

DISEÑO DE UNA EMPACADORA AUTOMATIZADA PARA LA EMPRESA
DOLOMITA RIVERA CIA. LTDA

SUSANA YUNDA RIVERA

FUNDACIÓN UNIVERSIDAD DE AMÉRICA
FACULTAD DE INGENIERÍAS
PROGRAMA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BOGOTÁ D.C.
2.016

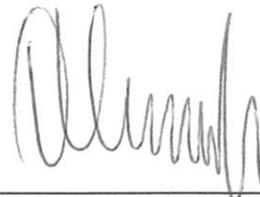
DISEÑO DE UNA EMPACADORA AUTOMATIZADA PARA LA EMPRESA
DOLOMITA RIVERA CIA. LTDA

SUSANA YUNDA RIVERA

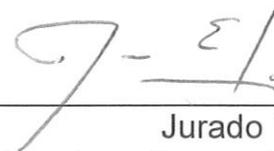
Proyecto integral de grado para optar al título de
INGENIERA MECÁNICA

FUNDACIÓN UNIVERSIDAD DE AMÉRICA.
FACULTAD DE INGENIERÍAS
PROGRAMA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BOGOTÁ D.C.
2.016

Nota de aceptación:



Presidente del Jurado
Ing. Álvaro Romero Suárez



Jurado 1
Ing. Juan Fernando Echeverry



Jurado 2
Ing. Edwin Rivera

Bogotá, D.C. 30 Junio, 2016

DIRECTIVAS DE LA UNIVERSIDAD

Presidente de la Universidad y Rector del Claustro

Dr. Jaime Posada Díaz

Vicerrector de Desarrollo y Recursos Humanos

Dr. Luis Jaime Posada García-Peña

Vicerrectora Académica y de Posgrados

Dra. Ana Josefa Herrera Vargas

Secretario General

Dr. Juan Carlos Posada García-Peña

Decano Facultad de Ingeniería

Dr. Julio César Fuentes Arismendi

Director Programa ingeniería Mecánica

Ing. Carlos Mauricio Veloza Villamil

La responsabilidad de los conceptos emitidos en este documento recae directamente sobre su autora.

A mis padres, Laura Rivera y Jorge Yunda, por su apoyo y amor incondicional.

A Dios por su guía y protección.

Agradezco a Dios por su protección durante todo el periodo académico; a mi familia, en especial mis padres, porque siempre creyeron en mis capacidades para salir adelante y me guiaron por el camino indicado, me ayudaron a tomar decisiones y estuvieron conmigo en los triunfos y las derrotas; a mis compañeros de clase que se convirtieron en mis amigos y con los que conformé equipos de trabajo para el desarrollo de mi carrera profesional; y a los ingenieros Álvaro Romero Suárez, Carlos Mendoza quienes fueron mi orientador y director respectivamente y además me instruyeron para mi formación profesional y humana.

CONTENIDO

	pág.
INTRODUCCIÓN	21
1. EMPRESA	23
1.1 HISTORIA	23
1.2 MISIÓN	23
1.3 VISIÓN	23
1.4 ADMINISTRATIVA	23
1.5 PROCESO PRODUCTIVO DE LA PLANTA	23
1.6 PRODUCTOS	24
1.6.1 Empacado	24
1.7 ESTADO ACTUAL	26
1.7.1 Ubicación	26
1.7.2 Proceso	27
1.7.2.1 Descripción del empacado	27
1.7.3 Descripción del saco	28
1.7.4 Área disponible	28
1.7.5 Energía	29
1.8 DIAGNÓSTICO DEL SISTEMA DE EMPACADO	29
2. PROCESO DE EMPACADO DE LA PLANTA	30
2.1 PROCESO DE DOSIFICACION	30
2.1.1 Dosificación volumétrica	30
2.1.2 Dosificación por peso	31
2.2 PROCESO DE EMPACADO	32
2.2.1 Material de empaque	32
2.2.2 Sellado del empaque	33
2.3 MÁQUINAS EMPACADORAS	34
3. DISEÑO CONCEPTUAL Y PARAMETRIZACIÓN	38
3.1 REQUERIMIENTOS FUNCIONALES	38
3.1.1 Producción	38
3.1.2 Material	38
3.1.3 Automatización y control	38
3.2 ESPECIFICACIONES	38
3.3 PARÁMETROS DE DISEÑO	38
3.4 PROCESO DE LA MÁQUINA	39
4. PLANTEAMIENTO DE ALTERNATIVAS	40
4.1 ANÁLISIS DE ALTERNATIVAS	40
4.1.1 Sistema de dosificación por tornillo sinfín	40
4.1.2 Sistema de dosificación por compuerta neumática	41

4.1.3 Sistema de dosificación por válvula rotativa	42
4.2 SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS	43
4.2.1 Análisis de resultados	43
4.2.2 Conclusiones	44
5. DISEÑO DETALLADO	45
5.1 DISEÑO DE SISTEMA DE DOSIFICACIÓN	47
5.1.1 Selección de material de fabricación del tornillo	47
5.1.2 Selección de tubería	48
5.1.3 Selección de lámina para hélice	48
5.1.4 Cálculos para el diseño del tornillo sinfín	49
5.1.4.1 Cálculos para área de relleno de la carcasa	50
5.1.4.2 Cálculos de velocidad de desplazamiento del tornillo	51
5.1.4.3 Cálculos de flujo másico	52
5.1.5 Potencia requerida para transportar la dolomita	53
5.1.6 Verificación de selección del tubo para el tornillo sinfín	59
5.1.7 Selección de motor	63
5.1.8 Cálculos de carga generada en el tornillo sinfín	63
5.1.8.1 Volumen de la hélice	63
5.1.8.2 Desarrollo de la hélice	66
5.1.8.3 Volumen del tubo del tornillo sinfín	69
5.1.8.4 Volumen total del tornillo sinfín	70
5.1.8.5 Carga del material del tornillo sinfín	71
5.1.9 Cálculos de carga de producto ubicado en la tolva que debe soportar el tornillo sinfín	72
5.1.9.1 Volumen de producto ubicado en la tolva que debe soportar tornillo sinfín	72
5.1.9.2 Carga de la tolva sobre el tornillo	74
5.1.10 Cálculo de la carga que aplica el producto durante el transporte	74
5.1.11 Selección de la soldadura de fabricación	75
5.1.11.1 Soldadura para los componentes del tornillo sinfín	76
5.1.12 Selección de pernos de sujeción en el tubo	80
5.1.12.1 Verificación de eje macizo	83
5.1.12.2 Verificación del tubo del tornillo sinfín con orificios de los pernos	87
5.1.13 Selección de acople	88
5.1.14 Cálculos de las reacciones en los apoyos del tubo	90
5.1.15 Selección de rodamientos y chumaceras	91
5.1.15.1 Cargas dinámicas de los rodamientos	92
5.1.16 Selección de pernos para carcasa del tornillo sinfín	97
5.1.16.1 Volumen de carcasa a soportar por los pernos	98
5.1.16.2 Carga a soportar por pernos	98
5.1.16.3 Selección de pernos	98
5.1.17 Diseño de mordazas	99
5.1.17.1 Carga de los componentes de la mordaza	100
5.1.17.2 Selección de cilindros	102

5.1.17.3 Selección de soldadura para anclar la mordaza	104
5.1.17.4 Selección de válvula neumática	109
5.1.17.5 Selección de compresor	110
5.1.17.6 Cálculo para la selección de pernos de la mordaza	111
5.2 SISTEMA DE PESAJE	115
5.2.1 Requerimientos de selección	115
5.2.2 Selección de balanza	116
5.3 SISTEMA DE TRANSPORTE	118
5.3.1 Parámetros para selección	118
5.3.2 Selección de longitud y capacidad del sistema de transporte	119
5.3.3 Selección de rodillos	119
5.3.4 Ubicación de los rodillos	120
5.3.5 Altura de soportes	120
5.3.6 Transporte de rodillos seleccionados	121
5.4 SISTEMA DE COSIDO	121
5.4.1 Requerimientos para selección	121
5.4.2 Selección de cosedora	122
5.5 CONJUNTO DE COMPONENTES SELECCIONADOS	124
5.6 SISTEMA ESTRUCTURAL	125
5.6.1 Selección de perfil para el tornillo	125
5.6.1.1 Modulo de sección requerido	126
5.6.1.2 Parámetros para la selección	131
5.6.1.3 Selección de perfil	131
5.6.2 Cálculos de perfiles críticos	131
5.6.2.1 Viga critica	132
5.6.2.2 Columna critica	133
5.6.2.3 Resumen de cálculos	137
5.6.3 Soldadura para estructura	138
5.6.4 Selección de perno de anclaje	142
5.6.4.1 Ubicación del perno	143
5.7 SISTEMA DE CONTROL Y AUTOMATIZACIÓN	144
5.7.1 Lista de funciones	145
5.7.2 Componentes necesarios	146
5.7.3 Descripción de los componentes	146
5.7.4 Conexión neumática	148
5.7.5 Conexión eléctrica	149
5.7.6 Selección de PLC	150
5.7.6.1 PLC 1768-L-18ERM-BB1B	152
5.7.6.2 Stratix 2000	153
5.7.6.3 Kinetix	153
5.7.6.4 Powerflex 750	154
5.7.6.5 PanelView Plus	154
5.7.7 Programación en ladder	155
5.7.7.1 Condiciones iniciales	155
5.7.7.2 Programación de funcionamiento	155

5.7.7.3 El botón de parada y encendido de energía	158
5.7.8 Conclusión de diseño	158
6. SIMULACIÓN ESTRUCTURAL	159
6.1 RESTRICCIONES	159
6.2 DISTRIBUCIÓN DE CARGAS	159
6.2.1 P1 – Carga del motor	159
6.2.2 P2 – Reacciones de rodamiento posterior	160
6.2.3 P3 – Reacciones de rodamiento frontal	161
6.2.4 P4 – Carga soporte carcasa posterior	161
6.2.5 P5 – Carga soporte carcasa frontal	162
6.3 SIMULACIÓN COMPUTACIONAL	163
6.3.1 Factor de seguridad	163
6.3.2 Deformación	164
6.4 MODIFICACIÓN DE LA ESTRUCTURA	166
6.5 NUEVA SIMULACIÓN COMPUTACIONAL	167
6.5.1 Factor de seguridad nuevo	168
6.5.2 Nueva deformación	169
7. MANUALES	171
7.1 MANUALES DE OPERACIÓN	171
7.1.1 Identificación de componentes	171
7.1.2 Tablero de mando	173
7.1.3 Proceso de dosificado	174
7.1.4 Proceso de cosido	174
7.1.5 Botón de emergencia	175
7.1.6 Limpieza	175
7.2 MANUAL DE MANTENIMIENTO	175
7.2.1 Inspección	175
7.2.2 Ajuste	176
7.2.3 Lubricación	177
7.3 MANUAL DE SEGURIDAD INDUSTRIAL	177
7.3.1 Operación	177
7.3.1.1 Equipo necesario	177
7.3.1.2 Condiciones seguras	177
7.3.1.3 Parada de emergencia	178
7.3.1.4 Parada de máquina	178
7.3.2 Mantenimiento	178
7.3.2.1 Equipo necesario	179
7.3.2.2 Condiciones seguras	179
7.3.2.3 Después de mantenimiento	179
7.3.3 Simbología de la máquina	179
7.3.3.1 Corriente eléctrica	179
7.3.3.2 Botón de emergencia	180
7.3.3.3 Prohibido el ingreso a personal no autorizado	181

8. EVALUACIÓN DEL IMPACTO AMBIENTAL	182
8.1 RELEVANCIA DE LOS PARAMETROS DE E.A	182
8.2 EVALUACIÓN AMBIENTAL PROPUESTA	182
8.3 CONCLUSIONES DE LA EVALUACIÓN AMBIENTAL	182
9. EVALUACIÓN FINANCIERA	184
9.1 COSTOS DE INVERSIÓN	184
9.1.1 Costos de diseño	184
9.1.2 Costos de fabricación	185
9.1.3 Costos de puesta en marcha	185
9.1.4 Costos de inversión	186
9.2 ANÁLISIS DE COSTOS DE OPERACIÓN	186
9.2.1 Costos de operación actual	186
9.2.2 Costos de operación propuestos	187
9.3 EVALUACIÓN FINANCIERA	188
9.3.1 Costo anual equivalente	189
9.3.2 Costo anual equivalente actual	189
9.3.3 Costo anual equivalente propuesto	189
9.4 CONCLUSIÓN DE EVALUACIÓN FINANCIERA	190
10. CONCLUSIONES	191
11. RECOMENDACIONES	192
BIBLIOGRAFÍA	193
ANEXOS	194

LISTA DE FIGURAS

	pág.
Figura 1. Proceso productivo	24
Figura 2. Disposición del espacio de la tolva	29
Figura 3. Proceso de empaçado	30
Figura 4. Proceso de la máquina (mm)	45
Figura 5. Esquema de sistema de dosificación	46
Figura 6. Transportador por tornillo sinfín	50
Figura 7. Tornillo sinfín	64
Figura 8. Desarrollo hélice	66
Figura 9. Eje hueco	69
Figura 10. Sellos para el eje	71
Figura 11. Factor geométrico (Tornillo sinfín)	75
Figura 12. Selección perno para anclaje de eje macizo	82
Figura 13. Selección de tuerca para anclaje de eje macizo	82
Figura 14. Eje acople - rodamiento	89
Figura 15. Rodamiento seleccionado	96
Figura 16. Parte inferior de la carcasa	97
Figura 17. Mordaza	100
Figura 18. Vista cortante lateral (Mordaza)	101
Figura 19. Dimensiones de la mordaza (mm)	103
Figura 20. Selección de soldadura para mordazas	104
Figura 21. Ancho de la platina (Mordaza)	105
Figura 22. Compresor Lab 102	111
Figura 23. Ubicación de los pasadores	113
Figura 24. Especificaciones de la balanza	118
Figura 25. Ubicación de los rodillos	120
Figura 26. Transportadores de rodillos	121
Figura 27. Componentes seleccionados y diseñados	124
Figura 28. Enumeración de los perfiles de estructura	125
Figura 29. Vigas de soporte de la carcasa	126
Figura 30. Viga soporte de carcasa posterior	128
Figura 31. Ancho de los rodamientos	131
Figura 32. Viga soporte carcasa posterior	132
Figura 33. Columna soporte posterior	133
Figura 34. Selección de soldadura para mordazas	138
Figura 35. Ángulo soporte posterior	139
Figura 36. Distancia a los bordes	144
Figura 37. Simulación de la empacadora en el PLC	151
Figura 38. Restricciones en las columnas	159
Figura 39. Carga generada por el motor	160
Figura 40. Reacción en rodamiento posterior	160
Figura 41. Reacción en rodamiento frontal	161

Figura 42. Carga sobre soporte posterior	162
Figura 43. Carga soporte frontal carcasa	162
Figura 44. Simulación de cargas tipo VON MISSES	163
Figura 45. Factor de seguridad para la estructura	164
Figura 46. Deformación 1 Vista 1	165
Figura 47. Deformación 1 Vista 2	165
Figura 48. Deformación 1 Vista 3	166
Figura 49. Lugar de modificación de la estructura (Vista 1)	167
Figura 50. Lugar de modificación de la estructura (Vista 2)	167
Figura 51. Simulación de cargas tipo VON MISSES	168
Figura 52. Factor de seguridad nuevo	168
Figura 53. Nueva deformación (Vista 1)	169
Figura 54. Nueva deformación (Vista 2)	169
Figura 55. Nueva deformación (Vista 3)	170
Figura 56. Identificación de los componentes de empacadora	172

LISTA DE CUADROS

	pág.
Cuadro 1. Productos de la empresa	25
Cuadro 2. Especificaciones de la boquilla	28
Cuadro 3. Especificaciones	38
Cuadro 4. Parámetros	39
Cuadro 5. Ventajas y desventajas del tornillo sinfín	40
Cuadro 6. Ventajas y desventajas de accionamientos neumáticos	41
Cuadro 7. Ventajas y desventajas de válvula rotativa	43
Cuadro 8. Cuadro de necesidad	43
Cuadro 9. Resultados para la selección	44
Cuadro 10. Propiedades físicas de la Dolomita	47
Cuadro 11. Tipos de Aceros Inoxidables	47
Cuadro 12. Propiedades del Acero Inoxidable 304	48
Cuadro 13. Tabla de eje	48
Cuadro 14. Características de lámina elegida	49
Cuadro 15. Coeficiente de llenado	51
Cuadro 16. Coeficiente de disminución del flujo	52
Cuadro 17. Factor de diámetro transportador (Fd)	54
Cuadro 18. Factor de suspensión de rodillos (Fb)	54
Cuadro 19. Características según la dolomita	55
Cuadro 20. Capacidad de llenado	56
Cuadro 21. Factor vuelo	56
Cuadro 22. Factor de paleta	57
Cuadro 23. Factor de eficiencia de manejo	58
Cuadro 24. Selección de barra tornillo sinfín	62
Cuadro 25. Motor seleccionado	63
Cuadro 26. Tamaño de sello	71
Cuadro 27. Tipo de soldadura seleccionada	78
Cuadro 28. Espesor de placa	79
Cuadro 29. Descripción de los pernos	80
Cuadro 30. Chaveta para el acople	89
Cuadro 31. Duración de diseño	92
Cuadro 32. Tabla de rodamientos – Radiales y factores de empuje	93
Cuadro 33. Carga radial equivalente permitida	95
Cuadro 34. Especificaciones métricas	97
Cuadro 35. Selección de perno para la carcasa	99
Cuadro 36. Selección de tuercas para la carcasa	99
Cuadro 37. Características de los componentes (Mordaza)	100
Cuadro 38. Cargas Mordazas	101
Cuadro 39. Tipo de soldadura seleccionada	109
Cuadro 40. Requerimientos de compresor	110
Cuadro 41. Especificación para selección de pernos	112

Cuadro 42. Selección de pernos para la mordaza	114
Cuadro 43. Selección de tuercas para la mordaza	115
Cuadro 44. Características para la balanza	116
Cuadro 45. Descripción de balanza seleccionada	117
Cuadro 46. Parámetros para el sistema de transporte	119
Cuadro 47. Cargas y soportes de los rodillos	119
Cuadro 48. Selección de rodillos	120
Cuadro 49. Soportes rodillos	121
Cuadro 50. Características de transportador de rodillo	121
Cuadro 51. Características de cosedora NP-7A	122
Cuadro 52. Características de cosedora seleccionada	122
Cuadro 53. Componentes de estructura	126
Cuadro 54. Cargas generadas por el tornillo	127
Cuadro 55. Requerimiento perfil	131
Cuadro 56. Factor de longitud efectiva CSP	133
Cuadro 57. Resumen de estructura	137
Cuadro 58. Tipo de soldadura seleccionada	141
Cuadro 59. Espesor de placa	142
Cuadro 60. Especificaciones métricas para perno de anclaje	143
Cuadro 61. Selección de perno de anclaje	143
Cuadro 62. Componentes para el PLC	146
Cuadro 63. Diagrama neumático	149
Cuadro 64. Significado de símbolos	149
Cuadro 65. Descripción de los componentes de la empaca.	172
Cuadro 66. Botón pantalla operar	173
Cuadro 67. Paro de emergencia	175
Cuadro 68. Parámetros E.A.	182
Cuadro 69. Evaluación ambiental de la maquina	183
Cuadro 70. Costos de diseño	185
Cuadro 71. Costos de fabricación	185
Cuadro 72. Costos de puesta en marcha	186
Cuadro 73. Costos de inversión	186
Cuadro 74. Consumo de energía actual (\$108,8 KWh)	187
Cuadro 75. Costo de operación actual	187
Cuadro 76. Consumo de energía propuesto (\$108,8 KWh)	187
Cuadro 77. Costos de operación propuesta	188

LISTAS DE IMÁGENES

	pág.
Imagen 1. Ubicación de la tolva	27
Imagen 2. Empacado manual	28
Imagen 3. Dosificador volumétrico	31
Imagen 4. Báscula electrónica	31
Imagen 5. Empaque con papel kraft	32
Imagen 6. Sacos de polipropileno	33
Imagen 7. Cuchillas de termosellado	33
Imagen 8. Cosedora industrial manual	34
Imagen 9. Empacadora vertical	35
Imagen 10. Empacadora tipo flow pack	36
Imagen 11. Empacadora de trigo automática para sacos	37
Imagen 12. Sistema de dosificación por tornillo sinfín	41
Imagen 13. Compuerta neumática	42
Imagen 14. Válvula rotativa	42
Imagen 15. Eje macizo	63
Imagen 16. Tolva (m)	72
Imagen 17. Perno para anclaje de los ejes	79
Imagen 18. Acople para el motor y el eje	88
Imagen 19. Rodamiento cónico	91
Imagen 20. Designación del rodamiento ejemplo	96
Imagen 21. Válvula 5/2	109
Imagen 22. Balanza transportadora	116
Imagen 23. Costura	123
Imagen 24. Cosedora	123
Imagen 25. Sensor inductivo	146
Imagen 26. Pulsadores	147
Imagen 27. Paro de emergencia	147
Imagen 28. Cilindro de doble efecto	148
Imagen 29. Pilotos	148
Imagen 30. PLC 1768-L18ERM-BB1B	152
Imagen 31. Stratix 2000	153
Imagen 32. Kinetix 350	153
Imagen 33. Variador de potencia	154
Imagen 34. PanelView Plus	154
Imagen 35. Pantalla de empacado	174
Imagen 36. Corriente eléctrica	180
Imagen 37. Paro de emergencia	180
Imagen 38. Prohibido personal no autorizado	181

LISTA DE DIAGRAMAS

	pág.
Diagrama 1. Proceso de empackado	39
Diagrama 2. Factor de carga	58
Diagrama 3. Concentración de esfuerzos eje con filete	83
Diagrama 4. Concentraciones esfuerzo para eje con orificio	85
Diagrama 5. Concentraciones esfuerzo para eje con orificio	87
Diagrama 6. Esfuerzos	90
Diagrama 7. Diagrama de fuerzas (Soldadura)	106
Diagrama 8. Cargas de soldadura	108
Diagrama 9. Fuerzas aplicadas por el tornillo	127
Diagrama 10. Cuerpo libre VSCP	128
Diagrama 11. Esfuerzo cortante VSCP	129
Diagrama 12. Momento máximo VSCP	130
Diagrama 35. D. de cuerpo libre CSP	136
Diagrama 36. Conexión eléctrica de PLC	150
Diagrama 37. Conexión del PLC	152
Diagrama 38. Condiciones iniciales de programación	155
Diagrama 39. Programación PLC parte 1	155
Diagrama 40. Programación PLC parte 2	156
Diagrama 41. Programación PLC parte 3	157
Diagrama 42. Programación PLC parte 4	158
Diagrama 43. Proceso de la máquina	173
Diagrama 44. Costo de operación actual (millones)	189
Diagrama 45. Costo de operación propuestos (millones)	190

LISTA DE ANEXOS

	pág.
Anexo A. Selección de motor tornillo sinfín	196
Anexo B. Selección de acople eje del tornillo sinfín	198
Anexo C. Selección de cilindro para mordaza	201
Anexo D. Selección de válvula	203
Anexo E. Selección de báscula	204
Anexo F. Selección de perfil para estructura de tornillo sinfín	206
Anexo G. Selección perno de anclaje	209
Anexo H. Cotización Alibaba.com	212
Anexo F. Cotización mano de obra	215
Anexo G. Planos de la maquina empacadora	216

RESUMEN

Para desarrollar el presente proyecto de grado fue necesario conocer y analizar detalladamente las necesidades de la empresa Dolomita Rivera en cuanto al sistema y maquinaria de empaçado que utiliza. De esta forma se pudo establecer cuáles eran los problemas que presentaba en el proceso y cuál sería la posible solución. Conociendo estas falencias, se procedió a investigar y analizar los tipos de empaçadoras que existían en el país y si se deberían hacer algunas modificaciones para ajustarse a las necesidades específicas de la empresa Dolomita Rivera.

Ejecutada esta primera etapa, se pudo definir con precisión los sistemas que van a componer este proyecto el cual tiene un sistema de dosificación que consistete en un tornillo sinfín y mordazas, un sistema de pesaje que consta de una báscula automatizada con rodillos para facilitar el producto a empaçar, un sistema de cosido que está compuesto con una cosedora con características similares a las utilizadas actualmente y finalmente un sistema de control de PLC que es el encargado de controlar toda la máquina. De la misma forma se escogió el sistema de dosificación como punto de partida para plantear las alternativas de diseño permitiendo la selección de un tornillo sinfín.

Posteriormente se tomaron datos de producción y se cuantificó el espacio disponible en donde se instalaría la máquina. Estos datos sirvieron para el diseño de la misma y la selección de los materiales óptimos que existen en el mercado. Por último, se seleccionaron los equipos complementarios los cuales, a través de un software, analizaron las cargas aplicadas y el funcionamiento general de la máquina.

Basándose en los resultados de las simulaciones se sacaron los planos necesarios de los componentes y el conjunto de la máquina.

Para finalizar se hicieron los manuales de instalación, mantenimiento, operación, seguridad además de desarrollar la evaluación financiera y ambiental del proyecto.

Palabras claves: Diseño, Maquina, Empaçadora, Dosificación, Tornillo sinfín, Dolomita.

INTRODUCCIÓN

La *importancia* de este proyecto radica en que el pesaje de los sacos es manual lo que hace que la cantidad de masa en cada uno de ellos sea impreciso y la contaminación generada por la polución en el momento de dosificar, dando *origen* a la inconformidad de los clientes, problema en las ventas y enfermedades generadas en los empleados que realizan la función de empacado y sellado de los sacos

Por tal razón, la empresa requiere una solución urgente a los problemas de pesaje, produciendo así el nacimiento del objetivo general de este proyecto: “Diseño de una empacadora automatizada para la empresa Dolomita Rivera Cía. Ltda.”

Para lograr el objetivo general se diseñaron los siguientes objetivos específicos:

- ✓ Diagnosticar la situación actual de los sistemas de empacado
- ✓ Establecer los requerimientos y parámetros básicos del sistema
- ✓ Establecer el diseño conceptual de la empacadora
- ✓ Plantear y evaluar alternativas de diseño de dosificación
- ✓ Desarrollar el diseño detallado de la empacadora
- ✓ Evaluar por medio del MEF la máquina
- ✓ Elaborar manual de operación y mantenimiento del sistema de empacado
- ✓ Desarrollar planos de fabricación, ensamble, montaje y ubicación
- ✓ Evaluar el impacto ambiental de la fabricación de la máquina y de la operación de la misma
- ✓ Presentar y analizar alternativas de solución incorporando una evaluación financiera

El *alcance* del proyecto tiene como finalidad dar a conocer a la empresa una alternativa para el diseño de una empacadora automatizada para bultos de 50kg. La implementación de esta propuesta será decisión de la empresa. De esta forma, se estableció como *limitación* que el trabajo del proyectista llegaría sólo a la entrega del documento académico con las características ya mencionadas.

La *metodología* que se utilizó en este proyecto está implícita en los objetivos específicos que se desarrollan para responder las dudas durante la ejecución del

mismo y cumplir con los requerimientos. Además se elaboraron cronogramas de trabajo que permiten establecer el tiempo necesario para el cumplimiento de los objetivos anteriormente descritos.

El diseño de una empacadora automatizada dejó grandes aportes no solo a la empresa sino también al diseñador de la máquina. Este estudio permitió expandir la experiencia en el campo del diseño por parte del proyectista. También permitió establecer parámetros básicos de operación. De esta manera la empresa logro anular el tiempo para el repesaje y así ahorra gastos en el pago de horas extras para los empleados, además de minimizar al máximo la contaminación generada por la polución en el empaqueo de los sacos.

1. LA EMPRESA

1.1 HISTORIA

DOLOMITA RIVERA CIA. LTDA es una compañía que se creó el 31 de mayo de 1.991 en el municipio de Palermo, departamento del Huila. La empresa busca aprovechar los yacimientos de cal y carbonato que se encuentran en la región. En sus inicios, la compañía se dedicaba exclusivamente a la venta de Dolomita, mineral que busca la reparación del PH de las tierras en el país. Con el paso de los años, se creó una línea de productos tales como la fosforita, el fosfadol y los carbonatos.

1.2 MISIÓN¹

Procesar y comercializar productos para el agro y la industria colombiana 100% naturales en los que la calidad y la excelencia en el servicio sea nuestra máxima prioridad.

1.3 VISIÓN²

Consolidarse como empresa nacional e internacional a través de la diversificación de productos acordes con las necesidades del campo y la industria, la optimización de procesos y servicios, el mejoramiento de la calidad de vida de sus funcionarios y el cuidado por el medio ambiente.

1.4 ADMINISTRATIVO

La empresa cuenta con una jerarquía compuesta por un Gerente, un Subgerente, dos empleados encargados de las ventas y compras, un ingeniero y una decena empleados encargados del manejo de la planta. Estos últimos son los encargados del funcionamiento en la línea de producción.

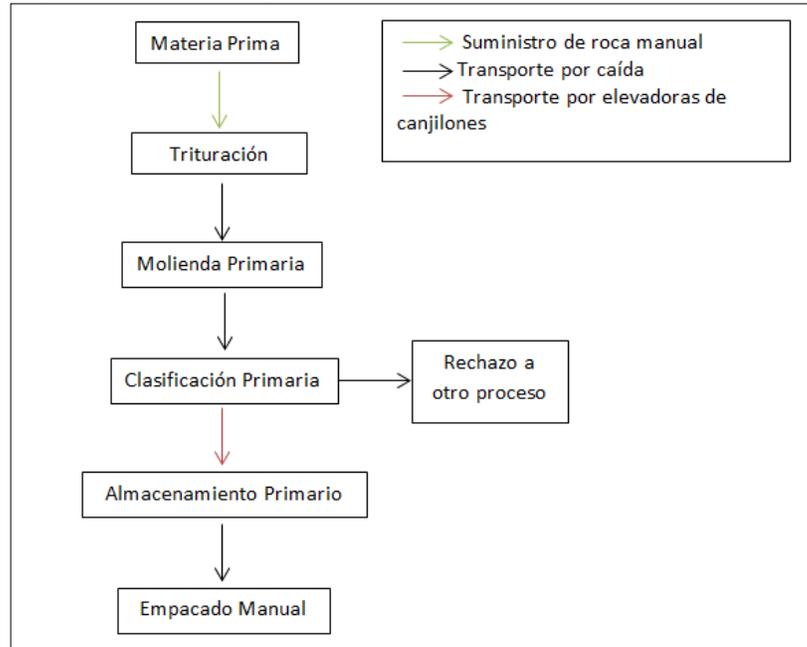
1.5 PROCESO PRODUCTIVO DE LA PLANTA

La planta tiene un proceso productivo establecido para procesar la Dolomita además del resto de productos como se muestra a continuación en la Figura 1;

¹ Paginasamarillas.com (2015). Información de la empresa. enero 4. 2016, de Dolomira Rivera Cia. Ltda. Sitio web: <http://dolomitarivera.com/empresa/>

² Ibid.

Figura 1. Proceso productivo



1.6 PRODUCTOS

La empresa cuenta con 4 productos denominados: Dolomita, Fosforita, Fosfadol y Carbonatos. Estos pueden tener diferente granulometría dependiendo de la molienda y la malla que se utilice para la clasificación. El producto puede pasar por mallas desde la número 20 hasta 600, teniendo en cuenta las necesidades del cliente y su futura aplicación.

Por otra parte, la Dolomita se utiliza para neutralizar suelos ácidos y estimular las raíces a la hora de absorber los nutrientes. La Dolomita y los Carbonatos son excelentes en mezclas para elaborar cemento, pegantes y pinturas.

1.6.1 Empacado. Estos productos se empaquetan en bultos de 50Kg los cuales son sacos de polipropileno tejidos ya que estos permiten la fuerte manipulación y también no permiten la liberación de material al ambiente. Estos sacos tienen medidas de 75 cm de alto por 50 cm de ancho.

Cuadro 1. Productos de la empresa

PRODUCTO	IMAGEN	COMPOSICION	PORCENTAJE
DOLOMITA		Calcio	34.0%
		Magnesio	15.7%
		Humedad máx.	1.0%
FOSFORITA		Fósforo	24%
		Calcio	15%
		Humedad máx.	3%
FOSFADOL		Fósforo	3.0%
		Calcio	30.0%
		Magnesio	12.0%

Cuadro 1. (Continuación)

PRODUCTO	IMAGEN	COMPOSICION	PORCENTAJE
CARBONATO		Carbonato de calcio	96%

Fuente: <http://dolomitarivera.com/>

1.7 ESTADO ACTUAL

La infraestructura de la empresa y el espacio disponible, permite ubicar adecuadamente la máquina empacadora.

1.7.1 Ubicación. Esta máquina estará ubicada en la parte inferior de la tolva ubicada en la bodega de almacenamiento, donde está el producto listo para depositar en sus respectivos sacos y donde también termina la línea de producción como se muestra en la Imagen 1.

Imagen 1. Ubicación de la tolva



1.7.2 Proceso. Como se muestra en la Figura 1, en la penúltima fase del proceso productivo, se encuentra el sistema de almacenamiento que será el paso previo a la máquina empacadora. En la actualidad se encuentra un empacado manual como se muestra en la imagen 1. Y tiene una capacidad productiva en promedio de 150 bultos por hora.

1.7.2.1 Descripción del empacado. El sistema de empacado consta de una báscula, una compuerta ubicada en la tolva y una cosedora manual. El sistema funciona así: el empleado coloca sobre la báscula el saco que va a ser llenado con el producto y abre la compuerta manual para el respectivo llenado. Cuando la báscula indique que el peso ya son 50 kilos, el empleado cierra la compuerta, quita el saco de la báscula y posteriormente hace el cierre del mismo con una cosedora manual.

Imagen 2. Empacado manual



La boquilla dispuesta para la salida de material, como se muestra en la Imagen 2, será la salida de alimentación de la máquina y tendrá las siguientes dimensiones como lo muestra el cuadro 2;

Cuadro 2. Especificaciones de la boquilla

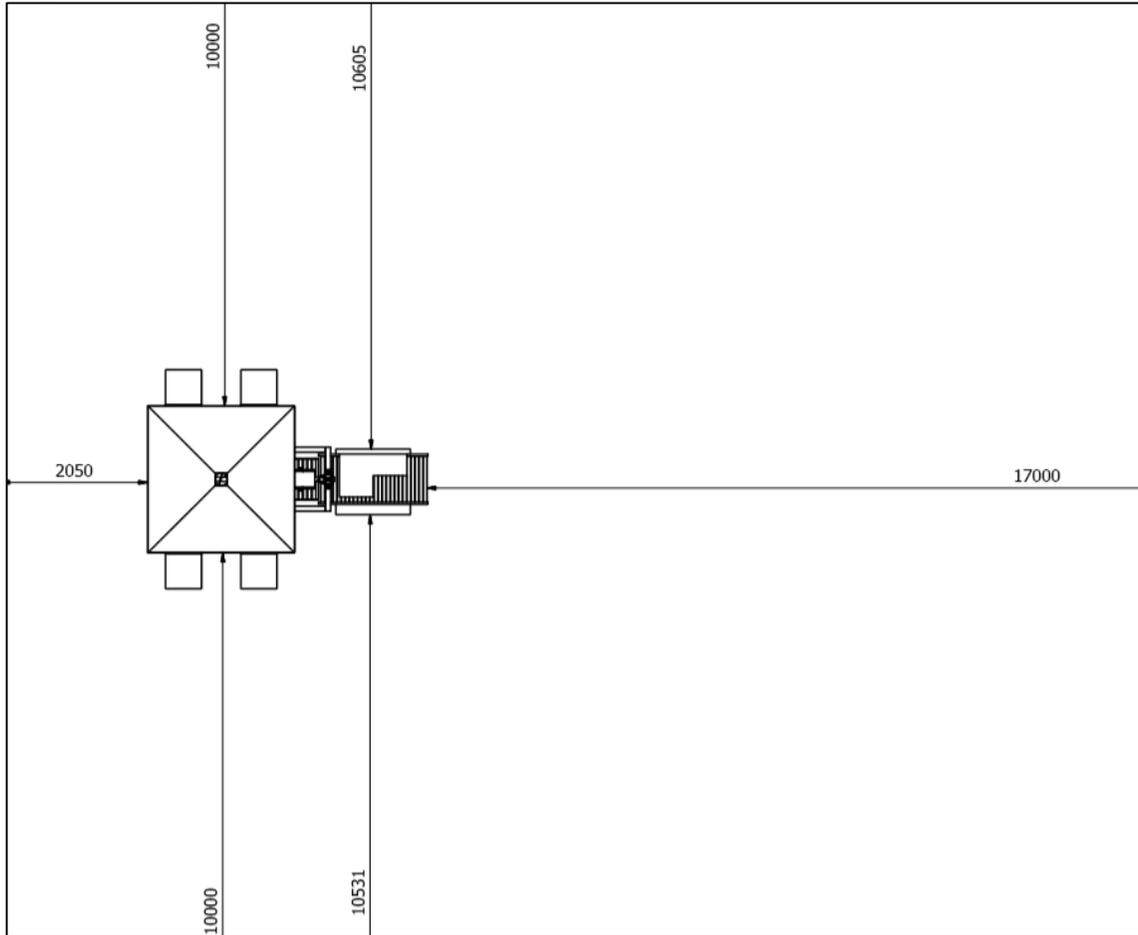
INFORMACIÓN	ESPECIFICACIÓN	MEDIDAS
Boquilla de salida de la tolva	Diámetro	18 cm
Boquilla de salida de la tolva	Longitud	58 cm

1.7.3 Descripción del saco³. El saco está elaborado ...a partir de resinas 100% de polipropileno tejido y generalmente tiene fabricación tubular lo que permite la fácil elaboración. Los empaques de la empresa vienen previamente impresos como se ve en la Imagen 2.

1.7.4 Área disponible. La planta de la empresa cuenta con espacio suficiente como muestra la Figura 2 para ubicar la máquina empacadora y de esta forma poder instalarla y operarla con libertad y eficiencia.

³ Fibras de Centroamérica S.A. (s,f). Materia prima. marzo 3. 2016. Fibras de Centroamérica Sitio web: <http://sancristobal.com/fideca/productos/sacosint.htm>

Figura 2. Disposición del espacio de la tolva



1.7.5 Energía. La planta cuenta con un transformador que posee fuentes de energía trifásica de 220V y 440V y monofásica de 110V.

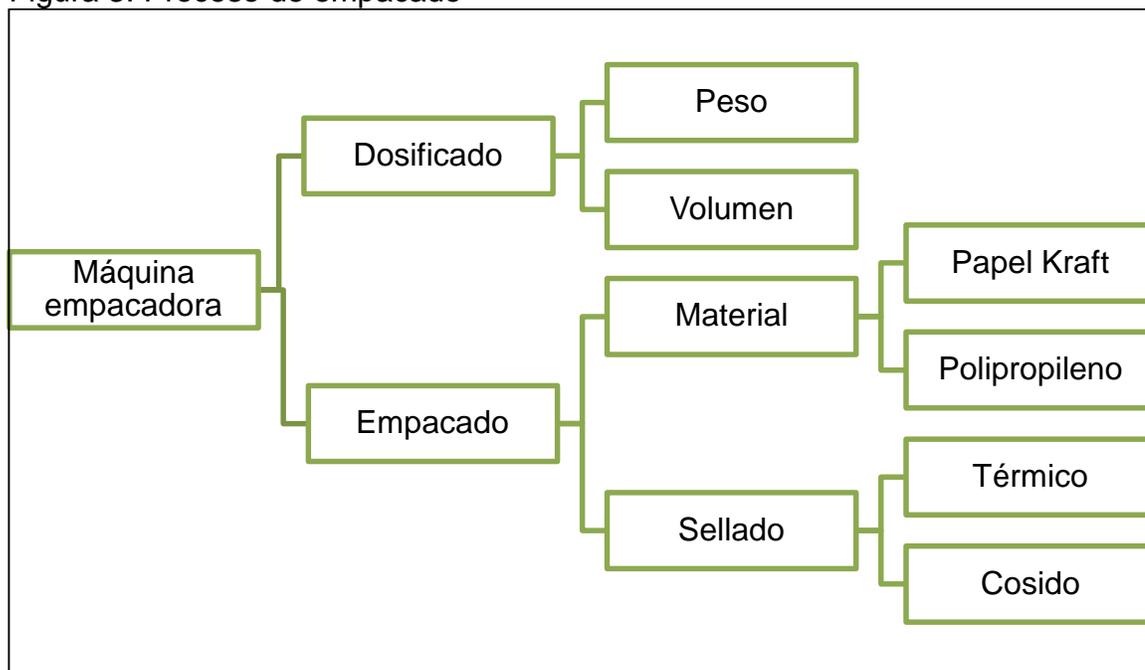
1.8 DIAGNÓSTICO DEL SISTEMA DE EMPACADO ACTUAL

En la actualidad la empresa Dolomita Rivera tiene un sistema de dosificación manual el cual no permite que la medida sea exacta lo que causa problemas en la producción. Pero en el sistema de cosido los operarios manejan unas cosedoras que sí cumplen efectivamente su función. Con lo que se puede concluir que ellos necesitan mejorar su sistema de dosificación y acoplarlo al sistema de cosido efectivamente.

2. PROCESO DE EMPACADO

Las máquinas empacadoras en la actualidad cuentan con dos sistemas principales: el sistema de dosificado y el sistema de empacado como se muestra en la Figura 3.

Figura 3. Proceso de empacado

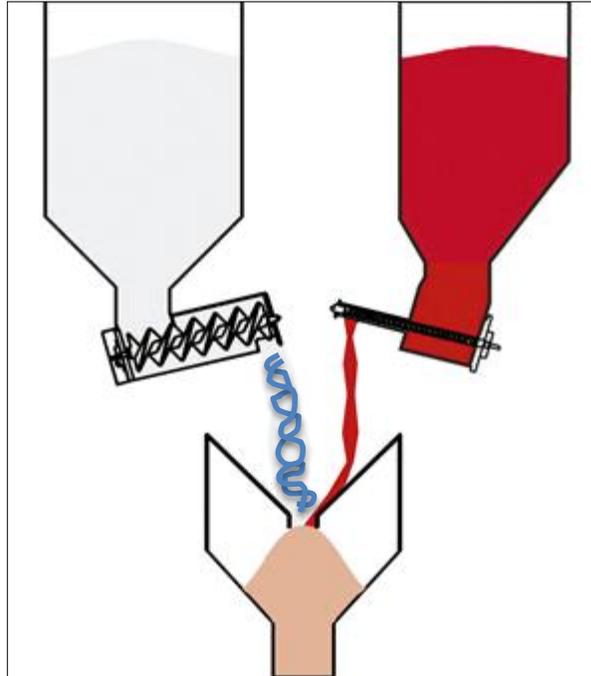


2.1 PROCESO DE DOSIFICACIÓN

La principal función de este proceso es entregar cantidades predeterminadas del producto en un tiempo determinado. La dosificación busca entregar una masa o volumen específico. Esta entrega está condicionada por las características del material, las condiciones del entorno y el tipo de dosificado.

2.1.1 Dosificación volumétrica. Ya que esta se hace exclusivamente en función del volumen y no de la masa, esta dosificación tendrá que tener en cuenta el porcentaje de masa que pasa con respecto al volumen y así identificar el tiempo necesario para la entrega del material.

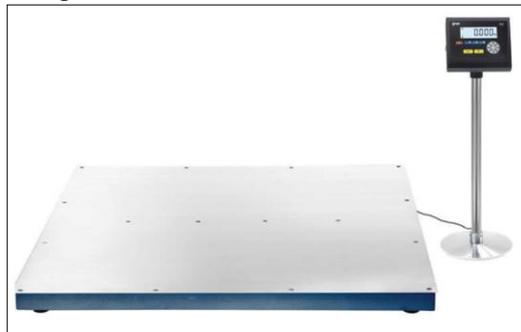
Imagen 3. Dosificador volumétrico



Fuente: <http://www.plastico.com/temas/En-que-se-diferencian-los-sistemas-de-dosificacion-volumetricos-de-los-gravimetricos+9>

2.1.2 Dosificación por peso. La dosificación por peso es la encargada de medir gradualmente la cantidad de material que se va entregando al sistema y en el momento de tener el pesaje establecido, se detiene el suministro.

Imagen 4. Báscula electrónica



Fuente: <http://www.anapesing.es/Basculasindustriales.html>

2.2 PROCESO DE EMPACADO

Al empacar el material se debe tener en cuenta la forma del saco y su respectivo cierre. También se deben considerar las características físicas y químicas del producto.

2.2.1 Material de empaque. Es el que permite el aislamiento de un producto con el fin de preservarlo y facilitar su entrega al consumidor. En la industria de empaqueo de polvos, los dos principales son el papel kraft y el polipropileno.

- ✓ Papel kraft. Es un papel grueso de color marrón capaz de soportar grandes cantidades de peso debido a las capas que lo componen.

Imagen 5. Empaque con papel kraft



Fuente: <http://jpsbinternational.com/sectores/sacos-bolsas.php>

- ✓ Polipropileno. Se utiliza principalmente en el sector agroindustrial. Es un polímero termoplástico tejido, el cual es resistente a la humedad, no es atacado por insectos, permite la variabilidad de tamaño y colores.

Imagen 6. Sacos de polipropileno



Fuente: http://epq.com.co/w3/internet/epq_1/documents/sacopolipropilenosinlaminar.html

2.2.2 Sellado del empaque. El sellado se puede realizar con cuchillas térmicas o cosido con hilo dependiendo de las características del producto y el peso que se desea empacar.

- ✓ Cuchillas térmicas de sellado. Es un sistema de soldadura que une dos segmentos de material termoplásticos. Este consta de una barra que aplica calor en el área de contacto y permite de esta forma el sellado.

Imagen 7. Cuchillas de termosellado



Fuente: <http://tecnologiadelosplasticos.blogspot.com.co/2013/12/termosellado.html>

- ✓ Cosido. Este sistema permite unir de forma permanente la zona de contacto con hilo utilizando agujas metálicas.

Imagen 8. Cosedora industrial manual



Fuente: <https://www.linio.com.pe/p/henkel-cosedora-cerradora-de-sacos-bolsas-semi-industrial-ele-ctrica-gris-onlhk9>

2.3 MÁQUINAS EMPACADORAS

Son máquinas encargadas de empacar productos con un peso y masa determinada. Esto permite tener control de la cantidad de producto en el empaque. Comúnmente, estas máquinas van acompañadas por sistemas automatizados o semi-automatizados tales como dispensadoras de empaque, controles de peso y cosedoras.

Las máquinas que se muestran a continuación son las que se tomaron en cuenta para el desarrollo del diseño la máquina empacadora;

Imagen 9. Empacadora vertical

Modelo VVK- 45		
		
COMPONENTES	Dosificador por tornillo sinfín	
	Control Automático	
	Corte de sobre	
DESCRIPCIÓN	Esta máquina es una empacadora de polvo vertical. Utiliza un sellado a través de cuchillas térmicas y tiene una dosificación por tornillo sinfín.	
CAPACIDAD	LARGO	40/150mm
	ANCHO	40/100mm
VARIABLES	Peso	156 Kg
	Voltaje	220 o 110 V

Fuente: <http://www.empac.com.mx/empacadora-vertical-de-polvos.html>

Imagen 10. Empacadora tipo flow pack

Empacadora tipo flow pack de rollo invertido		
		
COMPONENTES	Dosificador por tornillo sinfín	
	Sistema de cosido	
	Control de PLC	
	Cuchillas térmicas de corte	
DESCRIPCIÓN	Esta máquina es una empacadora de polvo vertical la cual se encarga de recibir desde una tolva el material. Por medio de un tornillo sinfín dosifica y a través de un sistema de cosido cierra la parte inferior y superior del empaque. Posee además un sistema de corte con cuchillas térmicas	
CAPACIDAD	5 a 40	gr
VARIABLES	Peso	350 Kg
	Voltaje	220 V

Fuente: <http://www.globalpackingcol.com.co/Empacadoras%20-%20Global%20Packing%20Colombia.html>

Imagen 11. Empacadora de trigo automática para sacos

Empacadora de trigo DLCS-LX-Y



COMPONENTES	Dosificador de tornillo sinfín	
	Balanza automática	
	Sistema de cosido	
	Control de PLC	
	Cinta transportadora	
DESCRIPCIÓN	El sistema de dosificación y peso del producto está en la tolva. Debajo de la boquilla de alimentación se coloca el empaque de forma manual. Cuando éste está lleno, la banda transportadora lo lleva al sistema de cosido donde se realiza el cierre.	
CAPACIDAD	40	Kg
	250	sacos/h
VARIABLES	Peso	350 Kg
	Voltaje	220 V

Fuente: http://www.delani.biz/producto_pdf/569855_PACK-107-GRA.pdf

3. DISEÑO CONCEPTUAL Y PARAMETRIZACIÓN

En el presente capítulo se aborda el diseño conceptual y los parámetros para su desarrollo. Esto constituye la base para la elaboración del proyecto de grado.

3.1 REQUERIMIENTOS FUNCIONALES

Para el diseño de la máquina empacadora se tuvo en cuenta las necesidades de la empresa; es decir, los requerimientos en cuanto al número de bultos producidos por hora, las características del saco y de los materiales para la fabricación de la máquina. Estos últimos no debían contaminar el producto. Por otra parte, la empacadora debía ser automatizada y adecuarse a las fuentes energéticas de la planta.

A continuación los requerimientos se describen en más detalle.

