

	GESTIÓN DE SERVICIOS ACADÉMICOS Y BIBLIOTECARIOS		CÓDIGO	FO-GS-15	
			VERSIÓN	02	
	ESQUEMA HOJA DE RESUMEN			FECHA	03/04/2017
				PÁGINA	1 de 1
ELABORÓ		REVISÓ	APROBÓ		
Jefe División de Biblioteca		Equipo Operativo de Calidad	Líder de Calidad		

RESUMEN TRABAJO DE GRADO

NOMBRE(S): Bayron Renne APELLIDOS: Rodríguez Bautista

NOMBRE(S): José Trinidad APELLIDOS: Torres Lemus

FACULTAD: Ingeniería

PLAN DE ESTUDIOS: Ingeniería Mecánica

DIRECTOR:

NOMBRE(S): Jesús Bethsaid APELLIDOS: Pedroza Rojas

TÍTULO DEL TRABAJO (TESIS): DISEÑO DE UNA PLANTA DE PRODUCCION DE BRIQUETAS COMPUESTAS DE BIOMASA DE PALMA DE ACEITE Y CARBÓN MINERAL, PARA LA INDUSTRIA LADRILLERA EN NORTE DE SANTANDER.

El presente trabajo de grado consiste en el diseño de una planta briquetadora de biomasa de palma de aceite y carbón mineral, el trabajo realizado se divide en dos partes, la primera describe el proceso de briquetado desde el momento en el cual la materia prima es depositada en el almacén de acopio, hasta que las briquetas terminadas son dispuestas en el almacén final, en esta etapa también se realiza la distribución de la planta y su respectivo plano; además se recomiendan las características de las máquinas necesarias para el acondicionamiento de los materiales antes de briquetarse. La segunda etapa del trabajo es el diseño de la máquina briquetadora de la planta de producción, para esto se lleva a cabo la elección del tipo adecuado de máquina, el diseño y selección de componentes, la simulación en ANSYS de los elementos críticos y los planos de las piezas y de ensamble de la máquina; además se hace un presupuesto para conocer el costo total de la máquina. Por último, se realizan las conclusiones y recomendaciones pertinentes al trabajo de grado.

PALABRAS CLAVES: Máquina, Biomasa, Briquetado, Diseño

PÁGINAS: 250 PLANOS: 10 ILUSTRACIONES: ____ CD ROOM: ____

Copia No Controlada

DISEÑO DE UNA PLANTA DE PRODUCCION DE BRIQUETAS COMPUESTAS
DE BIOMASA DE PALMA DE ACEITE Y CARBÓN MINERAL, PARA LA
INDUSTRIA LADRILLERA EN NORTE DE SANTANDER.

AUTORES:

BAYRON RENNE RODRIGUEZ BAUTISTA

JOSE TRINIDAD TORRES LEMUS

UNIVERSIDAD FRANCISCO DE PAULA SANTANDER.

FACULTAD DE INGENIERÍA.

PROGRAMA DE INGENIERÍA MECÁNICA

SAN JOSE DE CUCUTA, NORTE DE SANTANDER

2023

DISEÑO DE UNA PLANTA DE PRODUCCION DE BRIQUETAS COMPUESTAS DE
BIOMASA DE PALMA DE ACEITE Y CARBÓN MINERAL, PARA LA
INDUSTRIA LADRILLERA EN NORTE DE SANTANDER

AUTORES:

BAYRON RENNE RODRÍGUEZ BAUTISTA

JOSE TRINIDAD TORRES LEMUS

DIRECTOR

INGENIERO JESÚS BETHSAID PEDROZA ROJAS

UNIVERSIDAD FRANCISCO DE PAULA SANTANDER.

FACULTAD DE INGENIERÍA

PROGRAMA DE INGENIERÍA MECÁNICA

SAN JOSE DE CUCUTA, NORTE DE SANTANDER

2023



ACTA DE SUSTENTACIÓN DE UN TRABAJO DE GRADO

FECHA: CÚCUTA, 27 DE ENERO 2023

HORA: 09:00 A.m.

LUGAR: AULA DM 204

PLAN DE ESTUDIOS: INGENIERÍA MECÁNICA

TÍTULO: "DISEÑO DE UNA PLANTA DE PRODUCCIÓN DE BRIQUETAS
COMPUESTAS DE BIOMASA DE PALMA DE ACEITE Y CARBÓN MINERAL, PARA LA
INDUSTRIA LADRILLERA EN NORTE DE SANTANDER."

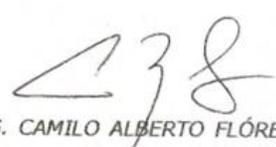
Jurados: ING. JORGE CABALLERO PRIETO
ING. CAMILO ALBERTO FLÓREZ SANABRIA

Director: ING. JESÚS BETHSAID PEDROZA ROJAS

Nombre de los estudiantes	Código	Calificación	
		Letra	Número
BAYRON RODRÍGUEZ BAUTISTA	1121678	Cuatro, Cuatro	4.4
JOSÉ TRINIDAD TORRES LEMUS	1121682	Cuatro, Cuatro	4.4

APROBADA


ING. JORGE CABALLERO PRIETO.


ING. CAMILO ALBERTO FLÓREZ SANABRIA.

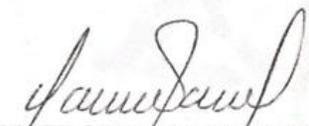

Vo.Bo GONZALO DE LA CRUZ ROMERO GARCÍA
Coordinador Comité Curricular
Ingeniería Mecánica

Tabla de Contenidos

Diseño de una planta de producción de briquetas compuestas de biomasa de palma de aceite y carbón mineral, para la Industria ladrillera en norte de Santander.	19
1 Problema	21
1.1 Diseño de una Planta de Producción de Briquetas Compuestas de Biomasa de Palma de Aceite y Carbón Minera, Para la Industria Ladrillera en Norte de Santander	21
1.2 Problema a investigar.....	21
1.3 Planteamiento o Formulación del Problema	21
1.4 Objetivos.....	21
1.5 Justificación	22
1.6 Alcances y limitaciones	23
2 Marco Referencial.....	25
2.1 Antecedentes	25
2.2 Marco Teórico.....	28
2.3 Marco Conceptual.....	42
2.4 Marco Legal	45
3. Diseño Metodológico.....	48
3.1 Tipo de Investigación.....	48
3.2 Fuentes de Información.....	49
3.3 Etapas del Trabajo de Grado	49
4. Desarrollo del Trabajo	51
4.1 Proceso de fabricación de briquetas.....	51
4.2 Tipos de distribución de plantas.....	70

4.3	Diseño de la Máquina Briquetadora.....	76
4.4	Elementos críticos de la maquina	232
4.5	Evaluación de costos de construcción de la máquina	233
	Conclusiones.....	243
	Recomendaciones	245
	Referencias.....	246

Lista de tablas

Tabla 1. <i>Características técnicas de las máquinas del proceso de reducción granulométrica</i>	55
Tabla 2 <i>Características técnicas de la máquina para el proceso de secado</i>	60
Tabla 3 <i>Características técnicas de la máquina para el proceso de Mezclado</i>	64
Tabla 4 <i>Prensa briquetadora “jumbo 90”</i>	77
Tabla 5 <i>Características técnicas de la máquina briquetadora ZBJ80</i>	79
Tabla 6 <i>Características técnica máquina briquetadora hidráulica RUF1100</i>	80
Tabla 7 <i>Características técnica máquina briquetadora de rodillo “DEYA”</i>	82
Tabla 8 <i>Matriz pugh, evaluación de alternativas</i>	88
Tabla 9 <i>Matriz de ponderación de criterios</i>	89
Tabla 10 <i>Sumatoria de áreas de la sección transversal</i>	94
Tabla 11 <i>Dimensiones preliminares del eje</i>	133
Tabla 12 <i>Interpolación valores A y B para un hombro a flexión sección B</i>	137
Tabla 13 <i>Interpolación valores A y B de hombro a torsión sección B</i>	137
Tabla 14 <i>Interpolación valores A y B para un hombro a flexión sección E</i>	140
Tabla 15 <i>Interpolación valores A y B de hombro a torsión sección E</i>	140
Tabla 16 <i>Designación de los componentes del tornillo de alimentación</i>	195
Tabla 17 <i>Requerimientos mínimos para la selección del servomotor industrial</i>	196
Tabla 18 <i>Características del servomotor seleccionado</i>	196
Tabla 19 <i>Elementos que conforman la máquina</i>	215
Tabla 20 <i>Costos elaboración de diseños</i>	234
Tabla 21 <i>Costos Mecanizado (fresado, torno, oxicorte)</i>	235
Tabla 22 <i>Costos Elementos máquina briqueteadora</i>	236

Tabla 23 <i>Costos elementos seleccionados y estándar</i>	237
Tabla 24 <i>Costos Materiales</i>	240
Tabla 25 <i>Costos Montaje</i>	242
Tabla 26 <i>Costos totales de la máquina</i>	242

Lista de Figuras

Figura 1 <i>Proceso de diseño</i>	29
Figura 2 <i>Teoría del esfuerzo cortante máximo de esfuerzo plano</i>	33
Figura 3 <i>Problema estructural</i>	42
Figura 4 <i>Esquema del proceso de almacenamiento</i>	51
Figura 5 <i>Requerimientos granulométricos para combustibles densificados biomásico</i>	52
Figura 6 <i>Molino de martillos</i>	53
Figura 7 <i>Molino de cuchillas</i>	54
Figura 8 <i>Molino de bolas</i>	54
Figura 9 <i>Etapa de reducción granulométrica</i>	56
Figura 10 <i>Secado natural de biomasa</i>	57
Figura 11 <i>Secador directo rotatorio</i>	59
Figura 12 <i>Secador de tipo solar</i>	59
Figura 13 <i>Etapa de secado</i>	61
Figura 14 <i>Mezcladora de bandas</i>	62
Figura 15 <i>Mezcladora de doble cono</i>	62
Figura 16 <i>Mezcladora en V</i>	63
Figura 17 <i>Etapa de secado</i>	64
Figura 18 <i>Briquetadora de pistón</i>	65
Figura 19 <i>Briquetadora de tornillo</i>	66
Figura 20 <i>Briquetadora hidráulica</i>	67
Figura 21 <i>Briquetadora de rodillos</i>	67
Figura 22 <i>Línea de flujo del proceso de fabricación de briquetas</i>	68

Figura 23 Estructura de la distribución en planta por posición fija	69
Figura 24 Estructura de la distribución en planta por posición fija	71
Figura 25 Disposiciones de la distribución de planta por producto	72
Figura 26 Distribución de planta funcional.....	73
Figura 27 Distribución de la planta.....	75
Figura 28 Máquina briquetadora jumbo 90.....	77
Figura 29 Briquetadora ZBJ-80.....	78
Figura 30 Briquetadora hidráulica RUF1100	80
Figura 31 Prensa briquetadora de rodillo	81
Figura 32 Geometría cavidades de los rodillos	90
Figura 33 Área entre rodillos.....	91
Figura 34 Geometría final de las cavidades	93
Figura 35 Presión en los Rodillos.....	95
Figura 36 Propiedades físicas de la briqueta	98
Figura 37 Dimensiones muestras piloto de briquetas de biomasa de palma y carbón mineral ...	99
Figura 38 Configuración cavidades de los rodillos	100
Figura 39 Propiedades físicas de algunos materiales de ingeniería	101
Figura 40 Contacto entre cilindros	102
Figura 41 Presión máxima para cilindros en contacto.....	104
Figura 42 Datos de resistencia a la fatiga superficial	105
Figura 43 Factor de sobrecarga para engranes	107
Figura 44 Propiedades mecánicas de algunos aceros.....	112
Figura 45 Factor de forma de Lewis.....	113

Figura 46 <i>Proporciones básicas del diente de engranes rectos</i>	115
Figura 47 <i>Cargas aplicadas sobre el eje</i>	118
Figura 48 <i>Secciones de eje</i>	121
Figura 49 <i>Diagrama X-Y</i>	123
Figura 50 <i>Diagrama X-Z</i>	124
Figura 51 <i>Propiedades mecánicas de algunos aceros al carbono</i>	125
Figura 52 <i>Factor de corrección por superficie para varios acabados en acero</i>	126
Figura 53 <i>Factor de confiabilidad para una desviación estándar de 8%</i>	127
Figura 54 <i>Factor de sensibilidad a la muesca para aceros</i>	127
Figura 55 <i>Factor geométrico de concentración de esfuerzos para un filete a flexión</i>	134
Figura 56 <i>Factor geométrico de concentración de esfuerzos para un filete a torsión</i>	134
Figura 57 <i>Factor geométrico de concentración de esfuerzos de cuñero</i>	135
Figura 58 <i>Geometría final del eje</i>	142
Figura 59 <i>Dimensiones finales del eje</i>	143
Figura 60 <i>Selección del motor eléctrico</i>	144
Figura 61 <i>Factor aplicación en la industria(f_1)</i>	145
Figura 62 <i>Factor Motor de mando(f_2)</i>	146
Figura 63 <i>Factor de maniobra (f_3)</i>	146
Figura 64 <i>Modelos caja reductoras de velocidad</i>	147
Figura 65 <i>Corrección por temperatura (f_w)</i>	148
Figura 66 <i>Potencia Térmica de la caja reductora</i>	148
Figura 67 <i>Caja reductora de velocidad</i>	149
Figura 68 <i>Valores orientativos de la vida especificada de los diferentes tipos de maquinas</i>	150

Figura 69 <i>Factor de ajuste para una confiabilidad mayor en rodamientos</i>	153
Figura 70 <i>Viscosidad nominal de aceite para rodamientos</i>	155
Figura 71 <i>Grado de viscosidad ISO según la temperatura de funcionamiento y su viscosidad</i> . 156	
Figura 72 <i>Factor nivel de contaminación</i>	157
Figura 73 <i>Factor aISO para rodamientos de rodillos</i>	158
Figura 74 <i>Dimensiones de la Chaveta Paralela DIN 6885 A40x22x125</i>	159
Figura 75 <i>Esquema elementos unidos por acoples</i>	164
Figura 76 <i>Factor de servicio para la selección de acoplamientos de tipo cadena</i>	166
Figura 77 <i>Selección de acoplamiento de tipo cadena</i>	166
Figura 78 <i>Tamaño del acople dentado según el torque necesario</i>	168
Figura 79 <i>Representación 2D área de la tolva</i>	170
Figura 80 <i>Determinación del ángulo de deslizamiento</i>	171
Figura 81 <i>Representación 2D dimensiones de la tolva</i>	172
Figura 82 <i>Representación ajustes dimensiones de la tolva</i>	173
Figura 83 <i>Propiedades Mecánicas del Acero AISI 316</i>	175
Figura 84 <i>Representación gráfica tolva 3D</i>	177
Figura 85 <i>Propiedades mecánicas del material de aporte de soldadura</i>	178
Figura 86 <i>Equivalencia de espesor de soldaduras</i>	179
Figura 87 <i>Propiedades físicas del Compost</i>	182
Figura 88 <i>Código de clasificaciones de los materiales</i>	183
Figura 89 <i>Capacidad del tornillo</i>	184
Figura 90 <i>Dimensiones tornillos sin fin</i>	185
Figura 91 <i>Sección transversal tornillo sin fin</i>	186

Figura 92 <i>Factor de potencia según el diámetro del tornillo sin fin</i>	187
Figura 93 <i>Factor de potencia del rodamiento de suspensión</i>	188
Figura 94 <i>Factor de potencia de vuelo</i>	190
Figura 95 <i>Factor de potencia de paletas</i>	190
Figura 96 <i>Eficiencia según el tipo de transmisión</i>	192
Figura 97 <i>Tamaño de los componentes del alimentador de tornillo</i>	193
Figura 98 <i>Valores máximos torque para componentes acero inoxidable</i>	194
Figura 99 <i>Servomotor industrial</i>	196
Figura 100 <i>Esquema de elementos a unir por acoplamientos rígidos</i>	197
Figura 101 <i>Dimensiones acoples rígidos</i>	197
Figura 102 <i>Características técnicas del acople rígido</i>	198
Figura 103 <i>Propiedad mecánica de pernos, tornillos y birlos de acero</i>	199
Figura 104 <i>Soportes para rodamientos</i>	201
Figura 105 <i>Cargas aplicadas sobre el soporte A y B</i>	202
Figura 106 <i>Dimensiones de pernos de cabeza cuadrada y Hexagona</i>	203
Figura 107 <i>Dimensiones de roscas hexagonales</i>	203
Figura 108 <i>Dimensiones de arandelas métricas sencillas</i>	205
Figura 109 <i>Longitud del perno</i>	205
Figura 110 <i>Diámetros y áreas para roscas métricas de paso grueso y fino</i>	206
Figura 111 <i>Dimensiones de la junta</i>	207
Figura 112 <i>Rampa de salida de briquetas</i>	210
Figura 113 <i>Propiedades físicas rampa</i>	211
Figura 114 <i>Longitud del perno</i>	212

Figura 115 <i>Estructura metálica</i>	215
Figura 116 <i>Características lámina estructural</i>	217
Figura 117 <i>Características Perfiles cuadrados tubería estructural</i>	219
Figura 118 <i>Valores aproximados del factor de longitud efectiva, k</i>	220
Figura 119 <i>Propiedades mecánicas del acero A572 Gr 50</i>	221
Figura 120 <i>Representación 3D parte crítica viga empotrada</i>	224
Figura 121 <i>Diagrama cuerpo libre viga A-C</i>	224
Figura 122 <i>Diagramas viga crítica</i>	226
Figura 123 <i>Propiedades de área de un rectángulo</i>	228
Figura 124 <i>Factores geométricos- soldadura perfiles cuadrados</i>	230
Figura 125 <i>Esfuerzos permisibles del Código AISC para metal de aporte</i>	232

Tabla de Anexos

Anexo 1	Características técnicas del motor eléctrico
Anexo 2	Selección de acoples flexibles
Anexo 3	Selección de componentes del alimentador de tornillo sin fin
Anexo 4	Simulación de elementos finitos
Anexo 5	Planos de la Máquina

Resumen

El presente trabajo de grado consiste en el diseño de una planta briquetadora de biomasa de palma de aceite y carbón mineral, el trabajo realizado se divide en dos partes, la primera describe el proceso de briquetado desde el momento en el cual la materia prima es depositada en el almacén de acopio , hasta que las briquetas terminadas son dispuestas en el almacén final , en esta etapa también se realiza la distribución de la planta y su respectivo plano; además se recomiendan las características de las máquinas necesarias para el acondicionamiento de los materiales antes de briquetarse. La segunda etapa del trabajo es el diseño de la máquina briquetadora de la planta de producción, para esto se lleva a cabo la elección del tipo adecuado de máquina, el diseño y selección de componentes, la simulación en ANSYS de los elementos críticos y los planos de las piezas y de ensamble de la máquina; además se hace un presupuesto para conocer el costo total de la máquina. Por último, se realizan las conclusiones y recomendaciones pertinentes al trabajo de grado.

Palabras clave: Máquina, Biomasa, Briquetado, Diseño.

Diseño de una planta de producción de briquetas compuestas de biomasa de palma de aceite y carbón mineral, para la Industria ladrillera en norte de Santander.

El uso de carbón mineral como fuente de energía en la industria ladrillera, trae consigo una serie de problemáticas como lo son la contaminación ambiental, el poco eficiente almacenaje y manejo de este debido a su granulometría variada, además de aumento de costos de manufactura de productos debido a la crisis energética mundial y el alza en los costos de los combustibles fósiles. Es por esto que se hace necesario brindar alternativas que permitan disminuir el uso del carbón mineral además de ser manejadas y almacenadas eficientemente.

Como solución a esta problemática se buscó dar uso a la gran cantidad de recursos biomásicos procedente de la extracción del aceite de palma, el cual es una buena fuente de energía y que mezclado con carbón mineral y presentado como combustible densificado a través de un proceso de briquetado, brindaría una solución más barata, menos contaminante y fácil de almacenar y manejar.

El objetivo de este trabajo de grado es diseñar una planta de producción de briquetas a partir de biomasa residual de palma de aceite y carbón mineral para la industria ladrillera de Norte de Santander. Este objetivo se lleva a cabo realizando en primer lugar una descripción del proceso por el cual deben pasar tanto la biomasa como el carbón mineral para llegar a ser briquetas combustibles, luego se presenta la distribución de la planta para un área de 70 x15 metros de largo y ancho y las características de las maquinas a usar. Además, se realiza el diseño

de la máquina briquetadora de la planta la cual tiene una capacidad de producir 2 toneladas /hora de briquetas, su método de compactación se seleccionó considerando varias alternativas presentes en el mercado actual con las cuales mediante una matriz pugh de selección, se logró determinar que el tipo de compactación por rodillos era el más adecuado teniendo en cuenta los criterios de diseños considerados, una vez determinado el tipo de compactación a usar se realizó los cálculos de diseño y selección de los componentes de la máquina y la simulación de elementos finitos mediante ANSYS de los componentes considerados como críticos, además se realizaron los planos de las piezas diseñadas y de montaje de la máquina. Por último, se realizó un presupuesto con el fin de saber el costo total de la máquina.

Este trabajo tuvo como resultado el diseño adecuado de la planta de producción de briquetas y de la máquina briquetadora.

1 Problema

1.1 Diseño de una Planta de Producción de Briquetas Compuestas de Biomasa de Palma de Aceite y Carbón Minera, Para la Industria Ladrillera en Norte de Santander

1.2 Problema a investigar

Descripción del Problema

El almacenamiento del carbón representa un gran problema debido a que su disposición posee una granulometría variada, lo cual hace que su volumen de ocupación en almacén sea grande, generando una poca eficiencia en términos de aprovechamiento de áreas de la planta, las cuales podrían ser utilizadas para otras actividades. Además, su manejo en términos de transporte y manipulación, poseen las mismas dificultades. Lo anteriormente mencionado junto al aumento del precio de carbón por la crisis energética mundial, supone un aumento en los costos de producción de las industrias que utilizan este combustible como es el caso de la industria ladrillera de Norte de Santander, afectando directamente el precio final de sus productos.

1.3 Planteamiento o Formulación del Problema

¿Cuál es el diseño más adecuado de una planta briqueteadora de carbón mineral y biomasa (raquis) de palma de aceite?

1.4 Objetivos

1.4.1 Objetivo General

Elaborar el diseño de una planta de producción de briquetas compuestas de biomasa de palma de aceite y carbón mineral, para las industrias ladrilleras en Norte de Santander.

1.4.2 Objetivos específicos

- Describir del proceso de producción de briquetas.
- Elaborar la distribución de la planta de producción de briquetas.
- Elaborar el diseño conceptual de la máquina y evaluar las alternativas de diseño.
- Elaborar el diseño de la máquina briqueteadora.
- Realizar el modelamiento de la máquina en software y simulación por elementos finitos de los elementos críticos de la briqueteadora.
- Elaborar planos de construcción y montaje.
- Elaborar los costos de la maquina briqueteadora.

1.5 Justificación

1.5.1 Razón de Ser del trabajo de grado.

El desarrollo de este trabajo de grado parte de la necesidad de generar alternativas al uso de únicamente carbón mineral en los procesos de cocción que se realizan en la industria ladrillera, la cual se ve afectada por el aumento del precio de este combustible, llevando a que sus productos aumenten de precio y por consiguiente disminuyendo la capacidad de la comunidad de desarrollar obras civiles en las cuales se usan principalmente ladrillos como lo son las casas, afectando la calidad de vida de las personas al no poder mejorar su entorno donde habitan.

Este trabajo de grado buscó diseñar una planta de producción de briquetas a partir de carbón mineral y raquis de palma africana, con el cual producir briquetas que sean menos costosas que el uso de carbón mineral únicamente, al reducir la cantidad de carbón mineral a usar y remplazándolo por la biomasa residual de la palma de africana, logrando así contribuir a la disminución del uso de combustibles fósiles y sus problemas medioambientales que

genera; además, se busca que mediante el proceso de compactación obtengan una densidad mayor que las convierta en un combustible fácil de manejar y almacenar gracias a su forma y tamaño generando una disminución de costos en términos de transporte y almacenaje, dando la oportunidad de destinar áreas que eran utilizadas en almacenaje de este combustible para otras actividades. Junto a esto se buscó de darle un valor agregado a los residuos orgánicos generados del proceso de extracción de aceite de palma, ya que es un recurso biomásico con gran disponibilidad en la región con buenas características para ser utilizado en la generación de energía térmica

1.5.2 Perspectivas

Se pretende que el trabajo de grado contribuya a dar visibilidad a la utilización del recurso biomásico disponibles en la región con el fin de darles un nuevo valor agregado. Asimismo, brindar las bases para el desarrollo de combustibles sólidos que reduzcan el uso del carbón mineral y por qué no sustituirlo del todo en un futuro, contribuyendo con alternativas no solo en la industrialadrillera, sino en las distintas industrias en las que usan el carbón mineral como combustible.

1.6 Alcances y limitaciones

1.6.1 Alcances

Se lleva a cabo la distribución de la planta y únicamente el diseño de la máquina briquetadora.

Para la distribución de la planta se dispuso de un área de 15 m de ancho por 70 m de largo.

La máquina briquetadora se diseñó para una producción de 2 toneladas/hora.

1.6.2 Delimitaciones

De Carácter Financiero. Por cuestiones de costos solo se llevará a cabo la distribución de la planta y el diseño de la máquina briqueteadora. Además, se realizará la simulación de los elementos críticos de la máquina mediante las herramientas de software ANSYS en su versión estudiantil de prueba; debido a que el desarrollo de este trabajo de grado está respaldado únicamente por recursos propios.

Delimitación De Tiempo. El trabajo de grado tendrá una duración de cuatro meses contados a partir de la aprobación del anteproyecto por parte del Comité Curricular del Plan de Estudios de Ingeniería Mecánica, sede Cúcuta.

2 Marco Referencial

2.1 Antecedentes

La biomasa ha sido usada por el ser humano desde hace mucho tiempo y hasta la actualidad como fuente de energía, este recurso que se genera como desecho de otras actividades, por lo general es usado como combustible o como abono para cultivos; es habitual ver en las zonas rurales el uso de la leña o madera como combustible para las cocinas en donde el acceso a el servicio de gas es difícil, otro ejemplo muy común es el bagazo de caña de azúcar, procedente del proceso de molienda de la caña, el cual es reutilizado en el proceso de fabricación de panelas como el combustible a quemar para suplir de calor las pailas en este proceso; el residuo orgánico proveniente de la palma también es reutilizado en la industria, sin embargo la biomasa por sí sola no representa una fuente de energía muy eficiente debido a sus características, por lo que antes de ser usado es sometido a procesos de acondicionamiento con los cuales se mejora sus propiedades obteniendo un valor agregado como combustible.

En Colombia durante el año 2020 “la producción de fruto de palma alcanzo las 7.2 millones de toneladas aproximadamente” (La Federación Nacional de Cultivadores de Palma de Aceite Fedepalma, s. f., p. 25). Siendo la producción de biomasa aproximadamente 3 millones de toneladas comprendidas entre tusa, fibra y cuesco, Convirtiéndose en un recurso biomásicos con gran disponibilidad en el país.

Cruz y Vargas (2020) elaboraron el trabajo de grado titulado “Diseño de una máquina para fabricación briquetas de posos de café”, de la fundación universitaria de América, Bogotá-DC. El trabajo de grado tuvo como objetivo diseñar una máquina capaz de comprimir posos de café para conformar briquetas, con el fin de reducir el impacto ambiental que se genera durante el proceso de descomposición de estos residuos. Esto debido a la alta producción de residuo

conocido como posos el cual es el desecho producto de la preparación del café, todo esto para reducir el impacto ambiental que genera la liberación de metano debido a la descomposición de estos residuos.

En este proyecto se observó el diseño conceptual de la máquina, la evaluación de las alternativas de diseño para la compactación del material mediante el uso de una matriz pugh y el diseño detallado de la maquina obteniendo las siguientes conclusiones:

- El sistema que cumple con las características determinadas para la compactación del café, es un sistema hidráulico acompañado de un sistema de alimentación, un sistema estructural, un sistema de transmisión de potencia y un sistema de control que permita la producción continua de briquetas.
- Cada uno de los elementos diseñados y seleccionados para la conformación de la maquina cumplen con las condiciones mínimas requeridas para su funcionamiento, esto se comprobó mediante cálculos y simulaciones por elementos finitos.
- La máquina diseñada en el proyecto tiene un costo más bajo, que equivale a entre 17,93% y 60,6% con respecto a otras máquinas de su mismo tipo.

Caiza Gallo (2017) en su trabajo de titulado “Aplicación del diseño concurrente de una maquina briqueteadora”, llevado a cabo en Riobamba-Ecuador, buscó dar como solución a la gran cantidad de residuos orgánicos de tipo serrín y viruta que generan las industrias madereras, haciendo uso de la metodología integradora de la ingeniería concurrente para llevar a cabo el diseño de una maquina briqueteadora para dar valor agregado a los residuos de las plantas madereras.

El proyecto tuvo dentro de sus objetivos el establecimiento de los parámetros de diseño en base de calidad requeridos, la integración sistemática y simultánea de las partes del diseño de la máquina y el proceso, la modelación y simulación de los sistemas y subsistemas de los prototipos de la briqueteadora.

De este proyecto se observó:

- El análisis funcional y la generación de módulos utilizada para encontrar la mejor solución que satisfaga los requerimientos establecidos,
- El uso del método de criterios ponderados para tomar la mejor alternativa de diseño
- El diseño detallado de los distintos elementos que componen la máquina briqueteadora
- La simulación de los elementos críticos de la máquina

García Alama (2014) en su trabajo titulado “Planta piloto para la fabricación de briquetas de aserrín”. Realizo el diseño del proceso de fabricación de briquetas de aserrín , además se llevó a cabo la distribución de la planta piloto , según las necesidades y limitaciones de la empresa Maderera del Norte, para esto primero se realizó un análisis del área donde se implementará la planta piloto para conocer las condiciones bajo las cuales va trabajar la planta, se realizó distribución de las áreas en el terreno según la labor que se va a realizar , luego se especificó las condiciones ambientales y de seguridad que se deben tener presentes para el correcto funcionamiento de la maquinaria, el buen estado de la materia prima y producto terminado y por último se llevó a cabo la distribución de la maquinaria.

2.2 Marco Teórico

Diseño:

Según Budynas y Nisbett (2012):

“Diseñar es formular un plan para satisfacer una necesidad específica o resolver un problema particular. Si el plan resulta en la creación de algo físicamente real, entonces el producto debe ser funcional, seguro, confiable, competitivo, útil, que pueda fabricarse y comercializarse”. (p. 4)

Diseñar conlleva a una constante toma de decisiones que convierte el diseño en un proceso iterativo de síntesis y análisis, donde se busca la solución adecuada que cumpla con las distintas normas y estándares existentes.

Proceso de Diseño:

Se trata de una metodología con la cual se busca resolver problemas de manera universal. Consiste en una serie de pasos que en la mayoría de los casos puede ser repetitivos y son utilizados con el fin de crear un producto funcional.

Spotts (2000) describe el proceso de diseño en 6 pasos como se muestra en la Figura 1.

Reconocer la Necesidad. El proceso de diseño inicia con una necesidad, el reconocimiento de una necesidad es respuesta directa a una problemática que sufre una sociedad, o una vaga percepción de que algo está mal y hay que solucionarlo, es una de las partes más importantes del proceso porque es donde se formulan de manera cuidadosa los requerimientos u objetivos para satisfacer esa necesidad.

Figura 1*Proceso de diseño*

Nota. Adaptado de *Elementos de máquinas 7a. ed.* (p. 3), por Spotts & Shoup, 1999, PRENTICEHALL.

Crear un Diseño. Crear el diseño conlleva a tener esclarecida la necesidad para así poder plantear ideas de diseño que satisfagan la necesidad, en el mayor de los casos, tener mucha creatividad e ingenio a la hora de dar soluciones para el diseño.

Preparar un Modelo. Una vez ya creada la idea, resulta muy necesario para el diseño evaluarlo de forma experimental es muy difícil por motivos de costos y tiempos, pero para esto la ingeniería usan con frecuencia modelos más simplificados como ecuaciones matemáticas y físicas complejas, y en algunos casos se usan las herramientas computacionales de ingeniería (CAE) para la evaluación de esfuerzos y fallas de diseño. Con estos tipos de formulaciones y software podemos describir el comportamiento físico del prototipo.

Probar y Evaluar un Modelo. Una vez terminado el modelo preparado es necesario evaluar la idea aplicando valores a las ecuaciones matemáticas y físicas para la obtención de las dimensiones y parámetros del diseño y así ser más óptimo y eficientes, y para el mayor de los casos reducir costos a la hora de construir.

Mejorar el diseño. Una vez evaluado el modelo, el ingeniero debe tener una medida cuantitativa bajo la cual calificar si el diseño es exitoso o fracaso la idea, si la idea no cumple con la calificación de diseño exitoso, se debe abandonar la idea o guardarse para una mejora posterior, de esta manera el proceso se vuelve de carácter iterativo, en donde se prueba, modifica y mejoran las diferentes ideas antes de escoger un diseño final.

Comunicar el Diseño. Este es el punto final del proceso de un diseño y consiste en exponer de forma oral o escrita un informe técnico o proyecto la idea desarrollada y el diseño, con el fin de dar a conocerlo a aquellos que implementaran su uso.

Consideraciones de diseño:

Según Budynas & Keith Nisbett (2012) entre las consideraciones de diseño se deben tener en cuenta algunos factores que responden de forma directa a la hora de diseñar, Estas deben ser coherentes con las características legales de normas y estándares, ya que esto resulta clave para el buen funcionamiento del diseño; entre las consideraciones más importantes de diseño se encuentran:

- Funcionalidad
- Resistencia/Esfuerzo
- Distorsión/Deflexión/Rigidez
- Desgaste
- Corrosión
- Seguridad
- Confiabilidad
- Facilidad de manufactura
- Utilidad
- Costo
- Fricción
- Peso
- Vida
- Ruido
- Estilo
- Forma
- Tamaño
- Calidad

- Control
- Propiedades térmicas
- Superficie
- Lubricación
- Comercialización
- Mantenimiento
- Volumen
- Responsabilidad legal
- Capacidad de reciclado

Fallas a carga estática, teoría del esfuerzo cortante máximo

Debido a que gran parte de los materiales a usar en los elementos a diseñar en este trabajo de grado corresponden a materiales dúctiles, se usa la teoría de esfuerzo cortante máximo en la cual “la falla ocurre cuando el esfuerzo cortante máximo en una pieza excede el esfuerzo cortante por fluencia en una muestra sujeta a tensión” (Norton, 2011, p. 182).

Para el esfuerzo de tensión simple:

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

El esfuerzo cortante máximo ocurre a 45° de la superficie a tensión y tiene como magnitud:

$$\tau_{m\acute{a}x} = \frac{\sigma}{2}$$

Siendo así el esfuerzo cortante máximo en la fluencia:

$$\tau_{m\acute{a}x} = \frac{S_y}{2}$$

Por lo tanto

$$\tau_{max} = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2} \geq \frac{S_y}{2} \quad \text{o} \quad \sigma_1 - \sigma_3 \geq \frac{S_y}{2}$$

La resistencia a la fluencia en cortante está dada por

$$S_{Sy} = 0.5S_y$$

Para propósitos de diseño se puede incorporar el factor de seguridad n

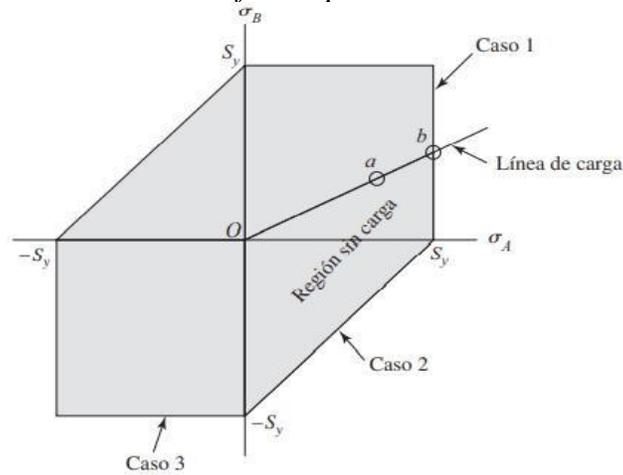
$$\tau_{max} = \frac{S_y}{2n} \quad \text{o} \quad \sigma_1 - \sigma_3 \geq \frac{S_y}{2n}$$

Teniendo en cuenta que, al evaluar los componentes en esfuerzos planos, algunos valores se restringen. Teniendo en cuenta la convención de que $\sigma_1 \geq \sigma_2 \geq \sigma_3$.

Las ecuaciones se modifican en 3 casos

- **Caso 1.** $\sigma_A \geq \sigma_B \geq 0$: $\sigma_1 = \sigma_A$ y $\sigma_3 = 0$ $\sigma_A \geq S_y$
- **Caso 2.** $\sigma_1 \geq 0 \geq \sigma_B$: $\sigma_1 = \sigma_A$ y $\sigma_3 = \sigma_B$ $\sigma_A - \sigma_B \geq S_y$
- **Caso 3.** $0 \geq \sigma_A \geq \sigma_B$: $\sigma_1 = 0$ y $\sigma_3 = \sigma_B$ $\sigma_B \geq -S_y$

Esto se puede ver representado gráficamente en la Figura 2.

Figura 2*Teoría del esfuerzo cortante máximo de esfuerzo plano*

Nota. Adaptado de *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley 9a. ed.* (p. 212), por Budynas & Nisbett, 2012, McGraw-Hill.

Elementos de Máquinas

Ejes y Flechas. Según Budynas & Keith Nisbett (2012) una flecha hace referencia a un elemento rotatorio, que suele ser de sección transversal circular, el cual es utilizado para la transmisión de potencia o movimiento, una flecha está conformada por el eje de rotación y los elementos sobre él, los cuales pueden ser, engranajes de cualquier tipo, poleas, volantes de inercia, catarinas, entre otros. Un eje por su parte es el elemento no giratorio el cual no transmite potencia, ni torsión y es utilizado para soportar las ruedas, poleas y demás elementos parecidos.

Algunas consideraciones a tener en cuenta al momento de diseñar un eje son

- Selección del material
- Configuración geométrica
- Esfuerzo y resistencia
- Deflexión y rigidez

- Vibración debida a la frecuencia natural

A la hora de diseñar un eje no es necesario evaluar los esfuerzos en todo el eje si no en sus puntos más críticos, como por ejemplo las ubicaciones en las superficies exteriores en donde están aplicadas cargas o presenten concentraciones de esfuerzo, donde posiblemente puedan presentar deflexión y torsión el eje.

Según Budynas & Keith Nisbett (2012) Los esfuerzos en los ejes pueden estar presentes en componente medios que conforman una flecha y un eje entre, los que más se destacan flexión, torsión y cargas axiales.

Para los análisis es conveniente combinar los diferentes tipos de esfuerzos en esfuerzos de Von Mises, alternantes y medios; en general las cargas axiales son componentes muy pequeñas que se desprecian ya que en estos puntos críticos dominan son los esfuerzos de torsión y flexión.

- Esfuerzo alternante:

$$\sigma_a = Kf \frac{32Ma}{\pi d^3}$$

- Esfuerzo medio:

$$\sigma_m = Kf \frac{32Mm}{\pi d^3}$$

- Cortante alternante:

$$\tau_a = Kfs \frac{16Ta}{\pi d^3}$$

- Cortante medio:

$$\tau_m = Kfs \frac{16Tm}{\pi d^3}$$

Los esfuerzos de Von mises para ejes giratorios, redondos y sólidos, despreciando las cargas axiales, están dados por:

$$\sigma'_a = (\sigma_a^2 + 3\tau_a^2)^{\frac{1}{2}} = \left[\left(\frac{32Kf Ma}{\pi d^3} \right)^2 + 3 \left(\frac{16Kfs Ta}{\pi d^3} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}}$$

$$\sigma'_m = (\sigma_m^2 + 3\tau_m^2)^{\frac{1}{2}} = \left[\left(\frac{32Kf Mm}{\pi d^3} \right)^2 + 3 \left(\frac{16Kfs Tm}{\pi d^3} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}}$$

Ecuación de diseño de ejes de la energía de distorsión de Goodman (ED-Goodman):

$$d = \left(\frac{16n}{\pi} \left\{ \frac{1}{S_e} [4(Kf Ma)^2 + 3(Kfs Ta)^2]^{\frac{1}{2}} + \frac{1}{S_{ut}} [4(Kf Mm)^2 + 3(Kfs Tm)^2]^{\frac{1}{2}} \right\} \right)^{\frac{1}{3}}$$

Donde:

n = factor de seguridad

S_e = limite a la fatiga

S_{ut} = resistencia ultima a la tension

Kf = factor de concentracion de esfuerzos por fatiga en flexion

Kfs = factor de concetracion de esfuerzos por fatiga en torsion

Ma = momento flexionante alternate

Mm = momento flexionante medio

Ta = par torsion alternante

Tm = par torsion medio

Selección de cojinetes de elementos rodantes

En el catálogo de rodamientos Grupo SKF (2019) definen los cojinetes de elementos rodantes o también llamados rodamientos, como elementos de máquinas que se encargan de soportar y guiar, elementos giratorios u oscilantes de las máquinas-- como lo pueden ser ejes, árboles o ruedas, además de transferir carga entre componentes, caracterizándose por su gran precisión, intercambiabilidad y baja fricción que permiten velocidades de giro elevadas, reducción del ruido, desgaste, calor y consumo de energía.

Para el proceso de selección de rodamientos, se utilizará de guía el catálogo de rodamientos de SKF, en donde se nombran una serie de criterios bajo los cuales se debe llevar a cabo la selección adecuada del rodamiento a utilizar, los criterios más importantes a tener en cuenta son:

Espacio disponible. Es importante tener en cuenta el espacio con el que se cuenta en la máquina para montar los rodamientos, ya que, si bien el diámetro del eje determina el diámetro de agujero del rodamiento, existe para el mismo diámetro de agujero distintos anchos y diámetros exteriores.

Cargas. Al seleccionar rodamientos es de gran importancia conocer los tipos de carga que este va a soportar, ya que, para las distintas cargas, sean radiales, axiales o combinadas, hay tipos de rodamientos que ofrecen mejores prestaciones según el tipo de carga.

Velocidad y fricción. Debido a que la temperatura de funcionamiento se determina mediante el calor que se genera de la fricción en el rodamiento, cada rodamiento dispone de una velocidad de funcionamiento limite la cual se debe tener en cuenta al momento de la selección para que el rodamiento pueda funcionar sin presentar problemas.

Desalineación. En ocasiones existe un error en la alineación de los apoyos del eje o una carga genera flexión en el eje y lo desalinea, para esto existen rodamientos autoalineables, alienables y rígidos, según la situación que se presente.

Selección del rodamiento en función de la vida útil

La vida útil de un rodamiento hace referencia a la cantidad de revoluciones que puede soportar el rodamiento antes de que aparezca el primer indicio de fatiga en el metal.

Vida nominal básica

La vida nominal básica de un rodamiento según la norma ISO 281 es:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p$$

Donde:

C = capacidad de carga dinámica básica

P = carga dinámica equivalente del rodamiento

p = exponente de la ecuación de vida ,

$p = 3$ para rodamiento de bolas

$p = \frac{10}{3}$ para rodamiento de rodillos

Carga dinámica equivalente

$$P = XF_r + YF_a$$

Donde:

F_r = Es la carga radial que se aplica sobre el rodamiento

F_a = Es la carga axial que se aplica sobre el rodamiento

X e Y= son valores adimensionales que varían para cada tipo de rodamiento.

Vida nominal ajustada

$$L_{10a} = a_1 a_{skf} L_{10}$$

Donde:

a_1 = factor de ajuste de vida útil para mayor confiabilidad

a_{skf} = factor de ajuste a la vida nominal que depende de las condiciones de lubricación, la relación de carga y carga límite de fatiga de rodamiento y un factor de nivel de contaminación.

Sujetadores

Un sujetador en el libro diseño de elementos de máquinas (Mott, 2006) define un sujetador como:

cualesquier objeto que se use para conectar o juntar dos o más componentes. En forma literal, se dispone de cientos de tipos de sujetadores y sus variaciones. Los más comunes son los roscados, a los cuales se les conoce con muchos nombres, entre ellos pernos, tornillos, tuercas, espárragos, pijas y prisioneros. (p. 712)

Rigidez del Sujetador.

Durante el proceso de diseño es común que surja la necesidad de unir dos o más piezas mediante una conexión que se pueda desensamblar sin necesidad de recurrir a métodos destructivos y que además pueda soportar las cargas externas de tensión, cargas de producidas por momentos o cargas de cortante, para esto los sujetadores roscados son una buena solución.

