 83.

Figura 82. Soldadura de la tolva de almacenamiento



Fuente: THE AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS. Rules for construction of pressure vessels. USA: 2017. 796 P. ISBN: 9780791872871

De acuerdo a la imagen anterior el ancho del cordón de la soldadura en contorno de un solo bisel para láminas está determinado por la siguiente ecuación.

$$w = 1,3 * t_s$$

Dónde:

w = Ancho del cordón de soldadura

t_s = Espesor de la lámina a soldar.

Reemplazando los valores en la ecuación se obtiene:

$$w = 1,3 * 0,119685 \text{ in} = 0,1555905 \text{ in}$$

En ancho mínimo del cordón de la soldadura requerido es de 0,155905 in, por lo que se seleccionó un cordón de soldadura de 3/32 de pulgada, además se determinó un electrodo E30, que como se había dicho anteriormente tiene un esfuerzo permisible de 9000 psi lo que equivale a 144,79 MPa, y la tolva estará sometida a una presión estática de 3922,245 Pa, lo que significa que la soldadura resistirá la carga a la que estará sometida.

3.3 SISTEMA DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA

Este sistema será el encargado de transmitir la potencia necesaria a los componentes mecánicos que lo requieran para realizar su función, es decir que este sistema será el encargado de dar movimiento y potencia a los tornillos sin fin de alimentación y darle la rotación necesaria al plato de compactación y extracción para que las briquetas puedan ser compactadas y extraídas de manera correcta.

Debido a que el funcionamiento de la maquina está dividido por secuencias, es decir que los tornillos sin fin de alimentación y el plato de compactación y extracción no están en constante movimiento, es necesario hacer uso de un elemento mecánico que cumpla con las siguientes características:

- Realizar paradas y arranques de manera intermitente o manipuladas mediante un PLC.
- Permitir la exactitud en el número de vueltas, esto con el fin de controlar la rotación del plato de compactación y extracción y la dosificación de la materia prima realizada por los tornillos sin fin de alimentación al momento de girar.
- Tener un consumo moderado de energía para realizar las tareas.

El dispositivo mecánico que mejor se acomoda a las características establecidas, es un motor paso a paso.

3.3.1 Selección del motor paso a paso para los tornillos sin fin de alimentación. De acuerdo al diseño realizado anteriormente del tornillo sin fin de alimentación, los requerimientos mínimos para la selección del motor paso a paso son los siguientes.

Tabla 21. Requerimientos mínimos para selección del motor paso a paso

| Parámetro | Valor | Unidad |
|------------------|--------------|---------------|
| RPM | 8,534 | rpm |
| Potencia | 0,01186 | hp |
| | 8,844 | W |
| Torque | 87,6465 | Lb*Pulg |
| | 9,9027 | Nm |

Fuente: elaboración propia

El control de las vueltas de cada uno de los motores se realizará mediante el uso del PLC y su respectivo controlador de adaptador; en el PLC se programará el número de vueltas que debe realizar el tornillo para que se proporcione la cantidad de material correcta para la elaboración de cada una de las briquetas, además de

la puesta en marcha y parada según la secuencia de la maquina establecida en el diseño funcional de la máquina.

El motor paso a paso seleccionado para los tornillos sin fin de alimentación cumple con las siguientes características:

- Modelo: 110HCY160AL3-TKO
- Empresa: Beijing SDCQ Electric Technology co. ltd
- Disponible en: <http://bjcdcq.com/html/Products.html>
- Controlador de adaptador: ZD-3HE2254
- Torque: 12Nm
- Resistencia: 1,2Ω
- Angulo de paso: 1,2°
- Peso: 13Kg

3.3.2 Selección del motor paso a paso para el plato de compactación y extracción. Para la selección del motor paso a paso encargado de hacer rotar el plato de compactación y extracción se tuvieron en cuenta las siguientes condiciones:

Se planteó un escenario crítico en donde el peso del plato de compactación y extracción, y las masas albergadas en cada una de las cavidades de este hacen una fuerza puntual, generando un torque. Para el peso del plato se tiene en cuenta la geometría y el material del que está hecho el cual es acero inoxidable 304 dando un peso de 18,728Kg, en cuanto a la masa almacenada en las cavidades está distribuido de la siguiente manera:

Dos cavidades en donde se alberga materia prima, cada una con un peso de 400g, y dos cavidades donde se alberga la briqueta ya fabricada la cual tiene un peso de 249,57g.

Al sumar cada una de las masas da un total de 1299,14g. Para este caso critico se hace suma de las masas de cada una de las cavidades del plato y el peso de la pieza, para obtener un total de 20,0227Kg de masa con la cual va a ejercer un torque. Para determinar el torque que va a ejercer el plato de compactación y extracción fue necesario primero hallar la fuerza que este ejerce, la cual está determinada por la siguiente ecuación:

Ecuación 44. Fuerza

$$F = m * a$$

Fuente: MOTT. Robert. Diseño de elementos de máquinas. Editorial Pearson. Cuarta Edición. México. 2006. 950p. ISBN: 9688805750.

Dónde:

m = Masa

a = aceleración de la gravedad

Reemplazando los valores en la ecuación se obtiene:

$$F = 20,0227Kg * \frac{9,8m}{s} = 196,22246N$$

Una vez calculada la fuerza que ejerce el plato de compactación y extracción se calcula el torque ejercido por el mismo mediante la siguiente ecuación:

Ecuación 45. Torque

$$T = F * d$$

Fuente: MOTT. Robert. Diseño de elementos de máquinas. Editorial Pearson. Cuarta Edición. México. 2006. 950p. ISBN: 9688805750.

Dónde:

F = fuerza (N)

d = distancia (m)

El diámetro del plato es de 200 mm, para determinar el torque se requiere del radio del plato de compactación y extracción el cual equivale a 100 mm.

Reemplazando los valores en la ecuación se obtiene:

$$T = 196,22246 N * 0,1 m = 19,622246 Nm$$

El torque que ejerce el plato de compactación y extracción es de 19,622246 Nm.

Teniendo en cuenta los requerimientos mencionados anteriormente para el plato de compactación y extracción se seleccionó un motor paso a paso con las siguientes características.

- Modelo: 110HCY250AL3-TKO
- Empresa: Beijing SDCQ Electric Technology CO. LTD
- disponible en: <http://bjsdcq.com/html/Products.html>
- Controlador de adaptador: ZD-3HE2254
- Torque: 20Nm
- Resistencia: 0,8Ω
- Angulo de paso 1,2°
- Peso: 13Kg

3.3.3 Diseño de eje del sistema de transmisión de potencia. Como ya se había dicho anteriormente, el plato de compactación y extracción debe rotar, y para ello se diseñará un eje para que cumpla con esa función. Para el diseño del eje se tiene en cuenta un escenario crítico en donde se asume que todo el peso del plato y los agujeros llenos de material vacíos ejercen un torque, con el fin de que se garantice el funcionamiento pleno del plato de compactación y extracción en caso de cualquier eventualidad.

Teniendo en cuenta los cálculos realizados anteriormente para la selección del motor que hará rotar el plato de compactación y extracción, el torque necesario para realizar esta maniobra es de 19,626597Nm. La potencia requerida para ejercer este torque está determinada por la siguiente ecuación:

Ecuación 46. Potencia del eje

$$P = M * \omega$$

Fuente: MOTT. Robert. Diseño de elementos de máquinas. Editorial Pearson. Cuarta Edición. México. 2006. 950p. ISBN: 9688805750

Dónde:

P = Potencia en W

M = Par motor en Nm (torque)

ω = Velocidad angular en rad/s

La velocidad angular, está determinada en base a la secuencia que sigue el funcionamiento de la máquina, es decir, que gire 90° en 4 segundos.

$$^{\circ} \rightarrow rad = 90^{\circ} * \left(\frac{\pi rad}{180^{\circ}} \right) = 1,57079 rad$$

La velocidad angular está determinada por la siguiente ecuación:

Ecuación 47. Velocidad angular en el eje

$$\omega = \frac{\theta}{t}$$

Fuente: MOTT. Robert. Diseño de elementos de máquinas. Editorial Pearson. Cuarta Edición. México. 2006. 950p. ISBN: 9688805750

Dónde:

θ = Ángulo de desplazamiento

t = tiempo

Reemplazando los valores en la ecuación de velocidad angular se obtiene:

$$\omega = \frac{1,57079rad}{4s} = 0,392699rad/s$$

Reemplazando los valores en la ecuación de potencia del eje se obtiene:

$$P = M * \omega = 19,622246Nm * \frac{0,392699rad}{s} = 7,707346W = 0.010335Hp$$

Teniendo en cuenta que la potencia que hay que transmitir no es muy elevada, se seleccionó acero AISI 1040 como material para el eje de transmisión de potencia al plato de compactación y extracción. Las características del material se muestran en la tabla

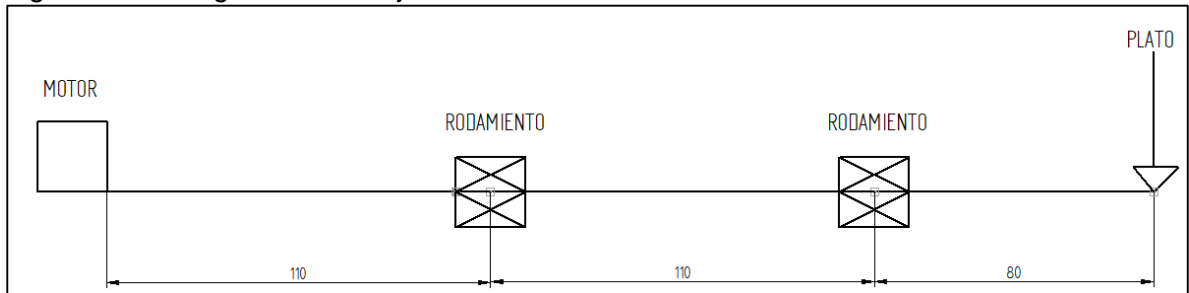
Tabla 22. Características del Acero AISI 1040.

| Acero AISI 1040 extruido en frio | | |
|--|-------|--------|
| Propiedad | Valor | Unidad |
| Resistencia a la tracción | 80 | Ksi |
| | 552 | Mpa |
| Resistencia a Punto cedente | 71 | Ksi |
| | 490 | Mpa |
| Ductilidad (elongación porcentual en 2") | 12 | |
| Dureza Brinell (HB) | 160 | |

Fuente: MOTT. Robert. Diseño de elementos de máquinas. Editorial Pearson. Cuarta Edición. México. 2006. 950p. ISBN: 9688805750

El eje va a estar acoplado en un extremo al eje del motor, en el otro extremo estará acoplado al plato compactación y extracción mediante una cuña, y contará con una longitud de 30 cm De acuerdo a estos requerimientos la configuración que se pretende usar en el eje consiste en dos rodamientos y un plato, que para efectos del diseño se asumirá su funcionamiento como el de una Catarina. La distribución de estos elementos se muestra en la figura 84.

Figura 83. Configuración del eje



Fuente: elaboracion propia.

El diseño del eje estuvo enfocado en la determinación del diámetro mínimo que requiere para poder transmitir la potencia y los torques necesarios. El diámetro mínimo del eje está determinado por la siguiente ecuación, la cual es compatible con la norma ANSI B106.1M-1985.

Ecuación 48. Diámetro mínimo del eje

$$D = \left[\frac{32N}{\pi} * \sqrt{\left[\frac{K_t M}{S'_n} \right]^2 + \frac{3}{4} \left[\frac{T}{S_y} \right]^2} \right]^{1/3}$$

Fuente: MOTT. Robert. Diseño de elementos de máquinas. Editorial Pearson. Cuarta Edición. México. 2006. 950p. ISBN: 9688805750

Dónde:

D = Diámetro
 N = Factor de seguridad
 K_t = Valor de diseño
 M = Norma de los momentos flectores
 S'_n = resistencia a la fatiga modificada
 T = Par de torsión
 S_y = Resistencia a la fluencia

(N) es un factor de seguridad que se le asigna al diseño, va a depender del tipo de función que desempeñe el dispositivo, para este caso el eje no requiere de mucha seguridad puesto que, su labor no implica mucho riesgo y la potencia transmitida no es considerable, por tal motivo se le asigna un factor de seguridad igual a 2.

La resistencia a la fatiga modificada (S'_n) está determinada mediante la siguiente ecuación:

Ecuación 49. Resistencia a la fatiga modificada

$$S'_n = S_n * C_s * C_r$$

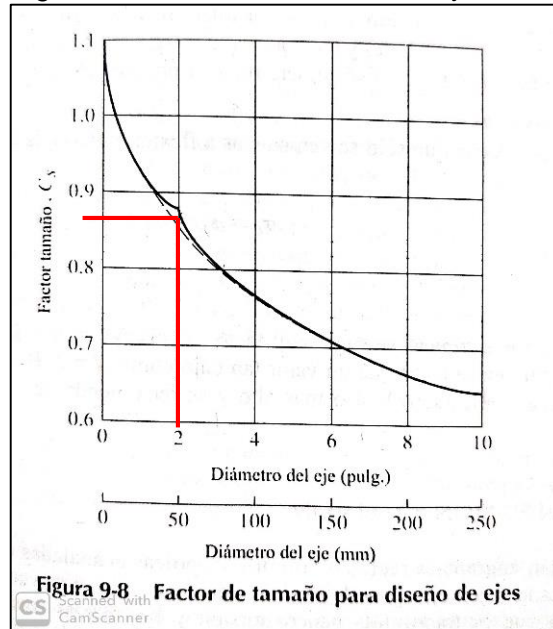
Fuente: MOTT. Robert. Diseño de elementos de máquinas. Editorial Pearson. Cuarta Edición. México. 2006. 950p. ISBN: 9688805750

Dónde.

S_n = Resistencia por durabilidad
 C_s = Factor de tamaño
 C_r = Factor de confiabilidad

El factor tamaño (C_s) se determina mediante la gráfica mostrada en la figura 85.

Figura 84. Factor de tamaño del eje



Fuente: MOTT. Robert. Diseño de elementos de máquinas. Editorial Pearson. Cuarta Edición. México. 2006. 950p. ISBN: 9688805750

Se asume que el diámetro del eje no excede los 50mm es por esta razón que el factor C_s es igual a 0,85.

El factor de confiabilidad (C_r) está determinado mediante la figura 86.

Figura 85. Factor de confiabilidad del eje

| Confiabilidad que se desea | Factor de confiabilidad, C_r |
|----------------------------|--------------------------------|
| 0.50 | 1.00 |
| 0.90 | 0.90 |
| 0.99 | 0.81 |
| 0.999 | 0.75 |

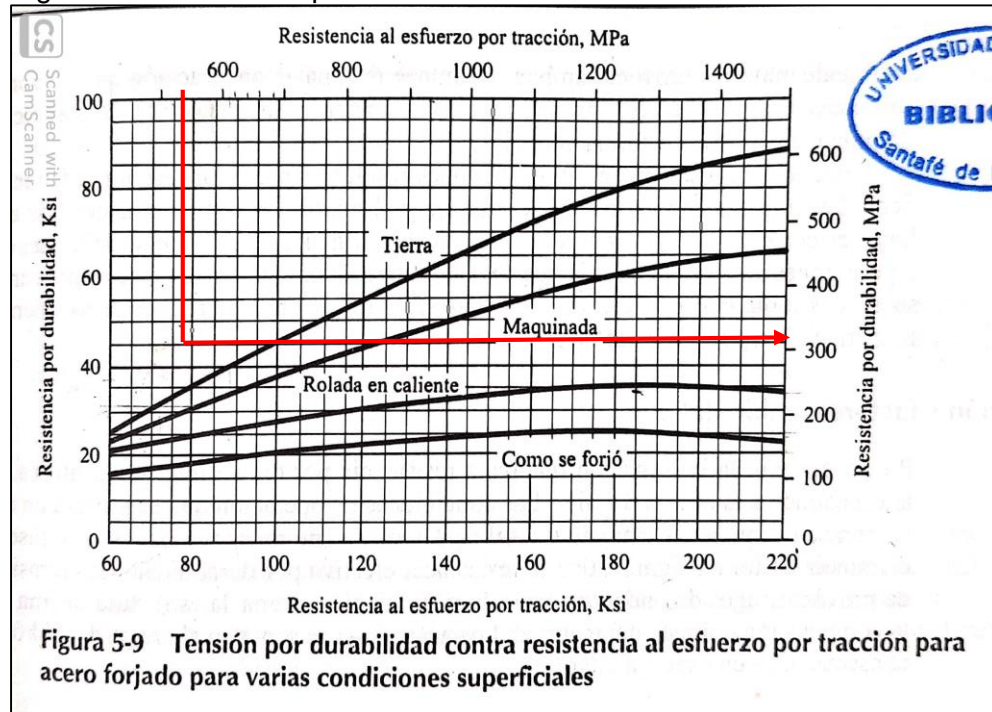
Fuente: MOTT. Robert. Diseño de elementos de máquinas. Editorial Pearson. Cuarta Edición. México. 2006. 950p. ISBN: 9688805750

Se asume un factor de confiabilidad de 0,81 ya que el nivel de confianza que se requiere para este eje es del 99%

La resistencia por durabilidad (S_n) se determinó mediante la gráfica mostrada en la

figura 87, y conociendo la resistencia a la tracción del acero AISI 1040 extruido en frio que corresponde a 552Mpa, se ingresa a la tabla y cruzando con la condición superficial maquinada que es la que se desea que tenga el eje se consigue S_n .

Figura 86. Resistencia por durabilidad



Fuente: MOTT. Robert. Diseño de elementos de máquinas. Editorial Pearson. Cuarta Edición. México. 2006. 950p. ISBN: 9688805750

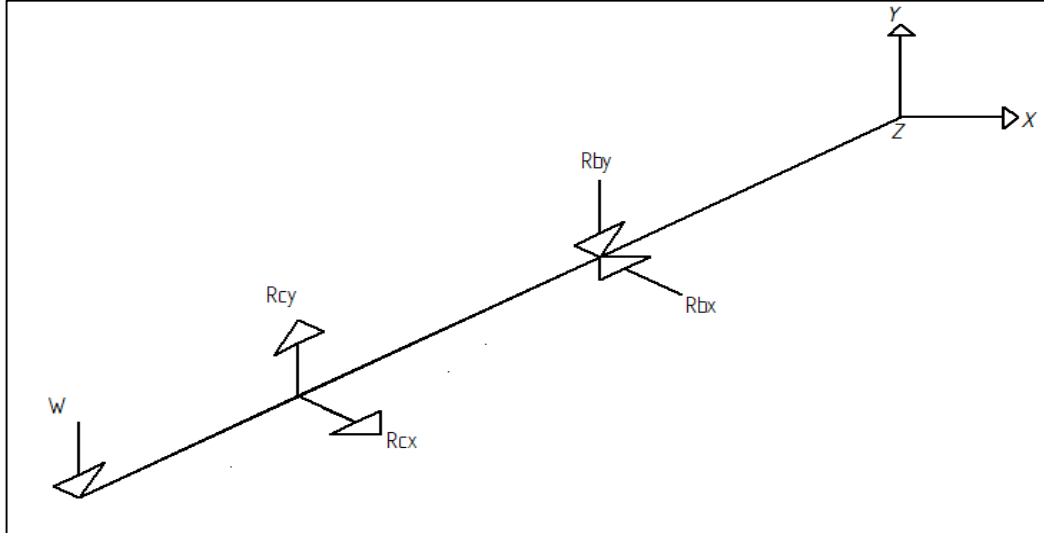
El factor de durabilidad S_n es de 206Mpa.

Reemplazando los valores en la ecuación de resistencia a la fatiga modificada, se obtiene:

$$S'_n = 206MPa * 0,81 * 0,85 = 142,3767MPa$$

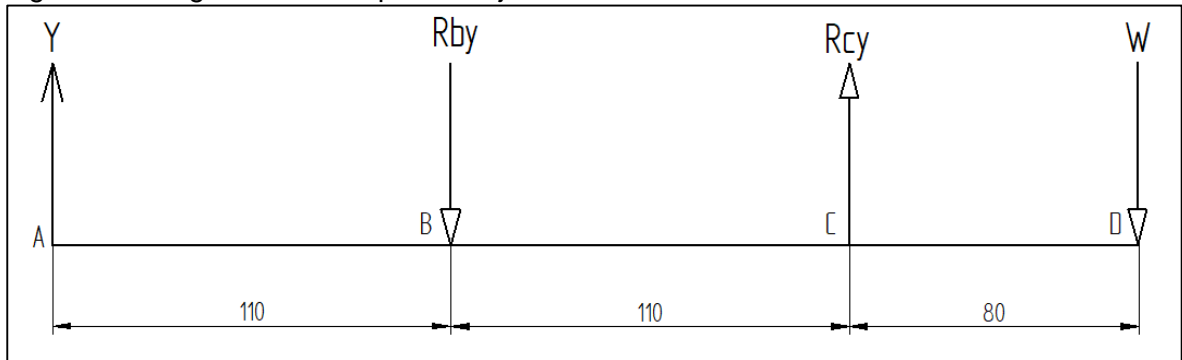
Es necesario saber las fuerzas que interactúan con el eje por los distintos componentes como rodamientos, catarinas, poleas, entre otros, la determinación de dichas fuerzas se hace mediante la elaboración de diagramas de cuerpo libere en 3 dimensiones. Los diagramas de cuerpo libre sirven para la determinación de los momentos que se producen en el eje, tanto en el plano XZ, como en el plano YZ, según la configuración establecida, el diagrama de cuerpo libre correspondiente al eje en cuestión es la siguiente:

Figura 87. Diagrama de cuerpo libre en 3 dimensiones



Fuente: elaboración propia

Figura 88. Diagrama de cuerpo libre eje YZ



Fuente: elaboración propia

Para el cálculo de estos diagramas es necesario dividir el torque ($19,626597\text{Nm}$) ejercido, sobre radio del elemento que ejerce tal torque que en este caso es el radio del plato cuyo valor es de $0,1\text{ m}$.

$$W = \frac{T}{r} = \frac{19,626597\text{ Nm}}{0,1\text{ m}} = 196,26597\text{ N}$$

Sumatoria de fuerzas en eje Y:

$$\sum F_Y = 0; -R_{by} + R_{cy} - W = 0$$

Sumatorias de momentos en el punto A:

$$\sum M_a = 0; -R_{by} * 0,011 m + R_{cy} * 0,022 m - 196.26597 N * 0,03 m = 0$$

$$-R_{by} * 0,011 m + R_{cy} * 0,022 m - 5,887979 Nm = 0$$

Despejando R_{cy} de la ecuación anterior se obtiene:

$$R_{cy} = \frac{5,887979 Nm + R_{by} * 0,011 m}{0,022 m}$$

Simplificando la expresión se obtiene:

$$R_{cy} = 267,635413 N + R_{by} 0,5$$

Reemplazando R_{cy} en la ecuación de la sumatoria de fuerzas en "Y" y despejando R_{by} se obtiene:

$$\sum F = 0; -R_{by} + 267,635413 N + R_{by} 0,5 - 196,26597 N = 0$$

$$R_{by} = 142,738886 N$$

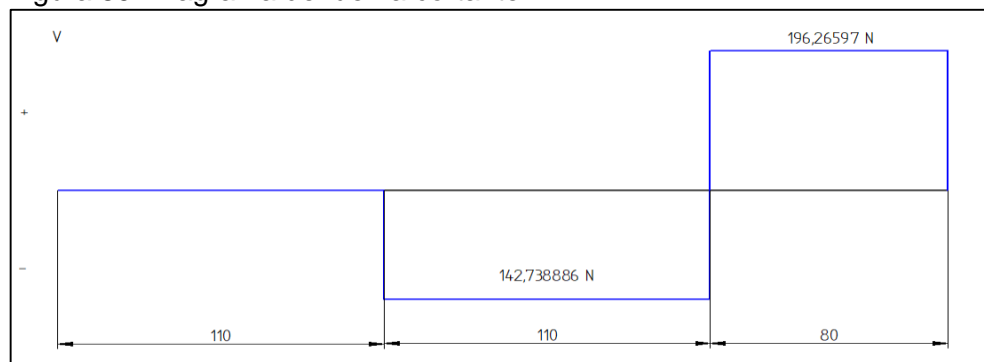
Despejando R_{cy} de la ecuación de la sumatoria de fuerzas en Y se obtiene:

$$\sum F = 0; R_{cy} - 142,738886 N - 196,26597 N = 0$$

$$R_{cy} = 339,004856 N$$

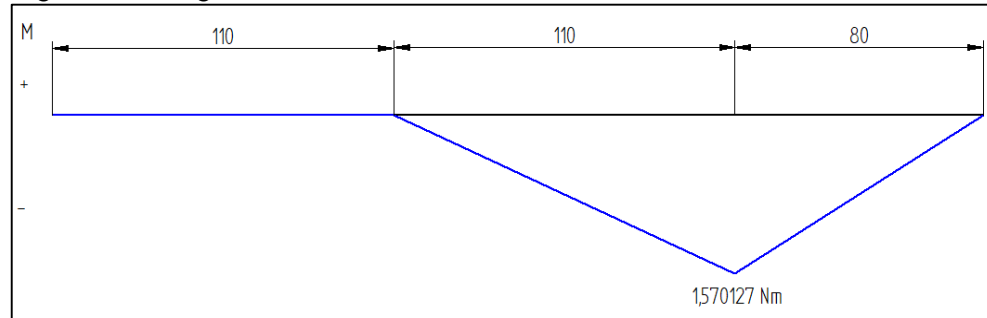
Una vez se conoce las magnitudes de las fuerzas de cada uno de los componentes del eje se realizó la gráfica del esfuerzo cortante (figura 90) pues de esta grafica se parte para realizar la gráfica de momento flector.