3.1.1 Producción. Como la empresa tiene la capacidad de producción la cual es 150 bultos por hora, el propósito de la máquina fue mantener dicha producción pero haciendo precisa la cantidad del producto en cada saco.

3.1.2 Material. La máquina empacadora fue diseñada con materiales que no afectaran el producto. No debía ser corrosivo y soportar las cargas de trabajo tanto en el número bultos producidos por hora como las jornadas de trabajo.

3.1.3 Automatización y control. El sistema de automatización y control de la máquina se realizó por medio de PLC y diferentes sensores.

3.2 ESPECIFICACIONES

Las características cualitativas de la máquina empacadora se muestran en el siguiente cuadro;

Cuadro 3. Especificaciones

ESPECIFICACIONES	CARACTERISTICAS
Proceso de empaçado y dosificado	Automatizado
Material de la máquina	No contaminantes
Sellado	Cosedora de hilo
Sacos	Polipropileno tejido

3.3 PARÁMETROS DE DISEÑO

En cuanto a los parámetros de diseño se tuvo en cuenta las características cuantitativas que la empresa requiere para la empacadora.

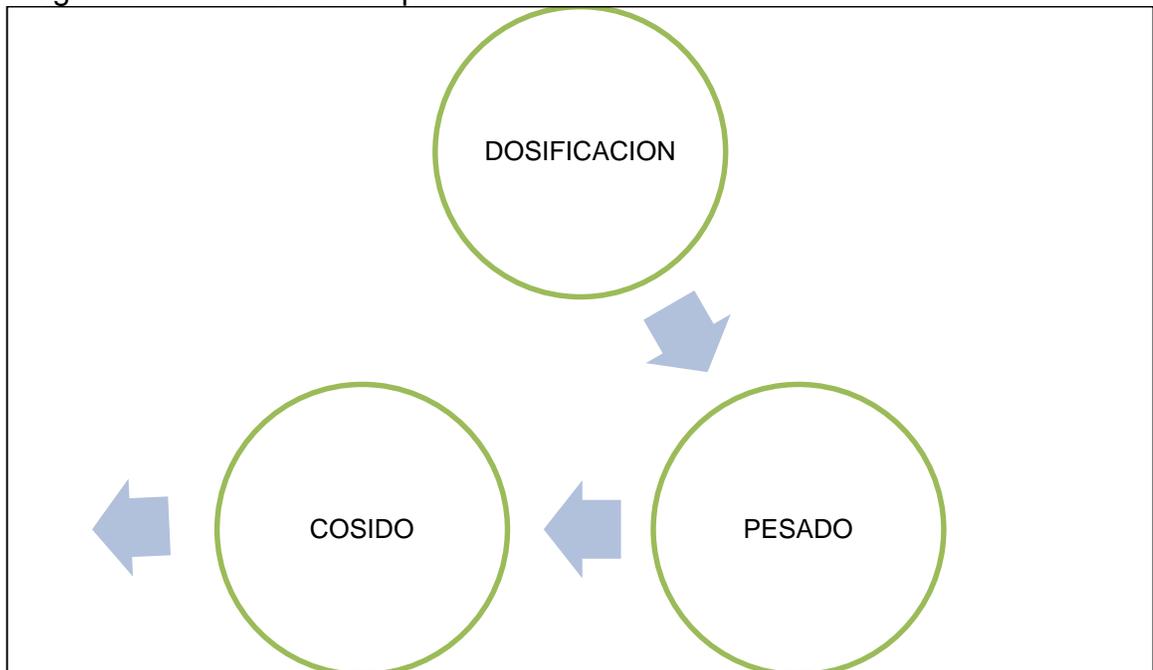
Cuadro 4. Parámetros

PARÁMETROS		
Proceso	Cantidad	Unidades
Bultos	50	Kg
Producción	150	Bultos/h
Jornada	8	h/jornada

3.4 PROCESO DE LA MÁQUINA

El proceso de empaqueo de bultos debe seguir las siguientes etapas:

Diagrama 1. Proceso de empaqueo



4. PLANTEAMIENTO DE ALTERNATIVAS

4.1 ANÁLISIS DE ALTERNATIVAS

La dosificación durante el empaqueo es el sistema en donde se evaluaron las alternativas con el objeto de suplir las necesidades para el correcto funcionamiento de la planta. Los cuales a evaluar son;

- ✓ Tornillo sinfín
- ✓ Compuerta neumática
- ✓ Válvula rotativa

4.1.1 Sistema de dosificación por medio de un tornillo sinfín. La parte central del sistema de dosificación consta de un tornillo sinfín encargado de suministrar el producto dentro del saco. El tornillo sinfín es a la vez controlado por un sistema PLC que tiene la función de enviar la señal que recibe de la báscula para suspender la alimentación cuando el llenado está completo.

A continuación se detallan las ventajas y desventajas de las características del tornillo sinfín;

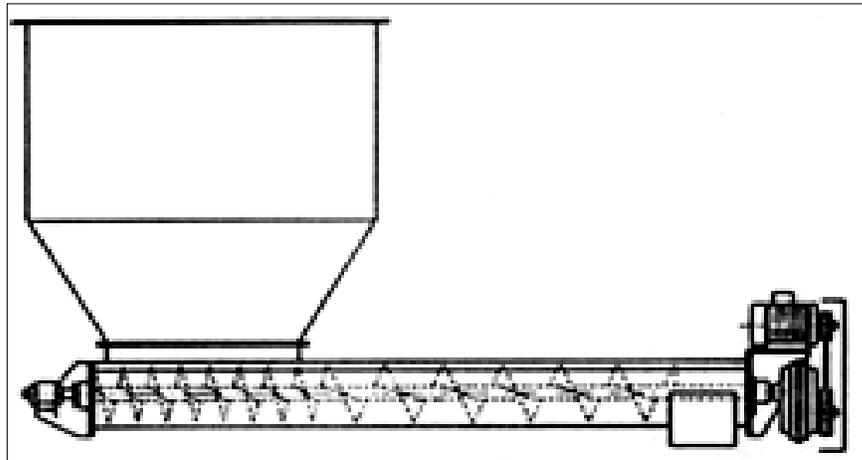
Cuadro 5. Ventajas y desventajas del tornillo sinfín

VENTAJAS	DESVENTAJAS
Son compactos.	Tamaños pequeños (hasta 50 m).
Diseño modular: fácil instalación.	Mayores requerimientos de potencia.
Soportes y apoyos simples	Al quedar resto de materiales transportados con anterioridad existen riesgos de contaminación.
Soportan altas temperaturas.	Volumen de material bajo.
Extremadamente versátiles.	
Varias zonas de carga y descarga	

Fuente: http://www.ecured.cu/Transportador_de_tornillo_sin_fin

A continuación se muestra un ejemplo de un tornillo sinfín:

Imagen 12. Sistema de dosificación por tornillo sinfín



Fuente: <http://taninos.tripod.com/tornillo.html>

4.1.2 Sistema de dosificación por compuerta neumática. Este sistema cuenta con actuadores neumáticos encargados de abrir la compuerta de suministro del material. Por otra parte, una báscula ubicada en la parte inferior de la máquina es la encargada de abrir y cerrar la compuerta neumática a través de un PLC que activa su mecanismo cuando alcance la carga de 50 Kilos. La tecnología neumática tiene diferentes ventajas y desventajas como se muestra a continuación:

Cuadro 6. Ventajas y desventajas de accionamientos neumáticos

VENTAJAS	DESVENTAJAS
La neumática es capaz de desarrollar grandes fuerzas, imposible para la tecnología eléctrica.	El funcionamiento de los sistemas neumáticos es ruidoso, ya que el aire comprimido se expulsa al exterior una vez ha sido utilizado.
Utiliza una fuente de energía inagotable: el aire.	
Es una tecnología muy segura: no genera chispas, incendios, riesgos eléctricos, etc.	
Es una tecnología limpia, muy adecuada para la industria alimentaria, textil, química, etc.	Es una tecnología más costosa que la tecnología eléctrica, pero el costo se compensa por su facilidad de implementación y buen rendimiento.
Es una tecnología muy sencilla que permite diseñar sistemas neumáticos con gran facilidad.	
La neumática posibilita sistemas con movimientos muy rápidos, precisos y de gran complejidad.	

Fuente: <https://vinuar75tecnologia.pbworks.com/f/Tema+5.+NEUM%C3%81TICA+ACCIONAMIENTO> Se muestra un actuador neumático;

Imagen 13. Compuerta neumática



Fuente: <http://www.directindustry.es/prod/jaudt-dosiertech-nik-maschinenfabrik-gmbh/product-63485-464094.html>

4.1.3 Sistema de dosificación por válvula rotativa. Este sistema cuenta con un rotor acompañado de unas paletas rotativas, las cuales serán las encargadas de transportar el material. Dependiendo de la velocidad de giro, el tiempo de liberación del material varía.

Imagen 14. Válvula rotativa



Fuente: <http://www.atpplleal.com/Pujat/file/VALVULA%20DOSIFICADOR>

A continuación se muestran las ventajas y desventajas de la válvula rotativa;

Cuadro 7. Ventajas y desventajas de válvula rotativa

VENTAJAS	DESVENTAJAS
Ocupa un espacio reducido.	Es un elemento costoso
Robusta. Varios materiales y tratamientos disponibles de acuerdo al producto a manejar.	Difícil mantenimiento
Montaje directo de unidad motriz.	Varios materiales y tratamientos disponibles de acuerdo al producto

Fuente: <http://www.vdm.cl/Productos/Compuertas.html>

4.2 SELECCIÓN DE ALTERNATIVA

Para la selección de las alternativas se tomaron en cuenta los requerimientos hechos por la empresa, los cuales se evaluaron a partir de un cuadro de necesidad.

Cuadro 8. Cuadro de necesidad

CALIFICACION	VALOR
Nada necesario	1
Poco importante	3
Importante	5
Muy importante	7
Indispensable	9

4.2.1 Análisis de resultados. A partir de los estudios realizados, las tres alternativas propuestas dan solución al problema de una manera adecuada. Sin embargo, cada uno de los sistemas seleccionados tuvo aspectos positivos y negativos, dependiendo las características que se evaluaron. Con la información suministrada por la empresa se realizó un cuadro comparativo con el objetivo de seleccionar la opción más adecuada.

Después de haber clasificado los valores de importancia, se relacionaron los tres sistemas de dosificación con la relevancia para el funcionamiento de la máquina empacadora.

- ✓ Mantenimiento. El parámetro de mantenimiento, hace referencia al número y complejidad de las tareas a realizar para su desarrollo.
- ✓ Costo. Hace referencia al menor el costo a la hora de la instalación de le sistema de dosificación.
- ✓ No contaminante. Esto indica que el sistema de dosificación genera menor contaminación en el ambiente.

- ✓ Menor tamaño del dosificador. Hace referencia al mejor uso del espacio ocupado por el sistema de dosificación.

Cuadro 9. Resultados para la selección

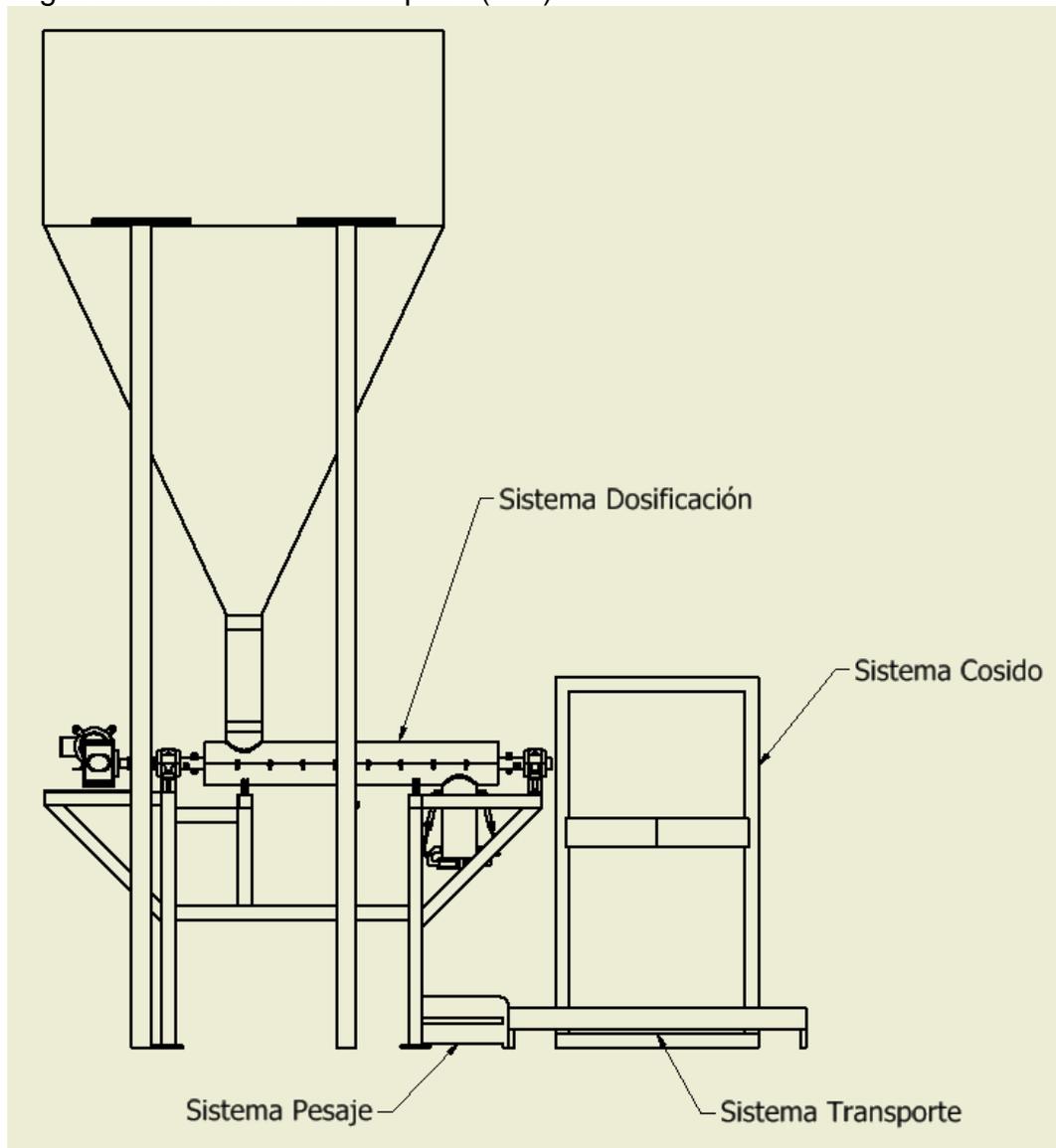
Parámetro comparativo	Relevancia	Tornillo sin fin		Comp. Neumática		Válvula rotativa	
Mantenimiento	40%	7	2,8	7	2,8	5	2
Costo	25%	7	1,75	5	1,25	5	1,25
No contaminante	20%	7	1,4	5	1	5	1
Menor tamaño del dosificador	15%	3	0,45	7	1,05	7	1,05
Resultados	100%		6,4		6,1		5,3

4.2.2 Conclusión. Después de hacer el análisis a la tabla de los resultados donde se evaluaron todas las alternativas, se concluyó que el tornillo sin fin es el más adecuado ya que éste es de fácil mantenimiento. Otro de los beneficios consiste en que el levantamiento de polvo no es elevado debido a que el material sale de la boquilla del tornillo y no de la tolva. A pesar de ocupar más espacio que los otros dos sistemas, esta característica no es tan relevante para la empresa ya que se dispone de suficiente espacio.

5. DISEÑO DETALLADO

Para el desarrollo de este capítulo se realizó un análisis basado en los requerimientos hechos por la empresa con el fin de determinar finalmente cómo se va a configurar la máquina empacadora adecuada y cumplir con las expectativas de producción proyectadas por la compañía.

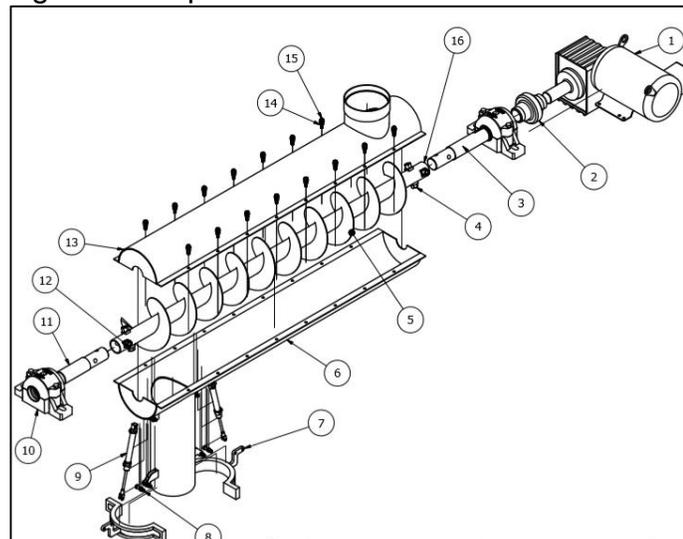
Figura 4. Proceso de la maquina (mm)



En la Figura 4 se muestra cada uno de los procesos y etapas operativas que permiten que la máquina empacadora entre en funcionamiento. A continuación se describen;

- ✓ Sistema de dosificación. Este sistema es el encargado del proceso de alimentación de la máquina empacadora y de dosificar la cantidad de producto que debe ser depositada en el empaque. Esto se logra al instalar en la salida de la tolva un tornillo sinfín, en posición horizontal, operado por un motorreductor. El sistema de dosificación tiene una mordaza con accionamiento neumático que está ubicada en la boquilla de salida del tornillo sinfín encargada de sellar el empaque del ambiente además de estar ubicado sobre la boca del dosificador y así evitar polvo en el aire. (Plano 9/20)

Figura 5. Esquema de sistema de dosificación



- ✓ Sistema de pesaje. Este sistema consta de una báscula con rodillos que será la encargada de controlar la cantidad de material que entrega el tornillo sinfín. Los rodillos sirven para facilitar el transporte del empaque lleno.
- ✓ Sistema de transporte. Este sistema consta de unos rodillos por gravedad que tiene la función de transportar el saco desde el sistema de pesaje, al sistema de cosido y finalmente a la zona de recepción.
- ✓ Sistema de cosido. Consta de una cosedora instalada en la parte superior del sistema de transporte que tiene la función de sellar el empaque.
- ✓ Sistema estructural. Este sistema consta de perfiles que serán los encargados de soportar toda la máquina y ubicar sus diferentes componentes en el lugar indicado.
- ✓ Sistema de control. Este sistema consta de un PLC encargado del funcionamiento adecuado de toda la máquina.

En este capítulo se aborda el tema del diseño de los componentes de la máquina empacadora los cuales comprenden: el tornillo sinfín, la mordaza de aislamiento, el sistema de pesaje, el sistema de transporte, el sistema de cosido, el sistema de control y la estructura descritos anteriormente. En el diseño de estos componentes se tuvo en cuenta las características físicas de la dolomita, las cuales son;

Cuadro 10. Propiedades físicas de la Dolomita

Propiedades Físicas	
Granulometría	≤ Malla 100 / 0,149 mm
Tipo de carga	Ligero poco abrasivo
Índice de toxicidad	No ocurre
Ángulo de rozamiento	25°
Densidad	1,4 g/cm ³

Fuente: <http://viviendosanos.com/dolomita-propiedades/>

5.1 DISEÑO DEL SISTEMA DE DOSIFICACIÓN

Se realizó la selección de materiales de los componentes además el desarrollo de los cálculos para la correcta elaboración del sistema de transporte a través del tornillo sinfín.

5.1.1 Selección del material de fabricación del tornillo sinfín. Ya que el tanque de almacenamiento tiene componentes anticorrosivos, se seleccionó el acero inoxidable debido a que éste cumple con las características requeridas para la manipulación de la Dolomita y así evitar la corrosión.

Cuadro 11. Tipos de Aceros Inoxidables

Tipo	Resistencia a la Corrosión	Dureza	Magnético	Endurecible por tratamiento térmico	Soldabilidad
Martesítico	Baja	Alta	Si	Si	Pobre
Ferrítico	Buena	Media Baja	Si	No	Limitada
Austenítico	Excelente	Alta	No	No	Excelente

Fuente: <http://www.bonnet.es/clasificacionacerinox.pdf>

A través del Cuadro 11 se puede concluir que el material más indicado es el acero inoxidable austenítico. Éste tiene características que lo hacen resistente a la corrosión y facilitan la soldadura ya que la Dolomita es poco abrasiva. Además no requiere recocido posterior a la soldadura para su buen desempeño y se evitan gastos en tratamientos para diseño. A pesar de que no es endurecible por medio de tratamientos térmicos, esta característica no es relevante debido a que el tornillo sinfín no tiene choques térmicos o maneja altas temperaturas durante su funcionamiento. De los austeníticos se seleccionó el 304 porque tiene buena

resistencia a la corrosión, buen desempeño a las altas temperaturas (que va entre 800 y 900 Celsius) y buenas propiedades mecánicas. Por otra parte, para la fabricación de la máquina este tipo de acero admite soldaduras ligeras. Bajo la norma ASTM A 276 el acero inoxidable 304 tiene las siguientes propiedades;

Cuadro 12. Propiedades del Acero Inoxidable 304

Propiedades Mecánicas	
Resistencia de fluencia	310 Mpa
Resistencia Máxima	620 Mpa
Elongación	30 % (en 50 mm)
Reducción de área	40%
Módulo de elasticidad	200 Mpa
Propiedades Físicas	
Densidad	7,8 g/cm ³

Fuente: <http://www.sumiteccr.com/Aplicaciones/Articulos/pdfs/AISI%20304.pdf>

5.1.2. Selección de tubería. En la selección del eje del tornillo sinfín, se tuvo en cuenta sus dimensiones. El eje no debería ser angosto para que se acople con facilidad a los posibles ejes del motor que lo van a mover. Además debe soportar el torque que aplica el sistema del tornillo sinfín. Por otra parte, las dimensiones del eje deberían dejar suficiente espacio para la hélice.

Con las características descritas se selecciona la cédula de los tubos, se seleccionó la No. 10 ya que los tubos no se utilizan para transportar fluidos a alta presión. La carcasa nunca quedará completamente llena y el eje del tornillo siempre quedará vacío. Estas circunstancias de trabajo permitieron seleccionar la menor de las cédulas del mercado.

En el Cuadro 13 se describen las características estandarizadas de la tubería seleccionada de la empresa Wesco.

Cuadro 13. Tabla de eje

Diámetro Nominal NPS	Diámetros Ext.		Cedula 10					
			Grosor de la pared		Presión Int. Trab.		Paso Aprox.	
	Pg	mm	Pg	mm	PSI	Kg/m	Lb/pie	Kg/m
2	2,235	60,33	0,109	2,77	1.520	107	2,64	3,93

Fuente: <http://www.sumiteccr.com/Aplicaciones/Articulos/pdfs/AISI%20304.pdf>

5.1.3 Selección de lámina para hélice y carcasa. Un empleado de venta (Wesco S.A., Colombia, Bogotá, observación inédita, 2016) describió las características de la lámina acorde los materiales y parámetros previamente establecidas.

En el Cuadro 14 se muestra la lámina elegida con acabado 2B. Este material es “producido mediante laminado en frío, recocido y decapado, con un ligero laminado final, utilizando rodillos muy pulidos que proporciona una superficie lisa, reflectante y grisácea. Es el acabado superficial más utilizado en la actualidad.”⁴

La lámina con acabado 2B se eligió porque reduce la fricción y permite que el material fluya con facilidad. Por otra parte, se tuvo en cuenta que éste no fuera delgada ya que la fuerza aplicada por el producto a transportar podría doblarla.

Cuadro 14. Características de lámina elegida

Acero Inoxidables	Acabado	DIMENSIONES		Calibre
	Tipo	Pies	mm	mm
304	2B	4x8	1.219x2.438	3

Fuente: <http://www.sumiteccr.com/Aplicaciones/Articulos/pdfs/AISI%20304.p>

5.1.4 Cálculos para el diseño del tornillo sinfín⁵. Los cálculos para el diseño se basaron en el trabajo llamado Tornillo sinfín. Este tornillo sinfín consta de una hélice, un eje y una carcasa.

El diseño tiene los siguientes datos de entrada, tomados de la información conceptualizada en los cuadros anteriores;

Debido a que selecciona un diámetro interno del tubo de 0,203 m, se pueden dejar 2 mm de tolerancia para así evitar el desgaste de la carcasa. El producto se filtra en ese espacio pero no afecta los cálculos ya que el flujo depende únicamente de las dimensiones del tornillo. Además recordando que esta tolerancia ayudara a que el desgaste de la carcasa por el giro del tornillo sinfín será menor.

Diámetro del tornillo = 0,199m

Diámetro del eje = 0,06m

Flujo másico = 7,49 t/h

Longitud del eje = 1,5 m

Debido a que el tubo de la carcasa tiene un diámetro interno de 0,203 m, se pueden dejar 2 mm de tolerancia para así evitar el desgaste de la carcasa. El producto se filtra en ese espacio pero no afecta los cálculos ya que el flujo depende únicamente

⁴ Circa Drei. (2002). Guia de acabados de acero inoxidable. Febrero 16. 2.016, de Euroinox Sitio web: http://www.worldstainless.org/Files/issf/non-image-files/PDF/Euro_Inox/Finishes02_SP.pdf

⁵ Departamento de ingeniería. (s.f) Tornillo sinfín. Noviembre 10. 2,015, de Universidad III Carlos de Madrid Sitio web: http://ocw.uc3m.es/ingenieria-mecanica/ingenieria-de-transportes/material-de-clase-1/tornillos_sin_fin.pdf

de las dimensiones del tornillo. Además recordando que esta tolerancia ayudara a que el desgaste de la carcasa por el giro del tornillo sinfín será menor.

5.1.4.1 Cálculos para el área de relleno de la carcasa. Esto permitirá saber el área que ocupa el material transportado, para esto se debe tener en cuenta que el tornillo tiene un eje el cual se debe restar porque también ocupa un volumen como se ve en la Figura 5;

Figura 6. Transportador por tornillo sinfín



Ya que la capacidad de relleno esta intervenida por el eje se dice que el área disponible de relleno;

$$Ad = \left(\frac{\pi D^2}{4} - \frac{\pi d^2}{4} \right)$$

Donde;

Ad = Área disponible de relleno

D = Diámetro externo del tornillo sinfín

d = Diámetro externo del eje

Entonces;

$$Ad = \left(\frac{\pi * (0,199m)^2}{4} - \frac{\pi * (0,06m)^2}{4} \right)$$

$$Ad = 0,033m^2$$

Teniendo el área disponible para el relleno se dice que la capacidad de llenado es la siguiente;

$$s = \lambda * Ad$$

Donde;

S = Área de relleno de la carcasa

λ = Coeficiente de relleno de la sección

Cuadro 15. Coeficiente de llenado

Tipo de carga	γ
Pesada y abrasiva	0,125
Pesado poco abrasivo	0,25
Ligera poco abrasivo	0,32
Ligera no abrasiva	0,4

Fuente: [http://ocw.uc3m.es/ingenieria-mecanica/ingenieria-detransportes/material-de-clase-1/tornillos sin fin.pdf](http://ocw.uc3m.es/ingenieria-mecanica/ingenieria-detransportes/material-de-clase-1/tornillos%20sin%20fin.pdf)

Con el Cuadro 15 se elige el coeficiente de llenado sabiendo que la Dolomita es una carga ligera poco abrasiva;

$$s = 0,32 * 0,033m^2 = 0,009m^2$$

5.1.4.2 Cálculos de la velocidad de desplazamiento del tornillo sin fin. Éste cálculo permite saber cuál es la velocidad en la que debe girar el tornillo y definir el paso.

El paso⁶ del tornillo sin fin se define en relación a 0,5 a 1 veces el diámetro del tornillo. Dicha relación aumenta a medida que la carga sea más ligera.

Teniendo en cuenta que la Dolomita es un material ligero poco abrasivo se debe asumir el paso de tubo 0,75 veces el diámetro del tornillo

$$t = 0,75 * D$$

Donde;

t = Paso del tornillo

Entonces;

$$t = 0,75 * 0,199m = 0,14 m$$

⁶ Ibid.

Para determinar el número de revoluciones⁷ del tornillo sinfín se debe tener en cuenta el peso del producto: si es pesado la velocidad debe ser aproximadamente de 50 RPM. Por el contrario, si es ligero, la velocidad debe acercarse a 150 RPM

Para el diseño de este tornillo sinfín se decidió que el tornillo sinfín girara a 100 RPM teniendo en cuenta que la dolomita es un material ligero poco abrasivo. Por lo tanto, teniendo el paso del tornillo y número de revoluciones se puede calcular la velocidad;

$$V = \frac{t * n}{60}$$

Donde;

V = Velocidad de transporte del tornillo

t = Paso del tornillo sinfín

n = Revoluciones

Entonces;

$$V = \frac{0,14m * 100RPM}{60} = 0,24 m/s$$

5.1.4.3 Cálculos para el flujo másico. Teniendo en cuenta los datos anteriores se puede calcular el flujo másico;

$$Q = 3.600 * s * V * \rho_{Dol} * k$$

Donde;

ρ_{Dol} = densidad del material

k = Coeficiente de disminución del flujo del material

Q = Flujo másico que transporta el tornillo

Debido a que el tornillo ira ubicado horizontalmente, el coeficiente k será 1 como se puede ver en el cuadro 16;

Cuadro 16. Coeficiente de disminución del flujo

Inclinación del canalón	0 grados	5 grados	10 grados	15 grados	20 grados
K	1	0,9	0,8	0,7	0,6

Fuente: [http://ocw.uc3m.es/ingenieria-mecanica/ingenieria-detransportes/ma terial-de-clase-1/tornillos_sin_fin.pdf](http://ocw.uc3m.es/ingenieria-mecanica/ingenieria-detransportes/ma%20terial-de-clase-1/tornillos_sin_fin.pdf)

⁷ Ibid.

Entonces;

$$Q = \frac{3.600s}{h} * 0,009m^2 * 0,24 \frac{m}{s} * 1,4 \frac{t}{m^3} * 1 = 11,33 t/h$$

Esto quiere decir que si cumple con el parámetro de flujo mínimo de 7,5 t/h

5.1.5 Potencia ⁸ requerida para transportar la Dolomita. Estos cálculos se desarrollaron basados en el catalogo llamado Stock & MTO screw conveyor components. Los cuales entregan las siguientes ecuaciones;

Potencia del tornillo sinfín al vacío;

$$Hp_f = \frac{LNF_dF_b}{1'000.000}$$

Donde;

Hp_f = Potencia del tornillo en vacío

L = Longitud del tornillo (pies)

N = RPM

F_d = Factor de diámetro transportador

F_b = Factor de suspensión de rodamientos

Potencia del tornillo para mover el material;

$$HP_m = \frac{CLWF_fF_mF_p}{1'000.000}$$

Donde;

C = Capacida (pie^3/h)

W = Peso del material (lb/pie^3)

F_f = Factor de vuelo

F_m = Factor del material

F_p = Factor de paleta

Ahora se pueden identificar los datos por medio de tablas y datos conocidos;

⁸ CEMA. (s.f) Stock & MTO screw conveyor components. Mayo 5. 2,015, de Martin Sitio web: <http://www.martinsprocket.com/docs/default-source/catalog-screw-conveyor/screw-conveyors.pdf?sfvrsn=18>

Longitud de tornillo = 1,5m (4,92 pies)

Velocidad = 100RPM

Diámetro del eje = 7,83 in

Ya que en estos catálogos no está el diámetro exacto con el cual es seleccionado el tornillo sinfín en necesario interpolar.

Cuadro 17. Factor de diámetro transportador (Fd)

Conveyor Diameter Factor, F_d			
Screw Diameter Inches	Factor F_d	Screw Diameter Inches	Factor F_d
4	12.0	14	78.0
6	18.0	16	106.0
9	31.0	18	135.0
10	37.0	20	165.0
12	55.0	24	235.0
		30	365.0
		36	540.0

Fuente: <http://www.martinsprocket.com/docs/default-source/catalog-screw-conveyor/screw-conveyors.pdf?sfvrsn=18>

Sabiendo que el diámetro del tornillo sinfín diseñado en este proyecto tiene 19,9cm (7,83 pulg) y por medio de interpolación se puede decir que el factor de diámetro transportado es 25,93 pulg.

Ya que los rodamientos a instalar son de rodillos cónicos se decir;

Cuadro 18. Factor de suspensión de rodillos (Fb)

Hanger Bearing Factor F_b		
	Bearing Type	Hanger Bearing Factor F_b
B	Ball	1.0
L	<i>Martin</i> Bronze	2.0
S	*Graphite Bronze *Melamine *Oil Impreg. Bronze *Oil Impreg. Wood *Nylatron *Nylon *Teflon *UHMW *Ertalyte® *Urethane	2.0

Fuente: <http://www.martinsprocket.com/docs/default-source/catalog-screw-conveyor/screw-conveyors.pdf?sfvrsn=18>

Teniendo estos factores y la información descrita anteriormente se puede calcular la potencia requerida para mover el tornillo sinfín vacío;

$$Hp_f = \frac{4,92pie * 100RPM * 25,93pulg * 1}{1'000.000}$$

$$Hp_f = 0,012 HP$$

Ahora es necesario determinar los factores para calcular la potencia para mover el producto dentro del tornillo;

Cuadro 19. Características según la dolomita

Material	Weight lbs. per cu. ft.	Intermediate Material Code	Bearing Selection	Component Series	Mat'l Factor Fm	Trough Loading
Cottonseed, Cake, Lumpy	40-45	D7-45HW	L-S	2	1.0	30A
Cottonseed, Dry, Delinted	22-40	C½-25X	L-S	1	.6	45
Cottonseed, Dry, Not Delinted	18-25	C½-45XY	L-S	1	.9	30A
Cottonseed, Flakes	20-25	C½-35HWY	L-S	1	.8	30A
Cottonseed, Hulls	12	B6-35Y	L-S	1	.9	30A
Cottonseed, Meal, Expeller	25-30	B6-45HW	L-S	3	.5	30A
Cottonseed, Meal, Extracted	35-40	B6-45HW	L-S	1	.5	30A
Cottonseed, Meats, Dry	40	B6-35HW	L-S	1	.6	30A
Cottonseed, Meats, Rolled	35-40	C½-45HW	L-S	1	.6	30A
Cracklings, Crushed	40-50	D3-45HW	L-S-B	2	1.3	30A
Cryolite, Dust	75-90	A100-36L	H	2	2.0	30B
Cryolite, Lumpy	90-110	D16-36	H	2	2.1	30B
Cullet, Fine	80-120	C½-37	H	3	2.0	15
Cullet, Lump	80-120	D16-37	H	3	2.5	15
Culm, (See Coal, Anthracite)	—	—	—	—	—	—
Cupric Sulphate (Copper Sulfate)	—	—	—	—	—	—
Detergent (See Soap Detergent)	—	—	—	—	—	—
Diatomaceous Earth	11-17	A40-36Y	H	3	1.6	30B
Dicalcium Phosphate	40-50	A40-35	L-S-B	1	1.6	30A
Disodium Phosphate	25-31	A40-35	H	3	.5	30A
Distiller's Grain, Spent Dry	30	B6-35	H	2	.5	30A
Distiller's Grain, Spent Wet	40-60	C½-45V	L-S	3	.8	30A
Dolomite, Crushed	80-100	C½-36	H	2	2.0	30A
Dolomite, Lumpy	90-100	DX-36	H	2	2.0	30A

Fuente: <http://www.martinsprocket.com/docs/default-source/catalog-screwconveyor/screw-co-nveyors.pdf?sfvrsn=18>

Se escoge;

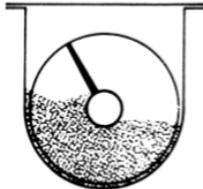
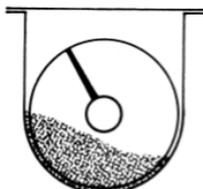
Peso del material 80 *lb/pie*³

Capacidad de llenado 30A

Factor del material = 2

Es necesario determinar la capacidad de llenado;

Cuadro 20. Capacidad de llenado

Trough Loading	Screw Diameter Inch	Capacity Cubic Feet Per Hour (Full Pitch)		Max. RPM
		At One RPM	At Max. RPM	
45% 	4	0.62	114	184
	6	2.23	368	165
	9	8.20	1270	155
	10	11.40	1710	150
	12	19.40	2820	145
	14	31.20	4370	140
	16	46.70	6060	130
	18	67.60	8120	120
	20	93.70	10300	110
	24	164.00	16400	100
	30	323.00	29070	90
30% A 	4	0.41	53	130
	6	1.49	180	120
	9	5.45	545	100
	10	7.57	720	95
	12	12.90	1160	90
	14	20.80	1770	85
	16	31.20	2500	80
	18	45.00	3380	75
	20	62.80	4370	70
	24	109.00	7100	65
	30	216.00	12960	60
30% 	4	0.41	29	72
	6	1.49	90	60
	9	5.45	300	55
	10	7.60	418	55
	12	12.90	645	50
	14	20.80	1040	50

Fuente: <http://www.martinsprocket.com/docs/default-source/catalog-screwconveyor/screw-conveyors.pdf?sfvrsn=18>

Como se comentó antes, para determinar en este caso el factor de carga es necesario interpolar para determinar la capacidad de carga, ya que el diámetro del tornillo sinfín es 7,83 pulg se puede decir que el factor de carga es 402,65 pie^3/h .

Cuadro 21. Factor vuelo

Flight Type	F_f Factor for Percent Conveyor Loading		
	15%	30%	45%
Standard	1.0	1.0	1.0
Cut Flight	1.10	1.15	1.20
Cut & Folded Flight	N.R.*	1.50	1.70
Ribbon Flight	1.05	1.14	1.20
*Not Recommended			

Fuente: <http://www.martinsprocket.com/docs/default-source/catalog-screwconveyor/screw-conveyors.pdf?sfvrsn=18>

Factor de vuelo = 1

El factor de paleta depende del número de paletas que hay en una pulgada pero ya que en una pulgada no hay una paleta debido a que su longitud de paso es 0,14m o 5,51 pulg;

Cuadro 22. Factor de paleta

Paddle Factor F_p				
Standard Paddles per Pitch, Paddles Set at 45° Reverse Pitch				
Number of Paddles per Pitch	0	1	2	3
Paddle Factor — F_p	1.0	1.29	1.58	1.87

Fuente: <http://www.martinsprocket.com/docs/default-source/catalog-screwconveyor/screw-co-nveyors.pdf?sfvrsn=18>

Factor de vuelo =1

Teniendo estos factores se puede decir que la potencia para mover el material es;

$$HP_m = \frac{\frac{402,65pie^3}{h} * 4,92pie * \frac{80lb}{pie^3} * 1 * 2 * 1}{1'000.000}$$

$$HP_m = 0,31 HP$$

Para calcular la potencia total es necesario calcular con la siguiente ecuación;

$$P = \frac{(HP_f + HP_m)Fo}{e}$$

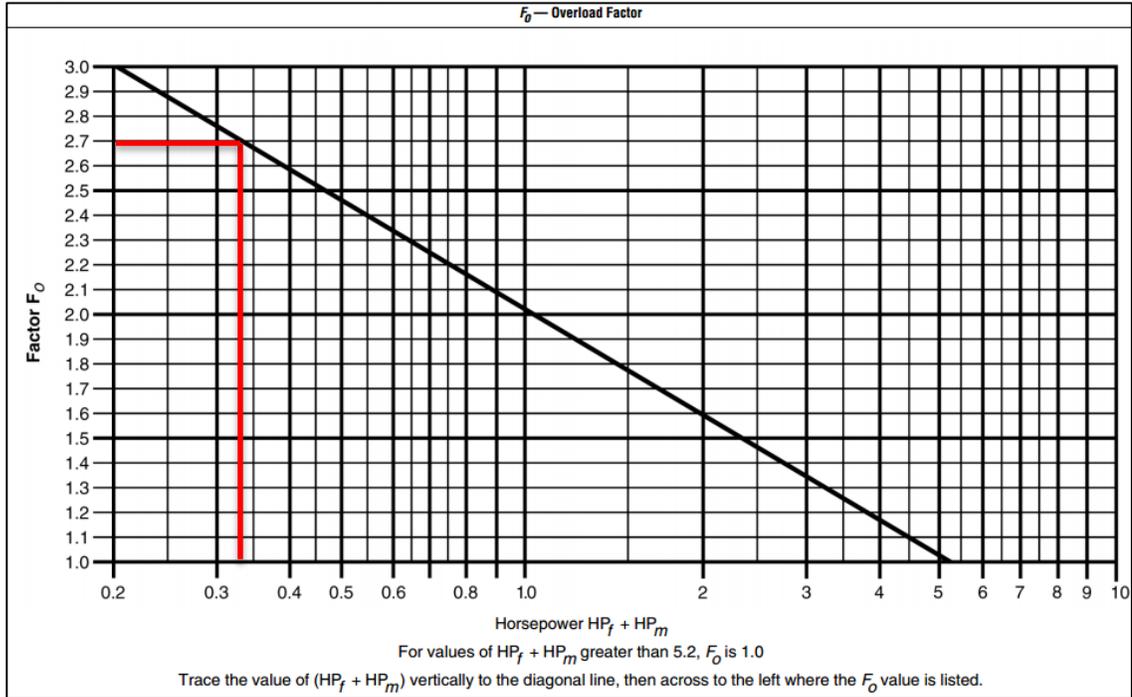
Donde;

P = Potencia total para transportar

Fo = Factor de sobrecarga

e = Eficiencia de manejo

Diagrama 2. Factor de carga



Fuente: <http://www.martinsprocket.com/docs/default-source/catalog-screwconveyor/screw-conveyors.pdf?sfvrsn=18>

Para calcular el factor de capacidad de carga es necesario sumar las dos potencias anteriormente calculadas lo cual da 0,32 HP.

Factor de carga = 2,7

Ya que el motor a seleccionar es un motor engranes con acople directo se puede decir que;

Cuadro 23. Factor de eficiencia de manejo

e Drive Efficiency Factor			
Screw Drive or Shaft Mount w/ V-Belt Drive	V-Belt to Helical Gear and Coupling	Gearmotor w/ Coupling	Gearmotor w/ Chain Drive
.88	.87	.95	.87

Fuente: <http://www.martinsprocket.com/docs/default-source/catalog-screwconveyor/screw-conveyors.pdf?sfvrsn=18>

Factor de eficiencia de manejo = 0,95

Teniendo estos factores se puede decir que la potencia total requerida para transportar el material es;

$$P = \frac{(0,012HP + 0,31HP)2,7}{0,95} = 0,91 \approx 1 HP$$

5.1.6 Verificación de selección del tubo del tornillo sinfín. Para estos cálculos se debe identificar el torque aplicado en el eje para así poder por medio del esfuerzo permisible por torsión identificar el radio mínimo del tubo del tornillo sinfín, basado en las características del acero inoxidable descritas en el cuadro 12, y la mayor de las reacciones calculadas anteriormente. Para el desarrollo⁹ de estos cálculos se basó en la información obtenida del libro Diseño de elementos de máquinas;

Esfuerzo de falla = 310Mpa

Factor de seguridad = 2

Diámetro exterior del tornillo sinfín = 0,06 m

$$\sigma_{per} = \frac{\sigma_{falla}}{F.S}$$

Donde;

σ_{per} = Esfuerzo permisible

σ_{falla} = Esfuerzo de falla

$F.S$ = Factor de seguridad

Basado en el documento¹⁰ Fundamentos del diseño mecánico, el factor de seguridad se puede seleccionar como 2 ya que se tiene conocimiento de los esfuerzos, el entorno y las cargas.

Ya que el esfuerzo de falla es igual a la resistencia de la fluencia del material de acero inoxidable se puede decir que;

$$\sigma_{per} = \frac{310 MPa}{2}$$

$$\sigma_{per} = 155 MPa$$

Para calcular el esfuerzo torsión se tiene que;

$$\tau_y = 0,57\sigma_y$$

⁹ MOTT, Robert. Diseño de elementos de máquinas. 4° ed. México. 2006., p 774

¹⁰ Tecnologías de máquinas (s.f) Factor de seguridad. marzo 26, 2016 de Fundamentos del diseño mecánico. Sitio web: http://www.ue-inti.gov.ar/pdf/PPTs/CORTIZO/1_Fundamentos_de_diseno/03_CoeficienteSeguridad.pdf

Donde;

τ_y = Esfuerzo cortante de falla
 σ_y = Esfuerzo de falla

Entonces;

$$\tau_y = 0,57 * 310MPa$$

$$\tau_y = 176,7Mpa$$

Teniendo el esfuerzo cortante de falla se puede decir que;

$$\tau_{tor} = \frac{\tau_{falla}}{F.S.}$$

Donde;

τ_{tor} = Esfuerzo cortante por torsión permisible
 τ_{falla} = Esfuerzo cortante de falla

Entonces;

$$\tau_{tor} = \frac{176,7Mpa}{2}$$

$$\tau_{tor} = 88,35MPa$$

Ahora sabiendo que el motor requiere de 1HP de fuerza y que el tornillo gira a 100 RPM se puede decir que el torque es;

$$T = \frac{P * 9,55}{n}$$

Donde;

T = Torque aplicado por el motor
 P = Potencia requerida para el motor
 n = Revoluciones (RPM)

Entonces;

$$T = \frac{1HP * \frac{745,6 W}{1HP} * 9,55}{100RPM} = 71,20Nm$$

Ahora se puede decir que;

$$\tau_{tor} = \frac{Tc}{J}$$

Donde;

c = Centroide del tornillo sinfín (Radio exterior del eje del tornillo sinfín)

J = Momento de inercia

Y el momento de inercia es;

$$J = \frac{\pi}{32} * (d_{ex}^4 - d_{in}^4)$$

Donde;

d_{ex} = Diámetro exterior del eje del tornillo sinfín

d_{in} = Diámetro interior del eje del tornillo sinfín

Entonces;

$$J = \frac{\pi}{32} * (0,06m^4 - d_{in}^4)$$

Teniendo esta información se puede despejar el diámetro interno necesario para soportar el torque aplicado;

$$d_{in} = \sqrt[4]{\frac{32}{\pi} \left(\left(\frac{\pi}{32} * 0,06^4 \right) - \frac{Tc}{\tau_{tor}} \right)}$$

Entonces;

$$d_{in} = \sqrt[4]{\frac{32}{\pi} \left(\left(\frac{\pi}{32} * 0,06m^4 \right) - \frac{71,2Nm * 0,03m}{88'350.000Pa} \right)}$$

$$d_{in} = 0,058m$$

Se puede decir que el eje seleccionado es indicado para soportar el torque aplicado, ya que el diámetro interno de este es de 0,057m lo que quiere decir que el espesor del tubo es mayor.

Pero debido a que es muy pequeño se decidió aumentar la cédula 40 por lo que el nuevo diámetro interno es de 52,1mm y un calibre de 3,91mm siendo el mismo diámetro exterior (2") estas nuevas características fueron tomadas del "catálogo de tubería de WESCO"¹¹

Ahora es necesario seleccionar un eje macizo insertado en el tornillo sinfín para que en este se apoyen las chumaceras y acople al motor. La selección del eje se hace sabiendo que el diámetro interno del tubo para el tornillo sinfín es de (52 mm).

Cuadro 24. Selección de barra tornillo sinfín

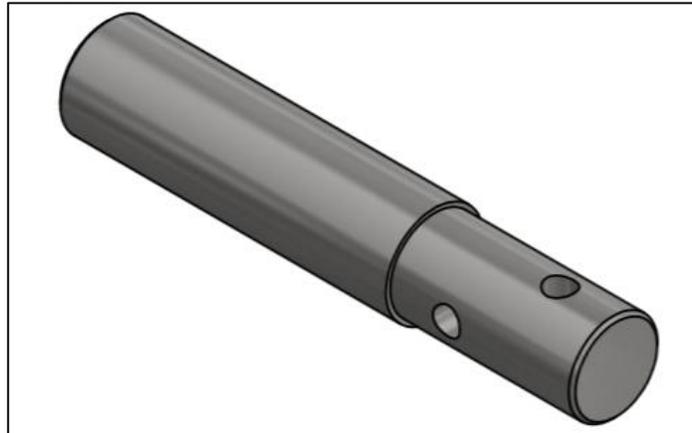
Medidas		Peso aproximado por metro lineal		
mm	Pulg.	Redonda	Cuadrada	Hexagonal
3.2	1/8	0.185	--	--
4.8	3/16	0.140	--	--
6.4	1/4	0.248	0.316	0.274
7.9	5/16	0.388	0.496	0.428
9.5	3/8	0.559	0.712	0.616
11.1	7/16	0.761	0.964	0.839
12.7	1/2	0.994	1.265	1.096
14.3	9/16	1.257	1.601	1.387
15.9	5/8	1.552	1.976	1.712
17.5	11/16	1.878	2.393	2.072
19.0	3/4	2.235	2.847	2.465
20.6	13/16	2.624	3.341	2.893
22.2	7/8	3.042	3.874	3.355
23.8	15/16	3.493	4.449	3.852
25.4	1	3.974	5.060	4.383
27.0	1 1/16	4.486	--	4.947
28.6	1 1/8	5.029	6.404	5.547
30.2	1 3/16	5.605	--	6.179
31.8	1 1/4	6.211	7.906	6.848
33.3	1 5/16	6.846	--	7.549
34.9	1 3/8	7.470	9.567	8.285
36.6	1 7/16	8.212	10.460	--
38.1	1 1/2	8.942	11.390	9.860
41.3	1 5/8	10.494	--	11.570
42.9	1 11/16	11.320	14.410	--
44.4	1 3/4	12.170	15.400	13.420
47.6	1 7/8	13.970	--	15.400
49.2	1 15/16	14.910	18.990	--
50.8	2	15.900	20.240	17.530
54.0	2 1/8	17.950	--	--
57.2	2 1/4	20.120	25.630	22.190

Fuente: http://www.metálica.com.mx/pdf/DM_PERFILES.pdf

De la empresa Metálica S.A de C.V se seleccionó una barra de acero inoxidable 304 torneada descrita en el Cuadro descrito anteriormente, lo que permite garantizar superficies libres de defectos superiores. Lo cual hace reducir el eje a un diámetro de 52 mm para ser insertado adecuadamente y la parte que queda en la parte exterior permanece con un diámetro de 57mm.