Para el cálculo de rigidez efectiva estimada para un perno o tornillo de cabeza en la zona de sujeción se tiene que:

$$K_b = \frac{A_d A_t E}{A_d l_t + A_t l_d}$$

Donde

A_t =Área de esfuerzos sometida a tensión =longitud de la parte roscada de agarre

A_d =área del diámetro mayor del sujetador

l_a =longitud de la parte sin rosca en agarre

E = módulo de elasticidad

Rigidez del elemento.

Consiste en conocer la rigidez de los elementos en la zona de sujeción, para conocer el comportamiento de la sujeción al momento de someterse cargas externas de tensión, es necesario conocer ambas rigideces de los elementos. Físicamente al ensamblar una pieza pueden haber dos o más elementos que serán sujetos por el perno, actuando como resorte de compresión en serie

$$\frac{1}{k_m} = \frac{1}{k_1} + \frac{1}{k_2} + \frac{1}{k_3} + \dots + \frac{1}{k_i}$$

Para el cálculo de rigidez individual se tiene que:

$$k = \frac{0.5774\pi Ed}{\ln \frac{(1.155t + D - d)(D + d)}{(1.155t + D + d)(D - d)}}$$

Uniones a tensión: carga externa

Cálculo de la carga resultante en los elementos conectados

$$F_m = P_m + F_i = (1 - C) - F_i$$

$F_i = \text{precarga}$

$P =$ carga externa de tensión

$P_b =$ parte de la fuerza tomada por el perno

$P_m =$ parte de la fuerza tomada por el elemento

$C =$ constante de sujeción

La constante de sujeción de la unión pernada se determina a partir de las rigideces del perno y

los elementos a unir según la siguiente expresión:

$$C = \frac{K_b}{K_b + k_m}$$

Engranajes

Los engranes en el libro Diseño del Elementos de Máquinas (Mott, 2006) están definidos como:

Ruedas dentadas cilíndricas que se usan para transmitir movimiento y potencia desde un eje giratorio hasta otro. Los dientes de un engrane conductor encajan con precisión en los espacios entre los dientes del engrane conducido, los dientes del impulsor empujan a los dientes del impulsado, lo cual constituye una fuerza perpendicular al radio del engrane. Con esto se transmite un par torsional, y como el engrane es giratorio también se transmite potencia. (p. 301)

Se usan con frecuencia distintos tipos de engranes entre los cuales se encuentran:

- Engranajes rectos.
- Engranajes helicoidales
- Engranajes cónicos

- Cremallera
- Tornillo sinfín y corona

Para el diseño de engranes se lleva a cabo el análisis de los dientes, para saber si resisten la falla por flexión y la falla por picadura de la superficie.

Primero se analiza el diente del engrane a flexión mediante la ecuación de Lewis:

$$W_b = \frac{SYFm}{n kf} \text{ para el sistema métrico}$$

$$W_b = \frac{SYF}{n Pkf} \text{ para el sistema inglés}$$

Dónde

S = resistencia del material del engrane

F = ancho de cara del engrane

Y = factor de forma de Lewis

n = factor de seguridad

m = módulo

P = paso diametral

Y luego a desgaste mediante la ecuación de Buckingham:

$$w_w = KFQd_p$$

Dónde:

K = factor de desgaste de Buckingham

F = ancho de cara del engrane

Q = factor adimensional

d_p = diámetro de paso del piñón

Para que el diseño sea correcto se debe cumplir que:

$$W_b \geq Wd \quad y \quad w_w \geq wd$$

Donde:

$$Wd = K_v * W_t \text{ , Carga dinamica}$$

k_v = factor dinamico

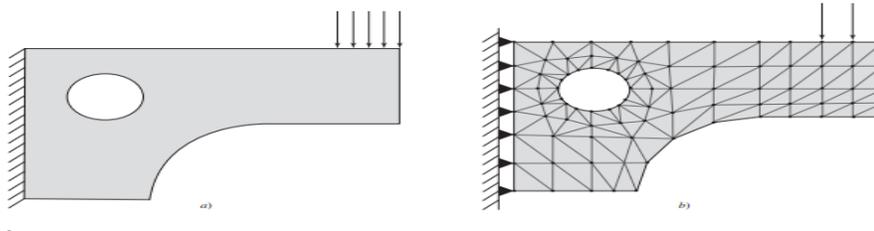
w_t = carga tangencial

Análisis de Elementos Finitos (FEA):

El análisis de elementos finitos es un método computarizado utilizado para predecir cómo reaccionará un producto ante las condiciones bajo las cuales las cuales trabaja, como lo pueden ser las fuerzas, la vibración, el calor, el flujo de fluidos y otros efectos físicos del mundo real (Análisis de elementos finitos, 2022).

Figura 3

Problema estructural



Nota. En la Figura a) se presenta un modelo idealizado de una estructura sometida a carga estática, seguidamente la Figura b) representa el modelo de elementos finitos. Adaptado de *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley 9a. ed.* (p. 932), por Budynas & Nisbett, 2012, McGraw-Hill.

2.3 Marco Conceptual

Briquetas. Las briquetas son un tipo de biomasa sólida, que se obtiene mediante un proceso de compactación o densificación, compuesta principalmente por materia orgánica que se

genera en las diversas actividades relacionadas con la agricultura, podas, industrias alimenticias, etc.

Biomasa. “Biomasa es la materia orgánica originada en un proceso biológico, espontáneo o provocado, utilizable como fuente de energía renovable, entendiendo como tal que, por lo menos, se consume a un ritmo inferior o igual al que se produce” (Sebastián Nogués et al, 2010).

Carbón Mineral. La norma ASTM D121-15 define:

“es una roca sedimentaria combustible marrón a negra (en el sentido geológico) compuesta principalmente de restos de plantas consolidadas y alteradas químicamente. Se cree que las condiciones requeridas para la formación del carbón incluyen la acumulación de restos de plantas y su descomposición parcial en condiciones húmedas, seguidas de enterramiento sedimentario y sujeción a aumento de presión y temperatura de acuerdo con la historia geológica de la veta. Los carbones exhiben una amplia gama de propiedades como resultado de las diferencias en los tipos y cantidades relativas de diferentes materiales vegetales y materia mineral entremezclada, la cantidad de alteración de los restos vegetales logrados antes del entierro, y especialmente el grado de alteración física y química después del entierro.” (ASTM, 2018, p. 3)

Biomasa de palma de aceite. Consiste en los residuos obtenidos durante el proceso de producción del aceite de palma (racimos de fruta seca, fibra de mesocarpio, cuesco de palma y torta de palmiste), caracterizado por estar “compuesta de celulosa, hemicelulosa, lignina y ceniza” (Kheang, 2016)

Máquina. “Combinación de cuerpos resistentes de tal manera que, por medio de ellos, las fuerzas mecánicas de la naturaleza se pueden encauzar para realizar un trabajo acompañado de movimientos determinados” (Shigley & Uicker, JR., 1988, p. 5)

Reducción Granulométrica. Consiste en la homogenización y reducción del tamaño de la biomasa, de esta manera se simplifica y hace más económico su transporte y almacenaje. En este proceso se utilizan sistemas de pretriturado, triturado, astillado, molienda, cribado, tamizado y disgregación. (*Reducción de la granulometría. Pretratamiento. - Todosbiomasa.com, s. f.*)

Pretrituradoras. Las pretrituradoras son máquinas de mecanismo robusto y resistente, constituidas por uno o dos tornillos lentos (menos de 100 vueltas/min), equipados con dientes fijos que rompen el material por rotura por presión en fragmentos grandes. (*Reducción de la granulometría. Pretratamiento. - Todosbiomasa.com, s. f.*)

Trituradoras. Las trituradoras están diseñadas para reducir el tamaño de los materiales por golpeo de piezas metálicas (martillos o dientes), montados generalmente en la periferia de un cilindro giratorio que funciona a gran velocidad (más de 500 vueltas/min). Son máquinas voluminosas de gran potencia y suelen permanecer en un sitio fijo, como pueden ser las industrias de procesado y transformación. El material resultante obtenido con las trituradoras presenta un aspecto desfibrado, con menor densidad comparado con los elementos obtenidos con las astilladoras. (*Reducción de la granulometría. Pretratamiento. - Todosbiomasa.com, s. f.*)

Secado. Procedimiento mediante el cual se disminuye la humedad de un material, el secado puede ser natural en donde el material pierde su humedad hacia el ambiente que lo rodea o forzado en donde se le suministra energía de manera externa en forma de calor con el fin de reducir su humedad.

Cribado y Tamizado. “Consisten en la separación y clasificación del material en función de la granulometría. La diferencia radica en las dimensiones del material obtenido.” (*Reducción de la granulometría. Pretratamiento. - Todosbiomasa.com, s. f.*)

Densificación. “consiste en el proceso de compactar materia prima con el fin de obtener una mayordensidad” (Sebastián Nogués et al., 2010)

2.4 Marco Legal

Las bases legales que a continuación se presentaran en este trabajo de grado, están fundamentadas bajo la constitución política de Colombia, los reglamentos de la Universidad Francisco de Paula Santander, normas y estándares de calidad nacionales e internacionales.

A Nivel regional

Universidad Francisco de Paula Santander. Artículo 126 inciso b del acuerdo 065 de 1996, establece que uno de los requisitos para obtener el título profesional es haber elaborado y sustentado un proyecto de grado cuando el plan de estudio lo exija como requisito o haber desarrollado algunos de los componentes trabajo de grado establecidos en el presente Estatuto.

A nivel internacional

ASTM a 53 /a 53 m-20. Norma Americana de Ensayo de Materiales, encargada de dar los parámetros para la selección del material y el diseño enfocada en estructuras metálicas. En este caso tuberías de acero sin costura y soldadas negras y galvanizadas por inmersión en caliente en NPS 1/8 a NPS 26. Según esta especificación está diseñada para aplicaciones mecánicas y de presión y también es aceptable para usos ordinarios en líneas de vapor, agua, gas y aire. Es apto para soldar la cual se tendrá en cuenta para la estructura de la maquina briqueteadora. (ASTM,18)

Norma ASTM A 66-01. Norma americana de ensayos de materiales la cual es la encargada de dar especificaciones, como tolerancias, deformaciones y elongaciones y garantías para la fabricación de aceros y algunos materiales. (ASTM,2020)

A Nivel Nacional

El instituto colombiano de normas técnicas y certificación, entidad encargada de la regulación de aspectos de calidad en prestación de servicios y productos en el país (INCONTEC).

NTC 2506. Esta norma describe los métodos de protección, donde posiblemente puedan ocurrir accidentes o riesgos en maquinarias, donde indica los criterios que se deben tener en cuenta para el diseño, construcción y aplicación de las mismas

NTC OHSAS 18001. La norma establece la seguridad y salud en áreas de trabajo o herramienta de trabajo, y es compatible con ISO 9001 e ISO 14001 encargada de reducir riesgos tanto en empleados, clientes y el público.

NTC 2632: Esta norma establece los parámetros para la selección correcta de los electrodos de aceros al carbono (sólidos, compuestos trenzados y compuestos con núcleo metálico) y varillas (solidas) para soldar con los diferentes procedimientos que existen (GMAW), (GTAW) y (PAW).

NTC 1140. Esta norma fija las características y medidas de los engranajes cilíndricos, con dentado recto o helicoidal.

NTC 856: La siguiente norma establece los parámetros para valores de módulos y pasos diametrales para engranes rectos y espirales, especialmente para ingeniería pesada o procesos industriales.

NTC 4965. La siguiente norma reglamenta los requisitos químicos y mecánicos para 8 grados de tuercas de acero al carbono y en aceros aleados, para usos estructurales y mecanismos con pernos de sujeción.

NTC 2060. Para la fabricación de briquetas en el país INCONTEC implementa la norma técnica colombiana (NTC) numero 2060. NTC 2060 “briquetas combustibles para el uso doméstico” en donde se da definición del concepto de briquetas, se dan condiciones generales que deben cumplir y una serie de requisitos a tener en cuenta para su uso; anexo a eso la norma muestra los ensayos a los que debe someterse la briqueta y otras normas con las que realizar de manera adecuada los ensayos:

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

3. Diseño Metodológico

Azuerro (2019) indica que el marco metodológico se define como el conjunto de pasos a seguir con el fin de describir y analizar un problema exhaustivamente, a través de técnicas de observación y recolección de datos, en otras palabras, el marco metodológico es el “como” se va a realizar el estudio.

3.1 Tipo de Investigación

La metodología que se siguió en la realización del presente proyecto está fundamentada en el diseño y la modelación, aplicando una investigación de tipo Cuantitativo, Descriptivo y longitudinal.

Según Sampieri et al. (2014) la investigación de tipo cuantitativa es aquella en la que la hipótesis es comprobada haciendo uso de datos basados en la medición numérica y el análisis estadístico. La investigación cuantitativa posee un carácter secuencial y probatorio, con un proceso predecible y estructurado.

El carácter de la investigación es de tipo descriptiva, ya que esta busca mediante el uso de estrategias de medición, recolección y evaluación de datos, especificar las propiedades, características, procesos, objetos u otro fenómeno que se someta a análisis.

Para la realización de este trabajo de grado se desarrollarlo bajo el enfoque de investigación profunda descriptiva, ya que lo que se pretende hacer es diseñar todos los componentes mecánicos que conforman la máquina, realizándolos en los software tipo (CAE), resulta muy necesario para el diseño evaluarlo de forma experimental, para esto se acude a los modelos más simplificados como ecuaciones matemáticas y físicas complejas, para obtener la evaluación de esfuerzo y fallas de diseño, y así obtener el diseño más adecuado.

De acuerdo al estatuto estudiantil de la UFPS, sede Cúcuta, trabajo de grado corresponde a la modalidad de Sistematización de Conocimientos.

3.2 Fuentes de Información

Fuentes de información primaria

- Libros de diseño mecánico
- Revistas e informes de investigación
- Tesis de grado, post grado y doctorales
- Catálogos de elementos mecánicos

3.3 Etapas del Trabajo de Grado

Los pasos seguidos para dar cumplimiento a los objetivos planteados son:

- Describir el proceso de producción de briquetas
 - Lectura del estado del arte
 - Redacción de los procesos de producción de briquetas
- Distribución de la planta de producción de briquetas
 - Lectura del estado del arte
 - Describir los tipos de distribución de planta
 - Seleccionar el tipo de distribución adecuado
 - Elaboración de plano de distribución de la planta
- Realizar el diseño conceptual y evaluar las alternativas de diseño de máquina briquetadora
 - Definir el funcionamiento de la máquina
 - Definir los parámetros de diseño

- Definir los subsistemas que componen la máquina
- Evaluar los subsistemas que componen la máquina mediante el uso de una matriz pugh
- Realizar el diseño de la máquina briqueteadora
 - Elaboración de los cálculos de los sistemas de transmisión de potencia
 - Elaboración de los cálculos del sistema de alimentación
 - Elaboración de los cálculos del sistema de compactación
 - Elaboración de los cálculos del sistema de extracción
 - Elaboración de los cálculos para el sistema estructural
- Realizar el modelamiento de la máquina en software y simulación de elementos finitos de los elementos críticos de la briqueteadora.
 - Elaboración de planos y modelado en software
 - Determinar los elementos críticos de la máquina
 - simulación por elementos finitos en software de los elementos críticos de la máquina

4. Desarrollo del Trabajo

4.1 Proceso de fabricación de briquetas

Para la producción de briquetas es necesario llevar a cabo una serie de pretratamientos con los cuales se deshace las limitaciones que lleva el uso de biomasa como materia prima, tales como, la humedad elevada, tamaño y granulometría variable.

Primera etapa: Almacenamiento de materia prima

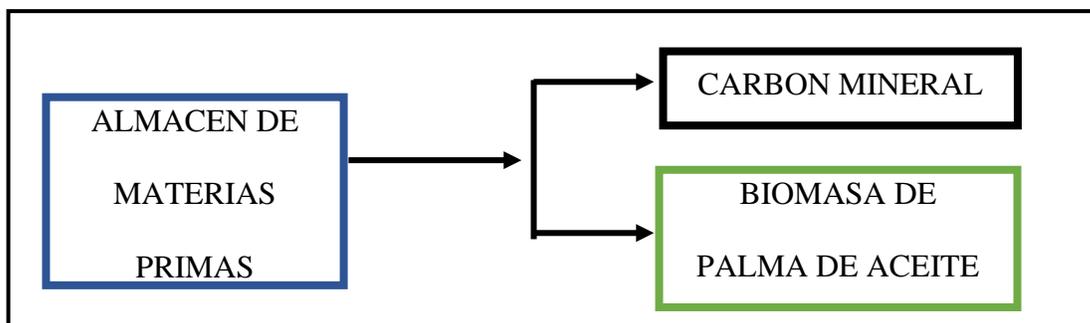
El proceso de producción comienza con el almacenamiento de las materias primas a usar (carbón mineral y biomasa de palma de aceite), para esto se hace necesario adecuar un área que posea las dimensiones y las condiciones requeridas para mantener la materia prima en buen estado para ser utilizada posteriormente.

Para esta etapa del proceso se asignó un área de 8,25m de ancho por 8m de largo, en la cual se dispondrá el carbón y la biomasa, por lo tanto, debe tener una separación con el fin de que no se mezclen. Además de poseer una cubierta con el fin de evitar deterioro o cambio en las características de la materia prima, la línea de flujo de la etapa de almacenamiento de materia prima se muestra en la Figura 4.

Figura 4

Esquema del proceso de almacenamiento

Segunda etapa, reducción granulométrica



La reducción granulométrica hace referencia a todos los procesos de ruptura que se le realiza la materia prima hasta su conversión final, dando como resultado un tamaño, forma y densidad aparente de las partículas de la materia menor. Según el tamaño del producto obtenido se pueden diferenciar tres pasos de reducción granulométrica, como lo son troceado(250-50mm),astillado(50-8mm) y molienda(<8mm). (Nogués et al., 2010).

En el caso de este trabajo de grado se trabaja con dos materias primas las cuales se deben llevar a una granulometría lo más uniforme posible. Según los requerimientos granulométricos para briquetas el tamaño de las partículas debe ser menor a 10 mm, como se muestra en la Figura 5.

Figura 5

Requerimientos granulométricos para combustibles densificados biomásicos

<i>Tecnología</i>		<i>Recurso</i>	<i>Tamaño partícula (mm)</i>	<i>Referencia</i>
Combustibles densificados	Pélet	Diversos	< 5	Ortiz et ál., 2004
		Diversos	< 3,2	Naimi et ál., 2006
	Cubos	Diversos	< 25-75	Naimi et ál., 2006
	Briquetas	Diversos	< 5-10	Ortiz et ál., 2004
		Diversos	< 6-8	Naimi et ál., 2006

Nota. Adaptado de *Energía de la biomasa (volumen 1)* (p.248), por Nogués et al., 2010, Prensas Universitarias de Zaragoza.

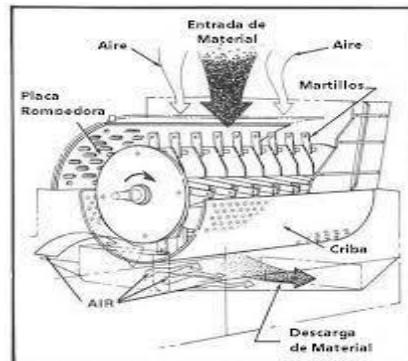
Para la reducción granulométrica se debe llevar a cabo un proceso de molienda. Los principales equipos con los que se realiza esta labor son molinos de martillos, molinos de cuchillas y molinos de bolas.

Molino de martillos. Consiste en un equipo rotativo en el cual sobre el eje van unidos martillos, los cuales son barras metálicas que cumplen la función de hacer la

rotura del material con el impacto de este con los martillos, como se muestra en la Figura 6 y que son descritos a continuación.

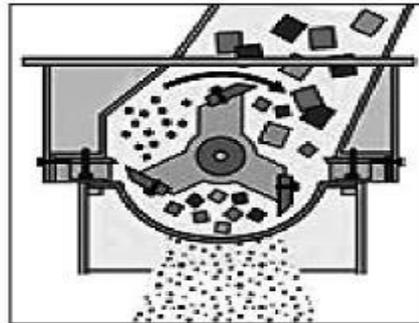
Figura 6

Molino de martillos



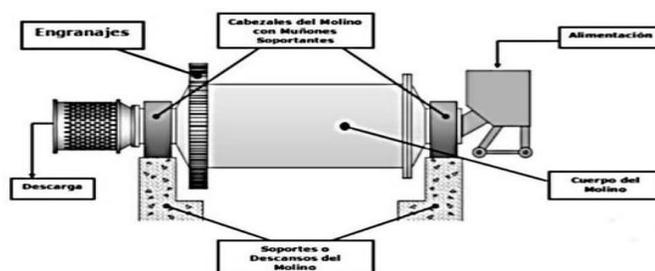
Nota. Adaptado de (*Diseño de Molinos de Martillos. Parte 1: Conceptos Básicos*, s. f.) *Diseño de Molinos de Martillos. Parte 1: Conceptos Básicos*. (s. f.). Gob.ve. Recuperado 26 de noviembre de 2022, de <http://www.fii.gob.ve/?p=4991>

Molino de cuchillas: consiste en un eje con cuchillas que efectúan la acción de corte dentro de la cámara de molienda consiguiendo de esta manera disminuir la granulometría del material, como se muestra en la Figura 7.

Figura 7*Molino de cuchillas*

Nota. Adaptado de *Energía de la biomasa (volumen 1)* (p.248), por Nogués et al., 2010, Prensas Universitarias de Zaragoza.

Molino de bolas: su funcionamiento se basa en la presión, percusión y fricción de los materiales mediante cuerpos molidores esféricos. Este tipo de máquina se caracteriza por tener relativamente poco desgaste y una renovación de los cuerpos molidores sencilla, como se muestra en la Figura 8.

Figura 8*Molino de bolas*

Nota. Adaptado de *Incidencia de la velocidad de rotación en la eficiencia de molienda SAG*(p.6), por Alvares y Sánchez,2021, UNIVERSIDAD DEL AZUAY.

Para la etapa de reducción granulométrica se designó un área de 8,5m por 5m, en donde la materia prima dispuesta en el almacén es puesta sobre las bandas transportadoras por operarios con el fin de alimentar las dos máquinas necesarias para esta etapa. Para la biomasa se debe hacer uso de un molino de cuchillas el cual es el indicado debido a su capacidad de procesar materiales fibrosos como lo es el raquis de palma, además de ser utilizados comúnmente con otras biomásas como la fibra de coco. Para el carbón mineral se debe hacer uso de un molino de martillos ya que brinda un tamaño final del carbón el cual es conveniente para la fabricación de las briquetas, además de permitir un proceso de triturado continuo a comparación del molino de bolas el cual con su funcionamiento en seco requiere una parada del proceso para descargar el material procesado y en su funcionamiento húmedo requeriría un proceso extra de secado del carbón. Las características de las maquinas se presenta en la siguiente Tabla 1

Tabla 1

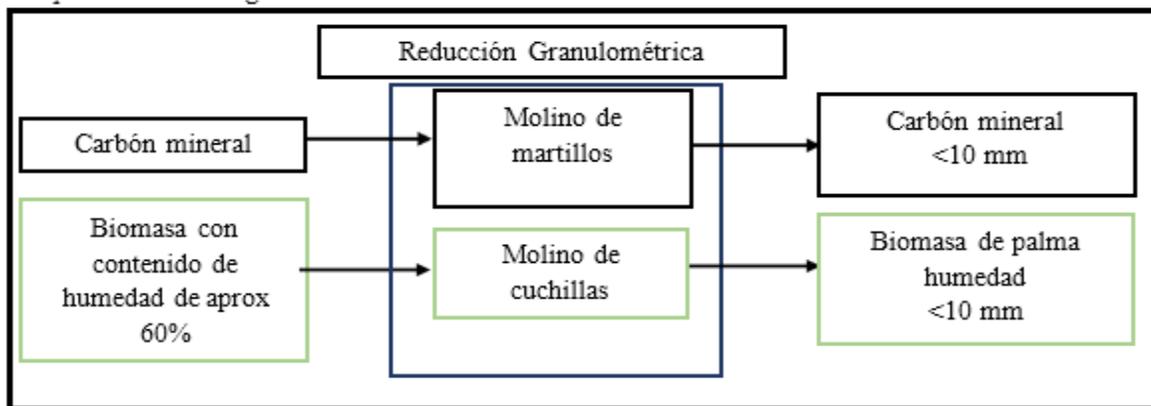
Características técnicas de las máquinas para el proceso de reducción granulométrica

MAQUINA	CUCHILLAS	MARTILLOS
Capacidad	3-5 Ton/hora	4 ton/hora
Potencia	45KW	7 KW
Tamaño máximo de alimentación	200mm	100mm
Tamaño máximo de salida	10mm	10mm

Una vez terminado los respectivos procesos de molienda, la materia prima se deposita en bandas transportadoras las cuales avanzan hacia el siguiente proceso, en la Figura 9 se representa la línea de flujo de la etapa dos.

Figura 9

Etapa de reducción granulométrica.



Tercera Etapa, reducción de humedad

Debido a que los recursos biomásicos se caracterizan por poseer cantidades importantes de humedad, se hace necesaria una etapa de secado que reduzca la cantidad de humedad, con el fin de facilitar las operaciones de reducción granulométrica, densificación y la posterior combustión de la materia prima.

Según Nogués et al. (2010) para usar la biomasa como combustible, es conveniente que posea un contenido de humedad entre el 10% a 20%.

Para el secado se puede recurrir a dos sistemas los cuales son el secado natural y el secado forzado.

Secado natural. El secado natural consiste en aprovechar las condiciones ambientales y a procesos naturales como el fenómeno de la termogénesis para disminuir el contenido de humedad de la biomasa, con este método se hace un ahorro significativo en términos de consumo energético. Si bien el secado natural representa una buena alternativa a bajo costo para el secado, posee una serie de inconvenientes que dependiendo de las necesidades puede hacer no viable el uso de este sistema, principalmente el secado natural tiene un límite de secado, por lo cual no siempre es posible alcanzar la humedad final prevista, bien sea por las condiciones climáticas del lugar o por el tiempo necesario para obtener dicha humedad. Otra limitante es la necesidad de espacio, ya que el secado se lleva a cabo mediante la realización de pilas de material, la ocupación de área en la planta suele ser significativa. Además de lo mencionado anteriormente se presenta un riesgo para la salud de los trabajadores al estar expuestos constantemente a la inhalación de esporas que son producto de la actividad biológica existente en el recurso biomásicos almacenado. Ver Figura 10.

Figura 10

Secado natural de biomasa



Nota. Adaptado de (*Biomasa - BÜTTNER DE SECADO & ENERGÉTICAS, s. f.*) *Biomasa - BÜTTNER DE SECADO & ENERGÉTICAS. (s. f.)*. Buettner-energy-dryer.com. Recuperado 26 de noviembre de 2022, de <https://www.buettner->

energy-dryer.com/es/tecnologia-de-secado-aplicaciones/tecnologia-de-secado-biomasa/

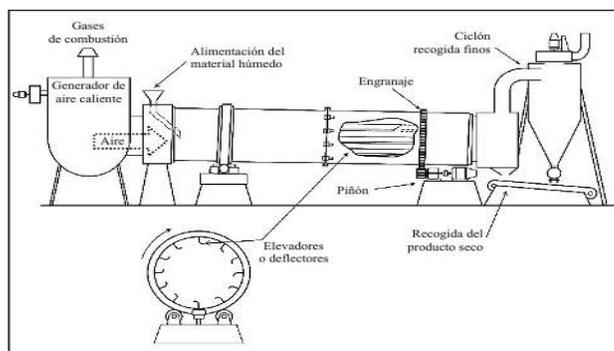
Secado forzado. El secado forzado consiste en la utilización de equipos ya sean que empleen combustible o que utilicen paneles solares, con el fin de generar un agente secante que permite disminuir la cantidad de humedad presente en la biomasa. Los equipos utilizados para el secado forzado se pueden clasificar según la transferencia de calor que se efectúa entre el sólido a secar y el agente secante.

En los secadores directos la transferencia de calor se lleva a cabo mediante el contacto directo entre el agente secante y el material.

En los secadores indirectos la transferencia de calor se lleva a cabo de manera indirecta como lo puede ser la conducción a través de una placa metálica calentada.

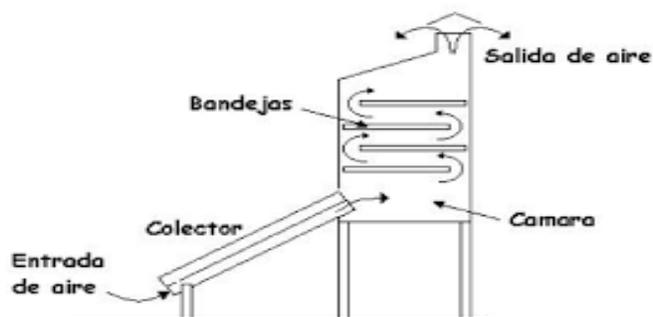
Según (Nogués et al., 2010) los secadores más comúnmente utilizados para biomasa son los de contacto directo, dentro de los cuales destacan, los secadores rotatorios y los secadores solares.

Secadores directo de tipo rotatorio. Los secadores directos de tipo rotatorio están compuestos por una cámara cilíndrica la cual se encuentra ubicada con un ángulo de inclinación hacia la dirección de salida, al girar la carcasa los deflectores del interior levantan el material y lo dejan caer en forma de cortina de agua, permitiendo el secado mediante el aire caliente que entra en la cámara, como se muestra en la Figura 11.

Figura 11*Secador directo rotatorio*

Nota. Adaptado de *Energía de la biomasa (volumen 1)* (p.224), por Nogués et al., 2010, Prensas Universitarias de Zaragoza.

Secadores de tipo solar. En este tipo de secador se utiliza la radiación solar para calentar el aire el cual luego por convección natural o forzada, recorre la cámara de secado en el que se aloja el material, como se muestra en la Figura 12.

Figura 12*Secador de tipo solar*

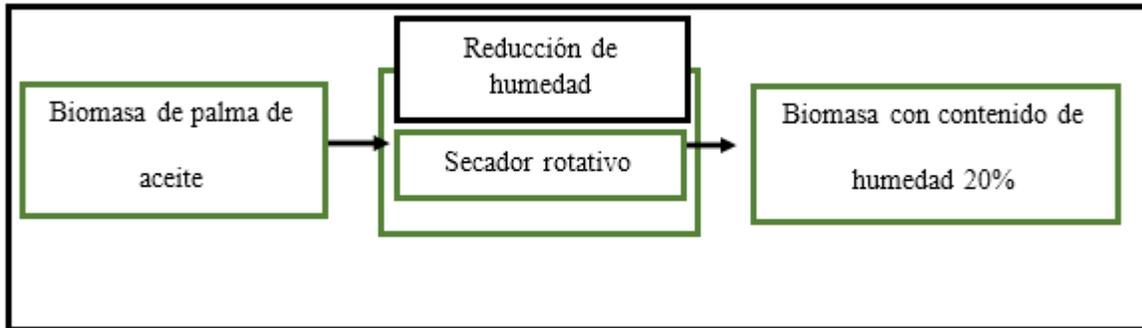
Nota. Adaptado de *diseño de un secador solar de residuos orgánicos alimentarios como pasoprevio del proceso de combustión* (p,17), por Cañón Acosta, 2015, Universidad Distrital Francisco José de Caldas.

Esta etapa solo se aplicará a la biomasa, ya que esta cuenta con una humedad elevada a diferencia del carbón mineral. El área asignada para este proceso es de 20m x 5m, donde estará ubicado el secador rotativo a usar en el proceso, esta máquina es comúnmente utilizada en el secado de biomasa y minerales con altos contenidos de humedad en menor tiempo que los demás tipos de secado, permitiendo así una mayor capacidad de producción. La biomasa procedente del proceso de reducción granulométrica será alimentada en la tolva del secador haciendo uso de bandas transportadoras, una vez terminado el proceso de secado se recibirá el material con una humedad menor al 20% en bandas transportadoras que se dirigen al silo de almacenamiento. Las características del secador rotativo se pueden ver en la Tabla 2, y posteriormente se muestra la etapa de secado en la Figura 13.

Tabla 2

Características técnicas de la máquina para el proceso de secado

SECADOR ROTATIVO	
Diámetro del cilindro	1,8m
Longitud total	18m
Potencia del motor	22kW
Velocidad de rotación	2-4 r/min
Tipo de combustible para el quemador	Gas
Consumo de combustible	100cbm/hora
Humedad de entrada del material	60%
Humedad de salida del material	15%

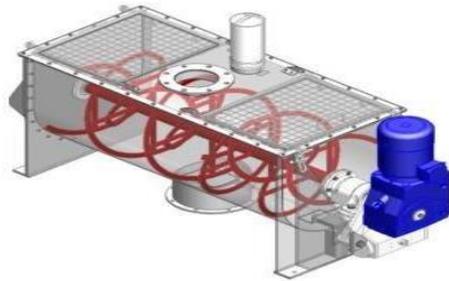
Figura 13*Etapa de secado****Cuarta etapa, Mezclado***

Una vez terminado el proceso de reducción granulométrica y reducción de humedad se debe llevar a cabo la mezcla de la biomasa de palma de aceite y el carbón mineral, además de agregar un aglutinante con el fin de ayudar a la adhesión y unificación de las briquetas. Para esta etapa se hace necesario el uso de una mezcladora de sólidos.

Las mezcladoras de sólidos son máquinas cuyo propósito es procesar y homogeneizar productos de diferente densidad y tamaño en tiempo muy reducido. Existen diversos tipos de mezcladoras dentro de las cuales destacan:

Mezcladora de bandas

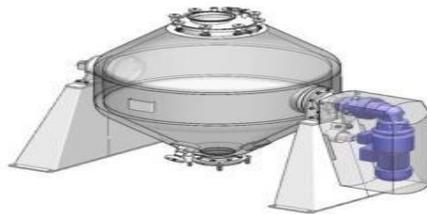
Es un tipo de mezcladora que dispone de un espiral de mezclado horizontal, el cual gira a una velocidad moderada y genera flujos inversos de los materiales dentro de la cámara de mezcla. Adecuado para lotes de gran tamaño de productos de morfología y densidad similar, como se muestra en la Figura 14.

Figura 14*Mezcladora de bandas*

Nota. Adaptado de *Mezclador de Bandas Horizontal para Sólidos y Polvos.* (2020, agosto 31). Bachiller. <https://bachiller.com/es/mezclador-horizontal-de-bandas/>

Mezclador de doble cono (Bicono)

Este tipo de mezclador cuenta con un tambor rotativo bicónico que gira a baja velocidad, haciendo deslizar suavemente el producto por sus paredes lisas interiores, produciéndose una mezcla no forzada de los materiales. Este tipo de mezclador es indicado para materiales con morfología frágil, como se muestra en la Figura 15 a continuación.

Figura 15*Mezcladora de doble cono*

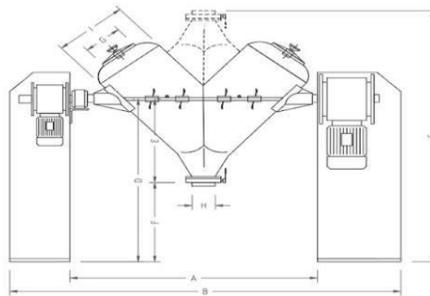
Nota. Adaptado de *Mezclador de Doble Cono para sólidos y polvos - Bicono.* (2018, septiembre 19). Bachiller. <https://bachiller.com/es/mezclador-doble-cono-tambor-rotativo/>

Mezcladora en V

El sistema está construido por dos cilindros unidos entre sí formando un ángulo de aproximadamente 80°, posee una boca superior de admisión y acceso, además de una válvula inferior de escape tipo mariposa con acción neumática si se requiere, como se muestra en la Figura 16 a continuación.

Figura 16

Mezcladora en V



Nota. Adaptado de *Mezclador V - Mezcladores de Sólidos.* (2021, febrero 23). Iprocomsa. <https://www.iprocomsa.com/mezclador-v-mezcladores-de-solidos>

Para el proceso de mezclado es adecuado el uso de una mezcladora de bandas debido a su capacidad de mezclar materias primas incluyendo líquidos, lo cual es necesario debido a la adición del aglutinante a la mezcla, además de su corto tiempo de mezclado.

El área destinada para este proceso es de 3,25 x 20m en los cuales estarán ubicados dos silos (uno para cada material) que se encargarán de almacenar el material procedente del proceso de secado de la biomasa y de molienda del carbón. A su vez

dichos silos descargarán la cantidad necesaria de cada material para realizar la mezcla en bandas transportadoras las cuales se encargan de alimentar la máquina mezcladora. Los requerimientos principales de la máquina mezcladora se observan en la Tabla 3, y posteriormente en la Figura 17 la etapa de secado.

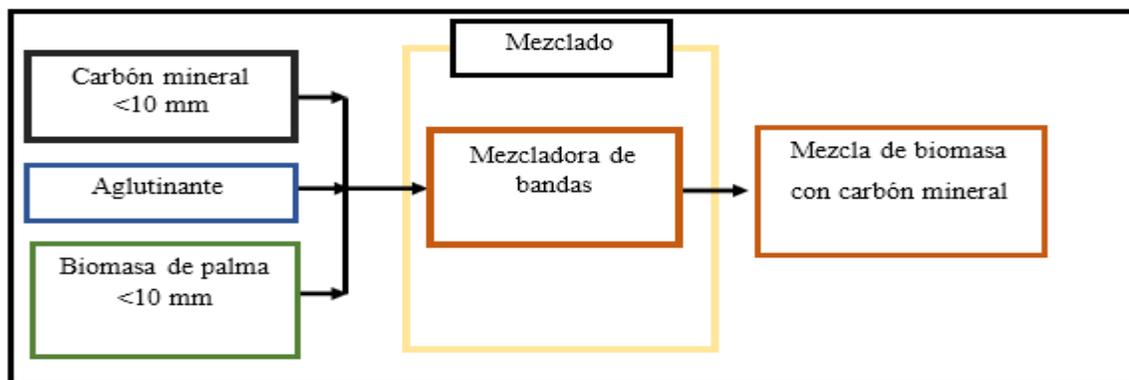
Tabla 3

Características técnicas de la máquina para el proceso de Mezclado

Mezcladora de bandas horizontal	
Volumen geométrico	2515 litros
Volumen útil	2000 litros
Potencia	15KW

Figura 17

Etapa de Mezclado



Quinta etapa, Briquetado.

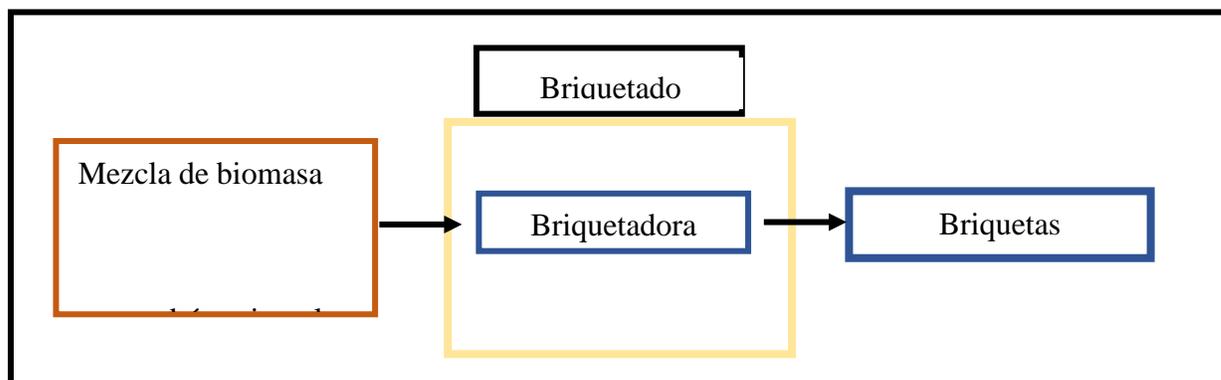
Posterior al proceso de mezclado es momento de compactar la mezcla, para dar, así como resultado productos homogéneos de alta densidad y baja humedad para ser usados como combustibles. “En este proceso se lleva a cabo la compresión mecánica de

la mezcla generandoun incremento térmico de entre 100 a 150°C, produciéndose un reblandecimiento de la lignita contenida en la biomasa con la consiguiente auto aglomeración del material” (Nogués et al., 2010, p. 286).

Los equipos de briquetado por lo general constan de una serie de elementos como lo son las tolvas, sistemas de dosificación, cámara de compactación, un canal de enfriado y sistemas decorte dependiendo de su funcionamiento. En la actualidad se destacan cuatro tipos de máquinas briquetadoras en el mercado, las Briquetadoras por extrusión o tornillo, las hidráulicas, de pistón por impacto y las de rodillo, como se muestra en la Figura 18.

Figura 18

Etapa de briquetado



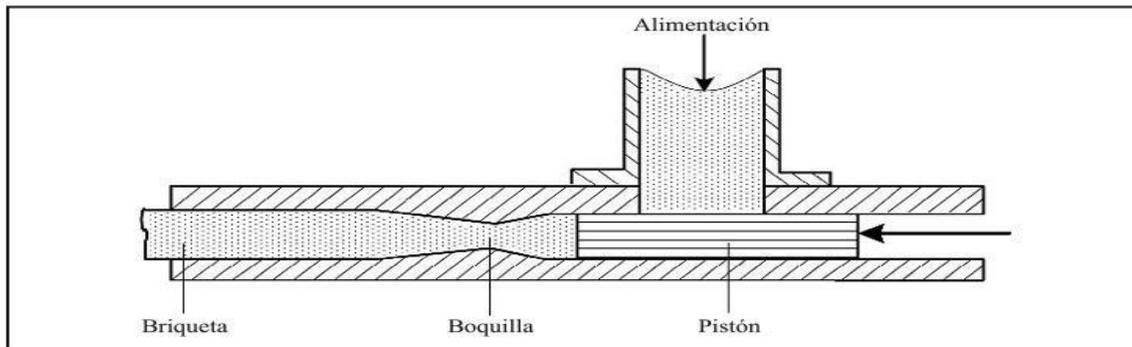
Briquetadora de pistón o impacto

Consiste en un pistón que se mueve de forma alternativa gracias al uso de uno o dos volantes de inercia accionados por un motor eléctrico, durante el retroceso el material

entra a la cámara de compactación y durante el avance del pistón se comprime y produce una compactación discontinua, como se muestra en la Figura 19.

Figura 19

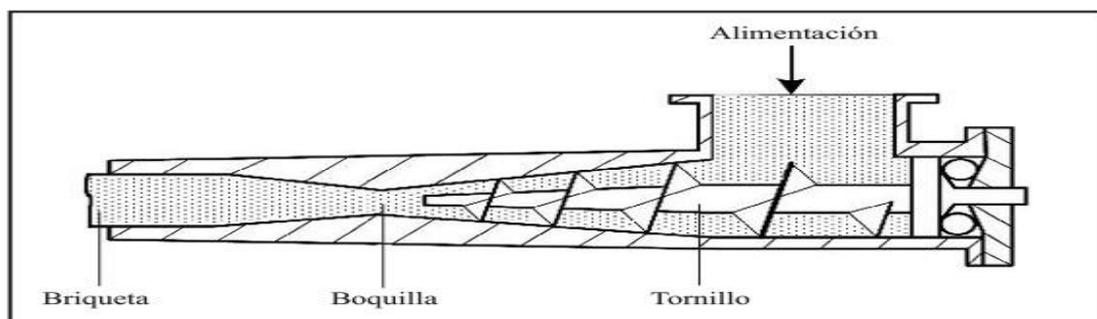
Briquetadora de pistón



Nota. Adaptado de *Energía de la biomasa (volumen 1)* (p.288), por Nogués et al., 2010, Prensas Universitarias de Zaragoza

Briquetadora de tornillo

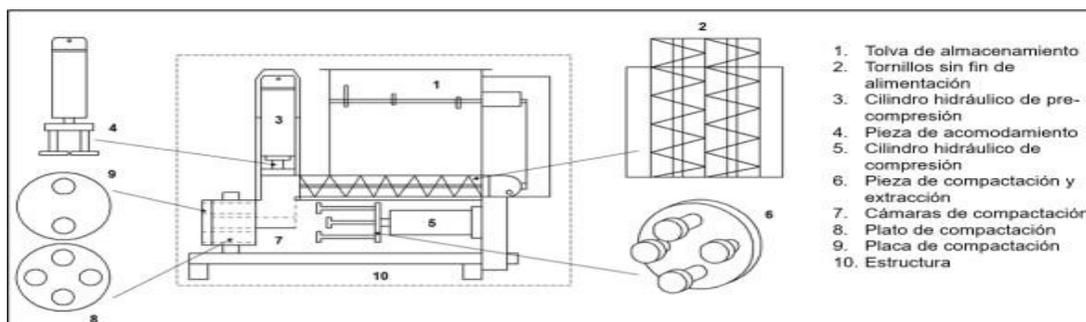
Este tipo de máquina utiliza un tornillo sin fin el cual a velocidad variable concentra el producto en una cámara cuyo volumen disminuye gradualmente y que termina en la boquilla de salida por donde se obtiene las briquetas de tipo continuo, como se muestra en la Figura 20.