Figura 89. Diagrama de fuerza cortante



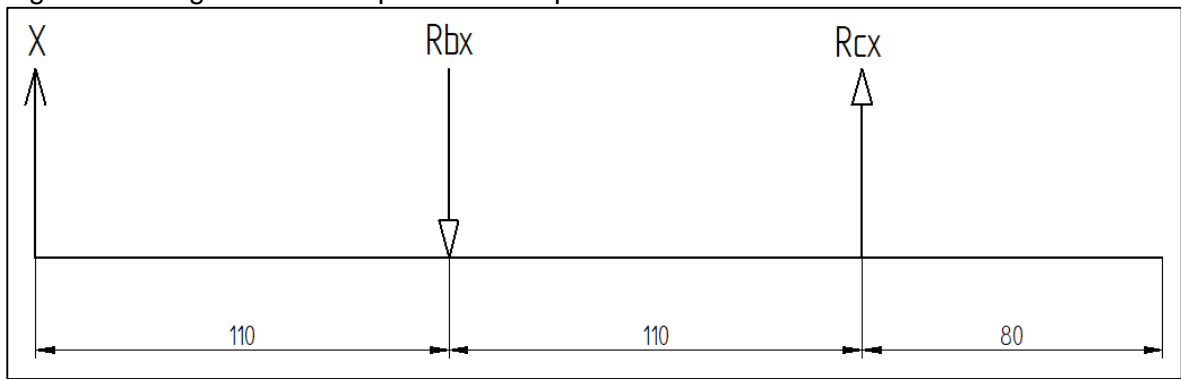
Fuente: elaboración propia

Figura 90. Diagrama de momento flector



Fuente: elaboración propia

Figura 91. Diagrama de cuerpo libre en el plano XZ



Fuente: elaboración propia

Sumatoria de fuerzas en el eje X:

$$\sum F_x = 0; -R_{bx} + R_{cx} - W = 0$$

Sumatoria de momentos en el punto B

$$\sum M_b = 0; R_{cx} * 0,011m = 0$$

$$R_{cx} = 0$$

Al reemplazar R_{cx} en la ecuación de la sumatoria de fuerzas en X y despejando R_{bx} se obtiene:

$$\sum F_x = 0; -R_{bx} + 0 = 0$$

$$R_{bx} = 0$$

Dado que, en el análisis de fuerzas sobre el eje, el torque solo se aplica en el eje YZ y no hay componentes en el plano XZ, debido a esto no hay ninguna reacción,

por consiguiente, no es posible hacer la gráfica de esfuerzo cortante y momento flector para este eje, puesto que sus valores en las dos graficas es igual a cero.

El factor de diseño (K_t) considera los tipos de discontinuidad geométrica que se encuentran en los ejes que transmiten potencia como cuñeros, chaflanes de hombros y ranuras de anillos de sujeción

A continuación, se realizó la determinación de los diámetros mínimos de cada una de las secciones del eje.

- Punto A.

Dado que la entrada del eje está conformada por un acople que lo une directamente al motor y no está sometido a ninguna fuerza, el diámetro en este punto estará determinado por el siguiente punto.

- Punto B

En el punto B se encuentra un cojinete que solo soporta la fuerza de reacción radial del eje YZ, según la gráfica de momento flector no hay momento, sin embargo, presenta una fuerza de corte vertical, la forma en que se determinó el diámetro en este punto fue la siguiente:

Primero se calculó la tensión de diseño por esfuerzo de corte la cual está determinada por la siguiente ecuación:

Ecuación 50. Tensión de diseño por esfuerzo cortante

$$\tau_d = 0,277 * S_y / N$$

Fuente: MOTT. Robert. Diseño de elementos de máquinas. Editorial Pearson. Cuarta Edición. México. 2006. 950p. ISBN: 9688805750

Dónde:

S_y = Resistencia al punto cedente

N = Factor de seguridad

Reemplazando los valores en la ecuación se obtiene:

$$\tau_d = 0,277 * \frac{490M Pa}{2} = 141365000 Pa$$

Segundo se calculó la norma de los esfuerzos cortantes en los planos XZ y YZ de la siguiente manera:

$$V = \sqrt{R_{By}^2 + R_{Bx}^2} = \sqrt{(142,73886N)^2 + (0)^2} = 142,73886N$$

Una vez determinados estos valores se determinó el área de la sección transversal de del eje de la siguiente manera:

$$A = \frac{4V}{3\tau_d} = \frac{4 * 142,73886N}{3 * 141365000Pa} = 1,346291 \times 10^{-6} m^2$$

Una vez determinada el área de sección transversal del eje, se despeja el diámetro de la ecuación de área de un círculo y se obtiene:

$$D = \sqrt{4A/\pi} = \sqrt{4 * \frac{1,346291 \times 10^{-6} m^2}{\pi}} = 1,3092561 \times 10^{-3} m$$

El diámetro mínimo de la sección del punto B es de $1,3092561 \times 10^{-3} m$.

- Punto C a la izquierda

Debido a que en el punto C se encuentra un momento flector, el diámetro mínimo se determina mediante la ecuación 47 del diámetro mínimo de un eje y se obtiene:

$$D = \left[\frac{32 * 2}{\pi} * \sqrt{\left[\frac{1,5 * 1,570127 Nm}{142411267,8 Pa} \right]^2 + \frac{3}{4} \left[\frac{19,622246 Nm}{490000000 Pa} \right]^2} \right]^{\frac{1}{3}} = 9,170149 \times 10^{-3} m \cong 9,17 mm$$

Dado que en esta sección es un punto de alivio para que repose el cojinete se asumirá un $K_t = 1,5$

- Punto C a la derecha

$$D = \left[\frac{32 * 2}{\pi} * \sqrt{\left[\frac{2,5 * 1,570127 Nm}{142411267,8 Pa} \right]^2 + \frac{3}{4} \left[\frac{19,622246 Nm}{490000000 Pa} \right]^2} \right]^{\frac{1}{3}} = 9,627828 \times 10^{-3} m \cong 9,62 mm$$

Sobre este punto reposará el cojinete por tal motivo el factor K_t será igual a 2,5.

- Punto D

Al igual que el punto B, el punto D no presenta ningún omento flector, es por esta razón que el diámetro mínimo se determina de la misma manera que el proceso realizado en el punto B.

$$\tau_d = 0,277 * \frac{490Mpa}{2} = 141365000Pa$$

La norma de los esfuerzos cortantes del punto D en los planos XZ y YZ:

$$V = \sqrt{R_{By}^2 + R_{Bx}^2} = \sqrt{(196,26597N)^2 + (0)^2} = 196,26597N$$

El área de sección transversal de la sección del eje está determinada por:

$$A = \frac{4V}{3\tau_d} = \frac{4 * 196,26597N}{3 * 141365000Pa} = 1,8511x10^{-6}m^2$$

Despejando el diámetro de la ecuación del área de sección transversal de un círculo se obtiene:

$$D = \sqrt{4A/\pi} = \sqrt{4 * \frac{1,8511x10^{-6}m^2}{\pi}} = 1,5352x10^{-3}m$$

El diámetro mínimo de la sección del punto D es de $1,5352x10^{-3}m$

En la tabla 23 se presentan los diámetros mínimos que debe de tener el eje.

Tabla 23. Diámetros mínimos del eje

| Resumen | | |
|------------------|-----------------|--------|
| Parte que embona | Diámetro mínimo | Unidad |
| Acople | | |
| Nada | | |
| Cojinete 1 | 1.33 | mm |
| Nada | 9.17 | mm |
| Cojinete 2 | 9.22 | mm |
| Plato | 1.53 | mm |

Fuente: elaboración propia

Teniendo en cuenta los diámetros mínimos que debe tener el eje, se determinó se seleccionaron los diámetros que va a tener este y su configuración. Desde el acople del motor hasta el cojinete 1 se seleccionó un diámetro de 8mm, el cual es superior al diámetro mínimo, garantizando la seguridad del eje. Desde el cojinete 1 hasta el cojinete 2 se aumentó el diámetro a 10 mm con el fin de que el cojinete 1 pueda ser instalado. Finalmente, el diámetro que estará conectado al plato de compactación y extracción será de 12mm para garantizar la correcta instalación del cojinete 2 y adicionalmente tendrá una cuña de 4x4 mm para hacer posible la rotación del plato de compactación y extracción. La figura 93 muestra las medidas estándar de las

cuñas de acuerdo a los diámetros del eje y la selección de esta.

Figura 92. Cuñas estándar de acuerdo al diámetro del eje

| Diámetro del eje (in) | Ancho nominal de la cuña (in) | Diámetro del tornillo prisionero (in) | Diámetro del eje (mm) | Ancho x alto de la cuña (mm) |
|------------------------|-------------------------------|---------------------------------------|---------------------------------------|------------------------------|
| $0.312 < d \leq 0.437$ | 0.093 | #10 | $8 < d \leq 10$ | 3 x 3 |
| $0.437 < d \leq 0.562$ | 0.125 | #10 | <u>$10 < d \leq 12$</u> | <u>4 x 4</u> |
| $0.562 < d \leq 0.875$ | 0.187 | 0.250 | $12 < d \leq 17$ | 5 x 5 |
| $0.875 < d \leq 1.250$ | 0.250 | 0.312 | $17 < d \leq 22$ | 6 x 6 |
| $1.250 < d \leq 1.375$ | 0.312 | 0.375 | $22 < d \leq 30$ | 8 x 7 |
| $1.375 < d \leq 1.750$ | 0.375 | 0.375 | $30 < d \leq 38$ | 10 x 8 |
| $1.750 < d \leq 2.250$ | 0.500 | 0.500 | $38 < d \leq 44$ | 12 x 8 |
| $2.250 < d \leq 2.750$ | 0.625 | 0.500 | $44 < d \leq 50$ | 14 x 9 |
| $2.750 < d \leq 3.250$ | 0.750 | 0.625 | $50 < d \leq 58$ | 16 x 10 |
| $3.250 < d \leq 3.750$ | 0.875 | 0.750 | $58 < d \leq 65$ | 18 x 11 |
| $3.750 < d \leq 4.500$ | 1.000 | 0.750 | $65 < d \leq 75$ | 20 x 12 |
| $4.500 < d \leq 5.500$ | 1.250 | 0.875 | $75 < d \leq 85$ | 22 x 14 |
| $5.500 < d \leq 6.500$ | 1.500 | 1.000 | $85 < d \leq 95$ | 25 x 14 |

Fuente: MOTT. Robert. Diseño de elementos de máquinas. Editorial Pearson. Cuarta Edición. México. 2006. 950p. ISBN: 9688805750

La tabla 24 muestra un resumen de los diámetros seleccionados para cada una de las secciones del eje.

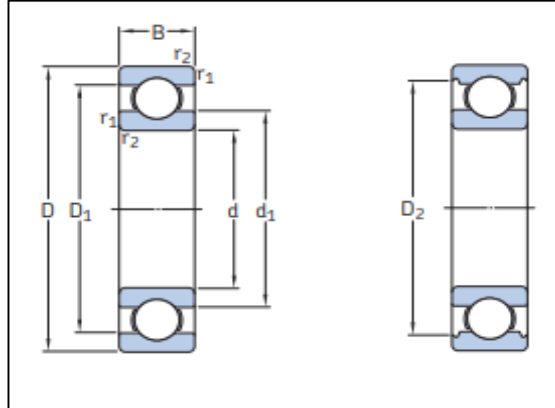
Tabla 24. Diámetros seleccionados para eje.

| | Diámetro | Longitud del eje | Unidad |
|---------------------------|----------|------------------|--------|
| Acople | | | |
| Cojinete 1 | 8 | 110 | mm |
| Derecha cojinete 1 | | | |
| Cojinete 2 | 10 | 110 | mm |
| Derecha cojinete 2 | | | |
| Plato | 12 | 80 | mm |

Fuente: elaboración propia

Teniendo en cuenta los diámetros seleccionados para cada una de las secciones del eje, se seleccionaron cada uno de los cojinetes que pertenecen a la configuración mencionada anteriormente. Los cojinetes se seleccionaron del catálogo que tiene por nombre Rodamientos de la empresa SKF. Las figuras 94 y 95 muestran las características y medidas básicas de los cojinetes seleccionados.

Figura 93. Medidas de los cojinetes.



Fuente: SKF. Rodamientos. [en línea]. [consultado el 21 nov., del 2019]. Disponible en: https://www.skf.com/binary/86-121486/10000_2-ES---Rolling-bearings.pdf

Figura 94. Características de los cojinetes

| Dimensiones principales | | | Capacidad de carga básica | | Carga límite de fatiga | Velocidades nominales | | Masa | Designación |
|-------------------------|----|-----|---------------------------|----------------|------------------------|-------------------------|------------------|--------|-------------|
| d | D | B | C | C ₀ | P _e | Velocidad de referencia | Velocidad límite | | |
| mm | | | kN | | kN | r. p. m. | | kg | - |
| 3 | 10 | 4 | 0,54 | 0,18 | 0,007 | 130 000 | 80 000 | 0,0015 | 623 |
| 4 | 9 | 2,5 | 0,423 | 0,116 | 0,005 | 140 000 | 85 000 | 0,0007 | 618/4 |
| | 11 | 4 | 0,624 | 0,18 | 0,008 | 130 000 | 80 000 | 0,0017 | 619/4 |
| | 12 | 4 | 0,806 | 0,28 | 0,012 | 120 000 | 75 000 | 0,0021 | 604 |
| | 13 | 5 | 0,936 | 0,29 | 0,012 | 110 000 | 67 000 | 0,0031 | 624 |
| | 16 | 5 | 1,11 | 0,38 | 0,016 | 95 000 | 60 000 | 0,0054 | 634 |
| 5 | 11 | 3 | 0,468 | 0,143 | 0,006 | 120 000 | 75 000 | 0,0012 | 618/5 |
| | 13 | 4 | 0,884 | 0,335 | 0,014 | 110 000 | 70 000 | 0,0025 | 619/5 |
| | 16 | 5 | 1,14 | 0,38 | 0,016 | 95 000 | 60 000 | 0,005 | 625 |
| | 19 | 6 | 2,34 | 0,95 | 0,04 | 80 000 | 50 000 | 0,0085 | 635 |
| 6 | 13 | 3,5 | 0,715 | 0,224 | 0,01 | 110 000 | 67 000 | 0,002 | 618/6 |
| | 15 | 5 | 0,884 | 0,27 | 0,011 | 100 000 | 63 000 | 0,0039 | 619/6 |
| | 19 | 6 | 2,34 | 0,95 | 0,04 | 80 000 | 50 000 | 0,0081 | 626 |
| 7 | 14 | 3,5 | 0,78 | 0,26 | 0,011 | 100 000 | 63 000 | 0,0022 | 618/7 |
| | 17 | 5 | 1,06 | 0,375 | 0,016 | 90 000 | 56 000 | 0,0049 | 619/7 |
| | 19 | 6 | 2,34 | 0,95 | 0,04 | 85 000 | 53 000 | 0,0076 | 607 |
| | 22 | 7 | 3,45 | 1,37 | 0,057 | 70 000 | 45 000 | 0,012 | 627 |
| 8 | 16 | 4 | 0,819 | 0,3 | 0,012 | 90 000 | 56 000 | 0,003 | 618/8 |
| | 19 | 6 | 1,46 | 0,465 | 0,02 | 85 000 | 53 000 | 0,0071 | 619/8 |
| | 22 | 7 | 3,45 | 1,37 | 0,057 | 75 000 | 48 000 | 0,012 | 608 |
| | 24 | 8 | 3,9 | 1,66 | 0,071 | 63 000 | 40 000 | 0,018 | 628 |
| 9 | 17 | 4 | 0,871 | 0,34 | 0,014 | 85 000 | 53 000 | 0,0034 | 618/9 |
| | 20 | 6 | 2,34 | 0,98 | 0,043 | 80 000 | 50 000 | 0,0076 | 619/9 |
| | 24 | 7 | 3,9 | 1,66 | 0,071 | 70 000 | 43 000 | 0,014 | 609 |
| | 26 | 8 | 4,75 | 1,96 | 0,083 | 60 000 | 38 000 | 0,02 | 629 |
| 10 | 19 | 5 | 1,72 | 0,83 | 0,036 | 80 000 | 48 000 | 0,0053 | 61800 |
| | 22 | 6 | 2,7 | 1,27 | 0,054 | 70 000 | 45 000 | 0,01 | 61900 |
| | 26 | 8 | 4,75 | 1,96 | 0,083 | 67 000 | 40 000 | 0,019 | 6000 |
| | 28 | 8 | 5,07 | 2,36 | 0,1 | 60 000 | 38 000 | 0,024 | 16100 |
| | 30 | 9 | 5,4 | 2,36 | 0,1 | 56 000 | 36 000 | 0,031 | 6200 |
| | 35 | 11 | 8,52 | 3,4 | 0,143 | 50 000 | 32 000 | 0,053 | 6300 |

Cojinete 1

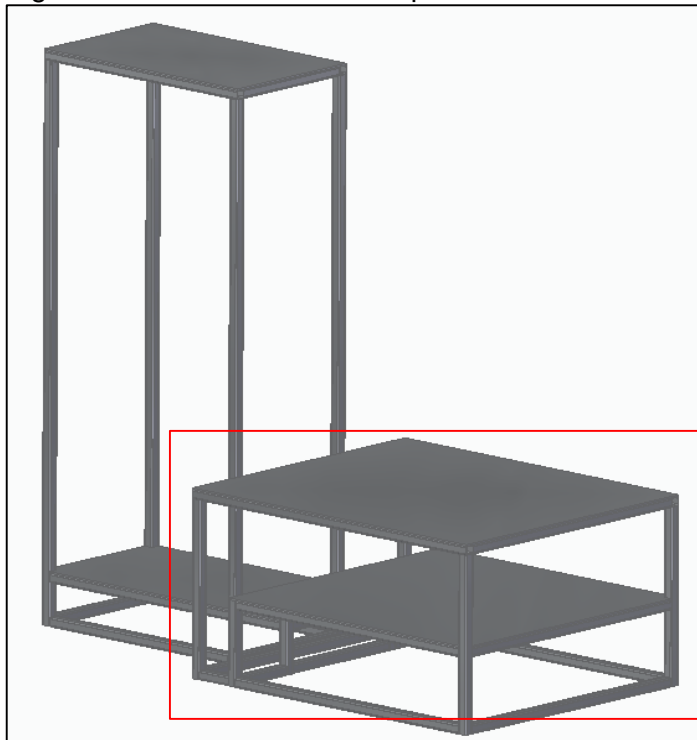
Cojinete 2

Fuente: SKF. Rodamientos. [en línea]. [consultado el 21 nov., del 2019]. Disponible en: https://www.skf.com/binary/86-121486/10000_2-ES---Rolling-bearings.pdf

3.4 SISTEMA ESTRUCTURAL

El sistema estructural es el encargado de soportar los componentes de cada uno de los demás subsistemas. Para realizar el cálculo estructural se utilizó el método LRFD el cual tiene como propósito determinar las incertidumbres generadas debido a la carga que ejerce los componentes de la máquina a la estructura. La estructura consta de 4 soportes en forma de banco, pero se analizó la parte más crítica, la cual soporta la tolva de almacenamiento con la materia prima en ella, los tornillos sin fin de alimentación y los motores paso a paso que darán movimiento a los tornillos. La figura 96 muestra la estructura de la máquina y parte que se analizó.

Figura 95. Estructura de la máquina



Fuente: elaboración propia con base en SolidEdge

Para empezar con el cálculo estructural se determinó la carga a la cual estará sometida, para ello se calculó el peso de la tolva, de los tornillos sin fin de alimentación y de los motores paso a paso mediante el software SolidEdge. El peso total de estos componentes es de 133 kgf sin contar con tornillos de diferentes longitudes, turcas, arandelas y el peso de la soldadura, por lo que se estima un peso total de 160kg. Adicionalmente a este valor se le debe adicionar el peso del material que se introducirá en la tolva de almacenamiento el cual es de 100 kgf, por lo que finalmente la carga aproximada a la que estará sometida la estructura es de 260 kgf.

Una vez determinada la carga ocasionada por los componentes ya mencionados,

se determinó la carga mayorada mediante la siguiente ecuación.

Ecuación 51. Carga mayorada

$$Pu = 1.4 * D$$

Fuente: MCCORMAC, Jack C. CSERNAK, Stephen F. Diseño de estructuras de acero. México: Alfaomega Grupo Editor S.A., 2012. Quinta edición. 736p. ISBN: 978 607 707 559 2

Dónde:

Pu = Carga mayorada

D = Carga muerta (ocasionada por los componentes de la máquina)

Reemplazando los valores en la ecuación se obtiene:

$$Pu = 1.4 * 260 \text{ kg} = 364 \text{ kgf}$$

La carga mayorada es de 364 kgf.

Una calculada la carga mayorada se determinó la resistencia de diseño para los elementos que estarán sometidos a compresión, que en este caso serán los perfiles que actuarán como columnas, esto con el fin de determinar si sufrirán pandeo debido a los componentes de la máquina. La resistencia de diseño está determinada por la siguiente ecuación:

Ecuación 52. Resistencia de diseño para elementos sometidos a compresión

$$Rd = \phi * Ag * \sigma_{cr}$$

Fuente: MCCORMAC, Jack C. CSERNAK, Stephen F. Diseño de estructuras de acero. México: Alfaomega Grupo Editor S.A., 2012. Quinta edición. 736p. ISBN: 978 607 707 559 2

Dónde:

ϕ = Factor de resistencia (0,9)

Ag = Área gross

σ_{cr} = Esfuerzo crítico

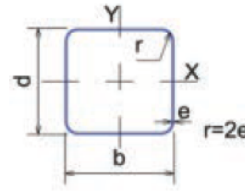
El factor de resistencia (ϕ) tiene un valor de “0,9 para vigas sometidas a flexión y corte, filetes de soldadura con esfuerzos paralelos al eje de la soldadura, soldaduras de ranura en el metal base, fluencia de la sección total de miembros a tensión.”²⁸

²⁸ MCCORMAC, Jack C. CSERNAK, Stephen F. Diseño de estructuras de acero. México: Alfaomega Grupo Editor S.A., 2012. Quinta edición. 736p. ISBN: 978 607 707 559 2

El área gross (Ag) es el área de sección transversal del perfil estructural utilizado, para ello se seleccionó del catálogo Perfil Estructural Tubular de la empresa Colmena un perfil cuadrado de 40x40 mm, un espesor de 2 mm y material acero A500. En la figura 96 se muestra la selección del perfil y sus características.

Figura 96. Perfiles cuadrados

| PERFIL CUADRADO | | | | | | | |
|-----------------|---------|-----------------------------|-------------------------|-------------------------|--|--|---|
| TAMAÑO PERFIL | | ESPESOR DE PARED e mm | PESO NEGRO (kg/m) | ÁREA cm ² | FLEXIÓN | | |
| TAMAÑO NOMINAL | | | | | MOMENTO INERCIA I _x = I _y cm ⁴ | MÓDULO ELÁSTICO S _x = S _y cm ³ | RADIO DE GIRO r _x = r _y cm |
| PULG. | MM | | | | | | |
| 1 X 1 | 25 X 25 | 1,50 | 1,06 | 1,35 | 1,22 | 0,97 | 0,95 |
| | | 2,00 | 1,36 | 1,73 | 1,48 | 1,19 | 0,93 |
| | | 2,50 | 1,64 | 2,09 | 1,69 | 1,35 | 0,90 |
| 1 4/7 X 1 4/7 | 40 X 40 | 1,50 | 1,77 | 2,25 | 5,49 | 2,75 | 1,56 |
| | | 2,00 | 2,31 | 2,94 | 6,94 | 3,47 | 1,54 |
| | | 2,50 | 2,82 | 3,59 | 8,22 | 4,11 | 1,51 |



Fuente: COLMENA. Perfil Estructural Tubular. [en línea]. [consultado el 15 oct., de 2019]. Disponible en: http://www.tuboscolmena.com/web/fichas/ESTRUCTURAL_CERRADO.pdf

De acuerdo a las características del perfil mostradas en la imagen anterior, el área gross del perfil es de 2,94 cm².