¹¹ WESCO Acero inoxidable (s.f.) Selección de tubería SCH 40 marzo 26, 2016. Catálogo de tubería SCH. Sitio web: <http://www.wesco.com.co/default.asp?ild=L EILI>

Imagen 15. Eje macizo



5.1.7 Selección del motor. Para la selección de motor se tuvieron que tener en cuenta los siguientes parámetros, los cuales fueron calculados anteriormente.

Potencia necesaria = 1 HP
 Torque = 71,2 Nm
 Revoluciones = 100 RPM

Conociendo la potencia total, las revoluciones y el torque, se seleccionó un motorreductor de sinfín corona serie 2000 con anclaje de soportes, tamaño SB04 del catálogo de la empresa Industrias Ramfé (Anexo A) con las siguientes características,

Cuadro 25. Motor seleccionado

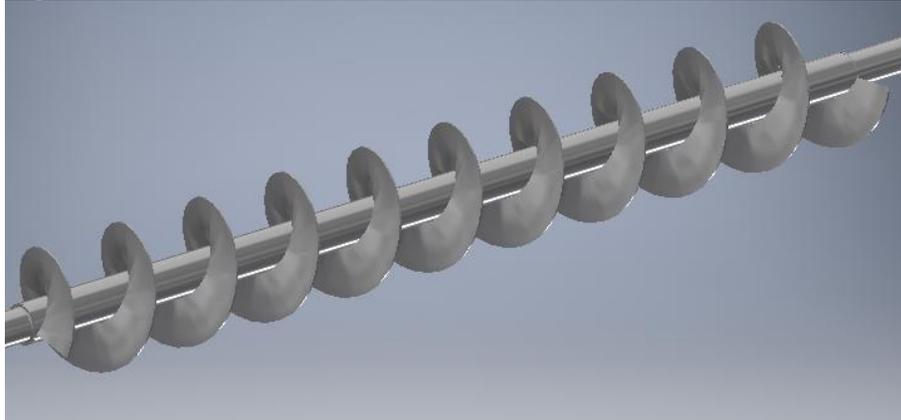
RPM	T	η	FS	CODIGO DEL EQUIPO
1/min	Nm			
Kw/ HP 1,5/2 - Frame/Polos 80/4				
113,33	108,7	86	2,7	2404A3 D00A13A1

Fuente: <http://lab.transmitec.com/wp-content/uploads/2014/05/CATALOGO-DE-SELECCI%C3%93N-RAMFE.pdf>

5.1.8 Cálculos de la carga generadas en el tornillo sinfín. Para estos cálculos se tiene en cuenta la cantidad de material de acero inoxidable contenido en el tornillo sinfín.

5.1.8.1 Volumen de la hélice. Teniendo en cuenta que el área de un círculo está constituida por un paso del tornillo, el número de áreas de círculos existentes sería igual al número de pasos que se encuentran en dicho tornillo. De tal forma se puede definir lo siguiente;

Figura 7. Tornillo sinfín



Si el área de una hélice es igual al área de giro en un paso a lo largo del eje se debe identificar el área que ocupa el eje;

$$Atu = \left(\left(\frac{d}{2} \right)^2 * \pi \right)$$

Donde;

Atu = Área que ocupa el tubo
 d = Diámetro exterior del tubo

Entonces;

$$Atu = \left(\left(\frac{0,06m}{2} \right)^2 * \pi \right)$$

$$Atu = 2,85 \times 10^{-3} m^2$$

Teniendo el área que ocupa el eje se puede decir que el área de un círculo de la hélice es igual;

$$Ac = \left(\left(\frac{D}{2} \right)^2 * \pi \right) - Aeje$$

Donde;

Ac = Área del círculo
 D = Diámetro de la hélice

Entonces;

$$Ac = \left(\left(\frac{0,199m}{2} \right)^2 * \pi \right) - 2,85 \times 10^{-3} m^2$$

$$Ac = 0,028m^2$$

Cuando ya se tiene al área de un círculo se multiplica por la cantidad de pasos que hay en la longitud del tornillo sinfín;

$$Aa = Ac * \frac{L}{t}$$

Donde;

Aa = Área de la hélice

L = Longitud del tornillo sinfín

t = Paso del tornillo sinfín

Entonces;

$$Aa = 0,028m^2 * \frac{1,5m}{0,14m}$$

$$Aa = 0,3m^2$$

Se estableció la necesidad de utilizar acero inoxidable en la construcción del tornillo sinfín. La lámina de acero seleccionada, de especificación 304, cuenta con un calibre de 0,003m.

Para calcular el volumen de la hélice construida con dicho material, se utilizó la siguiente ecuación;

$$Va = Aa * Ca$$

Donde;

Va = Volumen de la hélice

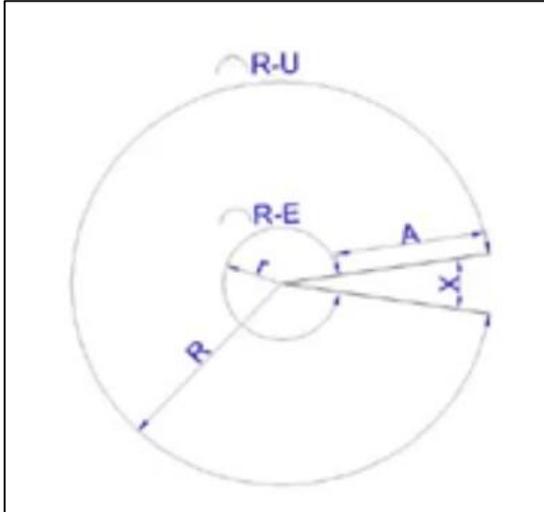
Ca = Calibre de la hélice

Entonces;

$$Va = 0,3m^2 * 0,003m * \left(\frac{(100cm)^3}{1m^3} \right) = 9 \times 10^{-4} m^3$$

5.1.8.2 Desarrollo de la hélice. Aquí se describe como se debe hacer la hélice para la fabricación. Para el desarrollo de esta hélice se basó en el documento “Calcular aspas para transportador helicoidal”¹² Según el documento descrito se deben identificar los siguientes componentes.

Figura 8. Desarrollo hélice



Fuente: https://www.youtube.com/watch?v=YSyR8Q_u6zc

Diámetro exterior= 0,199m
 Diámetro interno= 0,06m
 Paso= 0,14m
 L= 1,5m

$$A = \frac{D_{ext} - D_{int}}{2}$$

Donde;

D_{ext} = Diámetro exterior
 D_{int} = Diámetro interno
 A = Promedio de diámetros

Entonces;

$$A = \frac{0,199m - 0,06m}{2} = 0,069m$$

¹² Calcular aspas para transportador helicoidal. (2013) Desarrollo de la hélice. julio 27, 2016. Sitio web: https://www.youtube.com/watch?v=YSyR8Q_u6zc

Teniendo el promedio es necesario calcular el perímetro exterior para fabricación de la hélice;

$$RU = \sqrt{(D_{ext}^2 * \pi^2) + Paso^2}$$

Donde;

RU = Perímetro exterior de fabricación

$Paso$ = Paso de la hélice

Entonces;

$$RU = \sqrt{(0,199m^2 * \pi^2) + 0,14m^2} = 0,64m$$

De la misma manera es necesario calcular el perímetro interior de la hélice;

$$RE = \sqrt{(D_{int}^2 * \pi^2) + Paso^2}$$

Donde;

RE = Perímetro interior de fabricación

Entonces;

$$RE = \sqrt{(0,06m^2 * \pi^2) + 0,14m^2} = 0,23$$

Con la información anterior se puede identificar el radio interior;

$$r = \frac{A * RE}{RU - RE}$$

Donde;

r = Radio interno de fabricación

Entonces;

$$r = \frac{0,069m * 0,23m}{0,64m - 0,23m} = 0,038m$$

Ahora también se puede identificar el radio exterior;

$$R = r + A$$

Donde;

R = Radio exterior de fabricación

Entonces;

$$R = 0,038m + 0,069m = 0,107m$$

Ahora es necesario determinar el ángulo que debe tener cada disco;

$$\Delta = 2R\pi$$

Donde;

Δ = Perímetro exterior real

Entonces;

$$\Delta = 2 * 0,107m * \pi = 0,67m$$

Con esta información se puede determinar el ángulo que ocupa el disco para fabricar la hélice;

$$\beta = \frac{RU * 360^\circ}{\Delta}$$

Donde;

β = Angulo que ocupa el disco

Entonces;

$$\beta = \frac{0,64m * 360^\circ}{0,67m} = 343,88^\circ$$

Ahora se puede determinar el ángulo que tiene la parte interna del disco;

$$x = 360^\circ - \beta$$

Donde;

x = Ángulo interno del disco

Entonces;

$$x = 360^\circ - 343,88^\circ = 16,1^\circ$$

5.1.8.3 Volumen del tubo del tornillo sinfín. Con los datos del calibre (0,002m) y la longitud (1.5m) propuestos para eje del tornillo sinfín, se puede calcular el volumen de éste.

Figura 9. Eje hueco



Para calcular el área del tubo es necesario calcular el área del hueco para luego restarlo al eje completo.

$$Ah = \left(\left(\frac{d - 2Cj}{2} \right)^2 * \pi \right)$$

Donde;

Ah = Área del agujero

d = Diámetro externo del tubo

Cj = Espesor del tubo

Entonces;

$$Ah = \left(\left(\frac{0,06m - (2 * 0,003m)}{2} \right)^2 * \pi \right)$$

$$Ah = 2,29 \times 10^{-3} m^2$$

Teniendo el área del agujero se puede decir que el área del eje es igual a la resta del área que ocupa el eje menos el área del agujero así;

$$Aj = \left(\left(\left(\frac{d}{2} \right)^2 * \pi \right) \right) - Ah$$

Donde;

A_j = Área del tubo

Entonces;

$$A_j = \left(\left(\left(\frac{0,06m}{2} \right)^2 * \pi \right) \right) - (2,29x10^{-3}m^2)$$

$$A_j = 5,34x10^{-4}m^2$$

Teniendo el área del eje se puede decir que;

$$V_j = A_j * L_e$$

Donde;

V_j = Volumen del eje

L_e = Longitud del eje

Entonces;

$$V_j = 5,34x10^{-4}m^2 * 1,5m = 8,06x10^{-4}m^3$$

5.1.8.4 Volumen total tornillo sinfín. Conociendo el volumen de la hélice del tornillo sinfín y la de su respectivo eje, se puede calcular la cantidad de volumen total;

$$V_t = V_j + V_a$$

Donde;

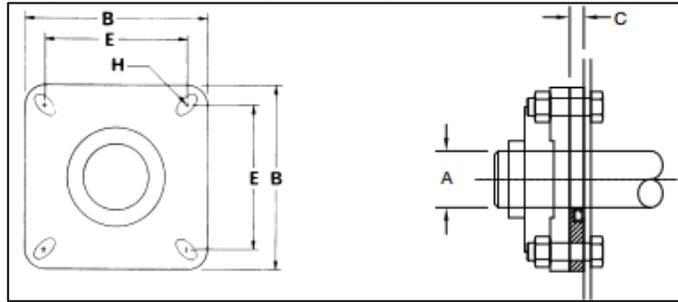
V_t = Volumen total de la hélice y el eje hueco

Entonces,

$$V_t = ,06x10^{-4}m^3 + 9x10^{-4}m^3 = 1,7x10^{-3}m^3$$

✓ Sello ubicado entre la carcasa y el eje. Este sello permitirá que no se libere polvo al ambiente.

Figura 10. Sellos para el eje



Fuente: <http://www.martinsprocket.com/docs/default-source/catalog-screw-conveyor/screw->

Se seleccionó este tipo de sello porque facilita realizar su función ya que la carcasa que entra en contacto es solo una lámina. Conociendo la selección del sello se procede a indicar el tamaño requerido sabiendo que el diámetro exterior del tubo es de 60mm

Cuadro 26. Tamaño de sello

A Shaft Diameter	Part Number	B	C	E		H Bolts		Weight
				(-B)	(-R)	(-B)	(-R)	
1½	CSP3	5½	½	4	4¼	½	½	2
2	CSP4	6½	½	5½	4¾	¾	½	3
2½	CSP5	7¾	½	5¾	5¾	¾	¾	4
3	CSP6	7¾	½	6	6	¾	¾	5
3½	CSP7	9¾	¾	6¾	7	¾	¾	8

Fuente: <http://www.martinsprocket.com/docs/default-source/catalog-screw-conveyor/screw-conveyors.pdf?sfvrsn=18>

5.1.8.5 Carga del material del tornillo sinfín. Teniendo el volumen total del material del tornillo sinfín se puede calcular la masa y su carga;

$$Mac = \delta_{ac} * Vt$$

Donde;

Mac = Masa del material

δ_{ac} = Densidad del material

Entonces;

$$Mac = 7.800Kg/m^3 * 1,7x10^{-3}m^3$$

$$Mac = 13,3 Kg$$

Teniendo la masa se puede calcular la carga del tornillo sinfín;

$$Cd = Mac * g$$

Donde;

Cd = Carga del tornillo sinfín

g = Gravedad

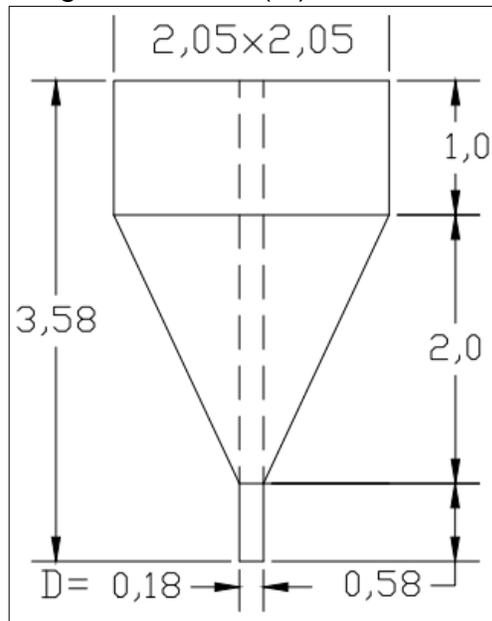
Entonces;

$$Cd = 13,3Kg * 9,8 m/s^2 = 130,41 N$$

5.1.9 Cálculo de la carga del producto ubicado en la tolva que debe soportar el tornillo sinfín.

5.1.9.1 Volumen del producto ubicado en la tolva que debe soportar el tornillo sinfín. Teniendo en cuenta que el volumen del producto se calcula a partir del área de la boquilla y la longitud de la tolva, como se muestra las líneas salteadas en la Imagen 16, se puede decir que;

Imagen 16. Tolva (m)



El volumen de la tolva que soporta el tornillo sinfín es igual al espacio ubicado entre las dos líneas salteadas en la Imagen 16, de lo cual se puede decir que;

$$Abq = rbq^2 * \pi$$

Donde;

Abq = Área de la boquilla de la tolva

rbq = Radio de la boquilla

Entonces;

$$Abq = 0,09m^2 * \pi$$

$$Abq = 0,025m^2$$

Teniendo el área de la boquilla se calcula el volumen con la altura de la tolva;

$$Vtl = Abq * h$$

Donde;

Vtl = Volumen de material en la tolva que soporta el tornillo sinfín

h = Altura de la tolva

Entonces;

$$Vtl = 0,025m^2 * (1m + 2m + 0,58m)$$

$$Vtl = 0,091m^3$$

5.1.9.2 Carga de la tolva sobre el tornillo sinfín. Conociendo el volumen del producto se calcula la masa y la carga distribuida aplicada sobre el tornillo;

$$Mtl = Vtl * \delta dol$$

Donde;

Mtl = Masa que contiene la tolva

δdol = Densidad de la Dolomita

Entonces;

$$Mtl = 0,09m^3 * 1400 kg/m^3$$

$$Mtl = 127,53Kg$$

Teniendo la masa se puede calcular la carga de este producto;

$$Ctl = Mtl * g$$

Donde;

Ctl = Carga de la tolva sobre el tornillo

Entonces;

$$C_{tl} = 127,23 \text{ Kg} * 9,8 \text{ m/s}^2$$

$$C_{tl} = 1.249,89 \text{ N}$$

5.1.10 Cálculo de la carga que aplica el producto durante transporte. Sabiendo cual es el área de relleno de la carcasa ($0,009 \text{ m}^2$) y su longitud (1,5m) se puede decir que;

$$V_m = s * L$$

Donde;

V_m = Volumen del producto que es capaz de contener la carcasa

s = Área de relleno en la carcasa ($0,009 \text{ m}^2$)

L = Longitud del tornillo sinfín

Entonces;

$$V_m = 0,009 \text{ m}^2 * 1,5 \text{ m}$$

$$V_m = 0,013 \text{ m}^3$$

De esta forma, la cantidad de masa del producto que soporta el tornillo es;

$$M_m = V_m * \delta_{dol}$$

Donde;

M_m = Masa del producto en el tornillo sinfín

δ_{dol} = Densidad de la Dolomita

Entonces;

$$M_m = 0,013 \text{ m}^3 * 1.400 \text{ kg/m}^3$$

$$M_m = 18,97 \text{ Kg}$$

Teniendo la masa, la carga que debe soportar el tornillo es;

$$C_m = M_m * g$$

Donde;

Cm = Carga del producto en el tornillo sinfín

Entonces;

$$Cm = 18,97Kg * 9,8m/s^2 = 186,002N$$

5.1.11 Selección de soldaduras para la fabricación del tornillo sinfín. La selección de la soldadura se basó en la información obtenida en el libro llamado "Diseño de elementos de máquinas"¹³. Para estos cálculos se debe tener en cuenta la siguiente información;

Diámetro del tornillo = 0,199m

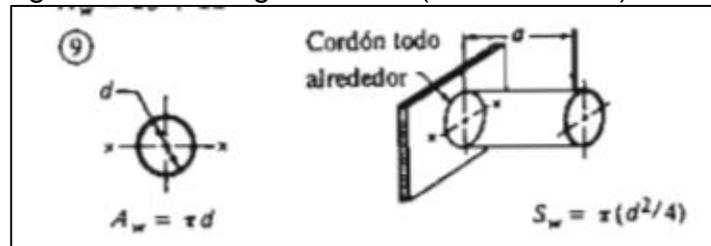
Carga generada por la Dolomita de tolva en el tornillo = 1.249N

Carga generada por la Dolomita en el tornillo = 186N

Carga generada por los materiales de fabricación del tornillo = 130 N

5.1.11.1 Soldadura para los componentes del tornillo sinfín. Sabiendo que la soldadura en la hélice del tornillo sinfín está sometida a flexión y se utiliza un cordón alrededor como se muestra a continuación;

Figura 11. Factor geométrico (Tornillo sinfín)



Fuente: http://www.susferrin.com.ar/_capacitacion/pdf/SUSFERRIN_DiseñoElementos_Maquinas.pdf

Se puede decir que;

$$fb = \frac{M}{S_w}$$

Donde;

fb = Fuerza de flexión

M = Momento flector

S_w = Factor geométrico a flexión

¹³ MOTT. Ob. cit., p 774

Podemos decir ahora que la fuerza es igual a la soportada por el tornillo sinfín como se muestra a continuación;

$$M = \frac{F * D}{2}$$

Donde;

F = Fuerza axial

D = Diámetro del tornillo sinfín

Es necesario determinar la fuerza aplicada a lo que se puede decir;

$$F = \frac{P}{w * T}$$

Donde;

F = Fuerza axial

P = Potencia del motor

t = Paso del tornillo sinfín

w = Velocidad angular

Entonces;

$$F = \frac{1HP * \frac{746W}{1HP}}{100RPM * \frac{2\pi rad}{1 rev} * \frac{1 min}{60s} * 0,14M} = 508,84 N$$

Por lo tanto;

$$M = \frac{(508,84 N) * 0,199m}{2} = 50,62 Nm$$

Ahora para calcular la pulgada de soldadura se puede decir;

$$Sw = \frac{\pi * 0,06m^2}{4}$$

$$Sw = 0,0028m^2$$

Ya teniendo estos datos se puede concluir que;

$$fb = \frac{50,62 Nm}{0,0028m^2}$$

$$fb = 18.082,03 \frac{N}{m} * \frac{0,22lb}{1N} * \frac{1m}{39,37pulg}$$

$$fb = 101,04 lb/pulg$$

Ahora es necesario calcular el esfuerzo cortante vertical;

$$Aw = \pi d$$

Donde;

A_w = Factor geométrico a cortante

d = Diámetro donde se pone la soldadura (Diámetro de tubo del tornillo sinfín)

Entonces;

$$Aw = \pi(0,06m) = 0,18m$$

Ahora teniendo esta información se puede calcular el esfuerzo cortante vertical;

$$f_{ve} = \frac{F}{Aw}$$

Donde;

f_{ve} = Fuerza cortante axial

F = Fuerza aplicada sobre la soldadura

A_w = Longitud de la soldadura

Entonces;

$$f_{ve} = \frac{(508,84N)}{0,18m}$$

$$f_{ve} = 2.826,88 \frac{N}{m} * \frac{1m}{39,37 pulg} * \frac{0,22lb}{1N} = 15,79 lb/pulg$$

Ahora se calcula el esfuerzo equivalente;

$$f = \sqrt{fb^2 + f_{ve}^2}$$

Donde;

f = Fuerza equivalente

Entonces;

$$f = \sqrt{(101,04 \text{ lb/pulg})^2 + (15,79 \text{ lb/pulg})^2}$$

$$f = 102,26 \text{ lb/pulg}$$

Para calcular el grosor de la soldadura es necesario tener en cuenta la siguiente relación;

$$W = \frac{f}{fa}$$

Donde;

W = Dimensión del cateto

fa = Fuerza admisible por pulgada de lado

La fuerza admisible se selecciona dependiendo del material que se vaya a soldar. Ya que éste es un sistema que se somete solamente a flexión, se toma la soldadura tipo para edificio. Entonces;

Cuadro 27. Tipo de soldadura seleccionada

Grado de ASTM del metal base	Electrodo	Esfuerzo cortante admisible	Fa
A36	E60	13.600 psi	9.600 lb/pulg

Fuente: http://www.susferrin.com.ar/_capacitacion/pdf/SUSFERRIN_Di_senoElementos_Maquinas.pdf

Entonces;

$$W = \frac{102,26 \text{ lb/pulg}}{\frac{9.600 \text{ lb}}{\text{pulg}} \text{ por pulgada de cateto}} = 0,0106 \text{ pulg}$$

Sabiendo que el espesor de las placas a soldar es menor a media pulgada, y que el cateto $w = 0,016$ pulgadas se puede decir;

Cuadro 28. Espesor de placa

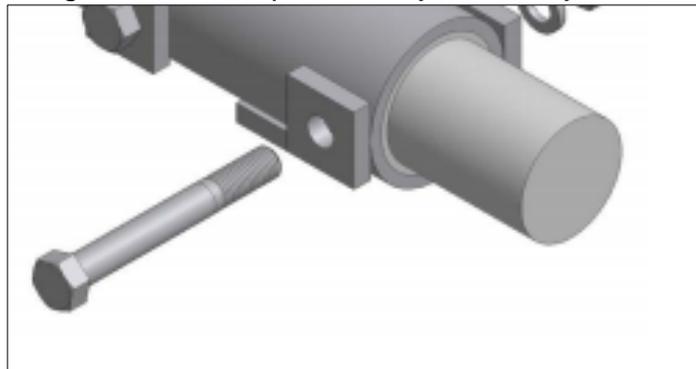
Espesor de la placa (pulg)	Tamaño máximo del lado, para soldaduras de chaflán (pulg)
$\leq 1/2$	3/16
$> 1/2 - 3/4$	1/4
$> 3/4 - 1\frac{1}{4}$	5/16
$> 1\frac{1}{4} - 2\frac{1}{4}$	3/8
$> 2\frac{1}{4} - 6$	1/2
> 6	5/8

Fuente: http://www.susferrin.com.ar/_capacitacion/pdf/SUSFERRIN_Diseño_Elementos_Maquinas.pdf

Teniendo el espesor de la placa se puede afirmar que las dimensiones de la soldadura estándar más indicada para el diseño del transportador por tornillo sinfín es de $\frac{3}{16}$ pulg.

5.1.12 Selección de pernos de sujeción eje-tubo. Estos cálculos se tomaron a partir de libro de "Diseño de elementos de máquinas"¹⁴. El tornillo seleccionado es un tornillo de grado 5.

Imagen 17. Perno para anclaje de los ejes



Fuente: <http://www.conveyoreng.com/wp-content/uploads/downloads/2013/02/CEMC-ScrewConveyor-Manual-2.20.pdf>

¹⁴ Ibid., p 715

Cuadro 29. Descripción de los pernos

Grado número	Tamaños de perno (pulg)	Resistencia a la tensión (ksi)	Resistencia de fluencia (ksi)	Resistencia de prueba (ksi)	Marcas en la cabeza
1	1/4 - 1½	60	36	33	Ninguna
2	1/4 - 3/4	74	57	55	Ninguna
	> 3/4 - 1½	60	36	33	
4	1/4 - 1½	115	100	65	Ninguna
5	1/4 - 1	120	92	85	
	> 1 - 1½	105	81	74	
7	1/4 - 1½	133	115	105	
8	1/4 - 1½	150	130	120	

Fuente: http://www.susferrin.com.ar/_capacitacion/pdf/SUSFERRIN_Disen_o_Elementos_Maquinas.pdf

Conociendo el torque (71,2Nm) se puede decir lo siguiente;

$$F = \frac{T}{d}$$

Donde;

F = Fuerza aplicada sobre el eje

T = Torque del tornillo sinfín

d = Distancia donde se aplica el torque (radio del eje macizo 0,026m)

Entonces;

$$F = \frac{71,2 \text{ Nm}}{0,026m}$$

$$F = 2.738,4 \text{ N}$$

Ahora es necesario determinar el esfuerzo cortante permisible con base al esfuerzo normal;

$$\sigma_{per} = \frac{\sigma_{falla}}{F.S.}$$

Donde;

σ_{per} =Esfuerzo permisible

σ_{falla} = Esfuerzo de falla (Resistencia a la fluencia)

$F.S$ = Factor de seguridad

Se debe tener en cuenta que se selecciona como factor de seguridad 2 debido a que se conoce en totalidad las cargas y el entorno, esto de determino basado en el libro "Diseño de elemento de máquinas"¹⁵

Entonces;

$$\sigma_{per} = \frac{92.000Psi * \frac{6.894,7Pa}{1 psi}}{2}$$

$$\sigma_{per} = 3'170.000 Pa = 3.170 Mpa$$

Ahora se requiere calcular el esfuerzo cortante permisible;

$$\tau_{per} = 0,57 * \sigma_{per}$$

Donde;

τ_{per} = Esfuerzo cortante permisible

Entonces;

$$\tau_{per} = 0,57 * 3'170.000 Pa$$

$$\tau_{per} = 1'806.900Pa = 1.806,9Mpa$$

Teniendo la fuerza que se aplica sobre el eje y el esfuerzo cortante permisible se puede decir que;

$$\tau_{per} = \frac{F}{2 * \pi * r^2}$$

$$r = \sqrt{\frac{F}{2 * \pi * \tau_{per}}}$$

Donde;

r = Radio del perno

A = Área

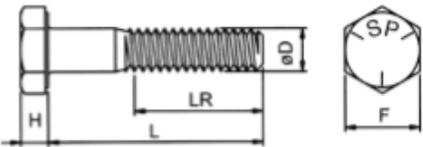
¹⁵ Ibid, p 456

Entonces;

$$r = \sqrt{\frac{2.738,4N}{2 * \pi * 1'806.900Pa}} = 0,015m$$

Como el tornillo que se debe seleccionar es muy grande, se decide utilizar dos para así dividir a la mitad la carga cortante. Esto quiere decir que los tornillos seleccionados son de grado 5 de 5/8 de pulgada de diámetro cruzados a 90 grados y a 2 cm entre cada uno a lo largo del eje. Estos son de la empresa SOLIDER como muestra la Figura 9;

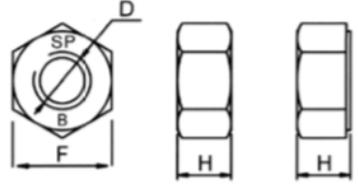
Figura 12. Selección perno para anclaje de eje macizo

PERNO HEXAGONAL GRADO 5 UNF PAVONADO													
ESPECIFICACIONES TÉCNICAS													
													
ø D	1/4	5/16	3/8	7/16	1/2	9/16	5/8	3/4	7/8	1	1.1/8	1.1/4	1.1/2
H Min	3,81	4,95	5,74	6,91	7,67	8,84	9,60	11,56	13,49	15,01	16,71	19,02	22,91
F Máx	11,13	12,70	14,27	15,88	19,05	20,62	23,83	28,58	33,32	38,10	42,88	47,63	57,15
LR Min <small>Contra tuerca F Incluye</small>	3/4"	7/8"	1"	1.1/8"	1.1/4"	1.3/8"	1.1/2"	1.3/4"	2"	2.1/4"	2.1/2"	2.3/4"	3.1/4"
LR Min <small>Contra tuerca ex F</small>	1"	1.1/8"	1.1/4"	1.3/8"	1.1/2"	1.5/8"	1.3/4"	2"	2.1/4"	2.1/2"	2.3/4"	3"	3.1/2"

Fuente: <http://www.sodiper.cl/wp-content/themes/sodiper/catalogo.pdf>

Para la selección de la tuerca se tomó en cuenta las características del perno; es decir, se seleccionó con el mismo grado 5 y las mismas dimensiones como lo muestra la Figura 13;

Figura 13. Selección de tuerca para anclaje de eje macizo

TUERCA HEXAGONAL GRADO 5 UNC PAVONADA													
ESPECIFICACIONES TÉCNICAS													
													
ø D	1/4	5/16	3/8	7/16	1/2	9/16	5/8	3/4	7/8	1	1.1/8	1.1/4	1.1/2
P	20	18	16	14	13	12	11	10	9	8	7	7	6
H Máx	5,74	6,93	8,56	9,78	11,39	12,60	14,20	16,89	19,71	22,53	25,37	27,79	33,45
F Nom	7/16" (11,15)	1/2" (12,70)	9/16" (14,27)	11/16" (17,48)	3/4" (19,05)	7/8" (22,23)	5/16" (23,83)	1.1/8" (28,58)	1.5/16" (33,32)	1.1/2" (38,10)	1.11/16" (42,88)	1.7/8" (47,63)	2.1/4" (57,15)

Fuente: <http://www.sodiper.cl/wp-content/themes/sodiper/catalogo.pdf>

Y por último para determinar la longitud de tornillo se suma al diámetro exterior del tubo del tornillo el ancho de tuerca. Lo que es igual a 2,96 pulgadas lo que se aproxima a 3” pulgadas para la longitud del perno.

5.1.12.1 Verificación del eje macizo. En esta verificación se tendrán en cuenta las perforaciones que se le van a realizar con los pernos y de igual manera la diferencia entre los radios. Para realizar estos cálculos se tomó como referencia el libro “diseño de elementos de máquinas¹⁶ y en la siguiente información

Torque = 71,2 Nm

Diámetro de los pernos = 5/8” = 15,8 mm

Diámetro mayor de eje macizo = 57mm

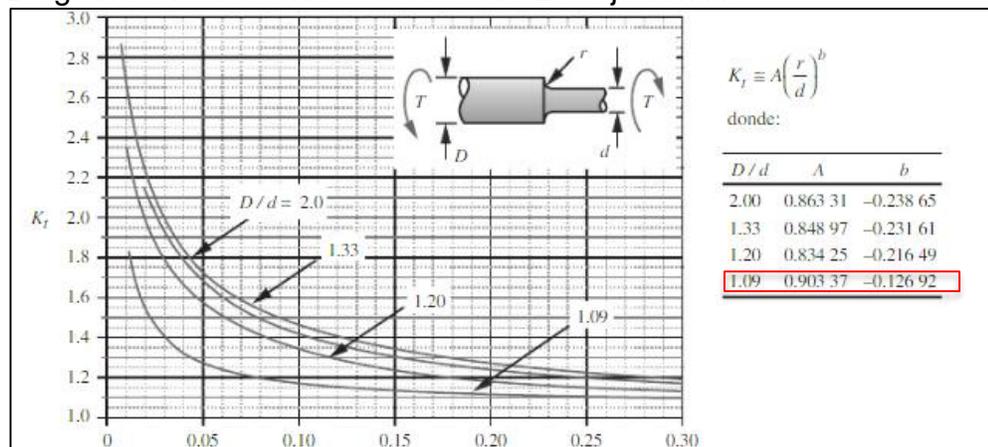
Diámetro menor del eje macizo = 52,1mm

Tamaño de chaflán = 2mm

Esfuerzo cortante por torsión = 88’350.000 Pa (Ver 5.1.6)

✓ Factor de concentración de esfuerzo con eje con cambio de sección en torsión.

Diagrama 3. Concentración de esfuerzos eje con filete



Fuente: http://www.susferrin.com.ar/_capacitacion/pdf/SUSFERRINDi_seno_Elementos_Maquinas.pdf

$$Rd = \frac{D}{d}$$

Donde;

D = Diámetro mayor

d = Diámetro menor

Rd =Relación de diámetros

¹⁶ Ibid., p 680

Entonces;

$$Rd = \frac{57mm}{52,1mm} = 1,09$$

Ahora se puede ir al Diagrama 3 y con la ecuación para identificar los datos necesarios para calcular el factor;

$$Ktf = A \left(\frac{r}{d} \right)^b$$

Donde;

Ktf = Factor de concentración de esfuerzos para eje con cambio de sección;
 r = Radio del chaflán

$$Ktf = 0,9033 \left(\frac{2mm}{52,1mm} \right)^{-0,1269} = 1,36$$

✓ Factores de concentración de esfuerzos para eje con orificio a torsión. Se debe tener en cuenta que este eje tiene dos orificios por lo cual este factor es el doble al calculado.

$$Rd = \frac{d}{D}$$

Donde;

Rd = Relación de diámetros

d = Diámetro del perno

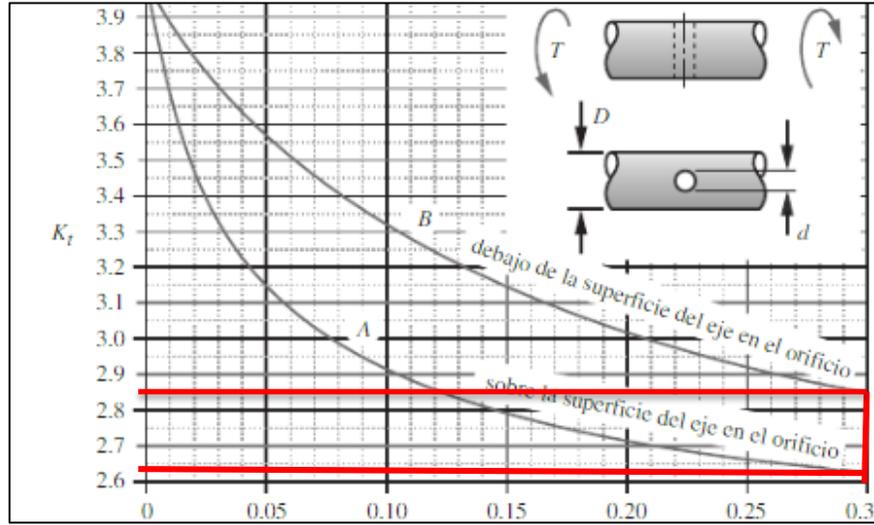
D = Diámetro de la sección del eje donde se ponen los pernos

Entonces;

$$Rd = \frac{15,8mm}{52,1mm} = 0,30$$

Teniendo la relación de diámetro se pueden identificar los factores;

Diagrama 4. Concentraciones esfuerzo para eje con orificio



Fuente: http://www.susferrin.com.ar/_capacitacion/pdf/SUSFE_RRINDi_seno_Elementos_Maquinas.pdf

Por lo tanto se puede decir que los factores son;

$$K_{ta} = 2,65$$

$$K_{tb} = 2,85$$

✓ Diámetro de eje requerido.

$$KT = K_{tf} + 2(k_{ta} + K_{tb})$$

Donde;

KT = Factor total

Entonces;

$$KT = 1,36 + 2 * (2,65 + 2,85) = 12,38$$

Ahora sí se puede decir que el diámetro del eje es;

$$\tau_{tor} = KT \frac{Tc}{J}$$

$$\tau_{tor} = KT \frac{Tc}{\frac{\pi}{32} * d^4}$$

$$d = \sqrt[4]{\frac{KT * Tc * 32}{\tau_{tor} * \pi}}$$

Donde;

d = Diámetro mínimo requerido

Tc = Torque

τ_{tor} = Esfuerzo cortante por torsión

Entonces;

$$d = \sqrt[4]{\frac{12,38 * 71,2Nm * 32}{88'350.000Pa * \pi}} = 0,04m$$

Esto quiere decir que el diámetro del eje sí es el indicado ya que el diámetro menor del eje macizo es de 52,1 mm

5.1.12.2 Verificación del tubo del tornillo con los orificios de los pernos. Teniendo la información descrita en el aparte 5.1.6 de los cálculos y los datos se puede decir que la información de entrada es;

Esfuerzo cortante por torsión = 88'350.000 Pa

Torque = 71,2 Nm

Centroide = 0,03m

Diámetro externo del tubo = 0,06 m

Ahora es necesario determinar el factor de esfuerzo geométrico;

$$Rd = \frac{d}{D}$$

Donde;

Rd = Relación de diámetros

d = Diámetro del perno

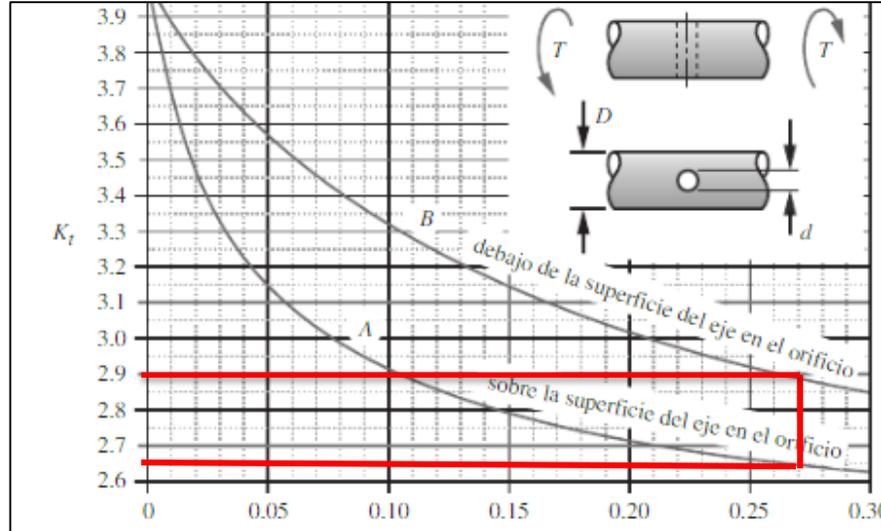
D = Diámetro exterior del tubo

Entonces;

$$Rd = \frac{15,8mm}{60mm} = 0,26$$

Teniendo la relación de diámetro se pueden identificar los factores;

Diagrama 5. Concentraciones esfuerzo para eje con orificio



Fuente: http://www.susferrin.com.ar/_capacitacion/pdf/SUSFERRINDi_seno_Elementos_Maquinas.pdf

Por lo tanto se puede decir que los factores son;

$$K_{ta} = 2,65$$

$$K_{tb} = 2,9$$

Lo que quiere decir que el factor a evaluar es K es igual a 5,55

Teniendo esta información del factor geométrico de esfuerzo en torsión para un orificio y además el cálculo del diámetro descrito en el aparte ya nombrada (5.1.6) se puede decir que;

$$\tau_{tor} = K \frac{Tc}{J}$$

$$\tau_{tor} = K \frac{Tc}{\frac{\pi}{32} (d_{ex}^4 - d_{in}^4)}$$

Despejando en la ecuación d_{in} ;

$$d_{in} = \sqrt[4]{\frac{32}{\pi} \left(\left(\frac{\pi}{32} * (0,06m)^4 \right) - \frac{KTc}{\tau_{tor}} \right)}$$

Donde;

d_{in} = Diámetro interno del tubo

τ_{tor} = Esfuerzo cortante por torsión

T = Torque

K = Factor geométrico

c = Centroide

Entonces;

$$d_{in} = \sqrt[4]{\frac{32}{\pi} \left(\left(\frac{\pi}{32} * (0,06m)^4 \right) - \frac{5,55 * 71,2Nm * 0,03m}{88'350.000Pa} \right)}$$

$$d_{in} = 0,058m$$

Esto quiere decir que el eje seleccionado anteriormente es indicado para el diseño.

5.1.13 Selección de acople. Para la conexión de este motor al eje fue necesario seleccionar un acople de la empresa SKF propuesto en su catálogo. Conociendo las siguientes características para su correcta selección;

Diámetro de salida del motor = 43,5 mm

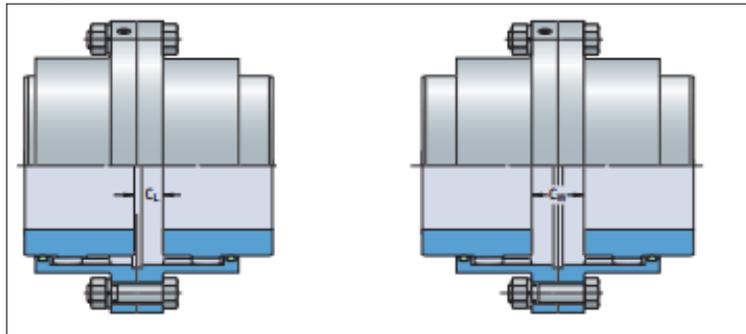
Diámetro de salida del tornillo sinfín = 57,1 mm

Torque del sistema = 71,2 Nm

Revoluciones de giro = 100 Rpm

Con las características descritas se puede decir que el acople elegido es un acople de eje flexible, de chaveta, de designación HCCE 015 R de la empresa SKF. Estos acoples son capaces de soportar momentos de arranque de hasta el doble del par continuo indicado. Las especificaciones se pueden ver en el Anexo B

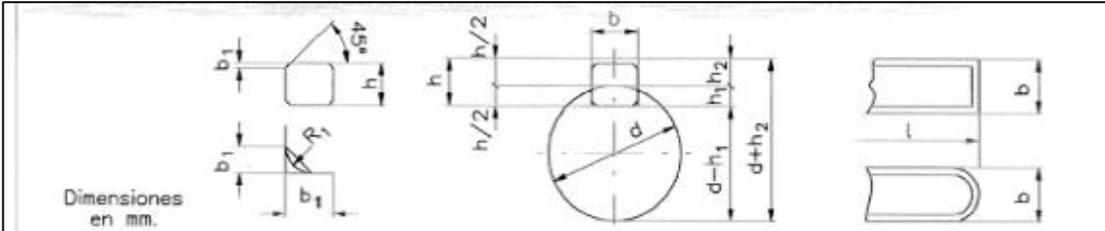
Imagen 18. Acople para el motor y el eje



Fuente: <http://www.skf.com/binary/93-254549/Completely%20flexible%20gear-type%20couplings%20wit>

✓ Chavetero para el apoyo del acople.

Cuadro 30. Chaveta para el acople



Dimensiones en mm.