Figura 20*Briquetadora de tornillo*

Nota. Adaptado de *Energía de la biomasa (volumen 1)* (p.288), por Nogués et al., 2010, Prensas Universitarias de Zaragoza

Briquetadoras hidráulicas

Consiste en la compresión secuencial haciendo uso de pistones hidráulicamente accionados. Por lo general, el primer pistón se encarga de situar el material en la cámara de compactación y posteriormente se lleva el briquetado aplicado presión en dirección hacia la boquilla, obteniendo de esta forma las briquetas, como se muestra en la Figura 21.

Figura 21*Briquetadora hidráulica*

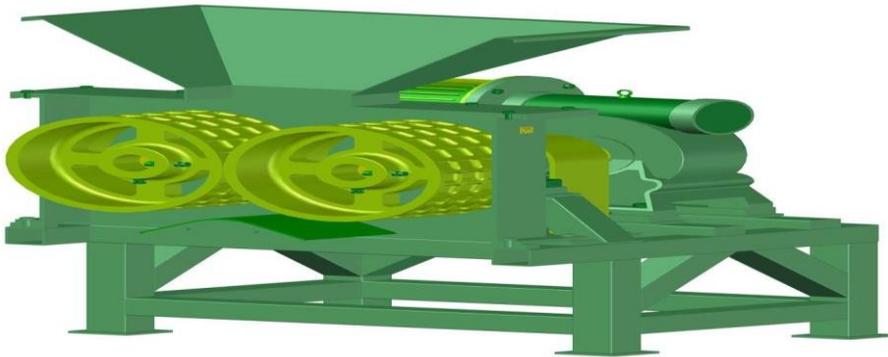
Nota. Adaptado de *Diseño de una máquina para la fabricación de briquetas de posos de café*(p.47), por Cruz & Vargas, 2020., Fundación Universitaria de América.

Briquetadoras de rodillos

Una briquetadora de rodillos consiste en la compactación del material haciendo uso de rodillos los cuales giran en sentido opuesto y a la misma velocidad periférica, los rodillos asu vez tienen en su superficie cavidades las cuales se encargan de dar forma a la briqueta, como se muestra en la Figura 22.

Figura 22

Briquetadora de rodillos



Nota. Adaptado *Briquetadora*. Por Kresisch, s. f., *Libroptica.com*. Recuperado 26 de noviembre de 2022, de <https://www.libroptica.com/Briquetadora.html>

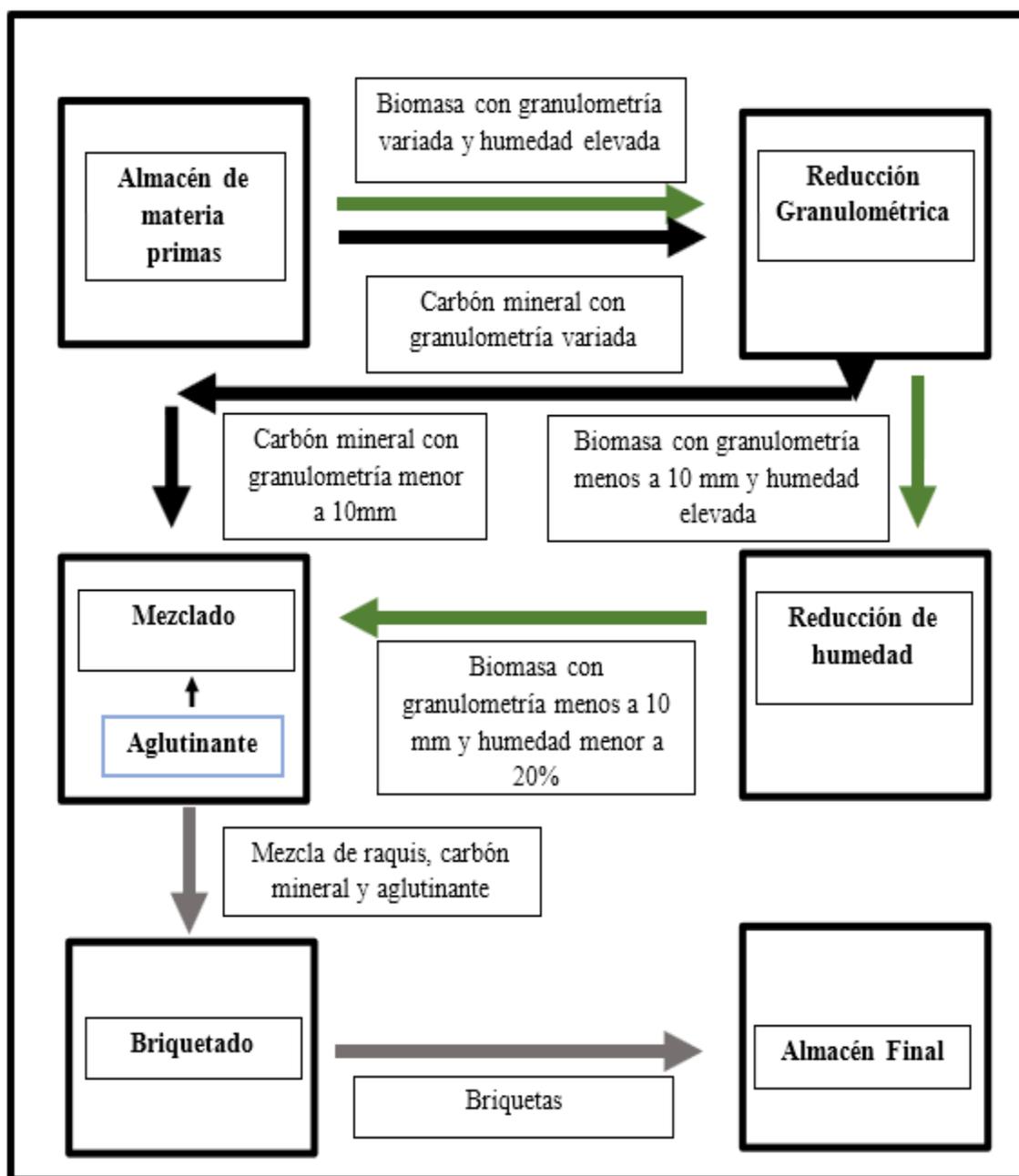
Para el proceso de briquetado se asignó un área 4m x 8,25m en donde estará ubicada la máquina briquetadora cuyas características y diseño se realiza más adelante.

Sexta etapa, almacén de producto terminado

Una vez termina el proceso de briquetado, las briquetas están listas para ser almacenadas para posteriormente ser distribuidas y utilizadas, para esta etapa se asignó un área de 51m² en la cual estará ubicado el almacén de producto terminado. Quedando la línea de flujo final del proceso como se muestra en la Figura 23.

Figura 23

Línea de flujo del proceso de fabricación de briquetas



4.2 Tipos de distribución de plantas

La distribución de la planta consiste en la definición de la disposición física de los recursos dentro de una instalación. Según Garcia-Sabater (2020) en la distribución de planta se pueden presentar dos situaciones, la poco habitual que se trata de una distribución de planta sin limitaciones pues no hay nada predefinido, y la habitual que es en la cual existen ciertas limitaciones, esta a su vez se puede presentar de dos formas, la sencilla en la cual se cuenta con el terreno y no se van a modificar los lindes, y la más complicada cuando existe el terreno y la planta ya está en funcionamiento. Del trabajo de grado se contó con un terreno con área de 15 metros de ancho por 70 metros de largo, en donde debe ir distribuido todo el proceso de producción de las briquetas además de algunas otras zonas que deben ser destinadas para el funcionamiento de la planta como lo es oficinas, baños, etc.

El principal objetivo de la distribución de la planta es realizar un apropiado orden y manejo de las áreas de trabajo, equipos, maquinaria y personal, que permita reducir costos, espacios y tiempo. Para conseguir estos objetivos existen ciertos tipos de distribución de plantas, de los cuales destacan distribución en planta por posición fija, distribución en planta por producto y distribución en planta funcional.

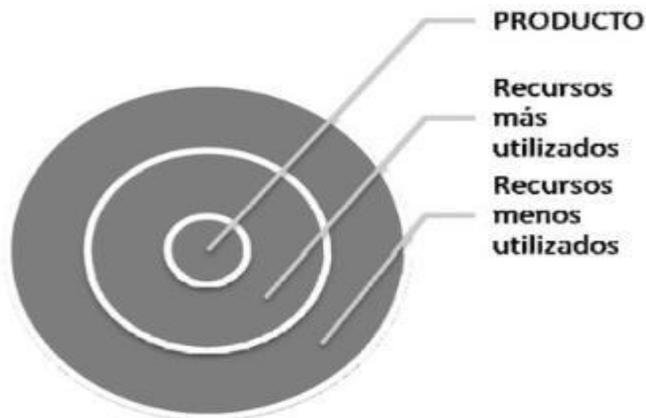
Distribución en planta por posición fija

Esta distribución en planta se caracteriza debido a que se transforma el producto de forma quieta, en la cual los materiales y recursos se mueven alrededor de él. Esta distribución Según Garcia-Sabater (2020) “exige definir cómo entrará y saldrá el

producto fabricado de la zona de montaje, además de establecer la secuencia adecuada que es necesaria para que unos recursos evacúen y den paso a la siguiente secuencia de recursos”(p. 6).La distribución por posición fija es comúnmente utilizada para procesos de producción de bajo volumen y muy alta variabilidad como puede ser la fabricación de barcos, estaciones de montaje o talleres mecánicos, como se muestra en la Figura 24.

Figura 24

Estructura de la distribución en planta por posición fija



Nota. Adaptado de *Distribución en planta por posición fija*. (s. f.). Wolterskluwer.es. Recuperado 26 de noviembre de 2022, de https://guiasjuridicas.laleynext.es/Content/Documento.aspx?params=H4sIAAAAAAAAAEAMtMSbF1jTAAASNjYzNztbLUouLM_DxbIwMDS0NDA1OQQGZapUt-ckhlQaptWmJOcSoAiPfK-jUAAAA=WKE

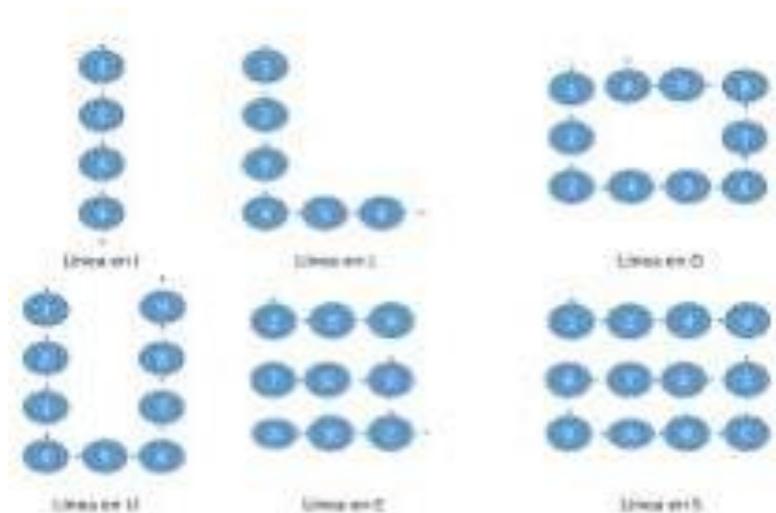
Distribución en planta por producto

Esta distribución se caracteriza por tener tiempos bajos de producción, manejo de materiales reducido y simplificación de los sistemas de planificación y control de producción. Es utilizada cuando la producción está organizada y continua, dando lugar a que los recursos se organicen de manera secuencial simplificando así el desplazamiento

del producto. Este tipo de distribución es sencillo ya que se limita a poner una máquina tan cerca a su predecesora en tanto sea posible en una línea en la secuencia en la cual deben ser utilizadas. El flujo de trabajo en este tipo de plantas puede tomar diferentes disposiciones según sea la necesidad y la adaptabilidad de la misma, algunas de las disposiciones más utilizadas son en I, L, U, O, E y S como se muestra en la Figura 25.

Figura 25

Disposiciones de la distribución de planta por producto



Nota. Adaptado de *Distribución en Planta. Nota Técnica (p.8)*. García Sabater, JP. (2020). RIUNET repositorio UPV. <http://hdl.handle.net/10251/152734>

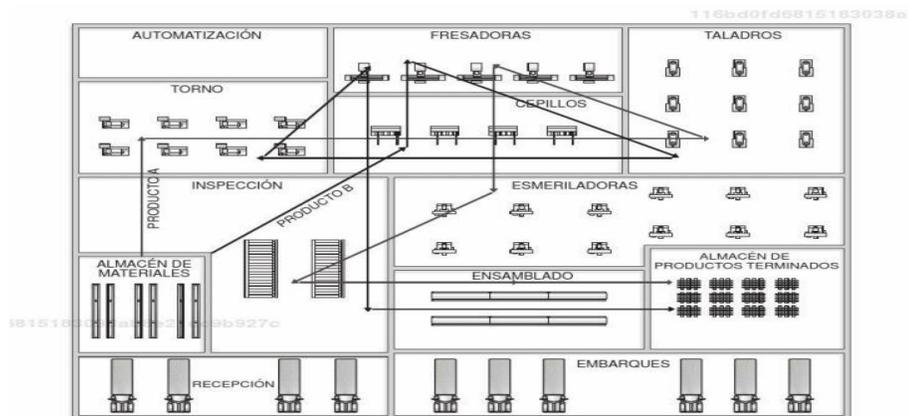
Distribución en planta funcional

Este tipo de distribución se caracteriza por la organización de los recursos según su función, este tipo de distribución es utilizada cuando se maneja un volumen de producción bajo y una alta variedad de productos como puede ser el caso de fábricas de muebles, hospitales, etc.

La distribución de planta funcional según Garcia-Sabater (2020) busca “un uso adecuado de los recursos disponibles que se especializan en su ámbito de trabajo” (p. 8). En esta distribución los distintos ítems tienden a moverse de un área a otra según sea necesario para completar las distintas operaciones de producción, como se muestra en la Figura 26.

Figura 26

Distribución de planta funcional



Nota. Adaptado de *Planeación, diseño y layout de instalaciones: un enfoque por competencias* (p. 77). Por Platas García, José Armando (2014). Grupo editorial Patria. Distrito federal, México

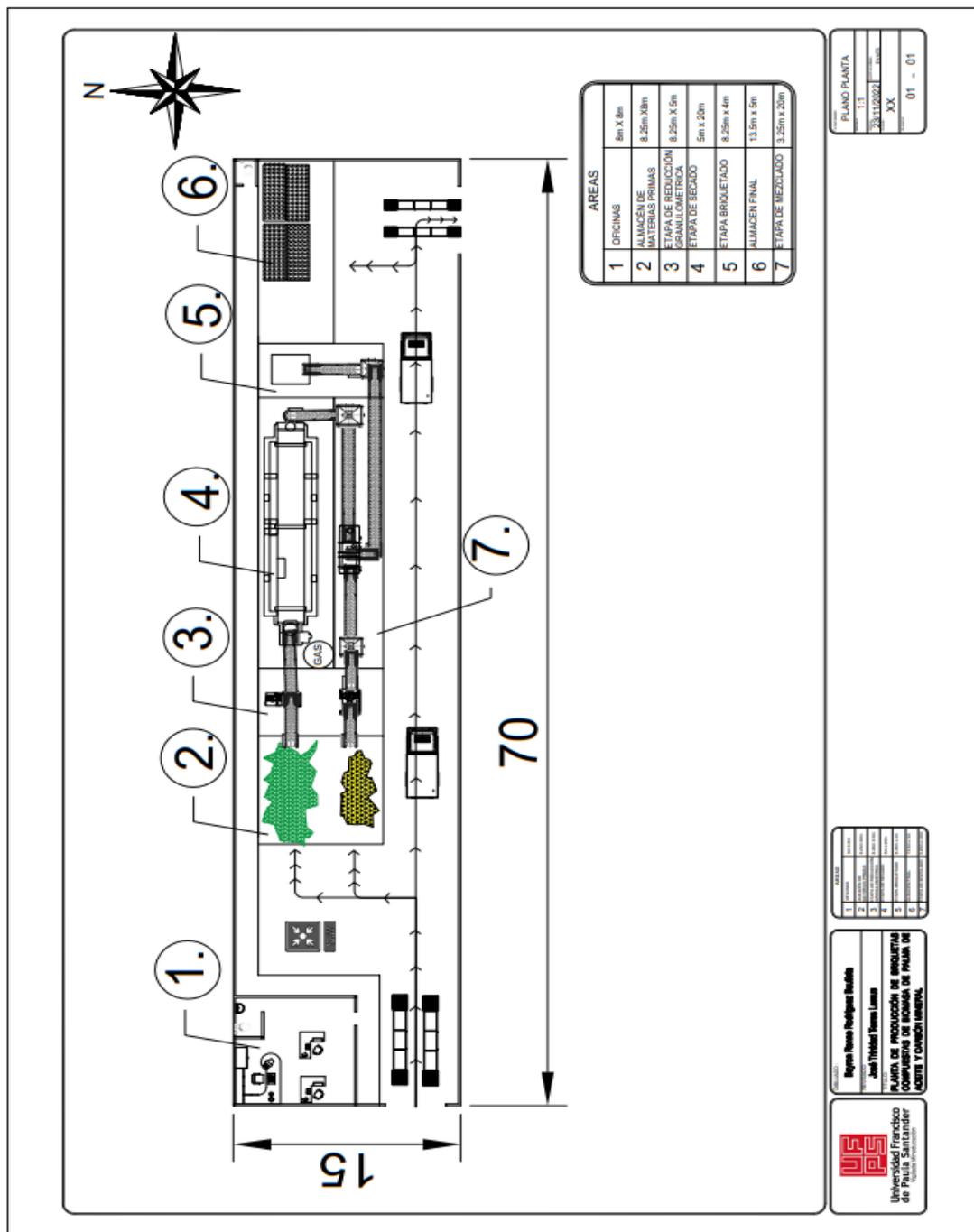
Se encontró conveniente en el desarrollo del trabajo de grado el uso de una distribución de planta por producto debido a que solo se fabricarán briquetas y se busca una alta producción de la misma, además de permitir una producción continua y con una organización secuencial de las máquinas. A su vez se utilizará una disposición de distribución en I, en donde la materia prima ingresa en un extremo y el producto final sale en el otro.

Para el desarrollo de la distribución en planta se tuvo en cuenta el área necesaria que debe tener cada proceso, en la cual se encuentran cubiertas, tanto el tamaño común de las máquinas como el espacio para la manipulación de las mismas de ser necesario y márgenes de seguridad. Además de esto se designó un área para el flujo peatonal en la planta, oficina, baños para los trabajadores, zona de tránsito vehicular y puesto de seguridad a la entrada y salida. En el plano de la distribución de la planta se puede observar una Tabla resumen de las áreas asignadas para cada etapa de producción de las briquetas.

La distribución en planta se muestra en la Figura 27, cuenta con una entrada y una salida con el fin de permitir un mejor flujo del tránsito por la planta, a su vez en la entrada se encontrará la báscula con el fin de tener control de cuanto material ingresa, además se estableció un punto de encuentro en frente del almacén de materia prima.

Figura 27

Distribución de la planta



4.3 Diseño de la Máquina Briquetadora

Para llevar a cabo el diseño de la máquina briquetadora es necesario identificar las características técnicas de las máquinas existentes en el mercado actualmente, con el fin de poder seleccionar el tipo de máquina que más se adecue a los requerimientos del diseño, para esto se consideraron las siguientes máquinas encontradas en la actualidad para el briquetado de diversos materiales.

Máquina Briquetadora Jumbo-90

Es fabricada por la empresa RICO (Radhe Industrial Corporation) empresa dedicada a la producción de máquinas Briquetadoras personalizadas a la producción requerida, son económicas y muy rentables, las características técnicas de esta máquina son capaces de triturar y mezclar cualquier tipo de material biomásico. Principalmente está diseñada para una máxima producción de briquetas con un mínimo gasto energético, esta máquina cuenta con un mecanismo de pistón y dos volantes de inercia la cual aprovecha la energía cinética de los volantes de inercia para compactar el material biomásico en la cámara de compactación de forma mecánica, algunas características técnicas de la máquina se encuentran en la Tabla 4.

Figura 28

Máquina briquetadora jumbo 90



Nota. Adaptado de *Briquetting Press Machine Plant Manufacturers India.* (s. f.). Radheindcorp.com. Recuperado 26 de November de 2022, de <https://www.radheindcorp.com>

Tabla 4

Prensa briquetadora “jumbo 90”

PRENSA BRIQUETADORA “JUMBO 90”	
Modelo	Jumbo-90
Carrera	200
Velocidad	240 rpm
Potencia requerida	91hp
Producción	1500 kg/h
Tamaño briqueta	90mm Diámetro
Longitud de briquetas	150-400 mm
Forma	Cilíndrico

Nota. Adaptado de *Briquetting Press Machine Plant Manufacturers India.* (s. f.). Radheindcorp.com. Recuperado 26 de noviembre de 2022, de <https://www.radheindcorp.com>

Briquetadoras de Tornillo Extrusor

La briquetadora ZBJ-80, es una máquina fabricada por la empresa Zhengzhou AG Maquinaria y Equipo Co, Ltd. Esta briquetadora fabrica briquetas de biomasa mediante el principio de extrusión de tornillo en donde la materia prima es alimentada por una tolva y

es sometida a presión gracias al avance del tornillo extrusor que finalmente empuja el material a través de una boquilla la cual da forma a la briqueta, ya sea de forma cilíndrica, rectangular, hexagonal y de diámetros personalizados. La ZBJ-80 produce briquetas de 48 mm de diámetro y puede producir entre 320 y 350 kg/hora, en la Tabla 5 se presentan algunas características técnicas de la máquina.

Figura 29

Briquetadora ZBJ-80



Nota. Adaptado *Briquetadora de tornillo extrusor para biomasa.* (s. f.). Recuperado 26 de noviembre de 2022, de https://es.made-in-china.com/co_zzagii/product_Automatic-Briquette-Extruder-Screw-Press-Biomass-Briquette-Press-Machine-Biofuel-Wood-Sawdust-Briquette-Machine_eyogyeyey.html

Tabla 5

Características técnicas de la máquina briquetadora ZBJ80

BRIQUETADORA DE TORNILLO EXTRUSOR, FICHA TÉCNICA	
Modelo	ZBJ80
Producción	320-350 kg/h
Potencia	22 KW
Dimensiones	1.9x0.7x1.45m
Peso	900kg
Diámetro briquetas	20-80mm
Velocidad de giro	36-60 rpm

Nota. adaptado de *Briquetadora de tornillo extrusor para biomasa.* (s. f.). Recuperado 26 de noviembre de 2022, de https://es.made-in-china.com/co_zzagii/product_Automatic-Briquette-Extruder-Screw-Press-Biomass-Briquette-Press-Machine-Biofuel-Wood-Sawdust-Briquette-Machine_eyogyeyey.html

Máquina Briqueteadora Hidráulica RUFF 1100+

Máquina producida en alemana por RUF. BRIQUETTING SYSTEMS, empresa dedicada a la producción de fabricación de Briquetadoras, la máquina briquetadora hidráulica cuenta con un mecanismo de presión hidráulica, controlado por un sistema automatizado lo que conlleva a una fácil operación, segura y de bajos decibeles, a diferencias de otras máquinas esta no requiere de altos mantenimientos rutinarios y puede trabajar 24 horas al día, algunas características técnicas de la maquina se muestran en la Tabla 6.

Figura 30

Briquetadora hidráulica RUF1100+



Nota. Adaptado de *RUF 1100+ - Briquetadora para biomasa by RUF. BRIQUETTING SYSTEMS.* (s. f.). Directindustry.es. Recuperado 26 de noviembre de 2022, de <https://www.directindustry.es/prod/ruf-briquetting-systems/product-40250-2440993.html>

Tabla 6

Características técnica máquina briquetadora hidráulica RUF1100+

Máquina briquetadora hidráulica	
Producción	1020 kg/h
Potencia	75kW
Forma del producto	Prisma rectangular 240x80 mm
Volumen de la tolva	Ajustable
Peso	6.1 Ton
Tamaño	2.7x2.4x2.4 m

Nota. Adaptado de *RUF 1100+ - Briquetadora para biomasa by RUF. BRIQUETTING SYSTEMS.* (s. f.). Directindustry.es. Recuperado 26 de noviembre de 2022, de <https://www.directindustry.es/prod/ruf-briquetting-systems/product-40250-2440993.html>

Máquina briquetadora de rodillo DEYA

Máquina fabricada por la empresa DEYA MACHINERY de procedencia china, dedicada a la construcción y procesamiento de minerales y venta de repuestos, la máquina DEYA, Briquetadora por rodillos o prensa rotativa, es un equipo que cuenta con una tolva de alimentación y motores que transmiten su potencia a dos rodillos cilíndricos, en posición fijas montados sobre rodamientos, es un equipo que genera una alta presión a través de estos cilindros con formas definidas, ya sean rectangular, cuadradas u ovalada, se utilizan principalmente para producir briquetas de carbón mineral con otros componentes biomásicos, la expulsión del producto de este equipo es abierta en su parte inferior, entregando el producto final a una cinta transportadora, la Tabla 7 presenta algunas características técnicas de la máquina.

Figura 31

Prensa briquetadora de rodillo

Nota. Adaptado de *Briquetadora de tipo rodillo*. (s. f.). Made in China. Recuperado 26 de



noviembre de 2022, de https://es.made-in-china.com/co_zzagii/product_Roller-Type-Coal-Powder-Briquette-Machine-Charcoal-Ball-Press_egyiiuusy.html

Tabla 7

Características técnica máquina briquetadora de rodillo “DEYA”

MÁQUINA BRIQUETADORA DE RODILLO “DEYA”	
Producción	1-50t/h
Potencia	5.5- 132kW
Forma del producto	Ovaladas, rectangular cuadradas
Certificación	ISO 9001:2008
Voltaje	220v/380v/415v/460v
Tipo de motor	Motor AC

Nota. Adaptado de *Briquetadora de tipo rodillo*. (s. f.). Made in China. Recuperado 26 de noviembre de 2022, de https://es.made-in-china.com/co_zzagii/product_Roller-Type-Coal-Powder-Briquette-Machine-Charcoal-Ball-Press_egyiiiussy.html

Funcionamiento de la Máquina

Según lo observado de las diferentes máquinas existentes en el mercado se pudo identificar etapas de funcionamiento de la máquina las cuales son:

Etapa de Alimentación

En esta etapa la materia prima es suministrada a la máquina la cual mediante un sistema de alimentación la ingresa a la cámara de compactación, comúnmente se utiliza tolvas o silos y alimentadores de tornillos sin fin para cumplir con esta función.

Etapa de Compactación

En esta etapa la materia prima suministrada anteriormente, es compactada y su volumen es reducido haciendo uso de algún mecanismo ya sea mecánico o hidráulico.

Esta etapa es de vital importancia en el proceso de conformación de las briquetas, ya que de la compactación depende la forma y calidad de la briketa.

Etapa de Extracción

Esta etapa consiste en sacar la briketa ya conformada de la cámara de compactación. Según lo observado la extracción se convierte en una etapa consecuente de la compactación, ya que en la mayoría de las máquinas la misma presión de compactación extrae la briketa.

Consideraciones del Diseño

Para el diseño de la máquina se tienen en cuenta los siguientes requerimientos que se debe cumplir con el fin de que el diseño sea el adecuado.

- La máquina debe producir 2 toneladas / hora de briquetas
- La materia prima a utilizar es una mezcla de biomasa de palma de aceite con carbón mineral
- La máquina no debe exceder el área de planta designada en la distribución (4m x 8,25m) y en lo posible ocupar el menor espacio
- La presión con la que se conforman las briquetas es de 3000 psi o 21MPa aproximadamente que se encuentra dentro de un rango de presión industrial utilizado en el briquetado de materiales biomásicos
- Las briquetas cumplirán con el numeral 3 de la norma técnica colombiana NTC2060 donde se establece que la dimensión mínima de la briketa debe ser de mayor o igual a 3cm.

Criterios de Selección.

Con el fin de realizar la selección adecuada del tipo de máquina a utilizar se establecieron unos criterios de evaluación con los cuales determinar objetivamente la mejor alternativa para el diseño. Los criterios a tener en cuenta son:

Consumo de Energía

La máquina debe requerir el menor consumo de energía posible para su funcionamiento.

Producción Constante

La máquina debe tener la capacidad de producir briquetas constantemente.

Capacidad de producción

La máquina debe ser capaz de cumplir con la producción deseada.

Tamaño de la máquina

La máquina debe ocupar la menor área posible.

Alternativas de Diseño

Alternativa 1-Tornillo Extrusor

Como primera alternativa se plantea el uso de una máquina de briquetado por tornillo extrusor, para la etapa de alimentación se hace uso de una tolva de alimentación la cual se encargará de suministrar la materia prima a la cámara de compactación; la etapa de compactación será realizada por un tornillo extrusor, el cual transporta y comprime el material dentro del sistema cilindro-tornillo debido a su movimiento rotacional dando así paso a la etapa de extracción que es consecuente a la etapa de

producción ya que el mismo tornillo sin fin se encarga de extraer la materia prima a través de una boquilla la cual da la forma a la briqueta. Por último, este tipo de máquina requiere de una etapa de corte ya que las briquetas se fabrican de forma continua, para esta etapa adicional se cortaría la briqueta haciendo uso de un actuador neumático que actúe como guillotina.

Alternativa 2-Pistón

Como segunda alternativa se plantea el uso de una máquina de briquetado por pistón, para la etapa de alimentación se hace uso de una tolva de alimentación la cual provee del material a la cámara de compactación. Para la etapa de compresión se utiliza un pistón accionado mecánicamente por volantes de inercia, el cual compacta el material adentro del cilindro y lo extrae a través de una boquilla la cual da forma a la briqueta que posteriormente pasa a un canal de enfriamiento en donde al estar expuesta al aire ambiente se disminuye su temperatura para finalmente tener una briqueta manipulable.

Alternativa 3-Cilindros hidráulicos

Como tercera alternativa se plantea el uso de actuadores hidráulicos. El funcionamiento de la máquina inicia en la tolva de alimentación la cual a través de 2 tornillos sin fin, conducen la

materia prima a la cámara de compactación. Este tipo de sistema cuenta con la ayuda de un motor eléctrico, el cual da la energía al sistema hidráulico, que se encarga de mover los actuadores, el primero de los actuadores se encarga de la precompresión y el acomodamiento de la materia prima la cual posteriormente es compactada por el cilindro

principal que cuenta con un vástago con dos pines de compactación y dos de extracción, estos pines van acompañados de un plato compuesto por 4 agujeros los cuales sirven de molde para la compactación de las briquetas, adicional a este plato se encuentra una placa con 2 agujeros para la extracción de las briquetas, cuando los dos pines de compresión forman la briketa al interior del plato de compactación, el plato gira y en el siguiente ciclo los pines de extracción retiran las briquetas del interior del plato.

Alternativa 4-Rodillos

Por último se plantea el uso de una máquina de briquetado por rodillos, el funcionamiento de esta máquina consiste en el uso de dos rodillos que giran en sentido opuesto a la misma velocidad, los cuales en su superficie poseen cavidades que se encargan de dar la forma a las briquetas, la compresión se lleva a cabo gracias a la disminución del volumen entre los cilindros a medida que estos giran, la alimentación de esta máquina se lleva a cabo mediante una tolva de alimentación y la briketa conformada se extrae a través de una bandeja para ser posteriormente transportada a la etapa de almacenamiento.

Evaluación de las Alternativas

En la evaluación de alternativas existentes se hizo uso de una matriz pugh, que es una herramienta cuantitativa que permite comparar opciones entre si mediante el uso de una matriz de decisión. En esta matriz se definen los criterios o características que se desean evaluar y su peso o importancia en el diseño, las alternativas se evalúan con

respecto a una solución ya existente y la que consiga una mejor ponderación será el mejor diseño o alternativa.

Cada criterio de selección debe ser valorado en un rango entre -1 a 1, la puntuación asignada a cada criterio se realiza de la siguiente manera: se compara la alternativa con la solución existente y se determina si su cumplimiento es mejor, igual o peor, siendo la puntuación 1 si el cumplimiento es mejor, 0 si es igual y -1 si es peor.

Como referencia para comparar las alternativas se usa una de las máquinas existentes actualmente en el mercado, específicamente la briquetadora de tornillo extrusor MBJ-300 nombrada anteriormente.

En la Tabla 8 se muestra la matriz pugh de evaluación de alternativas en donde se asignan la puntuación a cada criterio.

Tabla 8*Matriz pugh, evaluación de alternativas*

<i>Criterio</i>	<i>Peso</i>	<i>Referencia</i>	<i>Alternativa 1</i>	<i>alternativas</i>		
				<i>Alternativa 2</i>	<i>Alternativa 3</i>	<i>Alternativa 4</i>
<i>Consumo de energía</i>	3	<i>MBJ300</i>	-1	-1	-1	1
<i>Tamaño de la máquina</i>	2	<i>MBJ300</i>	-1	-1	0	0
<i>Capacidad de producción</i>	2	<i>MBJ300</i>	0	0	1	0
<i>Producción constante</i>	1	<i>MBJ300</i>	1	0	0	0
<i>Sumatoria</i>	8		-1	-2	0	1

Aplicando el peso a cada criterio se obtiene la matriz de ponderación de criterios, en la cual se puede observar que la mejor alternativa es la número 4, que corresponde a una máquina briquetadora de rodillos, esta máquina proporciona una producción de 2 toneladas/hora con un consumo de energía menor que las demás alternativas, además su tamaño es considerablemente menor, en comparación con la alternativa 1 y 2, en la Tabla 9 se muestra la asignación de pesos a cada criterio.

Tabla 9*Matriz de ponderación de criterios*

<i>Criterio</i>	<i>Peso</i>	<i>Referencia</i>	<i>Alternativas</i>			
			<i>Alternativa 1</i>	<i>Alternativa 2</i>	<i>Alternativa 3</i>	<i>Alternativa 4</i>
<i>Consumo de energía</i>	<i>3</i>	<i>MBJ300</i>	<i>-3</i>	<i>-3</i>	<i>-3</i>	<i>3</i>
<i>Tamaño de la máquina</i>	<i>2</i>	<i>MBJ300</i>	<i>-2</i>	<i>-2</i>	<i>0</i>	<i>0</i>
<i>Capacidad de producción</i>	<i>2</i>	<i>MBJ300</i>	<i>0</i>	<i>0</i>	<i>2</i>	<i>0</i>
<i>Producción constante</i>	<i>1</i>	<i>MBJ300</i>	<i>1</i>	<i>0</i>	<i>0</i>	<i>0</i>
<i>Sumatoria</i>	<i>8</i>		<i>-4</i>	<i>-5</i>	<i>1</i>	<i>3</i>
		<i>Ranking</i>	<i>3</i>	<i>4</i>	<i>2</i>	<i>1</i>

Diseño de los Rodillos

Una de las partes más importantes de la briquetadora de rodillos a diseñar se trata de los rodillos, los cuales se encargan de comprimir y dar forma a las briquetas, para llevar a cabo el diseño de los mismos se utilizó como guía el trabajo titulado “Modelo matemático del proceso de compactación en prensas de rodillos” realizado por Hernández Battez et al.(1998) en donde aplicando el modelo matemático se determina la reacción en los rodillos y la potencia requerida para el proceso de compactación.

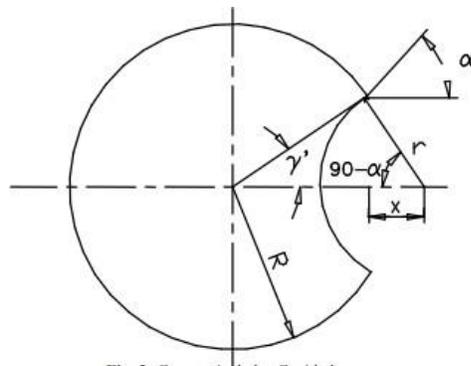
Para el uso de este modelo matemático Hernández Battez et al. (1998), establecieron las siguientes consideraciones:

- El material a compactar desciende uniformemente entre los rodillos.
- Utilizar como medida del grado de compactación, la relación entre el área de la sección transversal del volumen que ocupa el material al comienzo de su compresión y la final de la misma.
- Utilizar los conceptos de grado de compactación y presión, para expresar la dependencia entre el aumento de la densidad del material al briquetarse y la carga aplicada, respectivamente.

Para el desarrollo del modelo matemático se hace necesario definir la geometría de las cavidades que dan forma a la briqueta.

Figura 32

Geometría cavidades de los rodillos



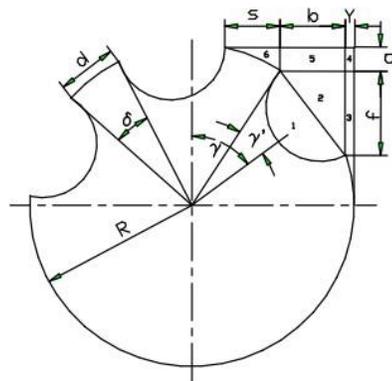
Nota. Adaptado de *Modelación matemática del proceso de compactación en prensas de rodillos* (p.56), por Hernández Battez y otros, 1998, Facultad de Ingeniería Mecánica, Universidad de Cienfuegos, Cuba.

En la Figura 33 se puede observar las variables que determina la geometría de las cavidades, en donde r representa el radio de la cavidad, R representa el radio de el rodillo, X representa el desplazamiento del centro de la cavidad y α es el ángulo de salida de la briqueta.

Además de estos datos también se debe conocer el área entre los rodillos con el fin de determinar el nivel de compactación máxima de la briqueta

Figura 33

Área entre rodillos



Nota. Adaptado de *Modelación matemática del proceso de compactación en prensas de rodillos*(p.56), por Hernández Battez y otros,1998, Facultad de Ingeniería Mecánica, Universidad de Cienfuegos, Cuba.

Para el cálculo del área entre los rodillos el autor establece lo siguiente.

Se define una geometría inicial en donde:

$$r = 2 \text{ cm}$$

$$R = 20 \text{ cm}$$

$$\alpha = 30^\circ$$

$$d = 0,4cm$$

Conociendo el radio de la cavidad y el radio del rodillo se calcula k que es la relación entre estos dos radios

$$k = \frac{R}{r} = \frac{20cm}{2cm} = 10$$

Conociendo k y α , se calcula el valor de γ' de la siguiente manera.

$$\gamma' = \sin^{-1}\left(\frac{\cos(\alpha)}{k}\right) = 4,9682^\circ \cong 4,97^\circ$$

Conociendo d y R se calcula el valor de δ de la siguiente manera

$$\delta = 2 * \sin^{-1}\left(\frac{d}{2 * R}\right) = 1,1459^\circ \cong 1,15^\circ$$

Conociendo γ' y δ se calcula el número de cavidades Z de la siguiente manera

$$z = \frac{360^\circ}{\delta + 2 * \gamma'} = 32,4842 \cong 32 \text{ cavidades}$$

Debido a que se considera solo su parte entera únicamente, es necesario recalcular el valor de δ .

$$\delta' = \frac{360^\circ}{z} - 2 * \gamma' = 1,3136^\circ \cong 1,32^\circ$$

Y con el valor de δ' se calcula nuevamente d

$$d = 2 * R * \sin^{-1}\left(\frac{2}{\delta'}\right) = 0,4585 \cong 0,46cm$$

Ahora se calcula el desplazamiento del centro de la cavidad de la siguiente manera

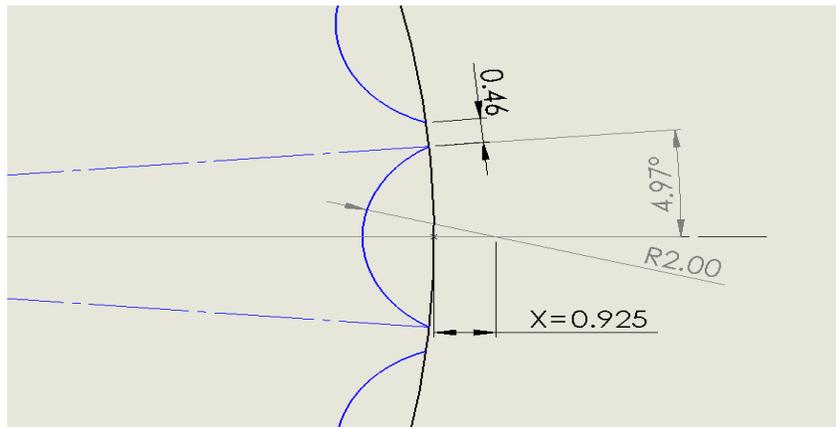
$$X = R * \left(\frac{\sin(90 + \alpha - \gamma')}{\sin(90 - \alpha)} - 1\right) = 0,9249 \cong 0,925cm$$

Por último, se calcula β de la siguiente manera

$$\beta = 180^\circ - 2 * \alpha$$

Figura 34

Geometría final de las cavidades



Conocida la geometría determinada anteriormente y siguiendo el método elaborado por Hernández Battez et al. (1998), se calcula el área correspondiente a la sección transversal del volumen a partir del cual se formará la briqueta, haciendo uso del ángulo γ cuando esta toma valores de 31° y 90° , considerando que a los 31° es el ángulo a partir del cual comienza la compresión independientemente del tamaño de los rodillos.

- $\text{Área } 1(\gamma) = \frac{\pi * r^2 * \beta}{360^\circ} - \frac{r^2 * \sin(\beta)}{2}$
- $\text{Área } 2(\gamma) = R^2 * \sin(2 * \gamma) * \sin^2(\gamma')$
- $\text{Área } 3(\gamma) = 2 * R^2 * \sin(\gamma) * \sin(\gamma') * (1 - \sin(\gamma) * \cos(\gamma') - \cos(\gamma) * \sin(\gamma'))$

- $\text{Área } 4(\gamma) = 2 * R^2 * (\sin(\gamma - \gamma' - 0.5 * \delta) * \sin(0.5 * \delta)) * (1 - \sin(\gamma) * \cos(\gamma') - \cos(\gamma) * \sin(\gamma'))$
- $\text{Área } 5(\gamma) = 4 * R^2 * \cos(\gamma) * \sin(\gamma') * \sin(0.5 * \delta) * \sin(\gamma - \gamma' - 0.5 * \delta)$
- $\text{Área } 6(\gamma) = R^2 \sin^2(0.5 * \delta) * \sin(2 * \gamma - 2 * \gamma' - \delta)$

En la Tabla 10 se muestra el resultado del cálculo de las áreas para 31° y 90°

Tabla 10

Sumatoria de áreas de la sección transversal

γ	31°	90°
Área 1(cm^2)	2,4567	2,4567
Área 2(cm^2)	2,6488	0
Área 3(cm^2)	14,7250	0,2603
Área 4(cm^2)	0,0290	$5,9909 \times 10^{-4}$
Área 5(cm^2)	0,0187	0
Área 6(cm^2)	$1,2625 \times 10^{-5}$	$2,7693 \times 10^{-6}$
Sumatoria(cm^2)	19,8784	2,7176

Conocida la sumatoria de las áreas cuando $\gamma = 90$ y $\gamma = 31$, se puede determinar el grado de compactación máximo de la siguiente manera:

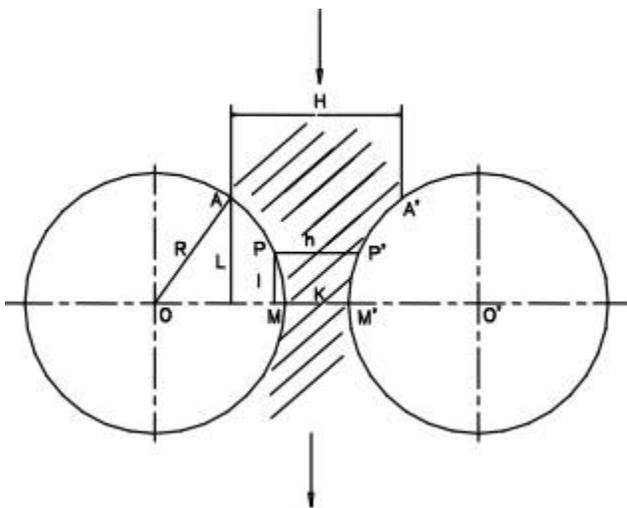
$$E = \frac{\sum \text{Area}(31^\circ)}{\sum \text{Area}(90^\circ)} = \frac{19,8784}{2,7176} = 7,3146$$

Debido a que usar el grado máximo de compactación para las briquetas conllevaría a que el consumo de energía de la máquina sea elevado, se considera un grado de compactación de 3, el cual es un poco menos de la mitad del grado de compactación máximo.