Para determinar si el perfil seleccionado podrá soportar la carga por compresión que ejercen los componentes de la máquina y no sufrirá ningún tipo de pandeo, se determinó la relación de esbeltez para elementos sometidos a compresión la cual está determinada por la siguiente ecuación:

Ecuación 53. Relación de esbeltez para elementos sometidos a compresión

$$\frac{KL}{rx} \leq 200$$

Fuente: MINISTERIO DE AMBIENTE, VIVIENDA Y DESARROLLO TERRITORIAL. Ley 400 de 1997. Reglamento colombiano de construcción sismo resistente NSR-10 Título F- estructuras metálicas [en línea]. [consultado: 15 oct., de 2019]. Disponible en: <https://www.idrd.gov.co/sitio/idrd/sites/default/files/imagenes/6titulo-f-nsr-100.pdf>

Dónde:






K = Factor de longitud efectiva

L = Longitud del perfil

rx = radio de giro del perfil

El factor de longitud efectiva (K) depende de la forma en que estará apoyado el perfil, en este caso estará empotrado en sus dos extremos. En la figura 97 se muestra el valor de la longitud efectiva de acuerdo al empotramiento de los extremos del perfil.

Figura 97. Valores aproximados del factor de longitud efectiva K

| Tabla 5.1 Valores aproximados del factor de longitud efectiva, K. | | | | | | |
|--|---|------|---|-----|--|-----|
| Las líneas punteadas muestran la forma pandeada de la columna | (a) | (b) | (c) | (d) | (e) | (f) |
| Valor K teórico | 0.5 | 0.7 | 1.0 | 1.0 | 2.0 | 2.0 |
| Valores recomendados de diseño cuando las condiciones reales son aproximadas | 0.65 | 0.80 | 1.2 | 1.0 | 2.10 | 2.0 |
| Símbolos para las condiciones de extremo |  | |  | |  | |
| | Rotación y traslación impedidas | | Rotación libre y traslación impedida | | Rotación impedida y traslación libre | |
| | | |  | |  | |
| | | | Rotación y traslación libres | | | |

Fuente: MCCORMAC, Jack C. CSERNAK, Stephen F. Diseño de estructuras de acero. México: Alfaomega Grupo Editor S.A., 2012. Quinta edición. 736p. ISBN: 978 607 707 559 2

El factor de longitud efectiva aproximado para columnas empotradas es de 0,5.

La longitud del perfil (L) utilizado es de 492 mm.

El radio de giro del perfil está determinado de acuerdo a la imagen 73, la cual muestra las características del perfil seleccionado. Teniendo en cuenta esto es radio de giro equivale a 0,95 cm

Sustituyendo los valores en la ecuación de la relación de esbeltez se obtiene:

$$\frac{(0,5) * (49,2 \text{ cm})}{1,54 \text{ cm}} \leq 200$$

$$15,9740 \leq 200$$

La relación de esbeltez es menor a 200 lo que significa que el perfil seleccionado cumplirá con aplicación requerida, es decir que soportará la carga a la que estará sometido debido a los componentes de la máquina y no sufrirá ningún tipo de pandeo fácilmente.

El esfuerzo crítico (σ_{cr}) está determinado por la siguiente ecuación:

Ecuación 54. Esfuerzo crítico del perfil

$$\sigma_{cr} = \left(\frac{0,877}{\lambda^2} \right) \sigma_y$$

Fuente: MCCORMAC, Jack C. CSERNAK, Stephen F. Diseño de estructuras de acero. México: Alfaomega Grupo Editor S.A., 2012. Quinta edición. 736p. ISBN: 978 607 707 559 2

Dónde:

σ_y = Esfuerzo de fluencia del material

λ = Arriostamiento

El esfuerzo de fluencia (σ_y) depende de las propiedades del material en el que está fabricado el perfil, en este caso el material es acero A500, en la figura 98 se muestra las propiedades mecánicas de este material y el esfuerzo de fluencia que equivale a 3522 kg/cm².

Figura 98. Propiedades mecánicas del acero A500

| PROPIEDADES MECÁNICAS REQUERIDAS POR ASTM A-500 GRADO C | | |
|--|--------------------------|----------------------------------|
| ESFUERZOS | REDONDOS | CUADRADOS Y RECTANGULARES |
| Fluencia Fy | 3,241 kg/cm ² | 3,522 kg/cm ² |
| Último Fu | 4,348 kg/cm ² | 4,368 kg/cm ² |
| Elongación en 2" | 21% | 21% |

Fuente: COLMENA. Perfil Estructural Tubular. [en línea]. [consultado el 15 oct., de 2019]. Disponible en: http://www.tuboscolmena.com/web/fichas/ESTRUCTURAL_CERRADO.pdf

El arriostamiento (λ) está determinado por la siguiente ecuación:

Ecuación 55. Arriostamiento

$$\lambda = \frac{K * L}{\pi * r} * \sqrt{\frac{\sigma_y}{E}}$$

Fuente: MCCORMAC, Jack C. CSERNAK, Stephen F. Diseño de estructuras de acero. México: Alfaomega Grupo Editor S.A., 2012. Quinta edición. 736p. ISBN: 978 607 707 559 2

Dónde:

K = Factor de longitud efectiva
 L = Longitud del perfil
 r = Radio de giro del perfil
 σ_y = Esfuerzo de fluencia del material
 E = Módulo de elasticidad del material

El módulo de elasticidad (E) del material está determinado por la siguiente ecuación:

Ecuación 56. Módulo de elasticidad

$$E = \frac{\sigma}{\varepsilon}$$

Fuente: MCCORMAC, Jack C. CSERNAK, Stephen F. Diseño de estructuras de acero. México: Alfaomega Grupo Editor S.A., 2012. Quinta edición. 736p. ISBN: 978 607 707 559

Dónde:

σ = Esfuerzo último
 ε = Elongación

Teniendo en cuenta los valores de las propiedades mecánicas del material mostrados en la figura 75 y sustituyéndolos en la ecuación de módulo elástico se obtiene:

$$E = \frac{3522 \text{ kg/cm}^2}{21\%} = 16771,4285 \text{ kg/cm}^2$$

El módulo de elasticidad del material es de 16771,4285 kg/cm².

Sustituyendo los valores en la ecuación de arriostamiento se obtiene:

$$\lambda = \frac{0,5 * 49,2 \text{ cm}}{\pi * 1,54 \text{ cm}} * \sqrt{\frac{3522 \text{ kg/cm}^2}{16771,4285 \text{ kg/cm}^2}} = 2,3301$$

El arriostamiento es de 2,3301.

Reemplazando los valores en la ecuación de esfuerzo crítico del perfil se obtiene:

$$\sigma_{cr} = \left(\frac{0,877}{(2,3301)^2} \right) * 3522 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} = 568,90 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

El esfuerzo crítico que va sufrir el perfil es de 568,90 kg/cm².

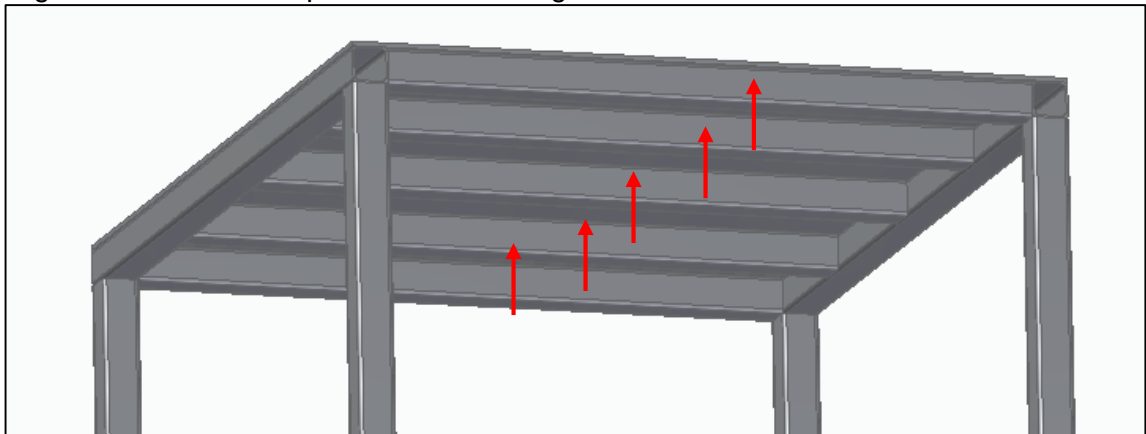
Reemplazando los valores en la ecuación de resistencia de diseño para elementos sometidos a compresión se obtiene:

$$Rd = 0.9 * 2,94 \text{ cm}^2 * 568,90 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} = 1505,3094 \text{ kg}$$

La resistencia de diseño es de 1505,3094 kg este valor es mayor que la carga mayorada a la que estarán sometidos los perfiles que es de 364 kg, es decir que los perfiles cuadrados que se comportan como columnas no sufrirán pandeo fácilmente.

Una vez determinado que los elementos que actúan como columnas en la estructura no van a presentar pandeo, se analizó los elementos que actúan como vigas. Como ya se había mencionado anteriormente se está analizando la parte de la estructura que soporta la tolva de almacenamiento llena de materia prima, los tornillos sin fin de alimentación y los motores paso a paso de los tornillos, puesto que es la parte más crítica de la estructura. Este soporte cuenta con 7 elementos que actúan como vigas, pero los más críticos son los que se muestran en la figura 99.

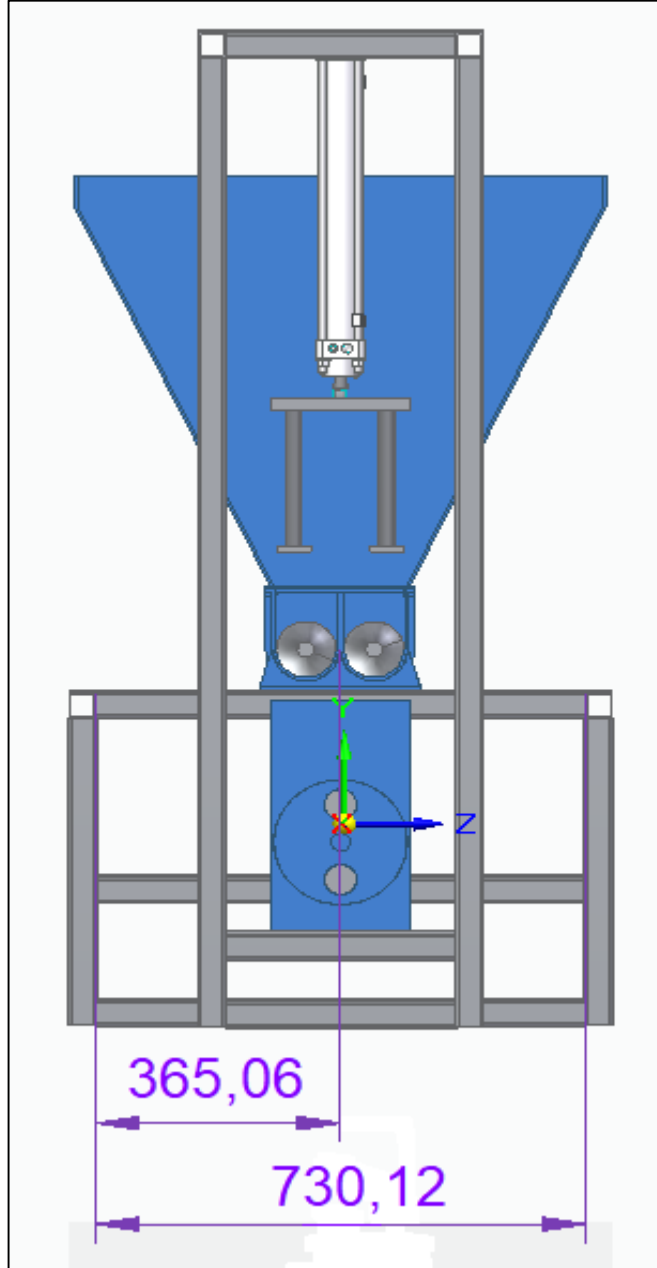
Figura 99. Elementos que actúan como vigas en la estructura



Fuente: elaboración propia con SolidEdge versión 2020

Los elementos que actúan como vigas señalados en la figura anterior se consideran los más críticos puesto que están sometidos a una carga axial debido al peso de los componentes de la máquina. La figura 100 muestra la vista frontal y la posición de los tornillos y la tolva de almacenamiento con el fin de evidenciar las medidas necesarias para analizar los componentes que actúan como vigas en la estructura.

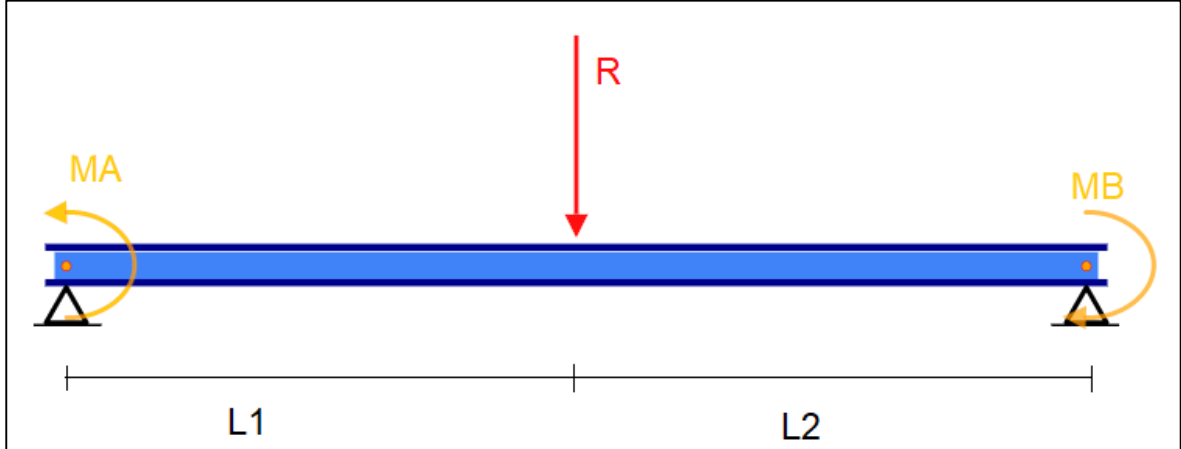
Figura 100. Vista frontal de la máquina



Fuente: elaboración propia con base en: SolidEdge versión 2020

Para realizar el análisis de los elementos que actúan como vigas, se consideró una sola viga AB empotrada en sus extremos, sometida la carga generada por el peso de la tolva llena de materia prima, los tornillos de alimentación y los motores paso a paso de los tornillos, en el centro de esta. Teniendo en cuenta las cotas mostradas en la figura 77 y la carga a la que estará sometida la viga se realizó el diagrama de cuerpo libre de la viga AB, el cual se muestra en la figura 101.

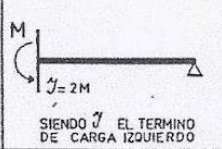
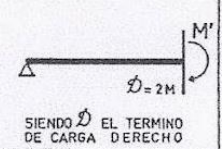
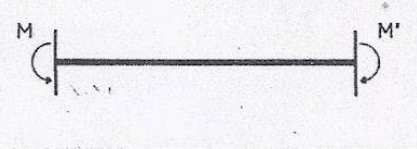
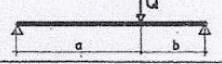
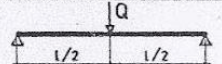
Figura 101. Diagrama de cuerpo libre de la viga AB



Fuente: elaboración propia con base en SkyCiv

Para hallar los momentos de empotramiento en la viga AB, se utilizaron las ecuaciones de empotramiento en ambos apoyos que se muestran en la imagen 103, esto debido a que la viga es estáticamente indeterminada.

Figura 102. Momentos de empotramiento para piezas de $I=CTE$

| | EMPOTRAMIENTO EN UN APOYO | | EMPOTRAMIENTO EN AMBOS APOYOS | |
|---|---|--|---|---------------------|
| |  |  |  | |
| | SIENDO δ EL TERMINO DE CARGA IZQUIERDO | SIENDO δ EL TERMINO DE CARGA DERECHO | | |
| CARGAS | M | M' | M | M' |
|  | $\frac{Qab}{2l^2} (l+b)$ | $\frac{Qab}{2l^2} (l+a)$ | $\frac{Qab}{l^2} b$ | $\frac{Qab}{l^2} a$ |
|  | $\frac{3}{16} Ql$ | $\frac{3}{16} Ql$ | $\frac{1}{8} Ql$ | $\frac{1}{8} Ql$ |

Fuente: UNIVERSIDAD DE LA REPÚBLICA URUGUAY. Estabilidad de las construcciones II. [en línea]. [consultado el 3 nov., del 2019]. Disponible en: http://www.fadu.edu.uy/estabilidad-ii/files/2012/06/Panorama-conceptual_Ficha-N%C2%B02-M%C3%A9todo-de-Cross.pdf

Teniendo en cuenta la figura anterior y como se dijo anteriormente la carga a la que estará soportada es de 260 Kg lo que equivale a 2550,6 N, el momento MA está determinado por la siguiente ecuación:

$$MA = \frac{1}{8} * Q * L$$

$$MA = \frac{1}{8} * 2550,6 \text{ N} * 0,73012 \text{ m} = 232,7805 \text{ Nm}$$

El momento en A (MA) es de 232,7805 Nm.

El momento MB está determinado por la siguiente ecuación:

$$MB = \frac{1}{8} * Q * L$$

$$MB = \frac{1}{8} * 2550,6 \text{ N} * 0,73012 \text{ m} = 232,7805 \text{ Nm}$$

El momento en A (MA) es de 232,7805 Nm.

Una vez determinados los momentos generados por el empotramiento de la viga, se determinó las reacciones en los apoyos de la misma. Teniendo en cuenta que L1 equivale a 365,06 mm y L2 también equivale a 365,06 mm se determinó la sumatoria de momentos en el punto C se obtuvo:

$$\sum M_c = 0$$

$$RB(0.73012m) - R(L1) = 0$$

$$RB(0.73012m) - (2550,6 \text{ N} * 0.36506 \text{ m}) = 0$$

$$RB = \frac{(2550,6 \text{ N} * 0.36506 \text{ m})}{0.73012 \text{ m}}$$

$$RB = 1275,3 \text{ N}$$

Una vez hallada la reacción en el punto B, se determinó la reacción en el punto A mediante la sumatoria de fuerzas en el eje "Y" y se obtuvo lo siguiente:

$$\sum F_y = 0$$

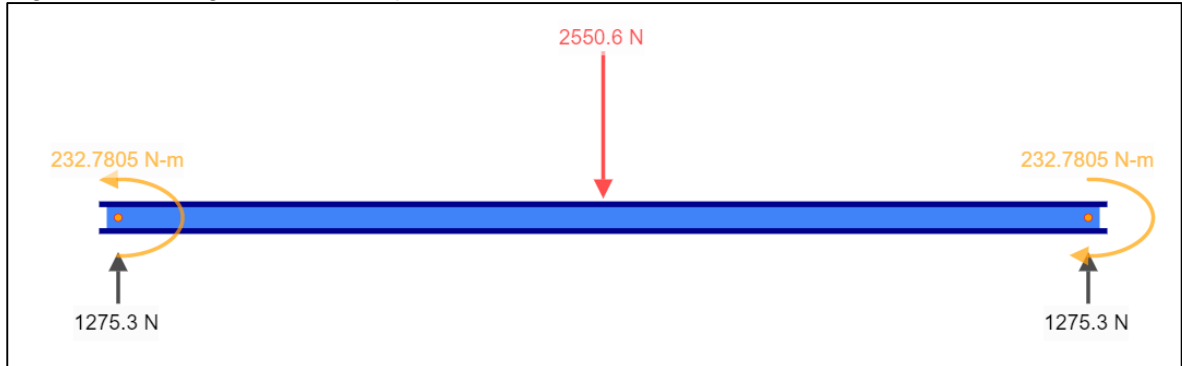
$$RA - R + RB = 0$$

$$RA = R - RB$$

$$RA = 2550,6 \text{ N} - 1275,3 \text{ N} = 1275,3 \text{ N}$$

La figura 103 muestra el diagrama de cuerpo libre de la viga AB con los valores de las reacciones y momentos que se producen debido a los apoyos.

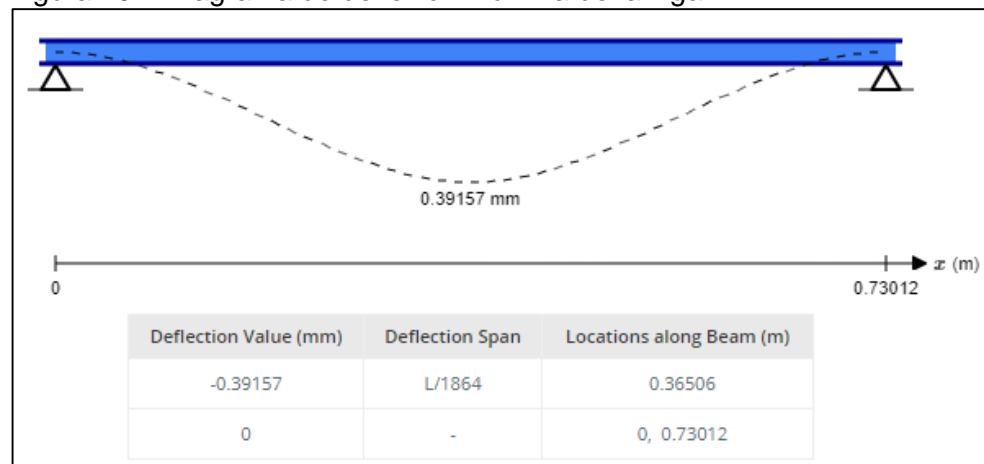
Figura 103. Diagrama de cuerpo libre-Reacciones



Fuente: elaboración propia con base en: software SkyCiv

Las fuerzas de reacción en los apoyos tanto en el punto A como en el punto B son de 1275,3 N. Teniendo en cuenta esto se realizó el diagrama de deflexión máxima de la viga, la cual equivale a 0,39157 mm. La figura 104 muestra el diagrama de deflexión máxima de la viga.

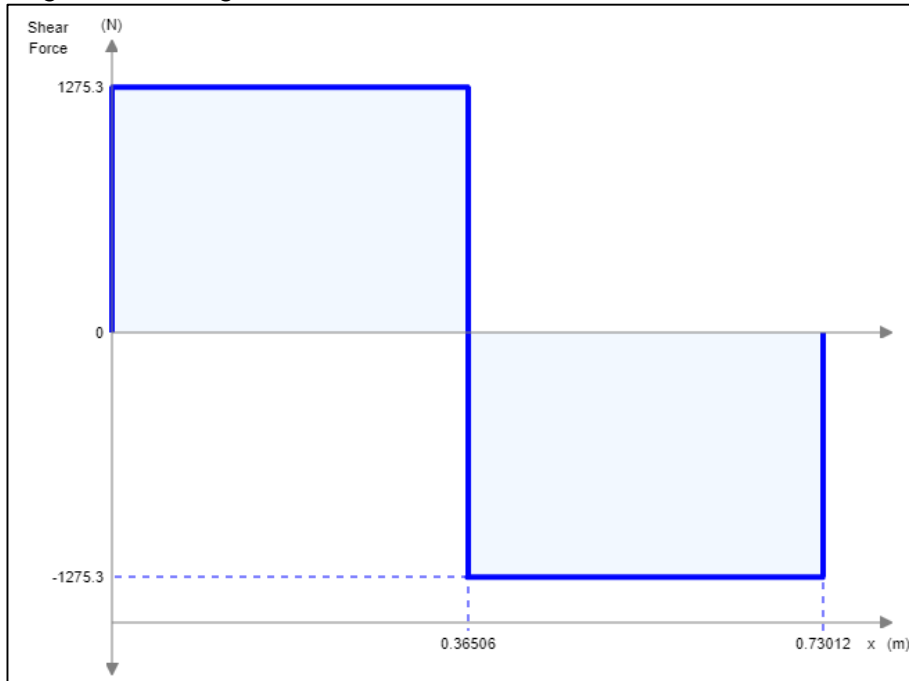
Figura 104. Diagrama de deflexión máxima de la viga



Fuente: elaboración propia con base en: software SkyCiv.