Diámetro del eje d		Sección de la chaveta b X h	Nominal	Ancho b, tolerancia					Profundidad				Chaflán R ₁	
				Clase de ajuste del enchavetado					Eje h ₁		Cubo h ₂		Mín.	Máx.
				Libre		Normal		Ajustado	Nominal	Toler.	Nominal	Toler.		
Más de	hasta	Eje h9	Cubo D10	Eje n9	Cubo JS9	Eje y Cubo p9/P9								
10	12	4X4	4						2,5	+0,1	1,8		0,08	0,16
12	17	5X5	5	+0,030	+0,078	0	±0,015	-0,012	3		2,3		0,16	0,25
17	22	6X6	6	0	+0,030	-0,030		-0,042	3,5	0	2,8	+0,1	0,16	0,25
22	30	8X7	8	+0,036	+0,098	0	±0,018	-0,015	4		3,3		0,16	0,25
30	38	10X8	10	0	+0,040	-0,036		-0,051	5		3,3		0,25	0,40
38	44	12X8	12						5		3,3		0,25	0,40
44	50	14X9	14	+0,043	+0,120	0	±0,0215	-0,018	5,5		3,8		0,25	0,40
50	58	16X10	16	0	+0,050	-0,043		-0,061	6		4,3		0,25	0,40
58	65	18X11	18						7	+0,2	4,4	+0,2	0,25	0,40

Fuente: <http://disenhomecanico.blogspot.com.co/2015/05/chavetas.html>

Donde;

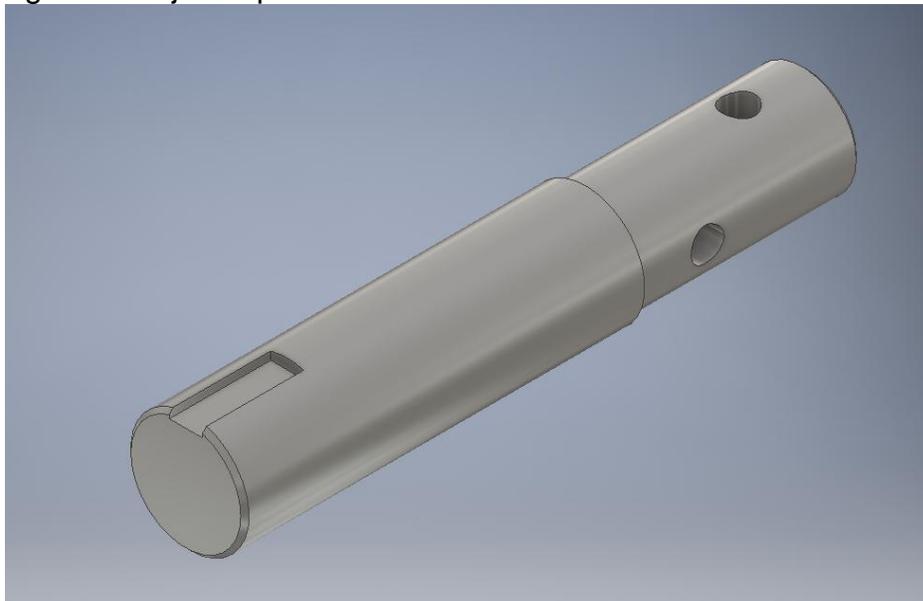
Diámetro del eje = 57 mm

Ancho de la chaveta = 16mm

Profundidad = 6mm

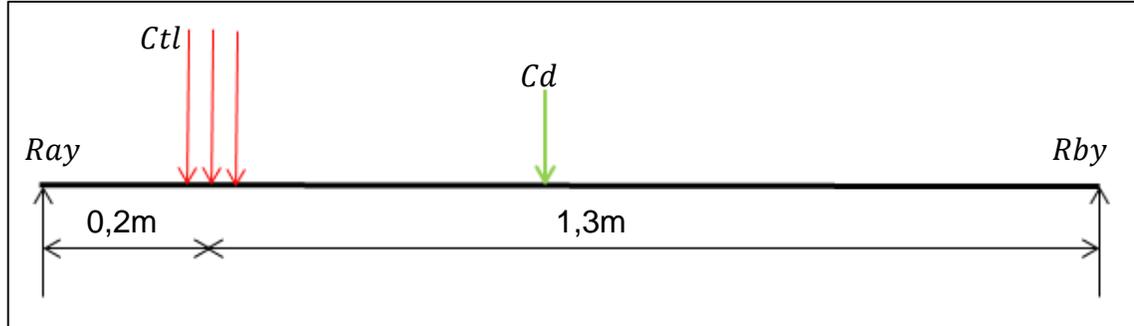
Chaflán = 0,3 mm

Figura 14. Eje acople - rodamiento



5.1.14 Cálculo de reacciones en los apoyos del tubo. Para determinar las reacciones se realizó un diagrama de cuerpo libre

Diagrama 6. Esfuerzos



Entonces;

$$\begin{aligned} \sum^+ M_a &= Rby(1,5m) - Ctl(0,2m) - (Cd)(0,75m) \\ \sum^+ M_a &= Rby(1,5m) - 1249,89N(0,2m) - (130,41N)(0,75m) \end{aligned}$$

$$Rby = \frac{1.249,89N(0,2m) + (130,41N)(0,75m)}{1,5m}$$

$$Rby = 231,85N$$

$$\uparrow^+ Fy = Ray - Ctl - Cm - Cd + Rby$$

$$\uparrow^+ Fy = Ray - 1.249,89N - 130,41N + 324,85N$$

$$Ray = 1.054,54N$$

5.1.15 Selección de rodamientos y chumaceras. Para la selección de los rodamientos y sus respectivas chumaceras, se tuvo en cuenta el mayor esfuerzo aplicado en las reacciones según la sumatoria de fuerzas como lo muestra el Diagrama 6. Para la selección de los rodamientos se debe tener en cuenta que se hizo una reducción del eje macizo inserto al tornillo sinfín de manera que éste quede escalonado y así facilite la instalación del rodamiento. Los parámetros base que se tuvieron en cuenta para la selección son los siguientes;

Diámetro del eje = 57 mm

Fuerza radial = 1.054,54N

Longitud del tornillo sinfín = 1,5m

Densidad de la Dolomita = 1,4 g/cm³

Área de relleno de la carcasa = $0,009m^2$
Fuerza axial = 508,84 N (Ver 5.1.11.1)

Imagen 19. Rodamiento cónico



Fuente: <http://dunbelt.com/catalogos/TIMKEN%20CHUM%20ROL%20CONICOS.pdf>

5.1.15.1 Carga dinámica del rodamiento. Para poder seleccionar correctamente los rodamientos es necesario calcular la carga dinámica además de la duración de los rodamientos. Estos cálculos se pudieron llevar a cabo gracias a los descritos en el libro de “Diseño de elementos de máquinas”¹⁷.

$$L_d = (h) * (rpm) * (60 \text{ min/h})$$

Donde;

L_d = Revoluciones de diseño del rodamiento

h = Duración de diseño

Para poder seleccionar la duración del diseño se tuvo que tener en cuenta el siguiente cuadro;

¹⁷ Ibid., p 611

Cuadro 31. Duración de diseño

Aplicación	Duración de diseño L_{10} , h
Electrodomésticos	1000-2000
Motores de aviación	1000-4000
Automotores	1500-5000
Equipo agrícola	3000-6000
Elevadores, ventiladores industriales, transmisiones de usos múltiples	8000-15 000
Motores eléctricos, sopladores industriales, máquinas industriales en general	20 000-30 000
Bombas y compresores	40 000-60 000
Equipo crítico en funcionamiento durante 24 h	100 000-200 000

Fuente: http://www.susferrin.com.ar/_capacitacion/pdf/SUSE_RRIN_Disenio_Elementos_Maquinas.pdf

Ya que el tornillo sinfín cumple la función de transportador como los elevadores se dice que la vida es de 10000h así que;

$$L_d = 10.000h * 100rpm * (60 \text{ min}/h) = 90 \times 10^6 rev$$

Ahora es necesario calcular la carga equivalente entre la carga radial y axial teniendo en cuenta el catálogo "TIMKEN tapered roller bearing tipe E housed unit"¹⁸.

$$Pr = XFr + YFa$$

Donde;

Pr = Carga radial dinámica equivalente

Fr = Carga radial aplicada

Fa = Carga axial aplicada

X = Factor de carga radial

Y = Factor de carga axial

Para identificar los factores es necesario saber el diámetro donde se instala el rodamiento y las cargas;

$$Fr = 1.054,54 \text{ N}$$

$$Fa = 508,84 \text{ N}$$

$$Dr = 57 \text{ mm (2 } \frac{1}{4} \text{ pulg)}$$

Teniendo estos datos se puede interpretar en el siguiente cuadro;

¹⁸ TIMKEN (2013) Selección de rodamientos. marzo 15. 2016, Catalogo de chumaceras con rodamientos tipo E. Sitio web: <http://www.timken.com/en-US/products/Documents/Timken-Type-E-HU-Catalog.pdf>

Cuadro 32. Tabla de rodamientos – Radiales y factores de empuje

Shaft Dia.	e	$F_a/F_r \leq e$		$F_a/F_r > e$		K Factor	Dynamic Load Rating ⁽¹⁾ C_{90}	Static Load Rating C_0	Maximum Permissible Thrust Load ⁽²⁾ F_{a-max}	Max Speed ⁽³⁾ RPM	Maximum Allowable Slip-Fit Radial Load ⁽⁴⁾ F_{r-max}
		X	Y	X	Y						
in. mm							lbs.	lbs.	lbs.		lbs.
1 3/16 1 1/4	0.49	0.87	1.77	0.70	2.14	1.23	3810	15760	2000	4490	3100
1 3/8 1 7/16 35 mm	0.46	0.87	1.89	0.70	2.28	1.31	6100	26000	2590	3820	5000
1 1/2 1 5/8 1 11/16 40 mm	0.44	0.87	1.96	0.70	2.37	1.36	7860	33000	2590	3320	6400
1 3/4 1 7/8 1 15/16 2 45 mm 50 mm	0.33	0.87	2.64	0.70	3.18	1.83	10300	43000	2590	3050	8400
2 3/16 55 mm	0.36	0.87	2.38	0.70	2.87	1.65	10900	48200	3454	2730	8900
2 1/4 2 7/16 2 1/2 60 mm 65 mm	0.4	0.87	2.17	0.70	2.63	1.51	11600	54000	3454	2420	9500

Fuente: <http://dunbelt.com/catalogos/TIMKEN%20CHUM%20ROL%20CONICOS.pdf>

De la cual se puede concluir lo siguiente;

$$k = 1,51$$

$$e = 0,4$$

Y con la siguiente relación;

$$\frac{Fa}{Fr} = \frac{508,84N}{1.054,54N} = 0,48$$

Entonces;

$$X = 0,70$$

$$Y = 2,63$$

Ahora sí se puede calcular la carga radial dinámica equivalente;

$$Pr = \left(0,7 * 1.054,54N * \frac{0,22lb}{1N} \right) + \left(2,63 * 508,84N * \frac{0,22lb}{1N} \right) = 456,81 lb$$

Teniendo la duración de los rodamientos y la carga equivalente se puede decir que la carga dinámica es la siguiente;

$$C = Pr \times (Ld/1 \times 10^6)^{\frac{1}{k}}$$

Donde;

C = Carga dinámica

Pr = carga radial equivalente

K = Constante del tipo de rodamiento

Ld = Revoluciones de diseño del rodamiento

Entonces;

$$C = 456,81lb * (60 \times 10^6 rev/1 \times 10^6)^{\frac{1}{1,51}}$$

$$C = 6.875,79 lb$$

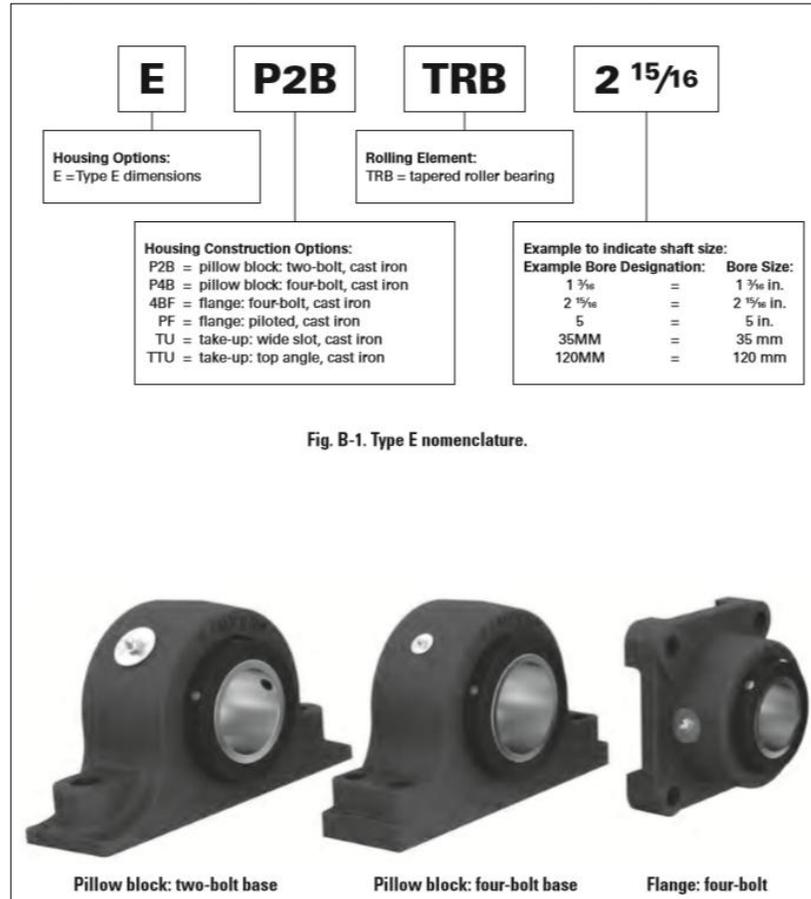
Cuadro 33. Carga radial equivalente permitida

Shaft Dia.	Basic Dynamic Load Rating C ₉₀	Max Speed Timken Double-Lip Seal RPM	Life L ₁₀	Equivalent Radial Loads Allowed, P, at Various Speeds, RPM																			
				50	100	150	250	500	750	1000	1200	1360	1530	1640	1750	2060	2420	2730	3050	3320	3820	4490	
in. mm	lbs.	RPM	hrs.	lbs.	lbs.	lbs.	lbs.	lbs.	lbs.	lbs.	lbs.	lbs.	lbs.	lbs.	lbs.	lbs.	lbs.	lbs.	lbs.	lbs.	lbs.		
1 3/16 1 1/4	3810	4490	10000	5297	4303	3810	3269	2655	2351	2157	2042	1966	1898	1859	1823	1736	1654	1596	1543	1505	1443	1374	
			30000	3810	3095	2740	2351	1910	1691	1551	1468	1414	1365	1337	1311	1249	1190	1148	1110	1082	1038	988	
			40000	3495	2839	2514	2157	1752	1551	1423	1347	1297	1252	1227	1203	1145	1091	1053	1018	993	952	907	
			60000	3095	2514	2226	1910	1551	1373	1260	1193	1149	1109	1086	1065	1014	966	932	902	879	843	803	
			100000	2655	2157	1910	1638	1331	1178	1081	1023	986	951	932	914	870	829	800	774	754	723	689	
1 3/8 1 1/2 35 mm	6100	3820	10000	8481	6889	6100	5233	4251	3764	3453	3269	3148	3039	2976	2919	2780	2649	2555	2471	2409	2310		
			30000	6100	4955	4387	3764	3057	2707	2483	2351	2264	2186	2141	2099	1999	1905	1837	1777	1733	1661		
			40000	5596	4545	4024	3453	2804	2483	2278	2157	2077	2005	1964	1926	1834	1747	1685	1630	1589	1524		
			60000	4955	4024	3564	3057	2483	2199	2017	1910	1839	1775	1739	1705	1624	1547	1492	1444	1407	1349		
			100000	4251	3453	3057	2623	2130	1886	1730	1638	1578	1523	1492	1463	1393	1327	1280	1238	1207	1158		
1 1/2 1 5/8 1 11/16 40 mm	7860	3320	10000	10928	8877	7860	6743	5477	4850	4449	4212	4057	3916	3835	3761	3582	3413	3292	3184	3104			
			30000	7860	6384	5653	4850	3939	3488	3200	3029	2918	2816	2758	2705	2576	2455	2367	2290	2232			
			40000	7210	5856	5186	4449	3614	3200	2935	2779	2677	2584	2530	2482	2363	2252	2172	2101	2048			
			60000	6384	5186	4592	3939	3200	2833	2599	2461	2370	2288	2241	2197	2092	1994	1923	1860	1813			
			100000	5477	4449	3939	3380	2745	2431	2230	2111	2033	1963	1922	1885	1795	1710	1650	1596	1556			
1 3/4 1 7/8 1 15/16 2 45 mm 50 mm	10300	3050	10000	14321	11632	10300	8837	7178	6355	5830	5520	5316	5132	5026	4929	4694	4472	4313	4172				
			30000	10300	8366	7408	6355	5162	4571	4193	3970	3824	3691	3615	3545	3376	3217	3102	3001				
			40000	9448	7674	6795	5830	4735	4193	3846	3642	3507	3386	3316	3252	3097	2951	2846	2753				
			60000	8366	6795	6017	5162	4193	3713	3406	3225	3106	2998	2936	2879	2742	2613	2520	2437				
			100000	7178	5830	5162	4429	3597	3185	2922	2766	2664	2572	2519	2470	2352	2241	2162	2091				
2 3/16 55 mm	10900	2730	10000	15155	12310	10900	9351	7596	6726	6170	5841	5626	5431	5319	5216	4967	4733	4565					
			30000	10900	8854	7840	6726	5463	4837	4437	4201	4046	3906	3825	3752	3572	3404	3283					
			40000	9999	8121	7191	6170	5011	4437	4070	3854	3712	3583	3509	3441	3277	3122	3012					
			60000	8854	7191	6368	5463	4437	3929	3604	3412	3287	3172	3107	3047	2902	2765	2667					
			100000	7596	6170	5463	4687	3807	3371	3092	2928	2820	2722	2666	2614	2489	2372	2288					
2 1/4 2 1/2 2 1/2	11600	2420	10000	16129	13100	11600	9952	8083	7158	6566	6216	5987	5779	5660	5551	5286	5037						
			30000	11600	9422	8343	7158	5814	5148	4722	4471	4306	4157	4071	3992	3802	3622						
			40000	10641	8643	7653	6566	5333	4722	4332	4101	3950	3813	3734	3662	3487	3323						

Fuente: <http://dunbelt.com/catalogos/TIMKEN%20CHUM%20ROL%20CONICOS.pdf>

En el Cuadro 33 se puede ver que la carga radial equivalente es menor a la permitida y de la misma manera la carga dinámica es menor a la carga dinámica máxima. Esto quiere decir que el rodamiento seleccionado bajo este catálogo es adecuado y de acuerdo a la forma de designación según Imagen 20. El rodamiento seleccionado es E-P2B-TRB-2 1/4

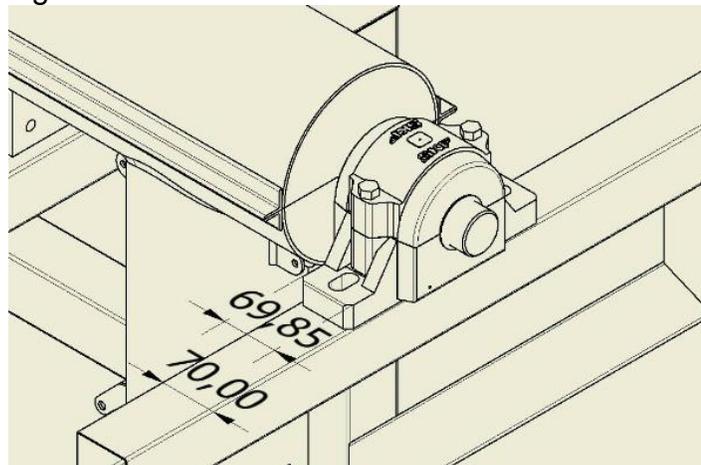
Imagen 20. Designación del rodamiento ejemplo



Fuente: <http://dunbelt.com/catalogos/TIMKEN%20CHUM%20ROL%20CONICOS.pdf>

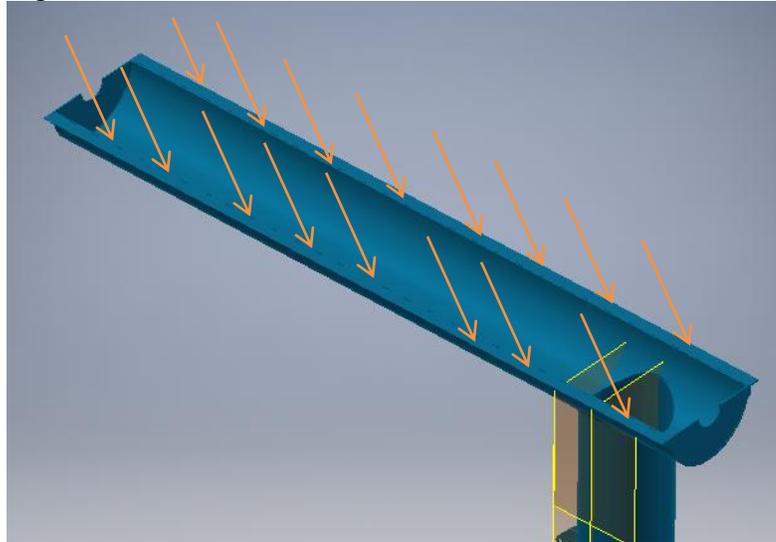
Rodamiento seleccionado

Figura 15. Rodamiento seleccionado



5.1.16 Selección de pernos para la carcasa del tornillo sinfín. Estos van ubicados como se muestra en la Figura 16;

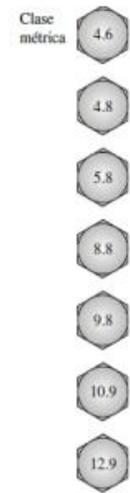
Figura 16. Parte inferior de la carcasa



Para hacer la selección se debe elegir un grado, se tiene en cuenta el cuadro 34

Cuadro 34. Especificaciones métricas

Especificaciones métricas y resistencias para pernos de acero					
Número de clase	Intervalo del tamaño del diám. ext. (mm)	Resistencia de prueba mínima (MPa)	Resistencia a la fluencia mínima (MPa)	Resistencia a la tensión mínima (MPa)	Material
4.6	M5-M36	225	240	400	bajo o medio carbono
4.8	M1.6-M16	310	340	420	bajo o medio carbono
5.8	M5-M24	380	420	520	bajo o medio carbono
8.8	M3-M36	600	660	830	medio carbono, Q&T
9.8	M1.6-M16	650	720	900	medio carbono, Q&T
10.9	M5-M36	830	940	1 040	martensita al bajo carbono, Q&T
12.9	M1.6-M36	970	1 100	1 220	aleación, templada y revenida



Fuente: <http://es.slideshare.net/ElmerHernandez/diseo-de-maquinaria-norton-4-ed-espanol>

Teniendo esta información se puede decir que los datos de entrada son los siguientes;

Resistencia a la fluencia mínima = 420 Mpa

Resistencia a la tensión = 520 Mpa

Cantidad de pernos = 16
Diámetro de la carcasa = 0,21m
Calibre de la carcasa = 0,00375m

5.1.16.1 Volumen de carcasa que soportan los pernos. Como se muestra en la Imagen 20 los pernos únicamente soportarán la mitad de la carcasa superior entonces se decir que el volumen a soportar es igual;

$$V_{cp} = \left(\left(\frac{Dc}{2} \right)^2 * \pi \right) - \left(\left(\frac{Dc - 2Cc}{2} \right)^2 * \pi \right)$$

Donde;

V_{cp} = Volumen que soportan los pernos
 Dc = Diámetro exterior de la carcasa
 Cc = Calibre de la carcasa

Entonces;

$$V_{cp} = \left(\left(\frac{0,21m}{2} \right)^2 * \pi \right) - \left(\left(\frac{0,21m - 2 * 0,0037m}{2} * \pi \right)^2 \right) = 2,39 \times 10^{-3} m^3$$

5.1.16.2 Carga a soportar por pernos. Teniendo el volumen, se puede calcular la cantidad de material y así identificar la carga aplicada a los pernos.

$$C_{cp} = (V_{cp} * \delta_{cp} * \rho) / n$$

Donde;

C_{cp} = Carga que soportan los pernos
 δ_{cp} = Densidad de la carcasa
 ρ = Gravedad
 n = Número de pernos

Entonces;

$$C_{cp} = 2,39 \times 10^{-3} m^3 * 7'800 Kg/m^3 * 9,8 m/s^2$$

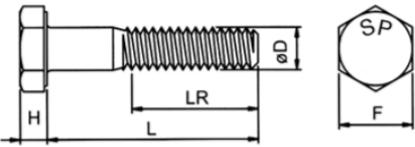
$$C_{cp} = 30,55N$$

5.1.16.3 Selección de pernos. Se selecciona un perno de 3/8 con un grado 5,8 que tiene una resistencia de prueba 380 Mpa. Ya que los esfuerzos a los que va a estar sometido tanto de cortante como de tensión son mínimos y las cargas externas

sobre la carcasa son nulas debido a que se encuentra apoyada sobre la estructura, se selecciona este perno con base medio de distribución geométrica y disposición de espacio en los elementos estructurales.

Cuadro 35. Selección de perno para la carcasa

ESPECIFICACIONES TÉCNICAS

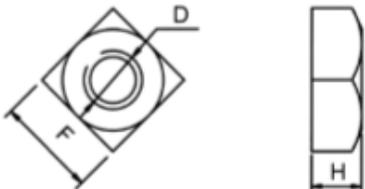


ø D	1/4	5/16	3/8	7/16	1/2	9/16	5/8	3/4	7/8	1	1.1/8	1.1/4	1.1/2
H Min	3,81	4,95	5,74	6,91	7,67	8,84	9,60	11,56	13,49	15,01	16,71	19,02	22,91
F Máx	11,13	12,70	14,27	15,88	19,05	20,62	23,83	28,58	33,32	38,10	42,88	47,63	57,15
LR Min <small>Cuando L es de 1/8"</small>	3/4"	7/8"	1"	1.1/8"	1.1/4"	1.3/8"	1.1/2"	1.3/4"	2"	2.1/4"	2.1/2"	2.3/4"	3.1/4"
LR Min <small>Cuando L es de 1/4"</small>	1"	1.1/8"	1.1/4"	1.3/8"	1.1/2"	1.5/8"	1.3/4"	2"	2.1/4"	2.1/2"	2.3/4"	3"	3.1/2"

Fuente: <http://www.sodiper.cl/wp-content/themes/sodiper/catalogo.pdf>

Cuadro 36. Selección de tuercas para la carcasa

ESPECIFICACIONES TÉCNICAS

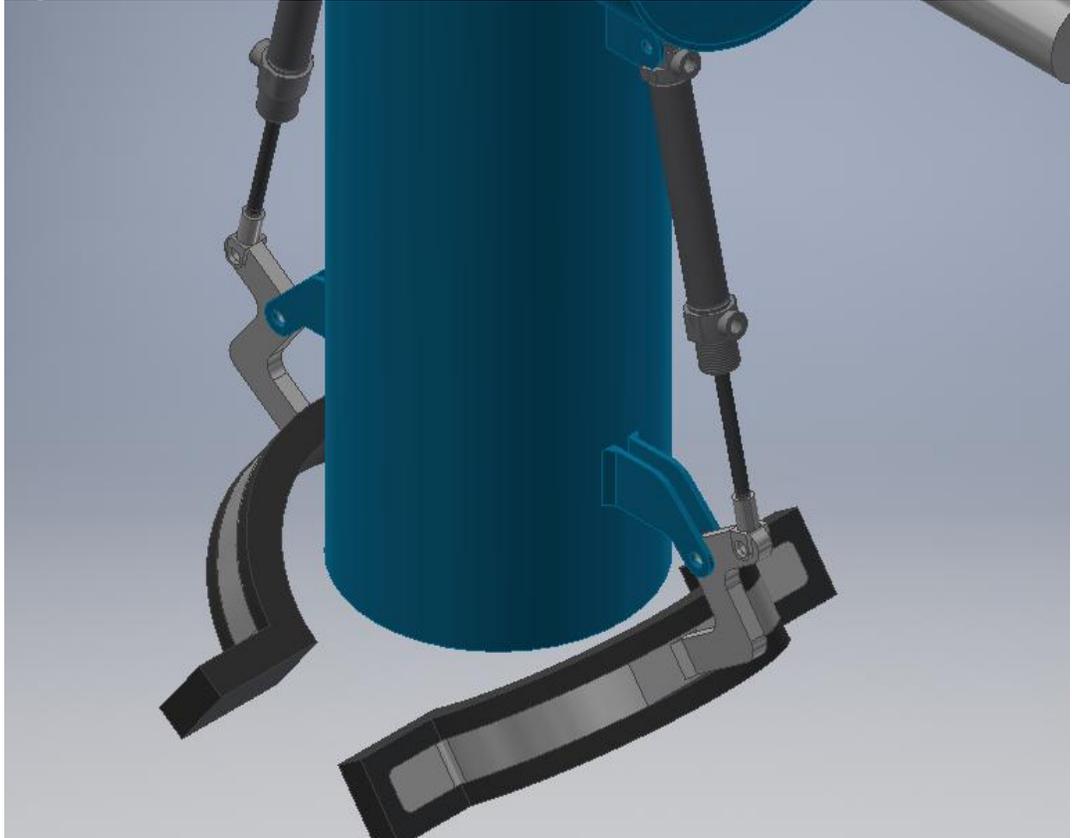


ø D	#5(1/8)	#8(5/32)	#10-21(3/16)	1/4	5/16	3/8	7/16	1/2	5/8	3/4
P	40	32	24	20	18	16	14	12,85W	11	10
H Máx	2,90	3,30	3,30	5,97	7,19	8,79	10,00	11,63	14,45	17,27
F	7,92	8,74	9,53	11,38	14,27	15,88	19,05	20,62	25,4	28,58

Fuente: <http://www.sodiper.cl/wp-content/themes/sodiper/catalogo.pdf>

5.1.17. Diseño de mordazas. Para asegurar que el producto que se entrega al empaque ubicado sobre la báscula, libere la menor cantidad de polvo al aire, se eligieron unas mordazas las cuales están ubicadas en la boca de salida del sistema de dosificación (Tornillo sinfín)

Figura 17. Mordaza



5.1.17.1 Carga de los componentes de la mordaza. Estas cargas corresponden a la masa del sistema de aislamiento y son las que el pistón deberá mover a la hora de ajustar y soltar el empaque.

Los componentes que tiene que soportar la mordaza son los apoyos y el conjunto aislante el cual va compuesto por una goma y una lámina. Las características de los componentes están descritas en el cuadro 37;

Cuadro 37. Características de los componentes (Mordaza)

Componente	Material	Densidad (g/cm ³)	Peso (Kg)
Ajuste	Acero al carbón	7,85	0,278
Lámina	Acero al carbón	7,85	0,3
Goma	Caucho	0,93	0,083
Total	Material		0,658

Teniendo el peso de cada componente se puede decir que sus respectivas cargas son;

$$C = P_c * g$$

Donde;

C = Carga

P_c = Peso del componente

g = Gravedad

Con este cálculo se puede tener la carga de cada componente de una sola mordaza;

Cuadro 38. Cargas Mordazas

Componentes	Carga (N)
Ajuste	2,72
Lamina	2,94
Goma	0,8134
Carga total	6,44

Como se muestra en la Figura 18 se debe trasladar la fuerza aplicada sobre el tubo de salida de la Dolomita hasta el punto de conexión con el cilindro.

Figura 18. Vista cortante lateral (Mordaza)



Teniendo la siguiente información se dice que;

$$F1 * d1 = F2 * d2$$

Donde;

$F1$ =Fuerza que debe aplicar sobre la mordaza

$d1$ =Distancia entre la mordaza y el primer pasador

$F2$ = Fuerza que debe aplicar el cilindro para mover la mordaza

$d2$ =Distancia entre el pasador y el apoyo del cilindro

Entonces;

$$F2 = \frac{F1 * d1}{d2}$$

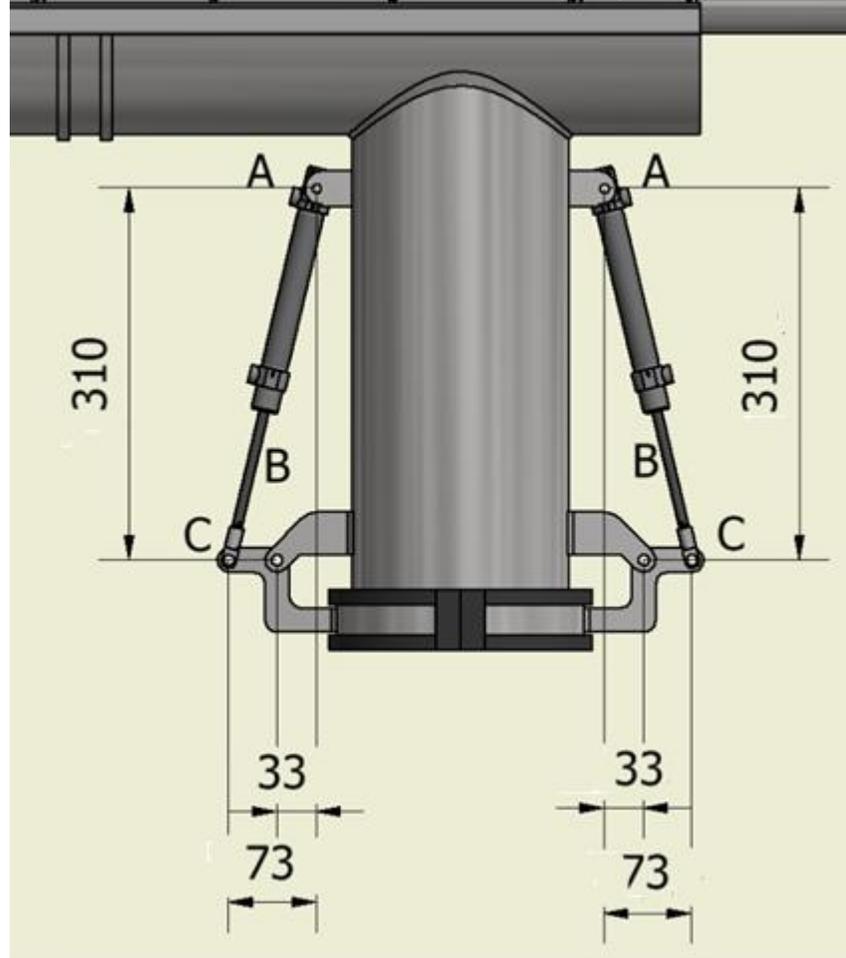
$$F2 = \frac{6,44N * 0,06m}{0,04}$$

$$F2 = 9,66N$$

Conociendo la fuerza vertical que debe hacer el cilindro, es necesario recalcularla dependiendo de su ángulo de inclinación (13,25° basado en ubicación de los cilindros seleccionados).

5.1.17.2 Selección de los cilindros. Se realiza la selección de los cilindros los cual deben tener la capacidad de mover mayor carga que la calculada previamente, ya que la inclinación donde se va a ubicar el cilindro hace que sea mayor la fuerza aplicada necesaria para realizar el movimiento. Para poder calcular la presión que deben ejercer los dos cilindros, se escogió un cilindro normalizado de doble efecto (DSNUP-20-100-P-A) de la empresa FESTO, el cual tiene las características descritas en el Anexo C. Con estos datos se comprueba a continuación si el cilindro seleccionado es capaz de mover la fuerza descrita anteriormente;

Figura 19. Dimensiones de la mordaza (mm)



Sabiendo que el cilindro está ubicado a $13,25^\circ$ en el punto A y en el punto C $76,74^\circ$ (Ángulos internos), se puede decir que;

$$F_{rc} = \frac{F_c}{\text{Sen}\theta}$$

Donde;

F_{rc} = Fuerza recalculada del cilindro

θ = Ángulo complementario de la inclinación del cilindro (Punto C)

Entonces;

$$F_{rc} = \frac{9,66N}{\text{Sen}76,74} = 10,34N$$

Conociendo que el diámetro del émbolo del cilindro seleccionado es de 0,02m se puede determinar la presión que éste debe aplicar para mover la mordaza.

$$P = \frac{Frc}{Aem}$$

Donde;

P = Presión que debe aplicar el cilindro

Aem = Área del émbolo

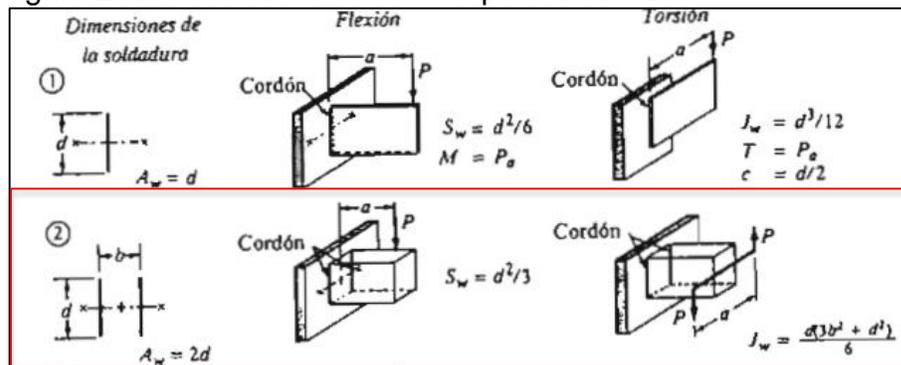
Entonces;

$$P = \frac{10,34N}{\pi * (0,01m)^2} = 26.228,73 N/m^2 = 0,33Bar$$

Esto quiere decir que el cilindro seleccionado cumple con las características necesarias para el diseño funcional del sistema ya que el cilindro seleccionado maneja una presión máxima de 8 Bar.

5.1.17.3 Selección de la soldadura para anclar las mordazas. Para realizar de manera correcta la selección de la soldadura se tuvo en cuenta el libro “Diseño de elementos de máquinas”¹⁹.

Figura 20. Selección de soldadura para mordazas



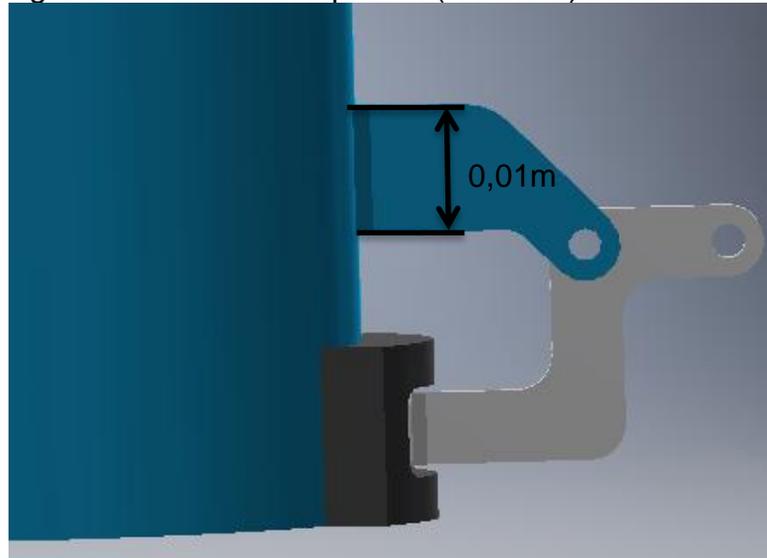
Fuente: <http://es.slideshare.net/ElmerHernandez/diseode-maquina-norton-4-ed-espanol>

Por lo cual se dice que la soldadura que apoya la mordaza está sometida a flexión, tensión y torsión

¹⁹ MOTT. Ob. cit., p 786

Fuerza vertical aplicada por el cilindro = 9,66N
Alto de la platina = 0,01m (Figura 16)
Ancho de la lámina = 0.0003 m

Figura 21. Ancho de la platina (Mordaza)



Se debe tener en cuenta que como son dos apoyos para la mordaza como muestra la Figura 21 se dice que la fuerza aplicada por el cilindro es la mitad en cada uno de los apoyos a soldar por lo cual fuerza es 4,83 N

✓ Determinación de factores geométricos. Sabiendo esto es necesario determinar los factores geométricos para análisis de soldadura descritos en la Figura 21;

$$S_w = \frac{d^2}{3}$$

Donde;

S_w = Pulgadas de soldadura

d = Alto de la platina

b = Ancho de la platina

Entonces;

$$S_w = \frac{0,01^2}{3} = 3,3 \times 10^{-5} m^2$$

Como la longitud de la soldadura es igual a la de la lámina, se puede decir que;

$$Aw = 2d$$

Donde;

Aw = Factor geométrico a cortante

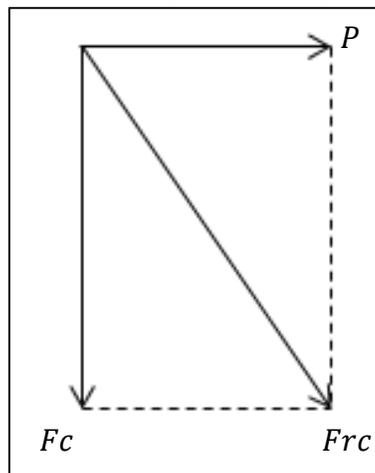
Entonces;

$$Aw = 2 * 0,01m$$

$$Aw = 0,02m$$

✓ Fuerza aplicada según la soldadura. Ahora identificados los factores se puede calcular la fuerza a tensión, flexión y torsión. Para esto es necesario identificar la ubicación de las fuerzas;

Diagrama 7. Diagrama de fuerzas (Soldadura)



Donde;

$$Fc = 9,66 \text{ (Ver 5.1.17.1)}$$

$$Frc = 10,34 \text{ (Ver 5.1.17.2)}$$

Entonces basado en la Diagrama 7 y sabiendo que el ángulo en el punto C es de $76,74^\circ$;

$$P = Frc * \cos(76,74) = 3,68$$

Carga a la flexión es;

$$F_x = \frac{F_c * d}{S_w}$$

Donde;

F_x = Carga a flexión

d = Distancia entre la fuerza y la soldadura

Y donde se sabe que la distancia es de 0,1m según la Figura 21;

$$F_x = \frac{9,66N * 0,1m}{3,3 \times 10^{-5} m^2} = 29.272,7N/m$$

Carga a la tensión es;

$$F_t = \frac{P}{A_w}$$

Donde;

F_t =Carga a tensión

Entonces;

$$F_t = \frac{3,68N}{0,02m} = 184N/m$$

Carga cortante;

$$F_o = \frac{F_c}{A_w}$$

Donde;

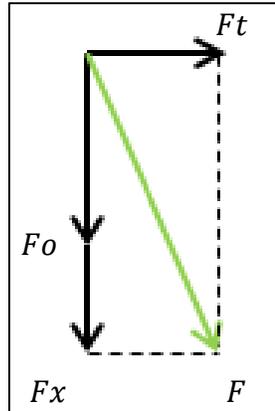
F_o =Carga a cortante

Entonces;

$$F_o = \frac{9,66N}{0,02m} = 483N/m$$

Ahora es necesario identificar las posiciones de las cargas;

Diagrama 8. Cargas de soldadura



Por lo tanto se puede decir que la Carga resultante es;

$$F = \sqrt{(Fx + Fo)^2 + Ft^2}$$

Donde;

F = Carga resultante sobre la soldadura

Entonces;

$$F = \sqrt{(29.272,7N/m + 494N/m)^2 + 148N/m^2}$$

$$F = 29.797,26 \frac{N}{m} * \frac{1m}{39,37 \text{ pulg}} * \frac{0,22lb}{1N} = 166,33 \text{ lb/pulg}$$

Para calcular el grosor de la soldadura es necesario tener en cuenta la siguiente relación;

$$W = \frac{F}{fa}$$

Donde;

W = Dimensión del cateto

fa = Fuerza admisible por pulgada de lado

La fuerza admisible se selecciona dependiendo del material que se vaya a soldar. Ya que es una soldadura estática se selecciona una soldadura para edificio

Cuadro 39. Tipo de soldadura seleccionada

Grado de ASTM del metal base	Electrodo	Esfuerzo cortante admisible	Fa
A36	E60	13.600 psi	9.600 lb/pulg

Fuente: http://www.susferrin.com.ar/_capacitacion/pdf/SUSFERRIN_Di_seno_Elementos_Maquinas.pdf

Entonces;

$$W = \frac{107,2 \text{ lb/pulg}}{\frac{9.600 \text{ lb}}{\text{pulg}} \text{ por pulgada de cateto}} = 0,017 \text{ pulg}$$

Sabiendo que el espesor de las placas a soldar es menor a media pulgada, y que el cateto $w = 0,017$ pulgadas se puede decir;

Para la selección de la soldadura se tuvo en cuenta el grosor del tubo de salida de la Dolomita (3,76mm). Allí va ubicada la mordaza que requiere soldarse. Esto permite afirmar que los electrodos de soldadura utilizados anteriormente son muy grandes, circunstancia que obliga a usar una soldadura tipo MIG/MAG.

5.1.17.4 Selección de las válvulas neumáticas. Se seleccionó una válvula 5/2 para cada cilindro neumático, ya que se requiere que éste realice dos funciones que son: sacar y regresar el émbolo, lo que constituye el movimiento de las mordazas, además de esto debe ser capaz de manejar presiones iguales o mayores a las requeridas para mover la mordaza (0,26 Bar). Esto permitió elegir una válvula normalizada según VSVA según ISO 15407-1 de la empresa FESTO. Ver Anexo D

Imagen 21. Válvula 5/2



Fuente: <http://www.festo-didactic.com/es-es/productos/equipos-de-practicas/neumatica/compon>

5.1.17.5 Selección de compresor. Para la selección del compresor se deben tener en cuenta las siguientes características;

Cuadro 40. Requerimientos de compresor

Características	Valor
Presión	0,26 Bar
Voltaje	110V
Frecuencia	60 Hz

Además se debe conocer el caudal mínimo necesario el cual debe accionar los cilindros en 1 segundo. Con el Anexo E, el cual describe las dimensiones del cilindro, se puede calcular el flujo necesario;

$$\text{Área del émbolo} = 0,02m^2$$

$$\text{Longitud de la carrera} = 0,1 \text{ m}$$

$$\vartheta = \frac{\pi * Dem^2}{4} * lcrr$$

Donde;

$$Dem = \text{Área del émbolo}$$

$$Lcrr = \text{Longitud de carrera}$$

$$\vartheta = \text{Volumen del cilindro}$$

Entonces;

$$\vartheta = \frac{\pi * 0,02m^2}{4} * 0,1m$$

$$\vartheta = 3,14 \times 10^{-5} m^3$$

Teniendo el volumen se puede decir;

$$Q = \frac{\vartheta}{t}$$

Donde;

$$Q = \text{Flujo másico requerido para el accionamiento}$$

$$t = \text{Tiempo de accionamiento}$$

Entonces;

$$Q = \frac{3,14 \times 10^{-5} \text{ m}^3}{1 \text{ s}}$$

$$Q = 1,88 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{min} = 0,011 \text{ CFM}$$

Esto quiere decir que el flujo mínimo requerido es de 0,011 CFM. Lo que permite afirmar que el compresor de pistón con acople directo de la empresa Air Center modelo Lab 102 cumple con los parámetros requeridos para su funcionamiento.

Figura 22. Compresor Lab 102



Fini		PRODUCTO		LAB 102
	CAPACIDAD DEL TANQUE	LITROS	24	
	POTENCIA MOTOR	KW	550	
		HP	1	
	CAUDAL	l/min.	55	
		m ³ /h	3,3	
		c.f.m.	2	
	PRESIÓN	BAR	8	
		PS.I.	116	
	NIVEL SONORO	dB(A)	70	
	REVOLUCIÓN POR MINUTO	R.P.M.	1420	
	PISTONES	No.	1	
	ETAPAS	No.	1	
	LARGO	60		
	ANCHO	27		
	ALTO	63		
	PESO	Kg.	21	

Fuente: <http://www.air-center.com/nuestras-marcas/fini/tipo-pist%C3%B3n/libre-de-aceite/lab/lab-102.html>

Para regular la presión que debe tener compresor de 8 Bar es necesario girar la válvula de seguridad hasta la presión indicada (0,26 Bar) para que no exceda esta y dañe el cilindro o el funcionamiento de la máquina.

5.1.17.6 Cálculos para la selección de pernos de la mordaza. Para iniciar los cálculos se debe seleccionar el grado del perno que se va a utilizar en los siguientes puntos: el primero en donde se conecta el cilindro y el otro donde se apoya la mordaza al tubo de salida del producto. Se tuvo en cuenta para el desarrollo de estos cálculos el libro “Diseño de elementos de máquinas”²⁰. Se va a diseñar en base al perno que ajusta el cilindro ya que en este punto la fuerza es mayor

²⁰ MOTT. Ob. cit., p 715

Cuadro 41. Especificación para selección de pernos

Grado número	Tamaños de perno (pulg)	Resistencia a la tensión (ksi)	Resistencia de fluencia (ksi)	Resistencia de prueba (ksi)	Marcas en la cabeza
1	1/4 - 1½	60	36	33	Ninguna
2	1/4 - 3/4	74	57	55	Ninguna
4	> 3/4 - 1½	60	36	33	Ninguna
4	1/4 - 1½	115	100	65	Ninguna
5	1/4 - 1	120	92	85	
	> 1 - 1½	105	81	74	
7	1/4 - 1½	133	115	105	
8	1/4 - 1½	150	130	120	

Fuente: <http://es.slideshare.net/ElmerHernandez/diseo-de-maquinaria-norton-4-ed-espanol>

Ahora es necesario determinar el esfuerzo cortante permisible;

$$\sigma_{per} = \frac{\sigma_{falla}}{F.S.}$$

Donde;

σ_{per} = Esfuerzo permisible

σ_{falla} = Esfuerzo de falla (Resistencia a la fluencia)

$F.S$ = Factor de seguridad

Se debe tener en cuenta que se selecciona como factor de seguridad 2 debido a que se conoce en totalidad las cargas y el entorno, esto de determino basado en el libro "Diseño de elemento de máquinas"²¹

Entonces;

$$\sigma_{per} = \frac{92000Psi * \frac{6894,7Pa}{1psi}}{2}$$

$$\sigma_{per} = 3'170.000 Pa$$

Ahora se requiere calcular el esfuerzo cortante permisible;

$$\tau_{per} = 0,57 * \sigma_{per}$$

²¹ Ibid, p 456

Donde;

τ_{per} = Esfuerzo cortante permisible

Entonces;

$$\tau_{per} = 0,57 * 3'170.000 Pa \cong 3,17Mpa$$

$$\tau_{per} = 1'806.900Pa = 1,807Mpa$$

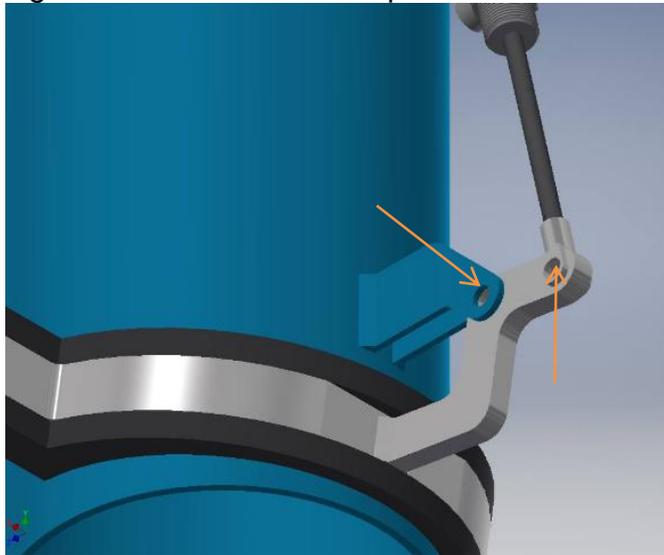
Teniendo la fuerza cortante permisible y definiendo la siguiente información. En la Figura 12 se puede ver la ubicación de los pasadores;

Longitud del apoyo del cilindro = 10mm

Longitud de apoyo de mordaza = 16 mm

Fuerza aplicada sobre los pernos = 8,06N (Ver imagen 23)

Figura 23 Ubicación de los pasadores



Ahora se puede decir que;

$$\tau_{per} = \frac{F}{2A}$$

$$r = \sqrt{\frac{F}{2 * \pi * \tau_{per}}}$$

Donde;

r = Radio del perno

Entonces;

$$r = \sqrt{\frac{8,06N}{2 * \pi * 1'806.900Pa}} = 8,42x10^{-4}m$$

Esto quiere decir que para la mordaza se eligió pernos de grado 5 y de 3/8 de pulgada de diámetro con su respectiva tuerca, como muestra el Cuadro 42 y 43.

Cuadro 42. Selección de pernos para la mordaza

PERNO HEXAGONAL GRADO 5 UNC PAVONADO										
ESPECIFICACIONES TÉCNICAS										
ϕD	1/4	5/16	3/8	7/16	1/2	9/16	5/8	3/4	7/8	1
H Min	3,81	4,95	5,74	6,91	7,67	8,84	9,60	11,56	13,49	15,01
F Máx	11,13	12,70	14,27	15,88	19,05	20,62	23,83	28,58	33,32	38,10
LR Min <small>Cuando L es E inches</small>	3/4"	7/8"	1"	1.1/8"	1.1/4"	1.3/8"	1.1/2"	1.3/4"	2"	2.1/4"
LR Min <small>Cuando L es M mm</small>	1"	1.1/8"	1.1/4"	1.3/8"	1.1/2"	1.5/8"	1.3/4"	2"	2.1/4"	2.1/2"

Fuente: <http://www.sodiper.cl/wp-content/themes/sodiper/catalogo.pdf>

Cuadro 43. Selección de tuercas para la mordaza

TUERCA HEXAGONAL GRADO 5 UNC PAVONADA										
ESPECIFICACIONES TÉCNICAS										
	ϕ D	1/4	5/16	3/8	7/16	1/2	9/16	5/8	3/4	7/8
P	20	18	16	14	13	12	11	10	9	8
H Máx	5,74	6,93	8,56	9,78	11,39	12,60	14,20	16,89	19,71	22,53
F Nom	7/16" (11,13)	1/2" (12,70)	9/16" (14,27)	11/16" (17,48)	3/4" (19,05)	7/8" (22,23)	5/16" (23,81)	1.1/8" (28,58)	1.5/16" (33,32)	1.1/2" (38,10)

Fuente: <http://www.sodiper.cl/wp-content/themes/sodiper/catalogo.pdf>

Esto implica que los pernos seleccionados de 3/8 pulg de diámetro y de grado 5 soportan las cargas aplicadas. Sin embargo, ya que ellos van a cumplir la función de pasadores, la longitud donde se apoyan será extra a la de roscado. Por lo tanto, la longitud de los pasadores es la siguiente;

Perno que apoya el cilindro = 1 ½ pulgadas

Perno que apoya la mordaza = 1 3/8 de pulgada

5.2 SISTEMA DE PESAJE

Para el diseño de la forma de pesaje se seleccionó una báscula electrónica que tuviera la capacidad de soportar la carga de producto requerida y permitiera la conexión al sistema de control. Esta báscula dispone de componentes que facilitan al empleado la manipulación y transporte para ubicar los empaques llenos en la banda transportadora.