Para calcular la fuerza de reacción en los rodillos siguiendo el modelo de Hernández Battez et al. (1998) se considera dos cilindros cualesquiera en la disposición mostrada en la Figura 35.

Figura 35

Presión en los Rodillos



Nota. Adaptado de *Modelación matemática del proceso de compactación en prensas de rodillos* (p.56), por Hernández Battez y otros, 1998, Facultad de Ingeniería Mecánica, Universidad de Cienfuegos, Cuba.

En donde R es el radio de los cilindros, H es el colchón de materia prima suelta, K es la distancia entre los dos cilindros tomada desde su plano axial común, L es la distancia desde el punto A al plano axial entre los dos cilindros.

Para que la Figura 35 sea compatible con una prensa de rodillos, se debe cumplir que:

$$K = 2 * (r - x) = 2,15cm$$

$$H = K * E = 6,45cm$$

$$S = Sr = 19cm$$

$$R = Rr - (r - x) = 18,92cm$$

Donde Sr es el ancho del rodillo de la prensa y Rr es el radio del rodillo de la prensa.

Considerando el ancho del rodillo y el radio del rodillo se calcula el valor de L de la siguiente manera.

$$L = \sqrt{H * \left(1 - \frac{1}{E}\right) * \left(R - \frac{1}{4} * \left(1 - \frac{1}{E}\right)\right)} = 9,23cm$$

Según Hernández Battez y otros (1998) la reacción resultante en los rodillos se calcula mediante la siguiente expresión:

$$F = S * \int_0^L P * dl$$

En donde P es la presión en el punto p sobre el elemento de la superficie (kg/cm^2), este valor está definido en las consideraciones del diseño como la presión de

compactación de las briquetas y su magnitud es de 3000 (psi) 0 211 (kg/cm²) aproximadamente.

Substituyendo en la ecuación se obtiene que la fuerza de reacción en los rodillos es de:

$$F = S * \int_0^L P * dl = 2,62 * 10^4 \text{ kg} = 256,9 \text{ kN}$$

Donde:

T: potencia consumida en la compresión. $\times 10^{-4}$ kW

V: velocidad periférica de los rodillos, cm/s

La velocidad periférica de los rodillos es calculada mediante la siguiente expresión:

$$V = \frac{\pi * D * n}{60}$$

Donde:

D: diámetro del rodillo

N: revoluciones por minuto del rodillo

Para el diseño de esta máquina se estableció que el rodillo gira a 18 rpm teniendo en cuenta de que el rango de rpm usados en máquinas comerciales de este tipo es de entre 12 a 26rpm ya que a mayor velocidad la calidad de las briquetas se vería afectada.

Reemplazando los valores obtenemos que la velocidad periférica de los rodillos es de:

$$V = \frac{\pi * D * n}{60} = 35,67 \frac{\text{cm}}{\text{s}}$$

Una vez calculada la velocidad periférica, reemplazamos en la fórmula para calcular la potencia y se obtiene el siguiente valor de la potencia consumida:

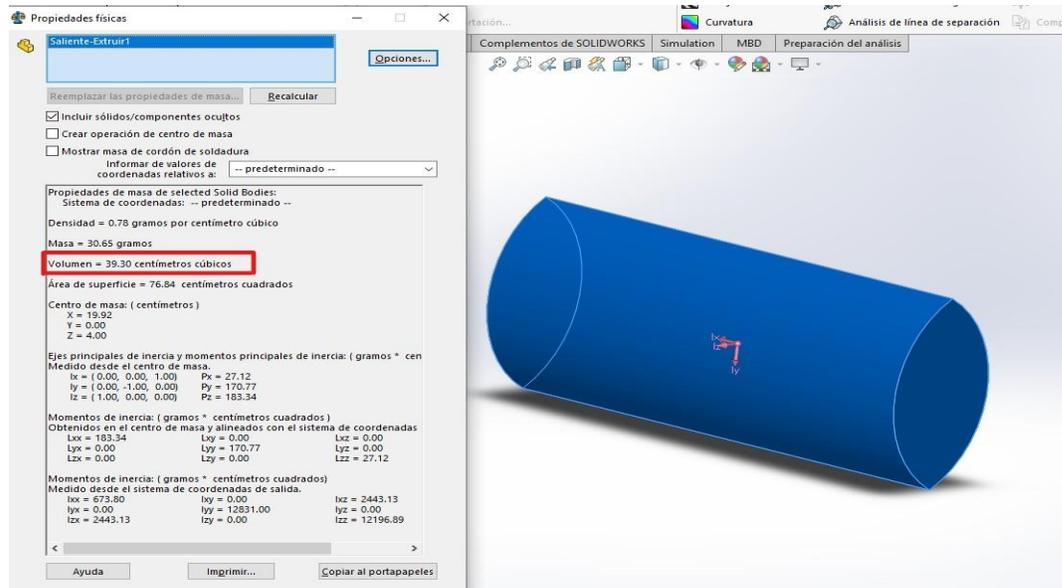
$$T = -S * V * \int_H^K p dH = (3,0751 * 10^5) * 10^{-4} = 30,75 kW$$

Capacidad de Producción

Con el fin de determinar que esta geometría cumpla con la producción deseada de briquetas, primero se debe determinar el volumen que ocupa la briketa que se forma, para esto se realizó el modelo 3D de la briketa en SolidWorks y con su herramienta para calcular las propiedades físicas, se obtuvo lo siguiente:

Figura 36

Propiedades físicas de la briketa



El volumen que ocupa la briketa es de 39,30 cm^3 con una longitud de 8cm

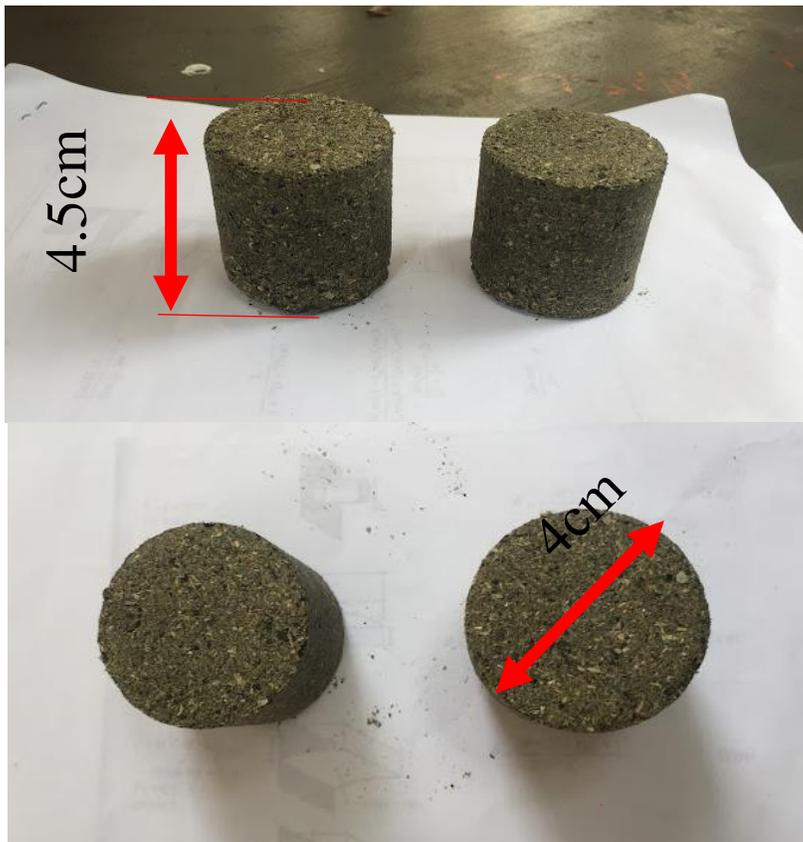
Para determinar la densidad que tendrá la briqueta se contó con una muestra piloto de una briqueta de biomasa y carbón mineral. Sus dimensiones se muestran en la Figura 36 y su masa es de 44,25g.

El volumen del piloto de briqueta se calcula y es

$$V = \pi(2)^2(4.5) = 56.54\text{cm}^2$$

Figura 37

Dimensiones de las muestras piloto de briquetas de biomasa de palma y carbón mineral



Con la masa y el volumen se puede calcular su densidad

$$D = \frac{m}{v} = \frac{44,25g}{56,54cm^3} = 0,7825 \frac{g}{cm^3}$$

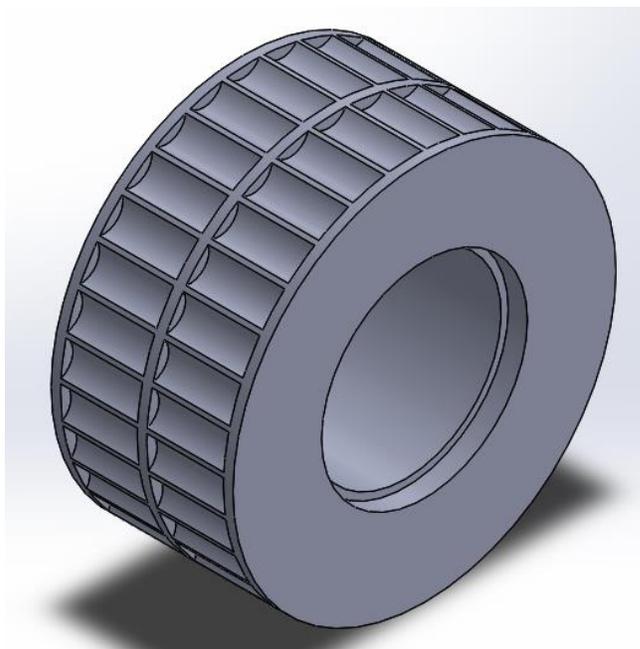
Conociendo la densidad se procede a calcular la masa de las briquetas con la geometría propuesta.

$$m = D * v = 39,30 cm^3 * 0,7825 \frac{g}{cm^3} = 30,75g$$

Se decidió por una configuración para los rodillos como se muestra en la Figura 38

Figura 38

Configuración cavidades de los rodillos



Conociendo la masa de la briketa y la disposición en el rodillo, se calcula la producción de la siguiente manera.

$$\begin{aligned}
 \text{Produccion} &= 64 \frac{\text{briquetas}}{\text{revolucion}} * 18 \frac{\text{revoluciones}}{\text{minuto}} * 60 \frac{\text{minutos}}{\text{hora}} = \\
 &69120 \frac{\text{briquetas}}{\text{hora}} * 0,03075 \frac{\text{kilogramos}}{\text{briqueta}} = 2125,44 \frac{\text{kg}}{\text{hora}} = 2,125 \frac{\text{Ton}}{\text{hora}}
 \end{aligned}$$

De esta manera se observa que la producción es mayor que la que se tiene como objetivo que es de 2 ton/hora y por ende se considera que la geometría es la adecuada.

Para la fabricación del rodillo se usará fundición nodular con las siguientes propiedades físicas

Figura 39

Propiedades físicas de algunos materiales de ingeniería.

Material	Módulo de elasticidad E		Módulo de rigidez G		Razón de Poisson ν	Densidad de peso γ	Densidad de masa ρ	Gravedad específica
	Mpsi	GPa	Mpsi	GPa		lb/in ³	Mg/m ³	
Aleaciones de aluminio	10.4	71.7	3.9	26.8	0.34	0.10	2.8	2.8
Cobre al berilio	18.5	127.6	7.2	49.4	0.29	0.30	8.3	8.3
Latón, bronce	16.0	110.3	6.0	41.5	0.33	0.31	8.6	8.6
Cobre	17.5	120.7	6.5	44.7	0.35	0.32	8.9	8.9
Hierro, fundido, gris	15.0	103.4	5.9	40.4	0.28	0.26	7.2	7.2
Hierro, fundido, dúctil	24.5	168.9	9.4	65.0	0.30	0.25	6.9	6.9
Hierro, fundido, maleable	25.0	172.4	9.6	66.3	0.30	0.26	7.3	7.3
Aleaciones de magnesio	6.5	44.8	2.4	16.8	0.33	0.07	1.8	1.8
Aleaciones de níquel	30.0	206.8	11.5	79.6	0.30	0.30	8.3	8.3
Acero, carbono	30.0	206.8	11.7	80.8	0.28	0.28	7.8	7.8
Acero, aleaciones	30.0	206.8	11.7	80.8	0.28	0.28	7.8	7.8
Acero, inoxidable	27.5	189.6	10.7	74.1	0.28	0.28	7.8	7.8
Aleaciones de titanio	16.5	113.8	6.2	42.4	0.34	0.16	4.4	4.4
Aleaciones de zinc	12.0	82.7	4.5	31.1	0.33	0.24	6.6	6.6

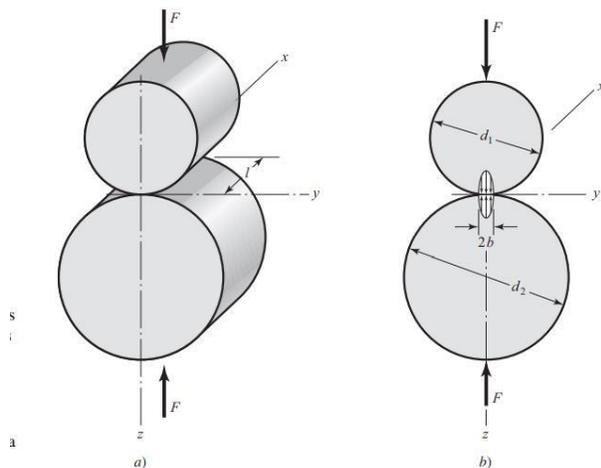
* *Propiedades de algunos metales y aleaciones*, International Nickel Co., Inc., N.Y.; *Metals Handbook*, American Society for Metals, Materials Park, Ohio.

Nota. Adaptado *Diseño de máquina un enfoque integrado (4 ed.)* (p.987) por Norton. RobertL,2011, Person Education Inc.

Con el fin de comprobar que el material sea el adecuado para el diseño, se consideró a los rodillos como cilindros con esfuerzos de contacto. Según la literatura encontrada en el libro de Diseño de Ingeniería Mecánica de Shigley, el área formada por el contacto entre dos cilindros es de configuración rectangular con un ancho de $2b$ y un largo L como se muestra en la Figura 40.

Figura 40

Contacto entre cilindros



Nota. Adaptado de *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley 9a. ed.* (p. 121), por Budynas & Nisbett, 2012, McGraw-Hill.

El semi ancho b se calcula utilizando la siguiente expresión.

$$b = \sqrt{\frac{2 * F}{\pi * l} * \frac{\frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2}}{\frac{1}{d_1} + \frac{1}{d_2}}}$$

Donde:

F = fuerza aplicada en el cilindro

$l = \text{longitud del cilindro}$

$\nu_1 = \nu_2 = \text{razon de poisson}$

$E_1 = E_2 = \text{Modulo de elasticidad}$

$d_1 = d_2 = \text{diametro del cilindro}$

Reemplazando los valores se obtiene que b tiene un valor de:

$$b = \sqrt{\frac{2 * F}{\pi * l} * \frac{\frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2}}{\frac{1}{d_1} + \frac{1}{d_2}}} = 1,30mm$$

Teniendo en cuenta que la presión máxima se expresa de la siguiente forma

$$P_{max} = \frac{2 * F}{\pi * l * b} = 662,136MPa$$

Los esfuerzos presentes sobre el eje z están dadas por las siguientes ecuaciones.

$$\sigma_x = -2 * \nu * P_{max} * \left(\sqrt{1 + \frac{z^2}{b^2}} - \left| \frac{z}{b} \right| \right)$$

$$\sigma_y = -P_{max} * \left(\frac{1 + 2 * \left(\frac{z^2}{b^2} \right)}{\sqrt{1 + \frac{z^2}{b^2}}} - 2 * \left| \frac{z}{b} \right| \right)$$

$$\sigma_3 = \sigma_z = \frac{-P_{max}}{\sqrt{1 + \frac{z^2}{b^2}}}$$

De la Figura 41 se puede deducir que los esfuerzos son máximos cuando la distancia desde la superficie de contacto es 0, es decir en la superficie.

Teniendo en cuenta lo anterior se obtiene que:

$$\sigma_x = \sigma_z = -P_{max} = -662,136MPa$$

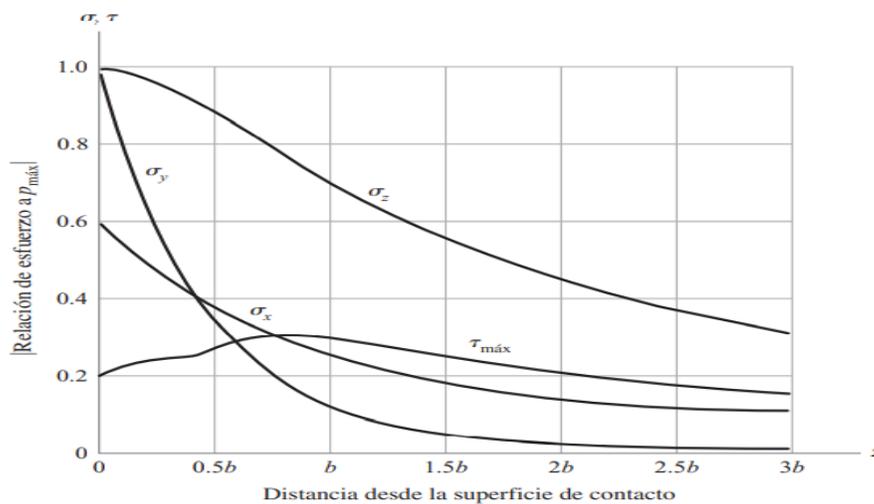
$$\sigma_y = -2 * \nu * P_{max} = -397,28MPa$$

De la Figura 41 también se puede observar que el cortante máximo se da en un punto entre $0,5b$ y b , más exactamente cuando la relación z/b es de $0,786$ (Budynas & Nisbett, 2012). Además, el valor de τ_{max} es:

$$\tau_{max} = 0.3P_{max} = 198,64MPa$$

Figura 41

Presión máxima para cilindros en contacto.



Nota. Adaptado de *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley 9a. ed.* (p. 121), por Budynas & Nisbett, 2012, McGraw-Hill.

Con el fin de corroborar la resistencia a la fatiga superficial del material de los rodillos para una vida útil de 10 años se realizan los siguientes cálculos considerando que la máquina trabajará 24 horas/día durante 345 días del año.

$$\text{ciclos de vida} = 18 \frac{\text{rev}}{\text{min}} * 60 \frac{\text{min}}{\text{hora}} * 24 \frac{\text{hora}}{\text{dia}} * 345 \frac{\text{dias}}{\text{año}} * 10 \text{ años} = 8,942 \times 10^6$$

Se calcula el factor de carga experimental K, con el cual se determina la carga segura de resistencia F en un número específica de ciclos. Para los cálculos se utiliza el esfuerzo normal máximo calculado anteriormente.

$$K = \pi \left(\frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \right) * \sigma_z^2 = 14,84 \text{MPa}$$

Debido a que las tablas de datos de resistencia a la fatiga superficial que se presentan en están en sistema inglés, se convierte este valor a psi.

Figura 42

Datos de resistencia a la fatiga superficial

#	Material	Rodamiento puro				Rodamiento y 9% de deslizamiento			
		K psi	S _c @ 1E8 ciclos, psi	λ	ζ	K psi	S _c @ 1E8 ciclos, psi	λ	ζ
27	Acero 1020, HB 130-170 y el mismo chapado pero fosfatado	2 900	122 000	7.84	35.17	1 450	87 000	6.38	28.23
28	Acero 1144 CD acero, HB 260-290 (probado al esfuerzo)	—	—	—	—	2 290	109 000	4.10	21.79
29	Acero 4150, tratamiento térmico, HB 270-300 y el mismo chapado pero fosfatado	6 770	187 000	10.46	48.09	2 320	110 000	9.58	40.24
30	Acero 4150 con plomo, chapado con fosfato, tratamiento térmico, HB 270-300	—	—	—	—	3 050	125 000	6.63	31.1
31	Acero 4340, tratamiento térmico, HB 320-340, y el mismo chapado pero fosfatado	10 300	230 000	18.13	80.74	5 200	164 000	26.19	105.31
32	Hierro gris, Cl. 20, HB 130-180	960	45 000	3.05	17.10	920	43 900	3.55	18.52
33	Hierro gris, Cl. 30, tratamiento térmico (ausrevenido) HB 270-290	3 800	102 000	7.25	33.97	3 500	97 000	7.87	35.90
34	Hierro nodular, Gr. 80-60-03, tratamiento térmico HB 207-241	3 500	117 000	4.69	24.65	1 750	82 000	4.18	21.56
35	Meehanita, HB 190-240	1 600	80 000	4.77	23.27	1 450	76 500	4.94	23.64
36	Aluminio 6061-T6, chapado anodizado duro	350	—	10.27	34.15	260	—	5.02	20.12
37	Magnesio HK31XA-T6, chapado HAE	175	—	6.46	22.53	275	—	11.07	35.02

Fuente: R.A. Morrison, "Load/Life Curves for Gear and Cam Materials", *Machine Design*, vol. 40, pp. 102-108, 1 de ago. de 1968, A Penton Publication, Cleveland, Ohio, con autorización del editor.

Nota. Adaptado *Diseño de máquina un enfoque integrado (4 ed.)* (p.397) por Norton. Robert L, 2011, Pearson Education Inc

Se selecciona Hierro nodular, Gr 80-60-03, tratado térmicamente HB 207-241 el cual para rodamiento puro posee un Factor de carga experimental K de 3500 psi que es

mayor a los 2152,36 psi calculados anteriormente. Además del valor de K, también se obtienen los factores

λ y ζ cuyos valores son 4,69 y 24,65 respectivamente.

Utilizando el valor K calculado y los factores λ y ζ se obtiene el número de ciclos que se espera con esta carga antes de iniciar la picadura.

$$\log_{10} K = \frac{\zeta - \log_{10} N_{vida}}{\lambda}$$

Despejando los ciclos de vida.

$$N_{vida} = 10^{(\zeta - \lambda \log_{10} K)} = 106,73 \times 10^6$$

Ahora se calcula el factor de seguridad contra la fatiga superficial mediante la siguiente expresión.

$$N_f = \frac{N_{vida}}{ciclos} = \frac{106,73 \times 10^6}{8,942 \times 10^6} = 11,936 \cong 12$$

Se observa que el factor de seguridad es un valor elevado, con lo cual se garantiza que el diseño está protegido en contra de la picadura.

Diseño de Engranés

Con el fin de transmitir la potencia desde el eje que conecta el primer rodillo con el reductor al segundo eje donde está montado el segundo rodillo se realiza el diseño de un par de engranes rectos que puedan transmitir la potencia necesaria para la compactación anteriormente calculada.

Para el diseño de los engranes rectos se tiene como limitante la distancia entre centros la cual es calculada mediante la siguiente expresión.

$$C = \frac{D + d}{2}$$

Donde D es el diámetro del rodillo 1 y d es el diámetro del rodillo 2, por ende, como son de igual diámetro la expresión se puede simplificar de la siguiente manera

$$C = \frac{2 * D}{2} = D = 40cm$$

Para el cálculo de la potencia de diseño se utiliza la siguiente expresión

$$Hd = H * Kd$$

Donde:

Hd: potencia de diseño

H: potencia nominal

Kd: factor de sobrecarga

El factor de sobrecarga se obtiene de la siguiente Figura 43

Figura 43

Factor de sobrecarga para engranes

Fuente de potencia	Máquina impulsada			
	Uniforme	Choque ligero	Choque moderado	Choque pesado
Uniforme	1.00	1.25	1.50	1.75
Choque ligero	1.20	1.40	1.75	2.25
Choque moderado	1.30	1.70	2.00	2.75

Nota. Adaptado de *Diseño de elementos de máquinas*(p389.), por MOTT, R. L.,2006, PEARSONEDUCACION, México

Teniendo en cuenta la Figura anterior se obtiene el factor de sobrecarga de 1,75, el motor eléctrico se considera una fuente de potencia uniforme y la briquetadora no se

encuentra en ninguna de las categorías descritas, pero se considera de choque pesado ya que es la que más se ajusta al tipo de máquina que es. Por lo tanto, la potencia de diseño tendría un valor de:

$$Hd = H * Kd = 30,75kW * 1,75 = 53,81kW$$

Como metodología de diseño de los engranes se definirá primero la geometría y material y posteriormente se verificará que el diseño cumpla y sea funciona

Debido a que se conoce la distancia entre centros que tienen los ejes sobre los cuales van montados los engranes y que la razón de engranes es de 1, se puede decir que el diámetro de los engranes es la distancia entre centros respectivamente.

$$d2 = d3 = 40cm$$

Donde d2 es el engrane del eje 1 y d3 es el engrane del eje 2

El método de fabricación de los engranes será fresado y la herramienta de corte a usar tendrá las siguientes características.

- $(m) = 10$
- *angulo de* $(\phi) = 20$
- *altura de* $(k) = 1$

Con estos datos se determina el mínimo número de dientes para evitar la interferencia de la siguiente manera.

$$Z_{min} = \frac{2 * K}{\sin^2(\phi)} = 17,097 \cong 18 \text{ dientes}$$

Conociendo el número mínimo de dientes, se calcula el número de dientes que tendrían los engranes usando el módulo y el diámetro anteriormente nombrado y verificamos que sea mayor que el número mínimo de dientes.

$$Z_2 = \frac{d_2}{m} = \frac{400}{10} = 40 \text{ dientes} = Z_2$$

El ancho de cara de los engranes se calculan siguiendo la recomendación de la AGMA

$$3 * Pc \leq F \leq 5 * Pc$$

Para el diseño se considera un valor intermedio de este intervalo el cual es

$$F = 4 * pc$$

Donde Pc es el paso circular del engrane que se calcula de la siguiente manera

$$Pc = \pi * m$$

Quedando la expresión del ancho de cara

$$F = 4 * \pi * m = 125,66mm$$

Considerando el ancho de cara como un valor cercano al obtenido, por lo tanto

$$F = 125mm = 12,5cm$$

Se calcula la velocidad en la línea de paso

$$V_2 = \frac{\pi * d_2 * n}{60000} = 0,37 \frac{m}{s} = V_3$$

Se calcula las cargas en los engranes

Carga tangencial (Wt)

$$Wt = \frac{Hd}{V} = 145,43kN$$

Carga radial (W_r)

$$W_r = W_t * \tan(\phi) = 52,93kN$$

Se define como material para los engranes el acero con módulo de elasticidad

$$E = 200 \times 10^3 MPa$$

Para el correcto diseño de los engranes rectos se considera la hipótesis de que los engranes fallan primero por desgaste que por flexión y el diseño será satisfactorio si se cumple que:

$$W_b \geq W_d$$

$$W_w \geq W_d$$

La carga a desgaste se obtiene mediante la siguiente expresión:

$$W_w = KQFdp$$

Donde:

K: factor de desgaste de Buckingham

F: ancho de cara

Q: factor adimensional

dp: diámetro de paso del engrane

Igualando la carga dinámica con la carga a desgaste se obtiene

$$W_w = W_d$$

$$KQFdp = K_v * W_t$$

Despejando K

$$K = \frac{K_v * W_t}{Q * F * dp}$$

Se calcula K_v usando la siguiente expresión:

$$K_v = \frac{3.05 + V}{3.05} = 1,12$$

Se calcula Q

$$Q = \frac{2 * Z_3}{z_3 + z_2} = 1$$

Reemplazando los valores se obtiene que K tiene un valor de:

$$K = \frac{K_v * W_t}{Q * F * d_p} = 3,257 MPa$$

El factor de desgaste de Buckingham se determina de la siguiente manera

$$K = \left(\frac{Sc^2 * (\sin(\emptyset))}{1.4} \right) * \left(\frac{1}{E} + \frac{1}{E} \right)$$

Substituyendo los valores de K , E y \emptyset y despejando Sc obtenemos

$$Sc = 1145,87 MPa$$

Para aceros a 10^8 ciclos se tiene

$$Sc = 2.76 * Hb - 70 MPa$$

Despejando Hb , obtenemos que la dureza Brinell necesaria para el engrane es de:

$$Hb = 441$$

Con este dato se selecciona un acero que tenga dureza igual o superior

Se seleccionó de la Figura 44 un acero AISI 4130 TyR con dureza Brinell de 467

y resistencia a la fluencia de 1460 MPa.

Figura 44

Propiedades mecánicas de algunos aceros

1	2	3	4	5	6	7	8
AISI núm.	Tratamiento	Temperatura °C (°F)	Resistencia a la tensión MPa (kpsi)	Resistencia a la fluencia, MPa (kpsi)	Elongación, %	Reducción del área, %	Dureza Brinell
• 4130 •	TyR*	205 (400)	1630 (236)	• 1460 (212) •	10	41	• 467 •
	TyR*	315 (600)	1500 (217)	1380 (200)	11	43	435
	TyR*	425 (800)	1280 (186)	1190 (173)	13	49	380
	TyR*	540 (1000)	1030 (150)	910 (132)	17	57	315
	TyR*	650 (1200)	814 (118)	703 (102)	22	64	245
	Normalizado	870 (1600)	670 (97)	436 (63)	25	59	197
	Recocido	865 (1585)	560 (81)	361 (52)	28	56	156
4140	TyR	205 (400)	1770 (257)	1640 (238)	8	38	510
	TyR	315 (600)	1550 (225)	1430 (208)	9	43	445
	TyR	425 (800)	1250 (181)	1140 (165)	13	49	370
	TyR	540 (1000)	951 (138)	834 (121)	18	58	285
	TyR	650 (1200)	758 (110)	655 (95)	22	63	230
	Normalizado	870 (1600)	1020 (148)	655 (95)	18	47	302
	Recocido	815 (1500)	655 (95)	417 (61)	26	57	197
4340	TyR	315 (600)	1720 (250)	1590 (230)	10	40	486
	TyR	425 (800)	1470 (213)	1360 (198)	10	44	430
	TyR	540 (1000)	1170 (170)	1080 (156)	13	51	360
	TyR	650 (1200)	965 (140)	855 (124)	19	60	280

* Templado en agua.

Nota. Adaptado de *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley 9a. ed.* (p. 1006), por Budynas & Nisbett, 2012, McGraw-Hill.

Como método de comprobación de la hipótesis planteada anteriormente, se calcula la carga a flexión del engrane como se muestra a continuación.

$$Wb = \frac{SYFm}{nKf}$$

Donde:

S: resistencia límite a la fluencia

Y: factor de forma de Lewis

F: ancho de cara

m: módulo

n: factor de seguridad

kf: factor de concentración de esfuerzos

El factor de forma de Lewis se obtiene usando el número de dientes y ángulo de presión del engrane, con estos datos se busca en la Figura 45 el valor.

Figura 45

Factor de forma de Lewis

Tabla 10-2 (continuación)

No. de dientes	Carga en la parte superior								Carga cerca del centro			
	14 1/2° FD		20° FD		20° diente corto		26°		14 1/2° FD		20° FD	
	Y	y	Y	y	Y	y	Y	y	Y	y	Y	y
25	0.305	0.097	0.340	0.108	0.416	0.133	0.402	0.128	0.515	0.164	0.580	0.184
26	0.308	0.098	0.344	0.109	0.421	0.135	0.407	0.130	0.522	0.166	0.584	0.186
27	0.311	0.099	0.348	0.111	0.426	0.136	0.412	0.131	0.528	0.168	0.588	0.187
28	0.314	0.100	0.352	0.112	0.430	0.137	0.417	0.133	0.534	0.170	0.592	0.189
29	0.316	0.101	0.355	0.113	0.434	0.138	0.421	0.134	0.537	0.171	0.599	0.191
30	0.318	0.101	0.358	0.114	0.437	0.139	0.425	0.135	0.540	0.172	0.606	0.193
31	0.320	0.101	0.361	0.115	0.440	0.140	0.429	0.137	0.554	0.173	0.611	0.195
32	0.322	0.101	0.364	0.116	0.443	0.141	0.433	0.139	0.547	0.174	0.617	0.196
33	0.324	0.103	0.367	0.117	0.445	0.142	0.436	0.139	0.550	0.175	0.623	0.198
34	0.326	0.104	0.371	0.118	0.447	0.142	0.440	0.140	0.553	0.177	0.628	0.200
35	0.327	0.104	0.373	0.119	0.449	0.143	0.443	0.141	0.556	0.177	0.633	0.201
36	0.329	0.105	0.377	0.120	0.451	0.144	0.446	0.142	0.559	0.178	0.639	0.203
37	0.330	0.105	0.380	0.121	0.454	0.144	0.449	0.143	0.563	0.179	0.645	0.205
38	0.333	0.106	0.384	0.122	0.455	0.145	0.452	0.144	0.565	0.180	0.650	0.207
39	0.335	0.107	0.386	0.123	0.457	0.146	0.454	0.145	0.568	0.181	0.655	0.209
40	0.336	0.107	0.389	0.124	0.459	0.146	0.457	0.145	0.570	0.182	0.659	0.210
43	0.339	0.108	0.397	0.126	0.467	0.147	0.464	0.148	0.574	0.183	0.668	0.212
45	0.340	0.108	0.399	0.127	0.468	0.149	0.468	0.149	0.579	0.184	0.678	0.214

Nota. Adaptado de *Diseño de Máquinas, Teoría y Práctica I*, ed. (p. 573), por Deutschman & otros, 1975, CONTINENTAL S.A. México.

Para el valor del factor de seguridad considera que un valor de 1 a 1,5 debería bastar para que el diseño sea correcto debido a que ya se ha tenido en cuenta un factor de sobrecarga en la potencia de diseño. Para este diseño se usa un factor de seguridad de 1,5.

El factor de concentración de esfuerzos se obtiene utilizando la siguiente expresión obtenida por Dolan y Broghamer en 1942.

$$Kf = H + \left(\frac{t}{r}\right)^L * \left(\frac{t}{l}\right)^M$$

Donde:

$$H = 0,34 - 0,4583662 * \emptyset = 0,18$$

$$L = 0,316 - 0,4583662 * \emptyset = 0,156$$

$$M = 0,290 + 0,4583662 * \emptyset = 0,449$$

$$r = \frac{(b - rf)^2}{\frac{d}{2} + b - rf}$$

Donde rf es el radio del filete que se obtiene de la siguiente expresión encontrada en la Figura 46.

$$rf = \frac{0,3}{P}$$

Como la expresión para calcular el radio del filete se encuentra en el sistema inglés, se hace una conversión para calcularla en sistema métrico.

$$P = \frac{1}{m}$$

$$rf = 0,3 * m = 0,3 * 10 = 3mm$$

b corresponde al valor del dedendum del engrane calculado a continuación.

$$, b = 1.25 * m = 12,5mm$$

Con estos valores y el diámetro del engrane se puede calcular el valor de r

$$r = \frac{(b - rf)^2}{\frac{d}{2} + b - rf} = 2,80mm$$

Figura 46

Proporciones básicas del diente de engranes rectos

TABLA 5-1. PROPORCIONES BASICAS DEL DIENTE DE ENGRANES RECTOS, SISTEMAS NORMALES AGMA Y ASA
(Proporciones de diente para engranes completamente intercambiables operados a distancia entre centros estándar)

Símbolo	Término	Paso grueso (más grueso que P20), altura com- pleta		Paso fino (20 y más fino), altura completa	Término No.
ϕ	Angulo de presión	20°	25°	20°	1
a	Adendo (básico*)	$\frac{1.000}{P}$	$\frac{1.000}{P}$	$\frac{1.000}{P}$	2
b	Dedendo (mín.) (básico†)	$\frac{1.250}{P}$	$\frac{1.250}{P}$	$\frac{1.200}{P} + 0.002''$	3
h_k	Altura de trabajo	$\frac{2.000}{P}$	$\frac{2.000}{P}$	$\frac{2.000}{P}$	4
h_t	Altura total (mín.) (básico†)	$\frac{2.25}{P}$	$\frac{2.25}{P}$	$\frac{2.200}{P} + 0.002''$	5
t	Esposor circular del diente (básico*)	$\frac{\pi}{2P}$	$\frac{\pi}{2P}$	$\frac{1.5708}{P}$	6
r_f	Radio del filete (en la cremallera básica)	$\frac{0.300}{P}$	$\frac{0.300}{P}$	No estandarizado	7
c	Claro (mín.) (básico†)	$\frac{0.250}{P}$	$\frac{0.250}{P}$	$\frac{0.200}{P} + 0.002''$	8
c	Claro, dientes afeltados o rectificadas	$\frac{0.350}{P}$	$\frac{0.350}{P}$	$\frac{0.3500}{P} + 0.002''$	9
N^*P	Nos. mínimos de dientes*				
	Piñón	18	12	18	10
	Par	36	24	11
t_s	Ancho mínimo de la región sup.	$\frac{0.25}{P}$	$\frac{0.25}{P}$	No estandarizado	12
	Normas de referencia				
	AGMA	201.02	201.02	207.04	13
	ASA			B6.19	14

Nota. Adaptado de *Manual de engranes, Diseño, Manufactura y aplicación de engranajes* (p. 174), por Darle W, Dudley, 1973, CONTINENTAL S.A. México.

El valor del espesor del diente en la base se calcula de la siguiente manera:

$$t = \frac{pc}{2} = \frac{\pi * m}{2} = 15,70mm$$

La altura de trabajo del diente se obtiene:

$$l = 2 * m = 20mm$$

Conociendo todos los valores, se puede calcular factor de concentración de esfuerzos

$$Kf = H + \left(\frac{t}{r}\right)^L * \left(\frac{t}{l}\right)^M = 2,385$$

Obtenido el factor de concentración de esfuerzos se calcula la carga a flexión

$$Wb = \frac{SYFm}{nKf} = \frac{1460 * 0.389 * 125 * 10}{1.5 * 2.385} = 198442N = 198,442kN$$

Se calcula la carga dinámica

$$Wd = kv * Wt = 162881N = 162,88kN$$

El diseño cumple con la hipótesis de que la carga a flexión es mayor que la carga dinámica. Ahora se comprueba que la carga a desgaste sea mayor a la carga dinámica, para esto se recalcula Sc con la dureza del acero que se seleccionó

$$Sc = 2,76 * HB - 70Mpa = 1218,92Mpa$$

Luego se calcula el valor de K con el nuevo Sc

$$K = \left(\frac{Sc^2 * (\sin(\phi))}{1,4}\right) * \left(\frac{1}{E} + \frac{1}{E}\right) = 3,6297Mpa$$

Con este nuevo valor de K se calcula la carga a desgaste de los engranes

$$Ww = KQFdp = 3,6297 * 1 * 125 * 400 = 181486,38N = 181,486kN$$

Se verifica que $Ww \geq Wd$ y que el diseño es satisfactorio.

Como síntesis de los cálculos realizados anteriormente los engranes diseñados serían los siguientes:

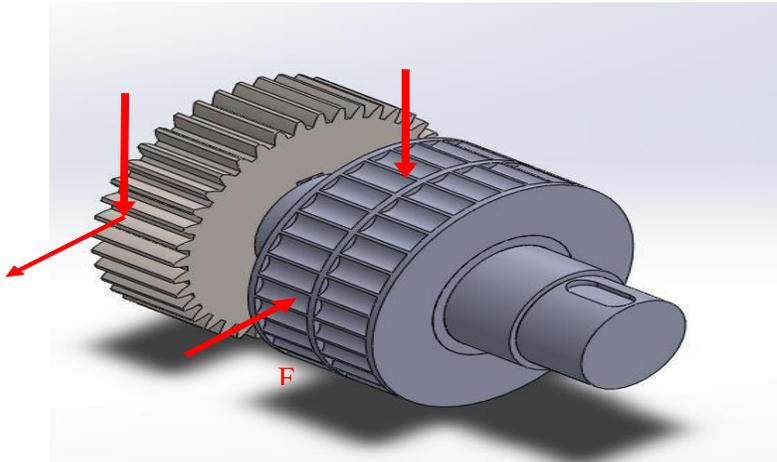
- Engranés rectos
- Material: Acero AISI 4340 TyR para ambos
- Numero de dientes (Z)=40 dientes
- Diámetro(D)=400mm
- Fabricado por fresado, fresa $\emptyset = 20^\circ$, m=10
- Ancho de cara(F)=125mm

Diseño del eje

Para la máquina briquetadora se cuenta con dos ejes, sobre los cuales estarán montados los rodillos de compactación y engranajes rectos, que producirán las briquetas y transmitirán la potencia necesaria para este proceso, en el extremo derecho del eje 1 se encontrará conectado el reductor de velocidad y en su otro extremo estará ubicado el engrane recto que transmitirá la potencia al eje 2, ambos ejes son escalonados y soportados sobre 2 rodamientos cada uno , las cuales se encargaran de soportar las cargas sobre los ejes.

Figura 47

Cargas aplicadas sobre el eje



Como se puede observar en la Figura 47 las cargas aplicadas sobre el eje son las siguientes:

La Fuerza ejercida por el peso del rodillo y del material dispuesto en la parte superior del mismo (F_p), se calcula de la siguiente manera:

$$F_p = \text{Peso rodillo} + \text{Peso Material}$$

El peso del rodillo (P_r) se calcula considerando que su volumen es el de un cilindro macizo con 200mm (0,2m) de radio y 190 mm (0,19m) de largo, valores con los que se obtiene lo siguiente:

$$V_{rod} = \pi * r^2 * l = \pi * (0,2)^2 * 0,19 = 0,0238m^3$$

Si este volumen lo multiplicamos por la densidad del material del tambor que es de fundición nodular y lo multiplicamos por la gravedad se obtiene su peso

$$P_{rod} = V_{rod} * \rho_{rod} * g = 0,238 * 7200 * 9,8 = 1,681KN$$

Para el cálculo del peso del material, se considera el área transversal obtenida durante el diseño del rodillo la cual para un ángulo $\gamma = 31^\circ$ es de $0,0018784m^2$, si se multiplica este valor por la longitud del rodillo, se obtiene su volumen.

$$V_{material} = A_{material} * l_{material} = 0,0018784 * 0,19 = 3,568 * 10^{-4}m^3$$

Y si se multiplica este volumen con la densidad del material y la gravedad, se obtiene el peso.

$$P_{material} = V_{material} * \rho_{material} * g = 3,568 * 10^{-4} * 780 * 9,81 = 2,730N$$

Con el valor calculado del peso del material, se aprecia que es insignificante en comparación con el del rodillo, por lo tanto, se tiene en cuenta que la fuerza que ejerce el peso es de:

$$Fp = p_{rod} = 1,681KN$$

Esta fuerza ejercida por el peso se considera una carga aplicada en la mitad de la longitud del rodillo en el plano X-Y.

La carga que generan los rodillos de compactación durante la producción fue calculada en el diseño de los rodillos, siendo su magnitud de 256.9kN y estando representada en el eje como una carga puntual ubicada en la mitad de la longitud del rodillo en el plano X-Z.

Los engranajes rectos montados sobre el eje generan cargas radiales y tangenciales, las cuales tienen su punto de aplicación en la mitad del ancho de cara del engrane y sus magnitudesson $52,93kN$ y $145,43kN$ respectivamente.