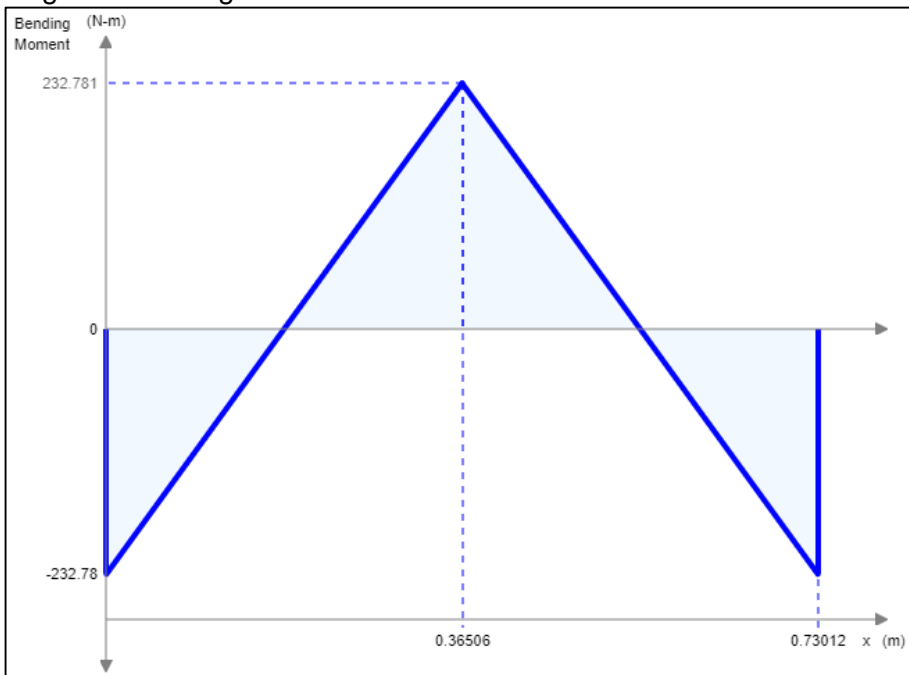
Adicionalmente también se realizó el diagrama de fuerza cortante y momento flector de la viga, con el fin de conocer el comportamiento de las cargas transversales y los apoyos. En las figuras 105 y 106 se muestran las gráficas ya mencionadas.

Figura 105. Diagrama de fuerza cortante



Fuente: elaboración propia con base en: software SkyCiv

Figura 106. Diagrama de momento flector

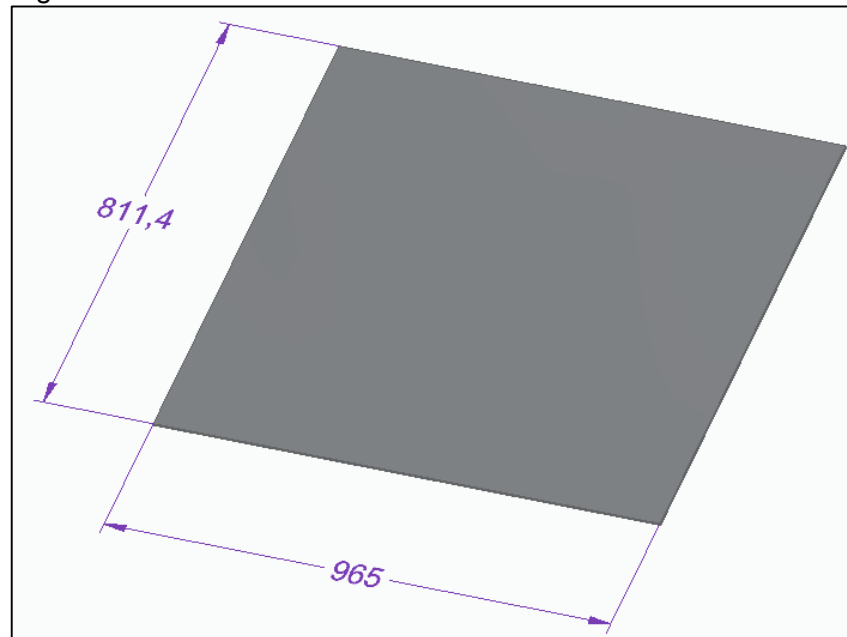


Fuente: elaboración propia con base en: software SkyCiv

De acuerdo a las imágenes anteriores se concluye que la que la fuerza cortante máxima es de 1275,3 N y el momento flector máximo de 232,781 Nm.

Además de los perfiles cuadrados, la parte de la estructura que se está analizando también cuenta con una lámina sobre los perfiles cuadrados, como una especie de banco de trabajo, la cual soportará los elementos de la máquina, esta lámina debe tener un espesor mínimo para que no vaya a sufrir algún tipo de pandeo. La imagen 107 muestra las dimensiones de la lámina.

Figura 107. Lámina estructural.



Fuente: elaboración propia con base en: software SolidEdge versión 2019

Para realizar este cálculo es necesario conocer el módulo elástico del material el cual está determinado en la figura 108.

Figura 108. Módulo elástico acero A500

| PESO NEGRO (kg/m) | ÁREA cm ² | FLEXIÓN | | |
|-------------------------|-------------------------|---|---|--|
| | | MOMENTO INERCIA I _x = I _y cm ⁴ | MÓDULO ELÁSTICO S _x = S _y cm ³ | RADIO DE GIRO r _x = r _y cm |
| 1,06 | 1,35 | 1,22 | 0,97 | 0,95 |
| 1,36 | 1,73 | 1,48 | 1,19 | 0,93 |
| 1,64 | 2,09 | 1,69 | 1,35 | 0,90 |
| 1,77 | 2,25 | 5,49 | 2,75 | 1,56 |
| 2,31 | 2,94 | 6,94 | 3,47 | 1,54 |
| 2,82 | 3,59 | 8,22 | 4,11 | 1,51 |

Fuente: COLMENA. Perfil Estructural Tubular. [en línea]. [consultado el 15 oct., de 2019]. Disponible en: http://www.tuboscolmena.com/web/fichas/ESTRUCTURAL_CERRADO.pdf

El esfuerzo admisible está determinado por la siguiente ecuación:

Ecuación 57. Esfuerzo actuante en la lámina

$$\sigma_{actuante} = \frac{M}{S}$$

Fuente: elaboración propia con base en apuntes de catedra de Estructuras

Dónde:

M = Momento flector

S = Modelo de selección del espesor

Reemplazando los valores se obtiene:

$$\sigma_{actuante} = \frac{232,7805 \text{ Nm}}{3,47 * 10^{-6} \text{ m}^3} = 67,083 \text{ Mpa}$$

Para hallar el espesor mínimo se despeja h de la ecuación.

$$S = \frac{M}{\sigma_{admisible}} = \frac{1}{6} * b * h^2$$

$$h = \sqrt{\frac{M}{\sigma_{admisible} * \frac{1}{6} * b}}$$

$$h = \sqrt{\frac{232,7805 \text{ Nm}}{67083717,58 \text{ Pa} * \frac{1}{6} * 0,965 \text{ m}}}$$

$$h = 4,6449 * 10^{-3} \text{ m} = 4,6449 \text{ mm}$$

El espesor mínimo que debe tener la lámina es de 4,644 mm, por lo que se selecciona una lámina de 3/16 de pulgada en acero estructural A36 del catálogo de productos de la empresa Aceromex. La imagen 109 muestra la selección de la lámina

Figura 109. Láminas de acero estructural A36

| Espesor | | | Peso | | Peso teórico por placa (kg.) | | | | | | | | | | |
|---------|-----------|------|---------------------|----------------------|------------------------------|-------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|
| | | | | | Medidas | | | | | | | | | | |
| Pulg. | Milésimas | mm. | kg./m. ² | kg./pie ² | 3'x6' | 3'x8' | 3'x10' | 4'x8' | 4'x10' | 5'x10' | 5'x15' | 5'x20' | 6'x10' | 6'x20' | 8'x20' |
| 3/16" | 188 | 4.76 | 37.39 | 3.47 | 62.52 | 83.36 | 104.20 | 111.14 | 138.93 | 173.66 | 260.49 | 347.32 | 208.39 | 416.79 | 555.72 |

Fuente: ACEROMEX. Catálogo de productos. [en línea]. [consultado el 8 nov., del 2019]. Disponible en: https://www.aceromex.com/assets/Aceromex_Catalogo.pdf

3.3.1 Determinación de la soldadura del sistema estructural. Teniendo en cuenta que los perfiles cuadrados y las láminas que conforman la estructura de la máquina estarán soldados, se determinó el tamaño de la soldadura y el tipo de electrodo que debe usarse. Para realizar este cálculo se tuvo en cuenta los elementos más críticos de la estructura, los cuales se mencionaron anteriormente, y las cargas a las que estará sometida la soldadura que unirá estos elementos.

Las cargas a las que estará sometida la soldadura son carga por flexión y cortante directa, las cuales están determinadas por las siguientes ecuaciones:

Ecuación 58. Cortante directo

$$f_s = \frac{V}{A_w}$$

Fuente: NORTON, Robert L. Diseño de máquinas. México: Pearson Educación, 2011. Cuarta edición. 888p. ISBN: 978-607-32-0589-4

Dónde:

V = Fuerza cortante
Aw = Factor geométrico

Ecuación 59. Carga por flexión

$$f_b = \frac{M}{S_w}$$

Fuente: NORTON, Robert L. Diseño de máquinas. México: Pearson Educación, 2011. Cuarta edición. 888p. ISBN: 978-607-32-0589-4

Dónde:

M = Fuerza de flexión
Sw = Factor geométrico

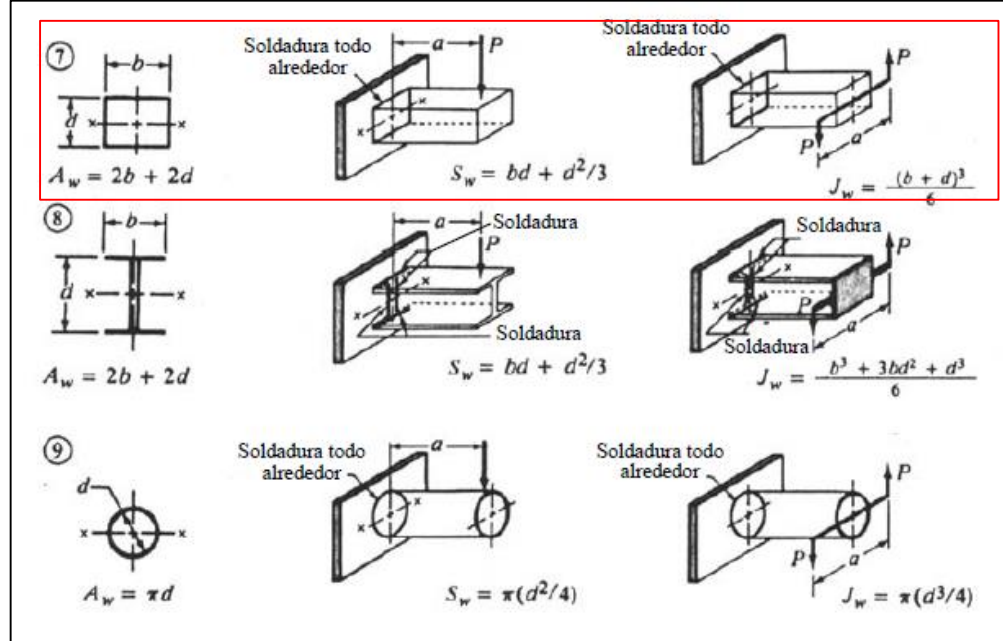
Los factores geométricos Aw y Sw están determinados en la figura 110. Teniendo en cuenta que los perfiles cuadrados son de 40x40 mm lo que equivale a 1,5748x1,5748 in y reemplazando los valores en las ecuaciones de obtiene:

$$A_w = 2b + 2d = (2 * 1,5748 \text{ in}) + (2 * 1,5748 \text{ in}) = 6,2992 \text{ in}$$

$$S_w = b * d + \frac{d^2}{3} = 1,5748 \text{ in} * 1,5748 \text{ in} + \frac{(1,5748 \text{ in})^2}{3} = 3,3066 \text{ in}^2$$

El factor geométrico Aw equivale a 6,2992 in y el factor geométrico Sw equivale a 3,3066 in².

Figura 110. Factores geométricos - soldadura perfiles cuadrados



Fuente: NORTON, Robert L. Diseño de máquinas. México: Pearson Educación, 2011. Cuarta edición. 888p. ISBN: 978-607-32-0589-4

Una vez determinado los factores geométricos y teniendo en cuenta que la carga a la que estará sometida la parte de la estructura más crítica es de 260 kg lo que equivale a 573,202 lbs, se reemplazan los valores en las ecuaciones de cortante directo y carga por flexión y se obtiene lo siguiente:

$$f_s = \frac{573,202 \text{ lbs}}{6,2992 \text{ in}} = 90,995 \text{ lbs/in}$$

$$f_b = \frac{573,202 \text{ lbs} * 14,3976 \text{ in}}{3,3066 \text{ in}^2} = 2495,8365 \text{ lbs/in}$$

La carga de cortante directa es de 90,995 lbs/in y la carga por flexión es de 2495,8365 lbs/in, para determinar la carga total a la que estará sometida la soldadura se realiza una sumatoria de las cargas calculadas anteriormente de la siguiente manera:

$$f_R = \sqrt{f_s^2 + f_b^2} = \sqrt{\left(90,995 \frac{\text{lbs}}{\text{in}}\right)^2 + \left(2495,8365 \frac{\text{lbs}}{\text{in}}\right)^2} = 2497,4947 \text{ lbs/in}$$

La carga total a la que estará sometida la soldadura es de 2497,4947 lbs/in.

Utilizando un electrodo E70 el cual tiene un esfuerzo permisible de $0,30(70000) = 21000$ psi se determina el tamaño de la soldadura requerido con la siguiente

ecuación:

Ecuación 60. Lado requerido para el cordón de la soldadura

$$w = \frac{\text{Carga máxima sobre la soldadura}}{\text{Esfuerzo permisible}}$$

Fuente: NORTON, Robert L. Diseño de máquinas. México: Pearson Educación, 2011. Cuarta edición. 888p. ISBN: 978-607-32-0589-4




Reemplazando los valores en la ecuación se obtiene:

$$w = \frac{2497,4947 \text{ lbs/in}}{21000 \text{ lbs/in}^2} = 0,118928 \text{ in}$$

El tamaño mínimo requerido para la soldadura es de 0,118928 pulgadas, teniendo en cuenta esto se selecciona un cordón de soldadura de 3/16 de pulgada para soldar perfiles cuadrados de 40x40 mm con un espesor de 2 mm.

3.3.2 Cálculo de los pernos de sujeción. Como ya se había dicho anteriormente cada uno de los elementos que conforman la máquina estarán soportados por la estructura diseñada anteriormente, además cada uno de ellos estarán ajustados mediante pernos de sujeción. Para realizar el cálculo de los pernos de sujeción, primero debe seleccionarse la calidad del perno, el tamaño de la rosca y el material de este. La figura 111 muestra la selección de los pernos de sujeción.

Figura 111. Propiedades mecánicas de pernos

| Clase de propiedad | Intervalo de tamaños, inclusive | Resistencia de prueba mínima, [†] MPa | Resistencia mínima a la tensión, [†] MPa | Resistencia mínima a la fluencia, [†] MPa | Material | Marca en la cabeza |
|--------------------|---------------------------------|--|---|--|---|---|
| 4.6 | M5-M36 | 225 | 400 | 240 | Acero de bajo o medio carbono |  |
| 4.8 | M1.6-M16 | 310 | 420 | 340 | Acero de bajo o medio carbono |  |
| 5.8 | M5-M24 | 380 | 520 | 420 | Acero de bajo o medio carbono |  |
| 8.8 | M16-M36 | 600 | 830 | 660 | Acero de medio carbono, T y R |  |
| 9.8 | M1.6-M16 | 650 | 900 | 720 | Acero de medio carbono, T y R |  |
| 10.9 | M5-M36 | 830 | 1 040 | 940 | Acero martensítico de bajo carbono, T y R |  |
| 12.9 | M1.6-M36 | 970 | 1 220 | 1 100 | Acero aleado, T y R |  |

Fuente: BUDYNAS G., RICHARD. NISBETT, KEITH. Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley. 8 ed. México, McGrawHill, 2008. 419p. ISBN: 978-970-10-6404-7.

La calidad de perno que se seleccionó es 9.8, con un diámetro de rosca de 10 mm y un acero de medio carbono templado y revenido el cual tiene una resistencia mínima a la fluencia Sy_3 de 720 MPa. Teniendo las características del perno seleccionado, se seleccionó el material del mismo, siendo un acero ASTM 325 Tipo 1 de medio carbono templado y revenido, indicado para la aplicación. La figura 112 muestra la selección del material del perno.

Figura 112. Especificaciones ASTM para aceros al carbono

| Designación ASTM núm. | Intervalo de tamaños, inclusive, pulg | Resistencia de prueba mínima,* kpsi | Resistencia mínima a la tensión,* kpsi | Resistencia mínima a la fluencia,* kpsi | Material | Marca en la cabeza |
|-----------------------|---|-------------------------------------|--|---|---|--------------------|
| A307 | $\frac{1}{4}$ - $1\frac{1}{2}$ | 33 | 60 | 36 | Acero de bajo carbono | |
| A325, tipo 1 | $\frac{1}{2}$ -1 $1\frac{1}{8}$ - $1\frac{1}{2}$ | 85 74 | 120 105 | 92 81 | Acero de medio carbono, T y R | |
| A325, tipo 2 | $\frac{1}{2}$ -1 $1\frac{1}{8}$ - $1\frac{1}{2}$ | 85 74 | 120 105 | 92 81 | Acero martensítico de bajo carbono, T y R | |

Fuente: BUDYNAS G., RICHARD. NISBETT, KEITH. Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley. 8 ed. México, McGrawHill, 2008. 419p. ISBN: 978-970-10-6404-7.

Teniendo en cuenta la teoría de la energía de distorsión se determina la resistencia máxima que pueden soportar los pernos mediante la siguiente ecuación:

Ecuación 61. Resistencia máxima a fuerza cortante de los pernos

$$S_{sy} = 0.577 S_{y3}$$

Fuente: BUDYNAS G., RICHARD. NISBETT, KEITH. Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley. 8 ed. México, McGrawHill, 2008. 419p. ISBN: 978-970-10-6404-7.

Dónde:

S_{y3} = Resistencia mínima de fluencia de los pernos

Reemplazando los valores en la ecuación se obtiene:

$$S_{sy} = 0.577(720 \text{ Mpa})$$

$$S_{sy} = 415,44 \text{ Mpa}$$

El área de sección transversal de la rosca está determinada por:

$$A_s = \left(\frac{\pi}{4} (10 \text{ mm})^2 \right)$$

$$A_s = 78,5398 \text{ mm}^2$$

La fuerza generada en el perno está determinada por la siguiente ecuación:

Ecuación 62. Fuerza generada en el perno

$$F_s = \frac{A_s * S_{sy}}{F.S}$$

Fuente: BUDYNAS G., RICHARD. NISBETT, KEITH. Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley. 8 ed. México, McGrawHill, 2008. 419p. ISBN: 978-970-10-6404-7

Dónde:

A_s = Área transversal de la rosca del perno

F_s = Fuerza cortante generada en el perno

$F.S$ = Factor de seguridad.

Reemplazando los valores en la ecuación se obtiene:

$$F_s = \frac{78,5398 \text{ mm}^2 \times (415.44) \text{ Mpa}}{3}$$

$$F_s = 10876,1915 \text{ N}$$

Se tomo un factor de seguridad de 3 debido a que el esfuerzo al que puede estar sometido el material es de 240 Mpa. El siguiente cálculo lo confirma:

Ecuación 63. Esfuerzo permisible del perno

$$\sigma_{\text{permisible}} = \frac{\sigma_{\text{Fluencia}}}{F.S}$$

Fuente: BUDYNAS G., RICHARD. NISBETT, KEITH. Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley. 8 ed. México, McGrawHill, 2008. 419p. ISBN: 978-970-10-6404-7.

Dónde:

σ_{Fluencia} = Esfuerzo de fluencia del material

$F.S$ = Factor de seguridad.

Reemplazando los valores en la ecuación se obtiene:

$$\sigma_{permisible} = \frac{720 \text{ Mpa}}{3}$$

$$\sigma_{permisible} = 240 \text{ Mpa}$$

Para saber si el perno va a resistir el esfuerzo permitido por el material, se divide la fuerza cortante ejercida sobre él entre el área transversal del mismo y se obtiene lo siguiente:

$$\sigma_{permisible} > \frac{Fs}{As}$$

$$\sigma_{permisible} > \frac{10876,1915 \text{ N}}{78,5398 \text{ mm}^2}$$

$$240 \text{ Mpa} > 138.479 \text{ Mpa}$$

El esfuerzo cortante que se va a generar (138.479 Mpa) sobre el perno no supera el permitido (240 Mpa), lo que determina que no existirá ruptura del mismo.

3.4 SISTEMA DE CONTROL

Este sistema es el encargado de controlar cada uno de los componentes mecánicos e hidráulicos que componen la máquina para su correcto funcionamiento y desempeño, dicho control será programado y gobernado mediante un Controlador Lógico Programable (PLC) de la marca Mitsubishi, el cual es un dispositivo que actúa como el “cerebro” de la máquina ya que en él se programan las acciones de control automáticamente que debe realizar la máquina para que no sea necesaria la intervención del operario, dicho dispositivo activa y desactiva los componentes de la máquina para la ejecución de la tarea requerida.

El PLC está diseñado para múltiples señales de entrada y de salida, en el caso de la programación de esta máquina se requiere que el PLC cuente con mínimo 9 entradas y 7 salidas

Los dispositivos que conforman el grupo de las entradas son los siguientes:

- Interruptor: (2 unidades) es un dispositivo eléctrico utilizado para realizar la función de encendido (on) / apagado (off) desde un mando, su funcionamiento consiste en dejar o no pasar la corriente. Los interruptores se utilizarán para el encendido de la máquina y para pararla en caso de emergencia o cuando se lo requiera.

- Final de carrera: (4 unidades) es un dispositivo eléctrico de tipo sensor que detecta la posición de un elemento móvil mediante accionamiento mecánico, se utilizarán para indicar la culminación de los recorridos tanto de entrada como de salida de los dos cilindros hidráulicos.
- Encoder: es un transductor rotativo, que mediante una señal eléctrica indica la posición angular de un eje, son usualmente utilizados en aplicaciones como la robótica, corte a medida, trazadores, empaquetadoras, entre otros. El encoder en este caso será empleado para medir la rotación de los tornillos sin fin de alimentación y el giro del plato de compactación y extracción.

Los dispositivos que conforman el grupo de las salidas son los siguientes:

- Solenoide: (7 unidades) es una bobina que genera un campo magnético de gran intensidad. Los solenoides se utilizarán para la apertura y el cierre de las válvulas, por medio de pulsos eléctricos que serán enviados por el PLC.
- Motor eléctrico paso a paso: (3 unidades) es un dispositivo electromecánico que se caracteriza por sus desplazamientos angulares discretos lo que permite ser utilizado en mecanismos que requieren precisión, están compuesto por dos partes, la primera el estator la cual es la parte del motor que no se mueve y en donde están ubicadas las bobinas y la segunda es el rotor la cual es la parte que se mueve y está compuesta por imanes.