5.2.1 Requerimiento para selección. Para la selección del sistema de pesaje se debió tener en cuenta las siguientes características;

Cuadro 44. Características para la balanza

Parámetros	Características	Porque
Debe soportar	50 Kg	Peso de los bultos manejados por la empresa
Conexión	PLC puerto RS 232 Bidireccional	Para conexión a PLC
Manejo	Facilidad para el empleado	Busca ahorro de tiempo
Voltaje	110V-220V	Disponibilidad de la empresa
Frecuencia	60 Hz	Disponibilidad de la empresa
Ancho max	70 cm	Espacio disponible
Largo max	70 cm	Espacio disponible
Alto min	20 cm	Espacio disponible

5.2.2 Selección de balanza. Con las características anteriormente descritas se puede concluir que la balanza seleccionada es una balanza transportadora de rodillos verificada, seleccionada de la empresa PCE.inst de modelo PCE-SD 60 CR. Donde sus características están en el Anexo E

Imagen 22. Balanza transportadora



Fuente: <http://www.pce-iberica.es/mediador-detalles-tecnicos/balanzas/balanza-rodillos-pce-pm-cr.htm>

Cuadro 45. Descripción de balanza seleccionada

CARACTERISTICA	DESCRIPCION
Dimensiones de la banda de rodillos	500 x 580 x 110 mm
Material de los rodillos	PVC
Marco de la banda de rodillos	Galvanizado
Dimensiones de la balanza	520 x 620 x 150 mm
Plataforma de la balanza	Acero inoxidable con lámina de protección de PVC
Pantalla LCD	un cable de 1,5 m PCE Ibérica S.L.
Rango de taraje	Aprox. 3 s
Interfaz RS-232 de serie	Bidireccional
Rango de temperatura operativa	-10 °C ... +40 °C
Alimentación	220 V 60 Hz
Protección IP	54
Peso de la balanza	33 kg

Fuente: <http://www.pce-iberica.es/medidor-detallestecnicos/balanzas/balanza-rodillos-pce-pm-cr.htm>

Figura 24. Especificaciones de la balanza



Fuente: <http://www.pce-iberica.es/medidor-detallestecnicos/balanzas/balanza-rodillos-pce-pm-cr.htm>

5.3. SISTEMA DE TRANSPORTE

Para el diseño del sistema de transporte desde la báscula pesadora hasta la máquina de cosido se decide utilizar un sistema de transporte por rodillos de gravedad, que facilita la manipulación por parte del operario para realizar el cosido de la misma.

5.1.3 Parámetros de selección. Este sistema deberá contar con una longitud que permite la manipulación del bulto y su cosido, por lo que se define que el largo del sistema deberá ser de mínimo el ancho de un bulto (0,5m) más el ancho de la cosedora que es de (1,0 m) para un total de 1,5m; debido a que el transportador no podrá coser más de un bulto al tiempo, la carga máxima que deberá soportar el transportador será de 50 Kg, finalmente el ancho del sistema deberá ser igual o ligeramente mayor al de la pesadora (580mm) para facilitar la manipulación del bulto

en el sistema y de igual manera de altura máxima de 260 mm que son la altura máxima de la báscula como muestra el aparte 5.2.2. Por lo tanto;

Cuadro 46. Parámetros para el sistema de transporte

Parámetro	Característica
Longitud mínima del sistema de transporte	1,5m
Capacidad mínima	50k
Altura máxima	260mm
Ancho mínimo de los rodillo	58 cm

5.3.2 Selección de longitud y capacidad del sistema de transporte. La compañía COLDESA ofrece dentro de su catálogo de productos para transporte por sistema de rodillos de gravedad estaciones de transporte de 5 ft (1524mm) y 10 ft (3048mm), por lo que se inicia con la selección de una estación de 5ft que tiene una capacidad de carga máxima de 620Lb (281.8 Kg) y también se aprecia que los rodillos del sistema soportan una carga máxima de hasta 250 Lbs (113.6Kg) por lo que se determina que el sistema cumple con los requerimientos de carga y longitud. Como se muestra a continuación;

Cuadro 47. Cargas y soportes de los rodillos

CARTA DE CAPACIDADES		
CENTRO DE SOPORTES	Capacidad de soportes (lbs)	Capacidad del rodillo (lbs)
	Máxima distribuida	Carga máxima
	Carga viva por pie	
5'	620	250
10'	118	

Fuente: http://www.coldesa.com/images/transportadores_coldesa/TRANSPORTADOR_rodillo_por_gravedad.

5.3.3 Selección de rodillos. Ahora se procede a seleccionar el ancho del sistema, de acuerdo al requerimiento que debe ser de mínimo 580 mm (22.83 in) se selecciona del catálogo la opción con ancho entre rieles de 23 in (584.2mm) y una vez seleccionado se determina un espaciado entre rodillos de 2 ¼ in debido a que como el bulto deberá estar apoyado sobre el sistema mientras se realiza el proceso de cosido es deseable que la distancia de separación entre rodillos sea la menor para que el bulto tenga una mayor superficie de soporte y por consiguiente una mayor estabilidad durante su transporte y cosido.

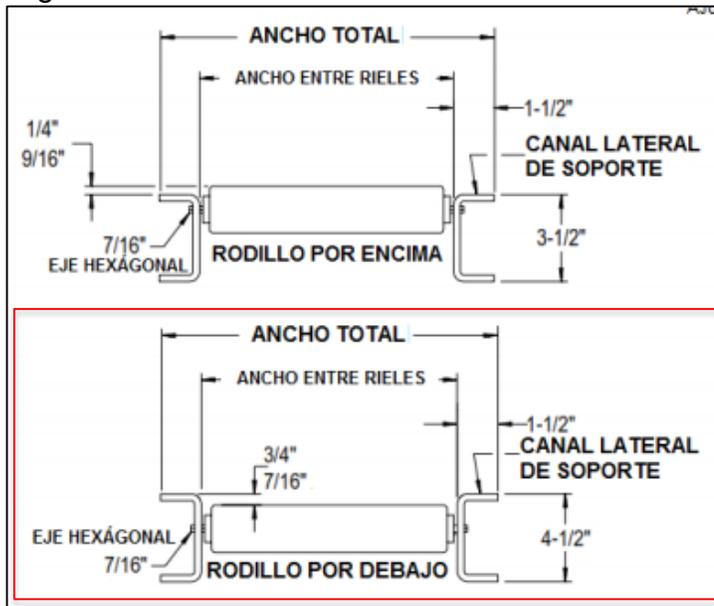
Cuadro 48. Selección de rodillos

ANCHO TOTAL	ANCHO ENTRE RIELES	CENTRO DEL RODILLO	PESO (lbs)	
			5'	10'
26"	23"	2 1/4"	188	377
		3"	153	302
		4 1/2"	115	227
		6"	95	187

Fuente: http://www.coldesa.com/images/transportadores_coldesa/TRANSPORTADOR_rodillo_por_gravedad.pdf

5.3.4 Ubicación de los rodillos. Se pide que el rodillo se encuentre por debajo del canal lateral de soporte para que puedan realizarse la colocación de guardas sobre los canales laterales de soporte de tal forma que el bulto no se vaya a salir del transportador.

Figura 25. Ubicación de los rodillos



Fuente: http://www.coldesa.com/images/transportadores_coldesa/TRANSPORTADOR_rodillo_por_gravedad.pdf

5.3.5 Altura de soportes. Se seleccionan soportes de 3 1/2 in para que todo el sistema tenga una altura total de 8 in (203,2mm) y así se pueda ajustar la altura de la balanza para que queden a nivel.

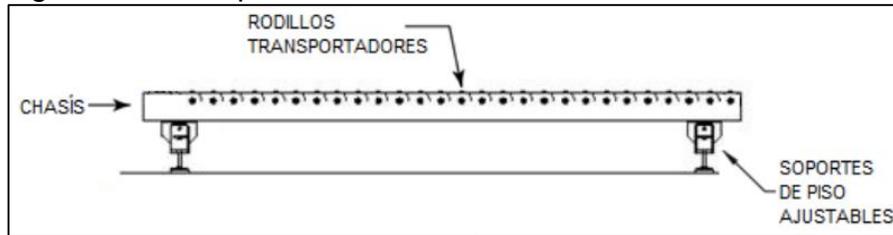
Cuadro 49. Soportes rodillos

Soporte del rodillo (in)	Ala (in)
3 ½	1 ½
4 ½	

Fuente: http://www.coldesa.com/images/transportadores_coldesa/TRANSPORTADOR_rodillo_por_gravedad.pdf

5.3.6 Transporte de rodillos seleccionados. Teniendo esta informacion el sistema de transporte es;

Figura 26. Transportadores de rodillos



De acuerdo a lo anterior se obtiene como resultado un transportador de rodillos por gravedad con las siguientes características:

Cuadro 50. Características de transportador de rodillo

Características	pulgadas	milímetros
Largo	5 ft	1524 mm
Alto (rodillo por debajo)	8 in	203.2mm
Ancho total	26 in	660.4 mm
Ancho entre rieles	23 in	584.2 mm
Distancia centros de rodillo	2 ¼ in	57.15 mm
Diámetro de rodillos	2 in	50.8 mm
Diámetro del eje del rodillo	7/6 in	29,6mm

5.4 SISTEMA DE COSIDO

En la actualidad la empresa tiene un sistema de cosido el cual consiste en una cosedora tipo industrial con costura sencilla la cual trabaja con hilo de 3 hebras que se componen de polipropileno y algodón.

5.4.1 Requerimientos para la selección. Para determinar las características necesarias para la selección de la cosedora se describen las características de la cosedora que usan en la actualidad la cual es marca NEWLONG MODELO NP-7A MANUAL ya que esta cumple adecuadamente su funcionamiento. La cosedora

seleccionada debe permitir conexión con PLC a diferencia de las utilizadas actualmente.

Cuadro 51. Características de cosedora NP-7A

Parámetro	Características
Velocidad de cosido	0,14m/s mínimo
Costura	Sencilla
Cosido	Con hilo
Hilo	Poliéster y algodón
Puntada	8 mm
Voltaje	110 V 220V
Frecuencia	60 Hz

Fuente: <http://www.newlong-latin.com/catalogs/NP7A.pdf>

5.4.2 Selección de la cosedora. La máquina cosedora debe tener un cosido que selle y evite la salida de polvo. La máquina seleccionada para el sistema de cosido es una cosedora de costura sencilla modelo 400 Pro de la empresa HAMER FISCHBEIN, la cual tiene las siguientes especificaciones;

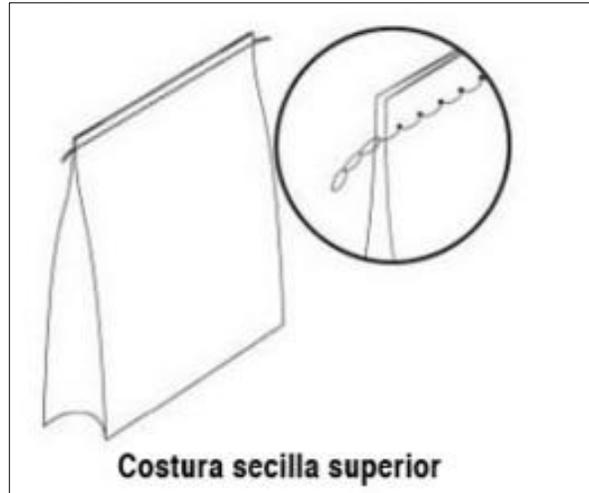
Cuadro 52. Características de cosedora seleccionada

CARACTERISTICAS	DESCRIPCION
Montada	Pedestal
Costura	Sencilla
Puntada	6,8 mm
Velocidad	0,18 a 0,28 m/s
Altura	Regulable
Automatización	Puerto USB Bidireccional
Motor	1 HP
Protectores herméticos	Contra el polvo
Frecuencia	60 Hz
Tensión	220 V

Fuente: <http://www.fischbein.com/espanol/products.php?item=840>

La costura sencilla es como se muestra a continuación;

Imagen 23. Costura



Fuente: <http://www.fischbein.com/espanol/products.php?item=840>

Imagen 24. Cosedora

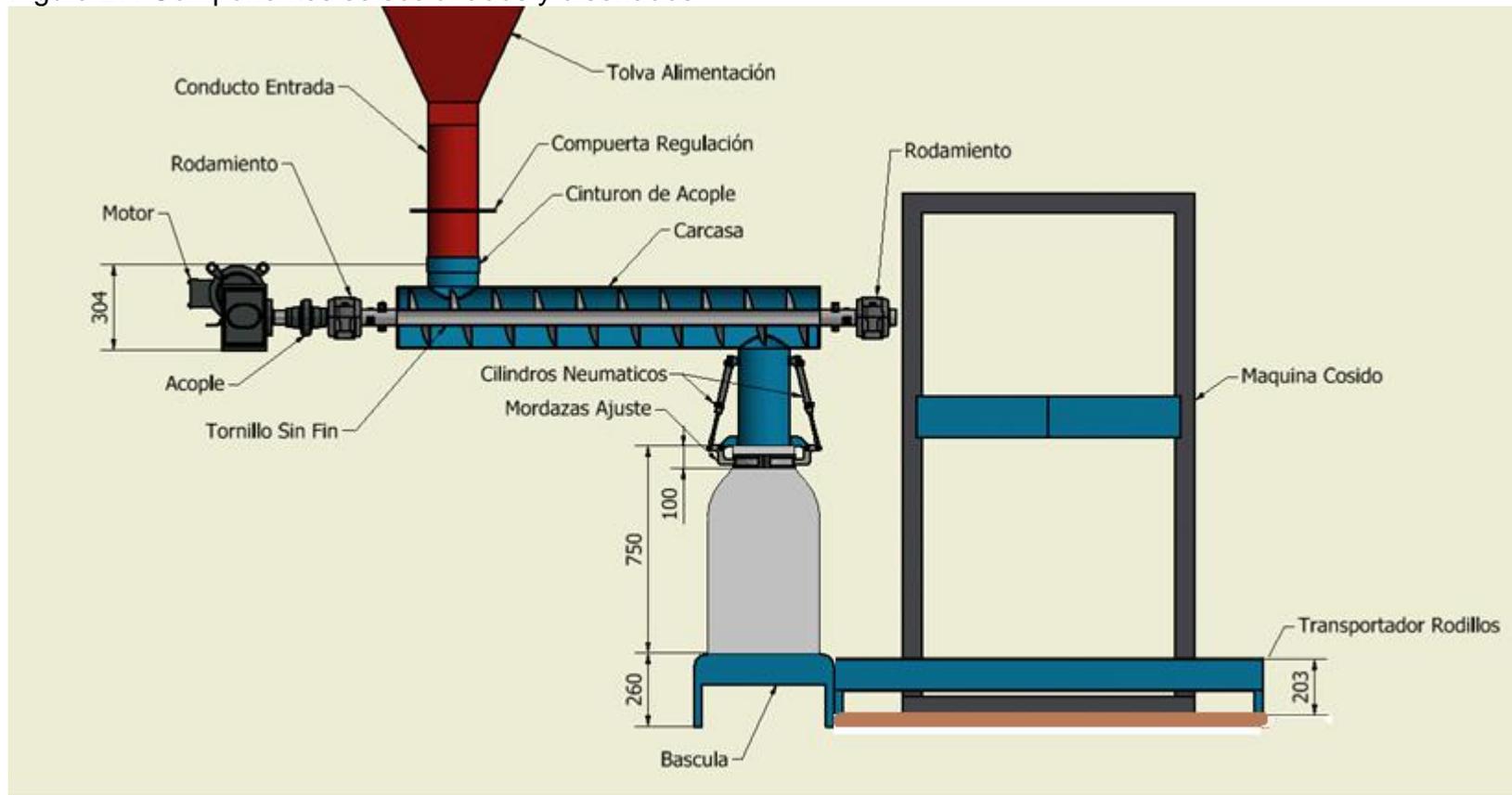


Fuente: <http://www.fischbein.com/espanol/products.php?item=840>

5.5 CONJUNTO DE COMPONENTES SELECCIÓN

A continuación se muestra cómo quedan ubicados los sistemas diseñados y seleccionados en este capítulo;

Figura 27. Componentes seleccionados y diseñados

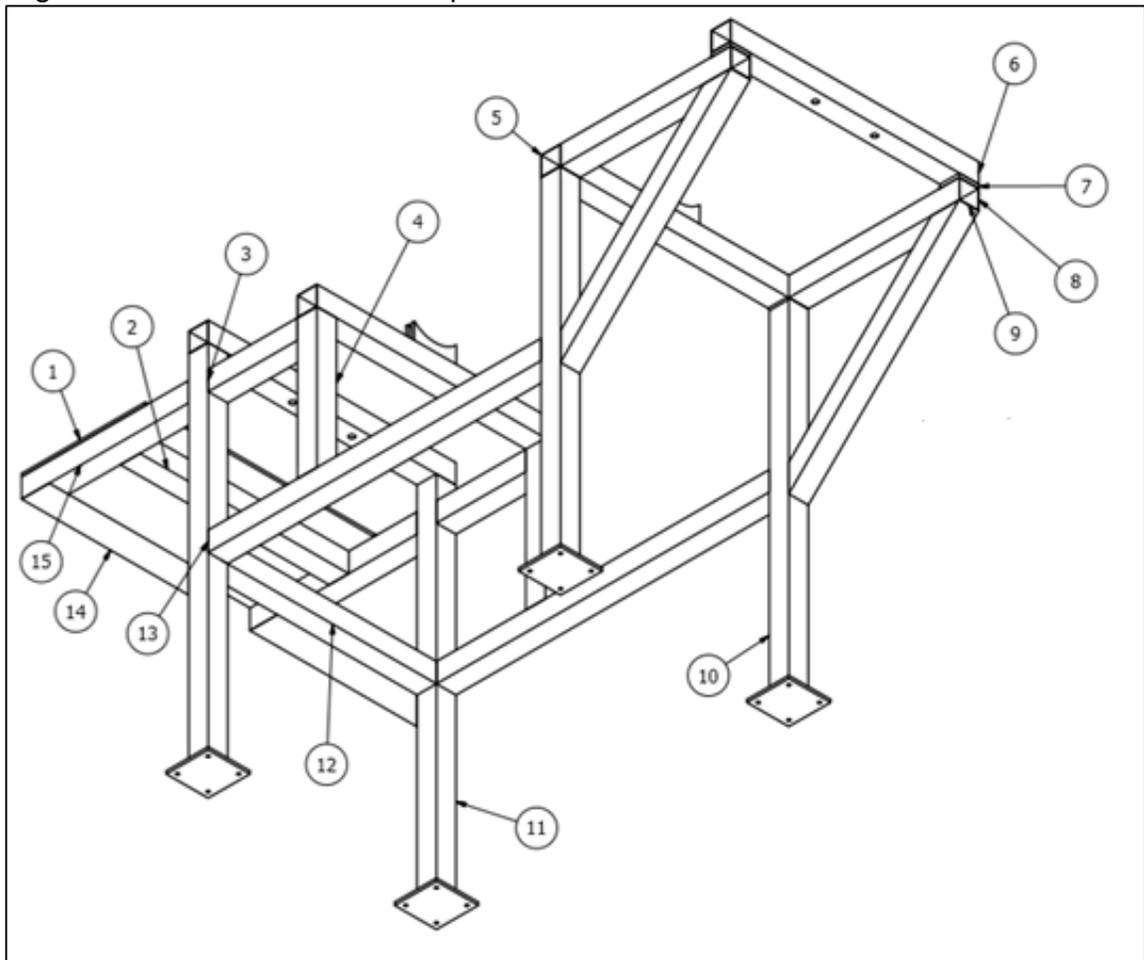


5.6 SISTEMA ESTRUCTURAL

Para el diseño estructural se hizo una evaluación en la cual se identificó el perfil crítico y en el cual se calculó el módulo de sección mínimo requerido y seleccionar un perfil y calcular todos los componentes.

5.6.1 Selección de perfil para el tornillo. Para la selección del perfil se debe tener en cuenta qué tipo de perfil se va a seleccionar y en el sistema estructural donde va la mayor carga aplicada.

Figura 28. Enumeración de los perfiles de estructura



A continuación se nombran cada uno de los componentes descritos en la figura anterior;

Cuadro 53. Componentes de estructura

15	Viga Soporte Posterior	Acero ASTM A36	2
14	Ángulo Soporte Posterior	Acero ASTM A36	2
13	Arriostramiento Lateral Inferior	Acero ASTM A36	2
12	Arriostramiento Transversal	Acero ASTM A36	1
11	Columna Soporte Posterior	Acero ASTM A36	2
10	Columna Soporte Frontal	Acero ASTM A36	2
9	Ángulo Soporte Frontal	Acero ASTM A36	2
8	Viga Soporte Frontal	Acero ASTM A36	2
7	Platina Ajuste Rodamiento Frontal	Acero ASTM A36	2
6	Viga Soporte Rodamientos	Acero ASTM A36	2
5	Viga Soporte Carcasa	Acero ASTM A36	2
4	Columna Soporte Medio	Acero ASTM A36	2
3	Arriostramiento Lateral Superior	Acero ASTM A36	2
2	Viga Soporte Platina Motor	Acero ASTM A36	1
1	Platina Soporte Motor	Acero ASTM A36	1
NO.	PIEZA	OBSERVACIONES	CANT
LISTADO COMPONENTES			

El perfil a seleccionar es un perfil cuadrado el cual tiene resistencia a la fluencia de 350Mpa de la empresa COLMENA. Para determinar el S requerido es necesario identificar la viga que soporta la mayor carga para así poder seleccionar el tamaño del perfil. Sabiendo esto se selecciona la viga soporte de la carcasa posterior ya que esta es la encargada de soportar el material de transporte y el material ubicado en la tolva, ver Imagen 16.

5.6.1.1 Módulo de sección requerido. Para poder determinar el módulo de sección requerido es necesario determinar las cargas que debe soportar la viga anteriormente seleccionada.

Figura 29. Vigas de soporte de la carcasa

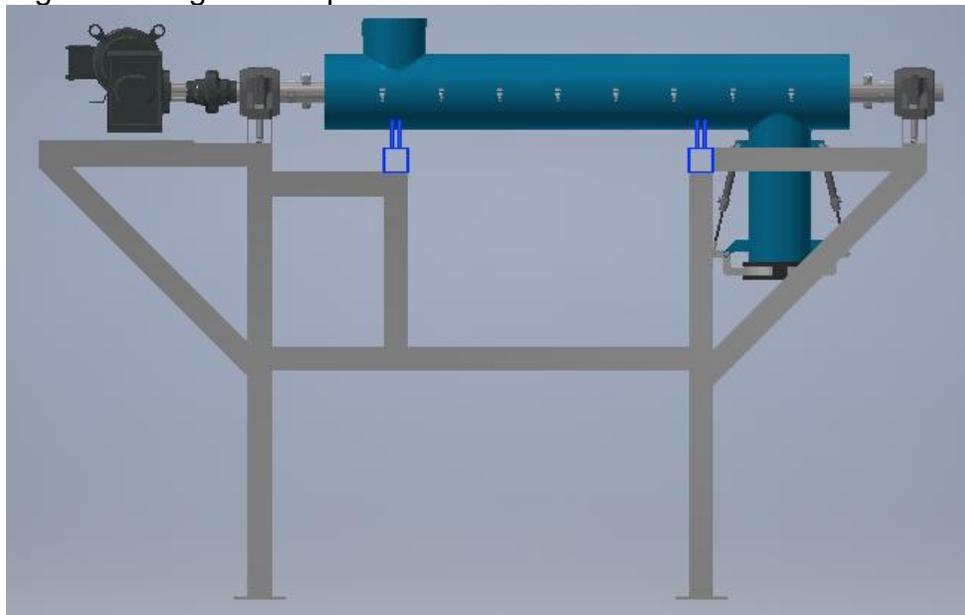
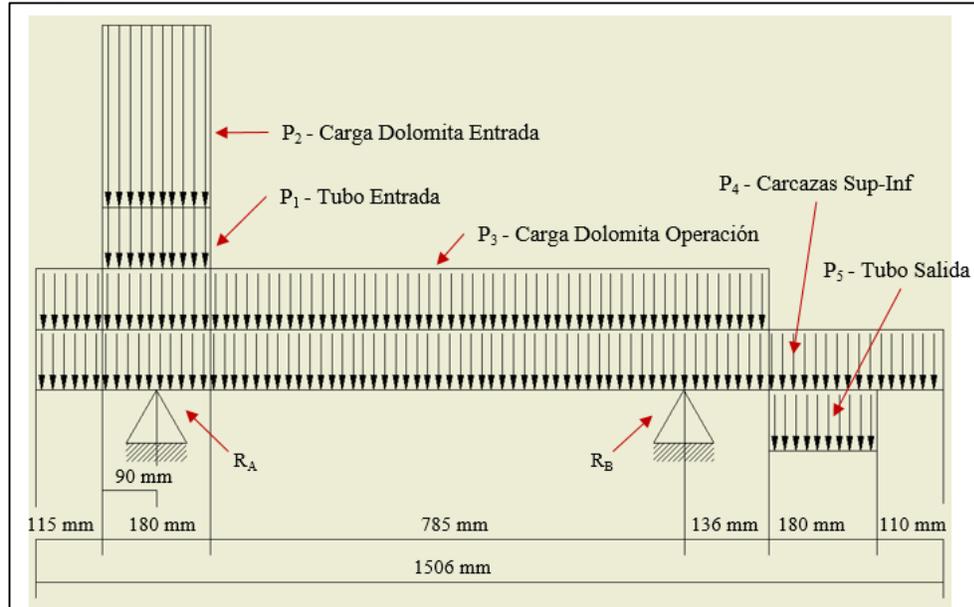


Diagrama 9. Fuerzas aplicadas por el tornillo



Cuadro 54. Cargas generadas por el tornillo

		Real (Kg)	Diseño (Kg)	Diseño	
P1	Tubo Entrada	1,707	2	19,6	N
P2	Carga Dolomita Entrada	127,53	128	1.254,4	N
P3	Carga Dolomita Operación	0,334	0,4	3,92	N
P4	Carcaza Superior	15,898	16	156,8	N
	Carcaza Inferior	16,202	17	166,6	N
P5	Tubo Salida	10,316	11	107,8	N

$$\sum^+ Ma = -(P_3 * 0,403m) - (P_4 * 0,548m) + (R_b * 0,875m) - (P_5 * 1,101m) = 0$$

$$-(3,92N * 0,403m) - (323,4N * 0,548m) + (R_b * 0,875m) - (107,8N * 1,101m) = 0$$

$$-(1,57Nm) - (177,22Nm) + (R_b * 0,87m) - (118,6Nm) = 0$$

$$(R_b * 0,87m) - (297,49Nm) = 0$$

$$R_b = 331,63N$$

$$\sum^+ Mb = (P_1 * 0,87m) + (P_2 * 0,87m) - (R_a * 0,87m) + (P_3 * 0,47m) + (P_4 * 0,32m) - (P_5 * 0,22m) = 0$$

$$((19,6N + 1.254,4N) * 0,87m) - (R_a * 0,87m) + (3,92N * 0,47m) + (323,4N * 0,327m) - (107,8 * 0,226m) = 0$$

$$(1.114,75Nm) - (R_a * 0,87m) + (1,85Nm) + (105,75Nm) - (24,36m) = 0$$

$$(R_a * 0,87m) + 1.197,98Nm = 0$$

$$R_a = 1.377,48N$$

Figura 30. Viga soporte de carcasa posterior

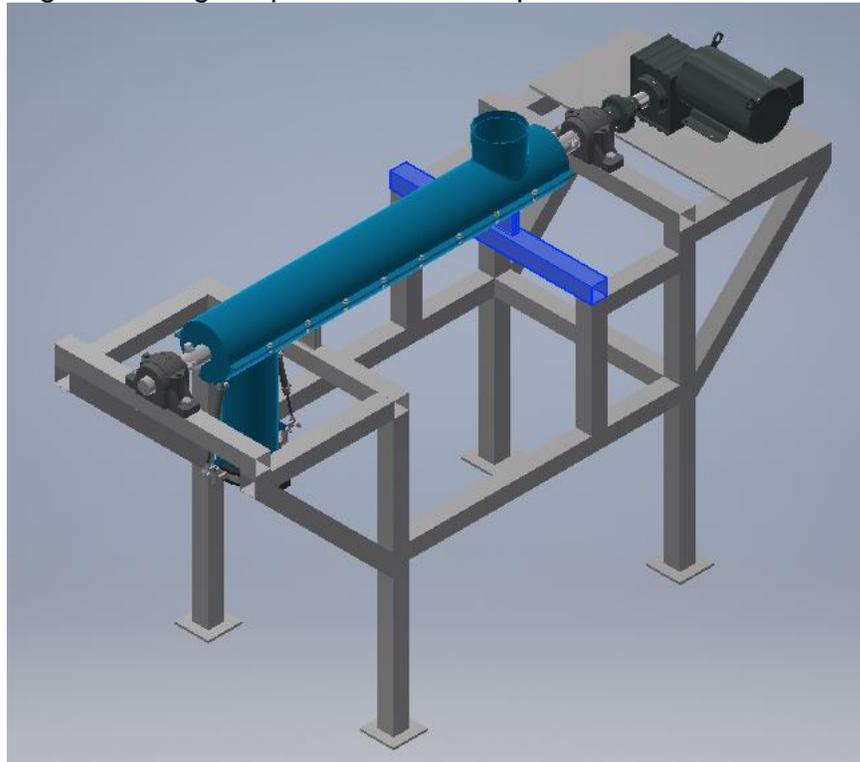
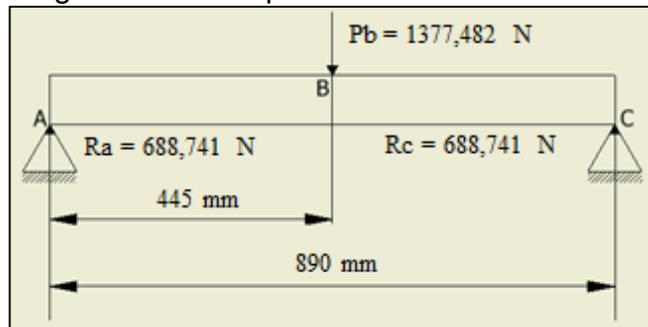


Diagrama 10. Cuerpo libre VSCP



$$\sum^+ Fy = Ra + Rc - Pb = 0$$

Donde;

Ra = Apoyo en columna

Rc = Apoyo en columna

Pb = Carga a soportar la viga

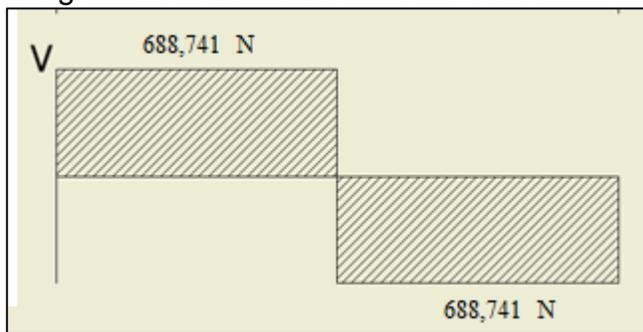
También se sabe que Ra = Rc debido a que la carga se encuentra ubicada en el centro de la viga por lo que se tiene;

$$\sum Fy = 2R - 1.377,48N = 0$$

$$R = 688,74N$$

Cuando se tienen las fuerzas que soporta la viga se hace diagrama de cortante;

Diagrama 11. Esfuerzo cortante VSCP



Teniendo el diagrama de cortantes se calculan el momento máximo a flexión al que está sometido el elemento;

$$M_{max} = \frac{Ra * AB}{1.000}$$

Donde;

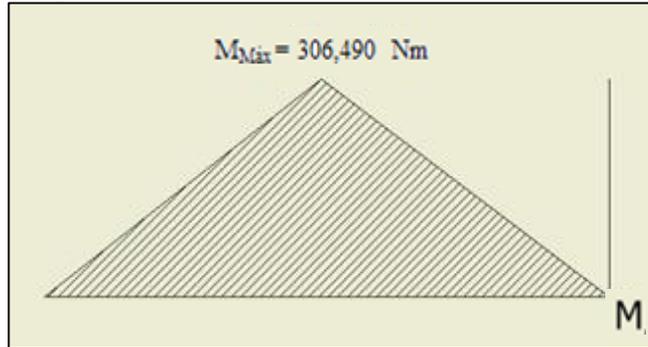
M_{max} = Momento máximo a Flexión

Entonces;

$$M_{max} = \frac{688,74N * 445mm}{1.000mm} = 306,48Nm$$

Se realiza diagrama de momento flector máximo;

Diagrama 12. Momento máximo VSCP



Ahora según el libro “Diseño de elemento de máquinas”²² se debe calcular la sección mínima requerida;

$$\sigma_{perm} = \frac{\sigma_{falla}}{F.S}$$

Donde;

σ_{perm} = Esfuerzo permisible

σ_{falla} = Esfuerzo de falla (Esfuerzo de fluencia)

F.S. = Factor de seguridad

Se debe tener en cuenta que el factor seleccionado es 2 ya que se conocen los esfuerzos, el entorno y las cargas. De igual manera se selecciona como material Acero Al Carbono Estructural ASTM A36. La selección del factor de seguridad se basó en el documento “Fundamentos del diseño mecánico”²³

Entonces;

$$\sigma_{perm} = \frac{250 \text{ Mpa}}{2}$$

$$\sigma_{perm} = 125 \text{ Mpa} * \frac{1.000.000 \text{ Pa}}{1 \text{ Mpa}} = 125'000.000 \text{ Pa}$$

Se procede a calcular el módulo de sección requerido;

$$S_{req} = \frac{M_{max}}{\sigma_{perm}}$$

²² MOTT. Ob. cit., p 577

²³ Tecnologías de máquinas. Ob.cit.

Donde;

S_{req} = Módulo de sección requerido

M_{max} = Momento flector máximo

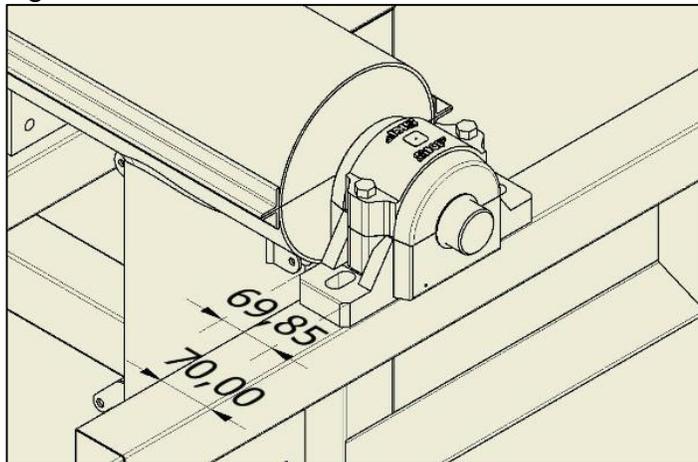
σ_{perm} = Esfuerzo permisible

Entonces;

$$S_{req} = \frac{306,48Nm}{125'000.000Pa} = 2,45 \times 10^{-6} m^3 * \frac{(100cm)^3}{1m^3} = 2,45 cm^3$$

5.6.1.2 Parámetros para selección. Para realizar la selección del perfil que se va a utilizar para la estructura del tornillo sinfín es necesario tener en cuenta el ancho de los rodamientos que se van a utilizar y de igual manera el módulo de sección calculado previamente;

Figura 31. Ancho de los rodamientos



Cuadro 55. Requerimiento perfil

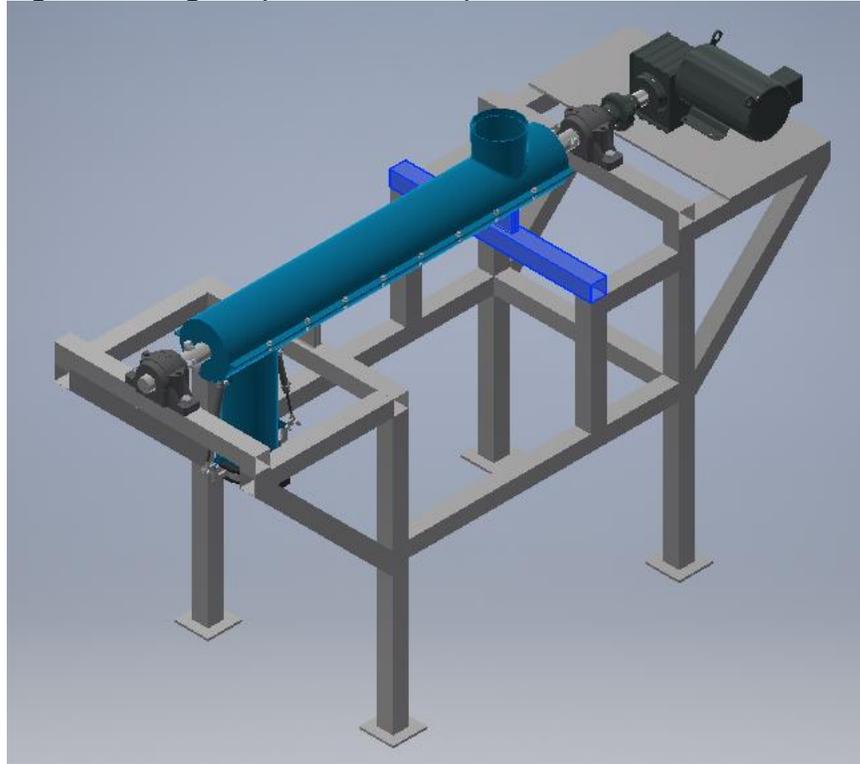
Característica	Descripción
Módulo de sección	$2,45cm^3$
Ancho de rodamiento	6,8 cm

5.6.1.3 Selección de perfil. El perfil indicado para esta selección es un perfil cuadrado de 70x70 mm con módulo de sección (s) $8,99cm^3$. Ver anexo F

5.6.2 Cálculos para perfiles críticos. Teniendo el modulo requerido y perfil seleccionado se puede calcular el factor de seguridad todos los componentes estructurales.

5.6.2.1 Viga crítica. La vigas soporte carcasa posterior se seleccionó como la viga crítica y se determinó el módulo requerido basado en esta ahora solo es necesario determinar el factor de seguridad.

Figura 32. Viga soporte carcasa posterior



$$F.S. = \frac{S}{S_{requ}}$$

Donde;

$F.S.$ = Factor Seguridad

S = Modulo de sección del perfil

S_{requ} = Modulo de sección requerido

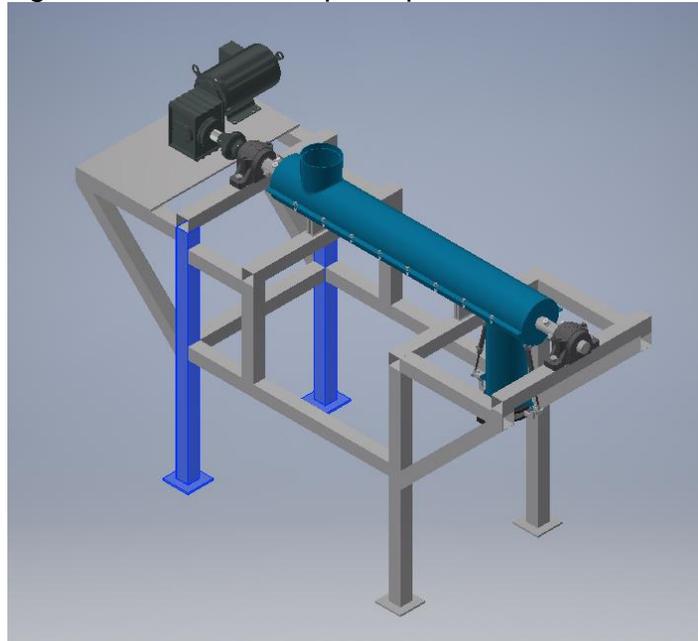
Entonces;

$$F.S. = \frac{8,99cm^3}{2,45 cm^3}$$

$$F.S. = 3,67$$

5.6.2.2 Columna crítica. La columna soporte posterior se muestra a continuación;

Figura 33. Columna soporte posterior



Conociendo la ubicación exacta de las columnas y como van a ir apoyadas se puede seleccionar el siguiente factor;

Cuadro 56. Factor de longitud efectiva CSP

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

Fuente: <http://es.slideshare.net/willushina/248353723-estructuras-de-ceromc-cormac>

Ahora teniendo la información descrita se puede calcular el chequeo por esbeltez.

$$Ces = \frac{kL}{Ry}$$

Donde;

Ces = Chequeo por esbeltez
 k = Factor de longitud efectiva
 L = longitud de la viga
 Ry = Radio de giro

Entonces;

$$Ces = \frac{1 * 131,1 \text{ cm}}{2,78 \text{ cm}}$$

$$Ces = 47,2$$

“Seleccionar miembros a compresión con valores de esbeltez menores a 200”²⁴
Esto quiere decir que los calculos para desarrollar este diseño deben ser menores a 200

Cumpléndose este parámetro se puede decir que;

$$Ces \ll 4,17 \sqrt{\frac{E}{Fy}}$$

Donde;

E = Modulo de elasticidad
 Fy = Esfuerzo de fluecia

Entonces;

$$Ces < 4,17 \sqrt{\frac{2x10^{11} Pa}{2,5x10^8 Pa}}$$

$$Ces > 133,2$$

Cumpléndose esto se puede concluir que la ecuación para el esfuerzo crítico es;

$$Fcr = 0,658 \left(\frac{Fy}{Fe} \right)$$

²⁴ Ibid, 150 p

Donde;

F_e = Esfuerzo de pandeo crítico elástico

F_{cr} = Esfuerzo crítico

Y para calcular esto se requiere conocer el esfuerzo de pandeo crítico elástico;

$$F_e = \frac{\pi^2 E}{C e s^2}$$

Entonces;

$$F_e = \frac{\pi^2 2 \times 10^{11}}{47,2^2}$$

$$F_e = 8,876 \times 10^8 Pa$$

Ahora si se puede calcular es esfuerzo crítico;

$$F_{cr} = 0,658 \left(\frac{2,5 \times 10^8 Pa}{8,876 \times 10^8 Pa} \right)$$

$$F_{cr} = 2,222 \times 10^8 Pa$$

Ya teniendo esta información se puede revisar si la columna seleccionada es adecuada para el diseño;

$$R_d = \emptyset * A_g * F_{cr}$$

Donde;

R_d = Resistencia de diseño

A_g = Área de sección transversal

\emptyset = Resistencia a la compresión (0,90)

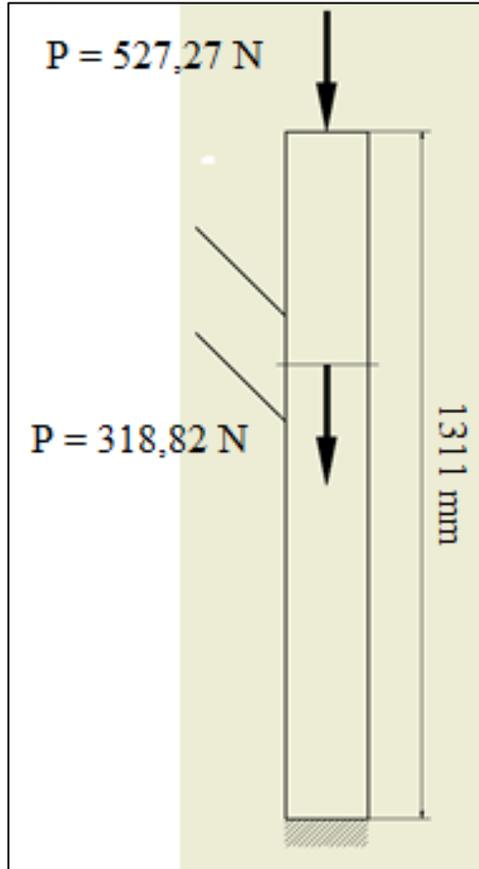
Entonces;

$$R_d = 0,90 * 4,08 \times 10^{-4} m^2 * 2,222 \times 10^8 Pa$$

$$R_d = 81.591,343 N$$

Conociendo la resistencia de diseño permisible se identifica la carga aplicada sobre la columna y así poder determinar el factor de seguridad.

Diagrama 13. D. de cuerpo libre CSP



Ahora se puede determinar el factor de seguridad;

$$F.S. = \frac{Rd}{P}$$

Donde;

$F.S.$ = Factor de seguridad

P = Fuerza aplicada sobre la viga

Entonces;

$$F.S. = \frac{81.591,343N}{846,090N}$$

$$F.S. = 96,433$$

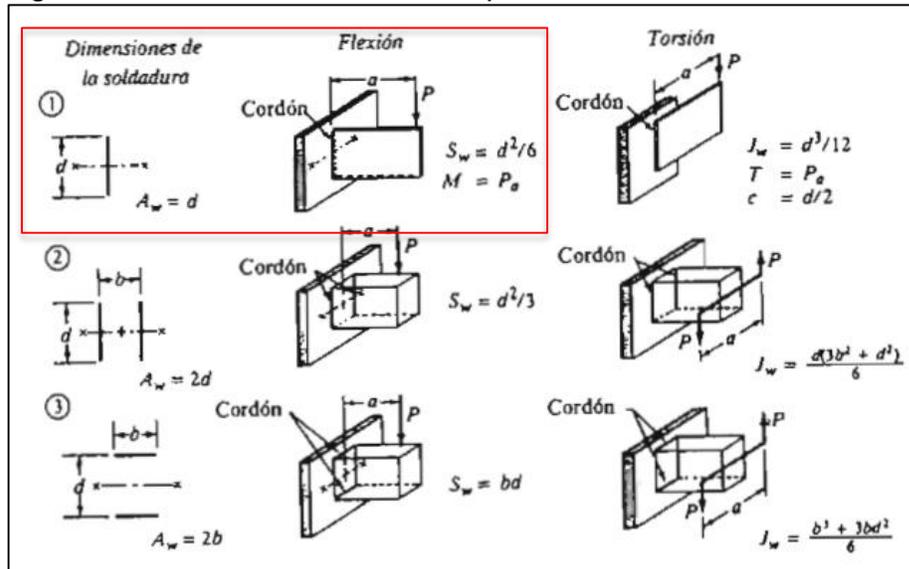
5.6.2.3. Resumen de cálculos. A continuación se puede ver los resultados arrojados al evaluar todas las vigas y columnas.

Cuadro 57. Resumen de estructura

NOMBRE ELEMENTO (P 70X70X1,5)	TIPO ELEMENTO	ESFUERZO CRITICO (Pa)	CARGA APLICADA (N)	MOMENTO MAXIMO (Nm)	CARGA CRITICA Columnas(N)	FACTOR SEGURIDAD
Arriostramiento lateral	Viga	-	688,74	157,59	-	7,13
Columna soporte medio	Columna	2,421x10 ¹⁰	688,74	-	91.404,15	132,71
Viga soporte carcasa posterior	Viga	-	1377,48	306,49	-	3,67
Viga soporte carcasa frontal	Viga	-	331,63	73,78	-	15,23
Viga soporte rodamiento posterior	Viga	-	1054,54	239,9	-	4,79
Viga soporte rodamiento frontal	Viga	-	231,85	51,58	-	21,78
Angulo soporte posterior	Columna	3,035x10 ⁹	450,88	-	88.688,72	197,7
Angulo soporte frontal	Columna	2,89x10 ⁹	81,97	-	88.540,45	1.080,15
Columna soporte frontal	Columna	2,25x10 ⁸	223,78	-	82.779,28	369,91
Columna soporte posterior	Columna	2,22x10 ⁸	846,09	-	81.591,34	96,43
Viga soporte motor	Viga	-	637,65	240,712	-	4,67
Viga soporte frontal	Viga	-	115,93	70,949	-	15,84

5.6.3 Soldadura para la estructura. Para la estructura se eligió la columna que soporta el motor ya que esta es la que tiene mayor carga de la cual se ejerce una cortante ya que se encuentra angulada (Figura 41) la cual es la número 10 descrita en el cuadro anterior.