Con el fin de hacer un diseño preliminar para conocer las dimensiones del eje se considera lo siguiente:

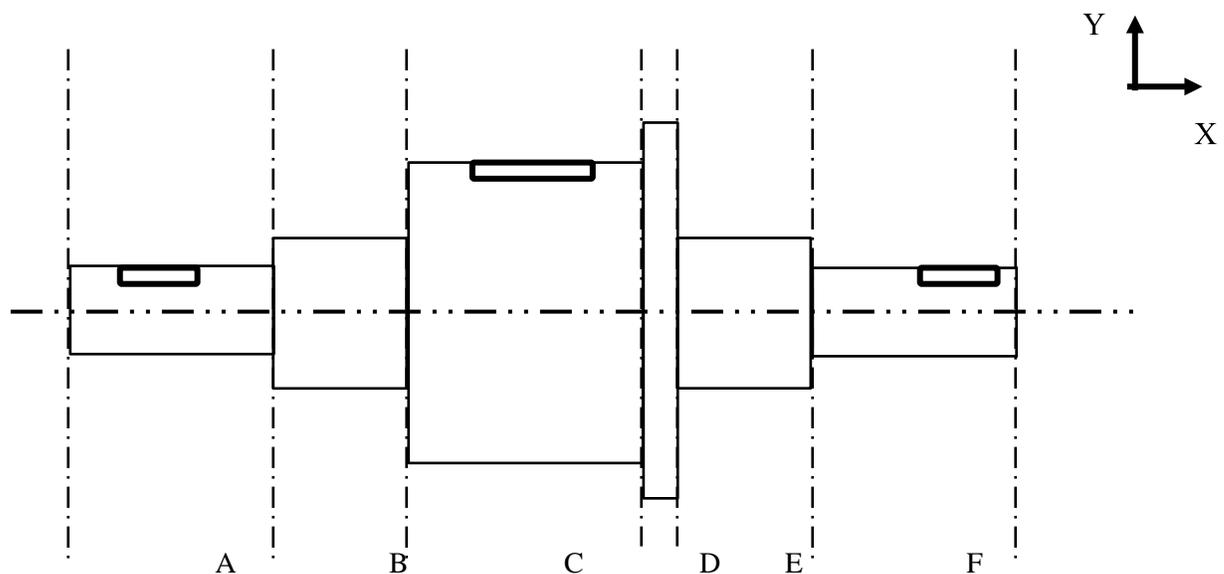
- Se desconoce el diámetro máximo del eje, pero se sabe que no debe exceder el diámetro del rodillo teniendo en cuenta sus cavidades ($400mm - 2 * 40mm = 320mm$)
- Se desconoce el diámetro mínimo del eje, el cual se calculará más adelante
- Se considera que la distancia entre el centro de los soportes hasta las caras del rodillo es de 60mm respectivamente.
- Se considera que la distancia entre el centro del soporte a la cara del engrane es de 40mm
- Se considera que los engranes rectos y el rodillo serán sujetos al eje mediante cuñas, las cuales para el diseño preliminar tendrán un factor de concentración de esfuerzos de 2 tanto a flexión como a torsión con el fin de obtener una primera aproximación del diámetro real.
- Se considera que los hombros presentes en el eje tendrán un factor de concentración de esfuerzos de 2 para flexión y 2,5 para torsión con el fin de obtener una primera aproximación del diámetro real.
- Se considera el diseño del eje para torsión constante y ciclo de flexión invertida.

- Se considera un factor de seguridad de 2 recomendado por Robert L Mott para elementos de máquinas bajo cargas dinámicas con confianza promedio en los datos de diseño.

Teniendo en cuenta las consideraciones se identifica los puntos de interés del eje

Figura 48

Secciones de eje



En la Figura 48 se puede observar el eje y sus partes, en donde podemos apreciar las siguientes secciones:

- **Sección A.** Es donde irá montada el engrane recto, cuenta con un cuñero debajo del engrane y un hombro, su longitud es de 14 cm.
- **Sección B.** Es donde irá montada el soporte, cuenta con un hombro en 4 y su longitud es de 10 cm.

- **Sección C.** Es donde ira montada el rodillo, cuenta con un cuñero debajo del rodillo en un hombro, su longitud es de 17cm.
- **Sección D.** Sección que sirve como tope que retiene el rodillo de forma axial, su longitudes de 2 cm.
- **Sección E.** Es donde ira montada el soporte, cuenta con un hombro y su longitud es de 10cm.
- **Sección F.** Sección del eje destinada para conectar el eje al motorreductor, cuenta con un hombro y un cuñero, su longitud es de 17cm.

Para determinar las reacciones en los soportes se realiza los diagramas de cortante y momento para los planos X-Y y X-Z, para esto se hace uso de la herramienta MDSolids en su versión gratuita, la cual permite obtener los momentos en los puntos requeridos de las gráficas y las reacciones en los soportes.

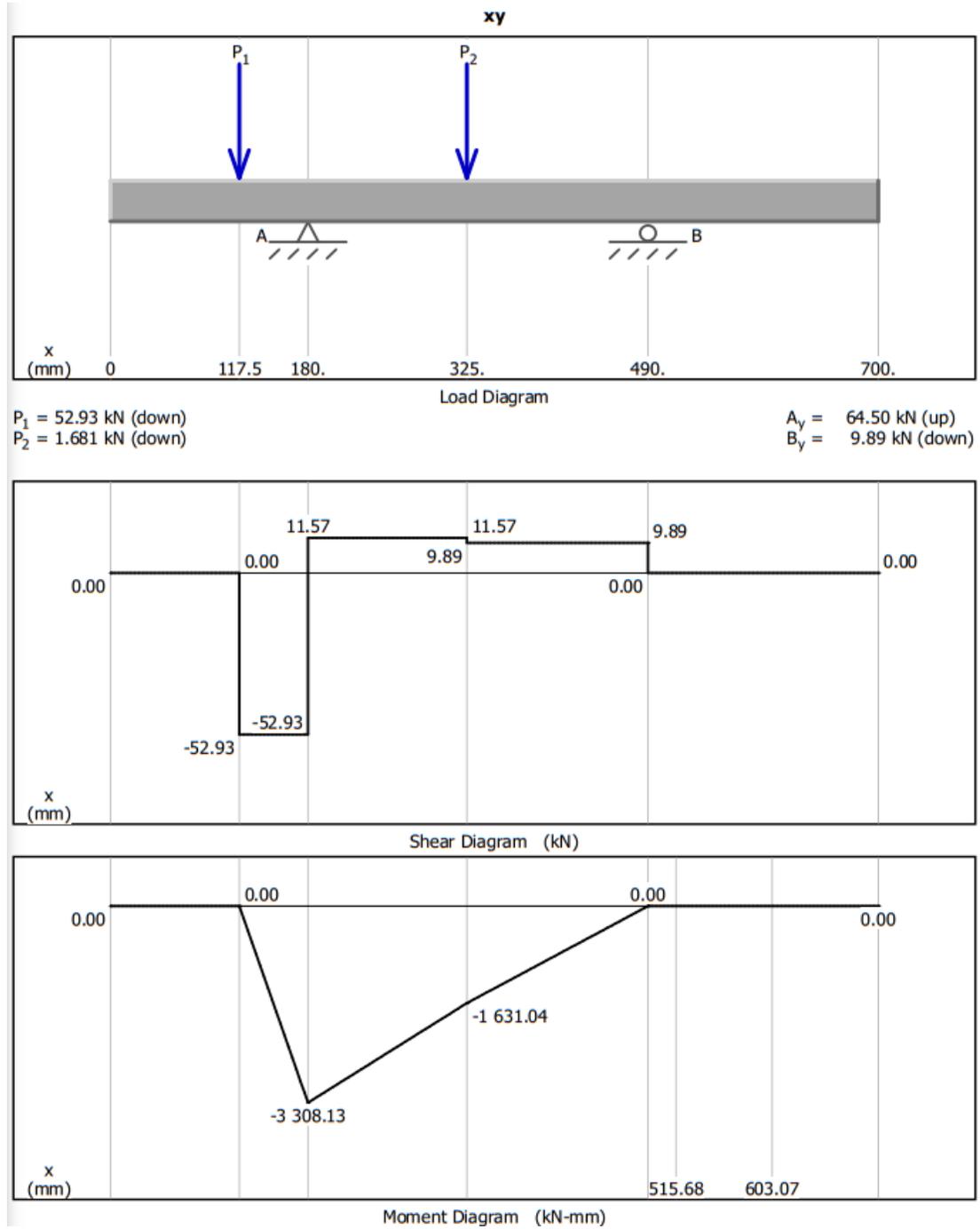
Las reacciones en los soportes son:

$$R_B = \sqrt{64,50^2 + 38,01^2} = 74,866kN$$

$$R_E = \sqrt{9,89^2 + 149,48^2} = 149,80kN$$

Figura 49

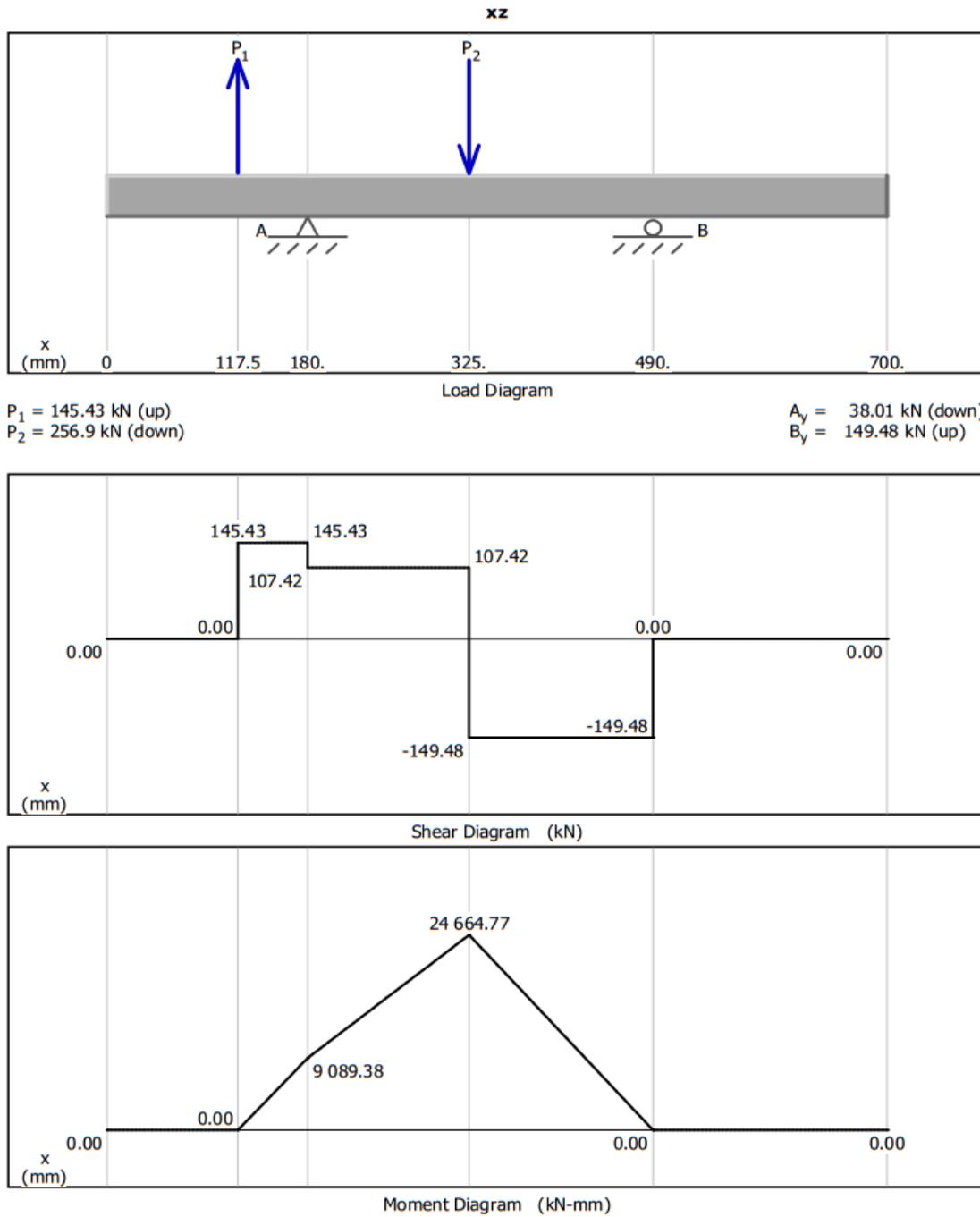
Diagrama X-Y



Nota. Elaborado usando MDSolids versión gratuita.

Figura 50

Diagrama X-Z



Nota. Elaborado usando MDSolids versión gratuita.

El torque es constante sobre el eje y se calcula de la siguiente manera

$$T = \frac{P}{w} = \frac{30.75kW}{18rpm * \frac{2\pi}{60}} = 16,31kN * m$$

Se considera como material para el eje un acero AISI 1050 CD el cual es comúnmente usado para la fabricación de ejes.

Figura 51

Propiedades mecánicas de algunos aceros al carbono

Número SAE/AISI	Condición	Resistencia a la fluencia por tensión (0.2% de deformación remanente)		Resistencia última a la tensión		Elongación en 2 in	Dureza Brinell
		kpsi	MPa	kpsi	MPa	%	-HB
1050	rolado en caliente	50	345	90	621	15	179
	normalizado @ 1 650 °F	62	427	108	745	20	217
	rolado en frío	84	579	100	689	10	197
	templado y revenido @ 1 200 °F	78	538	104	717	28	235
	templado y revenido @ 800 °F	115	793	158	1 089	13	444
	templado y revenido @ 400 °F	117	807	163	1 124	9	514

Nota. Adaptado *Diseño de máquina un enfoque integrado (4 ed.)* (p.990) por Norton. RobertL,2011, Pearsons Education Inc

Calculando la resistencia a la fatiga del material sin corregir

$$S_e' = 0,5S_{ut} \quad \text{Para } S_{ut} < 1400Mpa$$

$$S_e' = 0.5 * 689 = 344,5Mpa$$

Aplicando los factores de corrección

$$S_e = C_{carga} C_{tamaño} C_{superficie} C_{temperatura} C_{conf} S_e'$$

Donde:

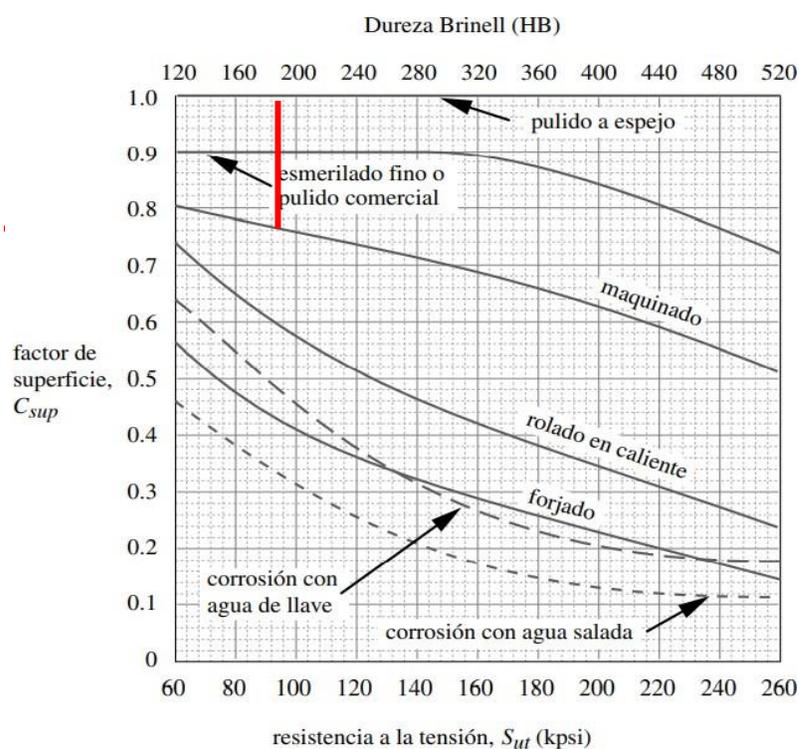
$$C_{carga} = 1 \text{ (carga a flexion)}$$

$$C_{tamaño} = 1 \text{ (para obtener una primera aproximacion del diametro)}$$

$$C_{superficie} = 0.78 \cong 0.8 \text{ (obtenido de la Figura 51)}$$

Figura 52

Factor de corrección por superficie para varios acabados en acero



Nota. Adaptado *Diseño de máquina un enfoque integrado (4 ed.)* (p.262) por Norton. RobertL,2011, Pearsons Education Inc.

$$C_{temperatura} = 1 \text{ para } T \leq 450^{\circ}C$$

$$C_{confiabilidad} = 1 \text{ obtenido de la figura 53}$$

Conociendo todos los factores de corrección se obtiene:

$$S_e = 1 * 1 * 0,8 * 1 * 1 * 344,5 = 275,6Mpa$$

Para el cálculo de la sensibilidad de la muesca se consideró un radio de 3mm y la resistencia última a la tensión del acero AISI 1050 CD, se observa en la Figura 54 los valores de $q = 0,85$ para flexión y $q = 0,89$ para torsión.

Figura 53

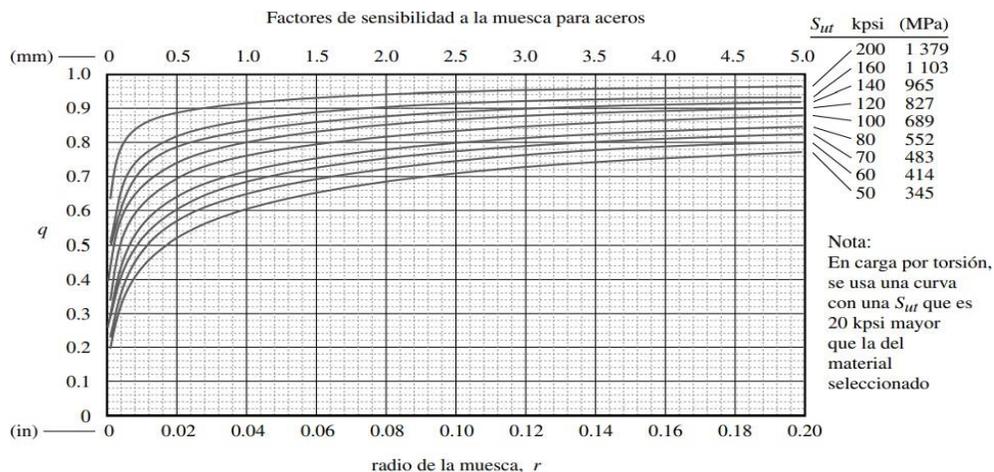
Factor de confiabilidad para una desviación estándar de 8%

% de confiabilidad	C_{conf}
50	1.000
90	0.897
95	0.868
99	0.814
99.9	0.753
99.99	0.702
99.999	0.659
99.9999	0.620

Nota. Adaptado *Diseño de máquina un enfoque integrado (4 ed.)* (p.265) por Norton. RobertL,2011, Pearsons Education Inc.

Figura 54

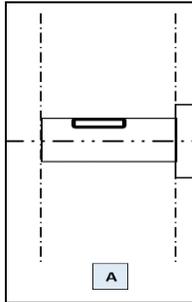
Factor de sensibilidad a la muesca para aceros



Nota. Adaptado *Diseño de máquina un enfoque integrado (4 ed.)* (p.274) por Norton. RobertL,2011, Pearsons Education Inc.

Teniendo en cuenta lo anterior se calcula el diámetro para cada uno de los puntos

Sección A:



En la sección A se tiene 2 puntos en los cuales hay concentración de esfuerzos, en la cuña debajo del engrane y en el hombro. El momento en el cuñero debajo del engrane es 0, en cambio la magnitud del momento en el hombro ubicado en $X=140\text{mm}$ es

$$M_{\text{hombro}} = \sqrt{(-1213,43)^2 + (3272,18)^2} = 3489,92\text{kN} * \text{mm}$$

Además, los factores de concentración de esfuerzos teóricos para el hombro son mayores que para la cuña por lo que se considera que es el punto que determina el diámetro de la sección.

El factor de concentración de esfuerzos por fatiga será entonces:

$$K_f = 1 + q(K_t - 1) = 1 + 0,85(2 - 1) = 1,85 \quad \text{flexión}$$

$$K_{fs} = 1 + q(K_{ts} - 1) = 1 + 0,89(2,5 - 1) = 2,34 \quad \text{Torsión}$$

Se calcula el diámetro:

$$d_A = \left(\frac{32 * n}{\pi} \left(\left(\frac{K_f * M}{S_e} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{K_{fs} * T}{S_y} \right)^2 \right)^{\frac{1}{2}} \right)^{\frac{1}{3}}$$

Donde:

n: Factor de seguridad

Se: Límite de resistencia a la fatiga corregida

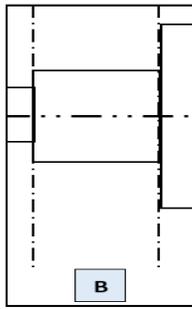
Sy: Límite de resistencia a la fluencia del material.

M: Momento del punto

T: torque

$$d_A = \left(\frac{32 * 2}{\pi} \left(\left(\frac{1,85 * 3,489}{275600} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{2,34 * 16,31}{579000} \right)^2 \right)^{\frac{1}{2}} \right)^{\frac{1}{3}} = 0,1079m$$

Sección B:



la sección B se encuentran un solo punto con concentración de esfuerzos, el cual es el hombro, por lo tanto, será el que determina el diámetro de la sección. El momento en el hombro ubicado en $X=240\text{mm}$ es de:

$$M_{\text{hombro}} = \sqrt{(-2664,56)^2 + (15534,37)^2} = 15761,23 \text{KN} * \text{mm}$$

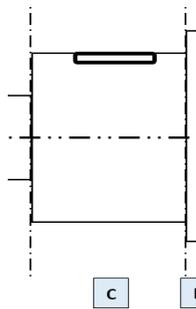
Los factores de concentración de esfuerzos por fatiga serán los mismos que para el hombro de la sección anterior

$$K_f = 1,85 \text{ flexión}$$

$$K_{fs} = 2,34 \text{ Torsión}$$

Se calcula el diámetro:

$$d_B = \left(\frac{32 * 2}{\pi} \left(\left(\frac{1,85 * 15,76}{275600} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{2,34 * 16,31}{579000} \right)^2 \right)^{\frac{1}{2}} \right)^{\frac{1}{3}} = 0,1347m$$

Sección C:

En la sección c se encuentran dos ubicaciones con concentración de esfuerzos, una cuña ubicada en la mitad de la longitud del rodillo y un hombro, la magnitud de los momentos en esos puntos es:

$$M_{cuña (x=335)} = \sqrt{(-1563,44)^2 + (23169,94)^2}$$

$$= 23222,62kN * mm$$

$$M_{hombro(x=410)} = \sqrt{(-806.94)^2 + (11958.8)^2} = 11985,99kN * mm$$

Como se observa en el cuñero se presenta un momento flexor más alto que en el hombro, por lo que se considera que es el punto que define el diámetro del eje en esta sección.

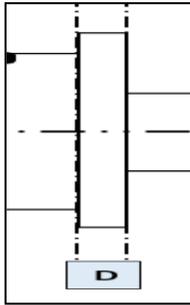
El factor de concentración de esfuerzos a la fatiga para la cuña es:

$$K_f = 1 + 0,85(2 - 1) = 1,85 \text{ flexión}$$

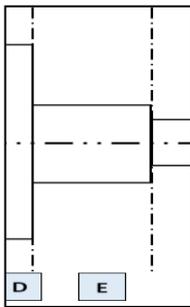
$$K_{fs} = 1 + 0,89(2 - 1) = 1,89 \text{ Torsión}$$

El diámetro del eje será entonces:

$$d_c = \left(\frac{32 * 2}{\pi} \left(\left(\frac{1,85 * 23,22}{275600} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{1,89 * 16,31}{579000} \right)^2 \right)^{\frac{1}{2}} \right)^{\frac{1}{3}} = 0,1490m$$

Sección D:

Considerando esta sección como un tope para el montaje del rodillo, se puede observar que no existe concentración de esfuerzos en este tramo, además el momento es menor al máximo encontrado en la sección C, así que se puede considerar un diámetro mayor al de la sección C.

Sección E:

En la sección E se encuentra un punto donde existe concentración de esfuerzos debido al hombro.

El momento en este punto es de:

$$M = \sqrt{(-605,20)^2 + (-8969,01)^2} = 8989,40 \text{ kN} \cdot \text{mm para } X \\ = 430 \text{ mm}$$

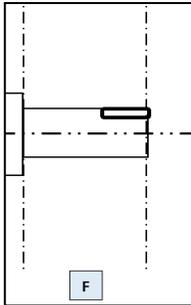
Existe un hombro por lo que su factor de concentración de esfuerzos a la fatiga será:

$$K_f = 1,85 \text{ flexión}$$

$$K_{fs} = 2,34 \text{ Torsión}$$

El diámetro en ese punto será:

$$d_E = \left(\frac{32 * 2}{\pi} \left(\left(\frac{1,85 * 8,98}{275600} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{2,34 * 16,31}{579000} \right)^2 \right)^{\frac{1}{2}} \right)^{\frac{1}{3}} = 0,116 \text{ m}$$

Sección F:

En esta sección el momento flexor es 0, aun así, existen 2 concentradores de esfuerzos para la sección, el hombro y el cuñero. Como el factor de concentración de esfuerzos teórico a torsión es mayor para el hombro que para la cuña, el diámetro de la sección estará determinada por este mismo

$$K_{fs} = 2,34 \quad \text{Torsión}$$

El diámetro del eje sería entonces:

$$d_F = \left(\frac{32 * 2}{\pi} \left(\frac{3}{4} \left(\frac{2,34 * 16,31}{579000} \right)^2 \right)^{\frac{1}{2}} \right)^{\frac{1}{3}} = 0,1051m$$

En la Tabla 11 se muestran los diámetros obtenidos junto al valor del diámetro a considerar para cada sección, es importante resaltar que en el caso de los diámetros de las secciones B y E, se consideró un diámetro de 180 mm con el fin de que el eje sea confiable y su diámetro sea estándar para la selección de rodamientos.

Tabla 11*Dimensiones preliminares del eje*

Sección	Diámetro calculado(mm)	Diámetro considerado(mm)
A	107,9	150
B	134,7	180
C	149	200
D	---	215
E	116,6	180
F	105,1	150

Con los diámetros considerados, se realiza la verificación del factor de seguridad para estas dimensiones, esta vez teniendo en cuenta la corrección por tamaño y la corrección para una confiabilidad del 99.9%, además de los factores de concentración de esfuerzos para cada punto.

El factor de corrección por tamaño considerando el diámetro mayor del eje será:

$$C_{\text{tamaño}} = 1,189d^{-0.097} \quad \text{para } 8\text{mm} < d \leq 250\text{mm}$$

$$C_{\text{tamaño}} = 1,189(160\text{mm})^{-0.097} = 0,7267$$

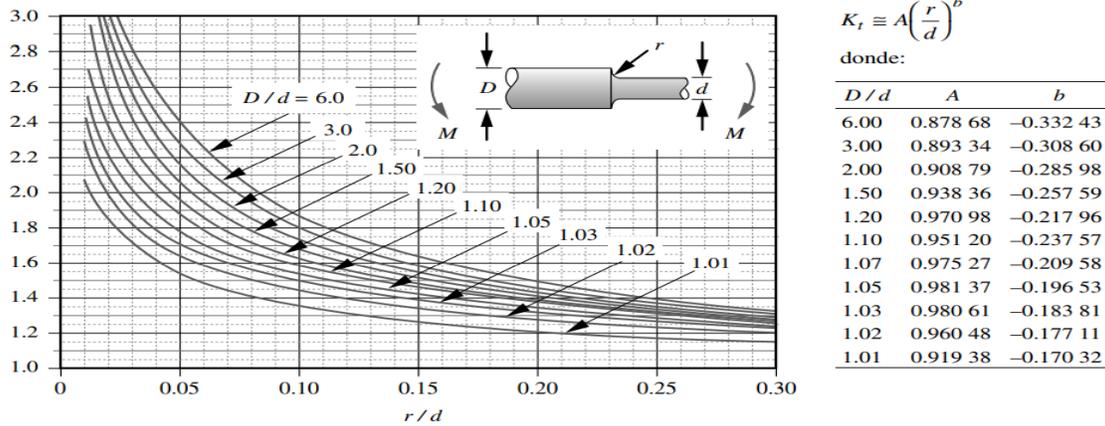
Con estos valores, se recalcula la resistencia a la fatiga corregida

$$S_e = 1 * 0,7267 * 0,8 * 1 * 0,735 * 344,5 = 147,20\text{MPa}$$

En las Figuras 55, 56 y 57 se muestran los factores de geométricos de concentración de esfuerzos para filetes de hombro a flexión, torsión y cuñas.

Figura 55

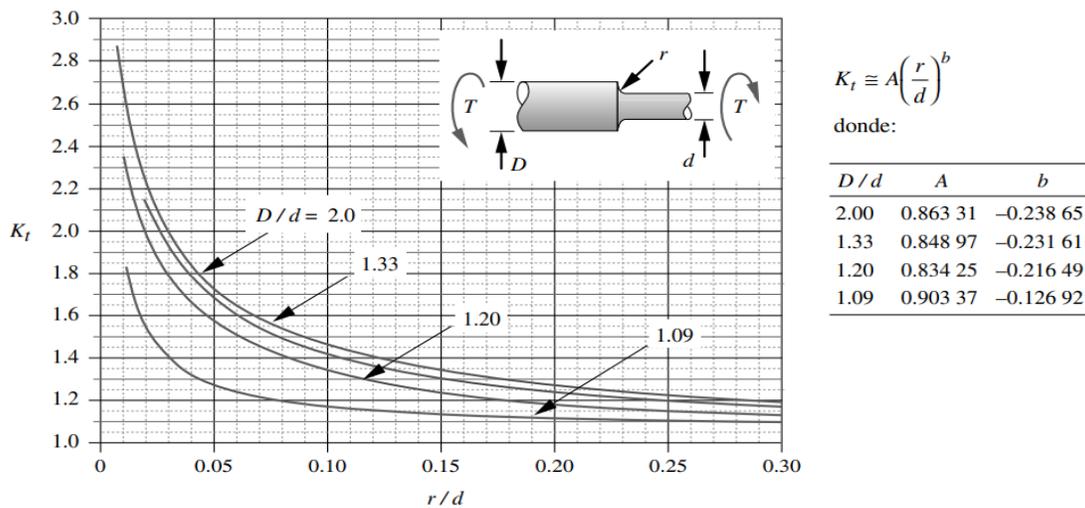
Factor geométrico de concentración de esfuerzos para un filete de hombro a flexión.



Nota. Adaptado *Diseño de máquina un enfoque integrado (4 ed.)* (p.998) por Norton. Robert L,2011, Pearsons Education Inc.

Figura 56

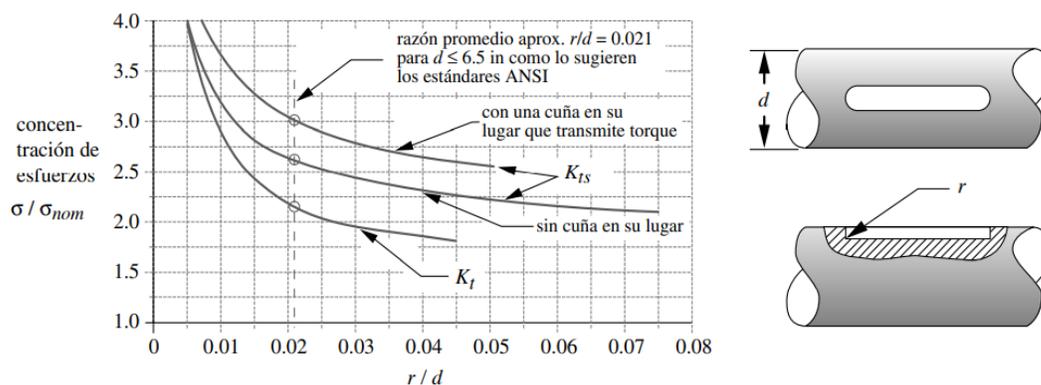
Factor geométrico de concentración de esfuerzos para un filete de hombro a torsión.



Nota. Adaptado *Diseño de máquina un enfoque integrado (4 ed.)* (p.999) por Norton. Robert L,2011, Pearsons Education Inc.

Figura 57

Factor geométrico de concentración de esfuerzos de cuñero



Nota. Adaptado *Diseño de máquina un enfoque integrado (4 ed.)* (p.4) por Norton. Robert L, 2011, Person Education Inc

Factor de seguridad de la sección A:

Con el fin de verificar que el eje funciona con las nuevas dimensiones asignadas, se calcula el factor de seguridad teniendo en cuenta el nuevo diámetro y los factores geométricos de concentración de esfuerzos correspondientes.

$$\frac{D}{d} = \frac{180}{150} = 1,2$$

De la Figura 55 se obtiene que para la relación D/d de 1.2 los valores de A y B para un hombro a flexión son 0,97098 y -0,25759 correspondientemente.

Aplicando la formula mostrada en la Figura 55 el factor de concentración de esfuerzos del hombro a flexión es:

$$K_t \cong A \left(\frac{r}{d} \right)^B = 0,97098 \left(\frac{3}{150} \right)^{-0.25759} = 2,65$$

De la misma manera en la Tabla 56 se obtienen que los valores de A y B para un hombro a torsión son 0,83425 y -0,21649 respectivamente.

Aplicando la fórmula nuevamente se obtiene el factor de concentración de esfuerzos del hombro a torsión

$$K_t \cong A \left(\frac{r}{d} \right)^B = 0,83425 \left(\frac{3}{150} \right)^{-0,21649} = 1,9$$

Conocidos los factores geométricos de concentración de esfuerzos tanto a flexión como torsión, se calcula los factores de concentración de esfuerzos a la fatiga.

$$K_f = 1 + 0,85(2,65 - 1) = 2,40 \text{ Flexión}$$

$$K_f = 1 + 0,89(1,94 - 1) = 1,83 \text{ Torsión}$$

Despejando el factor de seguridad

$$0.15 = \left(\frac{32n}{\pi} \left(\left(\frac{2,40(3,489)}{147200} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{1,83(16,31)}{579000} \right)^2 \right)^{\frac{1}{2}} \right)^{\frac{1}{3}}$$

Se obtiene:

$$n = 4,81$$

Como el factor de seguridad obtenido es mayor que 2 que fue considerado en el diseño eje, se puede decir que la sección del eje cumple.

Factor de seguridad de la sección B:

Al igual que en la sección A se obtienen los factores geométricos de concentración de esfuerzos haciendo uso de las Figuras 55 y 56.

$$\frac{D}{d} = \frac{200}{180} = 1,11$$

Debido a que el valor de D/d no se encuentra en la Tabla de valores dentro de las Figuras, se interpola para obtener los resultados como se muestran en las tablas 12 y 13.

Tabla 12

Interpolación valores A y B para un hombro a flexión sección B.

D/d	A	B
1,20	0,97098	-0,21796
1,11	0,95317	-0,23560
1,10	0,95120	-0,23757

Tabla 13

Interpolación valores A y B de hombro a torsión sección B.

D/d	A	B
1,20	0,83425	-0,21649
1,11	0,89080	-0,14320
1,09	0,90337	-0,12692

Una vez obtenidos estos resultados se calculan los factores geométricos de concentración de esfuerzos

Factor de concentración de esfuerzos a flexión.

$$K_t \cong A \left(\frac{r}{d} \right)^B = 0,95317 \left(\frac{3}{180} \right)^{-0,23560} = 2,50$$

Factor de concentración de esfuerzos a torsión.

$$K_t \cong A \left(\frac{r}{d}\right)^B = 0,89080 \left(\frac{3}{180}\right)^{-0.14320} = 1,60$$

Conocidos los factores geométricos de concentración de esfuerzos tanto a flexión como torsión, se calcula los factores de concentración de esfuerzos a la fatiga.

$$K_f = 1 + 0,85(2,5 - 1) = 2.275 \text{ Flexión}$$

$$K_f = 1 + 0,89(1,60 - 1) = 1.534 \text{ Torsión}$$

Despejando el factor de seguridad

$$0.18 = \left(\frac{32n}{\pi} \left(\left(\frac{2,275(15,76)}{147200} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{1,534(16,31)}{579000} \right)^2 \right)^{\frac{1}{2}} \right)^{\frac{1}{3}}$$

Se obtiene:

$$n = 2,33$$

Cumple.

Factor de seguridad para la sección C

En esta sección se encuentra ubicado un cuñero, haciendo uso de la Figura 57 se obtiene el factor geométrico de concentración de esfuerzos tanto a flexión como torsión

Se calcula la relación r/d

$$\frac{r}{d} = \frac{3}{200} = 0,015$$

$K_t \cong 2.4$ para flexion (Obtenido Figura 57)

$K_t \cong 3.25$ para torsion (Obtenido Figura 57)

Por lo tanto, los factores de concentración de esfuerzos a la fatiga son:

$$K_f = 1 + 0,85(2,4 - 1) = 2,19 \text{ Flexión}$$

$$K_f = 1 + 0,89(3,25 - 1) = 3 \text{ Torsión}$$

Despejando el factor de seguridad

$$0,20 = \left(\frac{32N}{\pi} \left(\left(\frac{2,19(23,22)}{147200} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{3(16,31)}{579000} \right)^2 \right)^{\frac{1}{2}} \right)^{\frac{1}{3}}$$

Se obtiene:

$$n = 2,236$$

Cumple.

Factor de seguridad para la sección E

Al igual que la sección A y B, esta sección posee un hombro el cual genera concentración de esfuerzos, por lo tanto, se emplean las Figuras 55 y 56 para encontrar los factores de concentración geométricos de la sección.

$$\frac{D}{d} = \frac{215}{180} = 1,16$$

El valor de la relación D/d no se encuentra en las Figuras por lo cual al igual que en la sección B se realiza la interpolación para obtener los valores de A y B para hombro sometido a flexión y torsión.

Tabla 14

Interpolación valores A y B para un hombro a flexión sección E.

D/d	A	B
1,20	0,97098	-0,21796
1,16	0,96306	-0,22580
1,10	0,95120	-0,23757

Tabla 15

Interpolación valores A y B de hombro a torsión sección E

D/d	A	B
1,20	0,83425	-0,21649
1,11	0,85938	-0,18391
1,09	0,90337	-0,12692

Una vez obtenidos estos resultados se calculan los factores geométricos de concentración de esfuerzos

Factor de concentración de esfuerzos a flexión.

$$K_t \cong A \left(\frac{r}{d}\right)^B = 0,96306 \left(\frac{3}{180}\right)^{-0,22580} = 2,42$$

Factor de concentración de esfuerzos a torsión.

$$K_t \cong A \left(\frac{r}{d}\right)^B = 0,85938 \left(\frac{3}{180}\right)^{-0.18391} = 1,82$$

Conocidos los factores geométricos de concentración de esfuerzos tanto a flexión como torsión, se calcula los factores de concentración de esfuerzos a la fatiga.

$$K_f = 1 + 0,85(2,42 - 1) = 2,198 \text{ Flexión}$$

$$K_f = 1 + 0,89(1,82 - 1) = 1,729 \text{ Torsión}$$

Despejando el factor de seguridad

$$0.18 = \left(\frac{32n}{\pi} \left(\left(\frac{2,198(8,98)}{147200} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{1,729(16,31)}{579000} \right)^2 \right)^{\frac{1}{2}} \right)^{\frac{1}{3}}$$

Se obtiene:

$$n = 4,11$$

Cumple.

Factor de seguridad para la sección F

$$\frac{D}{d} = \frac{180}{150} = 1,2$$

Debido a que la relación D/d es idéntica a la de la sección A, los valores de concentración de esfuerzos a la fatiga serán los mismos en esta sección.

$$K_f = 1 + 0,85(2,659 - 1) = 2.41 \text{ Flexión}$$

$$K_f = 1 + 0,89(1,945 - 1) = 1,84 \text{ Torsión}$$

Despejando el factor de seguridad

$$0.15 = \left(\frac{32n}{\pi} \left(\left(\frac{2,45(0)}{147200} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{1,44(16,31)}{579000} \right)^2 \right)^{\frac{1}{2}} \right)^{\frac{1}{3}}$$

Se obtiene:

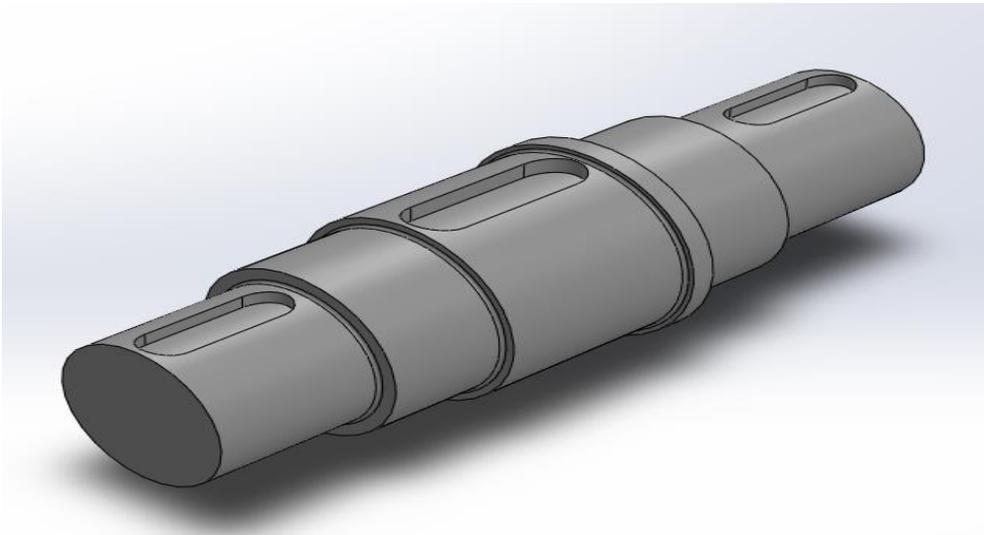
$$n = 8,57$$

Es decir que la sección cumple.

La geometría final del eje se ve representada en la Figura 58 y sus dimensiones en la Figura 59

Figura 58

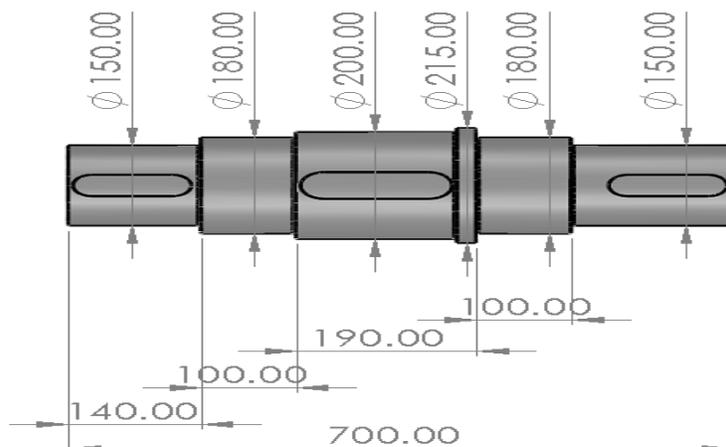
Geometría final del eje



Nota. Elaboración propia usando SolidWorks

Figura 59

Dimensiones finales del eje.



Nota. Elaboración propia usando SolidWorks

Selección de la fuente de Potencia

Con el fin de mover los rodillos se hace la selección de un motor eléctrico Siemens el cual pueda generar una potencia de 30,75 KW a las menores revoluciones posibles, con el fin de que la relación de velocidades necesaria en la caja reductora sea menor.

Debido a que en el catálogo de motores siemens no hay un motor con esta potencia exacta, se selecciona el más cercano que es de 30 KW a 1200RPM. Ya que una selección de potencia superior causaría que fallen los engranes y demás elementos.

El motor eléctrico seleccionado es el 1LE0141-2AC56-4AA4, con las características que se muestran en la Figura 60, las dimensiones y demás características del motor se encuentran en el Anexo 1.

Figura 60

Selección del motor eléctrico.

Potencia		Referencia del motor	Tamaño constructivo	Rated Speed	Eficiencia 100%	Factor de potencia	Corriente nominal			Torque nominal	Datos de arranque			Peso IM B3
kW	HP						220V A	380V A	440V A		Nm	Corriente de arranque x In	Torque de arranque x Tn	
Datos eléctricos motores Serie 1LE0141 IE2 6 Polos 1200 rpm														
15	20	1LE0141-1DC86-4AA4	160L	1170	90,2	0,73	59	34,5	29,5	122	7,5	2,5	3,5	145
18,5	25	1LE0141-1EC86-4AA4	180L	1180	91,7	0,78	68	39,5	34	150	7,5	2,5	3,5	185
22	30	1LE0141-2AC56-4AA4	200L	1180	91,7	0,80	80	46,5	40	178	7,5	2,4	3	235
30	40	1LE0141-2AC86-4AA4	200L	1182	93,0	0,79	107	62	53	242	7,5	2,4	3	260
37	50	1LE0141-2BC86-4AA4	225M	1182	93,0	0,80	132	76	66	299	8,5	2,6	3,5	340
45	60	1LE0141-2CC86-4AA4	250M	1185	93,6	0,83	151	88	76	363	8,5	2,6	3,5	465
55	75	1LE0141-2CC76-4AA4	250M	1185	93,6	0,83	189	109	94	443	8,5	2,6	3,5	470
75	100	1LE0141-2DC83-3AA4	280M	1185	94,1	0,85			122	604	8,5	2,7	3	565
90	125	1LE0141-2DC73-3AA4	280M	1188	94,1	0,85			153	723	8,5	2,7	3	620
110	150	1LE0141-3AC53-3AA4	315L	1190	95,0	0,84			184	883	8,5	2,4	3	1050
150	200	1LE0141-3AC63-3AA4	315L	1190	95,0	0,85			240	1204	8,5	2,4	3	1060

Nota. Adaptado de *Portafolio de motores eléctricos.* (s. f.). Siemens.com. Recuperado 26 de noviembre de 2022, de

<https://assets.new.siemens.com/siemens/assets/api/uuid:782b04d0-82f4-488a-936b-514cd8bb5d5f/version:1580149154/artemimpresioncatalogosimotics.pdf>

Selección caja reductora

Debido a que la velocidad a la que se mueven los rodillos es de 18 rpm, Se selecciona la caja reductora del catálogo LENTAX para reducir los 1200 rpm de entrada a 18 rpm, la selección se lleva a cabo siguiendo el procedimiento indicado en el catálogo.