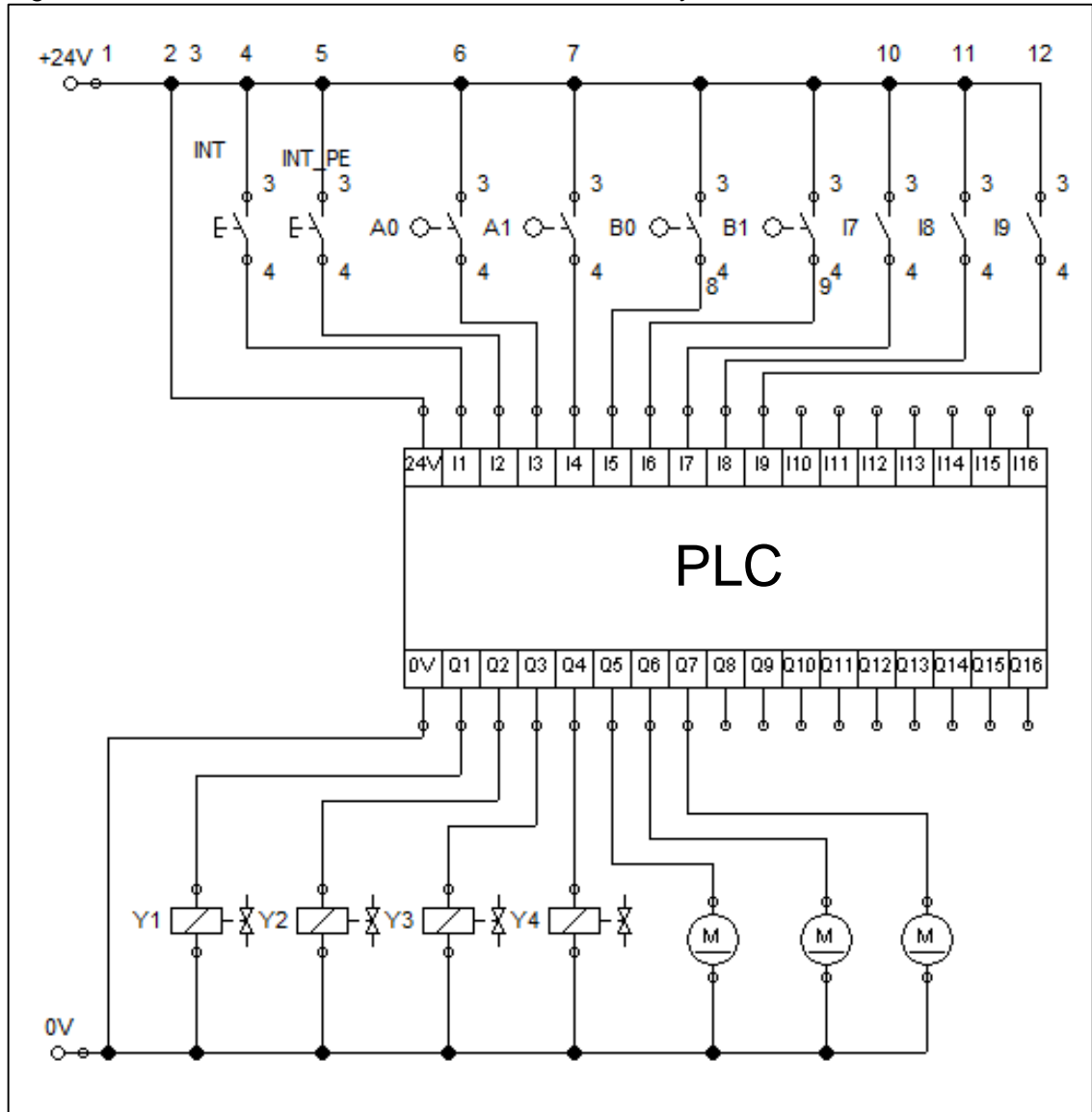
La configuración de las conexiones de estos elementos tanto los de entrada como los de salida, y sus respectivas designaciones se muestran en el cuadro 7 y en la figura 113.

Cuadro 7. Designaciones de los elementos de entrada y salida del PLC

| ENTRADAS | | | SALIDAS | | |
|----------|--------|-----------------------|---------|-------|--------------|
| PUERTO | MARCA | DESCRIPCION | PUERTO | MARCA | DESCRIPCION |
| I1 | INT | Interruptor encendido | Q1 | Y1 | Solenoide A+ |
| I2 | INT_PE | Interruptor parado | Q2 | Y2 | Solenoide B+ |
| I3 | A0 | Final de carrera A0 | Q3 | Y3 | Solenoide A- |
| I4 | A1 | Final de carrera A1 | Q4 | Y4 | Solenoide B- |
| I5 | B0 | Final de carrera B0 | Q5 | Y6 | Motor M1 |
| I6 | B1 | Final de carrera B1 | Q6 | Y7 | Motor M2 |
| I7 | I7 | Encoder tornillo1 | Q7 | Y8 | Motor M3 |
| I8 | I8 | Encoder tornillo2 | | | |
| I9 | I9 | Encoder plato | | | |

Fuente: elaboración propia

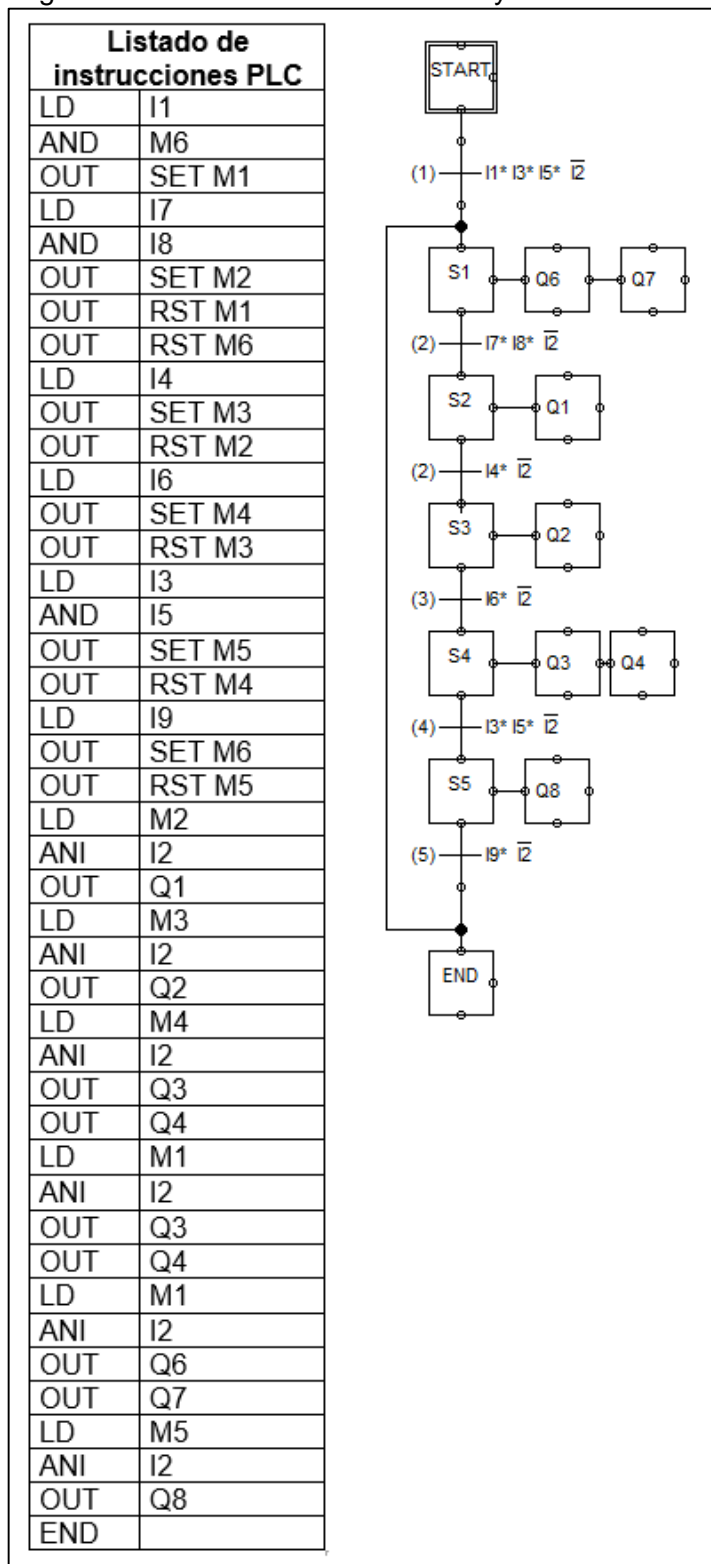
Figura 113. Conexiones de los elementos de entrada y salida al PLC



Fuente: elaboración propia utilizando el programa FluidSim

Teniendo en cuenta el diseño funcional de la máquina propuesta en el numeral 2.3, se programó el PLC mediante la secuencia descrita en el diagrama funcional de procesos de automatización GRAFCET mostrado en la imagen 114, adicionalmente también se muestra el listado de instrucciones de la programación del PLC.

Figura 114. Listado de instrucciones y GRAFCET



Fuente: elaboración propia

En la figura 115 se muestra el plano de las conexiones eléctricas deben realizarse para el sistema de control; en este plano se encuentran cada uno de los elementos que están conectados al PLC.

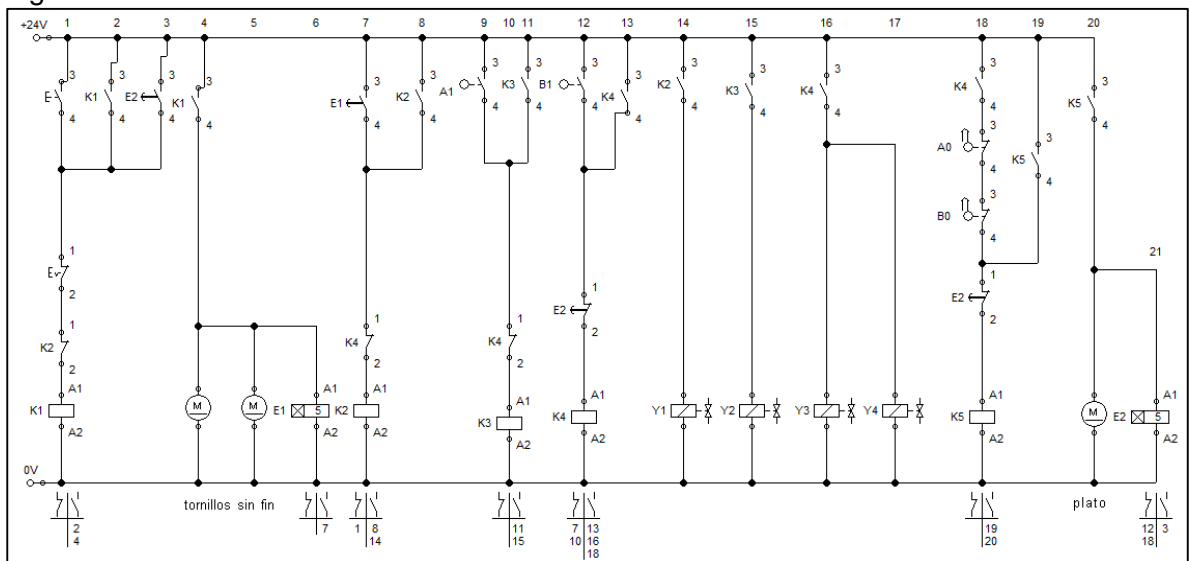
Se debe tener en cuenta que las marcas nombradas con la inicial “E” seguido de un número hacen referencia al encoder.

Los elementos con la inicial “K” seguido de un número hacen referencia a los relés.

Los elementos con la inicial “Y” seguido de un numero hacen referencia a los solenoides que dan control a las electroválvulas.

Los motores son los elementos redondos con la letra “M”.

Figura 115. Plano eléctrico del sistema de control

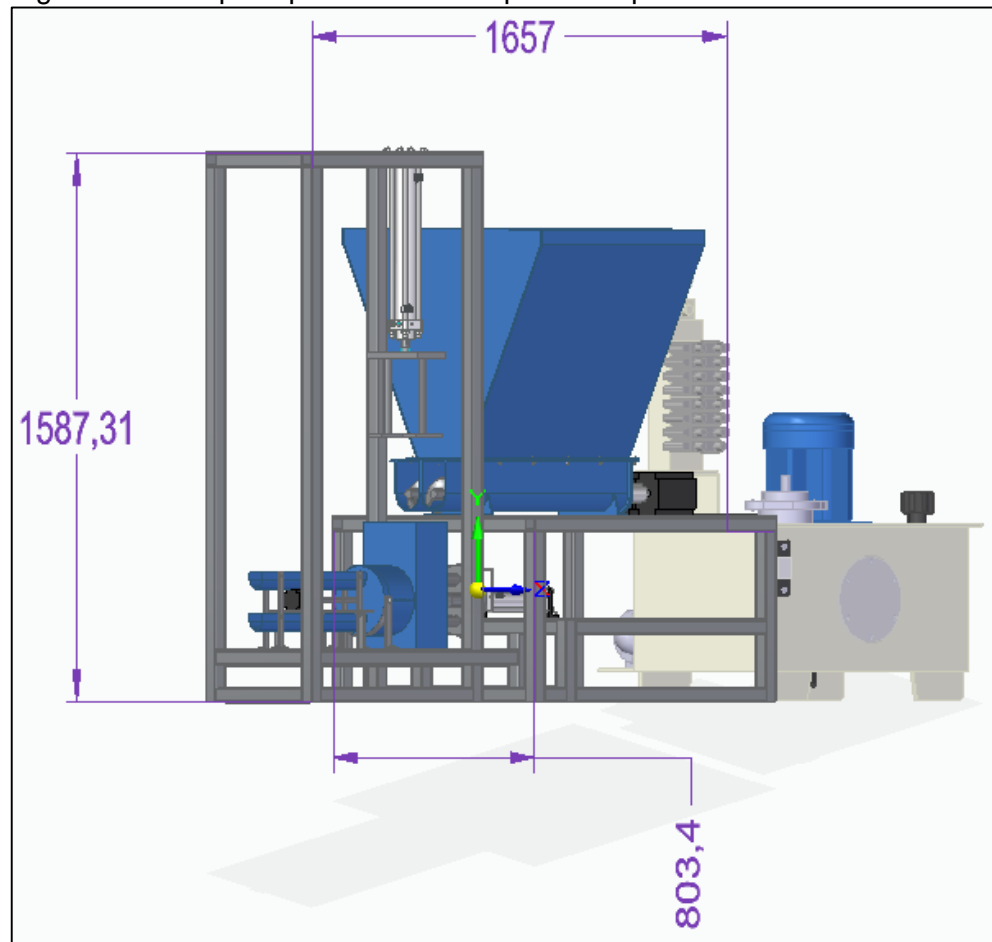


Fuente: elaboración propia.

4. MANUAL DE ENSAMBLE, OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO DE LA MÁQUINA Y PLAN DE MANEJO Y DISPOSICIÓN FINAL DE LOS RESIDUOS QUE SE GENERARÍAN AL MOMENTO DE LA FABRICACIÓN DE LAS BRIQUETAS

4.1 MANUAL DE ENSAMBLE DE LA MÁQUINA

Figura 116. Máquina para fabricar briquetas de posos de café



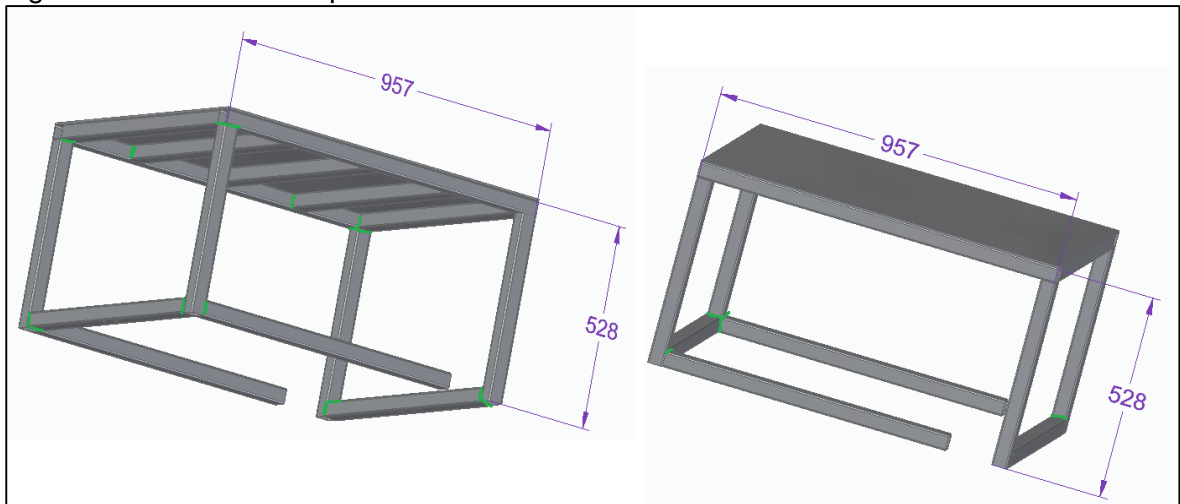
Fuente: elaboración propia

La figura 116 representa la posición correcta en la que debe ir instalada la máquina sobre la estructura; antes de realizar el ensamble se debe verificar que el lugar donde se va a instalar esté listo, limpio y cuente con las medidas requeridas para que la máquina pueda ser instalada y además sobre un espacio prudente para que el operario o el encargado de operarla y realizar el mantenimiento de la misma pueda moverse libremente y realizar las actividades. Una vez se determine el espacio, se debe acudir a una persona que tenga conocimiento de cómo realizar la instalación adecuadamente para que la realice o esté a cargo de la supervisión de la misma. A continuación, se describirá paso a paso el orden y la manera adecuada

con la que deberá instalarse la máquina.

Paso 1. Ensamble del sistema estructural. Teniendo en cuenta que la estructura cuenta con cuatro soportes unidos entre sí, en este paso primero se deben fijar los perfiles cuadrados de 40x40x2 mm, cuatro en forma vertical y once en forma horizontal, finalmente se fija la placa estructural para formar el soporte 1 el cual soportará los tornillos sin fin de alimentación, la tolva de almacenamiento y los motores paso a paso que dará la rotación a los tornillos sin fin. Cada unión debe realizarle por medio de soldadura con un electrodo AWS E7018. Las posiciones y las medidas tanto de los perfiles cuadrados como de la lámina que deben unirse para este soporte se encuentran en los planos correspondientes a la estructura. La figura 117 muestra la manera correcta de ensamblar el soporte 1.

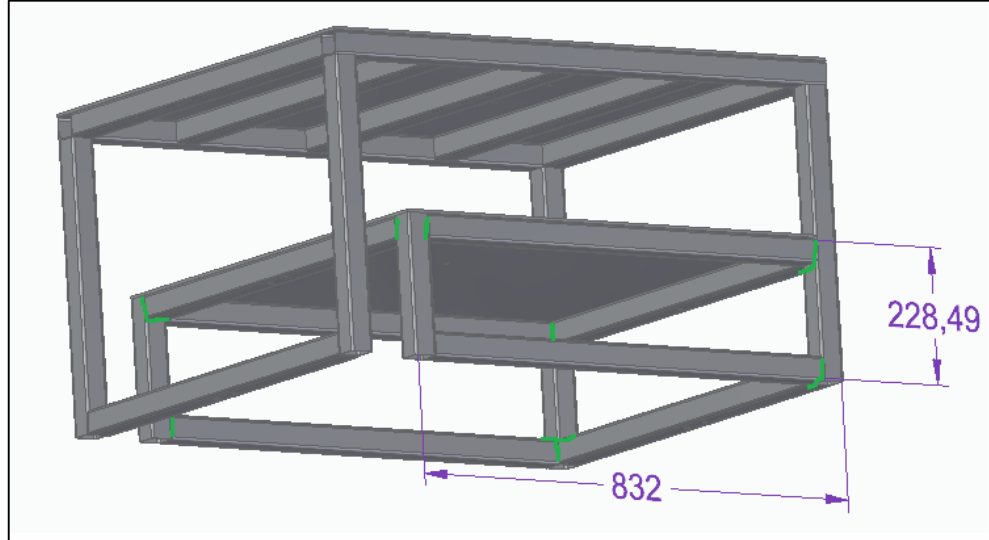
Figura 117. Ensamble soporte 1



Fuente: elaboración propia

Luego de fijar el soporte 1, debe fijarse el soporte 2, el cual soportará el cilindro hidráulico de compresión. Al igual que en el soporte 1, se deben fijar los perfiles cuadrados de 40x40x2 mm, dos en forma vertical y siete en forma horizontal, posteriormente la placa estructural. Cada unión debe realizarle por medio de soldadura con un electrodo AWS E7018. Las posiciones y las medidas tanto de los perfiles cuadrados como de la lámina que deben unirse para este soporte se encuentran en los planos correspondientes a la estructura. La figura 118 muestra la manera correcta de ensamblar el soporte 1.

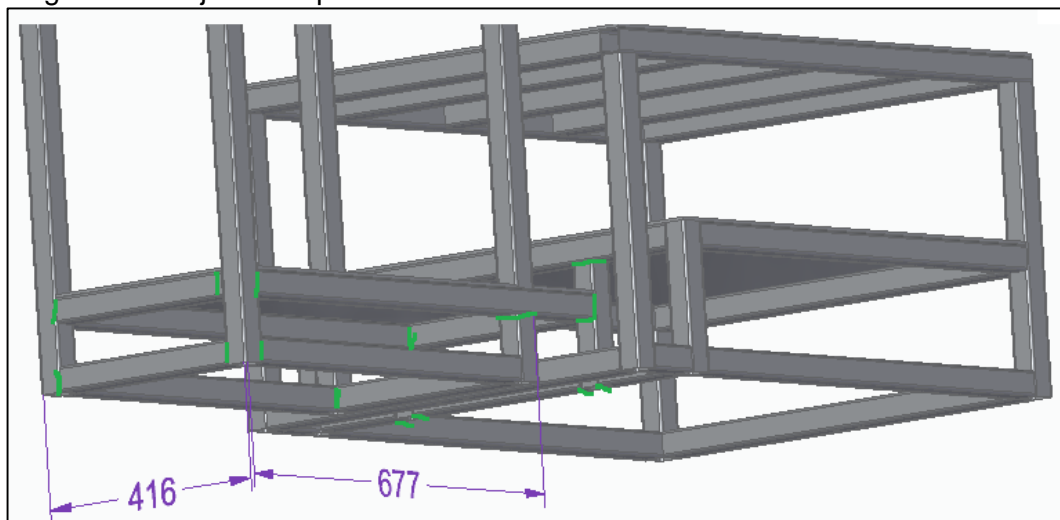
Figura 118. Ensamble soporte 2



Fuente: elaboración propia

Luego de fijar el soporte 2, debe fijarse el soporte 3, el cual soportará la cámara de compactación, el plato de compactación y extracción, la placa de compactación, y el motor paso a paso que le dará la rotación al plato de compactación y extracción. Al igual que en el soporte 1 y 2, se deben fijar los perfiles cuadrados de 40x40x2 mm, ocho en forma vertical y trece en forma horizontal, posteriormente la placa estructural. Cada unión debe realizarle por medio de soldadura con un electrodo AWS E7018. Las posiciones y las medidas tanto de los perfiles cuadrados como de la lámina que deben unirse para este soporte se encuentran en los planos correspondientes a la estructura. La figura 119 muestra la manera correcta de ensamblar el soporte 3.

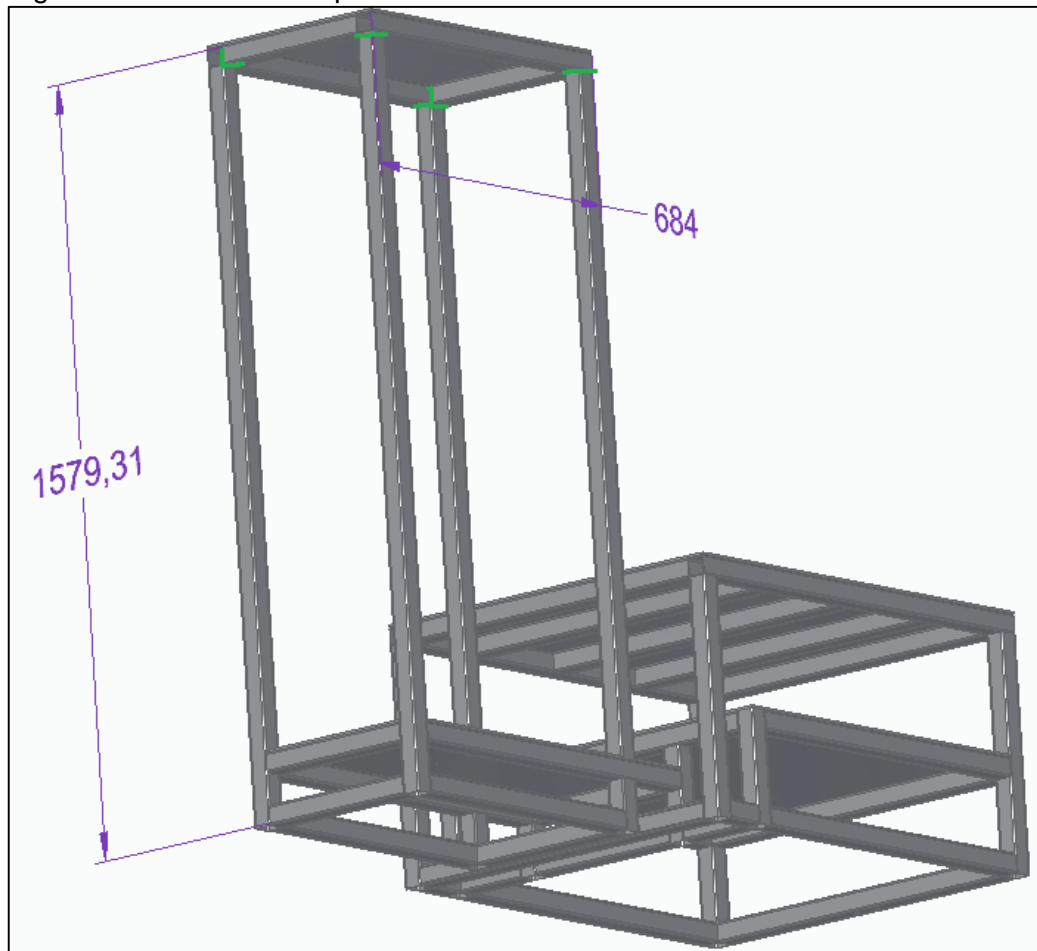
Figura 119. Fijación soporte 3



Fuente: elaboración propia

Luego de fijar el soporte 3, debe fijarse el soporte 4, el cual soportará el cilindro hidráulico de pre-compresión. Al igual que en el soporte 1, 2 y 3, se deben fijar los perfiles cuadrados de 40x40x2 mm, dos en forma vertical y cuatro en forma horizontal, posteriormente la placa estructural. Cada unión debe realizarle por medio de soldadura con un electrodo AWS E7018. Las posiciones y las medidas tanto de los perfiles cuadrados como de la lámina que deben unirse para este soporte se encuentran en los planos correspondientes a la estructura. La figura 120 muestra la manera correcta de ensamblar el soporte 4.