Figura 34. Selección de soldadura para mordazas



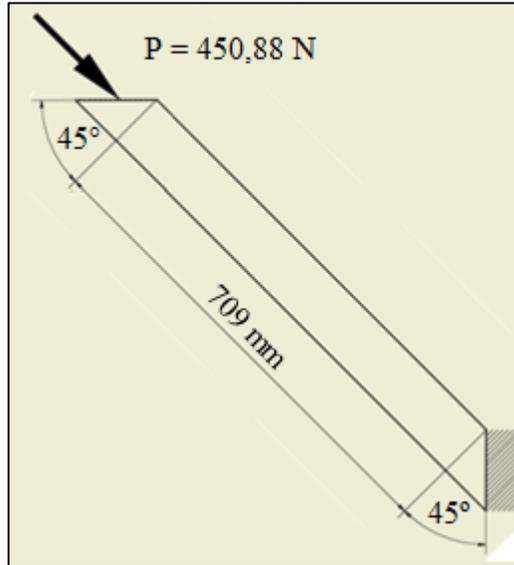
Fuente: <http://es.slideshare.net/ElmerHernandez/diseode-maquinaria-nort-on-4-ed-espanol>

Y conociendo la siguiente información;

Longitud de la viga 0,571m

Ancho del perfil = 0,07 m

Figura 35. Ángulo soporte posterior



Según la figura anterior se puede decir que la fuerza horizontal aplicada sobre la viga es $294,4 \text{ N}$

Se selecciona la ubicación de la soldadura que está sometida a flexión. Esto permite afirmar que;

$$S_w = \frac{d^2}{6}$$

Donde;

S_w = Factor geométrico a flexión

d = Alto de la platina

Entonces;

$$S_w = \frac{(0,07\text{m})^2}{6}$$

$$S_w = 8,16 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

Como la longitud de la soldadura es igual al ancho del perfil, se puede decir que;

$$A_w = d$$

Donde;

A_w = Factor geométrico a cortante

Entonces;

$$A_w = 0,07m$$

Teniendo esta información se puede calcular la carga a flexión que se aplica a la soldadura;

$$fx = \frac{M}{S_w}$$

Donde;

fx = Carga a flexión

M = Momento

Entonces;

$$fx = \frac{294,4N * 0,571m}{8,16 \times 10^{-4} m^2}$$

$$fx = 206.007,84 \frac{N}{m} * \frac{1m}{39,37 \text{ pulg}} * \frac{0,22lb}{1N} = 1.151,17 \text{ lb/pulg}$$

Ahora es necesario calcular el esfuerzo cortante vertical, así que para calcular esta fuerza se puede decir que;

$$f_{ve} = \frac{F}{A_w}$$

Donde;

f_{ve} = Esfuerzo cortante vertical

F = Fuerza aplicada sobre la soldadura

A_w = Longitud de la soldadura

Entonces;

$$f_{ve} = \frac{294,4N}{0,07m}$$

$$f_{ve} = 4.205,7 \frac{N}{m} * \frac{1m}{39,37 \text{ pulg}} * \frac{0,22lb}{1N} = 23,52 \text{ lb/pulg}$$

Ahora se calcula la fuerza equivalente;

$$f = \sqrt{f_x^2 + f_{ve}^2}$$

Donde;

f = Fuerza equivalente

Entonces;

$$f = \sqrt{1.151,17 \text{ lb/pulg}^2 + 23,52 \text{ lb/pulg}^2}$$

$$f = 1.151,4 \text{ lb/pulg}$$

Para calcular el grosor de la soldadura es necesario tener en cuenta la siguiente relación;

$$W = \frac{f}{fa}$$

Donde;

W = Dimensión del cateto

fa = Fuerza admisible por pulgada de lado

La fuerza admisible se selecciona dependiendo del material que se vaya a soldar. Ya que la soldadura está sometida a una carga estática se puede decir que es tipo puente por lo tanto;

Cuadro 58. Tipo de soldadura seleccionada

Grado de ASTM del metal base	Electrodo	Esfuerzo cortante admisible	Fa
A36	E60	13.600 psi	9.600 lb/pulg

Fuente: http://www.susferrin.com.ar/_capacitacion/pdf/SUSFERRIN_Di_seno_Elementos_Maquinas.pdf

Entonces;

$$W = \frac{1.151,17 \text{ lb/pulg}}{\frac{9.600 \text{ lb}}{\text{pulg}} \text{ por pulgada de cateto}} = 0,12 \text{ pulg}$$

Sabiendo que el espesor de las placas a soldar es menor a media pulgada, y que el cateto $w = 0,012$ pulgadas se puede decir;

Cuadro 59. Espesor de placa

Espesor de la placa (pulg)	Tamaño máximo del lado, para soldaduras de chaflán (pulg)
$\leq 1/2$	3/16
$> 1/2 - 3/4$	1/4
$> 3/4 - 1 1/4$	5/16
$> 1 1/4 - 2 1/4$	3/8
$> 2 1/4 - 6$	1/2
> 6	5/8

Fuente: http://www.susferrin.com.ar/_capacitacion/pdf/SUSFERRIN_Diseño_Elementos_Maquinas.pdf

Teniendo el espesor del perfil se puede afirmar que las dimensiones de la soldadura estándar más indicada para el diseño del transportador por tornillo sinfín es de $\frac{3}{16}$ pulg.

5.6.4 Selección de pernos de anclaje. Para la selección de los pernos se tuvo en cuenta que estos dependen de las vibraciones generadas por el tornillo transportador pero también se sabe que este tiene chumaceras con rodamientos cónicos lo que hace que sus vibraciones sean casi nulas. Conociendo lo anterior se dice que el esfuerzo cortante aplicado de igual manera es insignificante o despreciable así que los pernos se eligen por disposición geométrica lo cual se basa en las características descritas en el Anexo G.

Los pernos seleccionados son del catálogo “Sistema de anclaje”²⁵ los cuales tiene un cabeza hexagonal, son indicados para ambientes secos, son de acero al carbono grado 8,8.

²⁵HILTI (s.f) Selección de pernos de anclaje. Junio 06. 2016, Catalogo de sistema de anclaje. Sitio web: https://www.hilti.com/medias/sys_master/h6d/hf2/9165346340894/08-Sistemas_de_anclaje.pdf?mime=application%2Fpdf&realname=08-Sistemas_de_anclaje.pdf

Cuadro 60. Especificaciones métricas para perno de anclaje

Especificaciones métricas y resistencias para pernos de acero					
Número de clase	Intervalo del tamaño del diám. ext. (mm)	Resistencia de prueba mínima (MPa)	Resistencia a la fluencia mínima (MPa)	Resistencia a la tensión mínima (MPa)	Material
4.6	M5-M36	225	240	400	bajo o medio carbono
4.8	M1.6-M16	310	340	420	bajo o medio carbono
5.8	M5-M24	380	420	520	bajo o medio carbono
8.8	M3-M36	600	660	830	medio carbono, Q&T
9.8	M1.6-M16	650	720	900	medio carbono, Q&T
10.9	M5-M36	830	940	1 040	martensita al bajo carbono, Q&T
12.9	M1.6-M36	970	1 100	1 220	aleación, templada y revenida

Fuente: <http://es.slideshare.net/ElmerHernandez/diseo-de-maquinaria-nort-on-4-ed-espanol>

Conociendo esta información se puede decir que el perno a seleccionar está descrito en el siguiente cuadro;

Cuadro 61. Selección de perno de anclaje

Descripción	Longitud de anclaje	Diámetro de anclaje	Diámetro de perforación	Profundidad de perforación	Espesor máximo a fijar	Unidad de empaque	Número de ítem
HSL-3 M8/40	118 mm	8 mm	12 mm	80 mm	40	40 un	371776
HSL-3 M10/20	110 mm	10 mm	15 mm	90 mm	20	20 un	371778
HSL-3 M12/25	131 mm	12 mm	18 mm	105 mm	25	20 un	371781
HSL-3 M12/50	156 mm	12 mm	18 mm	105 mm	50	10 un	371782
HSL-3 M16/25	153 mm	16 mm	24 mm	125 mm	25	10 un	371784
HSL-3 M20/30	183 mm	20 mm	28 mm	155 mm	30	6 un	371787
HSL-3 M24/30	205 mm	24 mm	32 mm	180 mm	30	4 un	371790

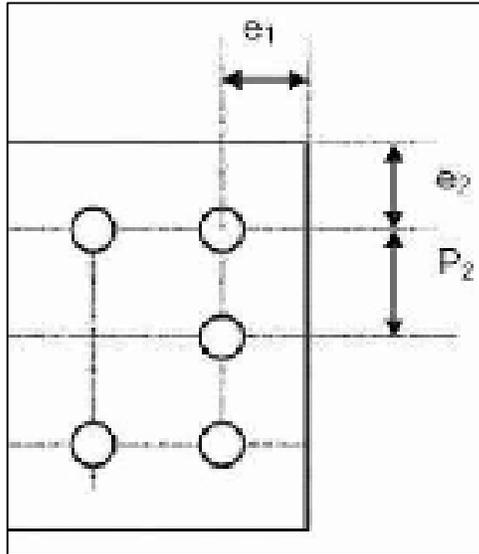
Fuente: https://www.hilti.com/medias/sys_master/h6d/hf2/916534634_0894/08-Sistemas_de_anclaje.pdf?mime=application%2Fpdf&realname=08-Sistemas_de_anclaje.pdf

5.6.4.1 Ubicación de pernos. Para determinar la distancia mínima que debe tener el perno al borde de la lámina donde va a estar ubicado, fue necesario basarse en la información suministrada por el documento “Diseño y cálculo de uniones atornilladas”²⁶

- ✓ Distancia a los bordes. Donde es necesario calcular distancia mínima desde el centro del agujero al extremo frontal (e1) y distancia del centro del agujero al borde lateral (e2).

²⁶ INGEMECANICA (s,f) Ubicación de pernos de anclaje. Junio 06. 2016, Diseño y cálculo de uniones atornilladas. Sitio web: <http://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn32.html#seccion51>

Figura 36. Distancia a los bordes



Fuente: <http://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn32.html#seccion51>

$$e1 = 1,2 * d$$

Donde;

d = Diámetro del anclaje

Entonces;

$$e1 = 1,2 * 10mm = 12mm$$

$$e2 = 1,5 * d$$

$$e2 = 1,5 * 10mm = 15mm$$

Por lo tanto la distancia mínima que debe tener al borde de la lámina es de 15 mm al centro del agujero para el perno.

5.7 SISTEMA DE CONTROL Y AUTOMATIZACIÓN

En esta sección se muestra el sistema eléctrico y neumático el cual va a ser controlado por un PLC.

5.7.1 Lista de funciones. A continuación se enumeran las funciones las cuales deberá cumplir la máquina para así poder saber cómo va la programación que debe tener el PLC.

Encendido de la máquina (Fuente de energía)(1)

Oprimir botón ON (2)

✓ Encender piloto verde

✓ Contar 3 segundos

Colocar el saco de forma manual (3)

Cerrar mordazas (4)

Inicio del motor a 100RPM (5)

✓ Dosificar hasta 45Kg

Disminuir revoluciones hasta 50RPM (6)

✓ Dosificar después de 45kg hasta 50 Kg

Apagar Motor (7)

Esperar 2 segundos (8)

Se abren las mordazas (9)

Colocar de manera manual el saco dosificado sobre la transportadora de rodillos por gravedad (10)

Activación de sensor inductivo 1 (11)

✓ Encendido de cosedora

✓ Apagar piloto verde

✓ Encender piloto rojo

Transporte manual a través de la cosedora por medio de la transportadora de rodillos por gravedad. (12)

Activación de sensor inductivo (13)

- ✓ Apagado de la cosedora

La máquina cuenta con un botón PARO DE EMERGENCIA (14)

5.7.2 Componentes necesarios. Con la información anterior se pueden determinar los componentes necesarios para el funcionamiento del PLC.

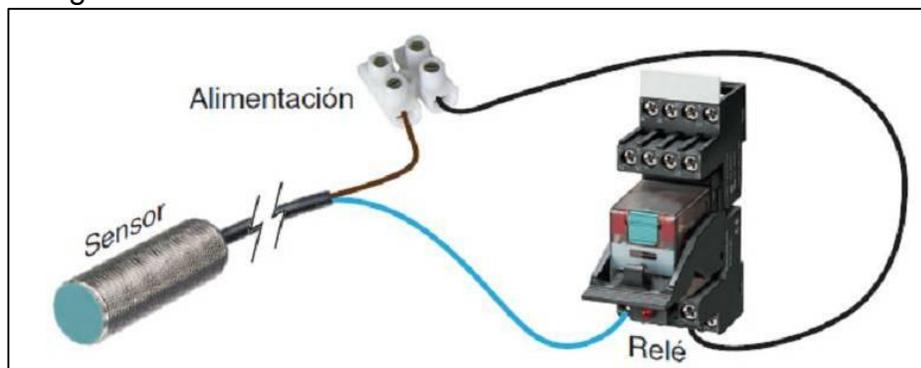
Cuadro 62. Componentes para el PLC

ENTRADAS	SALIDAS
Sensor inductivo 1	Motor
Sensor inductivo 2	Cosedora
Bascula	Cilindro 1
Pulsador ON	Cilindro 2
Pulsador OFF	Piloto Verde
PARO DE EMERGENCIA	Piloto Rojo
Inicio y final de carrera C1	
Inicio y final de carrera C2	

5.7.3 Descripción de los componentes. Esta es la descripción de los componentes que permiten el funcionamiento de los cuales no se ha hablado a lo largo del documento.

- ✓ Sensores inductivos. Estos sensores son los encargados de identificar el bulto cuando se encuentre al frente.

Imagen 25. Sensor inductivo



Fuente: <https://automatismoindustrial.com/417-2/>

- ✓ Pulsadores. Estos son botones los cuales permiten activación de ciertas funciones.

Imagen 26. Pulsadores



Fuente: http://www.sassinelectric.com/producto_detalle.php?id=143&PHPSESSID=ed72a4a4429a8ec36853c9ff6c8b8708

- ✓ Paro de emergencia. Es un botón que permite la detener la maquina sin importar cual función este cumpliendo. Este botón es muy importante a la hora de manejar la seguridad.

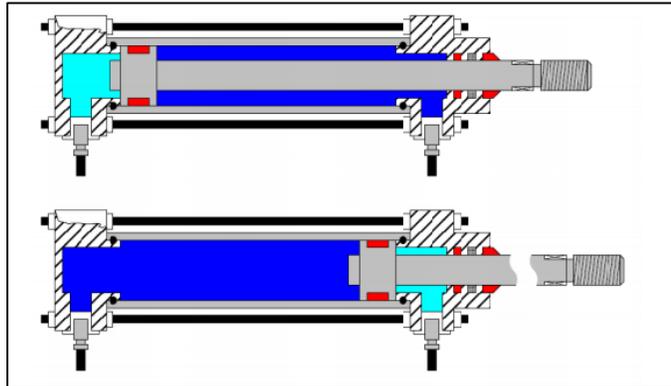
Imagen 27. Paro de emergencia



Fuente: <http://www.directindustry.es/product/emas/product-38087-273127.html>

- ✓ Finales de carrera. Estos son sensores ubicados en los cilindros los cuales permiten dar información al PLC de la ubicación del cilindro y así mandar su respectiva orden. Los cuales están dentro del cilindro neumática.

Imagen 28. Cilindro de doble efecto



Fuente: <http://infmk2013aeduivilort8211.blogspot.com.co/2014/07/cilindros-neumaticos.html>

- ✓ Piloto. Son luces ubicadas cerca de la máquina que permiten informar en este caso al empleado cuando la maquina empieza su funcionamiento.

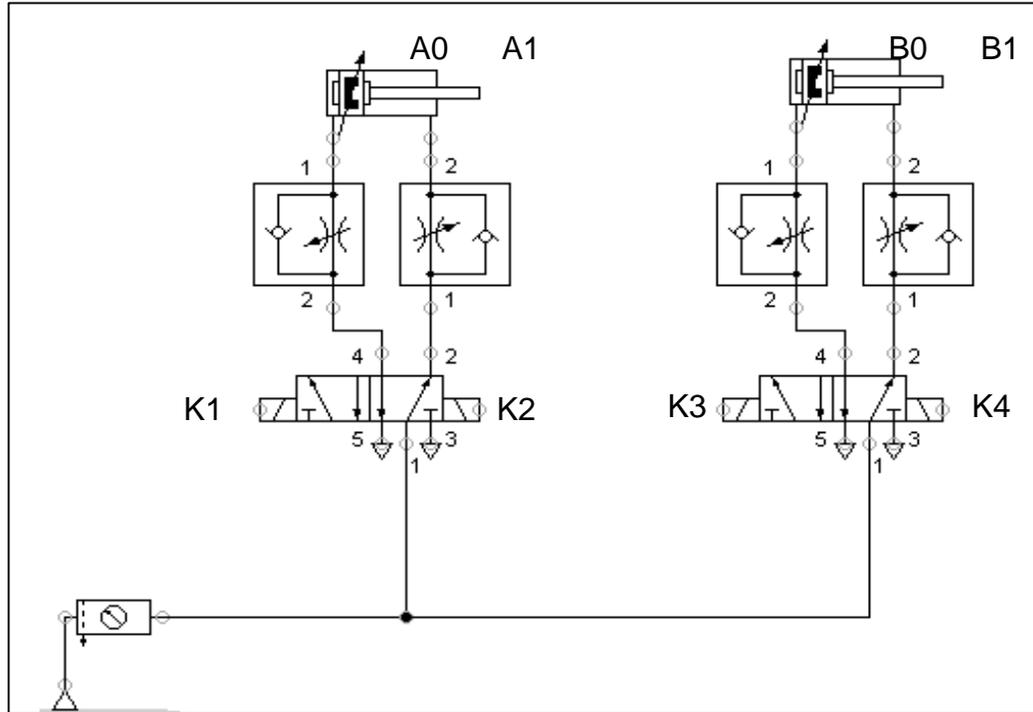
Imagen 29. Pilotos



Fuente: https://www.google.com.co/search?q=piloto+de+luz&tbm=isch&tbo=u&source=univ&sa=X&ved=0ahUKEwjAodefgO_MAhXDGR4KHfAkBRcQsAQIGg&biw=13

5.7.4 Conexión neumática. Esta conexión se hizo teniendo en cuenta que está conectada al PLC. Siendo A0 y B0 la apertura de las mordazas y A1 y B1 el cierre de las mordazas.

Cuadro 63. Diagrama neumático



Fuente: FluidSim 5.0

5.7.5 Conexión eléctrica del PLC. A continuación se muestra la conexión eléctrica que se le hace al PLC.

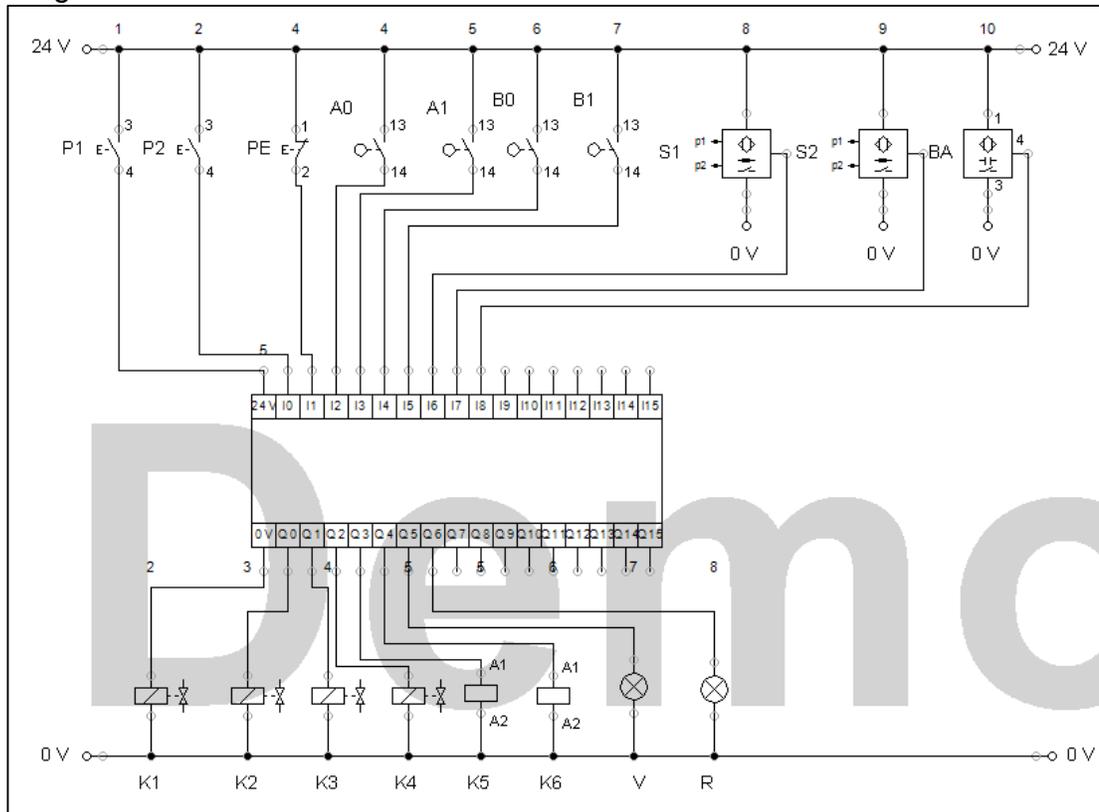
Cuadro 64. Significado de símbolos

DESIGNACION	SIGNIFICADO
P1	Pulsador ON
P2	Pulsador OFF
PE	Paro de emergencia
S1	Sensor inductivo 1
S2	Sensor inductivo 2
A0	Inicio de carrera C1
A1	Final de carrera C1
B0	Inicio de carrera C2
B1	Final de carrera C2
BA	Sensor de bascula

Cuadro 64. (Continuación)

DESIGNACION	SIGNIFICADO
K1	Cilindro 1 a posición A0
K2	Cilindro 1 a posición A2
K3	Cilindro 2 a posición B1
K4	Cilindro 2 a posición B0
K5	Motor
K6	Cosedora
VERDE	Piloto verde
ROJO	Piloto rojo

Diagrama 14. Conexión eléctrica de PLC

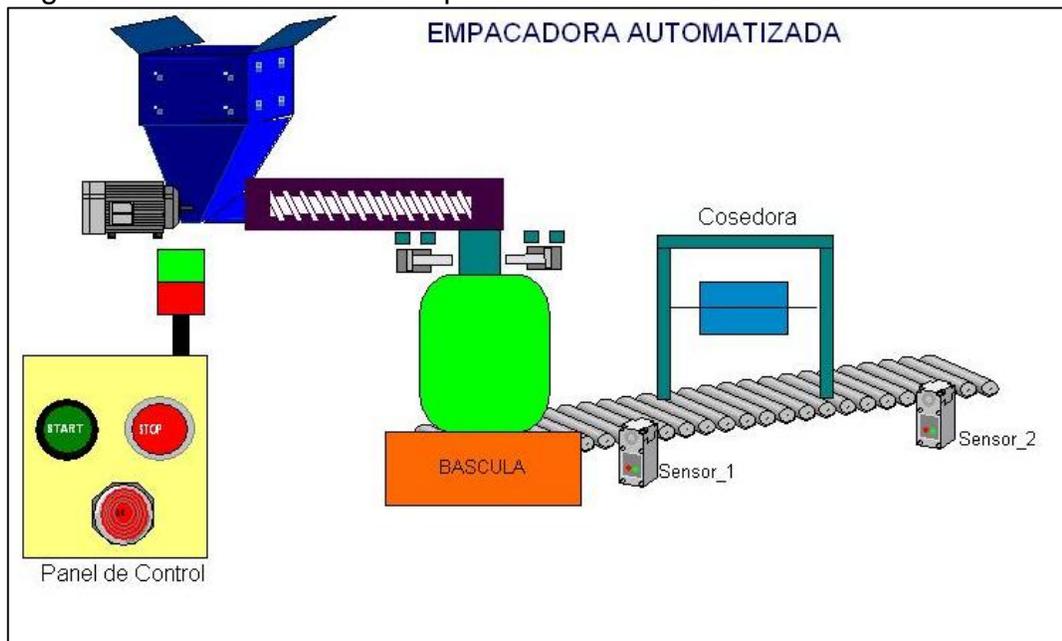


Fuente: FluidSim 5.0

5.7.6 Selección de PLC. El PLC a seleccionar debe tener como parámetro principal su fácil manejo además de que debe ser capaz de cumplir las funciones descritas anteriores. El PLC seleccionado es de la empresa Allen Bradley. El cual es de referencia 1769-L18ER-BB1B. El cual tiene la siguiente conexión y los siguientes componentes;

- ✓ Stratix 2000
- ✓ Kinetix 350
- ✓ Powerflex 755
- ✓ Panelview plus
- ✓ 1769-L18ERM- BB1B

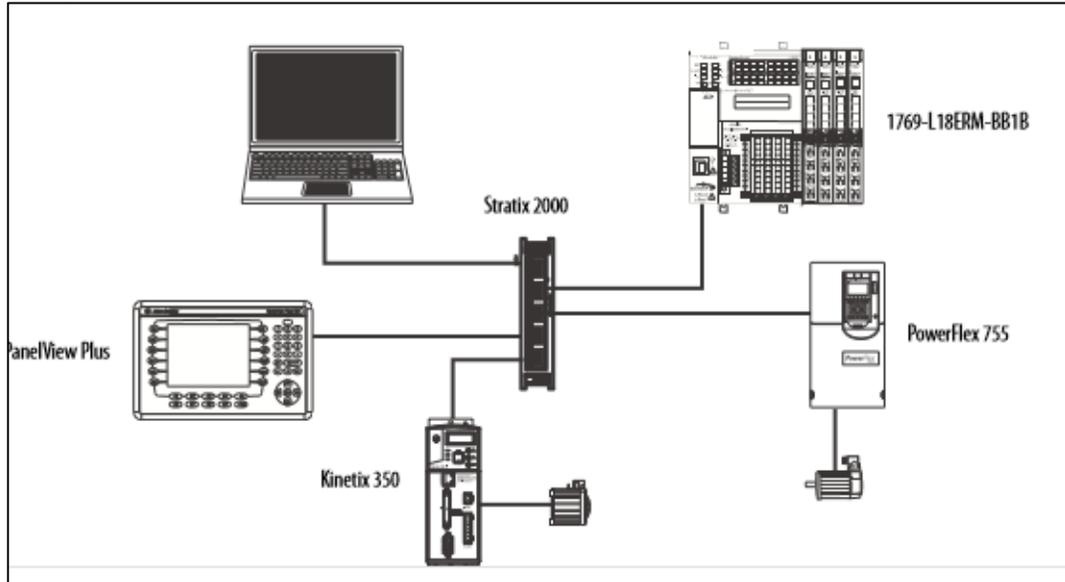
Figura 37. Simulación de la empacadora en el PLC



Fuente: Rslogix 5000

Además permitir la conexión a un PC, la configuración y recibir información detallada de todo el sistema de PLC y el control.

Diagrama 15. Conexión del PLC



Fuente: http://literature.rockwellautomation.com/idc/groups/literature/documents/td/1769-td005_-en-p.pdf

5.7.6.1 PLC 1768-L18ERM-BB1B. Este es el PLC que controla todo el sistema, el que recibe la información y la entrega a los diferentes dispositivos donde ellos interpretan según su función.

Imagen 30. PLC 1768-L18ERM-BB1B



Fuente: http://literature.rockwellautomation.com/idc/groups/literature/documents/td/1769-td005_-en-p.pdf

5.7.6.2 Stratix 2000. Este elemento permite que se comuniquen entre sí los diferentes dispositivos Ethernet.

Imagen 31. Stratix 2000



Fuente: http://literature.rockwellautomation.com/idc/groups/literature/documents/td/1769-td005_-en-p.pdf

5.7.6.3 Kinetix 350. Es un servovariador de un solo eje que tiene la capacidad de realizar una variación de velocidad escalonada.

Imagen 32. Kinetix 350



Fuente: http://literature.rockwellautomation.com/idc/groups/literature/documents/td/1769-td005_-en-p.pdf

5.7.6.4 PowerFlex 750. Es variador de potencia de 0,75 a 1100Kw (1-2000HP) y de 400/480 y 600/699 voltios disponible.

Imagen 33. Variador de potencia



Fuente: http://literature.rockwellautomation.com/idc/groups/literature/documents/td/1769-td005_-en-p.pdf

5.7.6.5 PanelView Plus. Es una pantalla que ofrece tanto al fabricante como al usuario final características completas del funcionamiento de la máquina, esta también entrega estados de los componentes y lugar de fallas a la hora que alguna se presente.

Imagen 34. PanelView Plus

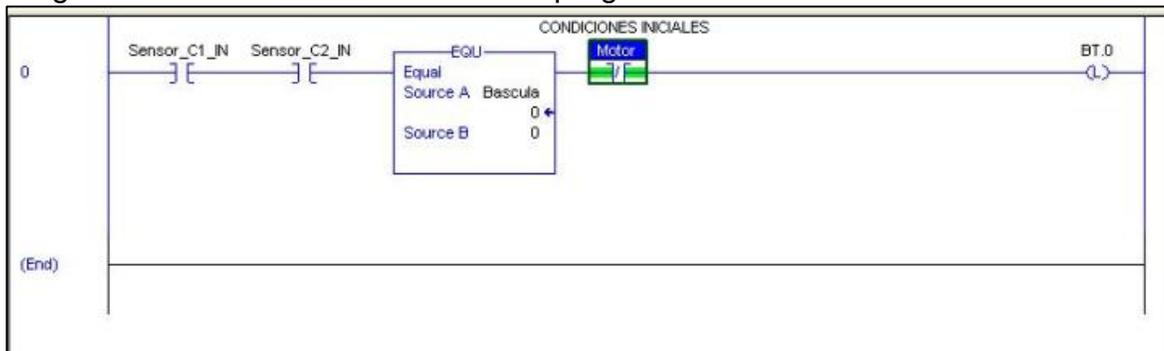


Fuente: <http://literature.rockwellautomation.com/idc/groups/literature/documents/td/176>

5.7.7 Programación en ladder del funcionamiento del PLC. En este aparte se puede ver la programación realizada en el programa Rslogix 5000.

5.7.7.1 Condiciones iniciales. Estos parámetros preliminares debe tener la máquina para que empiece su funcionamiento.

Diagrama 16. Condiciones iniciales de programación

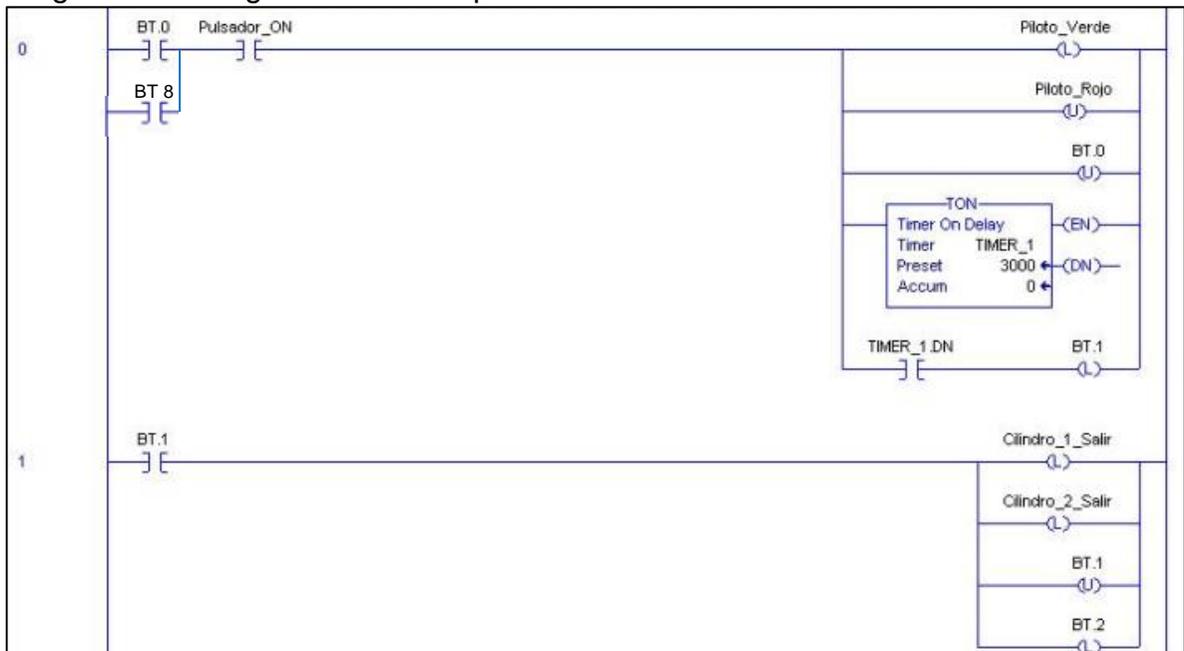


Fuente: Rslogix 5000

Las condiciones iniciales del proceso es que la báscula este en 0, que el motor se encuentre apagado y que los dos cilindros estén adentro

5.7.7.2 Programación de funcionamiento. Esta es la secuencia que debe realizar el sistema para desarrollar las funciones descritas en el aparte 5.6.1

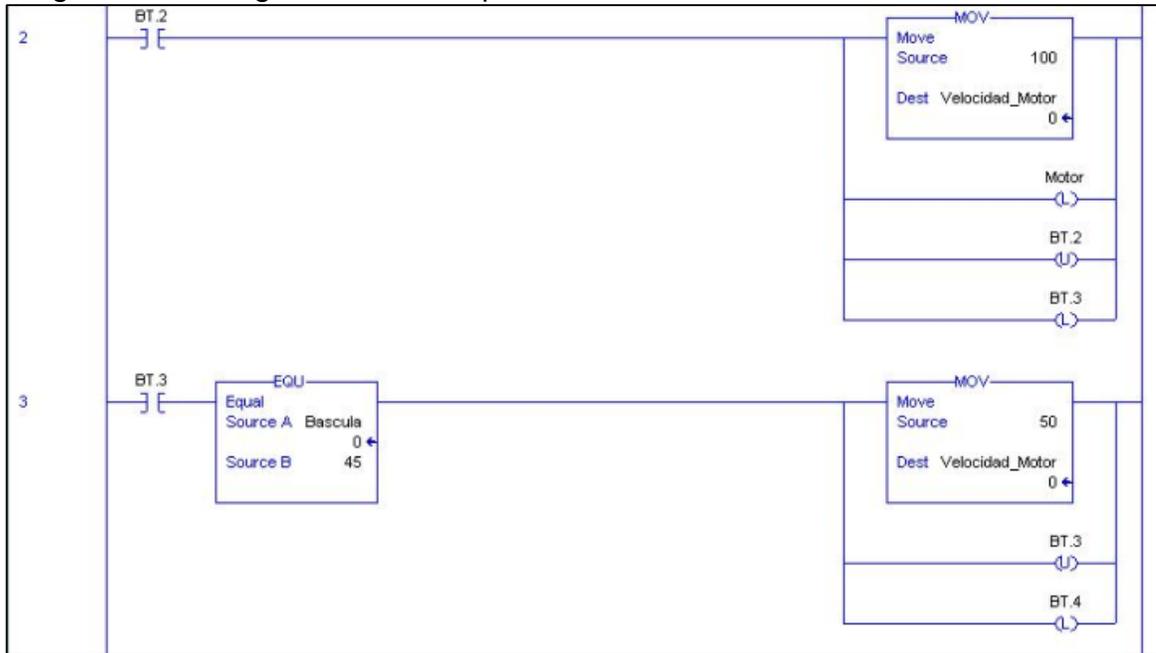
Diagrama 17. Programación PLC parte 1



Fuente: Rslogix 5000

En esta primera parte del diagrama se encuentra activado BT 0 pero solo Iniciara el funcionamiento presionado el pulsador ON, cuando esto sucede se enciende la luz verde del piloto y empieza el temporizador a contar 2,9 s, cuando este tiempo se cumple se desactiva el BT 0 y se activa el BT 1 el cual consiste en el cierre de las mordazas. Cuando las mordazas se cierran se desactiva el BT 1 y se desactiva BT 2.

Diagrama 18. Programación PLC parte 2

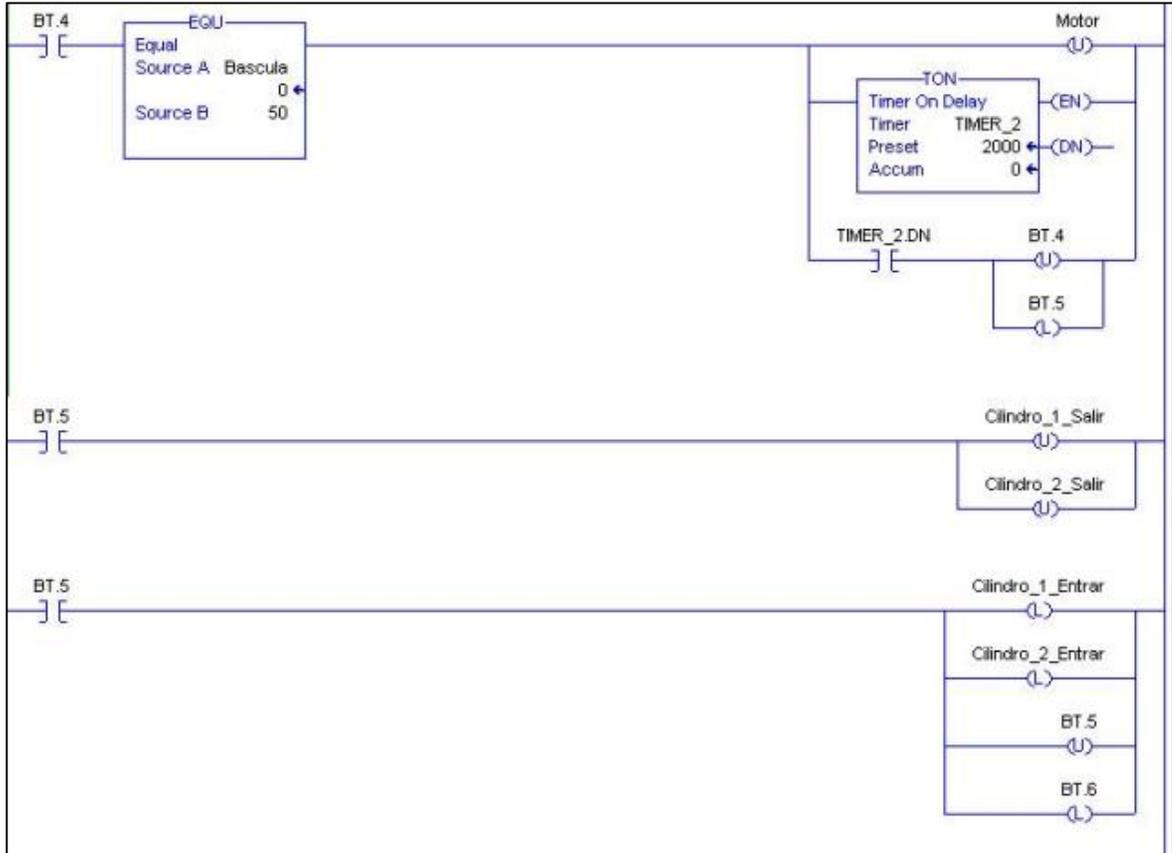


Fuente: Rsllogix 5000

En esta parte de la programación se encuentra activado BT 2 el cual activa el motor a 100 RPM, cuando esto sucede se desactiva BT 2 y se activa BT 3.

Cuando BT 3 está activado y además la báscula da la medida de 45Kg la velocidad baja hasta 50 RPM. Al cumplirse esta función se desactiva BT 3 y se activa BT 4.

Diagrama 19. Programación PLC parte 3



Fuente: Rslogix 5000

En esta parte de la programación está activado BT4 pero solo a 50 Kg se desactivara el motor e iniciara un conteo de 2 segundos lo cual permitirá que se desactive BT 4 y la activación de BT5.

Cuando BT 5 se desactiva las salidas de los cilindros y por ende los cilindros entran y se desactiva BT 5 y se activa BT 6.

Diagrama 20. Programación PLC parte 4



Fuente: Rslogix 5000

En esta parte de la programación está activado BT 6 pero cuando se active el sensor inductivo 1 la cosedora se enciende y se desactiva BT 6 y se activa BT 7.

Cuando BT 7 se encuentra activado se desactiva la cosedora, la luz verde del piloto y se enciende la luz rojo del piloto, de igual manera se desactiva BT 7 y se activa BT 8.

5.7.7.3 El botón de parada y encendido de energía. Estos botones no están descritos en la configuración del PLC ya que ellos ya vienen pre instalados en el diseño del programa.

5.7.8. Conclusión de diseño. Conociendo cómo se va a realizar todo el procedimiento y cuánto tiempo se demora entre una acción y la otra. Se puede concluir que esta máquina es capaz de producir 150 bulto/hora, lo que quiere decir que la maquina es capaz de producir un bulto en 24 segundos.

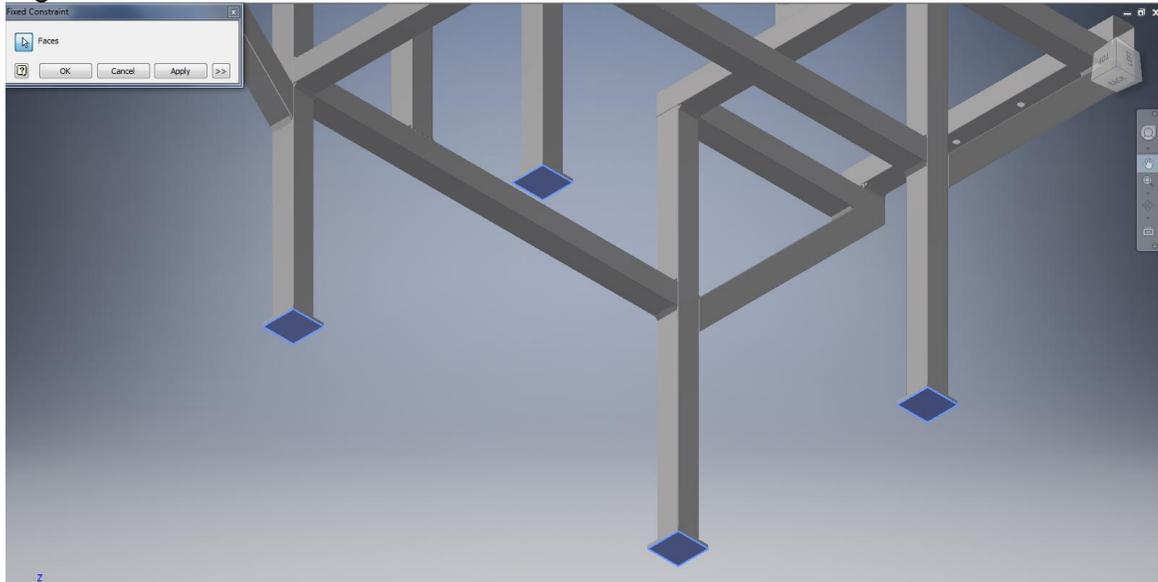
6. SIMULACIÓN ESTRUCTURAL

En este capítulo se hace un análisis de las cargas aplicadas sobre la estructura para así evaluar si el sistema estructural seleccionado es el indicado

6.1 RESTRICCIONES

Para llevar a cabo la simulación de la estructura se procede a colocar restricciones en las caras inferiores de las columnas de soporte.

Figura 38. Restricciones en las columnas



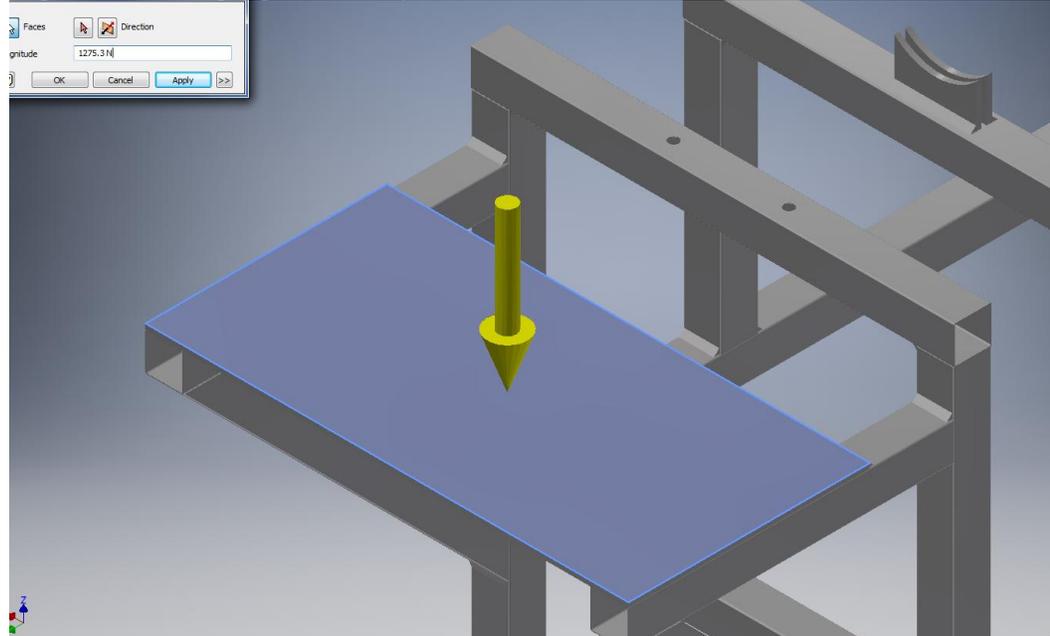
Fuente: SolidEdge

6.2 DISTRIBUCIONES DE CARGAS

Una vez colocadas las restricciones se procede a colocar las cargas de acuerdo a los análisis realizados en la estructura. Las cargas fueron distribuidas de la siguiente manera;

6.2.1 P1 - Carga del Motor. Se ubica en el centro de la platina que es la posición crítica del elemento debido a que no posee apoyos en la cara inferior, el peso estimado del motor es de 124 Kg por lo que se utiliza una carga de 130 Kg (1.275.3N) para aplicar sobre este punto.

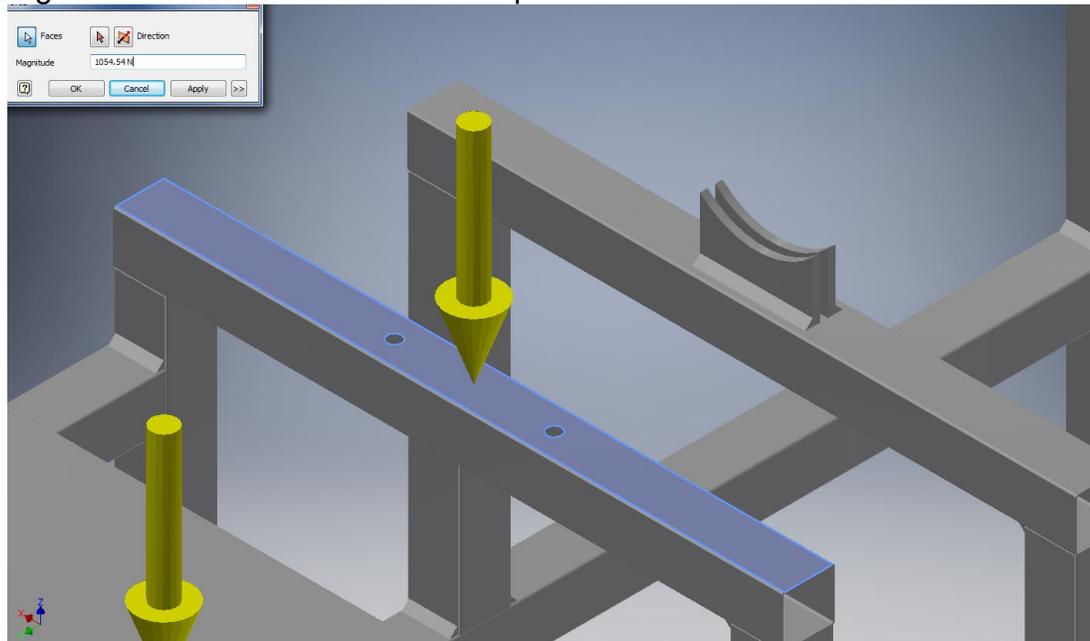
Figura 39. Carga generada por el motor



Fuente: SolidEdge

6.2.2 P2-Reaccion en Rodamiento Posterior. De acuerdo al análisis de cargas realizado para la selección del rodamiento, se tiene que la carga a soportar en este punto es de 1.054.54 N

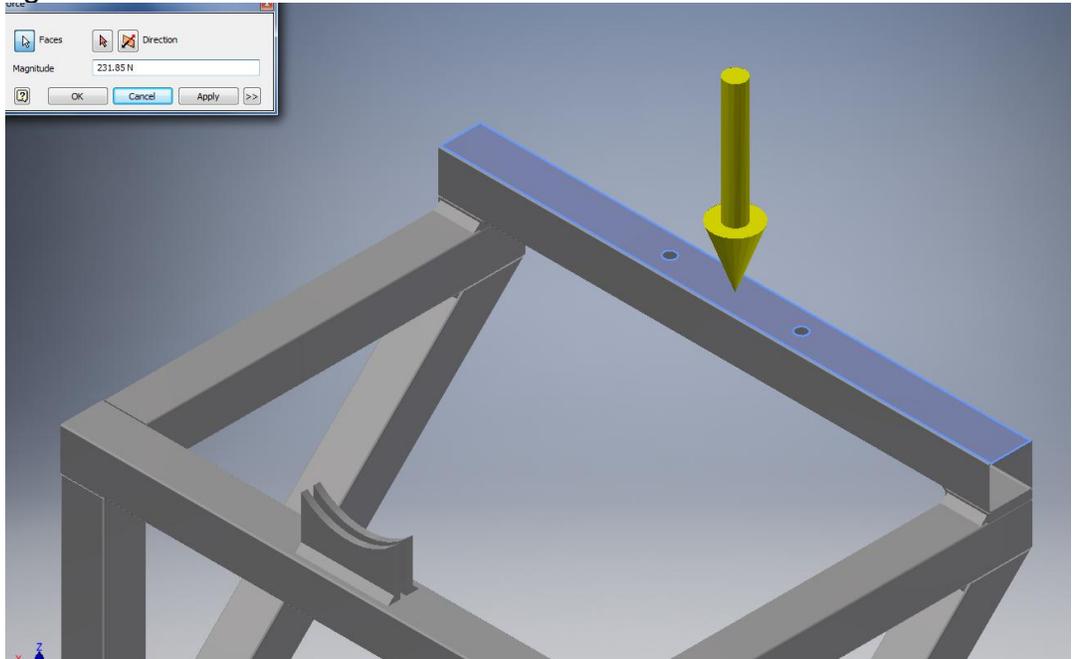
Figura 40. Reacción en rodamiento posterior



Fuente: SolidEdge

6.2.3 P3- Reacción Rodamiento Frontal. De acuerdo al análisis de cargas realizado para la selección del rodamiento, se tiene que la carga a soportar en este punto es de 231,85 N

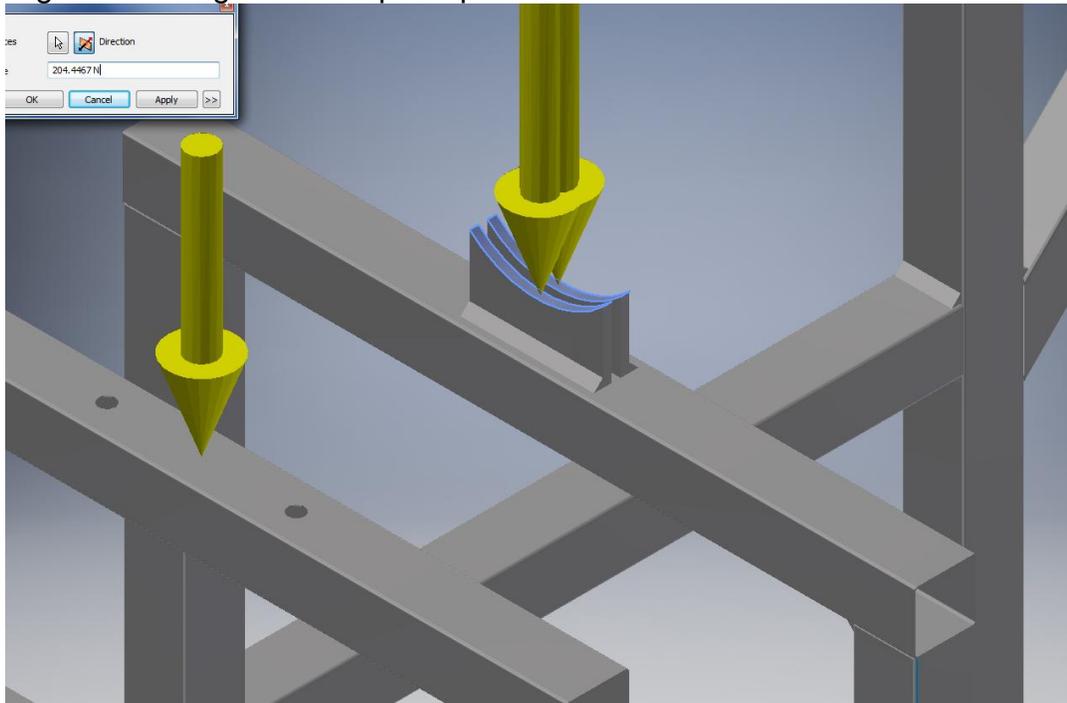
Figura 41. Reacción en rodamiento frontal



Fuente: SolidEdge

6.2.4 P4- Carga soporte Carcasa Posterior. De acuerdo al análisis de cargas realizado para el diseño de la viga de soporte de la carcasa posterior, se tiene que la carga en este punto es de 408,8 N y será soportada por las dos superficies de las platinas montadas en la viga de tal manera que cada platina soportara 204,4N.