Requerimientos

- Potencia: 30 kW
- rpm: 1200
- Potencia de arranque: 72kW
- Tipo: reductor de triple reducción a engranajes Rendimiento= 94%
- Potencia en el eje de entrada (Nef)

$$Nef = \frac{30,75kW}{0,94} = 32,71kW$$

Se calcula el factor de servicio

$$f_s = f_1 * f_2 * f_3 = 1,8 * 1,0 * 1,0 = 1,8$$

Donde:

$f_1 =$ Factor de aplicación industrial (figura 61)

$f_2 =$ Factor de motor de mando (figura 62)

$f_3 =$ Factor de maniobra (figura 63)

Figura 61

Factor aplicación en la industria(f_1)

MAQUINA ACCIONADA TIPO DE MAQUINA	FACTOR f_1 f_1 FACTOR hs. de Servicio Service hrs. 8 16 24	APPLICATIONS AND INDUSTRY DRIVEN MACHINE
PRENSAS Prensas para plegado Prensas para briquetas Prensas excéntricas Prensas para forja Prensas para ladrillos	1,65 1,8 2 1,65 1,8 2 1,65 1,8 2 1,65 1,8 2 1,65 1,8 2	PRESESSES Bending presses Briqueting press Cam presses Forge presses Brick presses

Nota. Adaptado de Lentax. (s. f.). *REDUCTORES A ENGRANAJES CATÁLOGO N° 523*.
 Lentax.com. Recuperado 26 de noviembre de 2022, de
http://www.lentax.com/pdf/catalogos/Catalogo%20523_Rev_02_05_2022.pdf

Figura 62*Factor Motor de mando(f2)*

Tipo de Motor	Factor f2 Correction factor (f2)	Drive
Motores eléctricos	<u>1</u>	Electric motor
Turbinas	1	Steam turbine
Motores a pistón (4-6 cilindros) (Grados de irregularidades; 1:100 a 1200)	1,25	Piston engine (4-6 cyl.) (Irregular grade ; 1:100 to 1200)
Motores a pistón (1-3 cilindros) (Grados de irregularidades hasta 1:100)	1,5	Piston engine (1-3 cyl.) (Irregular grade ; up to 1:100)

Nota. Adaptado de Lentax. (s. f.). *REDUCTORES A ENGRANAJES CATÁLOGO N° 523.*
Lentax.com. Recuperado 26 de noviembre de 2022, de
http://www.lentax.com/pdf/catalogos/Catalogo%20523_Rev_02_05_2022.pdf

Figura 63*Factor de maniobra (f3)*

Arranques por hora <i>Number of starts per hour</i>	FACTOR DE MANIOBRAS f3 / OPERATING FACTOR f3					
	Factor de la maquina accionada (f1) /Service factor (f1) from table N° 1					
	>=	>=	>=	>=	>=	>=
	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0
< 1	1,00	1,00	1,00	1,00	<u>1,00</u>	1,00
2 20	1,20	1,10	1,08	1,07	1,07	1,06
21 40	1,30	1,20	1,17	1,16	1,15	1,08
41 80	1,50	1,40	1,25	1,23	1,18	1,10
81 ... 160	1,60	1,50	1,35	1,30	1,20	1,10
161<	2,00	1,80	1,70	1,60	1,30	1,10

Nota. Adaptado de Lentax. (s. f.). *REDUCTORES A ENGRANAJES CATÁLOGO N° 523.*
Lentax.com. Recuperado 26 de noviembre de 2022, de
http://www.lentax.com/pdf/catalogos/Catalogo%20523_Rev_02_05_2022.pdf

Potencia corregida (N_{eq})

$$N_{eq} = N_{ef} * f_s = 32,71kW * 1,8 = 58,878kW$$

Relación de transmisión (i)

$$i = \frac{1182Rpm}{18Rpm} = 65,66$$

Se hace una selección previa de la caja reductora con respecto a la relación de engranaje y potencia corregida, con la Figura 64

Figura 64

Modelos caja reductoras de velocidad

Modelo <i>Model</i>	n1 <i>(r.p.m.)</i>	Relaciones Nominales <i>Nominal Ratio</i>												
		12,5	16	20	25	31,5	40	50	63	71	80	90	100	112
KTP 280	1800	339	261	215	196	159	134	112	85	79,2	72,8	62,6	52,4	40,1
	1500	293	226	186	169	137	116	96	73,5	68,5	62,9	54,1	45,3	34,7
	1200	240	185	153	139	112	95	79,1	60,2	56,1	51,6	44,4	37,1	28,4
KVP 280	1000	205	158	130	118	96	81	68	51	47,9	44,1	37,9	31,7	24,27
	900	187	145	119	108	88	74,3	61,8	47,0	43,8	40,3	34,6	29,0	22,2
	750	161	124	102	93	75	64	53	40,4	37,6	34,6	29,8	24,9	19,1

Nota. Adaptado de Lentax. (s. f.). REDUCTORES A ENGRANAJES CATÁLOGO No 523. Lentax.com. Recuperado 26 de noviembre de 2022, de http://www.lentax.com/pdf/catalogos/Catalogo%20523_Rev_02_05_2022.pdf

Como no se encontró la relación de 65:1 en las características de 1200 rpm, se selecciona la el reductor con relación 63:1 ya que la de 71:1 causaría rpm más bajos que las previstas en el diseño de los rodillos, seleccionándose así el modelo KTP 280 con una potencia transmitible de 60,2 kW.

Se verifica el funcionamiento de la caja teniendo en cuenta la potencia térmica que se genera, si la caja reductora trabaja en una temperatura ambiente de aproximadamente 30°C, a la intemperie y sin enfriamiento

Figura 65

Corrección por temperatura (fw)

FACTOR DE TEMPERATURA fw / TEMPERATURE FACTOR fw						
Tipo de Enfriamiento <i>Type of cooling</i>	Temperatura ambiente <i>Ambient Temperature</i>	Tiempo de operación (% por hora) <i>Frequency of operation (% per hour)</i>				
		100%	80%	60%	40%	20%
Sin enfriamiento <i>Without cooling</i>	10°C	1,12	1,34	1,57	1,79	2,05
	20°C	1,00	1,20	1,40	1,60	1,80
	30°C	0,88	1,06	1,23	1,41	1,58
	40°C	0,75	0,90	1,05	1,20	1,35
	50°C	0,63	0,76	0,88	1,01	1,13
Con ventilador <i>Cooling fan</i>	10°C	1,15	1,38	1,61	1,84	2,07
	20°C	1,00	1,20	1,40	1,60	1,80
	30°C	0,90	1,08	1,26	1,44	1,62
	40°C	0,80	0,96	1,12	1,29	1,44
	50°C	0,70	0,84	0,98	1,12	1,26

Nota. Adaptado de Lentax. (s. f.). *REDUCTORES A ENGRANAJES CATÁLOGO N° 523.* Lentax.com. Recuperado 26 de noviembre de 2022, de http://www.lentax.com/pdf/catalogos/Catalogo%20523_Rev_02_05_2022.pdf

Figura 66

Potencia Térmica de la caja reductora

KTP 280	Potencia Nominal <i>Power Rating</i>	293	226	186	169	137	116	96	73,5	68,5	62,9	54,1	45,3	34,7
	Sin Refrigeración <i>Without additional cooling</i>	154	148	144	142	139	137	135	132	132	131	130	130	128
	Con Ventilación Forzada <i>With Fan Cooling</i>	216	207	201	199	194	191	188	185	185	184	183	181	180
	Con Radiador <i>With Cooling Oil</i>	432	413	402	397	388	382	377	371	369	368	365	363	360

Nota. Adaptado de Lentax. (s. f.). *REDUCTORES A ENGRANAJES CATÁLOGO N° 523.* Lentax.com. Recuperado 26 de noviembre de 2022, de http://www.lentax.com/pdf/catalogos/Catalogo%20523_Rev_02_05_2022.pdf

La potencia térmica que soporta la máquina será entonces

$$Pt = fw * Nt = 0,88 * 132 = 116,16Kw > 32,71Kw$$

Debido a que la potencia térmica que soporta la máquina es mayor que la potencia efectiva, la caja cumple.

Potencia de arranque

$$Narr = 30kW * 2,4 = 72kW$$

$$Nnom * 2,5 = 60,2 * 2,5 = 150,5 kW > 72kW$$

Como la potencia de arranque es menor a 2.5 veces la potencia nominal, la caja reductora cumple.

Figura 67

Caja reductora de velocidad



Nota. Adaptado de Lentax. (s. f.). REDUCTORES A ENGRANAJES CATÁLOGO N° 523.Lentax.com. Recuperado 26 de noviembre de 2022, de http://www.lentax.com/pdf/catalogos/Catalogo%20523_Rev_02_05_2022.pdf

Selección de rodamientos

Conocidos los diámetros del eje donde van montados los rodamientos y las reacciones en esos puntos, se puede seleccionar los rodamientos considerando lo siguiente.

- La máquina trabaja 24 horas al día
- Solo hay cargas radiales sobre el eje
- El eje gira a 18 rpm
- La carga radial aplicada sobre el rodamiento en B es de $74,866kN$
- La carga radial aplicada sobre el rodamiento en E es de $149,80kN$

La vida específica de los rodamientos se estima haciendo uso de la Figura 68.

Figura 68

Valores orientativos de la vida especificada de los diferentes tipos de maquinas

Tipo de máquina	Vida especificada Horas de funcionamiento
Electrodomésticos, máquinas agrícolas, instrumentos, equipos técnicos de uso médico	300 ... 3 000
Máquinas utilizadas intermitentemente o durante breves períodos: herramientas eléctricas portátiles, dispositivos de elevación en talleres, máquinas y equipos para la construcción	3000 ... 8 000
Máquinas utilizadas intermitentemente o durante breves períodos donde se requiere una alta confiabilidad de funcionamiento: ascensores (elevadores), grúas para productos embalados o eslingas para tambores, etc.	8 000 ... 12 000
Máquinas para 8 horas de trabajo diario, no siempre utilizadas al máximo: transmisiones por engranajes de uso general, motores eléctricos para uso industrial, trituradoras giratorias	10 000 ... 25 000
Máquinas para 8 horas de trabajo diario utilizando plenamente sus capacidades: herramientas mecánicas, máquinas para carpintería, máquinas para la industria de la ingeniería, grúas para materiales a granel, ventiladores, cintas transportadoras, equipos de impresión, separadores y centrifugadoras	20 000 ... 30 000
Máquinas para 24 horas de trabajo continuo: unidades de engranajes para laminadoras, maquinaria eléctrica de tamaño medio, compresores, tornos de extracción para minas, bombas, maquinaria textil	40 000 ... 50 000
Maquinaria para energía eólica, incluidos los rodamientos del eje principal, de orientación, de la caja de engranajes de cambio de paso, del generador	30 000 ... 100 000
Maquinaria para abastecimiento de agua, hornos giratorios, máquinas de trenzado de cables, maquinaria de propulsión para buques de alta mar	60 000 ... 100 000
Máquinas eléctricas de gran tamaño, plantas de generación de energía, bombas para minas, ventiladores para minas, rodamientos para ejes en túnel para buques de alta mar	100 000 ... 200 000

Nota. Adaptado de *Catálogo de Rodamientos*. Por Grupo SKF. (2019). Skf.com.
https://www.skf.com/binaries/pub201/Images/0901d19680416953-Rolling-bearings---17000_1-ES_tcm_201-121486.pdf#cid-121486

Se puede considerar una vida específica de los rodamientos para la máquina de 45000horas de funcionamiento.

Conocido este valor, se calcula la vida nominal(L_{10})

$$L_{10} = 18 \frac{rev}{min} * 60 \frac{min}{hora} * 45000horas = 48,6 \text{ millones de revoluciones}$$

Como el soporte en E tiene una fuerza de reacción mayor se calcula primero

Para el soporte en E:

La carga dinámica equivalente para este rodamiento es:

$$P = Fr = 149,80kN$$

La capacidad de carga del rodamiento debe ser entonces:

$$C^* = P * L_{10}^{\frac{1}{K}}$$

Donde K es el factor adimensional, para rodamientos de rodillos es 10/3

$$C^* = P * L_{10}^{\frac{1}{K}} = 149,80 * 48,6^{\frac{3}{10}} = 459,01kN$$

Se selecciona el siguiente rodamiento del catálogo de rodamientos de SKF

- Tipo: Rodamiento de una hilera de rodillos cilíndricos
- Designación: NU 236 ECML
- Diámetro del eje 180mm
- Diámetro exterior 320mm
- Ancho del rodamiento 52mm
- Capacidad de carga dinámica (C): 720kN

- Carga limite a la fatiga (Pu): 88kN

Con la capacidad de carga dinámica del rodamiento seleccionado se determina la vida nominal real:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^K = \left(\frac{720}{149,80}\right)^{\frac{10}{3}} = 217,8 \text{ millones de revoluciones}$$

Como la vida nominal prevista para el rodamiento es menor a la vida nominal real del rodamiento, se puede decir que el rodamiento funciona.

Vida nominal ajustada del rodamiento (L_{10a})

Siguiendo la norma ISO 281 se realiza el cálculo de la vida nominal ajustada del rodamiento teniendo en cuenta una confiabilidad mayor, la lubricación, niveles de contaminación, entre otros factores.

$$L_{10a} = L_{10}a_1a_{ISO}$$

Donde:

$a_1 =$ factor de ajuste para una mayor confiabilidad

$a_{ISO} =$ factor de ajuste de la vida nominal

Para los rodamientos de la máquina se busca una confiabilidad de 95% para reducir es la posibilidad de falla antes del final de la vida útil del rodamiento, para conocer el factor de ajuste para una confiabilidad mayor se utiliza la Figura 69.

Figura 69

Factor de ajuste para una confiabilidad mayor en rodamientos

Tabla 3

Valores del factor de ajuste de la vida útil a_1			
Confiabilidad	Probabilidad de falla n	Vida nominal SKF L_{nm}	Factor a_1
%	%	millones de revoluciones	-
90	10	L_{10m}	1
95	5	L_{5m}	0,64
96	4	L_{4m}	0,55
97	3	L_{3m}	0,47
98	2	L_{2m}	0,37
99	1	L_{1m}	0,25

Nota. Adaptado de *Catálogo de Rodamientos*. Por Grupo SKF. (2019). Skf.com. https://www.skf.com/binaries/pub201/Images/0901d19680416953-Rolling-bearings---17000_1-ES_tcm_201-121486.pdf#cid-121486

Como se observa para una confiabilidad de 95% el factor a_1 es de 0.64.

Para calcular la viscosidad cinemática nominal a la temperatura de funcionamiento, debido a que no se conoce la temperatura del funcionamiento de la máquina, se considera que no trabajara bajo grandes cargas térmicas por lo cual su temperatura de funcionamiento no es elevada, por lo que se considera como su temperatura de funcionamiento de 40°C

Se calcula el diámetro medio del rodamiento

$$d_m = \frac{D + d}{2} = \frac{320 + 180}{2} = 250mm$$

Considerando la temperatura mencionada anteriormente y el diámetro medio, se obtiene la siguiente viscosidad utilizando la Figura 70.

La viscosidad nominal para la lubricación del rodamiento debe tener entonces un valor de $220\text{mm}^2/\text{s}$, debido a que se encuentra en el área nd_m baja, el fabricante recomienda lubricantes con aditivos AW o EP.

$$v_1 = 220\text{mm}^2/\text{s}$$

Conocida la viscosidad nominal, se obtiene el grado de viscosidad ISO a la temperatura de funcionamiento del rodamiento de la Figura 71.

El grado de viscosidad ISO para el rodamiento será entonces ISO VG 460.

Se halla la relación de viscosidad de la siguiente manera;

$$k = \frac{v}{v_1} = \frac{220}{220} = 1$$

El factor por nivel de contaminación se obtiene de la siguiente Figura 72.

Considerando que la máquina trabajará bajo condiciones de limpieza normal el factor de contaminación será:

$$N_c = 0,8$$

Con este valor se calcula la siguiente relación:

$$N_c * \left(\frac{Pu}{p}\right) = 0,8 * \left(\frac{88}{143,17}\right) = 0,614$$

Conocida la relación se obtiene el valor de a_{iso} usando la Figura 73.

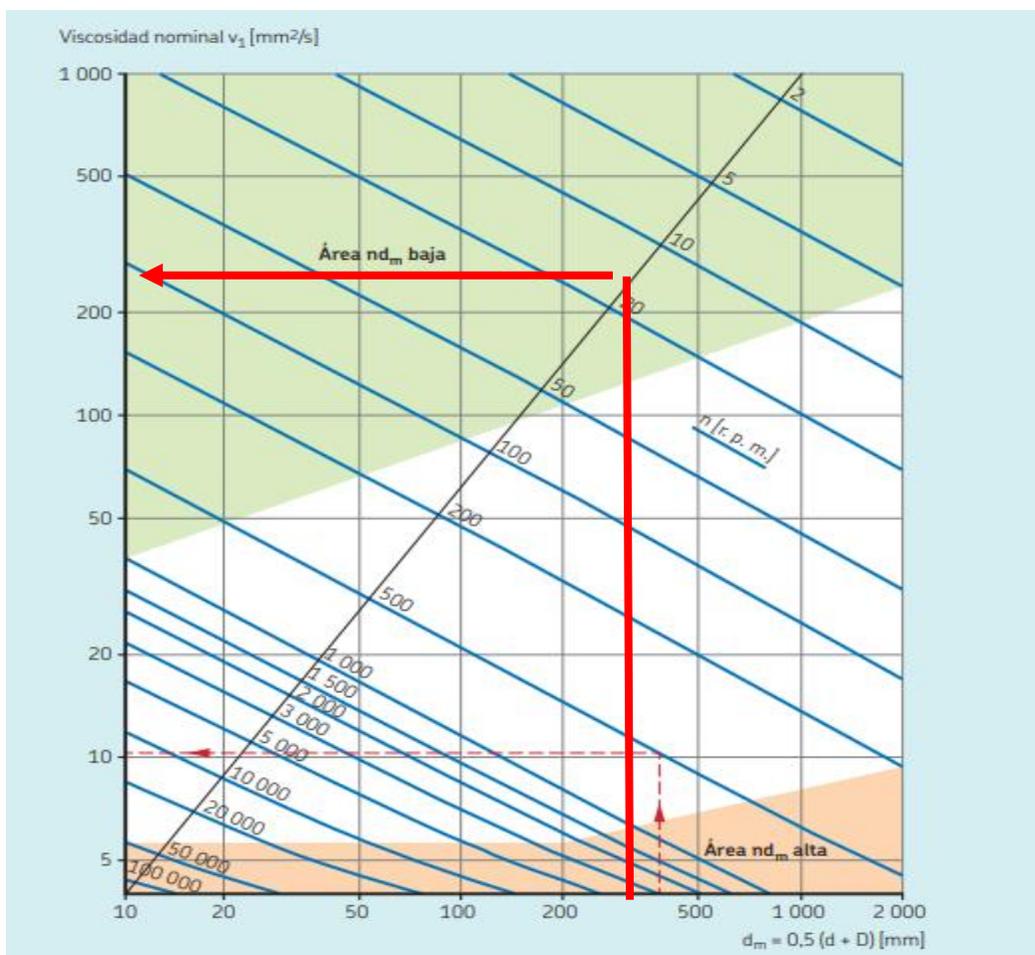
$$a_{iso} = 2,2$$

Conocido el a_{iso} se calcula la vida nominal ajustada

$$L_{10a} = L_{10} a_1 a_{ISO} = 217,8 * 0,64 * 2,2 = 306,66 \text{ millones de revoluciones.}$$

Figura 70

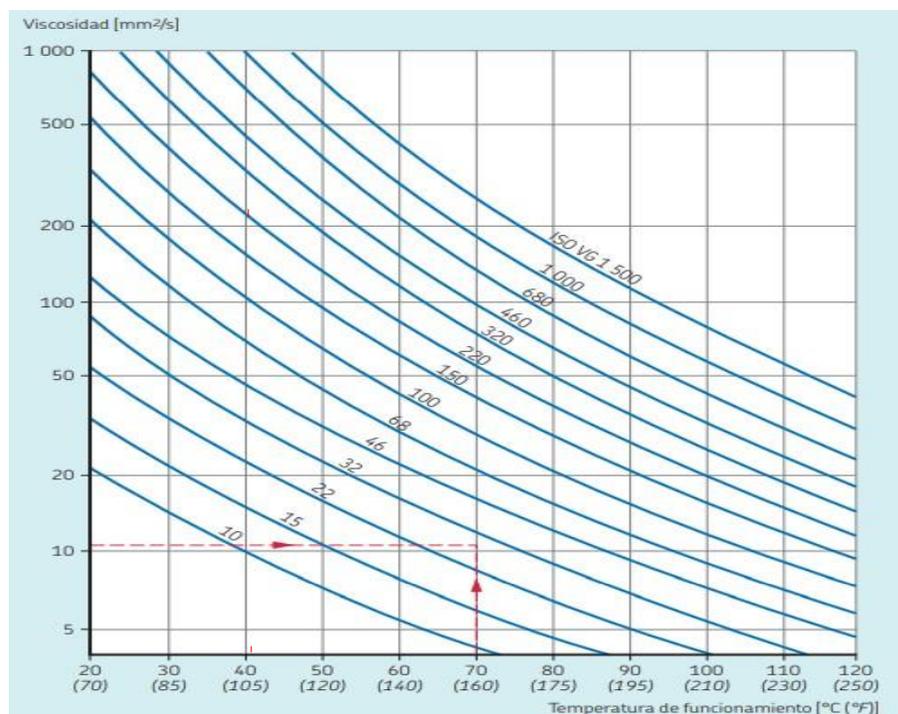
Viscosidad nominal de aceite para rodamientos



Nota. Adaptado de *Catálogo de Rodamientos*. Por Grupo SKF. (2019). Skf.com.
https://www.skf.com/binaries/pub201/Images/0901d19680416953-Rolling-bearings---17000_1-ES_tcm_201-121486.pdf#cid-121486

Figura 71

Grado de viscosidad ISO según la temperatura de funcionamiento y su viscosidad nominal.



Nota. Adaptado de *Catálogo de Rodamientos*. Por Grupo SKF. (2019). Skf.com. https://www.skf.com/binaries/pub201/Images/0901d19680416953-Rolling-bearings---17000_1-ES_tcm_201-121486.pdf#cid-121486

Se observa que $C^* \leq C$ por lo que el rodamiento también cumple, así que se calcula la vida nominal ajustada.

Se calcula la vida nominal real del rodamiento con la carga de B

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^K = \left(\frac{720}{86,30}\right)^{\frac{10}{3}} = 1177,80 \text{ millones de revoluciones}$$

Debido a que se usa el mismo rodamiento que para el soporte en B, los factores corrección que se deben aplicar son los mismos.

$$L_{10a} = L_{10} a_1 a_{ISO} = 1177,80 * 0,64 * 2,2 = 1658.34 \text{ millones de revoluciones.}$$

Figura 72

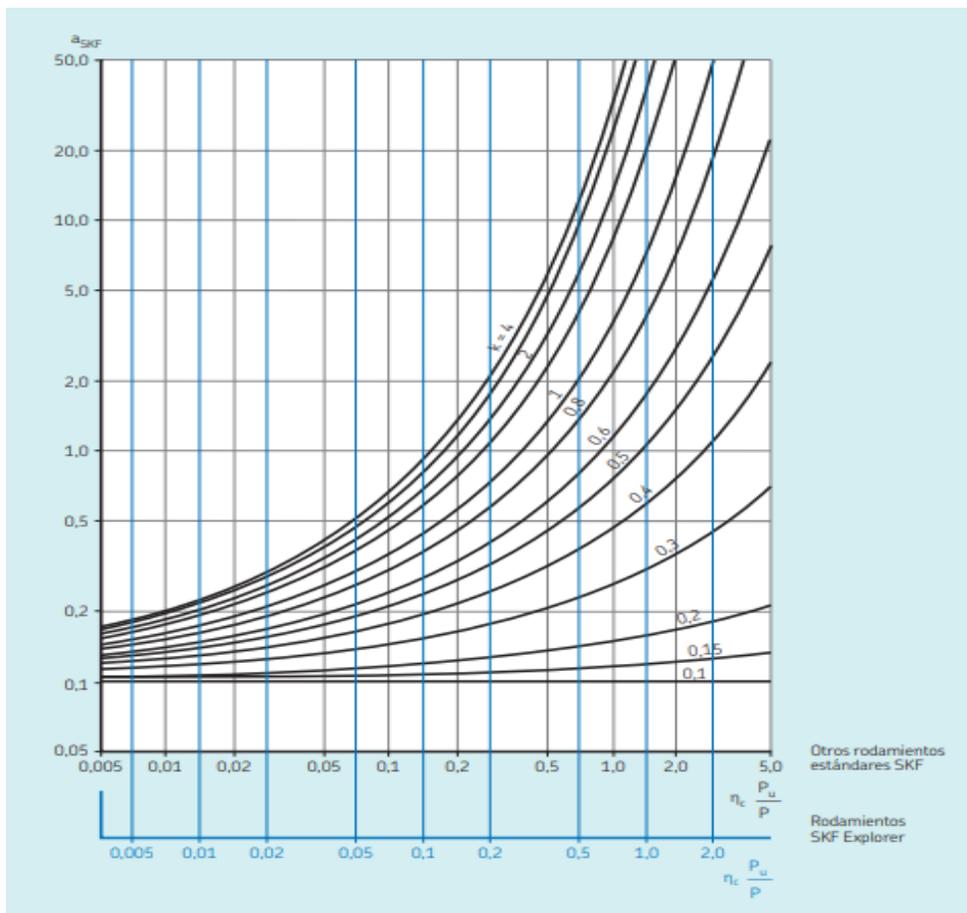
Factor nivel de contaminación

Valores orientativos para el factor η_c para distintos niveles de contaminación		
Condiciones	Factor η_c ¹⁾ para rodamientos con diámetro	
	$d_m < 100$	$d_m \geq 100$ mm
Limpieza extrema <ul style="list-style-type: none"> Tamaño de las partículas del orden del espesor de la película de lubricante Condiciones de laboratorio 	1	1
Gran limpieza <ul style="list-style-type: none"> Aceite lubricante con filtración muy fina Condiciones típicas: rodamientos sellados lubricados con grasa de por vida 	0,8 ... 0,6	0,9 ... 0,8
Limpieza normal <ul style="list-style-type: none"> Aceite lubricante con filtración fina Condiciones típicas: rodamientos con placas de protección lubricados con grasa de por vida 	0,6 ... 0,5	0,8 ... 0,6
Contaminación ligera <ul style="list-style-type: none"> Condiciones típicas: rodamientos sin sello integral, filtrado grueso, partículas de desgaste y leve ingreso de contaminantes 	0,5 ... 0,3	0,6 ... 0,4
Contaminación típica <ul style="list-style-type: none"> Condiciones típicas: rodamientos sin sello integral, filtrado grueso, partículas de desgaste e ingreso de partículas desde el exterior 	0,3 ... 0,1	0,4 ... 0,2
Contaminación severa <ul style="list-style-type: none"> Condiciones típicas: altos niveles de contaminación debido a desgaste excesivo o sellos ineficaces Disposición de los rodamientos con sellos ineficaces o dañados 	0,1 ... 0	0,1 ... 0
Contaminación muy severa <ul style="list-style-type: none"> Condiciones típicas: niveles de contaminación tan severas que los valores de η_c están fuera de escala, lo que reduce significativamente la vida útil del rodamiento 	0	0

Nota. Adaptado de Catálogo de Rodamientos. Por Grupo SKF. (2019). Skf.com.
https://www.skf.com/binaries/pub201/Images/0901d19680416953-Rolling-bearings---17000_1-ES_tcm_201-121486.pdf#cid-121486

Figura 73

Factor a_{ISO} para rodamientos de rodillos



Nota. Adaptado de Catálogo de Rodamientos. Por Grupo SKF. (2019). Skf.com.
https://www.skf.com/binaries/pub201/Images/0901d19680416953-Rolling-bearings---17000_1-ES_tcm_201-121486.pdf#cid-121486

Selección de cuñas

Como sistema de sujeción del engrane al eje se usa una cuña estándar DIN 6885

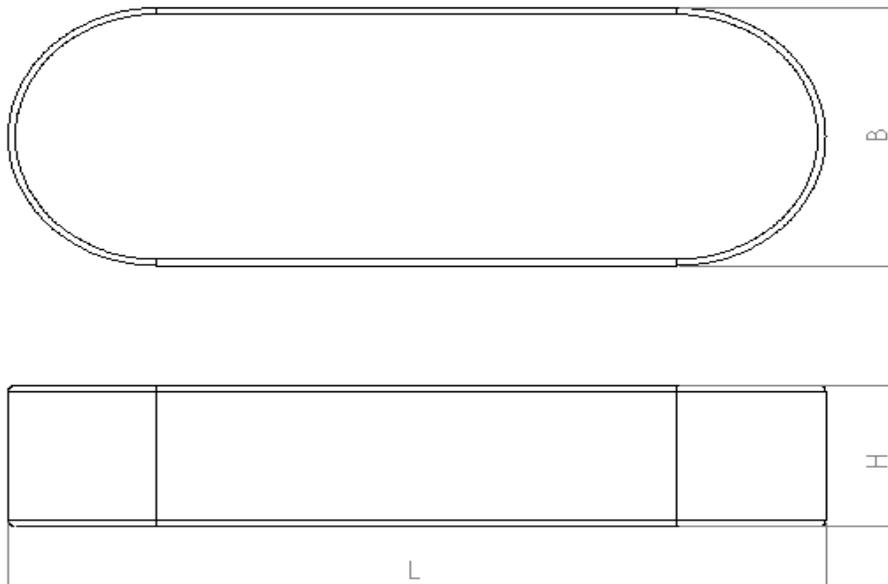
A40 x22 para un eje de 150 mm, con las siguientes características

- Chaveta paralela

- Fabricada en acero C45/F114
- Ancho (b) =40mm
- Altura (h) =22mm
- Longitud (L)= 125mm

Figura 74

Dimensiones de la Chaveta Paralela DIN 6885 A40x22x125



Para comprobar el funcionamiento de la cuña se realiza el cálculo del factor de seguridad el cual debe ser mayor a 3, debido a que la cuña se supone funciona como un elemento que debe fallar antes que otras piezas más costosas lo hagan. En una cuña las fallas ocurren de dos modos, por cortante o por aplastamiento, por lo que se debe evaluar para estas dos condiciones.

Factor de seguridad por cortante

$$F = \frac{T}{r} = \frac{16,31kN * m}{0,075m} = 217,46kN$$

El esfuerzo por cortante es

$$\tau = \frac{F}{BL} = \frac{217,46 \times 10^3 N}{40mm * 125mm} = 43,49MPa$$

Y a su vez

$$\tau = \frac{0,5S_y}{N}$$

Despejando N se obtiene

$$N = \frac{0,5S_y}{\tau}$$

Donde S_y es la resistencia a la fluencia del material de la cuña, el cual es acero C45/F114 que es equivalente al acero AISI 1045 CD, el cual tiene resistencia a la fluencia de 531MPa, con lo que el factor de seguridad por cortante sería.

$$N = \frac{0,5 * 531}{43,49} = 6,10$$

Es decir que la cuña cumple por cortante

Factor de seguridad por aplastamiento

El esfuerzo de aplastamiento en la cuña

$$\sigma = \frac{2F}{LH} = \frac{2 * 217,45 \times 10^3 N}{125mm * 22mm} = 158,15MPa$$

y a su vez

$$\sigma = \frac{S_y}{N}$$

Despejando N se obtiene

$$N = \frac{S_y}{\sigma} = \frac{531}{158,15} = 3,35$$

La cuña cumple.

Para la sujeción del rodillo al eje también se usa una cuña estándar DIN 6885 A 50x28x160 para un eje de 200mm con las siguientes características

Chaveta paralela

Fabricada en acero C45/F114

Ancho (b) =50mm

Altura (h) =28mm

Longitud (L)= 160mm

De la misma forma que se calculó el factor de seguridad de la cuña para el engrane se realiza la verificación para la cuña del rodillo.

Factor de seguridad por cortante:

$$F = \frac{T}{r} = \frac{16,31KN * m}{0,10m} = 163,1kN$$

El esfuerzo por cortante es

$$\tau = \frac{F}{BL} = \frac{163,1 \times 10^3 N}{50mm * 160mm} = 16,98MPa$$

Y a su vez

$$\tau = \frac{0,5S_y}{N}$$

Despejando N se obtiene

$$N = \frac{0,5S_y}{\tau}$$

Donde S_y es la resistencia a la fluencia del material de la cuña, el cual es acero C45/F114 que es equivalente al acero AISI 1045 CD, el cual tiene resistencia a la fluencia de 531MPa, con lo que el factor de seguridad por cortante sería.

$$N = \frac{0,5 * 531}{20,38} = 15,6$$

Es decir que la cuña cumple por cortante

Factor de seguridad por aplastamiento:

El esfuerzo de aplastamiento en la cuña

$$\sigma = \frac{2F}{LH} = \frac{2 * 163,1 \times 10^3 N}{160 mm * 28 mm} = 72,81 MPa$$

y a su vez

$$\sigma = \frac{S_y}{N}$$

Despejando N se obtiene

$$N = \frac{S_y}{\sigma} = \frac{531 MPa}{72,81} = 7,29$$

La cuña cumple.

Por último, se calcula el factor de seguridad para la cuña que sujeta el acople que va conectado al eje del reductor

Factor de seguridad por cortante:

$$F = \frac{T}{r} = \frac{16.31 \text{KN} * m}{0.075m} = 217,46 \text{kN}$$

El esfuerzo por cortante es

$$\tau = \frac{F}{BL} = \frac{217,46 \times 10^3 \text{N}}{40 \text{mm} * 125 \text{mm}} = 43,49 \text{MPa}$$

Y a su vez

$$\tau = \frac{0,5S_y}{N}$$

Despejando N se obtiene

$$N = \frac{0,5S_y}{\tau}$$

Donde S_y es la resistencia a la fluencia del material de la cuña, el cual es acero C45/F114 que es equivalente al acero AISI 1045 CD, el cual tiene resistencia a la fluencia de 531MPa, con lo que el factor de seguridad por cortante seria.

$$N = \frac{0,5 * 531}{43,49} = 6,10$$

Es decir que la cuña cumple por cortante

Factor de seguridad por aplastamiento:

El esfuerzo por aplastamiento en la cuña

$$\sigma = \frac{2F}{LH} = \frac{2 * 217.46 \times 10^3 \text{N}}{125 \text{mm} * 22 \text{mm}} = 158,15 \text{Mpa}$$

y a su vez

$$\sigma = \frac{S_y}{N}$$

Despejando N se obtiene

$$N = \frac{S_y}{\sigma} = \frac{310Mpa}{158,15} = 3,35$$

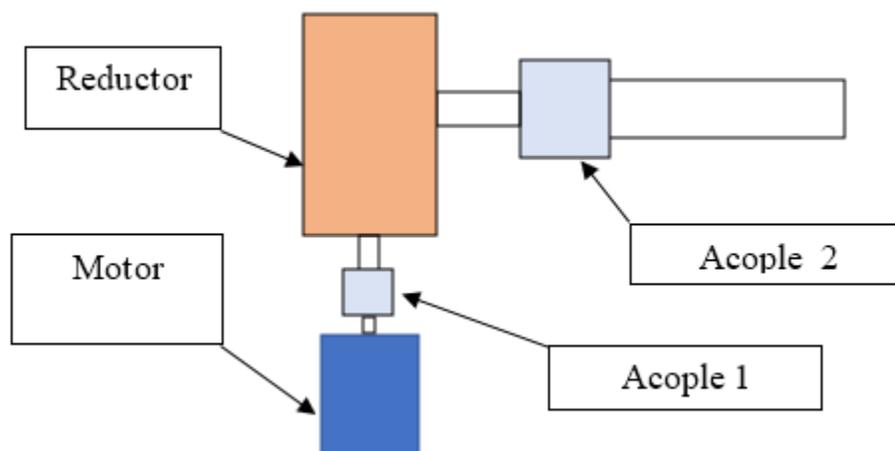
La cuña cumple.

Acoples

Con el fin de transmitir la potencia entre el motor a la caja reductora y de la caja reductora al eje, se usa un acople. La Figura 75 muestra el esquema de los elementos de la máquina que se desean conectar.

Figura 75

Esquema elementos unidos por acoples.



Para seleccionar el acople 1 se utilizará el catálogo de acoples de tipo cadena de INTERMEC.

Para realizar la selección se calcula la potencia de selección del acople de la siguiente manera.

$$P_s = P * s$$

Donde:

P_s: potencia de seleccion

P: potencia nominal

s: factor de servicio

Para el caso del acople flexible 1, la potencia nominal del motor es de 30 kW, que equivalen a 40.23 hp, se hace la conversión debido a que el catálogo tiene las unidades de potencia en sistema inglés.

Para el factor de servicio se hace uso de la Figura 76, la fuente de poder es el motor eléctrico y el equipo conducido es tipo C, siendo el factor de servicio de 2

Se calcula la potencia de selección

$$P_s = 40,23 * 2 = 80,46Hp$$

Con esta potencia y las revoluciones a las cuales gira el eje del motor que son 1200 rpm, se selecciona el acople de la Figura 77.

Figura 76

Factor de servicio para la selección de acoplamientos de tipo cadena

Factor de servicio	Equipo conducido		Fuente de poder		
	Tipo	Característica	Motor eléctrico o turbinas	Motor de combustión de 4 o más cil.	Motor diesel o a gas
A	Ventiladores centrifugos, secadores, bombas o transportadoras con carga uniforme.	Carga uniforme - trabajo 8 horas/día, no reversible y torque bajo de arranque	1,0	1,5	2,0
B	Compresores, transportadoras, cargas pulsantes, martinets, reductores de velocidad, bombas de múltiples cilindros etc.	Carga no uniforme - trabajo 8 horas/día, choques o torsión moderada, no reversible. Este es el servicio más común.	1,5	2,0	2,5
C	Prensas, trituradoras, carga de impacto, bombas para equipos petroleros	Carga de alto choque - trabajo 8 horas/día, Carga de altos picos de torque, reversibles con carga, arranques con carga	2,0	2,5	3,0

Nota. Adaptado de *Acoples INTERMEC.* (s. f.). Intermec.com. Recuperado 26 de noviembre de 2022, de <https://www.intermec.com.co/acoples.php>

Figura 77

Selección de acoplamiento de tipo cadena.

Ref.	Revoluciones por minuto para Acoples Tipo Cadena Intermec																			
	10	25	50	100	200	300	400	500	600	800	1000	1200	1500	1800	2000	2500	3000	3600	4000	4800
35-18	0,24	0,61	1,2	1,65	2,2	2,6	3	3,3	3,7	4,5	5,6	6,5	7,8	8,9	9,5	11	12	13	13	13
40-18	0,44	1,1	2,2	2,97	3,9	4,7	5,4	5,9	6,7	7,9	10	12	14	16	17	20	21	23	23	23
50-16	0,86	2,1	4,1	5,7	7,5	8,8	9,9	11	12	15	19	22	26	30	32	37	40	43		
50-18	1	2,6	5,6	7,2	9,3	11,2	13,3	14	16	19	24	28	34	38	41	47	51			
60-18	2	4,9	9,8	13	18	21,6	24	27	30	35	45	52	63	72	77	89				
60-22	2,9	7,4	15	21	27	32	36	40	45	54	68	78	94	107	115	133				
80-18	4,4	11	22	30	39	47	54	59	67	80	100	116	141	160	171					
80-22	6,5	16	33	45	60	71	80	89	100	119	151	174	210	239	256					
100-20	9,9	25	49	68	90	107	122	134	151	179	228	261	316	360						
120-20	22	55	111	154	202	242	274	302	339	404	514	589								
160-20	48	120	239	330	436	520	591	651	730	871	1107									
200-18	65	166	331	459	604	723	820	903	1012	1209										
200-20	100	249	496	687	906	1083	1228	1352	1516											
Lubricación	1	2			3					1. Intervalo de Lubricación: una vez al mes 2. Intervalo de Lubricación: una vez a la semana, se recomienda utilizar carcaza 3. Es imprescindible el uso de carcaza (cubierta) con abundante lubricación.										

Nota. Adaptado de *Acoples INTERMEC.* (s. f.). Intermec.com. Recuperado 26 de noviembre de 2022, de <https://www.intermec.com.co/acoples.php>

El acoplamiento seleccionado es el C80-18, que puede transmitir una potencia de 116 hp a 1200 rpm y el cual se debe usar de manera imprescindible con carcaza y abundante lubricación, las demás características técnicas del acople se encuentran en el Anexo 2.

Con el fin de sujetar el Acople a los ejes de tanto el motor como el reductor, se seleccionaron cuñas estándares para cada eje:

Para el eje del motor: DIN 6885/1 16x10

Para el eje del reductor: DIN 6885/1 14x9

Para el acoplamiento 2 se realiza la selección de un acople de engranes, pero teniendo en cuenta la eficiencia de la caja reductora que es del 94%.

$$P_s = 40,23 * 0,94 * 2 = 75,63hp$$

Se calcula el torque necesario

$$T_s = \frac{P_s * 63000}{rpm} = \frac{75,63 * 63000}{18} = 264705lb * in$$

Se determina el tamaño del acople utilizando la Figura 78.

Figura 78

Tamaño del acople dentado según el torque necesario

Coupling Size	Torque Rating (lb-in)	HP per 100 RPM
1010G/GC	10,080	16
1015G/GC	20,790	33
1020G/GC	37,800	60
1025G/GC	66,150	105
1030G/GC	107,100	170
1035G/GC	163,800	260
1040G	270,900	430
1045G	371,700	590
1050G	500,900	795

Nota. Adaptado *Gear Coupling Catalog*. (s. f.). Rexnord.com. Recuperado 26 de noviembre de 2022, de https://es.rexnord.com/contentitems/techlibrary/documents/451-110_catalog?lang=es-mx

Se selecciona entonces un acople de tamaño 1045G que permite transmitir $371700lb \cdot in$ con una velocidad permisible máxima de 3600 rpm, un diámetro de agujero máximo de 5,750in(146,05mm) y un diámetro mínimo de 2,5in (63,5mm). las demás características del acople se encuentran en el Anexo 2 selección de acoples.

Con el fin de sujetar los ejes al acople se hace uso de cuñas estándares para cada uno de los ejes.

Para el eje de salida del reductor: DIN 6885/1 28x16

Para el eje del rodillo: DIN 6885/1 40x22

Tolva de alimentación

La tolva de alimentación es la encargada de suministrar el material el cual será compactado, esta es alimentada continuamente por una banda transportadora, y posteriormente esta transportará el material a través de tornillos sin fin hacia la cámara de compactación

Para realizar los cálculos del volumen óptimo que debe tener la tolva tienen en cuenta el ángulo de inclinación de la tolva por donde se deslizará el material, el área de captación de los tornillos sin fin e igualmente el área de compactación de la materia prima.

Para esto se calcula el volumen de la tolva con respecto a las propiedades del material a compactar.