Figura 120. Ensamble soporte 4

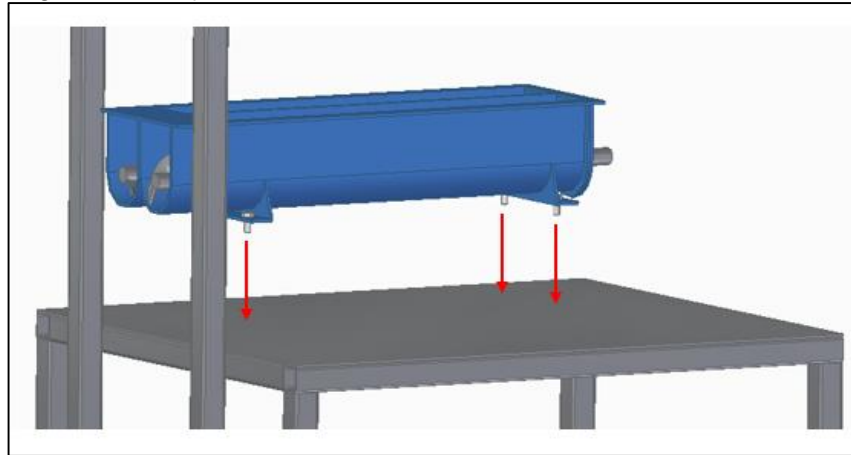


Fuente: elaboración propia

Paso 2. Fijación de los tornillos sin fin de alimentación. En este paso primero deben posicionarse las bases de los tornillos sin fin de alimentación en el soporte 1 de la estructura de acuerdo a los agujeros de referencia que se encuentran en la placa estructural. Posteriormente deben fijarse por medio de pernos de sujeción de calidad 9.8, diámetro de rosca de 10 mm (M10) y longitud de 25 mm. Estos pernos deben ajustarse de manera correcta para garantizar una buena sujeción y que los tornillos sin fin de alimentación puedan trabajar de manera correcta sin sufrir ningún

tipo de deslizamiento. En la imagen 121 se muestra la manera correcta de fijar los tornillos sin fin de alimentación.

Figura 121. Fijación tornillos sin fin de alimentación



Fuente: elaboración propia

Paso 3. Fijación tolva de almacenamiento. La tolva de almacenamiento debe fijarse encima de los canales de los tornillos sin fin de alimentación, por lo que primero debe posicionarse la base de la tolva en la parte superior de los canales de los tornillos sin fin de alimentación y posteriormente se debe fijar por medio de pernos de sujeción de calidad 9.8, diámetro de la rosca de 5 mm (M5) y longitud de 12 mm. Se debe seguir la misma recomendación para los pernos del paso anterior. La figura 122 muestra la manera correcta de fijar la tolva de almacenamiento.

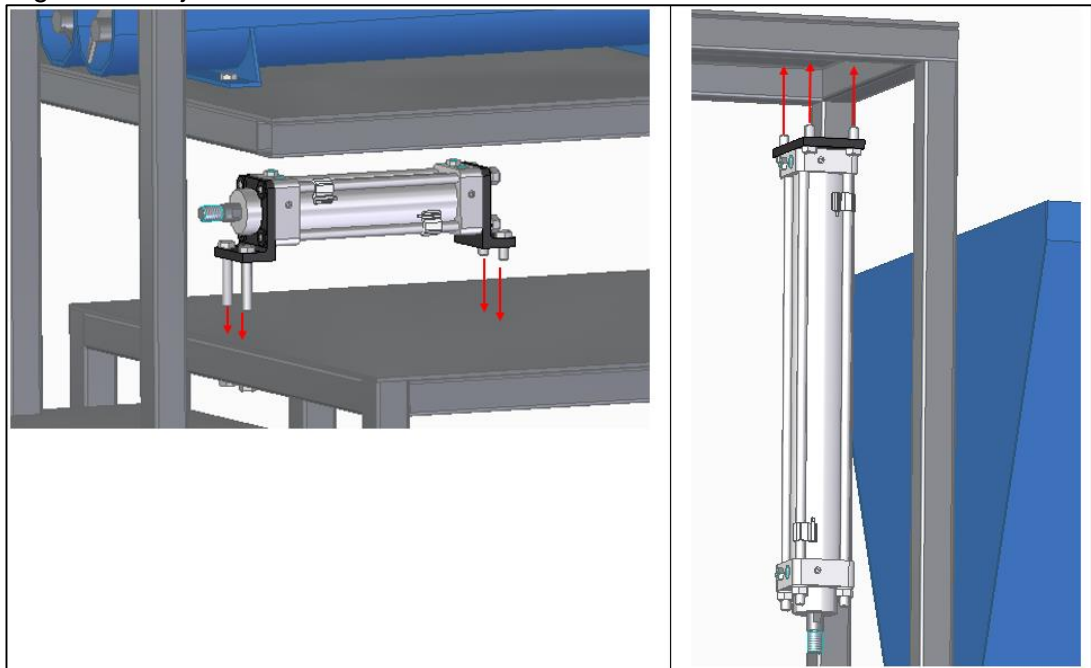
Figura 122. Fijación tolva de almacenamiento



Fuente: elaboración propia

Paso 4. Fijación de los cilindros hidráulicos. Los cilindros hidráulicos de compresión y pre-compresión deben fijarse en los soportes 2 y 4 respectivamente, por lo que primero debe ubicarse los soportes del cilindro hidráulico de compresión y pre compresión en el soporte 2 y 4 de acuerdo a los agujeros guía que se encuentran en las placas estructurales de dichos soportes, posteriormente deben fijarse cada uno de estos mediante pernos de sujeción de calidad 9.8, diámetro de rosca de 10 mm (M10) y longitud 25 mm en la parte trasera y 65 mm en la parte delantera. Estos pernos deben ajustarse de manera correcta para garantizar una buena sujeción y que los cilindros hidráulicos puedan trabajar de manera correcta sin sufrir ningún tipo de deslizamiento. En la imagen 123 se muestra la manera correcta de fijar los cilindros hidráulicos.

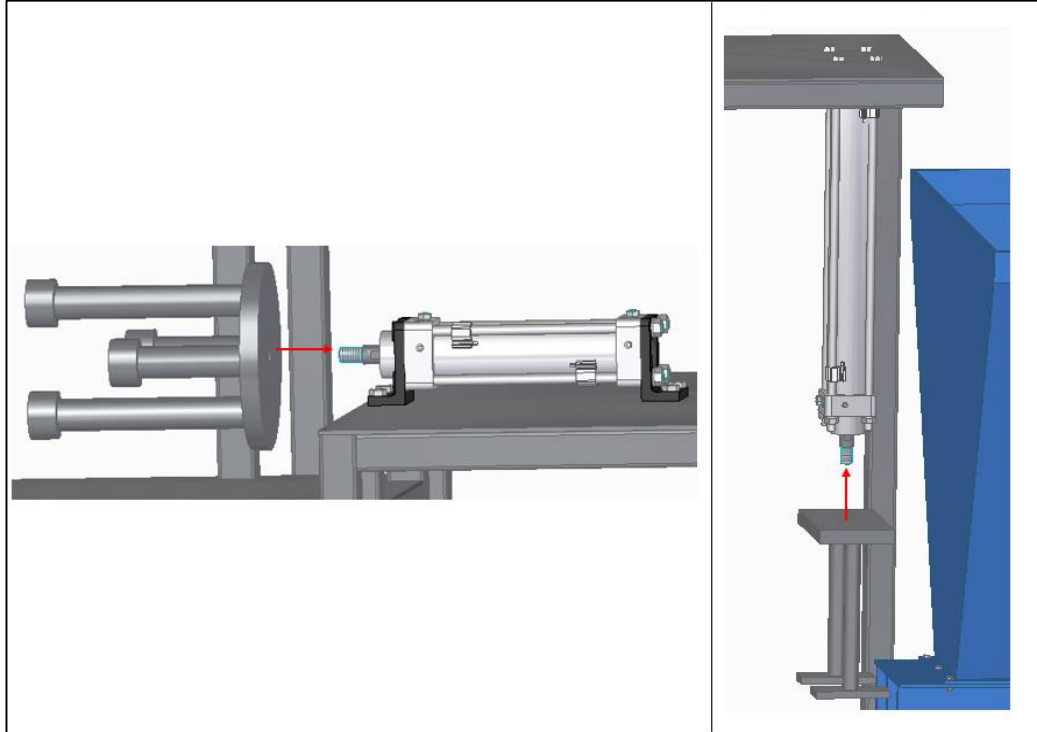
Figura 123. Fijación cilindros hidráulicos



Fuente: elaboración propia

Paso 5. Instalación pieza de compactación y pieza de acomodamiento. La pieza de compactación deberá ir adaptada en el extremo del vástago del cilindro hidráulico de compactación y la pieza de acomodamiento deberán ir en el extremo del vástago del cilindro hidráulico de pre-compresión. Por este motivo, se deberá ubicar el agujero roscado guía de cada una de las placas principales de cada pieza en frente de los extremos de los vástagos de cada uno de los cilindros hidráulicos, posteriormente se debe enroscar cada pieza hasta que tengan la posición correcta de acuerdo a los planos de cada una de las piezas. Adicionalmente, el encargado de instalar estas piezas debe asegurarse que queden bien ajustadas para que puedan trabajar de manera correcta. La figura 124 muestra la manera correcta de instalar la pieza de compactación y la pieza de acomodamiento.

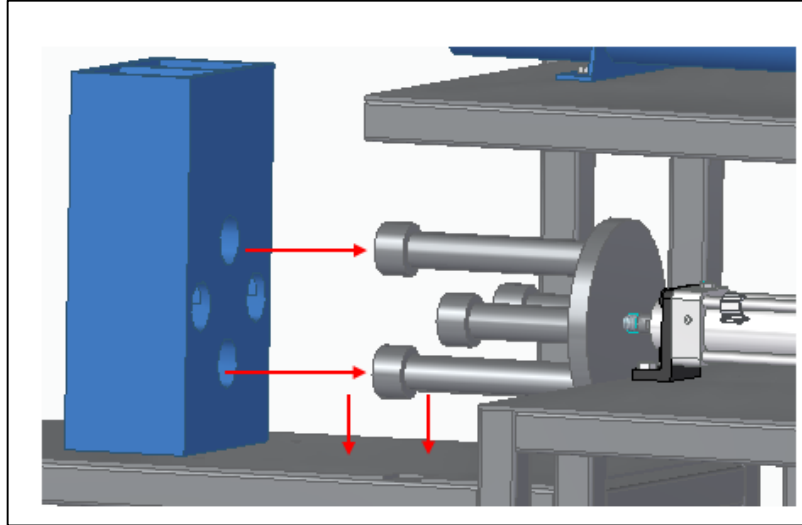
Figura 124. Instalación pieza de compactación y de acomodamiento



Fuente: elaboración propia

Paso 6. Fijación cámara de compactación. La cámara de compactación debe fijarse en el soporte 3 en frente de la pieza de compactación y extracción, teniendo en cuenta que los pines de extracción van dentro de los agujeros superior e inferior de la cámara de compactación y los pines de compactación deben estar a “ras” de con los agujeros laterales de la cámara de compactación, por este motivo debe ubicarse la cámara de compactación de acuerdo a lo mencionado anteriormente y adicionalmente debe estar ubicada de acuerdo a los agujeros guías que se encuentran en la placa estructural del soporte 3, posteriormente debe fijarse la cámara de compactación con tornillos de sujeción de diámetro de rosca de 10 mm (M10) y longitud de 25 mm, estos tornillos deben estar lo suficientemente apretados para que la cámara de compactación permanezca fija. La figura 125 muestra la manera correcta de fijar la cámara de compactación.

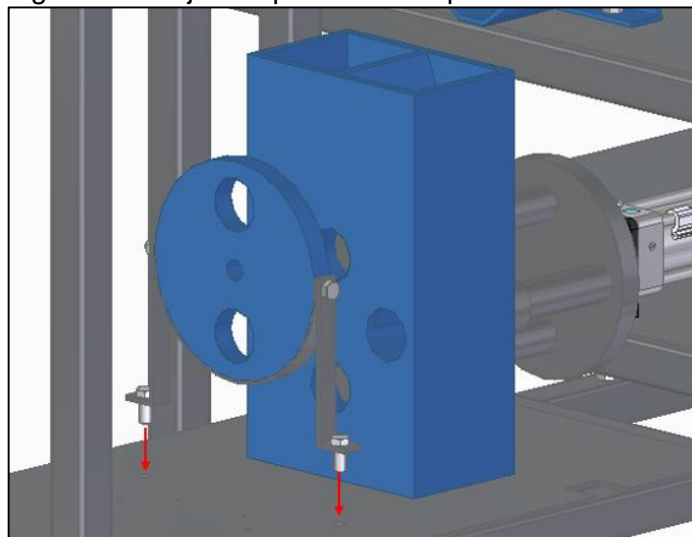
Figura 125. Fijación cámara de compactación



Fuente: elaboración propia

Paso 7. Fijación placa de compactación. La placa de compactación debe fijarse en el soporte 3 en frente de la cámara de compactación, teniendo en cuenta que los agujeros de la placa de compactación queden alineados con los agujeros superior e inferior de la cámara de compactación, por este motivo debe ubicarse el soporte de la placa de compactación de acuerdo a los agujeros guía que se encuentran en la placa estructural del soporte 3 y posteriormente fijar los pernos de sujeción de calidad 9.8, diámetro de rosca de 10 mm (M10) y longitud de 25 mm, estos pernos deben estar lo suficientemente apretados para que la cámara de compactación permanezca fija. La figura 126 muestra la manera correcta de fijar la cámara de compactación.

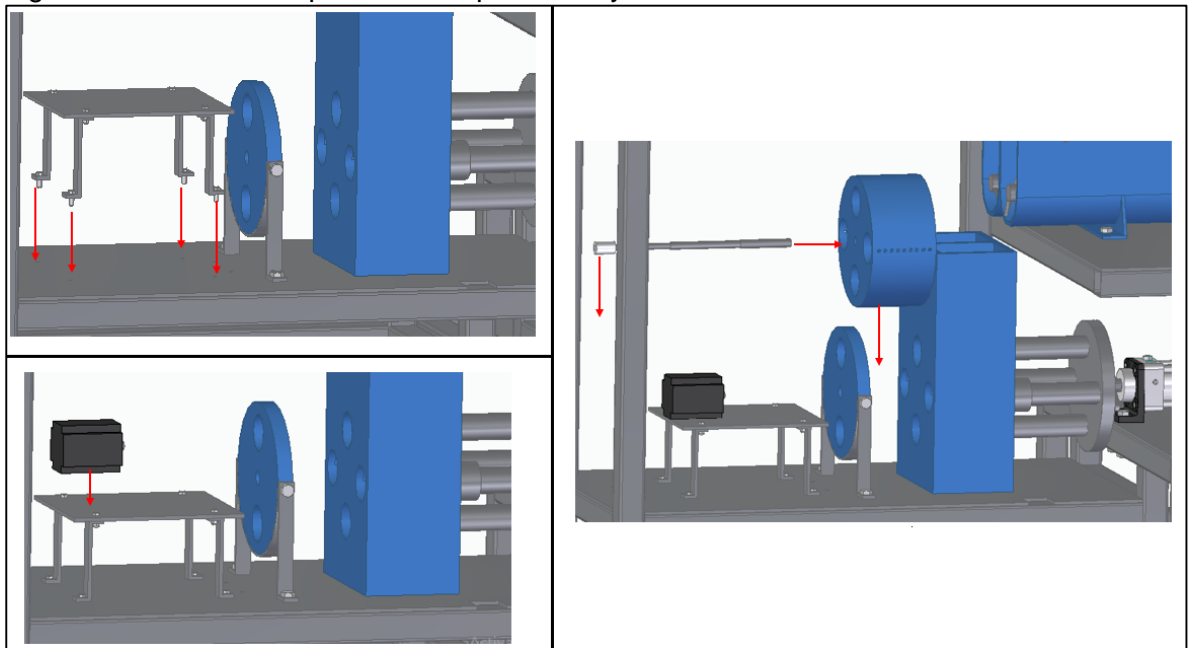
Figura 126. Fijación placa de compactación



Fuente: elaboración propia

Paso 8. Instalación plato de compactación y extracción. Teniendo en cuenta que el plato de compactación y extracción girará para que pueda producirse la extracción de las briquetas, debe instalarse junto al eje y el motor paso a paso que transmitirán la potencia y el movimiento. Debido a esto lo primero que debe realizarse es la fijación de la base del motor paso a paso de acuerdo a los agujeros guía que se encuentran en la placa estructural del soporte 3 mediante pernos de sujeción de calidad 9.8, diámetro de rosca 5 mm (M5) y longitud de 16 mm. Después de esto se debe ubicar el motor paso a paso en la base fijada anteriormente y por último se debe ubicar el plato de compactación y extracción en el espacio que queda entre la placa de compactación y la cámara de compactación y acoplar el eje al motor mediante un acoplador directo y al plato mediante una cuña de 4x4x30 mm. La imagen 127 muestra la manera correcta de instalar la base del motor paso a paso, el motor paso a paso, el eje de transmisión de potencia y el plato de compactación y extracción.

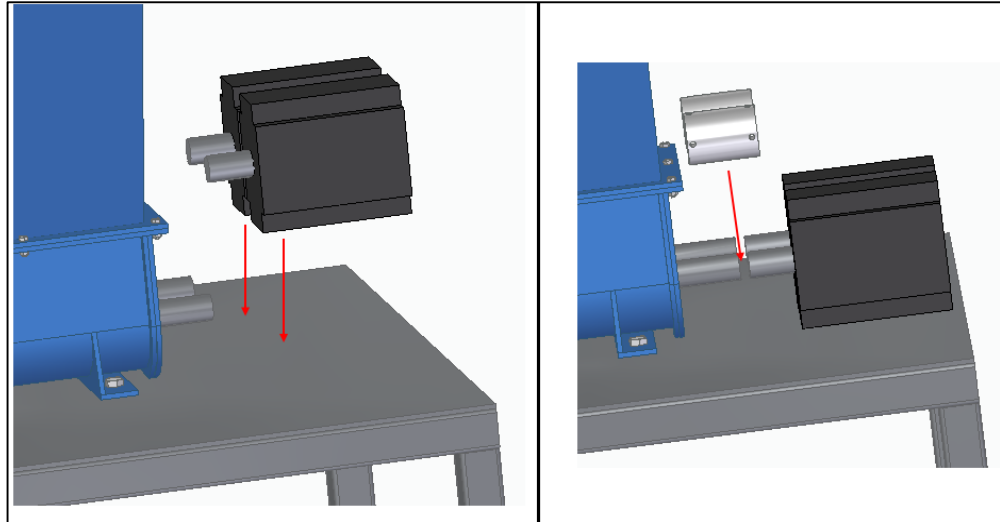
Figura 127. Instalación plato de compactación y extracción



Fuente: elaboración propia

Paso 9. Instalación motores paso a paso de los tornillos sin fin de alimentación. Los motores que darán el movimiento a los tornillos sin fin de alimentación deberán ser instalados en el soporte 1, por tal motivo se deben ubicar los motores sobre este soporte, alineando el eje de cada motor con el eje de cada uno de los tornillos sin fin de alimentación, posteriormente se debe instalar cada acoplador apretándolo muy bien para que la transmisión de la potencia y el movimiento se realice de manera adecuada. La figura 128 muestra la manera correcta de instalar los motores paso a paso y los acopladores.

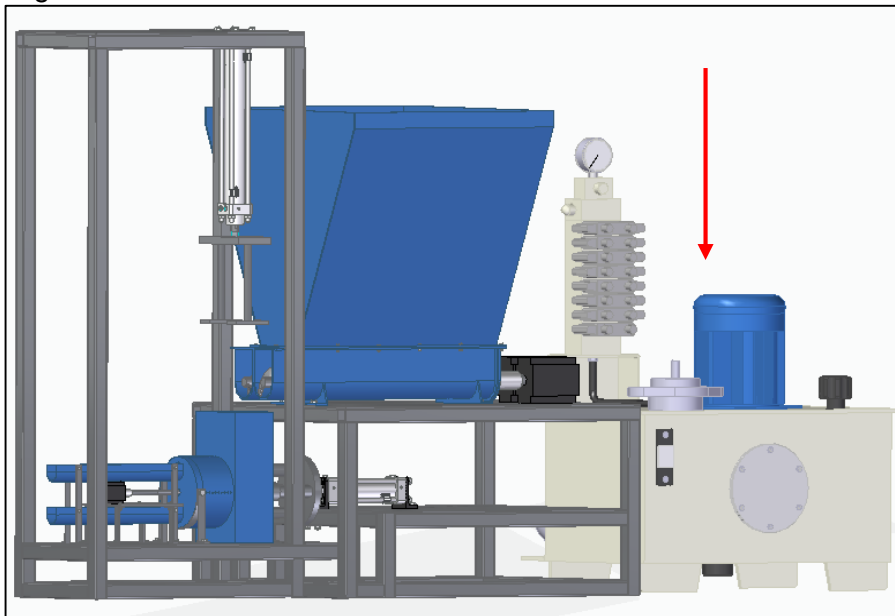
Figura 128. Instalación motores paso a paso de los tornillos sin fin de alimentación



Fuente: elaboración propia

Paso 10. Instalación de la unidad hidráulica. La unidad hidráulica deberá ser instalada a un costado de la estructura principal, posteriormente se deben realizar las conexiones a las válvulas y los cilindros hidráulicos usando la manguera seleccionada y asegurándose que estas conexiones se hagan de la manera correcta para que el aceite hidráulico fluya adecuadamente y el proceso de compactación se realice de manera correcta. La figura 129 muestra la opción recomendada de instalar la unidad hidráulica.