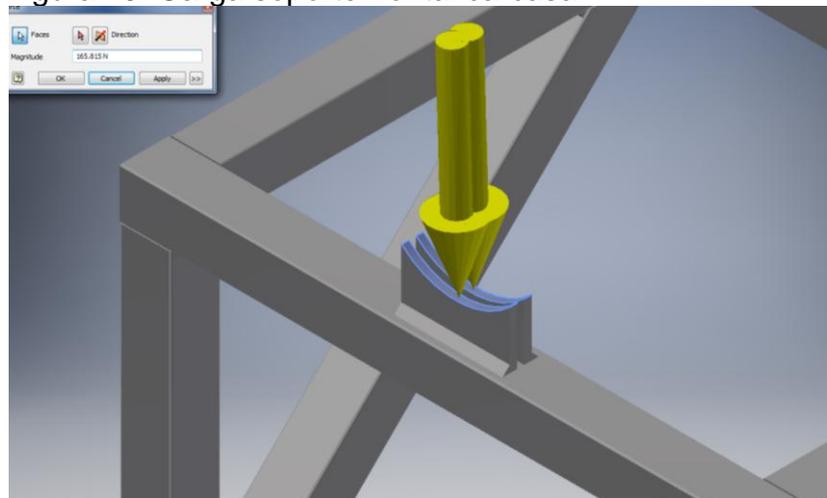
Figura 42. Carga sobre soporte posterior



Fuente: SolidEdge

6.2.5 P5- Carga soporte Carcasa Frontal. De acuerdo al análisis de cargas realizado para el diseño de la viga de soporte de la carcasa frontal, se tiene que la carga en este punto es de 331.63 N y será soportada por las dos superficies de las platinas montadas en la viga de tal manera que cada platina soportara 165,815N.

Figura 43. Carga soporte frontal carcasa

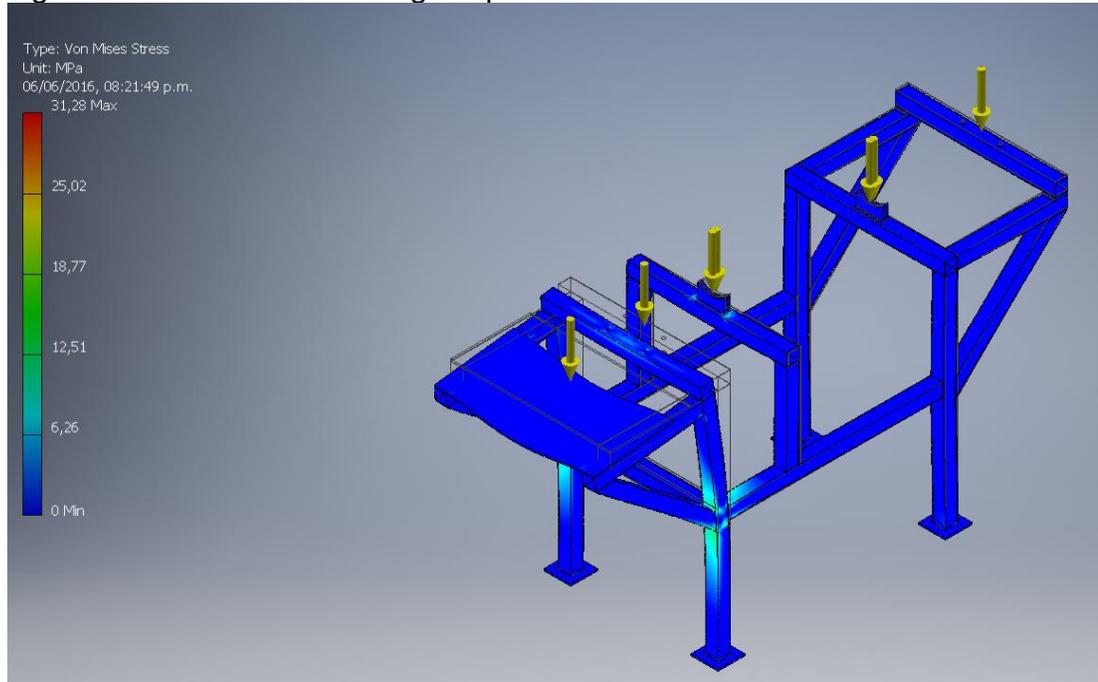


Fuente: SolidEdge

6.3 SIMULACIÓN COMPUTACIONAL.

Se procede a realizar la simulación obteniendo como resultado la siguiente figura;

Figura 44. Simulación de cargas tipo VON MISSES

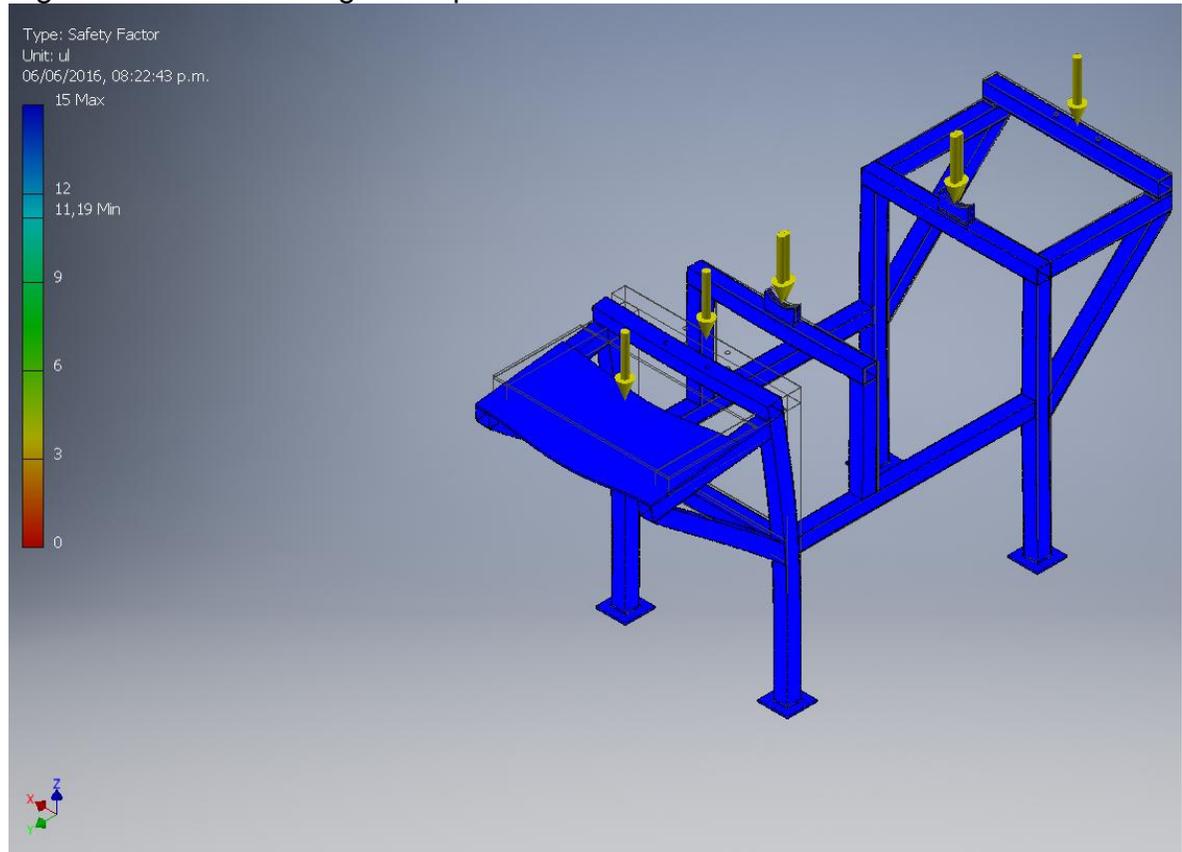


Fuente: SolidEdge

La simulación arroja resultados de valores de esfuerzo no superiores a los 31,28MPa garantizando de esta manera que el elemento cumple con las condiciones de diseño.

6.3.1 Factor de seguridad. A continuación se muestra la Figura 45 la cual permite relacionar el factor de seguridad.

Figura 45. Factor de seguridad para la estructura

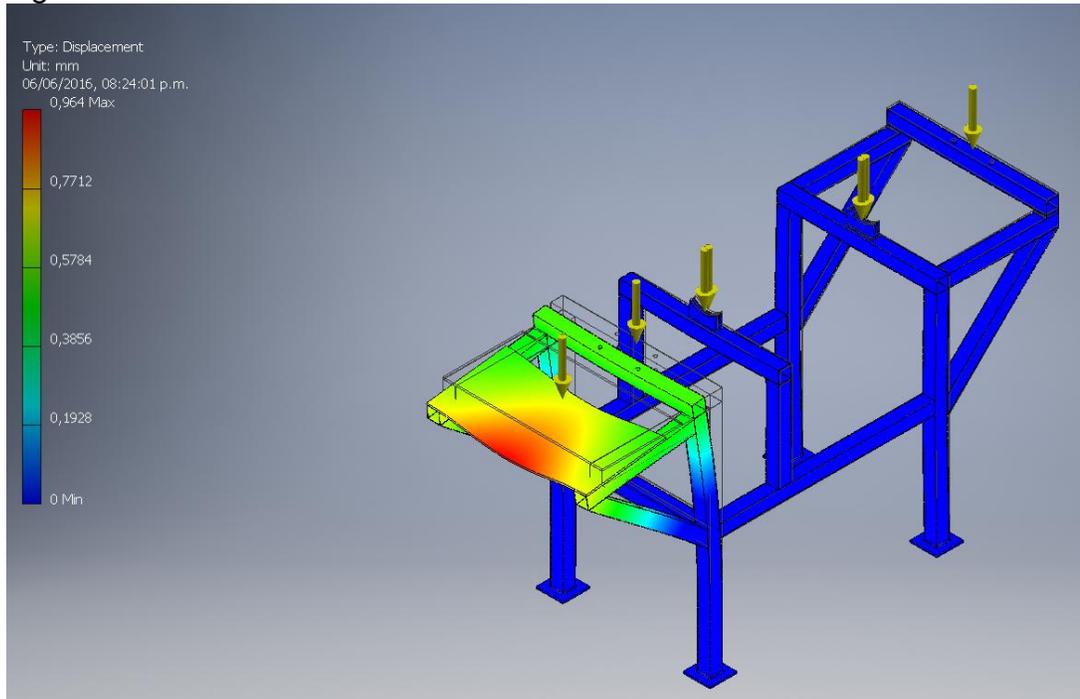


Fuente: SolidEdge

Los resultados para factor de seguridad demuestran que toda la estructura tiene un factor de seguridad por encima de 11,19 lo cual indica que los elementos cumplen adecuadamente con las condiciones de diseño requeridas.

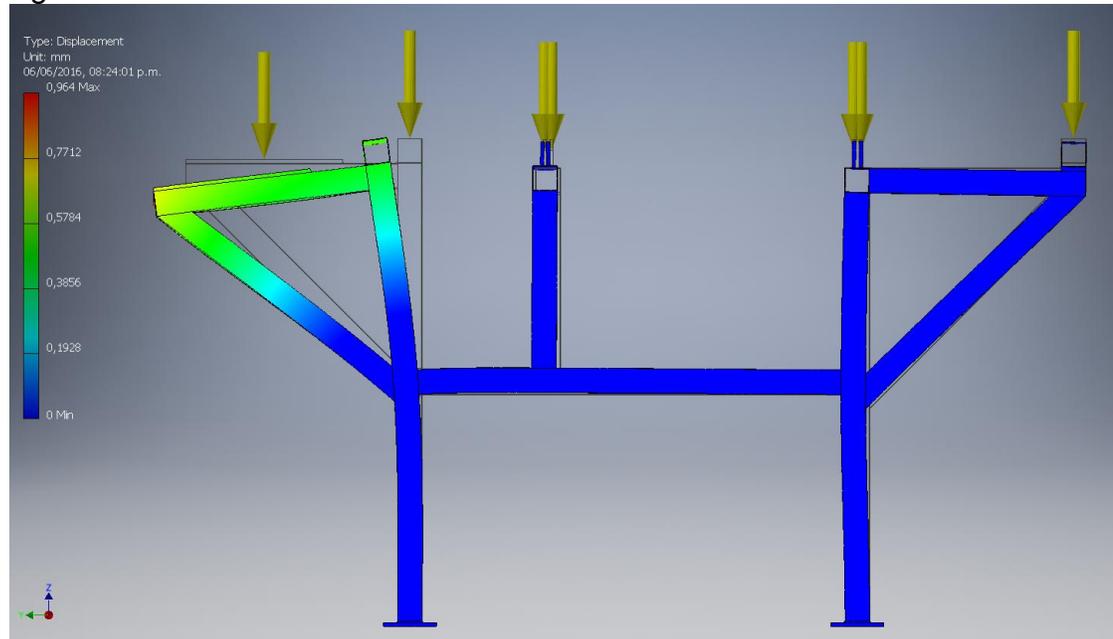
6.3.2 Deformación. Deformación identificada en el sistema de dosificación;

Figura 46. Deformación 1 Vista 1



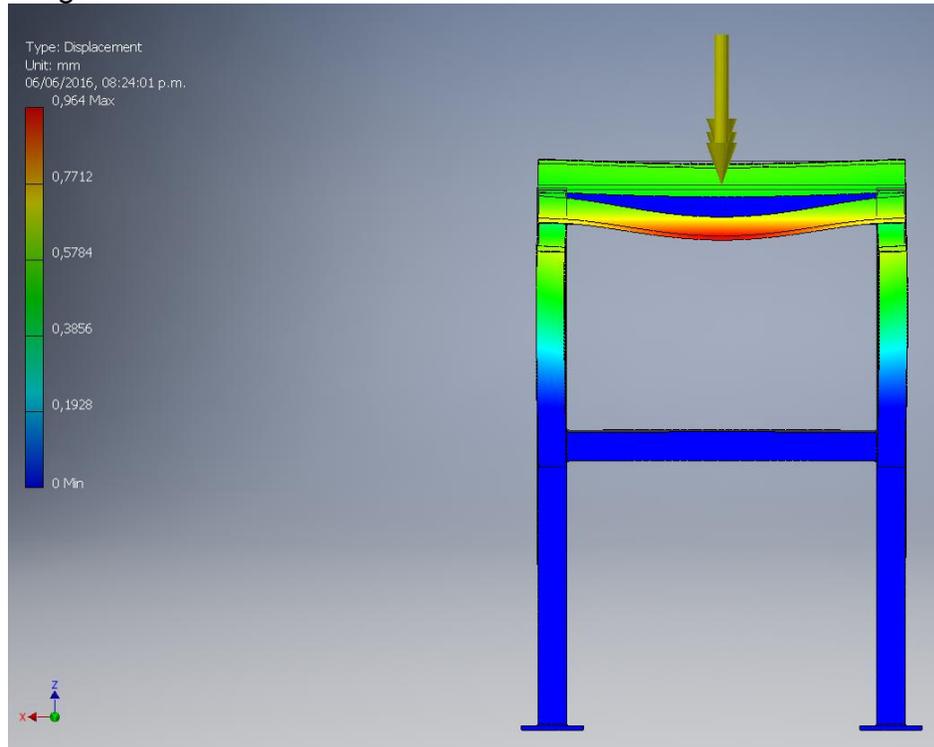
Fuente: SolidEdge

Figura 47. Deformación 1 Vista 2



Fuente: SolidEdge

Figura 48. Deformación 1 Vista 3



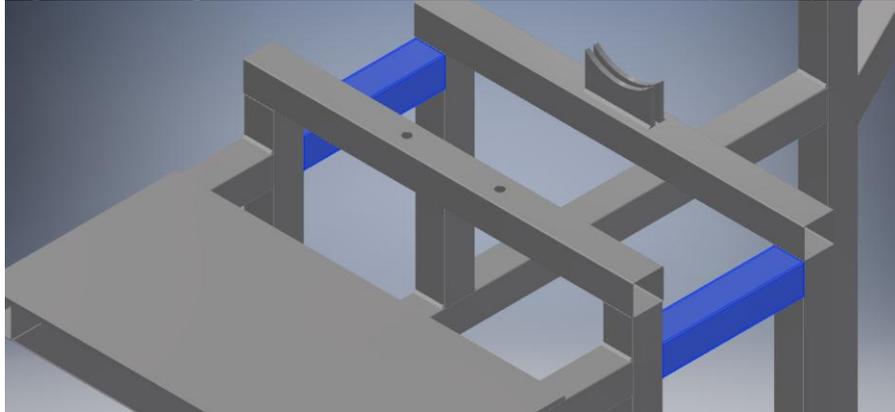
Fuente: SolidEdge

Si bien todos los elementos cumplen correctamente en cuanto a esfuerzos Von Mises, La deformación en la platina de soporte del motor es de 0,964 mm, debido a que en esta platina irá soportado el motor; una deformación de este tipo podría generar problemas de desalineación del eje y vibraciones, sometiendo a fatiga todos los elementos del sistema. Por lo que deberá ser mitigada esta deformación para garantizar un correcto funcionamiento de la máquina.

6.4 MODIFICACIÓN DE LA ESTRUCTURA.

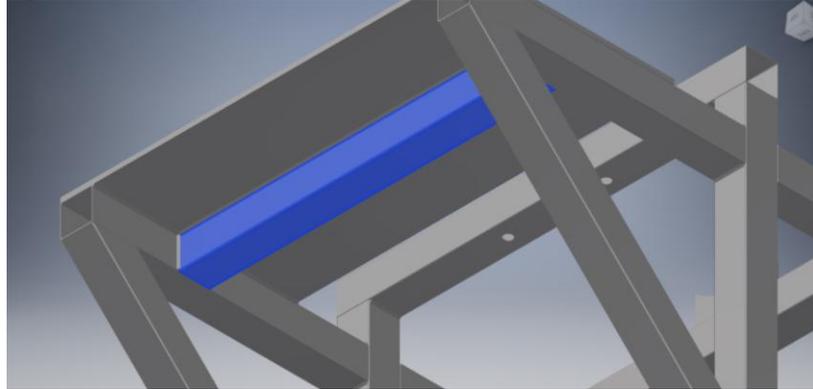
Para evitar esta situación se colocan arriostramientos entre la columna de soporte posterior y la columna de soporte de carcasa, evitando de esta manera la deformación de la columna, y para dar rigidez a la platina de soporte de motor se suelda una sección de viga de 70X70 en el centro de la misma para evitar la deformación máxima del sistema.

Figura 49. Lugar de modificación de la estructura (Vista 1)



Fuente: SolidEdge

Figura 50. Lugar de modificación de la estructura (Vista 2)

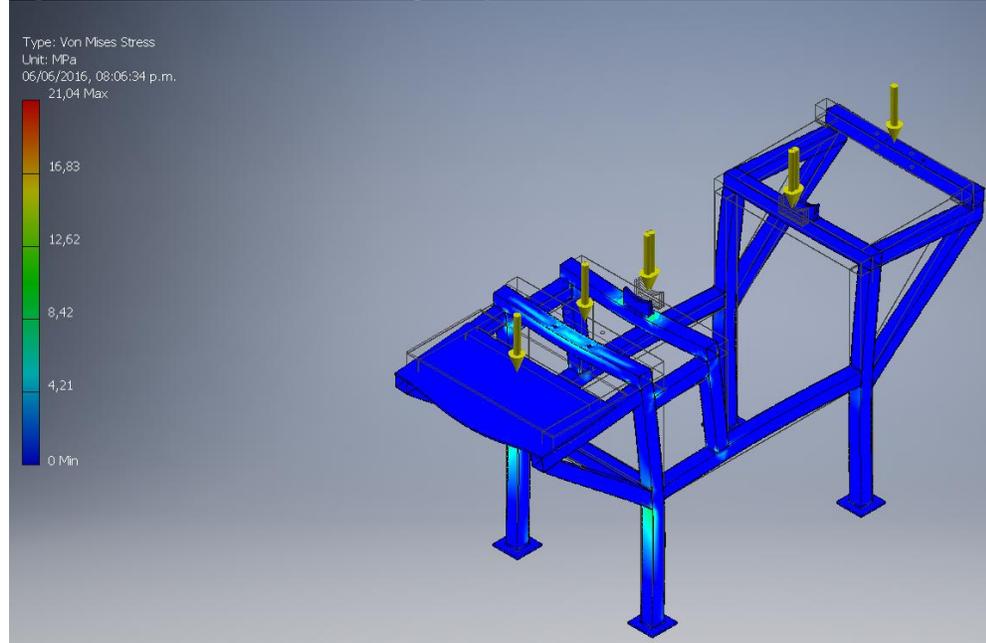


Fuente: SolidEdge

6.5 NUEVA SIMULACIÓN COMPUTACIONAL

Con la nueva viga se puede proceder a realizar nuevamente la simulación;

Figura 51. Simulación de cargas tipo VON MISSE

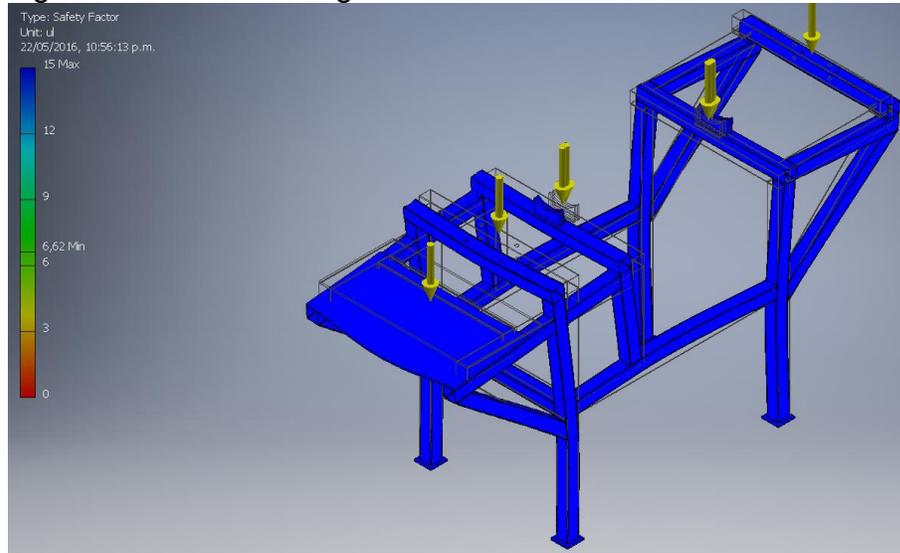


Fuente: SolidEdge

Los nuevos elementos disminuyen los esfuerzos máximos sobre el sistema de 31,28 MPa hasta los 21,04 MPa, aumentado la resistencia de la máquina.

6.5.1 Factor de seguridad nuevo. El factor de seguridad mínimo aumentó de 11,19 a 15 en el sistema.

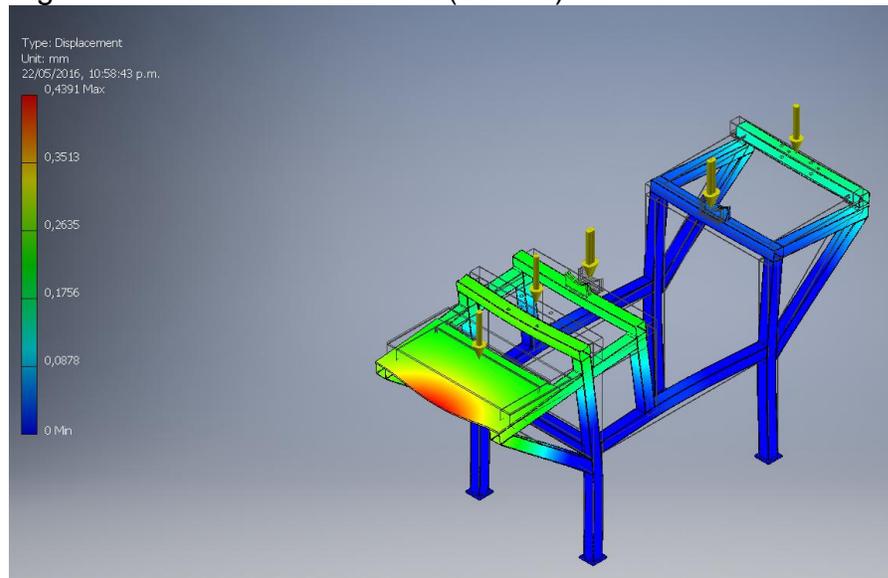
Figura 52. Factor de seguridad nuevo



Fuente: SolidEdge

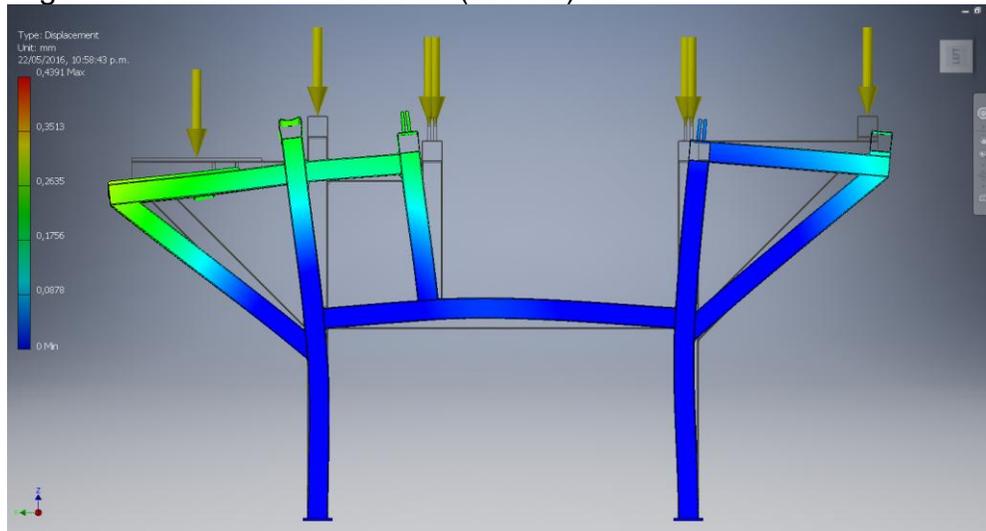
6.5.2 Nueva deformación. La deformación máxima del sistema disminuyó de 0,964mm a 0,367 mm lo cual lo convierte en un valor aceptable de deformación en esta zona. La ubicación de los elementos aumenta la rigidez del sistema, pero así mismo genera algunas deformaciones en elementos como la viga de soporte de rodamientos frontal que no superan los 0,2mm.

Figura 53. Nueva deformación (Vista 1)



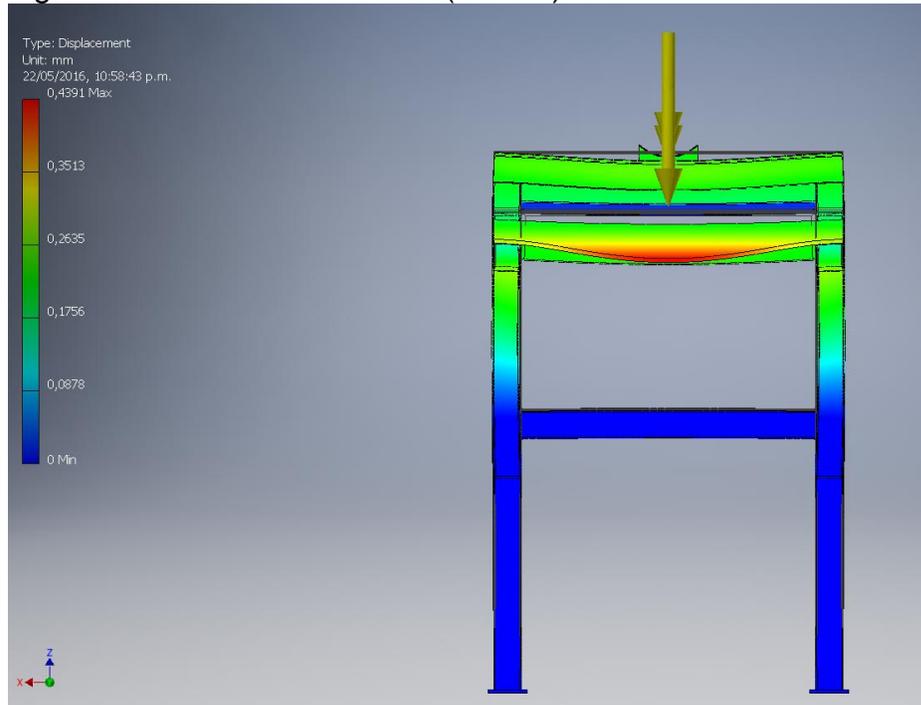
Fuente: SolidEdge

Figura 54. Nueva deformación (Vista 2)



Fuente: SolidEdge

Figura 55. Nueva deformación (Vista 3)



Fuente: SolidEdge

7. MANUALES

En este capítulo se desarrollan los manuales de operación, seguridad industrial y mantenimiento. Los manuales permitirán garantizar el funcionamiento adecuado y maximizar la vida útil de la máquina empacadora.

7.1 MANUAL DE OPERACIÓN

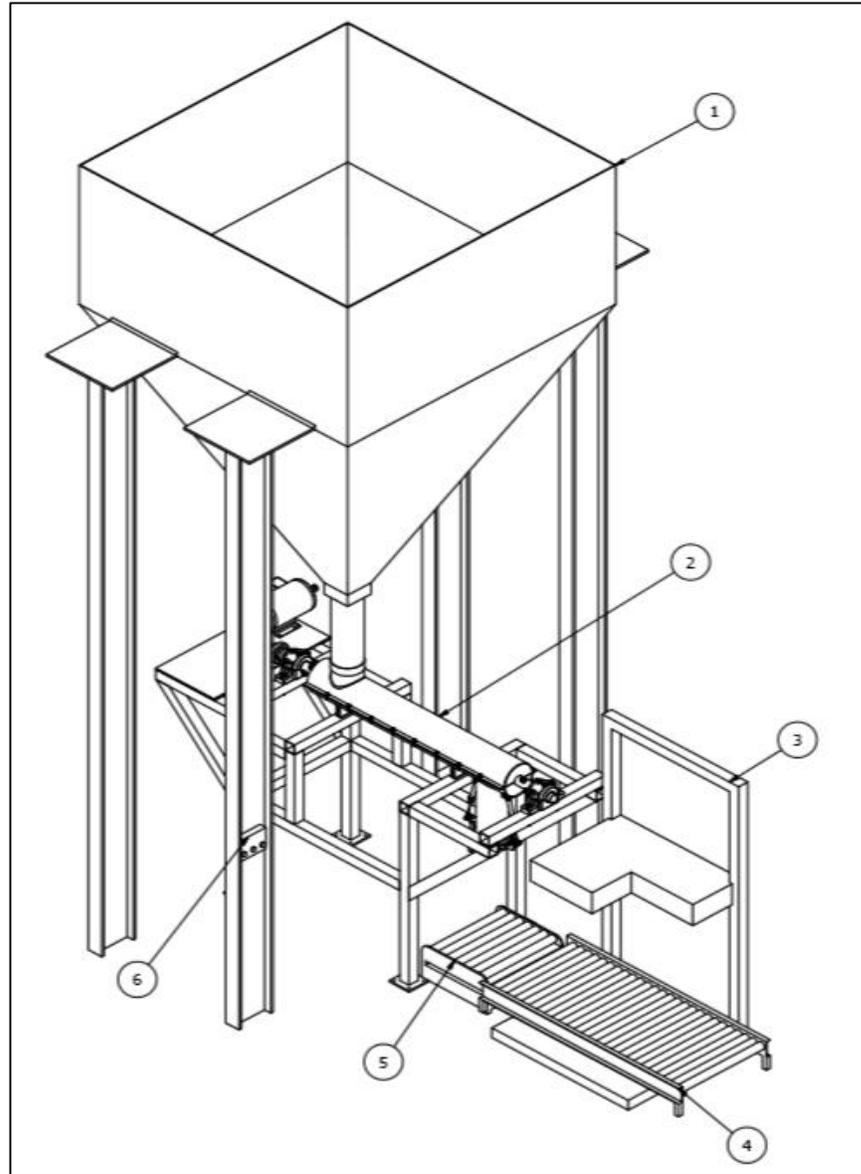
Para el funcionamiento adecuado de la máquina empacadora es necesario seguir el procedimiento descrito en el manual de operación. El encargado de manejar la máquina debe estar en la capacidad de comprender el sistema de control. La máquina tiene un interfaz hombre – máquina (pantalla touch, sistema de control seleccionado) donde el operario ingresa la información necesaria para controlar pesaje. Este interfaz trabaja a través de un PLC que permite controlar el funcionamiento de dosificación, pesaje y cosido.

La máquina se debe operar bajo las siguientes recomendaciones;

- ✓ Antes de iniciar el funcionamiento de la empacadora, el operario debe haber leído y entendido en su totalidad las instrucciones de funcionamiento.
- ✓ Se deben definir las responsabilidades del personal encargado con respeto al mantenimiento y las posibles reparaciones.
- ✓ Verificar regularmente que el personal trabaja bajo los parámetros de seguridad.
- ✓ Se deben mantener a la mano los manuales de la máquina empacadora para ser consultados en cualquier momento.

7.1.1 Identificación de componentes. En la Figura 54 se muestra los sistemas que componen la máquina empacadora.

Figura 56. Identificación de los componentes de empacadora

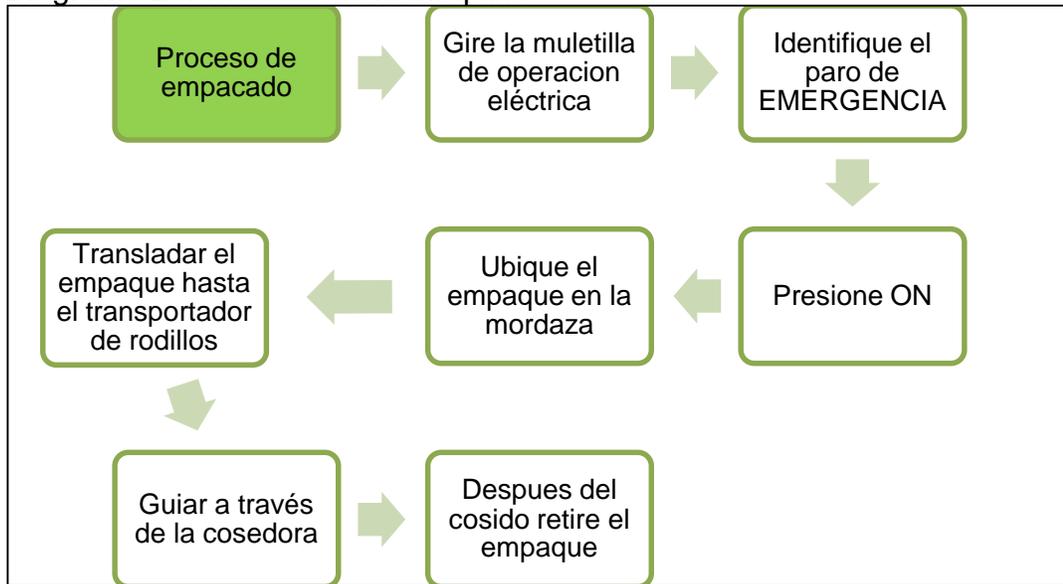


Cuadro 65. Descripción de los componentes de la empaca.

No	Sistema
1	Tolva alimentación
2	Tornillo dosificador
3	Cosedora
4	Transportador de rodillos
5	Balanza
6	Caja de control del sistema

7.1.2 Tablero de mando. La máquina cuenta con una pantalla que permite controlar el empacado. El tablero de mando tiene una serie de comandos como lo muestra el Diagrama 43.

Diagrama 21. Proceso de la maquina



✓ Pantalla para iniciar el sistema. Para iniciar el proceso se debe girar la muletilla de operación eléctrica a START y presionar el botón ON. En el momento en el que esto sucede, se enciende el piloto VERDE y empieza el conteo de 2,9 segundos. Los 2,9 segundos permiten ubicar el saco y el accionamiento de las mordazas.

Cuadro 66. Botón pantalla operar

Botón	Función
OPERAR	Inicia la operación de empacado activando el temporizados y el piloto VERDE

Imagen 35. Pantalla de empackado

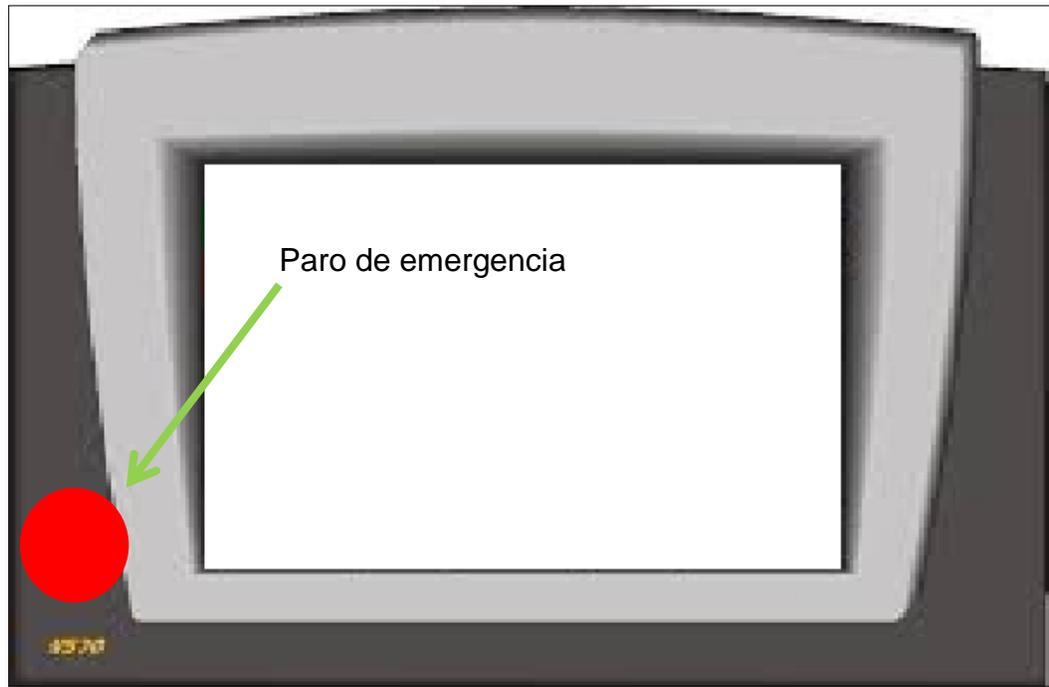


7.1.3 Proceso de dosificación. En esta etapa se entrega el material a un saco a través de un tornillo transportador que gira a 100RPM. Cuando la báscula registra 45 kg (Toma 14s), el tornillo baja las revoluciones a 50RPM. A esta velocidad se entregan los 5Kg restantes (Toma 3,3s). Una vez terminado esta etapa, se da un lapso de tiempo de 2 segundos para abrir las mordazas.

7.1.4 Proceso de cosido. En esta etapa el empleado encargado de controlar la maquina retira el saco de la báscula y lo mueve a través del transportador de rodillos por gravedad. En la parte superior del transportador se encuentra la cosedora que realiza el sellado del saco (Toma 1,8s). El proceso de cosido se activa con un sensor inductivo ubicado en el inicio del transportador y se desactiva con otro al final del mismo.

7.1.5 Botón de emergencia. Este botón está ubicado en la parte inferior izquierda del panel de control. Este botón permite detener el sistema en caso de alguna emergencia.

Cuadro 67. Paro de emergencia



7.1.6 Limpieza. El operario debe realizar limpieza los componentes de la máquina antes de iniciar y al finalizar la jornada de trabajo.

- ✓ Al empezar y finalizar el funcionamiento de la maquina se debe verificar que el tornillo transportador esté vacío.
- ✓ Se debe realizar limpieza de los rodillos de la báscula y la transportadora por gravedad.
- ✓ Se debe realizar una limpieza de los controladores y contactores para evitar fallas de sensores y elementos eléctricos.

7.2 MANUAL DE MANTENIMIENTO

En el manual de mantenimiento se debe tener en cuenta las funciones de inspección, ajuste y lubricación de la máquina.

7.2.1 Inspección. La inspección se realiza de manera visual. En algunos ocasiones se debe realizar con la máquina en funcionamiento.

- ✓ Nivel de aceite del motorreductor. A través de la mirilla se debe revisar que el nivel de aceite de trabajo sea el adecuado. Si el nivel está por debajo de los indicados en la mirilla, revise que no existan fugas en los sellos mecánicos del

equipo. Si los sellos están deteriorados cámbielos antes de cargar nuevamente el sistema con aceite (Maquina encendida). Se debe hacer este procedimiento cada 5 semanas

- ✓ Alineación de acople. Verifique que el acople este bien ajustado al eje del tornillo. Si se escucha algún ruido extraño u observa alguna tolerancia que genere ruido, ajuste el acople con una llave Bristol (Maquina encendida). Se debe hacer este procedimiento cada 2 semanas.
- ✓ Consumo de amperaje. Revise el consumo de amperaje de la cosedora, el motor del compresor y el motor del tornillo. El amperaje no debe superar el 5% del valor especificado en la plaqueta del equipo. Si el voltaje lo supera, realice proceso de limpieza en los rodamientos de cada uno de los motores. Verifique que los rodamientos no tengan ningún tipo de obstrucción que frene o impida el libre giro del elemento (Maquina encendida). Se debe realizar este procedimiento cada 4 semanas.
- ✓ Control de temperatura. Revise la temperatura de trabajo que se está generando en cada uno de los motores de los equipos. Recuerde que la temperatura no puede superar los 45°C. En caso que ésta sobrepase lo estipulado anteriormente haga una revisión del sistema eléctrico, el estado de los rodamientos de los motores y los contactores de los motores (Maquina encendida).

En caso de aumento de temperatura en el motorreductor, asegúrese que la alineación de éste con el eje del tornillo sinfín sea el adecuado y que tenga el aceite en los niveles de trabajo.

En caso que sea debido al sistema eléctrico, limpie el polvo contenido en los embobinados del equipo para evitar corrientes parásitas.

En caso que sea debido a los contactores, revise que éstos estén correctamente ajustados al rotor y que no presentan un desgaste considerable; de lo contrario cámbielos.

En caso que sea debido a los rodamientos, verifique la lubricación de éstos en cada uno de los equipos. Cuando encuentre corrosión o un mal sellado de los elementos rodantes, deséchelos y reemplácelos con otros de características similares.

7.2.2 Ajustes. Estos ajustes son necesarios realizarlos semanalmente ya permiten asegurar el buen funcionamiento de la máquina.

- ✓ Tornillos. Verifique que la cosedora esté bien ajustada a su estructura ya que las vibraciones y el movimiento tiende a desajustarla.

- ✓ Anclajes del motor. Debido a sus componentes rotacionales, el anclaje de moto debe ser ajustado a la estructura para evitar que se produzca desalineamiento entre el motorreductor y el tornillo dosificador.
- ✓ Tornillo sinfín. Verifique que las chumaceras de los rodamientos estén firmemente ajustadas a la estructura.
- ✓ Estructura. Revise que la estructura está firmemente ajustada por medio de los pernos de anclaje. Es importante que esté ajustado adecuadamente para que no se produzcan vibraciones.

7.2.3 Lubricación. La lubricación de los componentes descritos a continuación es necesaria para alargar la vida de la máquina.

- ✓ Motorreductor. Debido a que en el ambiente tiene altos niveles de polución debido a la Dolomita, se debe realizar una lubricación cada 1000 horas de trabajo del equipo.
- ✓ Rodamientos. Para las chumaceras es necesario limpiar las piezas periódicamente con un paño humedecido con aceite siliconado antes de iniciar el proceso de lubricación, el cual se hace agregando grasas a los elementos rodantes. Ésto se debe hacer cada 200 horas.

7.3 MANUAL DE SEGURIDAD INDUSTRIAL

En este aparte se especifican las normas de seguridad industrial que se deben tener en cuenta para operar la máquina.

7.3.1 Operación. A continuación se evalúan los parámetros que debe seguir el operario a la hora de accionar la máquina.

7.3.1.1 Equipo necesario. Durante la operación de la máquina el operario debe disponer de los siguientes elementos;

- ✓ Overol
- ✓ Tapa bocas
- ✓ Tapa oídos
- ✓ Botas de seguridad

7.3.1.2 Condiciones seguras. Antes de iniciar la operación de la máquina, el operario debe revisar lo siguiente;

- ✓ Estado óptimo de cables y enchufes
- ✓ Los émbolos de los cilindros estén en cero
- ✓ La aguja de la cosedora no este doblada
- ✓ La báscula no tenga elementos que puedan alterar el peso.

7.3.1.3 Parada de emergencia. Para realizar el parado de emergencia se debe identificar la ubicación del botón de parada de emergencia;



7.3.1.4 Parada de máquina. Para realizar la detención de la maquina se debe tener en cuenta lo siguiente;

- ✓ La máquina debe haber terminado el ciclo completo, es decir, no debe estar en etapa de cosido ni pesaje.
- ✓ Debe estar el piloto Rojo encendido.

7.3.2 Mantenimiento. A continuación se evalúan los parámetros que debe seguir el ingeniero de mantenimiento a la hora de accionar la máquina.

7.3.2.1 Equipo necesario. Para realizar la intervención de la maquina es necesario que el ingeniero de mantenimiento disponga de los siguientes elementos de protección;

- ✓ Overol
- ✓ Tapa bocas
- ✓ Botas de seguridad

7.3.2.2 Condiciones seguras. Antes de iniciar el procedimiento de mantenimiento, el operario debe tener en cuenta los siguientes aspectos;

- ✓ La máquina debe estar desconectada de la fuente de energía
- ✓ Los cilindros deben estar en posición de reposo.
- ✓ El tornillo sinfín debe estar vacío.

7.3.2.3 Después del mantenimiento. Una vez finalizado el proceso de mantenimiento de la planta, antes de poner a punto la maquina debe revisar los siguientes aspectos;

- ✓ Revisar las conexiones del PLC a las diferentes fuentes de información.
- ✓ Revisar la conexión eléctrica con el PLC y los diferentes elementos que hay en la máquina.
- ✓ Asegurarse que los cilindros se encuentren en posición de reposo.