Propiedades físicas de las briquetas:

- Volumen: $38.33\text{cm}^3 = 3.833 \times 10^{-5}\text{m}^3$
- Densidad: $782.5 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$
- Masa: 30.75g

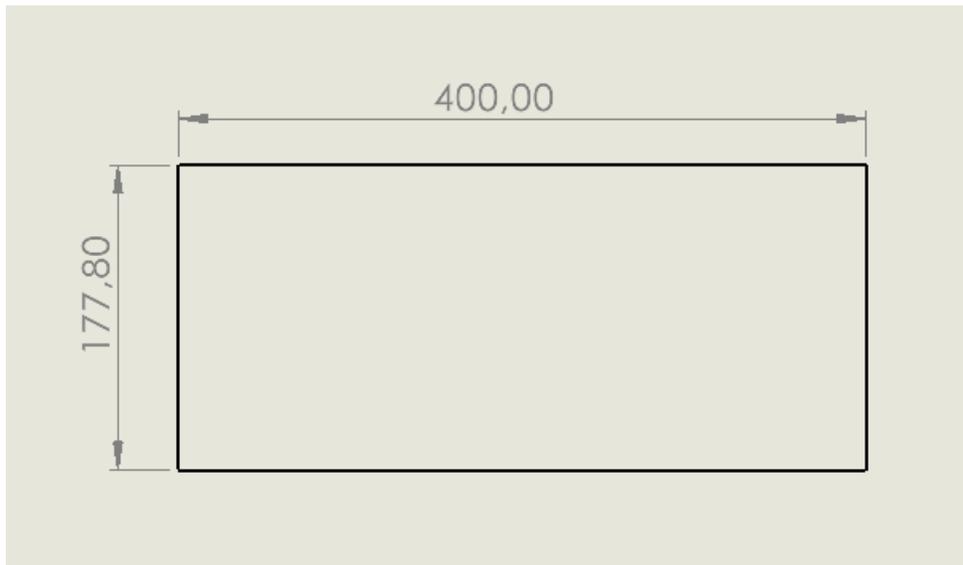
Para el cálculo de las dimensiones de la tolva, teniendo en cuenta que la producción deseada por la máquina es de 2ton/h, se considera que la tolva tiene que almacenar una pequeña parte de la producción de 40kg la cual va siendo alimentada por bandas transportadoras a la tolva.

$$volumen = \frac{masa}{densidad} = \frac{30\text{kg}}{782,5 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}} = 0,038\text{m}^3$$

Teniendo en cuenta el volumen que necesita la tolva se consideran las dimensiones de esta como 50cm de largo y 32cm de ancho. Ver la siguiente Figura 79.

Figura 79

Representación 2D área de la tolva



Teniendo como referencia las anteriores dimensiones de las áreas donde van a ir los tornillos de alimentación, se calcula la altura parcial que puede llegar a tener la tolva.

$$\text{Altura parcial tolvas} = \frac{\text{volumen total}}{\text{area de tornillos extrusores}} = \frac{0.038\text{m}^3}{0.40\text{m} \times 0.1778\text{m}} = 0,5343\text{m}$$

La altura parcial que puede tener la tolva de almacenamiento es de 0,5343 m o 53,4 cm, esta altura da un resultado de sección rectangular, por lo que se ajusta a la forma de una pirámide troncada, con la finalidad de optimizar el espacio que ocupa el volumen del material.

Para calcular el ángulo de inclinación que mejor se ajusta al diseño, se realiza las siguientes pruebas de deslizamiento del material almacenado (compuesto de carbón mineral y raquis de palma). Esto consiste en buscar un ángulo en el que el material

empieza a fluir sin complicaciones, de esta manera se evita un estancamiento en el material.

Se emplea la siguiente prueba, esta consiste en poner una cantidad de material sobre una lámina de acero y progresivamente ir cambiando su ángulo de inclinación hasta llegar al punto en el que el material fluya con facilidad. Ver la Figura 80.

Figura 80

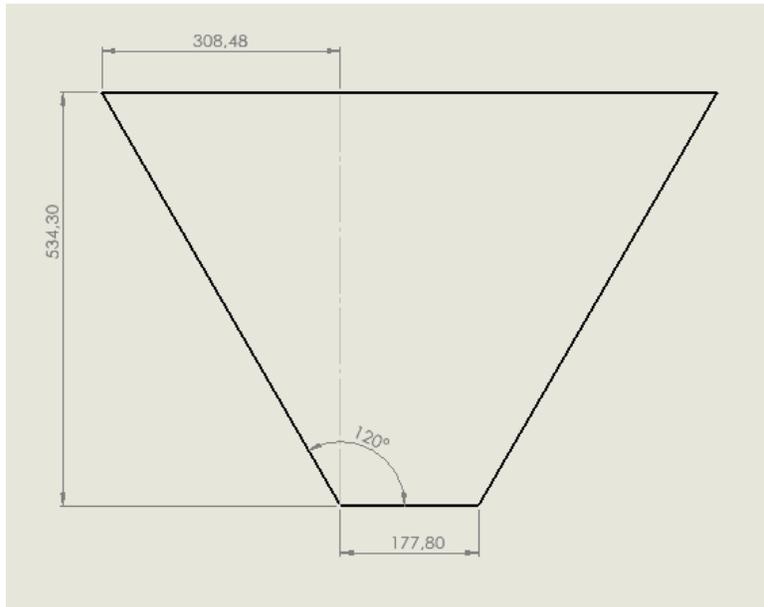
Determinación del ángulo de deslizamiento



El valor obtenido a través de la prueba es de 50 grados de inclinación, se considera que, para asegurar un flujo constante de material, se aumentará 10° más de inclinación. Ver la Figura 81

Figura 81

Representación 2D dimensiones de la tolva



Conociendo los volúmenes de material que debe almacenar para ser suministrado, se tiene que el volumen de la sección rectangular es de $0,0638m^3$, se calculan las secciones laterales de la tolva con la siguiente ecuación.

$$V_{secciones\ Laterales} = 2 * \left(\frac{1}{3} * 0,3084m * 0,40m * 0,5343m \right) = 0,0439m^3$$

$$V_{secciones\ rect} = (0,40m * 0,1778m * 0,5343m) = 0,03799m^3$$

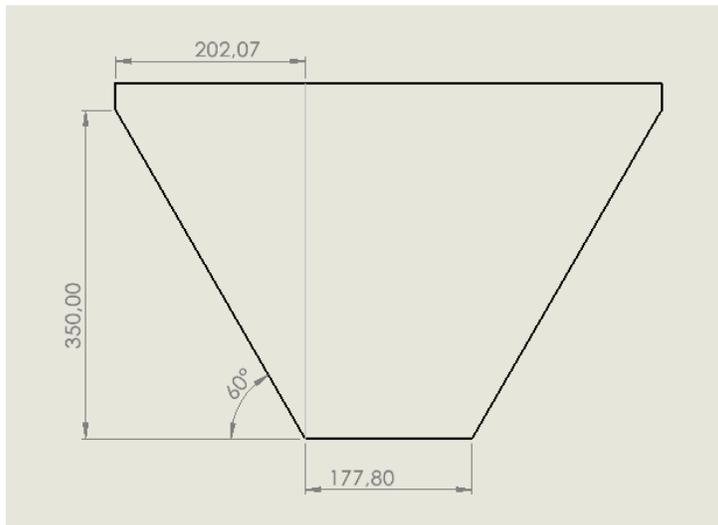
Las secciones laterales de la tolva son de $0.0439m^3$, con este valor se calcula el volumen total parcial de la tolva sumando el volumen de la sección rectangular.

$$V_{total} = 0,03799m^3 + 0,0439m^3 = 0,08139m^3$$

El volumen para la tolva es de $0,08139m^3$ este valor es mucho mas grande que el volumen requerido que es de $0,038m^3$, se replantea las dimensiones de la tolva hasta ajustarse a lo requerida, la Figura 82 muestra las dimensiones finales de la tolva

Figura 82

Representación ajustes dimensiones de la tolva



Ya establecida las nuevas dimensiones de la tolva se procede a realizar el mismo cálculo para obtener el volumen real que almacenará la tolva con respecto a la producción requerida.

- Valor sección rectangular de la tolva

$$V_{sr} = 0,1778m * 0,35m * 0,40m = 0,02489m^3$$

- Volumen sección lateral de la tolva

$$V_{sl} = 2 \left(\frac{1}{3} * 0,40m * 0,35m * 0,20m \right) = 0,01866m^3$$

- Volumen total de la tolva

$$V_{total} = V_{sr} + V_{sl} = 0,02489m^3 + 0,01866m^3 = 0,04355m^3$$

El volumen total que puede almacenar la tolva con las dimensiones establecidas es de $0,04355m^3$, el cual es óptimo para el volumen requerido de 30kg de material almacenado. Luego, el volumen real de almacenamiento de la tolva es:

$$Capacidad\ tolva = Densidad\ del\ material * Volumen\ de\ la\ tolva$$

$$Capacidad\ Tolva = 782,5 \frac{kg}{m^3} * 0,04355m^3 = 34kg$$

La capacidad de la tolva contendrá un poco más de lo requerido, para un almacenamiento de 34kg.

Para determinar espesores de láminas para la tolva, se considera que el material de la tolva será acero inoxidable AISI 316, el cual es ideal al momento de trabajar con materiales húmedos ya que al ser una aleación con cromo níquel ausentico presenta una excelente resistencia a la corrosión en general.

Para los cálculos se considera que la tolva es un tanque de almacenamiento que está sometido a presión estática, la presión estática máxima está expresada por la siguiente ecuación.

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

Donde:

P= Presión estática de la tolva

p= densidad del material

g= gravedad

h=altura tolva

reemplazando valores

$$P = 782.5 \frac{Kg}{m^3} * 9,81 \frac{m}{s} * 0.30m = 2302,89Pa$$

Esta presión es a la que está sometida la tolva de almacenamiento.

Se procede a calcular el esfuerzo cortante máximo, para esto se buscan las propiedades físicas del acero inoxidable AISI 316.

Figura 83

Propiedades Mecánicas del Acero AISI 316

Tabla E-8 Propiedades mecánicas de algunas aleaciones de acero inoxidable							
Datos de INCO. * Valores aproximados. Consulte a los fabricantes de material para mayor información							
Aleaciones de acero inoxidable	Condición	Resistencia a la fluencia por tensión (0.2% de deformación remanente)		Resistencia última a la tensión		Elongación en 2 in	Dureza Rockwell o Brinell
		kpsi	MPa	kpsi	MPa	%	
Tipo 301	recocido en tiras	40	276	110	758	60	85HRB
	rolado en frío	165	1 138	200	1 379	8	41HRC
Tipo 302	recocido en láminas	40	276	90	621	50	85HRB
	rolado en frío	165	1 138	190	1 310	5	40HRC
Tipo 304	recocido en láminas	35	241	85	586	50	80HRB
	rolado en frío	160	1 103	185	1 276	4	40HRC
Tipo 314	recocido en barras	50	345	100	689	45	180HB
Tipo 316	recocido en láminas	40	276	90	621	50	85HRB

Nota. Adaptado *Diseño de máquina un enfoque integrado (4 ed.)* (p. 989) por Norton. RobertL,2011, Person Education Inc.

El esfuerzo cortante admisible según la teoría de la energía de distorsión se calcula:

$$\tau_d = 0,577 * s_y$$

$$s_y = \text{acero inoxidable AISI 316} = 276MPa$$

Donde

$$\tau_d = \text{esfuerzo cortante admisible}$$

$s_y = \text{esfuerzo de fluencia del acero inoxidable 316}$

Se reemplazan los valores en la ecuación, se obtiene el esfuerzo cortante

$$\tau_d = 0,577 * 276MPa$$

$$\tau_d = 159,25MPa$$

El esfuerzo cortante admisible del acero inoxidable AISI 316 es de 159.25MPa, con el fin de brindar seguridad al diseño de la tolva se usa un factor de seguridad de 1,5. Con este cálculo se puede obtener un esfuerzo cortante máximo al cual estará sometida la tolva de almacenamiento, se calcula con la siguiente ecuación.

$$\tau_{max} = \frac{\tau_d}{F_s} = \frac{159,25}{1,5} = 106,16MPa$$

El esfuerzo cortante máximo en la lámina de acero inoxidable AISI 316, se calcula con la siguiente expresión.

$$\tau_{max} = \frac{P * r}{2 * t}$$

Donde:

$\tau_{max} = \text{esfuerzo cortante máximo}$

$P = \text{Presion estática}$

$r = \text{radio de la tolva}$

$t = \text{espesor de lámina}$

Despejando el espesor de la ecuación de esfuerzo cortante máximo y considerando el valor de r se toma como la mitad del largo de la tolva, se obtiene que el espesor necesario de la lámina:

$$t = \frac{P * r}{2 * \tau_{max}} = \frac{2302,89Pa * (0,25m)}{2 * 111,55x10^6Pa} = 2,71x10^{-6}m$$

$$t = 2,71x10^{-3}mm$$

Se selecciona un valor de espesor comercial superior al calculado

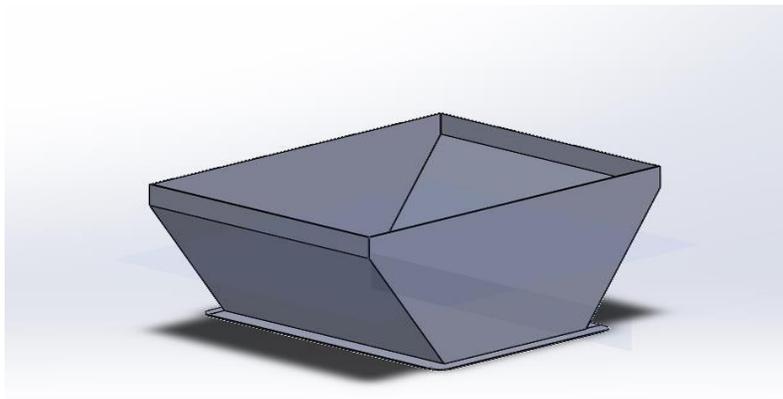
- Lamina de acero AISI 316 calibre comercial de 11 o 3,04mm.

Cálculo para soldaduras

El diseño de la tolva consiste de 4 láminas unidas entre sí que dan forma a una pirámide troncada, para esto se consideró usar la soldadura en tipo filete de un solo contorno, como se muestra en la Figura 84.

Figura 84

Representación gráfica tolva 3D



De acuerdo con lo anterior se selecciona el tipo de filete que se considera para la unión permanente de las chapas metálicas, para esto se calculan las de dimensiones de la garganta suponiendo que las juntas van a 90°.

Las dimensiones del ancho de la soldadura se realizan haciendo uso de la literatura encontrada en el libro de Diseño de Máquinas de Norton (2011)

$$w = 1,4 * tl$$

Donde

W=ancho mínimo de la soldadura

Tl=espesor de la lamina

$$w = 1,4 * 3,04mm = 4,256mm$$

Se determina que el ancho de la soldadura es de 4.256mm equivalente a 3/16 in, el electrodo de soldadura seleccionado es E60XX.

Figura 85

Propiedades mecánicas del material de aporte de soldadura

Número de electrodo AWS*	Resistencia a la tensión, kpsi (MPa)	Resistencia a la fluencia, kpsi (MPa)	Elongación porcentual
E60xx	62 (427)	50 (345)	17-25
E70xx	70 (482)	57 (393)	22
E80xx	80 (551)	67 (462)	19
E90xx	90 (620)	77 (531)	14-17
E100xx	100 (689)	87 (600)	13-16
E120xx	120 (827)	107 (737)	14

Nota. Adaptado de *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley 9a. ed.* (p. 468), por Budynas & Nisbett, 2012, McGraw-Hill

Figura 86

Equivalencia de espesor de soldaduras

FRACC	mm	milésimas de pulg
1/16	1.588	0.063
3/16	4.763	0.188
5/16	7.938	0.313
7/16	11.113	0.438
9/16	14.288	0.563
11/16	17.463	0.688
13/16	20.638	0.813
15/16	23.813	0.938

Nota. Adaptado de *Tabla equivalencias.* (s/f). Acerocid.com. Recuperado el 25 de noviembre de 2022, de http://acerocid.com/tabla_conversor.html

El valor dado de 4.256mm es el ancho requerido que debe tener las juntas de láminas a 90°, se selecciona un cordón de soldadura de 3/16 pulgadas y un electrodo E6010 con propiedades físicas de esfuerzos permisible a la tensión de 427MPa. La tolva está diseñada para resistir una presión estática de 2302,89Pa, por debajo del esfuerzo permisible de la soldadura, lo que significa que la soldadura resistirá la carga del material almacenado.

Tornillos de alimentación

Para llevar a cabo la selección de los tornillos de alimentación se recurre a usar metodología propuesta por fabricantes de elementos mecánicos KWS DESING

ENGINEERING, en su manual de productos screw conveyors, el cual proporciona información de parámetros de diseño como forma, dimensiones y potencia.

A continuación, se plantea la metodología del manual screw conveyors

Paso 1.

Para realizar la selección de tornillos sin fin, primeramente, se proporciona la información de las características del material que será transportado, ya que esto repercute a la hora de seleccionar los componentes con los que se seleccionaran los tornillos sin fin.

1. Tipo de material a transportar (compuesto de carbón mineral y biomasa raquis)
2. Flujo del material requerido por la cámara de compactación ($\frac{m^3}{h}$)

Para este cálculo se utiliza información del apartado diseño de los rodillos de compactación, teniendo en cuenta que el rodillo produce 64 briquetas por 1 revolución y la velocidad con la que gira el rodillo es de 18 rpm.

Para la fabricación de cada briketa se necesita 30.75g de material compuesto y el proceso de alimentación por 1 rpm consume 1.96kg, el flujo de material requerido se calcula con la siguiente manera.

Para determinar el tiempo que tarda en dar una revolución el rodillo se calcula con la siguiente expresión.

$$60\text{seg} \rightarrow 18\text{rev}$$

$$x \rightarrow 1\text{rev}$$

$$x = \frac{60\text{seg} * 1\text{rev}}{18\text{rev}} = 3,33\text{seg}$$

Obtenido el tiempo que transcurre en una revolución del rodillo, se calcula el flujo del material necesario para la alimentación de los rodillos, para esto se tiene en cuenta que los datos obtenidos se necesitan en lb/h, según el manual de fabricante.

$$\text{flujo de material} = \dot{M}$$

$$\begin{aligned} \dot{M} &= \frac{64 \text{briquetas}}{\text{rev}} * \frac{30,75 \text{ g}}{\text{briquetas}} = \frac{1961,6 \text{ g}}{1 \text{rev}} * \frac{1 \text{rev}}{3 \text{seg}} * \frac{1 \text{seg}}{0,000277778 \text{ hora}} * \frac{0,00220462 \text{lb}}{1 \text{g}} \\ &= 5189.49 \text{ lb/h} \end{aligned}$$

El flujo de material que deberá suministrar los tornillos sin fin a la cámara de compactación es de 5189.49 lb/h.

3. Distancia recorrida del material

Se considera la longitud del tornillo de aproximadamente 75cm → 2.46 pies

Paso 2.

Para la selección del tornillo sin fin se procede a identificar las propiedades y características del material que será transportado ya que esto repercute a la hora de selección debido al tamaño, tipo de tornillo y potencia requerida para transportar el material. Para esto hay que identificar las características del material, en el manual screw conveyors se proporciona una Tabla con variedades de materiales con sus propiedades físicas y mecánicas.

Debido a no encontrarse el compuesto de biomasa de palma y carbón mineral en las tablas del manual se toman datos para el material (compost), el cual es similar en sus propiedades físicas al compuesto a usar.

En la Figura 87 se muestra la identificación del material y sus propiedades.

Figura 87*Propiedades físicas del Compost*

MATERIAL	MAT'L CLASS CODE	CONV LOADING	COMPONENT GROUP	WEIGHT (LBS/CF)		MAT'L FACTOR F_m	VERT.*
				MIN	MAX		
Coke, Breeze	30C37	15	3D	25	35	1.2	
Coke, Loose	30D37	15	3D	25	35	1.2	
Coke, Petrol, Calcined	40D37	15	3D	35	45	1.3	
Compost	40D45TV	30A	3A,3B	30	50	1.0	
Concrete, Pre-Mix Dry	103C36U	30B	3D	85	120	3.0	
Copper Ore	135D36	30B	3D	120	150	4.0	

Nota. adaptado de *Screw Conveyor Engineering Guide*. (2017, mayo 23). KWS Manufacturing. Recuperado el 26 de noviembre de 2022, de <https://www.kwsmfg.com/engineering-guides/screw-conveyor/>

Datos Característicos del Compost.

- Código del material 40D45TV
- Grupos para componentes 3 A y 3 B
- Densidad 30-50 Lb/ft³

Conociendo la designación del material seleccionado que es similar al compuesto de biomasa y carbón mineral, se puede saber algunas propiedades del este.

Figura 88*Código de clasificaciones de los materiales*

CATEGORY: MATERIAL CHARACTERISTICS	CODE DESIGNATION
Density:	
Bulk Density	avg. lbs/CF
Size:	
Very Fine — 100 mesh and under	A
Fine — ½" mesh and under	B
Granular — ½" mesh and under	C
Lumpy — containing lumps over ½"	D
Irregular — fibrous, stringy, etc	E
Flowability:	
Very free flowing	1
Free flowing	2
Average flowability	3
Sluggish	4
Abrasiveness:	
Mildly abrasive	5
Moderately abrasive	6
Extremely abrasive	7
Other Characteristics:	
Builds up & hardens	F
Generates static electricity	G
Decomposes — deteriorates in storage	H
Flammability	J
Becomes plastic or tends to soften	K
Very dusty	L
Aerates and becomes fluid	M
Explosiveness	N
Stickiness-adhesion	O
Contaminable, affecting use	P
Degradable, affecting use	Q
Gives off harmful or toxic gas or fumes	R
Highly corrosive	S
Mildly corrosive	T
Hygroscopic	U
Interlocks, mats or agglomerates	V
Oils present	W
Packs under pressure	X
Very light and fluffy — may be windswept	Y
Elevated temperature	Z

Nota. Adaptado de Conveyor Engineering & Manufacturing. (s/f). *Screw Conveyor components & design*. Recuperado el 27 de noviembre de 2022, de http://file:///C:/Users/user/Downloads/Catalogo_Screw_Conveyor_Fabricante.pdf

El código del material significa entonces que es compost contextura grumoso, fluidezlenta, agresividad ligera y que tiende a aglomerarse.

Paso 3.

Para el cálculo de la velocidad y el tamaño del tornillo sin fin se selecciona un paso tipo estándar completo y un diámetro de 6 pulgadas. La velocidad se obtiene usando la siguiente expresión:

$$N = \frac{\text{Flujo del material requerido} \left(\frac{m^3}{h}\right)}{\text{Capacidad por 1 rpm} \left(\frac{m^3}{h}\right)}$$

Donde:

N: revolución por minuto(rpm) del tornillo.

Se considera que para 1 rpm la capacidad del tornillo para transportar material es de 45%

$$\text{Flujo de material} = \frac{\text{Flujo por tornillo}}{\text{Densidad del material}}$$

$$\text{Flujo de material} = \frac{5189,49 \frac{lb}{h}}{48,84 \frac{lb}{ft^3}} = 106,25 \frac{ft^3}{h}$$

Con el flujo del material determinado, se obtiene la capacidad del tornillo a 1 rpm, en la Figura 89 se indica la capacidad del rodillo

Figura 89

Capacidad del tornillo

PERCENT TROUGH LOAD	SCREW DIAMETER	MAXIMUM RECOMMENDED RPM	CAPACITY (FT ³ /HR) at MAX RPM	CAPACITY (FT ³ /HR) per RPM
95%  (Shown with shroud mtd. above screw) see p.92 for more on Feeder Screws	6	300*	1,415	4.7
	9	275*	4,832	17.6
	12	255*	10,760	42.0
	14	240*	16,342	68.0
	16	220*	22,280	101.0
	18	210*	30,529	145.0
	20	190*	37,385	196.0
	24	170*	58,858	346.0
	30	115*	76,519	665.0
	36	70*	79,754	1,139.0

Nota. Adaptado de Conveyor Engineering & Manufacturing. (s/f). *Screw Conveyor components & design*. Recuperado el 27 de noviembre de 2022, de http://file:///C:/Users/user/Downloads/Catalogo_Screw_Conveyor_Fabricante.pdf

Según la Figura 89 para un diámetro de 6 pulgadas la capacidad por 1 rpm es de $4.7 \frac{ft^3}{h}$. reemplazando en la siguiente ecuación,

$$N = \frac{\text{Flujo del material}}{\text{At 1 rpm}} = \frac{106,25 \frac{ft^3}{h}}{4,7 \frac{ft^3}{h}} = 22,6 \text{ rpm}$$

se obtiene la velocidad del tornillo sin fin que deberá tener para el suministro de la cámara de compactación de 22.6 rpm se aproxima a 23 rpm lo que proporcionaría un margen extra de alimentación por parte del tornillo.

De acuerdo con el diámetro seleccionado de 6" pulgadas se obtiene de la Figura 90 el diámetro exterior del tubo sobre el cual va soldada la hélice.

Figura 90

Dimensiones tornillos sinfín

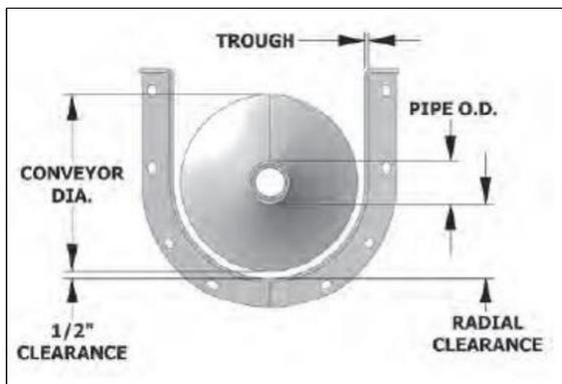
SCREW DIA (INCHES)	PIPE OD (INCHES)	RADIAL CLEARANCE (INCHES)	CLASS 1 10% LUMPS MAX LUMP SIZE (IN)	CLASS 2 25% LUMPS MAX LUMP SIZE (IN)	CLASS 3 95% LUMPS MAX LUMP SIZE (IN)
6	2 3/8	2 3/16	1 1/4	3/4	1/2
9	2 3/8	3 1/16	2 1/4	1 1/2	3/4
9	2 3/8	3 3/16	2 1/4	1 1/2	3/4
12	2 3/8	5 1/16	2 3/4	2	1
12	3 1/2	4 3/4	2 3/4	2	1
12	4	4 1/2	2 3/4	2	1
14	3 1/2	5 3/4	3 1/4	2 1/2	1 1/4
14	4	5 1/2	3 1/4	2 1/2	1 1/4
14	4 1/2	5 1/4	3	2	1

Nota. Adaptado de Conveyor Engineering & Manufacturing. (s/f). *Screw Conveyor components & design*. Recuperado el 27 de noviembre de 2022, de http://file:///C:/Users/user/Downloads/Catalogo_Screw_Conveyor_Fabricante.pdf

En la Figura 91 se muestra las dimensiones seleccionadas

Figura 91

Sección transversal tornillo sin fin



Nota. Adaptado de Conveyor Engineering & Manufacturing. (s/f). *Screw Conveyor components & design*. Recuperado el 27 de noviembre de 2022, de http://file:///C:/Users/user/Downloads/Catalogo_Screw_Conveyor_Fabricante.pdf

Paso 4.

La potencia requerida por el tornillo sin fin está definida por la siguiente ecuación.

$$H_{Ptotal} = \frac{(H_{PF} + H_{PM}) * F_0}{e}$$

Donde.

H_{PF} = potencia requerida para soportar la fricción de componentes

H_{PM} = potencia requerida para transportar el material

F_0 = factor de sobrecarga

e = eficiencia total de accionamiento

Para el calcular H_{PF} , se utiliza con la siguiente ecuación

$$H_{PF} = \frac{L * N * F_d * F_b}{1000000}$$

Donde:

$L = \text{Longitud del tornillo}(ft)$

$N = \text{Velocidad}(RPM)$

$F_d = \text{Factor de potencia (Diámetro del tornillo)}$

$F_b = \text{Factor de potencia(rodamiento de suspensión)}$

Para el determinar el factor de potencia de tornillo se emplea la Figura 92.

Figura 92

Factor de potencia según el diámetro del tornillo sin fin

SCREW DIA.	F_d
6	18
9	31
10	37
12	55
14	78
16	106
18	135
20	165

Nota. Adaptado de Conveyor Engineering & Manufacturing. (s/f). *Screw Conveyor components & design*. Recuperado el 27 de noviembre de 2022, de http://file:///C:/Users/user/Downloads/Catalogo_Screw_Conveyor_Fabricante.pdf

El factor de potencia del diámetro del tornillo sin fin es de $F_d = 18$

El factor de potencia de rodamiento de suspensión, se determina de la Figura 93.

Figura 93

Factor de potencia del rodamiento de suspensión

COMPONENT GROUP	BEARING TYPE	FACTOR F_b
A	Ball	1.0
B & C	Babbitt	1.7
	Bronze	1.7
	Bronze (oil impregnated)	1.7
	Bronze w/Graphite Plugs	1.7
	Canvas Based Phenolic	1.7
	Ertalyte	2.5
	Gatke	1.7
	Melamine	3.5
	Nylon/Nylatron GS	2.0
	Plastic Resin	2.0
	Ryertex	1.7
	Teflon	2.0
UHMW	2.0	
Wood (oil impregnated)	1.7	
D Req's hardened cpig shaft	Chilled Hard Iron	4.4
	Hardened Alloy Sleeve	4.4
	Stellite	4.4

Nota. Adaptado de Conveyor Engineering & Manufacturing. (s/f). *Screw Conveyor components & design*. Recuperado el 27 de noviembre de 2022, de http://file:///C:/Users/user/Downloads/Catalogo_Screw_Conveyor_Fabricante.pdf

Obtenemos que el F_b se considera que se usaran rodamientos de bolas por lo que el factor es 1.

Se reemplaza los valores en la siguiente ecuación

$$H_{PF} = \frac{L * N * F_d * F_b}{1000000}$$

$$H_{PF} = \frac{2,46ft * 23rpm * 18 * 1}{1000000} = 0,0010hp$$

La potencia requerida para vencer la fricción de los componentes del tornillo sin fin es de $0.0010Hp$

Para calcular la potencia para transportar el material, se calcula con la siguiente ecuación.

$$H_{PM} = \frac{C * L * D * F_m * F_f * F_p}{1000000}$$

Donde.

$$C = \text{Capacidad requerida } \frac{ft^3}{h}$$

$$D = \text{Densidad del material transportado } \frac{lb}{ft^3}$$

$L = \text{Longitud del tornillo extrusor } ft$

$F_m = \text{Factor del material } \rightarrow \text{propiedades de los materiales}$

$F_f = \text{Factor de potencia de vuelo}$

$F_p = \text{Factor de potencia de paletas}$

Para el cálculo de factor de potencia de vuelo se selecciona con respecto a su capacidad y al tipo de tornillo sin fin en este caso estándar, es dato se obtiene de la Figura

94.

Figura 94

Factor de potencia de vuelo

TYPE OF FLIGHTING	CONVEYOR LOADING			
	15%	30%	45%	95%
Standard	1.00	1.00	1.00	1.00
Cut	1.10	1.15	1.20	1.30
Cut & Folded	NR	1.50	1.70	2.20
Ribbon	1.05	1.14	1.20	NR

Nota. Adaptado de Conveyor Engineering & Manufacturing. (s/f). *Screw Conveyor components & design*. Recuperado el 27 de noviembre de 2022, de http://file:///C:/Users/user/Downloads/Catalogo_Screw_Conveyor_Fabricante.pdf

El factor de potencia de vuelo de tipo estándar su $F_p = 1$

El factor de potencia de paletas se obtiene de la siguiente Figura 95.

Figura 95

Factor de potencia de paletas

STD PADDLES PER PITCH SET AT 45° REVERSE PITCH				
NONE	1	2	3	4
1.00	1.29	1.58	1.87	2.16

Nota. Adaptado de Conveyor Engineering & Manufacturing. (s/f). *Screw Conveyor components & design*. Recuperado el 27 de noviembre de 2022, de http://file:///C:/Users/user/Downloads/Catalogo_Screw_Conveyor_Fabricante.pdf

Se considera el factor de potencia de paletas como 1

$$H_{PM} = \frac{106,24 \frac{ft^3}{h} * 2,46ft * 48,84 \frac{lb}{ft^3} * 1 * 1 * 1}{1000000} = 0,0127hp$$

Potencia requerida para transportar el material es de 0,0127HP

Para el cálculo del factor de sobrecarga (F_0) se determina con la siguiente ecuación.

Ecuación factor de sobrecarga

$$F_0 = [\ln(H_{PF} + H_{PM})(-0,6115)] + 2,024$$

$$F_0 = [\ln(0,0010hp + 0,0127hp)(-0,6115)] + 2,024$$

$$F_0 = 4,64$$

Factor de sobre carga $F_0 = 4,64$

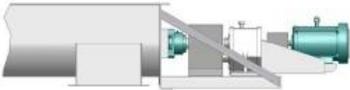
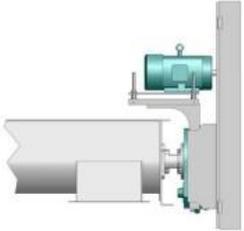
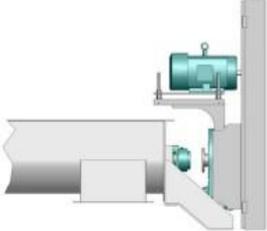
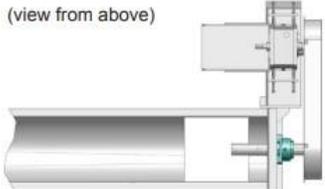
Para determinar la potencia total de accionamiento, depende del tipo de transmisión que tendrá el tronillo sin fin, para el valor de e (eficiencia) se consulta la Figura 96 y se considera que la transmisión será por acople directo.

$$H_{Ptotal} = \frac{(H_{PF} + H_{PM}) * F_0}{e}$$

$$H_{Ptotal} = \frac{(0,0010hp + 0,0127hp) * 4,64}{0,94} = 0,067hp$$

Potencia total requerida para el tornillo sin fin es de 0,067hp

Figura 96*Eficiencia según el tipo de transmisión*

Direct Coupled In-line Drive		<p>Motor, reducer & conveyor drive shaft are mounted in-line and direct-coupled together. Typically supported by drive base attached to floor or conveyor end plate. Best configuration for longer component life of larger conveyors.</p>	0.94
"Screw Conveyor" Drive		<p>Reducer is mounted on trough end and has its own drive shaft which is directly connected to conveyor screw. Reducer includes integral thrust bearing and seal. Separate drive shaft, end bearing, and seal are not required. Motor is connected via V-belt and may be mounted at top, either side or below.</p>	0.88
Shaft Mount Drive		<p>Similar to "Screw Conveyor" drive above except bearing, seal and drive shaft are not included with reducer. Rather, reducer mounts onto extended version of standard conveyor drive shaft. This allows for use of a variety of bearings and seals.</p>	0.88
Gear Motor Reducer or Helical Reducer with Chain & Sprockets	<p>(view from above)</p> 	<p>Integral motor-reducer or scoop mount motor with chain drive to conveyor drive shaft. Usually mounted to side of trough by means of an adapter plate.</p>	0.85

Nota. Adaptado de Conveyor Engineering & Manufacturing. (s/f). *Screw Conveyor components & design*. Recuperado el 27 de noviembre de 2022, de http://file:///C:/Users/user/Downloads/Catalogo_Screw_Conveyor_Fabricante.pdf

Paso 5.

En este paso se determina los tamaños de los componentes de la siguiente Figura 97 teniendo en cuenta que los grupos recomendados por el fabricante para el material son 3 A y 3 B, se selecciona 3A.

Figura 97

Tamaño de los componentes del alimentador de tornillo

SCREW DIA (INCHES)	SHAFT SIZE DIA	BOLTS PER COUPLING	SECTIONAL SCREW FLIGHT THICKNESS*	TROUGH THICKNESS	COVER THICKNESS
Heavy Duty Service: Component Groups 3A, 3B & 3D					
6	2	3-bolt	3/16 or 1/4	10 ga	14 ga
9	2	3-bolt	1/4	3/16	14 ga
10	2	3-bolt	1/4	3/16	14 ga
12	2 7/16	3-bolt	1/4 or 3/8	3/16 or 1/4	14 or 12 ga
12	3	3-bolt	3/8 or 1/2	3/16 or 1/4	14 or 12 ga
14	3	3-bolt	3/8 or 1/2	3/16 or 1/4	14 or 12 ga
16	3	3-bolt	3/8 or 1/2	3/16 or 1/4	14 or 12 ga
16	3 7/16	3-bolt	3/8 or 1/2	3/16 or 1/4	14 or 12 ga
18	3 7/16	3-bolt	3/8 or 1/2	1/4	12 or 10 ga
20	3 7/16	3-bolt	3/8 or 1/2	1/4	12 or 10 ga
20	3 15/16	3-bolt	3/8 or 1/2	1/4	12 or 10 ga
24	3 7/16	3-bolt	3/8 or 1/2	1/4	12 or 10 ga
24	3 15/16	3-bolt	3/8 or 1/2	1/4	10 ga
30	4 7/16	3-bolt	3/8 or 1/2	1/4	10 ga
36**	4 15/16	3-bolt	3/8 or 1/2	1/4	10 ga

Nota. Adaptado de Conveyor Engineering & Manufacturing. (s/f). *Screw Conveyor components & design*. Recuperado el 27 de noviembre de 2022, de http://file:///C:/Users/user/Downloads/Catalogo_Screw_Conveyor_Fabricante.pdf

Se selecciona un diámetro del tornillo de 6 pulgadas, con un diámetro del eje de 2 pulgadas y un espesor de perfil del tornillo de 1/4 pulgada, además el fabricante recomienda 3 pernos por acople.

Paso 6.

Se calcula el torque al que está sometido los componentes para verificar que cumplen.

$$\text{Torque} = \frac{HP * 63,025}{N}$$

Donde.

$HP = \text{Potencia requerida por el tornillo sin fin}$

$N = \text{Velocidad del tornillo sin fin (RPM)}$

Remplazando los valores en la ecuación

$$\text{Torque} = \frac{0,067HP * 63,025}{23 \text{ RPM}} = 0,183Lb * \text{pulg}$$

El torque da un valor de $0.183lb * \text{pulg}$ se procede a verificar con el manual SCREW CONVERYORS que el valor no exceda el índice de torque para el material propuesto, el cual es acero AISI 4140.

Figura 98

Valores máximos torque para componentes acero inoxidable

		SHAFTS*		PIPE	COUPLING BOLTS					
		MATERIAL		MAT'L	SHEAR		LOAD BEARING			
SHAFT DIA	PIPE	SS/1018**	4140	SS/CS***	2-BOLT	3-BOLT	w/o PADS 2-BOLT	w/o PADS 3-BOLT	w/ PADS 2-BOLT	w/ PADS 3-BOLT
1-1/2"	2" sch 40	2,565	3,552	7,288	3,829	5,743	5,016	7,524	16,641	24,962
1-1/2"	2" sch 80	2,565	3,552	9,501	3,829	5,743	5,016	7,524	16,641	24,962
1-1/2"	2-1/2" sch 40	2,565	3,552	13,832	3,829	5,743	8,945	13,417	22,070	33,105
1-1/2"	2-1/2" sch 80	2,565	3,552	17,402	3,829	5,743	8,945	13,417	22,070	33,105
2"	2-1/2" sch 40	6,354	8,798	13,832	7,977	11,965	7,888	11,833	26,170	39,254

Nota. Adaptado de Conveyor Engineering & Manufacturing. (s/f). *Screw Conveyor components & design*. Recuperado el 27 de noviembre de 2022, de http://file:///C:/Users/user/Downloads/Catalogo_Screw_Conveyor_Fabricante.pdf

El índice de torque para un diámetro de 2” pulgada es de 8.798lb-in, se puede observar que los componentes mecánicos cumplen con lo requerido ya que estos valores son muchos más altos que el torque total, por lo que la selección del tornillo sin fin funcionará correctamente.

Conociendo los datos técnicos del tornillo alimentador, se procede a seleccionar los componentes del catálogo, las características técnicas de los elementos seleccionados se encuentran en el Anexo 3.

Tabla 16

Designación de los componentes del tornillo de alimentación

Componente	Designación
Tornillo sin fin	6SH304
Pernos de acople	UNC 316SS
Eje conductor	CDS112-3B
Eje al final	CES112-3B
Canal en U	CTF610
Soporte tipo silla	CS6
Placas Finales	CEF6112
Perchas para rodamientos	QCCH6226112
Rodamientos colgantes	CBX112-BBT
Sellos del eje	CSF112
Rodamiento de bolas montado en brida	F4B-SC-108
Entrada	CI6
Descarga	CSD612-F

Para la selección de la fuente de poder de los tornillos alimentadores se tienen en cuenta los siguientes requerimientos:

Tabla 17

Requerimientos mínimos para la selección del servomotor industrial.

Parámetros	Valor	Unidad
Rpm	23	rpm
Potencia	0,067	hp
	0,05	kW
Torque	0,183	Lb*pulg
	0,248	N*m

Se selecciona un servomotor con las siguientes características:

Tabla 18

Características del servomotor seleccionado.

Modelo:	Empresa	Controlador	Torque	Potencia
mdme102gcm	Panasonic	mddht3530e	4,77N*m	1kW

Figura 99

Servomotor industrial



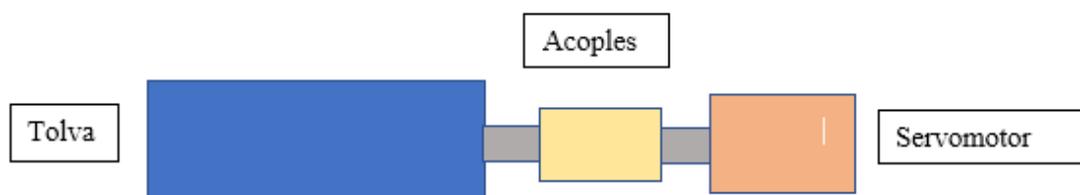
Nota. Adaptado de Servomotor Mdme102gcm Mdme102gcm Original DE Japón, 117v, 1kw, Para Panasonic Ac - Buy 110v Ac Servo Motor, Mdme102gcm, For Panasonic Ac Servo Motor Producto on Alibaba.com. (s/f). Alibaba.com. Recuperado el

25 de noviembre de 2022, de https://spanish.alibaba.com/p-detail/Original-1600185240484.html?spm=a2700.galleryofferlist.normal_offer.d_image.4a9a24d2pNmFGu

Para conectar el eje del tornillo de alimentación de la tolva y el servomotor como se muestra en la Figura 101, se usa un acoplamiento de tipo rígido, su selección se realiza con respecto a catálogo COMINTEC SAFETY IN POWERS TRANSMISIÓN, para ellos se hace la selección teniendo en cuenta el diámetro interno del acople y el par máximo que puede transmitir.

Figura 100

Esquema de elementos a unir por acoplamiento rígido



El diámetro interno del acople a seleccionar debe ser de 2 pulgadas y el torque que transmite es de $4.77\text{N}\cdot\text{m}$, de las Figuras 101 y 102 se selecciona

Figura 101

Dimensiones acoples rígidos

Tamaño	D	Dk	E4 H8	R
10	32	33	10	45
15	40	-	15	50
20	45	47	20	65
25	50	52	25	70
30	55	57	30	75
35	65	70	35	85
40	70	74	40	90
45	80	83	45	100
50	90	95	50	110

Nota. Adaptado de Acoplamiento rígidos. (s/f). Comintec.com. Recuperado el 27 de noviembre de 2022, de https://www.comintec.com/download/cataloghi/acoplamiento/GRI_ES.pdf

Figura 102

Características técnicas del acople rígido

Tamaño	Par máx. [Nm]		Peso [kg]	Inercia [kgm ²]	Velocidad máx. [rpm]	Tornillos S1		
	Bloqueo tipo B	Bloqueo tipo C				Bloqueo tipo B	Bloqueo tipo C	Par de apriete [Nm]
10	65	50	0,25	0,000028	5500	n.º 4 x M4	n.º 8 x M4	5,2
15	140	125	0,42	0,000080	4200	n.º 4 x M5	n.º 8 x M5	10,5
20	250	230	0,65	0,000172	3800	n.º 4 x M6	n.º 8 x M6	17
25	295	285	0,87	0,000305	3500	n.º 4 x M6	n.º 8 x M6	17
30	350	345	1,11	0,000503	3200	n.º 4 x M6	n.º 8 x M6	17
35	800	760	1,75	0,001098	2700	n.º 4 x M8	n.º 8 x M8	43
40	880	870	2,13	0,001615	2500	n.º 4 x M8	n.º 8 x M8	43
45	990	980	2,96	0,002896	2200	n.º 4 x M8	n.º 8 x M8	43
50	1420	1360	4,31	0,005284	1900	n.º 4 x M10	n.º 8 x M10	64

Nota. Adaptado de Acoplamiento rígidos. (s/f). Comintec.com. Recuperado el 27 de noviembre de 2022, de https://www.comintec.com/download/cataloghi/acoplamiento/GRI_ES.pdf

Se selecciona un acople GRI-50H8, el cual puede transmitir un par máximo superior al requerido.

Sujetadores roscados para la tolva de alimentación

Con el fin de sujetar la tolva de alimentación al tornillo alimentador, se hace uso de sujetadores roscados, se seleccionan de la Figura 103 pernos M10 clase 5.8 8 con una resistencia mínima a la fluencia de 420MPa fabricadas en acero de bajo medio, se considera que en esa sección se presenta compresión en las juntas ya que la tolva proporciona un peso de 30kg.