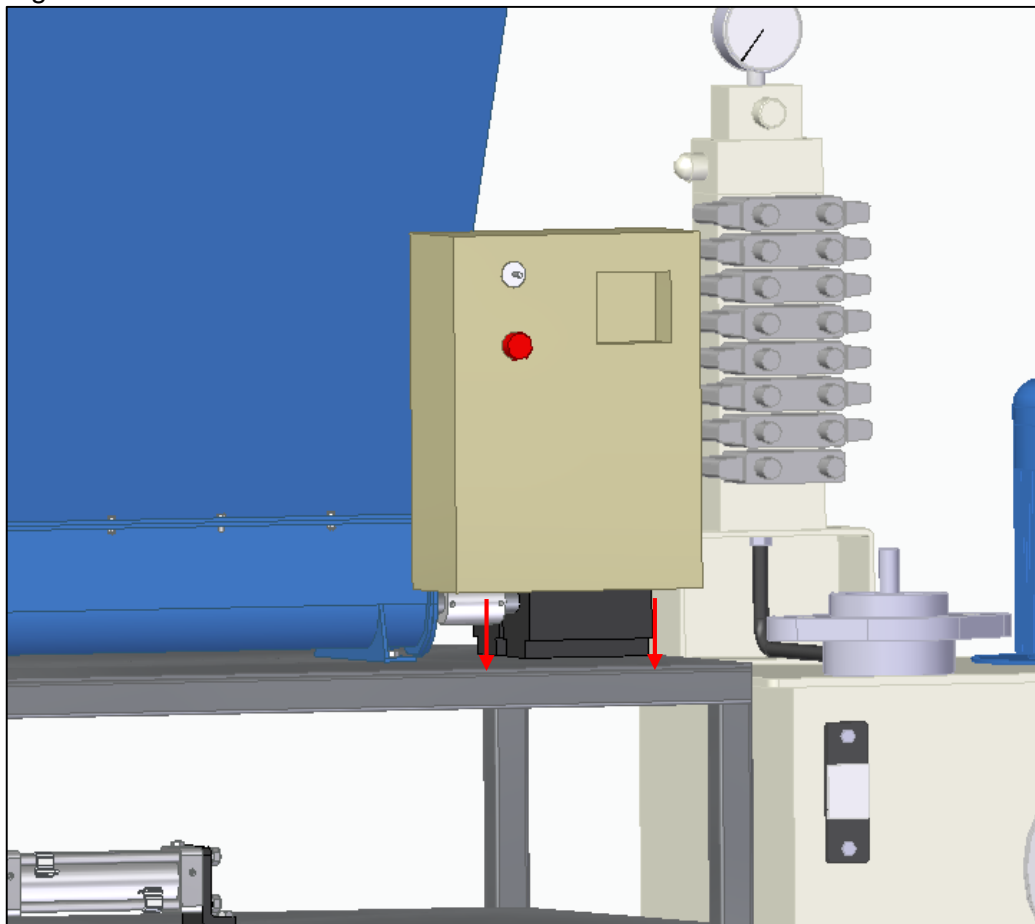
Figura 129. Instalación unidad hidráulica



Fuente: elaboración propia

Paso 11. Instalación sistema de control. El sistema de control deberá ir instalado en el soporte 1 junto a los tornillos sin fin de alimentación y la tolva de almacenamiento, por lo que debe ubicarse de acuerdo a los agujeros guía que se encuentran en la placa estructural del soporte 1 y posteriormente debe fijarse con tornillos de sujeción de 5 mm de diámetro y 16 mm de longitud. Posteriormente deben realizarse todas las conexiones de cableado eléctrico de manera adecuada para que el proceso pueda ser controlado correctamente. La figura 130 muestra la manera correcta de instalar el sistema de control.

Figura 130. Instalación sistema de control

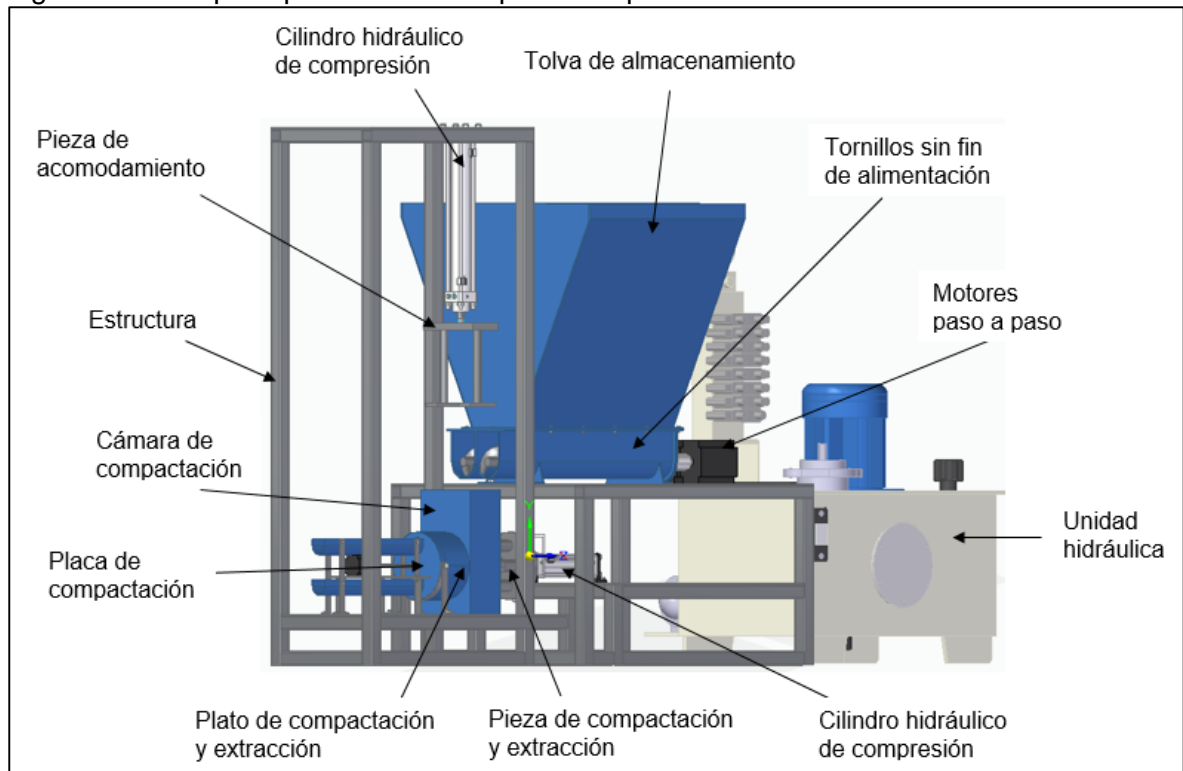


Fuente: elaboración propia

El ensamble e instalación de cada una de las piezas debe realizarse por personas certificadas para realizar este tipo de actividades o bajo la supervisión de las mismas, además se deben utilizar las herramientas necesarias y adecuadas para garantizar la adecuada unión y fijación de cada una de las piezas. Al finar la instalación se tiene que comprobar que las piezas se encuentran en su posición correcta y debidamente instaladas para de esta manera garantizar la correcta operación de la misma.

4.2 MANUAL DE OPERACIÓN DE LA MÁQUINA

Figura 131. Máquina para fabricar briquetas de posos de café



Fuente: elaboración propia

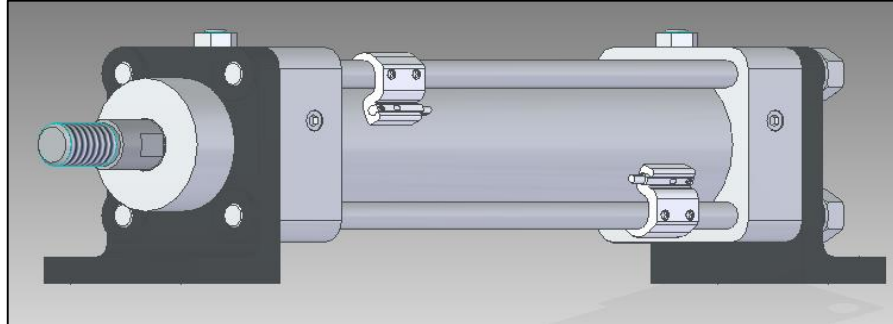
La máquina mostrada en la anterior imagen es una máquina para la fabricación de briquetas de posos de café, cuya función, como su nombre lo indica, es la elaboración de briquetas de pozos de café mediante el método de densificación de materia prima, utilizando fuerza hidráulica. Las briquetas que fabricará esta máquina tendrán forma cilíndrica, con un diámetro de 5 cm y una longitud en un rango de entre 6 cm a 8 cm, está diseñada para tener una capacidad de producción de 100Kg/h, y funciona con una presión de 2,9520 MPa.

1. Puesta en funcionamiento de la maquina

Con el fin de que el desempeño de la máquina sea bueno, se debe asegurar que el usuario encargado de la manipulación y control de la máquina realice las siguientes inspecciones, esto con el fin de que las condiciones iniciales de la máquina estén en plenitud para poder dar inicio a su funcionamiento:

- Verificar que los tornillos que unen la tolva a los canales de los tornillos sin fin de alimentación estén en su totalidad y ajustados completamente.
- Verificar que los vástagos que hacen parte de los dos cilindros hidráulicos se encuentren en el interior del cilindro.

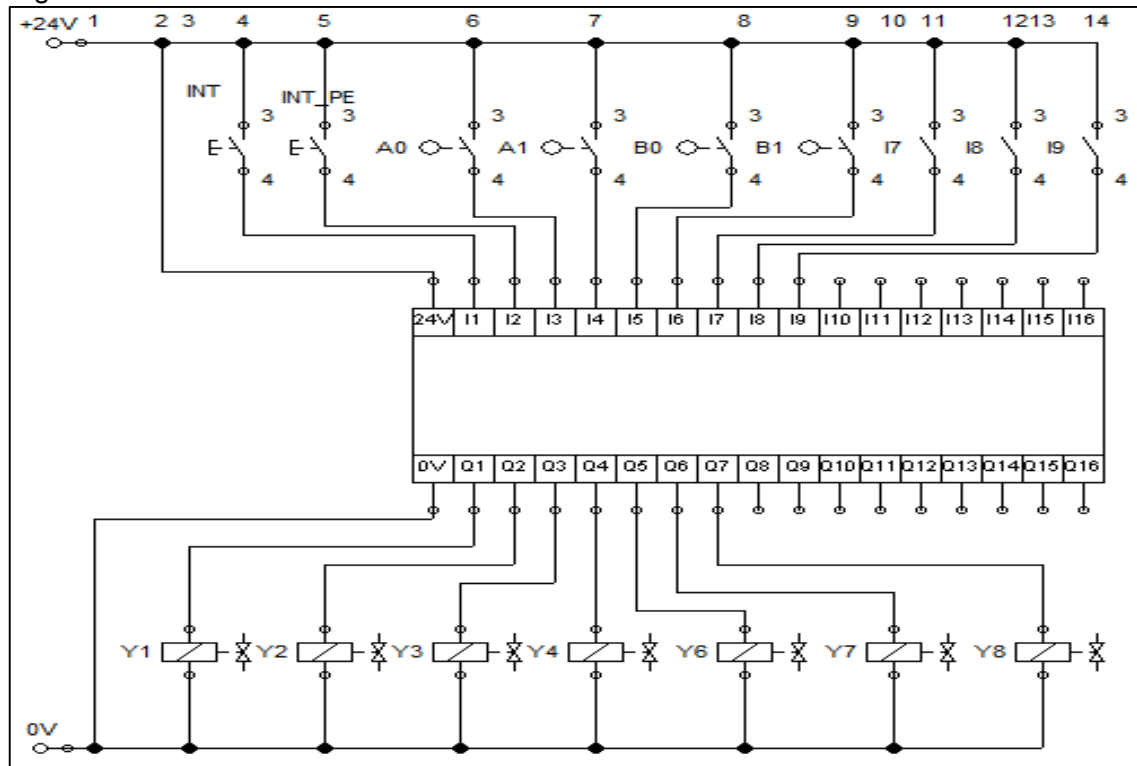
Figura 132. Cilindro hidráulico de compresión



Fuente: elaboración propia

- Verificar que los tornillos que sujetan los cilindros hidráulicos a la estructura estén bien ajustados.
- Verificar que los racores que conectan las mangueras a las válvulas este bien conectados.
- Verificar el estado de las mangueras, identificando ranuras, agujeros o erosiones para evitar posibles fugas de aceite hidráulico.
- Verificar la conexión a la fuente de energía.
- Verificar que las conexiones del PLC estén debidamente posicionadas, de acuerdo al siguiente esquema:

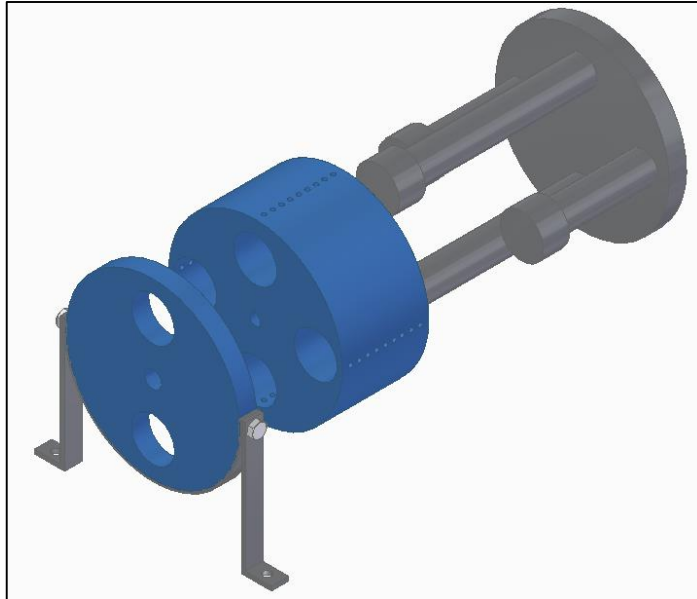
Figura 133. Plano conexiones del PLC



Fuente: elaboración propia

- Verificar que los pines de extracción del dispositivo de compactación y compresión este alineada con las cavidades del plato de compactación y extracción y con las cavidades de la placa de compactación.

Figura 134. Alineación pieza, plato y placa de compactación y extracción



Fuente: elaboración propia

- Verificar que la programación este correctamente cargada al PLC.

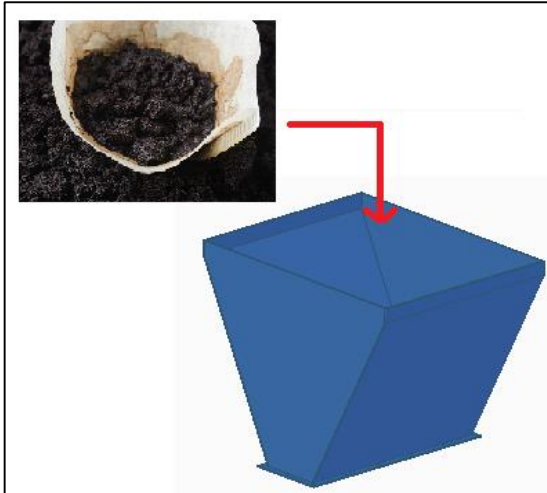
Nota: estas verificaciones son de carácter visual, en caso de que alguno de los elementos inspeccionados no se encuentre adecuadamente, disponible o en condiciones acordes al funcionamiento de la máquina, se debe informar a la persona capacitada para que resuelva el inconveniente.

2. Encendido de la maquina

Una vez realizada la inspección visual se procede al encendío de la máquina, el cual se procede de la siguiente manera:

- Antes de poner en marcha la máquina se debe tener en cuenta que la materia prima con la que máquina funcionará correctamente es una mezcla de agua, pozos de café y aglutinante (que está compuesto de papel húmedo licuado), por tal motivo el usuario debe garantizar que la mezcla este proporcionada de la siguiente manera: Pozos de café: 50%, agua: 35%, aglutinante: 15%.
- Una vez realizada la mezcla en las proporciones indicadas se procede a depositarla en la tolva de almacenamiento.

Figura 135. Introducción de la mezcla a la tolva de almacenamiento



Fuente: elaboración propia

- Depositada la mezcla en la tolva de almacenamiento se procede a activar el interruptor que enciende la máquina, da inicio a la secuencia y al funcionamiento de la misma.

Figura 136. Encendido de la máquina

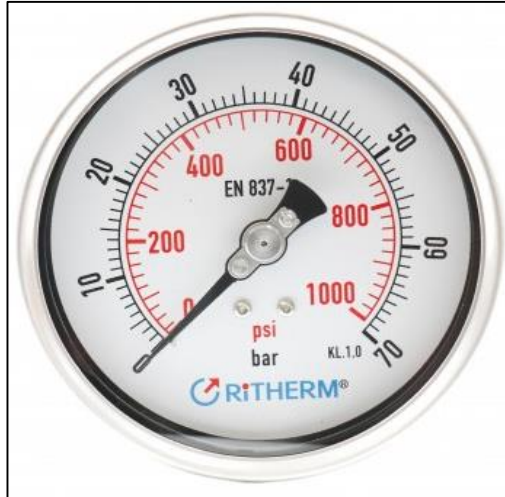


Fuente: <https://es.dreamstime.com/>

- Activado el interruptor y realizada previamente la inspección visual se garantiza la correcta puesta en marcha de la máquina.
- Una vez la máquina entre en funcionamiento, se deben observar cada uno de los manómetros para garantizar la presión de trabajo es la adecuada para que la compactación de la materia prima sea la adecuada. La presión que debe registrar los manómetros es de 2,9520 MPa, en caso de que en los manómetros

se registre una presión diferente, se debe ajustar la válvula reguladora de presión que se encuentra ubicada en la unidad hidráulica hasta que se registre la presión adecuada.

Figura 137. Manómetro



Fuente: <https://rochaylondono.com/>

- En el momento que la máquina se encuentre en funcionamiento y ocurra alguna emergencia en la que se necesite parar la máquina repentinamente, debe oprimirse el pulsador el detendrá la máquina y evitará que tenga algún tipo de falla por un imprevisto o una emergencia.

Figura 138. Pulsador de emergencia



Fuente: elaboración propia

- Una vez terminada la producción de briquetas, la máquina se apaga desactivando el interruptor y cortando el suministro de energía eléctrica. Todo el proceso debe ser supervisado por una persona que tenga conocimiento de cómo operar la máquina.

4.3 MANUAL DE MANTENIMIENTO

El diseño de la máquina para fabricar briquetas de posos de café está enfocado para que funcione de manera continua en largos periodos de tiempo. Durante la vida útil de la máquina, es necesario implementar un mantenimiento, puesto que durante la producción de las briquetas las piezas que componen la máquina experimentan desgaste debido a su uso, por tal motivo en este manual de mantenimiento están consignadas las inspecciones y operaciones que se le deben realizar a la máquina con los respectivos intervalos de tiempo, esto con el fin de prolongar su vida útil y asegurar el constante funcionamiento evitando posibles averías que se puedan generar en la máquina.

Antes de mencionar las inspecciones y operaciones necesarias, se identificaron los problemas principales que se pueden ocasionar en la máquina, teniendo en cuenta los sistemas que la componen.

Podemos encontrar cuatro problemas principales:

1. **Secuencia incorrecta.** Los elementos que componen la maquina trabajan de manera no acorde a la establecida y programada.
2. **Longitud incorrecta las briquetas.** Las briquetas salen con una longitud fuera del rango establecido.
3. **Parada de producción de briquetas.** La máquina presenta un bloqueo en alguno de sus sistemas y no se realiza producción de briquetas.
4. **Producción de briquetas inferior a la esperada,** la producción de briquetas es inferior a la capacidad de producción requerida de 100 Kg/h.

Una vez obtenidos los principales problemas que se pueden presentar en la máquina para fabricar briquetas de posos de café, se determinaron las posibles causas de estos problemas los cuales se muestran a continuación:

1. **Secuencia incorrecta.**

- La programación del PLC fue introducida de manera incorrecta.
- El cableado correspondiente a las salidas y entradas del PLC está conectado de manera errónea.

2. **Longitud incorrecta de las briquetas.**

- En el caso de que la longitud de la briketa sea mayor a la del rango establecido, puede ser ocasionado por que la bomba no está entregando la presión requerida para la compactación o que la válvula controladora de presión no está funcionando adecuadamente.

- En el caso de que la longitud de la briqueta sea menor a la del rango establecido, puede ser ocasionado por que la bomba está entregando más presión de la requerida o que la válvula controladora de presión no está funcionando adecuadamente o está mal ajustada.
- Otra causa de que la longitud de la briqueta sea menor es la ausencia del material establecido producido por falta de materia prima o por la poca alimentación por parte de los tornillos sin fin.

3. Parada de producción de briquetas.

- Se puede presentar debido a una mala sincronización entre los diferentes sistemas lo cual puede producir un bloqueo entre los elementos que componen cada uno de esos sistemas.

4. Producción de briquetas inferior a la esperada

- Los motores paso a paso pueden estar trabajando con dificultad, impidiendo que se cumplan los tiempos establecidos.
- Los rodamientos están trabajando de manera inadecuada, retrasando el movimiento del eje y por tal motivo retrasando la secuencia
- Ausencia de materia prima en la tolva.
- La alimentación de los tornillos sin fin es inadecuada.

A continuación, en el cuadro 8 se presentan las pautas operativas para realizar la correcta verificación e inspección periódica de los elementos que componen la máquina, enfocados hacia un mantenimiento preventivo, con el fin de evitar averías, daños y fallas que interrumpan la operación de la maquina:

Cuadro 8. Verificación e inspecciones de los elementos de la máquina

| VERIFICACIONES E INSPECCIONES DE LA MÁQUINA PARA FABRICAR BRIQUETAS DE POSOS DE CAFÉ | | | |
|---|------------------------------|-------------------------------------|---------------------|
| SISTEMA | ELEMENTO | OPERACIÓN | PERIODICIDAD |
| | | Uso de aceite compatible | Antes de usar |
| | Válvulas | Limpieza periódica de la válvula | 6 meses |
| | | Limpieza contactos eléctricos | 6 meses |
| Sistema hidráulico | | Limpieza de filtros | 12 mese |
| | | Chequeo de sellos | 12 mese |
| | Unidad hidráulica | Lubricación | 12 mese |
| | | Cambio de mangueras | 72 meses |
| | | Purga (cambio de aceite) | 12 meses |
| | | Chequeo visual | 1 mes |

Fuente: elaboración propia

Cuadro 9. (Continuación)

| | | | |
|---|---|--|---------------|
| Sistema de control | Cilindros hidráulicos | Chequeo de empaques | 24 mese |
| | | Lubricación | 24 mese |
| | | Aseguramiento a la estructura | Antes de usar |
| | Mangueras | Limpieza | 12 meses |
| | | Inspección visual | 3 meses |
| | | Pruebas | 12 mese |
| | Cableado | Cambio de cableado | 72 mese |
| | | Conexiones correctas | Antes de usar |
| | PLC | Programación correcta | Antes de usar |
| | | Lubricación de rodamientos del eje del Motor | 12 mese |
| Alineación con empalme a los respectivos ejes | | Antes de usar | |
| Motores paso a paso | | Comprobar cableado eléctrico | Antes de usar |
| | | Limpieza de las carcasas | 3 meses |
| Sistema de transmisor de potencia | Comprobar aislamientos de los cables | Antes de usar | |
| | Separación de los cables de alta tensión de los de baja tensión | Antes de usar | |
| | Lubricación de los rodamientos | 12 meses | |
| | Ejes | Alineación con los ejes de los motores | Antes de usar |
| Limpieza de tornillo sin fin | | 12 meses | |
| Sistema de alimentación | Tolva Tornillos sin fin | Tintas penetrantes | 24 meses |
| | | Tintas penetrantes | 24 meses |
| Sistema estructural | Estructura | Ajustar los tornillos | 12 meses |
| | | Tintas penetrantes | 24 meses |
| | | Limpieza | 6 meses |

Fuente: elaboración propia

Al realizar las actividades propuestas en el cuadro anterior, es posible que se generen en casos excepcionales, problemas en la máquina, asociados a los mencionados anteriormente; para dichos casos el cuadro 10 estará enfocada en dar solución a los problemas que se pueden presentar en cada uno de los elementos que componen la máquina para fabricar briquetas de posos de café.

Cuadro 10. Listado de fallas en la máquina

| Elemento | Falla | Actividad |
|--------------------------------|-------------------------------------|--|
| Válvula | Falla de conmutación | Cambio de bobina Cambio de muelle Calibración de la válvula |
| | Baja de presión | Cambio de manguera |
| Manguera | Goteo en la manguera | Cambio de radio de curvatura |
| | Goteo en empalme | Cambio de racores |
| PLC | Sincronización de los Elementos | Formatear PLC |
| | No encendido | Cambiar el cableado |
| Motores paso a paso | Falla de potencia | Cambiar los ejes Limpiar los cojinetes Alinear el eje |
| | No funciona | Cambio |
| Bomba | Caudal insuficiente | Ajustar la bomba |
| | No bombeo | Cambio de sellos |
| | Presión insuficiente | Calibrar |
| | No arranca | Cambio de motor Cambio de fusibles Cambio de cableado |
| Cilindro hidráulico | Pandeo | Cambio de vástago Cambio de piezas dañadas |
| | Bloqueo | Cambio |
| Ejes Cojinetes | Ruptura | Cambio |
| | Desgaste | Cambio |
| Pernos de sujeción | Fracturas súbitas o por fatiga | Reemplazar las piezas afectadas |
| | Deformación a tensión o flexión. | Sustituir las piezas dañadas |
| | Desgaste en vástago o rosca | Realizar el cambio de piezas dañadas |

Fuente: elaboración propia

Se requiere y se sugiere que todas las reparaciones de la máquina las realice una persona con el conocimiento suficiente y que esté capacitada para realizarlas, de lo contrario, se debe recurrir a un técnico especializado para ello.

4.4 PLAN DE DISPOSICIÓN Y MANEJO DE RESIDUOS QUE SE PRODUCIRIAN AL MOMENTO DE FABRICAR LAS BRIQUETAS

Al momento que se realice la producción de las briquetas, se van a producir residuos tanto sólidos como líquidos. Los residuos sólidos provendrán de la materia prima que no logre ser compactada o de las briquetas que no cumplen con las características requeridas, ya sea porque su tamaño no es el adecuado o que sufrieron de algún tipo de ruptura. Los residuos líquidos provendrán del agua que se retira de la materia prima al momento de ser compactada y que será expulsada a través del plato de compactación y extracción.