NOTA: Es indispensable que el personal de mantenimiento realice recomendaciones al operario de la maquina una vez realizada la intervención

7.3.3 Simbología de la máquina. Esta simbología son datos informativos que se deben tener en cuenta a la hora de la operación o durante la intervención de la misma.

7.3.3.1 Corriente eléctrica. Este símbolo está ubicado donde se encuentra la fuente eléctrica de la máquina.

Imagen 36. Corriente eléctrica



Fuente: <http://es.123rf.com/magenes-de-archivo/crrintelectrica.html>

7.3.3.2 Botón de emergencia. Este botón genera un paro automático el funcionamiento de la maquina independiente de la fase en la que se encuentre.

Imagen 37. Paro de emergencia



Fuente: <http://es.dreamstime.com/photos-images/boton-de-paro-de-emergencia.html>

7.3.3.3 Prohibido el ingreso de personal no autorizado. Este se debe tener muy en cuenta ya que para el manejo o la intervención se debe realizar con personal calificado.

Imagen 38. Prohibido personal no autorizado



Fuente: https://www.google.com.co/url?sa=i&rct=j&q=&esrc=s&source=images&cd=&ved=0ahUKEwix4Hyt_nMAhUI6iYKHa2gBRsQjxwIAw&url=http%3A%2F%2Ftiendavirtualdeavisos.com%2Fprohibicion

8. EVALUACIÓN DEL IMPACTO AMBIENTAL

Debido a los posibles resultados negativos generados por la máquina y el producto que se maneja en la producción, se debe realizar una evaluación de medio ambiente donde los factores principales a evaluar sean físicos.

Para la elaboración de este capítulo se tomó en cuenta la información suministrada por el método de “Evaluación ambiental de Leopold”²⁷ el cual permite evaluar los factores que interfieren en el ambiente.

8.1 RELEVANCIA DE LOS PARÁMETROS DE E.A

En esta valoración fue necesario indicar la importancia de cada parámetro como se muestra en el siguiente cuadro;

Cuadro 68. Parámetros E.A.

Parámetro	Numero
Muy importante	10
Importante	8
Relevante	6
Poco importante	4
Nada importante	2

8.2 EVALUACIÓN AMBIENTAL PROPUESTA

Se evalúa la fabricación y el funcionamiento de la máquina propuesta para realizar el proceso de empaclado.

²⁷ SLAWKOSYSK69 (2012). Matrices causa-efecto. La matriz de Leopold. mayo 25. 2016, Matriz de Leopold. Sitio web: <http://es.slideshare.net/slawkosysak69/matriz-de-leopold-def>

Cuadro 69. Evaluación ambiental de la maquina

Componente	Factores Impactantes / Acciones Impactantes		Mantenimiento		Operación	
			Lavado de Comp.	Cambio de grasa	Dosificación	Cosido
Físico	Atmosféricas	Aire	4	0	4	0
		Ruido	0	0	2	0
	Hídricas	Agua	6	4	0	0
		Suelo	2	4	2	0
TOTAL			12	8	6	0
			30	30	30	30

8.3 CONCLUSIONES DE EVALUACION AMBIENTAL

En la valoración del impacto ambiental se comprobó que ninguno de los factores evaluados superó la mitad (15) de un total de 30. Esto nos permite concluir que la contaminación generada por la máquina es mínima.

9. EVALUACIÓN FINANCIERA

La compañía Dolomita Rivera Cía. Ltda. es una empresa que tiene como función vender insumos agrícolas especialmente la Dolomita. Ellos venden sus productos en bultos de 50 Kg.

Este proyecto presenta como opción de diseño una maquina automatizada capaz de dosificar de manera precisa y coser el saco. La empresa busca con la implementación de este diseño disminuir costos relacionados con la con el pesaje.

El proceso actual se realiza de manera manual en el que intervienen 2 operarios encargados de dosificar y coser el saco. Los operarios tienen un salario de \$800.000 cada uno. Existe un ingeniero de mantenimiento al cual se le paga \$1'200.000. Este ingeniero está encargado de garantizar la eficiencia y confiabilidad de la máquina.

Implementar la máquina tendrá unos beneficios de acuerdo a los requerimientos de la empresa;

- ✓ Garantizar que se empaque en el menor tiempo posible
- ✓ Garantizar la cantidad de dolomita contenida en cada saco
- ✓ Minimizar los costos de mano de obra por cada saco empacado

9.1 COSTOS DE INVERSIÓN

Para el diseño de esta máquina se evalúan los costos de diseño, de fabricación y por último, costos para la puesta en marcha;

9.1.1 Costos de diseño. Se evalúan los costos de ingeniería y los costos administrativos.

Cuadro 70. Costos de diseño

ITEMS	UNID	\$/UNID	CANT.	TOTAL
Proyectista	HH	\$7,000	680	\$4'760,000
Orientador	HH	\$15,000	32	\$480,000
Ingeniero	HH	\$16,000	40	\$640,000
Total Talento Humano				\$5'880,000
Computadora	Hrs	\$2,000	680	\$1'360,000
Software	Mes	\$342,300	2	\$684,600
Total Maquinaria y Equipo				\$2'044,600
Consumibles	Unid.	\$30,000	1	\$30,000
Libros	Unid.	\$120,000	4	\$480,000
Papel	Rsm	\$11,000	3	\$33,000
Tinta	Tnr	\$157,000	2	\$314,000
Total Fungibles				\$857,000
Transporte	Viaje	\$130.000	9	\$1'170,000
Total otros gastos				\$1'170,000
TOTAL ANTES DE IMPREVISTOS				\$9'951,000
Imprevistos 2-6% (4%)				\$398,040
COSTO TOTAL DEL PROYECTO (ΣGASTOS)				\$10'349,040

9.1.2 Costos de fabricación. En este aparte se describen el valor económico de los componentes necesarios para la fabricación. Ver Anexo H (Dólar = \$3.047 COP)

Cuadro 71. Costos de fabricación

COMPONENTE	P. UNIT US	P. UNIT COP	CANT	COSTO COP
Tornillo sinfín	\$3.000	\$9.143.970	1	\$9.143.970
Bascula de rodillos	\$100	\$304.799	1	\$304.799
Cosedora	\$2.000	\$6.095.980	1	\$6.095.980
Transportadora de rodillos	\$1.501	\$4.575.033	1	\$4.575.033
Tubos Cuadrados 70x70 estruc.	-	\$89.000	28	\$2.492.000
Cilindro neumático	-	\$78.000	2	\$156.000
Componentes neumáticos	-	\$140.000	1	\$140.000
Compresor	\$300	\$914.397	1	\$914.397
Mano de obra estructura	\$946.318	\$946.318	1	\$946.318
Mano de obra tornillo sinfín	\$1.433.800	\$1.433.800	1	\$1.433.800
TOTAL				\$26.202.297

9.1.3 Costos de puesta en marcha. Los costos de los componentes necesarios para que la empresa pueda poner en marcha la máquina son los siguientes:

[

Cuadro 72. Costos de puesta en marcha

COSTOS	PRECIO COP
Automatización	\$2.500.000
Electricidad	\$500.000
Soldadura	\$1.300.000
TOTAL	\$4.300.000

9.1.4 Costos de inversión. Aquí se describe el total de los costos que se deben invertir para instalar la máquina.

Cuadro 73. Costos de inversión

INVERSION	PRECIO COP
Costos de diseño	\$10.349.040
Costos de fabricación	\$26.202.297
Costos de puesta en marcha	\$4.300.000
TOTAL	\$40.851.337

9.2 ANALISIS DE COSTOS DE OPERACIÓN

En el análisis de los costos de operación se realizó basado en la información suministrada por la empresa Dolomita Rivera Cía. Ltda.

El objetivo de este proyecto es el diseño y modelamiento de una empacadora que tiene la función de mejorar la dosificación y cosida de los sacos, evitando de esta forma costos adicionales en cuanto a pérdida de tiempo, producto y empleo excesivo de personal.

9.2.1 Costos de operación actual. En este aparte se evalúa los costos de funcionamiento del proceso de empaclado en la actualidad. Para ello hemos tenido en cuenta los operarios y el ingeniero de mantenimiento contratados, así como el consumo de energía y los costos adicionales debido a la inexactitud del pesaje.

Se comprobó que en cada pesaje de un bulto de 50Kg. hacían falta 3Kg. Es decir, los bultos terminaban con un peso de 47Kg. Como la empresa produce 6.000 bultos semanales, para compensar el peso faltante de esos 6.000 bultos se necesitan adicionalmente 2,4 horas semanales.

Por otra parte, conociendo que un empleado gana \$800.000 al mes en jornadas de 8 horas diarias, trabajando 5 días a la semana, se puede concluir que para cubrir esas 2,4 horas semanales se le debe pagar adicionalmente \$48.000 al mes. Pero como la empresa utiliza dos trabajadores para este proceso, genera unos gastos adicionales de \$92.000, al mes.

Se evalúa el consumo de energía en el sistema actual en el siguiente cuadro;

Cuadro 74. Consumo de energía actual (\$108,8 KWh)

Equipo	Potencia (W)	Horas de operación	KWh	Costo
Cosedora	200	160	32	\$3.481
Bascula	200	160	32	\$3.481
Total	400	320	64	\$6.963

Conociendo los valores en gasto se puede concluir los gastos actuales el en siguiente cuadro;

Cuadro 75. Costo de operación actual

ITEM	CANT	PAGO	MENSUAL	ANUAL
Obreros	2	\$800.000	\$1.600.000	\$19.200.000
Ingeniero de mantenimiento	1	\$1.200.000	\$1.200.000	\$14.400.000
Energía	1	\$6.963.200	\$6.963	\$83.558
Costos adicionales	1	\$96.000	\$96.000	\$1.152.000
TOTAL				\$32.835.558

9.2.2 Costos de operación propuestos. La máquina empacadora propuesta requiere de un empleado y un ingeniero de mantenimiento que se encuentra de planta ya descrito en el en el aparte 7.2. .

También es necesario hacer una evaluación de consumo de energía en la planta dependiendo su tiempo de puesta en marcha el cual se describe en el aparte 7.1. y teniendo en cuenta que en una hora se realizan aproximadamente 62 ciclos

Cuadro 76. Consumo de energía propuesto (\$108,8 KWh)

Equipo	Potencia	Horas de operación	KWh	Costo
Dosificador	1492	48	71,6	\$7.791,8
Bomba	746	56,03	41,8	4\$.547,7
Cosedora	746	3,8	2,8	\$12.339,5
Bascula	300	160	48,0	\$16.887,1
PLC	200	160	32,0	\$29.226,6
Total	3484	427,83	196,2	\$70.792,8

Conociendo los valores en gasto se puede concluir los gastos propuestos el en siguiente cuadro;

Cuadro 77. Costos de operación propuesta

ITEM	CANT	PAGO	MENSUAL	ANUAL
Obreros	1	\$800.000	\$800.000	\$9.600.000
Ingeniero de mantenimiento	1	\$1.200.000	\$1.200.000	\$14.400.000
Energía	1	\$70.792,8	\$70.792,8	\$849.513
TOTAL				\$11.889.513

9.3 EVALUACIÓN FINANCIERA

Para este proyecto se realiza la evaluación financiera de los costos de operación actual y los costos de fabricación de la máquina empacadora propuesta. Esto permite identificar el pago uniforme equivalente.

Se debe tener en cuenta que esta evaluación financiera se va a realizar en un lapso de 5 años. El desarrollo de este aparte se hace teniendo en cuenta la información obtenida en el documento “Evaluación de costos anual equivalente”²⁸

9.3.1 Costo anual equivalente. Para poder calcular el costo anual equivalente actual y propuesto es necesario tener en cuenta las siguientes ecuaciones.

✓ Valor presente neto. (VPN)

$$VPN = -A + \frac{F}{(1 + i)^n}$$

Dónde;

A = Inversión Realizada

F = Valor del flujo de caja neto

i = Tasa de interés

n = Número de periodos para la evaluación del proyecto

La tasa de interés se tomó a partir de la tasa de interés de oportunidad (TIO) que es 11,5% efectivo anual, la cual se utiliza regularmente en proyectos de inversión en la empresa.

✓ Costo anual equivalente (CAUE)

²⁸ EVALUACION DE COSTOS ANUALES EQUIVALENTES (2005) Calculo de evaluación de costos anuales equivalentes. mayo 24. 2016, Evaluación de costos anuales equivalentes. Sitio web: http://www.emagister.com/uploads_user_home/Comunidad_Emagister_922_COSTO_ANUAL_EQUIVALENTE_-CAUE-.pdf

$$CAUE = VPN * \frac{i * (1 + i)^n}{(1 + i)^n - 1} - \frac{VS}{\left[\frac{(1 + i)^n - 1}{i} \right]}$$

Donde;

CAUE = Costo anual uniforme equivalente

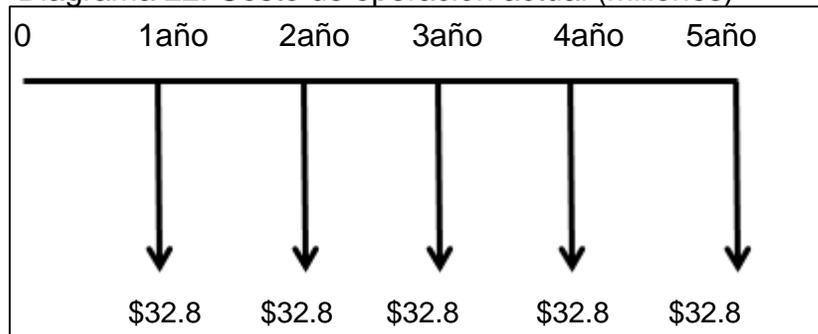
VPN = Valor Presente Neto

VS = Valor de salvamento

Se debe saber que el valor de salvamento es igual a 0

9.3.2 Costo anual equivalente actual. Este costo refleja los costos actuales que requiere la empresa para el funcionamiento de la máquina.

Diagrama 22. Costo de operación actual (millones)



Con la información anterior se puede calcular el costo anual equivalente actual;

$$VPN = \frac{-\$32.835.558}{(1 + 0,115)^1} - \frac{\$32.835.558}{(1 + 0,115)^2} - \frac{\$32.835.558}{(1 + 0,115)^3} - \frac{\$32.835.558}{(1 + 0,115)^4} - \frac{\$32.835.558}{(1 + 0,115)^5}$$

$$VPN = -\$119.845.749,7$$

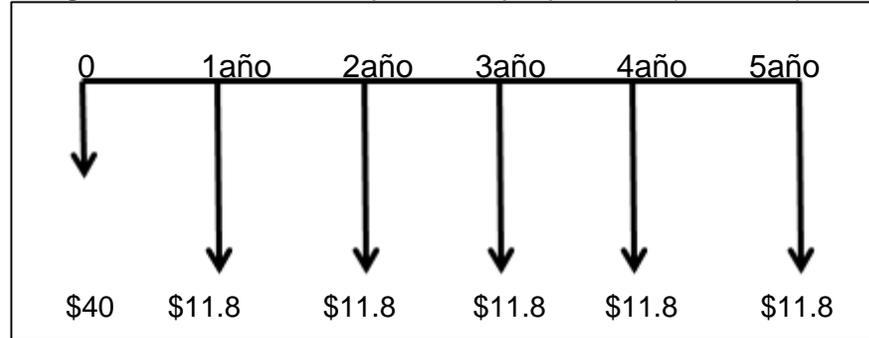
Debido a que la máquina en la actualidad no existe, se dice que el valor de salvamento es igual a 0. Entonces;

$$CAUE = -\$119.845.749,7 * \frac{0,115 * (1 + 0,115)^5}{(1 + 0,115)^5 - 1}$$

$$CAUE = -\$32.835.558$$

9.3.3 Costo anual equivalente propuesto. Refleja los costos propuestos que requiere la empresa para el funcionamiento de la máquina.

Diagrama 23. Costo de operación propuestos (millones)



Con la información anterior se puede calcular el costo anual equivalente;

$$VPN = -\$40.851.337 - \frac{\$11.889.513}{(1 + 0,115)^1} - \frac{\$11.889.513}{(1 + 0,115)^2} - \frac{\$11.889.513}{(1 + 0,115)^3} - \frac{\$11.889.513}{(1 + 0,115)^4} - \frac{\$11.889.513}{(1 + 0,115)^5}$$

$$VPN = -\$84.246.605,8$$

Como este caso sí hay máquina que representa a futuro un valor de salvamento, este se toma como el 10% al valor de la inversión. Entonces;

$$CAUE = -\$84.246.605,8 * \frac{0,115 * (1 + 0,115)^5}{(1 + 0,115)^5 - 1} + \frac{0,1 * \$40.851.337}{\left[\frac{(1 + 0,115)^5 - 1}{0,115} \right]}$$

$$CAUE = -\$22.818.303$$

9.4 CONCLUSIÓN DE LA EVALUACIÓN FINANCIERA

Comparando los datos del CAUE actual y CAUE propuesto se puede concluir que la diferencia entre los dos es de \$10.017.254,51 a favor de CAUE propuesto. Por lo expuesto anteriormente se puede decir que la implementación de la máquina es mejor puesto que genera menos gastos.

CONCLUSIONES

- ✓ Por medio de la evaluación de elementos finitos se determinó que el factor de seguridad para toda la estructura es de 3,8
- ✓ Desde un punto de vista ambiental, la contaminación generada por la máquina, según la matriz de Leopold, es mínima ya que ninguno de los factores evaluados superó la mitad del rango.
- ✓ Desde el punto de vista financiero, se pudo concluir que el costo anual equivalente evaluado por 5 años disminuye con la máquina propuesta en \$10.017.254,51 en comparación con costo anual equivalente actual.

RECOMENDACIONES

- ✓ Cuando la empresa requiera ampliar su infraestructura con el fin de aumentar la producción, se aconseja instalar esta máquina en todas las tolvas de almacenamiento para garantizar que los lugares de dosificación tengan exactitud en el pesaje.

BIBLIOGRAFIA

APLICACIONES TECNICAS PROCESO PRODUCTIVOS. (En línea) Válvula rotativa. Fecha (8 de octubre del 2015). Disponible en: <http://www.atpplleal.com/Pujat/file/VDR%20-%20VALVULA%20DOSIFICADORA%20ROTATIVA.pdf>

BONNET. (En línea). Acero Inoxidable. Fecha (10 de octubre del 2015). Disponible en: <http://www.bonnet.es/clasificacionacerinox.pdf>

COMPAÑÍA DE EMPAQUES. (En línea). Características de los sacos de polipropileno. Fecha. (1 de marzo del 2016). Disponible en: http://epq.com.co/w3/internet/epq_1/documents/sacopolipropilenosinlaminar.html

DEPARTAMENTO DE INGENIERIA MECANICA. Universidad Carlos III de Madrid. Tornillo sinfín. (En línea) Fecha (21 de septiembre del 2015). Disponible en: http://ocw.uc3m.es/ingenieria-mecanica/ingenieria-de-transportes/material-de-clase-1/tornillos_sin_fin.pdf

DOLOMITA RIVERA CIA. LTDA. Historia y productos (En línea) Fecha (2 de Junio del 2015). Disponible en (<http://dolomitarivera.com/>)

GONZALES R. Víctor. Actuadores. (En línea). Fecha (21 de mayo del 2015). Disponible en: (http://platea.pntic.mec.es/vgonzale/cyr_0204/ctrl_rob/robotica/sistema/actuadores.htm)

INDUSTRIAS RAMFE. (En línea). Selección de motorreductor. Fecha. (22 de marzo del 2016) Disponible en: <http://www.ramfe.com.co/archivos/184.pdf>

MOTT, Robert L. Diseño de elementos finitos. 4ta Edición. (En línea). Fecha (5 de marzo del 2016). Disponible en: http://www.susferrin.com.ar/_capacitacion/pdf/SUSFERRIN_Diseño_Elementos_Maquinas.pdf

INSTITUTO COLOMBIANO DE NORMAS TECNICAS Y CERTIFICACIÓN. Documentación. Presentación de tesis, trabajos de grado y otros trabajos de investigación. NTC 1486. Sexta actualización. Bogotá: El Instituto, 2008, p.1

_____. Documentación. Referencias documentales para fuentes de información electrónica. NTC 4490. Sexta actualización. Bogotá: El Instituto, 1998, p.1

_____. Documentación. Referencias bibliográficas contenido, forma y estructura. NTC 5613. Sexta actualización. Bogotá: El Instituto, 2008, p.1

PLANTILLA AWESOME INC. (En línea). Termosellado. Fecha. (1 de marzo del 2016). Disponible en: <http://tecnologiadelosplasticos.blogspot.com.co/2013/12/termosellado.html>

SKF. (En línea). Rodamientos, manguito de fijación y Chumaceras. Fecha (21 de febrero del 2016). Disponible en: <http://www.skf.com/cl/products/bearings-units-housings/product-tables/index.html>

SUMITEC. (En Línea). Acero Inoxidable. Fecha (10 de octubre del 2015). Disponible en: <http://www.sumiteccr.com/Aplicaciones/Articulos/pdfs/AISI%20304.pdf>

TECNOLOGIA DE MAQUINAS. (En línea). Factor de seguridad. Fecha. (15 de febrero del 2016). Disponible en: http://www.ue-inti.gov.ar/pdf/PPTs/CORTIZO/1_Fundamentos_de_diseno/03_CoeficienteSeguridad.pdf

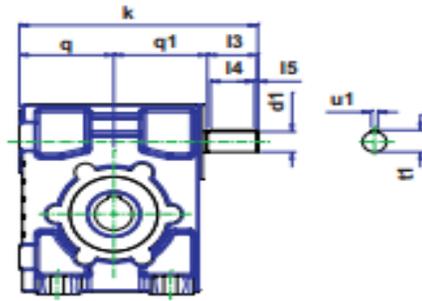
UDLAP. (En línea). Cálculos de esfuerzos. Fecha.(22 de febrero del 2016). Disponible en: http://catarina.udlap.mx/u_dl_a/tales/documentos/lim/bonilla-mercado_jc/capitulo5.pdf

VITUTOR. (En línea). Volumen de tronco de pirámide. Fecha (15 de febrero del 2016). Disponible en: http://www.vitutor.com/geo/esp/v_6.html

ANEXOS

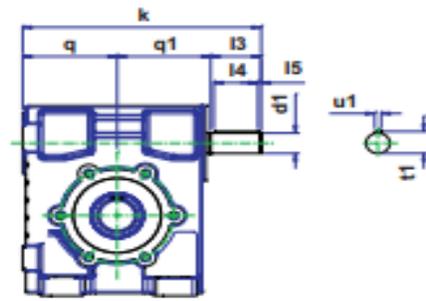
ANEXO A
SELECCIÓN DE MOTOR TORNILLO SIN FÍN
RAMFE

14.10 DIMENSIONES REDUCTORES
SINFIN CORONA " SERIE 2000 "



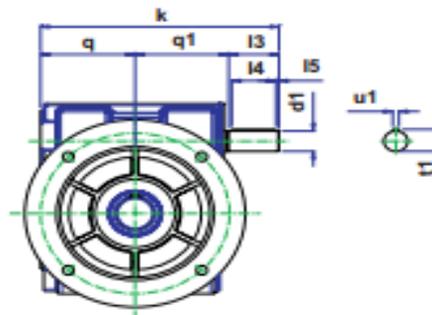
ANCLAJE - TIPO PATAS

A



ANCLAJE - TIPO B14

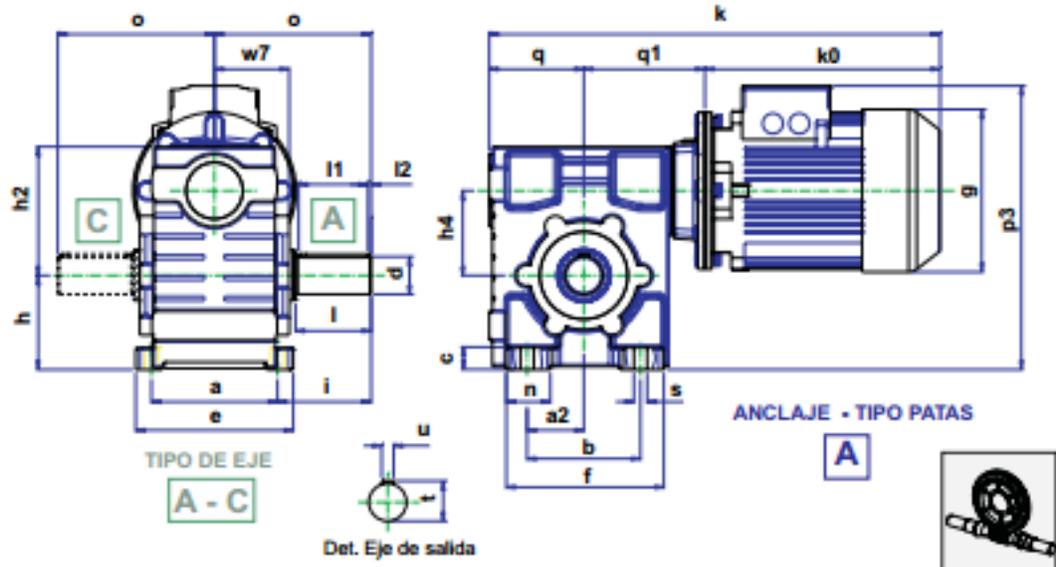
D - K



ANCLAJE - BRIDA

B - H

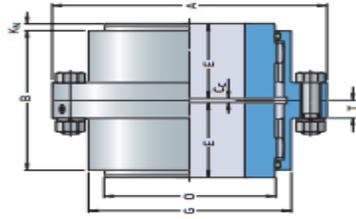
TAMAÑO	d l3	d l5	k	q	q1	t1 u1
SB01	16	32	156	53	63	18,5
	40	4				3/16"
SB02	19	32	182	67	75	21,5
	40	4				1/4"
SB03	24	40	220	80	90	27
	50	5				5/16"
SB04	28	50	268	100	108	31
	60	5				5/16"
SB05	38	70	326	125	121	41
	80	5				3/8"
SB06	42	70	421	150	161	45
	110	10				1/2"
SB07	48	80	455	175	180	51,5
	100	10				9/16"



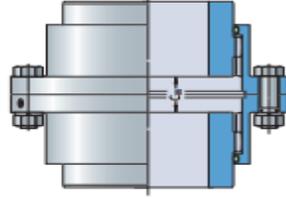
TAMAÑO	Motor	a	a2	c	d	e	g	h	h4	i	k	k0	l1	n	o	p3	q	q1	s	t	w7
	b			l	f			h2					l2						u		
SB01	63	80	30	10	25	95	120	50	43	72	345	217	40	25	112	208	53	75	9	28	58
	71					148					338	210				201	75	75			
	80	60			90	163	80				362	234	5			207	75	75		5/16"	
SB02	63	100	35	12	30	120	120	65	55	78	372	217	50	33	128	235	65	90	11	33	63
	71					148					365	210				228	90	90			
	80					163					389	234				234	90	90			
	90	80			80	115	181	100			436	281	5			242	90	90		3/8"	
SB03	71	110	45	15	35	136	148	80	70	94	400	210	55	40	149	259	80	110	11	38	75
	80					163					423	234				254	110	110			
	90					181					471	281				272	110	110			
	112	100			70	140	227	120			523	333	7			298	110	110		3/8"	
SB04	71	130	60	18	40	160	148	100	85	105	439	210	70	50	170	293	100	129	13.5	43.5	90
	80					163					462	234				299	129	129			
	90					181					526	281				307	145	145			
	112	130			80	180	227	150			578	333	5			333	145	145		1/2"	
SB05	80	150	70	23	50	185	163	125	110	140	529	234	80	65	215	349	125	170	17.5	53.5	105
	90					181					576	281				357	170	170			
	112					227					615	333				383	157	157			
	132	140			100	205	266	185			706	411	10			418	170	170		9/16"	
SB06	90	200	90	35	60	250	181	150	135	149	625	281	110	70	249	407	150	194	22	64.5	119
	112					227					677	333				433	194	194			
	132					266					755	411				468	194	194			
	160	180			120	250	320	210			863	519	5			491	194	194		3/4"	
SB07	112	250	118	35	70	300	227	180	165	182	751	333	125	80	307	493	180	238	26	74.5	152
	132					266					829	411				528	238	238			
	160					320					937	519				551	238	238			
	180	235			140	300	357	280			999	581	7.5			575	238	238		3/4"	

ANEXO B
SELECCIÓN DE ACOPLER EJE DEL TORNILLO SIN FÍN
SKF

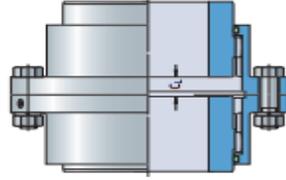
Completely flexible gear-type couplings with crowned teeth



These couplings accommodate a total misalignment of up to 2°. When the misalignment is larger than 1.5°, however, SKF should be consulted. The couplings can withstand startup peak moments of two times the stated continuous torque.
By reversing one or both of the hubs, the same coupling can be used for different shaft and separations.
These couplings have efficient O-ring seals and should be lubricated with grease.



One hub reversed



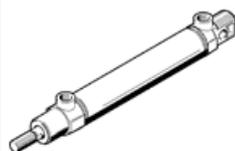
Both hubs reversed

Shaft diameter	Torque Continuous	Speed	Mass Unlubricated hubs	Designation ¹⁾	
min	max	max ²⁾	kg		
mm	Nm	r/min	kg		
16	42	850	10 000	4	HCFE 010 R
16	58	1 500	7 400	9	HCFE 015 R
25	73	3 600	5 900	15	HCFE 020 R
28	95	6 500	5 000	26	HCFE 025 R
33	110	11 500	4 300	39	HCFE 030 R
47	127	16 900	3 900	62	HCFE 035 R
68	150	26 900	3 500	92	HCFE 040 R
80	166	36 300	3 200	122	HCFE 045 R
86	186	50 300	2 900	176	HCFE 050 R
97	206	66 200	2 700	239	HCFE 055 R
100	228	86 600	2 500	290	HCFE 060 R
120	275	132 400	2 200	444	HCFE 070 R

Dimensions

A	B	C ₁	C ₂	C ₃	C ₄	C ₅	C ₆	E	G	H	K _H	O	T
mm													
max													
116	78	3	5	3	5	3	10	43	78	6	60	14	
152	90	3	8	3	16	49	100	6	79	19			
178	119	3	14	3	29	62	125	4	102	19			
213	137	5	12	5	22	77	149	11	124	22			
240	167	5	23	5	44	91	175	10	143	22			
279	195	6	27	6	52	106	201	12	165	29			
318	222	6	32	6	62	121	235	13	197	29			
346	246	8	37	8	70	135	264	16	216	29			
389	281	8	50	8	97	153	294	17	241	38			
425	316	8	53	8	105	175	322	21	267	24			
457	338	8	60	8	117	188	352	23	292	25			
527	391	10	71	10	141	221	408	30	343	29			

ANEXO C
SELECCIÓN DE CILINDROS PARA MORDAZAS
FESTO



Hoja de datos

Característica	Propiedades
Fecha de entrega:	→ Indicación
Carrera	100 mm
Diámetro del émbolo	20 mm
Rosca del vástago	M8
Amortiguación	P: amortiguación por tope elástico/placa a ambos lados
Posición de montaje	indistinto
Corresponde a la norma	ISO 6432
Construcción	Émbolo Vástago Camisa del cilindro
Detección de la posición	para sensores de proximidad
Presión de funcionamiento	1 ... 8 bar
Modo de funcionamiento	de doble efecto
Fluido	Aire comprimido según ISO 8573-1:2010 [7:4:4]
Indicación sobre los fluidos de funcionamiento y de mando	Opción de funcionamiento con lubricación (necesaria en otro modo de funcionamiento)
Clase de resistencia a la corrosión KBK	2
Temperatura ambiente	-10 ... 60 °C
Energía del impacto en las posiciones finales	0,2 J
Par de apriete máx. de la conexión neumática	6 Nm
Par de apriete máximo en la rosca de fijación	15 Nm
Fuerza teórica con 6 bar, retroceso	158 N
Fuerza teórica con 6 bar, avance	189 N
Masa móvil	84 g
Peso del producto	138 g
Tipo de fijación	con accesorios
Conexión neumática	G1/8
Indicación sobre el material	Conforme con RoHS
Información sobre el material de la tapa	PA reforzado
Información sobre el material de las juntas	NBR TPE-U(PU)
Información sobre el material del vástago	Acero de aleación fina
Información sobre el material de la camisa del cilindro	Aleación forjable de aluminio anodizado

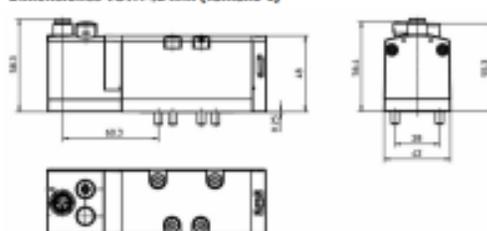
ANEXO D
SELECCIÓN DE VALVULA
FESTO

Válvula normalizada VSVA según ISO 15407-1 y ISO 5599-1 con conector central M8 o M12

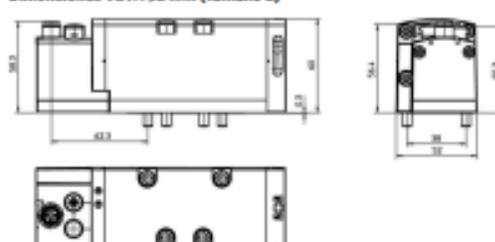
Resumen de características

- Intercambiabilidad con los productos de otras firmas (neumática)
- Conector central M12 o M8
- Conexión robusta y sencilla
- Indicador LED integrado para el estado de conexión de válvula
- Alta variabilidad (variedad de tamaños, de válvulas e intercambiabilidad)
- Alimentación centralizada de aire de mando y aire de trabajo
- Conexión de válvula directa a PLC
- Suministro completo como subbase de batería
- Caudal elevado
- Montaje sencillo, fijación de perfil
- Cambio de válvula más rápido

Dimensiones VSVA 42 mm (Tamaño 1)



Dimensiones VSVA 52 mm (Tamaño 2)



Ocupación de contactos M8x1 y M12x1:

- 2 = señal (-) solenoide 12
- 3 = Com (-)
- 4 = señal (+) solenoide 14



Ficha técnica				
Funciones de válvula	5/2; 5/3; 2x3/2			
Versión de válvula	Válvula de brida (corredera de émbolo) con conector central M8 o M12			
Indicador estado conexión	LED, conductor de luz en el lomo			
Presión de servicio (máx.)	10 bar			
Tensión de servicio	24 V DC (±10 %)			
Tiempo de conexión	100% del tiempo de conexión			
Conexión de protección eléctrica	SI			
Montaje	Montaje en perfil con placas de conexión y placas terminales			
Criterio LABS	Libre			
Tipo de protección	IP65 (IEC60529)			
Según norma	ISO15407-1	ISO15407-1	ISO5599-1	ISO5599-1
Tamaño ISO	Tamaño 02	Tamaño 01	Tamaño 1	Tamaño 2
Ejecución con conector central	M8x1, M12x1	M8x1, M12x1	M12x1	M12x1
Ancho de válvula	18 mm	26 mm	42 mm	52 mm
Patrón placas de enlace	19 mm	27 mm	43 mm (NAV) 43 mm (VTSA)	56 mm (NAV) 59 mm (VTSA)
Caudal de la válvula de 5/2 vías en el terminal	550 l/min	1100 l/min	1300 l/min	2900 l/min
Conexión 2/4	G1/8 (NAV)	G1/4 (NAV)	G1/4 (NAV) G3/8 (VTSA)	G3/8 (NAV) G1/2 (VTSA)
Tamaño del tubo pequeño	6 mm	8 mm	10 mm (VTSA)	12 mm (VTSA)
Tamaño del tubo grande	8 mm	10 mm	12 mm (VTSA)	16 mm (VTSA)

Festo AG & Co. KG

Rüter Strasse 82
73734 Esslingen
www.festo.com
Tel. +49 711 347-0
Fax +49 711 347-2144
service_international@festo.com

ANEXO E
SELECCIÓN DE BÁSCULA
PCE IBERIA

- Verificable incl. verificación inicial
- Cable de pantalla a plataforma 1,5 m
- Balanza con banda de rodillos hasta 150 kg
- Dimensiones de banda de rodillos 500 x 580 mm

- Rodillos de PVC de fácil rodaje
- Puerto RS-232 bidireccional
- Cómputo de piezas
- Determinación de la tolerancia: mín. / ok / máx.



Vista frontal de la balanza con banda de rodillos
500 mm ancho de banda de rodillos



Laterales



Vista frontal de la balanza con banda de rodillos
en una banda de rodillos



Vista lateral de la balanza con banda de rodillos
en una banda de rodillos

Especificaciones técnicas de la balanza transportadora de rodillos serie PCE-SD CR

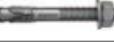
Modelo	Rango de pesado	Resolución	Valor de verificación	Carga mínima*
PCE-SD 30CR	30 kg	10 g	10 g	200 g
PCE-SD 60CR	60 kg	20 g	20 g	400 g
PCE-SD 150CR	150 kg	50 g	50 g	1 kg

ANEXO F
SELECCIÓN DE PERFIL PARA ESTRUCTURA DE TORNILLO SINFÍN
COLMENA

CARACTERISTICAS Y DENOMINACION							PROPIEDADES ESTATICAS						UNIDADES DE EMPAQUE	
TAMAÑO PERFIL			Espesor pared	PESO		AREA	FLEXION			TORSION				
TAMAÑO NOMINAL		REAL		Negro	Galvanizado		Momento inercia	Módulo elástico	Radio de Giro	Módulo Plástico	Momento Inercia	Módulo Elástico		
PULGADAS	MILIMETROS	d	b			e								$I_x = I_y$ cm^4
		mm	mm	mm	Kg/m	Kg/m	cm^2							
1 X 1	25 X 25	25,00	25,00	1,50	1,12	1,23	1,42	1,22	0,97	0,92	1,17	2,03	1,48	36
		25,00	25,00	2,00	1,49	1,60	1,90	1,48	1,19	0,88	1,47	2,58	1,82	
		25,00	25,00	2,50	1,80	1,90	2,29	1,69	1,35	0,86	1,71	3,07	2,11	
1 1/2 X 1 X/2	40 X 40	40,00	40,00	1,50	1,73	1,90	2,20	5,49	2,75	1,58	3,22	8,77	4,13	25
		40,00	40,00	2,00	2,32	2,49	2,95	6,94	3,47	1,53	4,13	11,36	5,25	
		40,00	40,00	2,50	2,81	2,98	3,58	8,22	4,11	1,52	4,97	13,79	6,25	
2 X 2	50 X 50	50,00	50,00	1,50	2,29	2,53	2,92	11,07	4,43	1,95	5,15	17,45	6,66	25
		50,00	50,00	2,00	3,04	3,31	3,87	14,15	5,66	1,91	6,66	22,73	8,53	
		50,00	50,00	2,50	3,76	3,97	4,79	16,94	6,78	1,88	8,07	27,75	10,26	
		50,00	50,00	3,00	4,48	4,62	5,70	19,47	7,79	1,85	9,39	32,53	11,84	
2 3/8 X 2 3/8	60 X 60	60,00	60,00	1,50	2,67	2,94	3,39	19,52	6,51	2,40	7,53	30,53	9,78	25
		60,00	60,00	2,00	3,63	3,86	4,63	25,14	8,38	2,33	9,79	39,91	12,61	
		60,00	60,00	2,50	4,37	4,63	5,56	30,34	10,11	2,34	11,93	48,92	15,26	
		60,00	60,00	3,00	5,19	-	6,61	35,13	11,71	2,31	13,95	57,57	17,73	
2 3/4 X 2 3/4	70 X 70	70,00	70,00	1,50	3,20	3,54	4,08	31,46	8,99	2,78	10,36	48,89	13,50	16
		70,00	70,00	2,00	4,32	4,65	5,50	40,73	11,64	2,72	13,52	64,10	17,50	
		70,00	70,00	2,50	5,26	5,59	6,70	49,41	14,12	2,72	16,54	78,79	21,27	
		70,00	70,00	3,00	6,19	6,52	7,89	57,53	16,44	2,70	19,42	92,98	24,82	

ANEXO G
SELECCIÓN PERNO DE ANCLAJE
HILTI

Principio de trabajo

Principio de Trabajo	Indicación de carga		Material Base						Características especiales			Aprobaciones		
			Hormigón	Hormigón Fisurado	Piedra natural dura	Hormigón ligero	Albarrilería sólida	Albarrinería hueca	Fibracemento y Tabla Yeso	Calificado para carga sísmica	Cargas Dinámicas		Distancia mín. al borde	Certificación Comportamiento ante el fuego
Anclajes Químicos	 ↑ 	 HIT-HY 200-R	■	■		■			■	■	✓	✓		
		 HVU con varilla HAS	■	■					■	■	✓	✓		
		 HIT-RE 500-SD	■	■	■							✓	✓	
		 HIT-MM PLUS	■		■	■	■	■				✓		
Anclajes Mecánicos	 ↑ 	 HSL3 - M	■	■					■	■	✓	✓		
		 KH-EZ	■	■		■						✓		
		 KH	■			■								
		 Kwik Bolt 3	■		■									
		 HDI	■		■								✓	
		 HLC (HX)	■				■	■					✓	

Sistema de anclaje

Producto	Características	Rubros	Aplicaciones
 <p>HSL-3 Anclaje de alta resistencia</p>	<ul style="list-style-type: none"> • Camisa exterior: provee mayor capacidad al corte • Posee la homologación europea, supera los más estrictos criterios de la ETA. • Sección de plástico colapsable de color blanco: impide que el anclaje gire durante su instalación. • Resistente al fuego: mayor seguridad. • El anclaje puede ser reapretado. 	<ul style="list-style-type: none"> • Minería. • Papeleras. • Comunicaciones. • Industria pesada. • Energía. • Contratistas generales. • Constructores. • Eléctricos. • Instaladores tuberías sanitarias. • Instituciones gubernamentales. • Petróleo y gas. 	<ul style="list-style-type: none"> • Puentes grúa. • Cargas de impacto y sísmica. • Fijaciones estructurales, soportes, placas de anclajes, maquinarias, etc. • Centrales de generación de energía • Túneles. • Correas transportadoras.
 <p>KH</p>  <p>KH-EZ</p>	<ul style="list-style-type: none"> • Anclaje atornillable de rápida y fácil instalación. Mayor productividad. • Certificado para cargas sísmicas (KH-EZ). • Anclaje fácilmente extraíble. • Permite menores distancias al borde y entre anclajes. • Una sola pieza: no hay ensambles ni pérdidas de tuercas o arandelas. • Solución ideal para aplicaciones "estéticas". 	<ul style="list-style-type: none"> • Infraestructura. • Edificación. • Edificios públicos, estadios. • Contratistas generales. • Ingenieros. • Instaladores • Mecánico eléctrico. 	<ul style="list-style-type: none"> • Estantería. • Barandas. • Estructuras metálicas. • Encofrados. • Fachadas. • Marcos, ventanas. • Anclajes temporales.
 <p>Kwik Bolt 3</p>	<ul style="list-style-type: none"> • Anclaje para instalación en agujeros sin fondo. • La marca de identificación de longitud ayuda al control y a la inspección. • El diámetro del anclaje es el mismo que el diámetro de la broca de perforación. • Varias longitudes disponibles para necesidades y aplicaciones diferentes. • 3 cuñas de expansión para una distribución uniforme de la fuerza que ejercerá en el material base. • El anclaje permite la colocación del elemento a fijar previamente o a través del mismo. • Anclajes disponibles con rosca extra larga. • Disponible en acero inoxidable 304 y 316. 	<ul style="list-style-type: none"> • Industria. • Contratistas generales. • Constructores. • Arquitectos. • Ingenieros. • Eléctricos. • Instaladores de tuberías hidrosanitarias. • Instituciones gubernamentales. • Energía. • Petróleo y Gas. • Comunicaciones. 	<ul style="list-style-type: none"> • Fijación de rieles de ascensores. • Fijación de instrumentos de medición. • Fijación de barreras para monta-cargas en la industria. • Colocación de tuberías metálicas. • Fijación de estanterías en almacenes. • Fijación de bandejas para cables. • Fijación de estructuras metálicas en general. • Fijación de barandas y pasamanos.

ANEXO H
COTIZACIÓN ALIBABA.COM

Tornillo dosificador



 Ampliar imagen

el transporte de la barrena

Precio FOB: US \$ 1000-7700 / Set | [Precio - Regateo](#)
Puerto: Shanghai
Cantidad de pedido mínima: 1 Set/s tornillo transportador sinfín
Capacidad de suministro: 120 Set/s por Año tornillo transportador sinfín
Plazo de entrega: 30 días
Condiciones de pago: L/C,T/T

 **Contactar**

Comenzar pedido seguro

 Desconectado

Compra Segura

 100% Protección en calidad del producto  100% Protección en tiempo de envío

 100% Protección en su pago

Bascula de rodillos



 Ampliar imagen

Balanza electrónica (6 kg-300 kg) cinta de rodillos

Precio FOB: US \$ 1-100 / Quilate | [Precio - Regateo](#)
Cantidad de pedido mínima: 1 Caja/s
Capacidad de suministro: 4564 Caja/s por Día
Plazo de entrega: Rodillo de la correa se puede enviar 10 días
Condiciones de pago: L/C

 **Contactar**

Comenzar pedido seguro

 Desconectado

Compra Segura

 100% Protección en calidad del producto  100% Protección en tiempo de envío

 100% Protección en su pago

Cosedora de pedestal

DS-9C+A1-PB

High-Performance High-Speed
Automatic Thread Cutter
1-Needle,2-Thread
Bag Closer Sewing System



shengongfr.en.alibaba.com

Hebei Shengong Sewing Machine Manufacturing Co., Ltd.

ZOOM



Ampliar imagen

SHENPENG A1-PB + DE alta velocidad DS-9C fuerte pedestal y eficiente máquina de coser bolsa de cierre

Precio FOB: US \$ 2000-4000 / Set | [Precio - Regateo](#)

Puerto: China main seaport or airport

Cantidad de pedido mínima: 1 Set/s

Capacidad de suministro: 500 Set/s por Mes

Condiciones de pago: T/T,Western Union

Contactar

Comenzar pedido seguro

Desconectado

Compra Segura

100% Protección en calidad del producto 100% Protección en tiempo de envío

100% Protección en su pago

VISA MasterCard TT e-Checking

Transportador de rodillos



Transportador de rodillos

Precio FOB: US \$ 500-20000 / Set | [Precio - Regateo](#)

Puerto: Cat Lai

Cantidad de pedido mínima: 1 Set/s

Capacidad de suministro: 5 Set/s por Semana

Plazo de entrega: 07 - 10 días

Condiciones de pago: L/C,T/T

Contactar

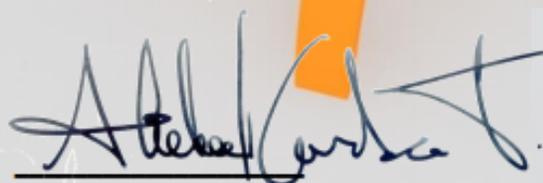
ANEXO F
COTIZACION MANO DE OBRA
DiARQ

Mecanización estructura tolva
Presupuesto

Es satisfactorio tener la oportunidad de cotizarles las siguientes actividades:

Nombre Proyecto: tolva						DIARQSAS
Promotor;						
Constructor: DIARQSAS						
ITEM	ACTIVIDAD.	U.M.	CANTIDAD	VR UNI kg	kg total	VR TOTAL
1	ESTRUCTURA METALICA TOLVA					
1.1	Tubo cuadrado 70x70 x 1,5 mecanizacion	ml	20,3	\$ 4,20	85,26	\$ 298.410,00
1.2	platinas de fijacion 150 x150 mecanizacion	und	4,0	\$ 1,50	6	\$ 21.000,00
1.3	soldadura herramienta y equipo	kg	20,0	\$ 1,00	20	\$ 190.000,00
1.4	mano de obra ensamble y soldadura	gl	1,0	\$ 150,00	150	\$ 375.000,00
TOTAL MANO DE OBRA						\$ 884.410,00
Administracion 7%						\$ 61.908,70
TOTAL						\$ 946.318,70

Nombre Proyecto: tolva						DIARQSAS
Promotor;						
Constructor: DIARQSAS						
ITEM	ACTIVIDAD.	U.M.	CANTIDAD	VR UNI		VR TOTAL
1	tornillo sin fin					
1.1	torneado y preparacion de eje para ensamble de tornillo sin fin	und	1,0	\$ 160.000,00		\$ 160.000,00
1.2	montaje aspas de tornillo sin fin sobre tomo incluye soldadura acero inox aplicada con proceso mig	und	1,0	\$ 450.000,00		\$ 450.000,00
1.3	balanceo final	und	1,0	\$ 120.000,00		\$ 120.000,00
1.4	bastidor o carcasa de torinillo	und	1,0	\$ 350.000,00		\$ 350.000,00
1.5	montaje de ejes y chumaceras	und	4,0	\$ 35.000,00		\$ 140.000,00
1.6	acople y conexión a motor	und	2,0	\$ 25.000,00		\$ 50.000,00
1.7	montaje sobre estrucutra final	und	1,0	\$ 70.000,00		\$ 70.000,00
TOTAL COSTO DIRECTO						\$ 1.340.000,00
Administracion 7%						\$ 93.800,00
TOTAL						\$ 1.433.800,00



Arq. Abelardo Cardozo T.

c.c 7.727.835

ANEXO G
PLANOS DE LA MAQUINA EMPACADORA