Teniendo en cuenta que se van a producir una gran cantidad de residuos sólidos y líquidos se planteó un plan de manejo y disposición de residuos con el fin de que estos puedan ser aprovechados nuevamente y no se produzca una gran cantidad de estos afectando el medio ambiente. El plan de manejo y disposición de residuos se basa en la economía circular, la cual “es una estrategia que permite crear valor mediante la gestión de recursos, bienes y servicios a través de la reducción, reutilización y reciclaje de los elementos involucrados en los procesos productivos”²⁹, esto con el fin de reducir los costos de materia prima y energía, proteger el medio ambiente, fomentar un consumo responsable y usar efectivamente los recursos e insumos de producción. La figura 139 muestra la ideología de la economía circular.

Figura 139. Economía circular

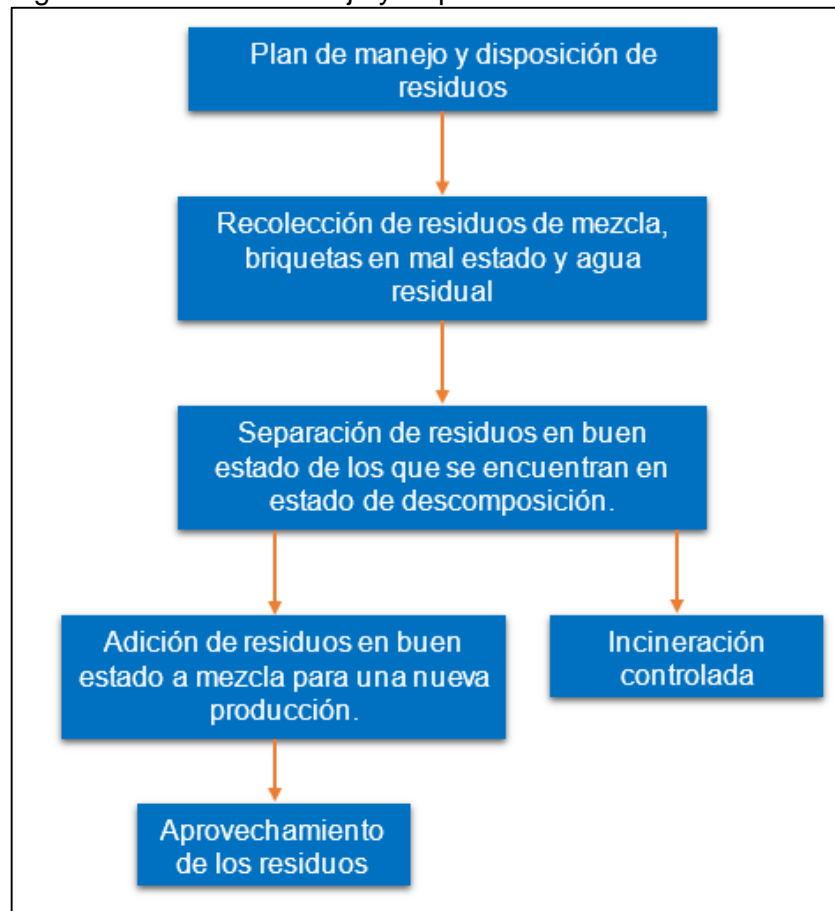


Fuente: ECONOMÍA CIRCULAR EN ECUADOR. Seminario Internacional de Economía Circular. [en línea]. [consultado el 28 nov., del 2019]. Disponible en: <http://www.economiacircularecuador.com/>

²⁹ ECONOMÍA CIRCULAR EN ECUADOR. Seminario Internacional de Economía Circular. [en línea]. [consultado el 28 nov., del 2019]. Disponible en: <http://www.economiacircularecuador.com/>

El plan de manejo y disposición de residuos empieza en el momento en que se realiza la limpieza a la máquina, esto debe realizarse diariamente con el fin de que todos los residuos que se generan en la producción puedan ser recolectados para su posterior aprovechamiento. Posteriormente deben recolectarse aquellas briquetas que no cumplen con las especificaciones requeridas, ya sea porque su longitud es menor o mayor al rango establecido o porque presentan algún tipo de ruptura que impidan que sean uniformes. El agua que se extrae de la materia prima al momento de ser compactada también debe ser recolectada. Una vez recolectados cada uno de los residuos que se producen al momento de la producción de las briquetas, es necesario separar aquellos residuos que se encuentran en buen estado de los que se encuentren en estado de descomposición, esto con el fin de que los residuos que se van a aprovechar cumplan con las necesidades requeridas. Los residuos que se encuentran en buen estado, tanto los residuos sólidos como el agua se reutilizarán para elaborar una nueva mezcla para realizar la producción de briquetas nueva, mientras que con los residuos que se encuentran en estado de descomposición se realizará una incineración controlada para evitar la deposición de estos residuos al medio ambiente.

Figura 140. Plan de manejo y disposición de residuos



Fuente: elaboración propia

5. EVALUACIÓN DE LOS COSTOS DE LA MÁQUINA

Para realizar la evaluación de los costos que tendría la implementación de la máquina para fabricar briquetas de posos de café, se realizó un cálculo estimado que tendría el proyecto, incluyendo la lista de materiales que deben utilizarse para la construcción de la máquina con su respectivo valor comercial, pero sin incluir los costos de mantenimiento.

Además de los costos de los materiales de la máquina, también se tuvo en cuenta los costos de fabricación puesto que juegan un papel importante dentro de la implementación, dentro de estos costos se encuentran el servicio de soldadura, de taladrado, de mecanizado, de corte, de instalación y entre otros servicios que se requieren para el correcto ensamble e instalación de la máquina.

Según Indeed, el salario de un Ingeniero Mecánico en Colombia es de \$ 2.062.833 pesos colombianos a la fecha del 9 de noviembre de 2019, sin embargo, para el caso de este proyecto se asumió el valor por horas trabajadas, la cual tiene un valor de \$ 4.200 pesos colombianos.

Teniendo en cuenta lo expuesto anteriormente, se dividieron los costos de la máquina para fabricar briquetas de posos de café en cuatro categorías, las cuales son:

- Costos de ingeniería
- Costos de fabricación
- Costos de materiales
- Costos totales de diseño y construcción.

Los valores expuestos a continuación se tomaron de diferentes páginas web de empresas que tienen sus catálogos y precios en línea, escogiendo los más económicos y de buena calidad. A estos valores no se le incluyó los costos de envío de algunos productos que no se encuentran en nuestro país. Las tablas 25 a 29 muestran los costos que tendría la máquina al momento de su implementación.

Tabla 25. Costos de fabricación

| COSTOS DE FABRICACIÓN | |
|------------------------------|---------------------|
| Concepto | Valor |
| Soldadura | \$ 3.000.000 |
| Taladrado | \$ 100.000 |
| Mecanizado | \$1.000.000 |
| Corte de lámina | \$ 200.000 |
| Instalación | \$ 300.000 |
| Total | \$ 4.600.000 |

Fuente: elaboración propia

Tabla 26. Costos de ingeniería

| COSTOS DE INGENIERÍA | | | | |
|------------------------------------|---------------|---------------------|-----------------|---------------------|
| Ítems | Unidad | Valor unidad | Cantidad | Total |
| Talento humano | | | | |
| Proyectistas | Horas | \$ 8400 | 960 | \$ 8.064.000 |
| Gastos maquinaria y equipos | | | | |
| Computadora | Horas | \$ 800 | 1200 | \$ 960.000 |
| Software SolidEdge | Licencia | \$ 300.000 | 1 | \$ 300.000 |
| Fungibles | | | | |
| Papel | Resma | \$ 10.000 | 1 | \$10.000 |
| Tinta | Cartucho | \$ 25.000 | 1 | \$ 25.000 |
| Costo total del proyecto | | | | \$ 9.359.000 |

Fuente: elaboración propia

Tabla 27. Costos de materiales

| COSTO DE MATERIALES | | | | |
|---|----------------|-----------------|--------------|--------------|
| Elemento | Unidad | Cantidad | Valor | Total |
| Lámina acero inoxidable 304 – 2 mm espesor | m ² | 4 | \$ 995.100 | \$ 3.980.400 |
| Perfil cuadrado 40x40x2 mm Acero ASTM A500 | m ² | 10 | \$ 40.800 | \$ 480.000 |
| Barra redonda Acero inoxidable 304 200 mm de diámetro | Kg | 80 | \$ 18.000 | \$ 1.440.000 |
| Cilindro hidráulico 50 mm de diámetro y 140 mm de carrera | Unidad | 1 | \$ 875.000 | \$ 875.000 |
| Cilindro hidráulico 50 mm de diámetro y 390 mm de carrera | Unidad | 1 | \$ 1.225.000 | \$1.225.000 |
| Tornillos de sujeción M10 L=2.5 cm Acero ASTM 325 | Unidad | 20 | \$ 2.500 | \$ 50.040 |
| Tornillos de sujeción M5 L= 1.6 cm Acero ASTM 325 | Unidad | 30 | \$ 1.500 | \$ 45.000 |
| Tuerca hexagonal M10x1.75 | Unidad | 20 | \$ 500 | \$ 10.000 |
| Tuerca hexagonal M5x0.7 | Unidad | 30 | \$ 200 | \$ 6.000 |
| Manguera ARC16SC-06 | m | 7 | \$ 3.7683 | \$ 263.781 |
| Unidad hidráulica | Unidad | 1 | \$ 6.851.500 | \$ 6.851.500 |
| Válvula 4/2 | Unidad | 2 | \$ 226.099 | \$ 452.199 |
| Válvula estranguladora | Unidad | 4 | \$ 171.287 | \$ 685.150 |
| PLC | Unidad | 1 | \$ 342.575 | \$ 342.575 |
| Motor paso a paso | Unidad | 3 | \$ 534.417 | \$ 1.603.251 |

Fuente: elaboración propia

Tabla 28. (continuación)

| | | | | |
|--------------------------|--------|----|-----------|----------------------|
| Cables | m | 10 | \$ 17.128 | \$ 171.287 |
| Interruptor | Unidad | 2 | \$ 17.128 | \$ 34.257 |
| Racores | Unidad | 21 | \$ 3425 | \$ 71.940 |
| Manómetro | Unidad | 3 | \$ 85.643 | \$ 256.931 |
| Cojinetes | Unidad | 2 | \$ 3.425 | \$ 6.851 |
| Acero 1040 barra redonda | Unidad | 1 | \$ 15.000 | \$15.000 |
| SUBTOTAL | | | | \$ 18.866.162 |

Fuente: elaboración propia

Tabla 29. Costos totales de diseño y fabricación

| COSTOS TOTALES DE DISEÑO Y FABRICACIÓN | |
|---|----------------------|
| Costo de ingeniería | \$ 9.359.000 |
| Costo de materiales | \$ 4.600.000 |
| Costo de fabricación | \$ 18.866.162 |
| Subtotal | \$ 32.825.162 |
| Total imprevistos (5%) | \$ 1.641.258 |
| Costo total de la máquina | \$ 34.466.420 |

Fuente: elaboración propia

Teniendo en cuenta las tablas expuestas anteriormente se puede concluir que la implementación de la máquina tendría un costo de \$ 34.466.420 pesos colombianos. Con este precio se realizó una comparación con algunas máquinas del mismo tipo de la diseñada en este proyecto, es decir de tipo hidráulico, que se encuentran en el mercado actual. La tabla 28 muestra la comparación de precios entre la máquina diseñada en este proyecto y algunas de las máquinas que se encuentran en el mercado.

Tabla 30. Comparación máquinas briquetadoras

| COMPARACIÓN DE MÁQUINAS BRIQUETADORAS | |
|---|----------------------|
| Diseño realizado | \$ 34.466.420 |
| Máquina briquetadora hidráulica AUPU | \$ 42.000.000 |
| Máquina briquetadora hidráulica SIDE SHINE | \$ 49.000.00 |
| Máquina briquetadora hidráulica YMS | \$ 87.500.00 |

Fuente: elaboración propia

De acuerdo a la tabla expuesta anteriormente se concluye que la máquina diseñada en el presente proyecto tiene un costo más bajo de entre el 17,93 % y el 60,60 % que otras máquinas de sus mismo tipo, por lo que podría resultar como una muy buena alternativa para las industrias que se dediquen a la fabricación de briquetas, disminuyendo su inversión en maquinaria y aumentando su producción.

6. CONCLUSIONES

- La demanda actual de energías alternativas y las tecnologías contemporáneas permiten explorar el amplio campo de la biomasa, que, gracias a su versatilidad y fácil adquisición, se usa en diferentes procesos de transformación para obtener energía, como la densificación, procesos termoquímicos, procesos bioquímicos, entre otros. La densificación consiste en transformar la biomasa en briquetas, este proceso cuenta con una industria muy amplia, utilizando diferentes métodos y maquinaria para compactar el material.
- El sistema que cumple con la característica de transformar la biomasa en briquetas con determinadas características mediante la densificación de materia prima aplicando determinada fuerza para compactar el material, es un sistema hidráulico acompañado de un sistema de alimentación, un sistema estructural, un sistema de transmisión de potencia y un sistema de control que permita la producción continua de briquetas.
- Cada uno de los elementos diseñados y seleccionados para la conformación de la máquina cumplen con las condiciones mínimas requeridas para su correcto funcionamiento, esto se comprobó mediante cálculos y simulaciones por elementos finitos realizadas, además de cada pieza diseñada surgió un plano correspondiente para su correcta fabricación y ensamble.
- La operación precisa y el correcto mantenimiento de la máquina es de vital importancia para que su funcionamiento y desempeño sea satisfactorio, por este motivo, los manuales diseñados cumplen estrictamente con su función, proporcionándole al usuario las herramientas necesarias para el cumplimiento de los mismos.
- La máquina diseñada en el presente proyecto tiene un costo más bajo, que equivale a entre 17,93 % y 60,60 % con respecto a otras máquinas de su mismo tipo, por lo que podría resultar como una muy buena alternativa para las industrias que se dediquen a la fabricación de briquetas, disminuyendo su inversión en maquinaria y aumentando su producción.

7. RECOMENDACIONES

- En el diseño de la máquina no se contempla un sistema de recepción para las briquetas una vez expulsada del plato de compactación y extracción, por tal motivo se sugiere diseñar un sistema que, de manejo a las briquetas terminadas, procurando su integridad.
- El diseño de la maquina tiene un sistema de compactación y extracción de briquetas; este diseño permite acoplar un sistema con diferentes dimensiones y geometrías siempre y cuando el proceso de la fabricación de briquetas sea mediante densificación de materia por medio de fuerza hidráulica, se recomienda diseñar un sistema que permita cambiar la presentación de la briqueta de acuerdo a la necesidad del usuario sin afectar la capacidad de producción.
- El diseño de la maquina se hizo utilizando como materia prima pozos de café, sin embargo, se recomienda que se experimente con otros tipos de materias primas puesto que los parámetros de diseño finales permiten este tipo de variación de materia prima.

BIBLIOGRAFÍA

AGROTERRA. Briquetas de madera. [en línea]. [consultado 30 jul., 2019]. Disponible en: <https://www.agroterra.com/p/briquetas-de-madera-3100398/3100398>

AJIEH, M. U. IGBOANUGO, A.C. AUDU, T.O.K. Desing of Grass Briquette Machine. NIJOTECH. 2016. Vol 35. Número 3. ISSN: 2467-8821.

ANALUISA, Darwin y HERNÁNDEZ, Edison. Diseño y construcción de un modelo de máquina para la fabricación de briquetas a partir de residuos de café (borra), para estudio de su poder calorífico como posible sustituto del carbón vegetal. Trabajo de grado Ingeniero Mecánico. Riobamba: Escuela Superior Politécnica de Chimborazo. Facultad de mecánica. 2018. 101 p.

BUDYNAS G., RICHARD. NISBETT, KEITH. Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley. 8 ed. México, McGrawHill, 2008. 419p. ISBN: 978-970-10-6404-7.

DAREKAR, Supriya. KULKARNI, Mahesh. JARAG, Sachin. GHUTUKADE, Santosh. Desing of briquetting machine. IJIRSET. 2017. Vol 6. Número 4. ISSN: 2319-8753

DESHANNAVAR, Umesh B. HEGDE, Preasad G. DHALAYAT, Zeba. PATIL, Vyjayanti. GAVAS, Suchit. Production and characterization of agro-based briquettes and estimation of calorific value by regression analysis: An energy application. Material Science for Energy Technologies. 2018. Vol 1. Número 2. ISSN: 2589-2991

GARCIA GARRIDO, Santiago. Centrales termoeléctricas de biomasa. Madrid. Editorial Renovetec. 2009-2015. 457p. ISBN 978-84-616-1557-5

INSTITUTO COLOMBIANO DE NORMAS TÉCNICAS Y CERTIFICACIÓN. Compendio de normas para trabajos escritos. NTC-1486-6166. Bogotá D.C. El Instituto, 2018. ISBN 9789588585673. 153p.

_____. Guía de sostenibilidad en las etapas de producción y procesamiento de biomasa en la cadena de biocombustibles en Colombia. GTC 213. Bogotá D.C. El instituto, 2011. 28 p.

_____. Briquetas combustibles para uso doméstico. NTC 2060. Bogotá D.C. El instituto, 2003. 11 p.

KWS DESIGN ENGINEERING MANUFACTURING. Screw Conveyors. [en línea]. [consultado el 7 oct., 2019]. Disponible en: <https://www.kwsmfg.com/wp-content/themes/va/pdf/Screw-Conveyor-Engineering-Guide.pdf>

MADRUGA, E. Combustibles sólidos de baja densidad. [en línea]. [consultado 8 jul., 2019] Disponible en:
<http://www.cubasolar.cu/biblioteca/energia/Energia13/HTML/articulo03.htm>

MARTÍN, Francisco. Pelets y briquetas. En: AITIM. 1994. Vol 171. p. 54-62. ISSN: 0044-9261

MAXTON ENGINEERING. How does a briquette machine work – types and making process. [en línea] [citado 13 ago., 2019]. Disponible en:
<https://briquettesolution.com/how-does-a-briquette-machine-work-types-and-making-process/>

MCCORMAC, Jack C. CSERNAK, Stephen F. Diseño de estructuras de acero. México: Alfaomega Grupo Editor S.A., 2012. Quinta edición. 736p. ISBN: 978 607 707 559 2

MINISTERIO DE AMBIENTE, VIVIENDA Y DESARROLLO TERRITORIAL. Ley 400 de 1997. Reglamento colombiano de construcción sismo resistente NSR-10 Título F- estructuras metálicas [en línea]. [consultado: 15 oct., de 2019]. Disponible en:
<https://www.idrd.gov.co/sitio/idrd/sites/default/files/imagenes/6titulo-f-nsr-100.pdf>

MOTT, Robert L. Mecánica de fluidos aplicada. México: Pearson Education, 1996. Cuarta edición. 425p. ISBN: 9688805424

NORTON, Robert L. Diseño de máquinas. México: Pearson Educación, 2011. Cuarta edición. 888p. ISBN: 978-607-32-0589-4

OFICINA REGIONAL PARA CENTRO AMÉRICA DE BIOMASS NETWORK (BUN-CA). Manuales sobre energía renovable: Biomasa. San José, C.R.: Biomass Users Network (BUN-CA). 2002. p.12. ISBN: 9968-904-02-3.

ORTIZ, Vicente, VELASCO, Reinaldo y ROA, Diego. Obtención y caracterización de una película a base de almidón hidroxipropilado producida por extrusión soplado. Cali: 2016. ISBN: 978-958-46-9892-6

PANTUHAN, Guimo. Diez principales ventajas de briquetas. [en línea]. [consultado 8 jul., 2019] disponible en: <https://learning.knoji.com/ten-major-advantages-of-briquettes/>

QUANTZ, L. Motores hidráulicos: elementos para el estudio, construcción y cálculo de las instalaciones modernas de fuerza hidráulica. Barcelona, España: Gustavo Gili, 1968. 231p.

RIOS, Inés. SANTOS, José. GUTIERREZ, Claudia. Biocombustibles sólidos: una solución al calentamiento global. Revista Ciencia. 2017. Vol 68. Número 4. ISSN

5404-6550

ROLDAN VILORIA, José. Prontuario de hidráulica industrial: Electricidad Aplicada. Madrid, España.: Paraninfo, 2001. 231 p. ISBN 84-283-2812-2.

THE AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS. Rules for construction of pressure vessels. USA: 2017. 796 P. ISBN: 9780791872871

ANEXOS

ANEXO A
FICHA TÉCNICA VÁLVULA DE CORREDERA 4/2

| VALORES CARACTERÍSTICOS: | |
|-------------------------------------|--|
| Presión de servicio: | conexión A,B,P; p _{max} = 320 bar conexión T; p _{max} = 210 bar |
| Caudal: | máx. 80 l/min |
| Rango de temp. de fluido a presión: | mín. 20°C hasta máx. +80°C |
| Rango de temperatura ambiente: | mín. 20°C hasta máx. +55°C |
| Líquido comprimido: | aceite hidráulico según DIN 51524 parte 1 y 2 |
| Margen de viscosidad: | recomendado de 10 mm ² /s a 500 mm ² /s |
| Filtración: | grado de suciedad máx. permitida del líquido de servicio según ISO 4406 clase 20/18/15 |
| Máx. frecuencia de conmutación: | 15.000/h |
| MTTF _d : | 150 años |
| Posición de montaje: | cualquiera |
| Accionamiento manual de emerg.: | hasta aprox. 50 bar de presión en el depósito |
| Material de hermetización: | FPM estándar |
| Masa: | 2,0 kg |
| Sistema eléctrico | |
| Tipo de corriente: | corriente continua |
| Tolerancia a la tensión: | ±10% |
| Potencia nominal: | 30W (12V / 2,5A) o 32W (24V / 1,33A) |
| Tiempo de respuesta: | tiempo de conexión (electroimán): de 20 ms a 70 ms Tiempo de desconexión (muelle): de 10 ms a 60 ms |
| Duración de conexión: | 100% |
| Conexión eléctrica: | conector según DIN 43650 |
| Clase de protección: | IP 65 según EN 60529; DIN 40050 a caja de conexiones debidamente montada |

Fuente: HYDAC INTERNATIONAL. Válvulas Industriales. [en línea]. [consultado el 3 de octubre 2019]. Disponible en: www.hydac.com

ANEXO B
FICHA TÉCNICA DE LA VÁLVULA ESTRANGULADORA

| |
|--|
| 2.2. CARACTERISTICAS HIDRAULICAS |
| 2.2.1 Presión nominal $p_N = 350$ bar en todas las conexiones |
| 2.2.2 Fluido de presión Aceite mineral según DIN 51524 parte 1 y parte 2 |
| 2.2.3 Rango de temperatura de fluido de presión mín. - 20 °C máx. + 80 °C |
| 2.2.4 Rango de viscosidad mín. 2,8 mm ² /s máx. 800 mm ² /s |
| 2.2.5 Filtración Máx. grado de colmataje admisible del fluido de servicio según ISO 4406 clase 21/19/16. Para ello recomendamos un filtro con un grado mínimo de retención de $\beta_{20} > 100$. El montaje y la renovación regular de los filtros asegura las propiedades de funcionamiento, reduce el desgaste y aumenta la duración de vida. |
| 2.2.6 Tipo de ajuste Manual con botón giratorio y ejecución 12 con destornillador de hexágono interior. |
| 2.2.7 Presión de apertura en DRV $p_{ac} = 0,5$ bar |
| 2.2.8 Caudal DVP/DRVP-06...Q = 20 l/min DVP/DRVP-08...Q = 50 l/min DVP/DRVP-10...Q = 60 l/min DVP/DRVP-12...Q = 90 l/min DVP/DRVP-16...Q = 180 l/min DVP/DRVP-20...Q = 300 l/min DVP/DRVP-25...Q = 300 l/min DVP/DRVP-30...Q = 300 l/min DVP/DRVP-40...Q = 300 l/min |

Fuente: HYDAC INTERNATIONAL. Válvulas Industriales. [en línea]. [consultado el 3 de octubre 2019]. Disponible en: www.hydac.com

ANEXO C LISTA DE PLANOS

- Plano N° 1: Pieza de compactación y extracción.
- Plano N° 2: Pieza de acomodamiento.
- Plano N° 3: Tolva de almacenamiento.
- Plano N° 4: Cámara de compactación.
- Plano N° 5: Plato de compactación y extracción.
- Plano N° 6: Placa de compactación.
- Plano N° 7: Componentes estructura
- Plano N° 8: Medidas placas estructuras
- Plano N° 9: Medidas generales estructura
- Plano N° 10: Eje plato de compactación y extracción.
- Plano N° 11: Tornillos sin fin de alimentación
- Plano N° 12: Ensamble general de la máquina