Figura 103

Propiedad mecánica de pernos, tornillos y birlos de acero

Clase de propiedad	Intervalo de tamaños, inclusive	Resistencia de prueba mínima, [†] MPa	Resistencia mínima a la tensión, [†] MPa	Resistencia mínima a la fluencia, [†] MPa	Material	Marca en la cabeza
4.6	M5-M36	225	400	240	Acero de bajo o medio carbono	
4.8	M1.6-M16	310	420	340	Acero de bajo o medio carbono	
5.8	M5-M24	380	520	420	Acero de bajo o medio carbono	
8.8	M16-M36	600	830	660	Acero de medio carbono, T y R	
9.8	M1.6-M16	650	900	720	Acero de medio carbono, T y R	

Nota. Adaptado de *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley 9a. ed.* (p. 416), por Budynas & Nisbett, 2012, McGraw- Hill

Se determina la resistencia máxima que pueden soportar los pernos haciendo uso de la teoría de la energía de distorsión.

$$S_{yy} = 0,577 S_{y3}$$

Donde

$$S_{y3} = \text{resistencia mínima de pernos}$$

Remplazamos datos

$$S_{yy} = 0,577 * 420 = 242,34 \text{ MPa}$$

Se calcula el área de la sección del perno con la siguiente ecuación

$$A = \left(\frac{\pi}{4} * 10 \text{mm}^2 \right) = 78,53 \text{mm}^2$$

Para el cálculo de la fuerza generada, se utiliza la siguiente expresión.

Fuerza cortante generada por pernos

$$F_p = A_t * S_p$$

A_t = area seccion transversal rosca

S_p = resistencia de prueba

$$S_p = 0,577S_y = 0,577 * 420Mpa = 242,34MPa$$

$$F_p = 78,53mm^2 * 242,34Mpa = 19030,96N$$

Se puede observar que la fuerza de precarga de 19030.96N proporciona una confiabilidad en la sujeción de la tolva y estructura de tornillos de alimentación, para comprobar se elige un factor de seguridad de 3, luego se resuelve con la siguiente expresion

$$F_p = \frac{19030,96N}{3} = 6343N$$

El esfuerzo permisible al que puede estar sometido el perno se calcula con la siguiente ecuacion:

$$\sigma_{permisible} = \frac{\sigma_{fluencia}}{\text{factor de seguridad}}$$

$$\sigma_{permisible} = \frac{420}{3} = 140Mpa$$

Para comprobar si el perno resiste se calcula con la siguiente expresion

$$\sigma_{permisible} > \frac{F_p}{A_t}$$

$$\sigma_{permisible} > \frac{19030,96N}{78,53mm^2}$$

$$420 > 242.33\text{Mpa}$$

Se obtiene un valor por debajo del valor límite de resistencia a la fluencia de 242.33MPa lo que conlleva a una buena selección en pernos.

Soporte para los ejes

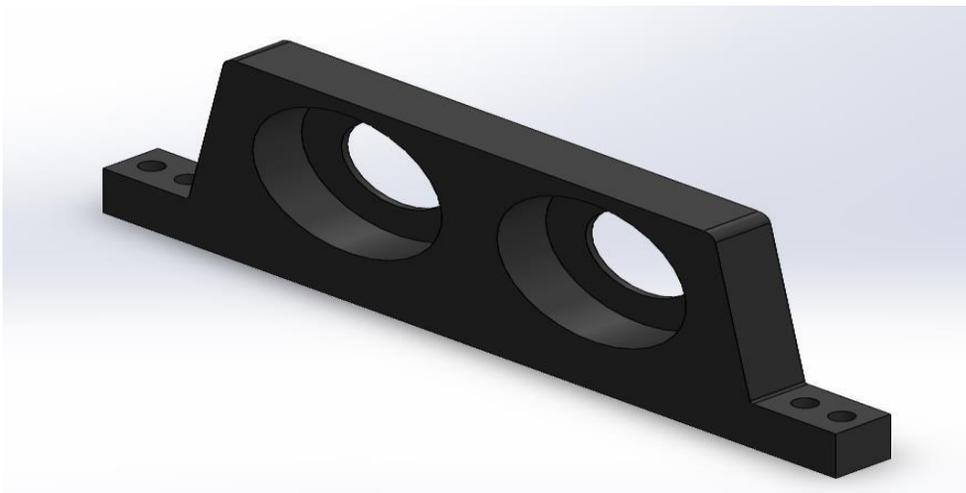
Con el fin de alojar los rodamientos y transmitir la carga a la estructura, se dispone de soportes fabricados en hierro fundido grado 25 ASTM A48-94A y cuya geometría se puede ver Figura 104.

Este soporte se sujeta a la lámina de la estructura mediante el uso de pernos M30 ubicados en ambos extremos, los cuales se comprueban que cumplan de la siguiente manera.

Las cargas que están aplicadas sobre los soportes son las mismas que del eje, las cuales se representan en la Figura 105.

Figura 104

Soportes para rodamientos



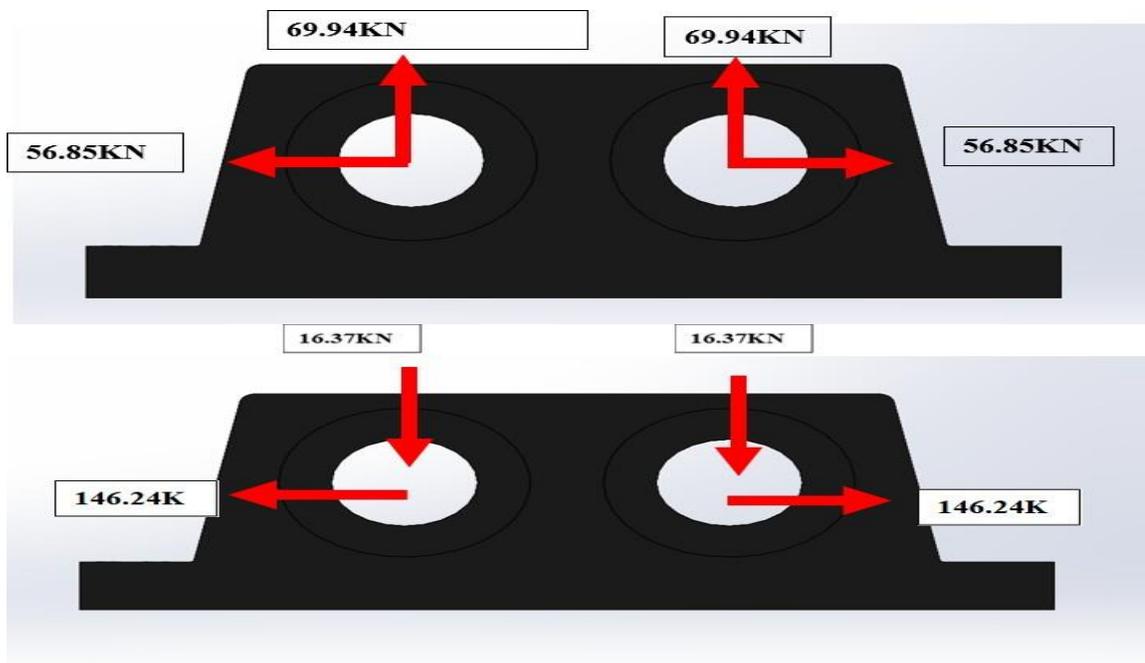
Nota. Elaboración propia mediante software SolidWorks

Como se puede observar las cargas en la dirección X en ambos soportes se cancelan entre sí, existiendo solamente cargas en la dirección Y, en el soporte A la carga tiene sentido positivo y causa tensión en la sujeción del soporte a la estructura, en cambio en el soporte B la carga tiene sentido negativo lo cual causa compresión en la sujeción del soporte a la estructura.

Por esto y debido a que la magnitud del soporte en A es mayor, se considera la carga vertical en A para corroborar el funcionamiento del Perno de cabeza hexagonal M30 cuyas dimensiones fueron tomadas de la siguiente Figura 106.

Figura 105

Cargas aplicadas sobre el soporte A y B



Nota. el soporte A es el superior y el soporte B es el inferior. Elaboración Propia mediante SolidWorks.

También se obtiene el alto y ancho de la tuerca de la Figura 107.

Figura 106

Dimensiones de pernos de cabeza cuadrada y Hexagonal

Tamaño nominal, mm	Tipo de cabeza										
	Cuadrada		Hexagonal regular			Hexagonal pesada			Hexagonal estructural		
	W	H	W	H	R _{min}	W	H	R _{min}	W	H	R _{min}
M5	8	3.58	8	3.58	0.2						
M6			10	4.38	0.3						
M8			13	5.68	0.4						
M10			16	6.85	0.4						
M12			18	7.95	0.6	21	7.95	0.6			
M14			21	9.25	0.6	24	9.25	0.6			
M16			24	10.75	0.6	27	10.75	0.6	27	10.75	0.6
M20			30	13.40	0.8	34	13.40	0.8	34	13.40	0.8
M24			36	15.90	0.8	41	15.90	0.8	41	15.90	1.0
M30			46	19.75	1.0	50	19.75	1.0	50	19.75	1.2
M36			55	23.55	1.0	60	23.55	1.0	60	23.55	1.5

Nota. Adaptado de *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley 9a. ed.* (p. 1017), por Budynas & Nisbett, 2012, McGraw-Hill.

Figura 107

Dimensiones de roscas hexagonales

Tamaño nominal, mm	Altura H			
	Ancho W	Hexagonal regular	Gruesa ranurada	Contra-tuerca
M5	8	4.7	5.1	2.7
M6	10	5.2	5.7	3.2
M8	13	6.8	7.5	4.0
M10	16	8.4	9.3	5.0
M12	18	10.8	12.0	6.0
M14	21	12.8	14.1	7.0
M16	24	14.8	16.4	8.0
M20	30	18.0	20.3	10.0
M24	36	21.5	23.9	12.0
M30	46	25.6	28.6	15.0
M36	55	31.0	34.7	18.0

Nota. Adaptado de *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley 9a. ed.* (p. 1019), por Budynas & Nisbett, 2012, McGraw-Hill.

También se selecciona la arandela angosta 30N de la Figura109.

La longitud del perno es calculada de la siguiente manera

$$L = La + H + 2 * t + 2p$$

Donde

La: longitud de agarre

H: Alto de la tuerca

t = espesor de la arandela(una en cada lado de la junta)

2p = dos veces el paso del tornillo

El 2p se usa siguiendo la recomendación de Budynas & Keith Nisbett (2012) en donde la longitud ideal del tornillo es aquella en la que sobresalen una o dos roscas de la tuerca después de que se aprieta, la longitud del perno se representa gráficamente en la Figura 109.

La longitud el perno es entonces

$$L = 110 + 25,6 + 2 * 5,10 + 2 * 3,5 = 152,8mm$$

Se considera entonces un perno de longitud de 160mm.

A continuación, se calcula la longitud roscada del perno de la siguiente manera

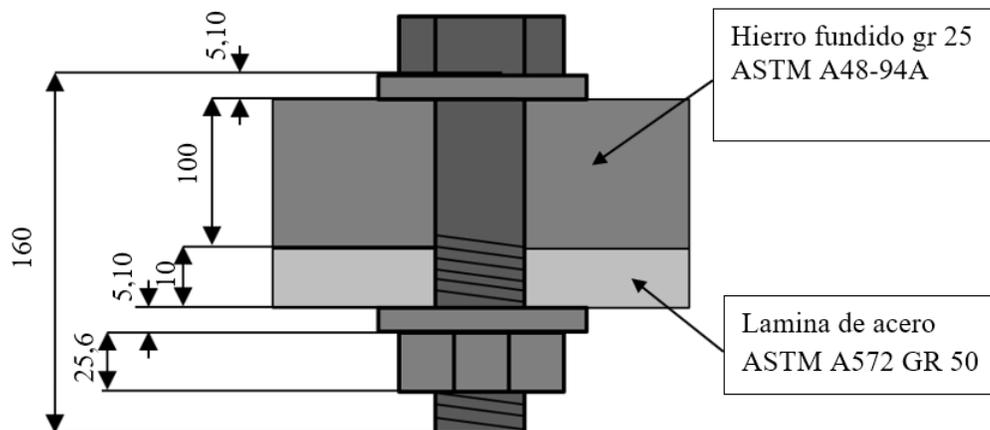
$$Lt = 2d + 12 \text{ para } 125mm < L \leq 200$$

$$Lt = 2 * 30 + 12 = 72mm$$

Figura 108*Dimensiones de arandelas métricas sencillas*

Tamaño de la arandela*	DI mínimo	DE máximo	Esesor máximo	Tamaño de la arandela*	DI mínimo	DE máximo	Esesor máximo
1.6 N	1.95	4.00	0.70	10 N	10.85	20.00	2.30
1.6 R	1.95	5.00	0.70	10 R	10.85	28.00	2.80
1.6 W	1.95	6.00	0.90	10 W	10.85	39.00	3.50
2 N	2.50	5.00	0.90	12 N	13.30	25.40	2.80
2 R	2.50	6.00	0.90	12 R	13.30	34.00	3.50
2 W	2.50	8.00	0.90	12 W	13.30	44.00	3.50
2.5 N	3.00	6.00	0.90	14 N	15.25	28.00	2.80
2.5 R	3.00	8.00	0.90	14 R	15.25	39.00	3.50
2.5 W	3.00	10.00	1.20	14 W	15.25	50.00	4.00
3 N	3.50	7.00	0.90	16 N	17.25	32.00	3.50
3 R	3.50	10.00	1.20	16 R	17.25	44.00	4.00
3 W	3.50	12.00	1.40	16 W	17.25	56.00	4.60
3.5 N	4.00	9.00	1.20	20 N	21.80	39.00	4.00
3.5 R	4.00	10.00	1.40	20 R	21.80	50.00	4.60
3.5 W	4.00	15.00	1.75	20 W	21.80	66.00	5.10
4 N	4.70	10.00	1.20	24 N	25.60	44.00	4.60
4 R	4.70	12.00	1.40	24 R	25.60	56.00	5.10
4 W	4.70	16.00	2.30	24 W	25.60	72.00	5.60
5 N	5.50	11.00	1.40	30 N	32.40	56.00	5.10
5 R	5.50	15.00	1.75	30 R	32.40	72.00	5.60
5 W	5.50	20.00	2.30	30 W	32.40	90.00	6.40

Nota. Adaptado de *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley 9a. ed.* (p. 1021), por Budynas & Nisbett, 2012, McGraw-Hill.

Figura 109*Longitud del perno*

Nota. Todas las medidas están en mm.

Luego se determina la longitud no roscada

$$ld = L - Lt = 160 - 72 = 88\text{mm}$$

También se determina la longitud roscada en el agarre

$$lt = 110 - 88 = 22\text{mm}$$

Se obtiene el área de esfuerzo a la tensión del perno de la Figura 110 y se calcula el área del diámetro mayor de la siguiente forma

$$A_d = \frac{p(d)^2}{4} = \frac{3,5(30)^2}{4} = 787,5\text{mm}^2$$

Con los datos obtenidos anteriormente se calcula la rigidez del perno

$$K_d = \frac{A_d A_t E}{A_d l_t + A_t l_d} = \frac{787,5 * 561 * 207 \times 10^3}{787,5 * 22 + 561 * 88} = 1371208,56 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$$

Donde E es el módulo de elasticidad del acero que es 207GPa

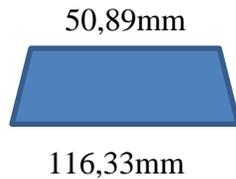
Figura 110

Diámetros y áreas para roscas métricas de paso grueso y fino

Diámetro mayor nominal d , mm	Serie de paso grueso			Serie de paso fino		
	Paso p , mm	Área de esfuerzo de tensión A_t , mm ²	Área del diámetro menor A_r , mm ²	Paso p , mm	Área de esfuerzo de tensión A_t , mm ²	Área del diámetro menor A_r , mm ²
14	2	115	104	1.5	125	116
16	2	157	144	1.5	167	157
20	2.5	245	225	1.5	272	259
24	3	353	324	2	384	365
30	3.5	561	519	2	621	596
36	4	817	759	2	915	884
42	4.5	1 120	1 050	2	1 260	1 230

Nota. Adaptado de *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley 9a. ed.* (p. 394), por Budynas & Nisbett, 2012, McGraw-Hill.

La razón de resorte para la sección tronco cónica superior de hierro fundido teniendo en cuenta su módulo de elasticidad $E=100\text{Gpa}$ será



$$K_2 = \frac{0,5774\pi * 100x10^3 * 30}{\ln \frac{(1,155(56,67) + 50,89 - 30)(50,89 + 30)}{(1,155(56,67) + 50,89 + 30)(50,89 - 30)}}$$

$$K_2 = 8615083,68 \frac{N}{mm}$$

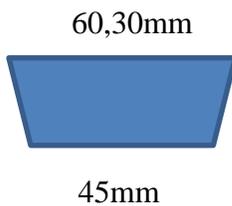
La razón de resorte para la sección tronco cónica inferior de hierro fundido será



$$K_3 = \frac{0,5774\pi * 100x10^3 * 30}{\ln \frac{(1,155(43,33) + 116,33 - 30)(116,33 + 30)}{(1,155(43,33) + 116,33 + 30)(116,33 - 30)}}$$

$$K_3 = 33370923,4 \frac{N}{mm}$$

La razón de resorte para la lámina de acero y la arandela se considera como una sola al ser del mismo material



$$K_4 = \frac{0,5774\pi * 207x10^3 * 30}{\ln \frac{(1,155(15,1) + 60,30 - 30)(60,30 + 30)}{(1,155(15,1) + 60,30 + 30)(60,30 - 30)}}$$

$$K_4 = 40513921,4 \frac{N}{mm}$$

La razón de resorte de la junta será entonces

$$\frac{1}{K_m} = \frac{1}{44065244,1} + \frac{1}{8615083,68} + \frac{1}{33370923,4} + \frac{1}{40513921,4} = 1,934 \times 10^{-7} \frac{mm}{N}$$

$$K_m = 5170144,65 \frac{N}{mm} = 5170,14 \frac{kN}{mm}$$

La constante de rigidez de la junta se calcula de la siguiente forma

$$C = \frac{1371,20}{1371,20 + 5170,14} = 0,20$$

De la Figura 103 se selecciona la clase del perno a utilizar, en este caso será un perno clase 8.8

La carga de prueba del perno será entonces

$$F_p = A_t S_p = 561 * 600 = 336600N$$

La precarga del perno será

$$F_i = 0,75(F_p) = 0,75(213180) = 252450N$$

Se calcula el número de pernos considerando que la carga total es 2 veces la reacción en y del soporte en A, es decir

$$P_{total} = 69,94 * 2 = 139,88kN$$

El número de pernos sería entonces

$$N = \frac{C N_f P_{total}}{S_p A_t - F_i} = \frac{0,20 * 2 * 139,88}{336,600 - 252,450} = 0,66$$

Es decir que bastaría con 1 perno para soportar la carga teniendo en cuenta un factor de seguridad de 2, sin embargo, se consideran 2 pernos, uno en cada extremo del soporte, lo que daría un factor de seguridad de 6,01.

También se debe determinar el factor de seguridad en contra la fluencia

$$N_p = \frac{F_p}{C \left(\frac{P_{total}}{N} \right) + F_i} = \frac{336.600}{0,20 \left(\frac{139.88}{2} \right) + 252.450} = 1.26$$

Es decir que cumple

La unión apornada del soporte a la lámina de la estructura será entonces con 2 pernos de cabeza Hexagonal M30x3.5x160 con una arandela 30N y una tuerca M30

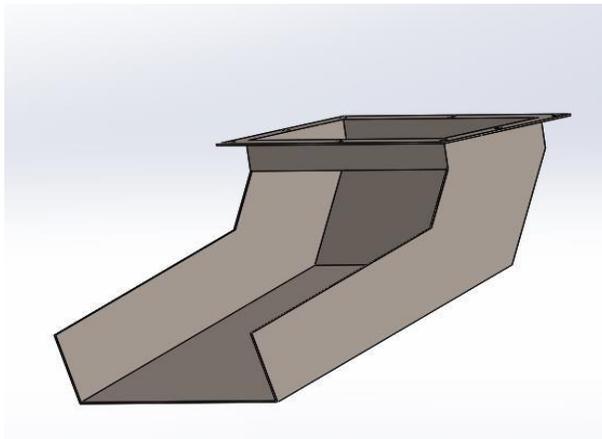
Rampa de salida para las briquetas

Con el fin de que las briquetas salgan de la máquina sin sufrir un gran impacto contra el suelo se dispone de una rampa la cual con su ángulo de inclinación permite que las briquetas deslicen desde la salida de las briquetas hasta el exterior de la estructura.

Esta rampa estará sujeta mediante pernos a la estructura y está fabricada a partir de una lámina de acero AISI 1020 HR con un espesor de 3mm

Figura 112

Rampa de salida de briquetas

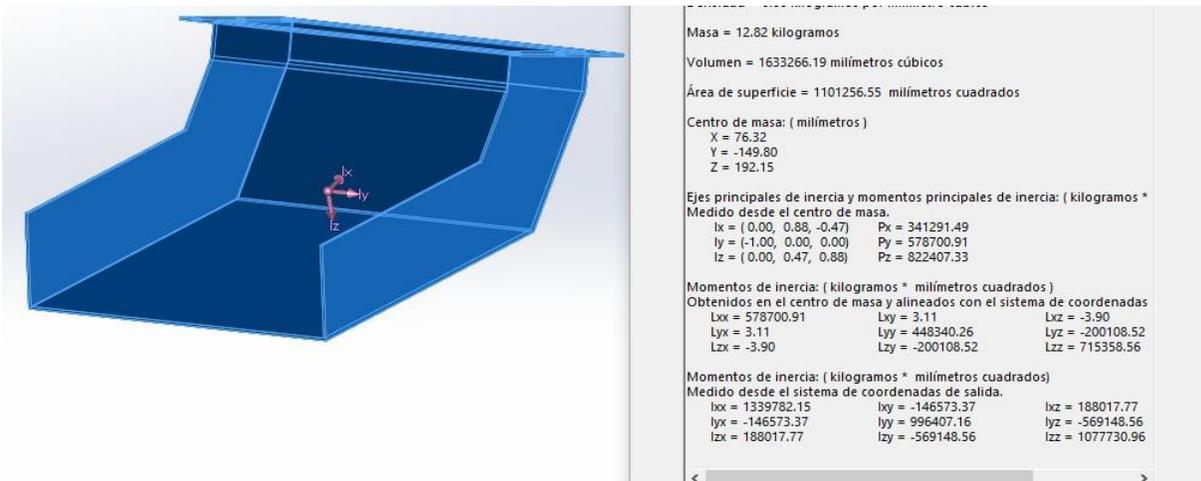


Nota. Elaboración propia mediante SolidWorks

Para definir los pernos que sujetan la rampa a la estructura se considera que estos deben soportar tanto el peso de la rampa como peso debido al material que fluya por la misma, el peso de la rampa es de 12,82kg obtenido de la herramienta de propiedades físicas de SolidWorks.

Figura 113

Propiedades físicas rampa



Nota. Elaboración propia mediante SolidWorks

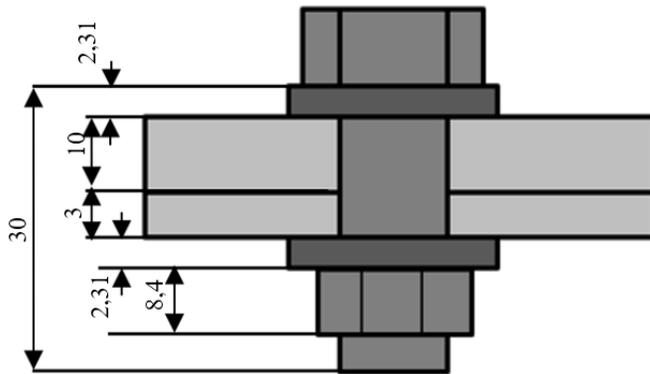
Para el valor del peso debido al flujo por la rampa, se considera el peso de un minuto de producción de la máquina

$$P = \frac{64 \text{briquetas}}{\text{rev}} * \frac{18 \text{rev}}{\text{min}} * \frac{30,75 \text{g}}{\text{briqueta}} = 35,424 \text{kg}$$

Por lo que el peso total que deben soportar los tornillos será de

$$Pt = 12,82 + 34,424 = 47,24 \text{kg}$$

Se consideran 48kg que equivalen a 470,88N.

Figura 114*Longitud del perno*

Nota. Elaboración propia.

Para los cálculos se utilizan las características de los pernos obtenidas de las Figuras 106,107,108 y 110.

La longitud del sujetador será

$$l = 10\text{mm} + 3\text{mm} + 8.4 + 2 * 2.3\text{mm} + 2 * 1.5 = 29\text{mm}$$

Se considera la longitud del sujetador como 30mm

Longitud roscada será

$$L_t = 2d + 6 \text{ para } L \leq 125\text{mm}$$

$$L_t = 2 * 10\text{mm} + 6\text{mm} = 26\text{mm}$$

Longitud de la parte sin rosca en el agarre

$$l_d = 30\text{mm} - 26\text{mm} = 4\text{mm}$$

Longitud roscada en el agarre

$$lt = 30mm - 4mm = 26mm$$

Área de la parte sin roscar

$$Ad = \frac{\pi d^2}{2} = \frac{\pi * 10^2}{2} = 157,07mm^2$$

Área de la parte roscada

$$At = 58mm^2$$

Rigidez del sujetador

$$Kb = \frac{157,07 * 58 * 207 \times 10^3}{157,07 * 4 + 58 * 26} = 882741,333 \frac{N}{mm}$$

Debido a que ambos materiales tienen el mismo módulo de Young se puede utilizar la siguiente fórmula que presenta Budynas & Keith Nisbett (2012) (p. 412)

$$\frac{Km}{E * d} = A \exp\left(\frac{Bd}{t}\right)$$

Donde para aceros A y B son respectivamente, 0.07815 y 0.62873.

Despejando Km se obtiene

$$Km = 199488,24 \frac{N}{mm}$$

La constante de rigidez es entonces

$$C = \frac{882741,33}{882741,33 + 199488,24} = 0,815$$

La precarga sería

$$Fi = 0.75 * 58 * 380 = 16560N$$

El número de pernos requeridos son

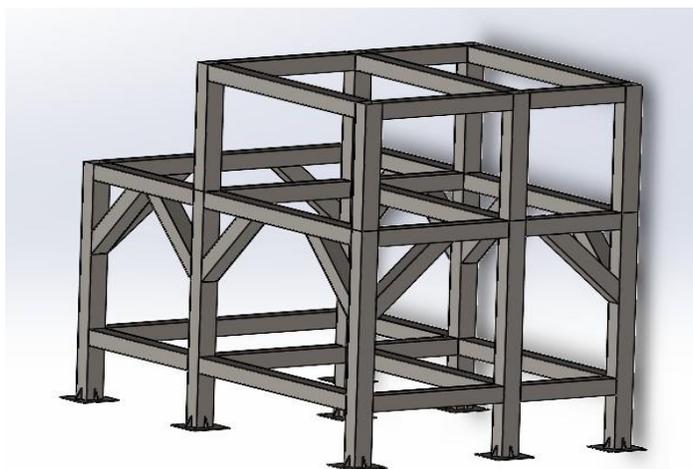
$$N = \frac{0.815 * 2 * 470,88}{380 * 58 - 16560} = 0,14$$

Es decir que basta con un solo perno para sujetar la rampa, para brindar una mayor seguridad a la sujeción se consideran 6 pernos M10x1.5x30 con arandelas 10N y tuercas M10.

Estructura

Para el sistema estructural el cual será el encargado de soportar el peso de todos los componentes que conforman la máquina briqueteadora, se realiza el cálculo por el método (LRFD) diseño por factor de carga y resistencia, el cual es un método de diseño que consiste en sumar todas las cargas muertas que conforman la máquina; en este caso, se diseña una estructura con soportes laterales tipo mesa, que soportarán las cargas que generan los componentes mecánicos, como tornillos sin fin, estructura tolva de almacenamiento, así mismo la materia prima, motor eléctrico, caja reductora, ejes y rodillos de compactación. Se analiza la parte más crítica de la estructura, en la Figura 115 se muestra la estructura metálica de la máquina.

Para el cálculo de la estructura se determina cuáles serán las cargas a la que estará sometida; se procede a sumar el peso de la tolva de almacenamiento, motor eléctrico, caja reductora y tornillos extrusores, datos del peso de los elementos se obtiene del modelo 3D del elemento realizado en software SOLIDWORKS y otros con su respectivo catálogo de fabricantes, la Tabla15 muestra los pesos de cada componente.

Figura 115*Estructura metálica*

Nota. Elaboración propia mediante software SolidWorks

Tabla 19*Elementos que conforman la máquina*

Componente	Especificaciones	Unidad	Peso(kg)	Total
Motor eléctrico siemens	Motor siemens 40 hp modelo 1leo141-2acb	1	260	260
Caja reductora	KTP 280 LENTAX	1	695	695
Materia prima	Compuesto biomasa y carbón mineral	1	50	50
Tolva de almacenamiento	Acero inoxidable AISI 316	1	20.34	20.34
Tornillos de sujeción,	Considerando un peso aproximado para			15

arandelas, tuercas	todos los elementos de sujeción			
Servomotores	Panasonic mdme102gcgm	1	5	5
Alimentador de tornillo sin fin	Srew-Conveyor- horizontal	1	35	35
Rodamientos para ejes	Skf NU236 ECML	4	18.5	74
Ejes	Acero AISI 1050 TyR	2	137	274
Engranajes	Acero AISI 4130	2	98	196
Rodillos	Fundición nodular	2	116	232
Soportes rodamientos	Fundición ASTM A48-94A	2	179	358
Acople dentado	1045G20 Rexnord	1	13	13
Acople de cadena	Modelo c80-18 INTERMEC	1	14.4	14.4
Acople rígido	Acople GRI-50H8	1	4	4
Chapas protección	Acero AISI 1020	1	30	30
Láminas estructurales	Acero ASTM A572 gr 50	1	280	280
Rampa de salida	Acero AISI 1020	1	12.82	12.82
			Total:	2568,56kg

Con el fin de ensamblar los componentes que conforman la máquina y la estructura, se seleccionó una lámina con un espesor de 10mm. En la Figura 116 se observan las características de la lámina de acero.

Figura 116

Características lámina estructural

Recubrimiento: Negro Norma de Fabricación: NTE INEN 115, ASTM A 6 Calidad de Acero: ASTM A 570 Gr 36 / ASTM A 36 / ASTM A 283 Gr C / ASTM A 588 Gr A / ASTM A 131 Gr A / ASTM A 516 Gr 70 Observaciones: Dimensiones y largos especiales, previa consulta			
Ancho	Largo	Espesor	Peso Aprox.
mm	mm	mm	kg
1220	2440	1,50	35,05
1220	2440	2,00	46,74
1220	2440	3,00	70,10
1220	2440	4,00	93,47
1220	2440	5,00	116,84
1220	2440	6,00	140,21
1220	2440	8,00	186,94
1220	2440	9,00	210,31
1220	2440	10,00	233,68
1220	2440	12,00	280,41

Nota. adaptado de *Catalogo IPAC*. (s. f.). Ipac-acero.com. Recuperado 27 de noviembre de 2022, de http://www.ipac-acero.com/revista-digital/CatalogoIPAC_2019.pdf

El diseño de la estructura se lleva a cabo siguiendo la literatura del libro de “Diseño de estructuras de acero” de McCormac (2012)

Primero se calcula la carga mayorada con la siguiente ecuación.

$$P_U = 1,4 * D = 1,4 * 2568,56kg = 3620,06 kgf$$

Donde:

$P_U = \text{carga mayorada}$

$D = \text{Carga muerta(peso de componentes)}$

Obtenemos que la carga mayorada es de 3620,06 kgf

Ya determinada la carga mayorada, se procede a calcular la resistencia que soportará la estructura sometida a compresión, las secciones de tuberías estructural cuadradas trabajarán como columnas. La resistencia de diseño se calcula con la siguiente expresión con el fin de evitar pandeos con los componentes que conforman la máquina.

$$R_d = \phi * A_g * \sigma_{cr}$$

$R_d = \text{resistencia de diseño para elementos sometidos a compresion}$

$\phi = \text{Factor de resistencia}(0.9)$

$A_g = \text{Area groos(sección transversal de la tubería)}$

$\sigma_{cr} = \text{Esfuerzo critico}$

El factor de resistencia está determinado para vigas sometidas a flexionarse y a cortantes especialmente para filetes con soldaduras con esfuerzos paralelos, se considera

$$\phi = 0.9$$

El área Groos es la sección transversal del perfil de la tubería que soportará las cargas mayoradas. Para este cálculo se selecciona en el catálogo (tubería y perfiles) de la empresa IPAC DUFERCO GROUP, un perfil de 90mm x 90mm, un espesor de 4mm y material de acero (ASTM A572 Gr 50) y norma de fabricación (A500M) se muestra la

Figura 117

Características Perfiles cuadrados tubería estructural.

Designaciones		Área	Peso	Propiedades Estáticas		
B	e			Eje x-x = y-y		
		A	P	Momento de inercia	Módulo de resistencia	Radio de giro
mm	mm	cm ²	kg/m	cm ⁴	cm ³	cm
	4,00	10,95	8,59	90,29	24,08	2,87
90	1,80	6,27	4,92	80,71	17,94	3,59
	2,00	6,94	5,45	88,87	19,75	3,58
	2,50	8,59	6,74	108,57	24,13	3,56
	3,00	10,21	8,01	127,32	28,29	3,53
	4,00	13,35	10,48	162,02	36,01	3,48
100	1,80	6,99	5,48	111,62	22,32	4,00

Nota. adaptado de *Catálogo IPAC*. (s. f.). *Ipac-acero.com*. Recuperado 27 de noviembre de 2022, de http://www.ipac-acero.com/revista-digital/CatálogoIPAC_2019.pdf

De acuerdo con la selección de sección transversal se obtiene un área de 13.35cm^2 , para determinar si el perfil seleccionado soporta la carga por compresión que genera los componentes de la máquina, y no se genere pandeo en la estructura se procede hacer el cálculo por la relación de esbeltez que viene siendo la relación que existe entre el ancho y alto de la estructura.

Para elementos con cargas a compresión, se calcula con la siguiente expresión.

$$\frac{KL}{rX} \leq 200$$

Donde:

K = Factor de longitud efectiva

L = Longitud de perfil

rx = radio de giro del perfil seleccionado

El factor de longitud(k) se define según la forma en la que estará apoyada la estructura, ya que esta soportará el peso de los componentes mecánicos, se considera

Para calcular el esfuerzo crítico de perfil (σ_{cr}) se determina con la siguiente ecuación

$$\sigma_{cr} = \left(\frac{0.887}{\lambda^2} \right) \sigma_y$$

Donde:

$\sigma_y =$ Esfuerzo de fluencia del material

$\lambda =$ Arriostramiento

El esfuerzo de fluencia depende únicamente del tipo de material con el que se diseñara la estructura, en este caso el material seleccionado es acero A572 Gr 50. Ver Figura 119.

Figura 119

Propiedades mecánicas del acero A572 Gr 50

Propiedades Mecánicas			
Resistencia a la tracción	Límite Elástico min.	Alargamiento %, min	
		200 mm	50 mm
46Kg / mm ²	35 Kg / mm ²	18	21
450 Mpa.	345 Mpa.		
65 ksi	50 ksi		

Nota. Adaptado de *Propiedades mecánicas del acero ASTM A5720 GR50.* (s. f.). [cga.com.co](https://www.cga.com.co/wp-content/uploads/2020/07/Ficha_Técnica_Aceros_Grado_Estructural_A572.pdf). Recuperado 30 de noviembre de 2022, de https://www.cga.com.co/wp-content/uploads/2020/07/Ficha_Técnica_Aceros_Grado_Estructural_A572.pdf

Para el cálculo de arriostramiento (λ) se determina con la siguiente ecuación

$$\lambda = \frac{K * L}{\pi * r} * \sqrt{\frac{\sigma_y}{E}}$$

Donde:

$K =$ Factor de longitud efectiva

$L =$ Longitud del perfil

$r =$ Radio de giro del perfil

$\sigma_y =$ Esfuerzo de fluencia del material

$E =$ Módulo de elasticidad del material

Para el módulo de elasticidad (E) se determina con la siguiente ecuación

Módulo de elasticidad

$$E = \frac{\sigma}{\varepsilon}$$

Donde:

$\sigma =$ Esfuerzo último a fluencia

$\varepsilon =$ elongacion

Teniendo en cuenta los datos de la Figura 119, se sustituye los valores en la ecuación módulo de elasticidad.

$$E = \frac{3500 \frac{kg}{cm^2}}{18\%} = 19444,44 \frac{kg}{cm^2}$$

Se obtiene un módulo de elasticidad de $19444,44 \text{ kg/cm}^2$, Procedemos a sustituir los resultados para obtener el arrojamiento.

$$\lambda = \frac{0,5 * 130cm}{\pi * 3,48} * \sqrt{\frac{3515,35 \frac{kg}{cm^2}}{19444,44 \frac{kg}{cm^2}}} = 2,522$$

El valor del arrostramiento es 2,5225.

El valor crítico de perfiles es:

$$\sigma_{cr} = \left(\frac{0,887}{2,5225^2} \right) * 3515,35 \frac{kg}{cm^2} = 490 \frac{kg}{cm^2}$$

Al sustituir los valores hallados en la ecuación de resistencia de diseño de los elementos a compresión se obtiene un valor de resistencia a diseño igual a:

$$R_d = \phi * A_g * \sigma_{cr}$$

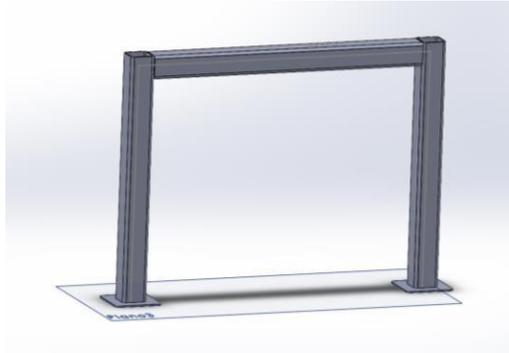
$$R_d = 0,9 * 13,35 \text{ cm}^2 * 490 \frac{kg}{cm^2} = 5887,35kg$$

La magnitud de la resistencia de diseño es de 5887,35kg el cual será la resistencia de diseño en elementos a compresión, lo cual es un valor mayor a la carga mayorada de los componentes que conforman la máquina que es de 3620,06 kgf, es decir que la estructura seleccionada de perfiles cuadrados de 90mm x 90mm con espesor de 4mm que trabajan como columnas rígidas, son adecuadas para soportar las cargas muertas y no producir pandeo.

Los elementos que actúan como vigas están sometidos a cargas debido al peso de los componentes que conforman la máquina, para el análisis se considera la viga más crítica de la estructura la cual tiene 1,50m de longitud.

Figura 120

Representación 3D parte crítica viga empotrada

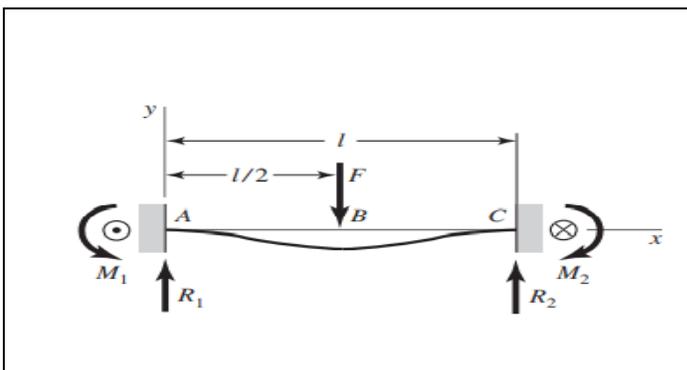


Nota. Elaboración propia mediante software SolidWorks

Para el análisis se considera que las cargas producidas por los elementos de la máquina actúan como una carga puntual sobre la viga crítica de la estructura, la cual se encuentra empotrada en ambos extremos, ver la Figura 121.

Figura 121

Diagrama cuerpo libre viga A-C



Nota: Adaptado de *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley 9a. ed.* (p. 983), por

Budynas & Nisbett, 2012, McGraw-Hill

La magnitud de los momentos en los apoyos se determina mediante la siguiente expresión:

Reacciones R_a y R_c

$$R_A = R_C = \frac{F}{2}$$

Momentos

$$M_A = M_C = \frac{Fl}{8}$$

Cortante

$$V_{AC} = -V_{AC} = \frac{F}{2}$$

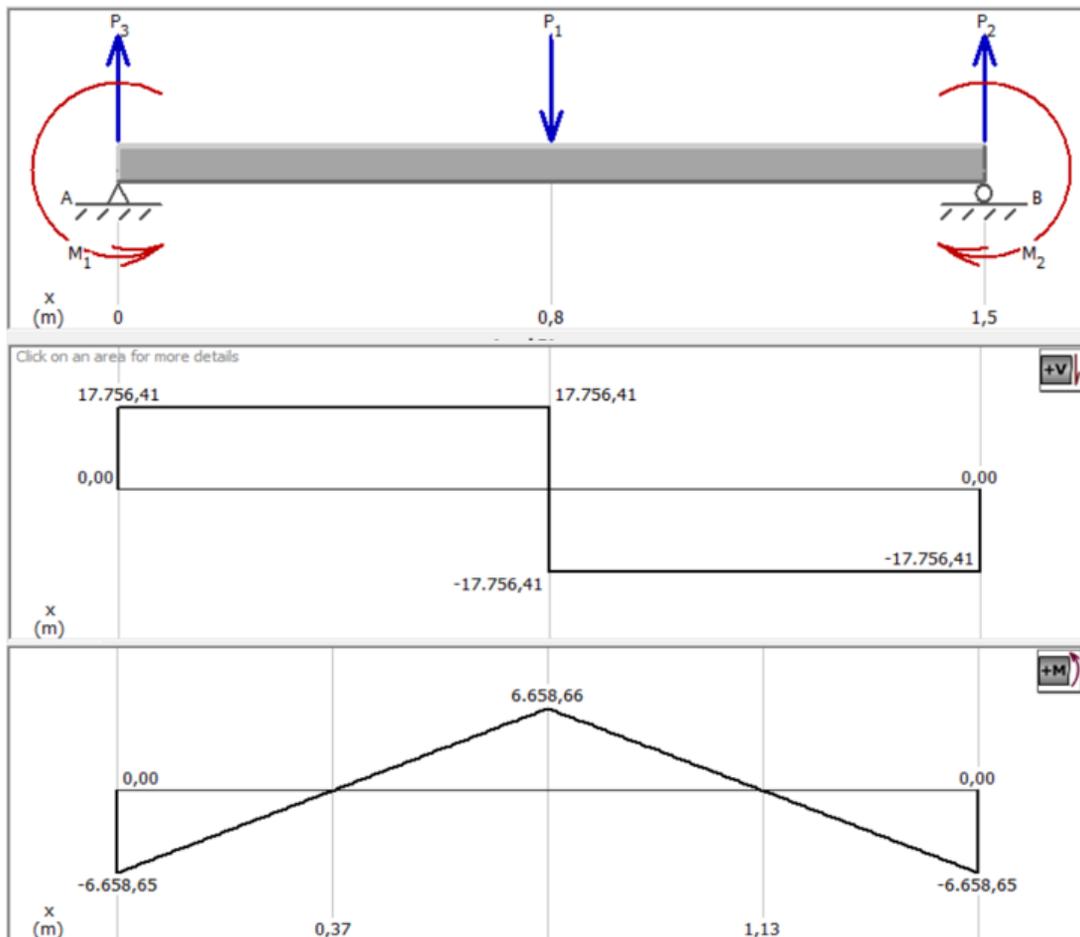
$$M_{AC} = \frac{F}{8}(4X - L)$$

$$M_{BC} = \frac{F}{8}(3L - 4X)$$

Teniendo en cuenta las expresiones anteriores y la carga que soportará la viga que es de 2585,76 kgf equivalente a 35512,82 N, se sustituyen estos valores en la ecuación de momentos.

$$M_A = M_C = \frac{35512,82 * 1,5m}{8} = 6658,65Nm$$

Como la carga está aplicada en el centro de la viga, cada apoyo soportará la mitad de la carga; luego magnitud de las reacciones en los apoyos A y C es igual a 17756,41 N.

Figura 122*Diagramas viga crítica*

Nota. Elaboración propia mediante MDsolids

De los diagramas de cortante y momento se puede apreciar que la fuerza cortante máxima ocurre en $L/2$ y tiene una magnitud de 32512,82 N, además el momento flexor máximo también ubicado en este punto tiene como magnitud 6658,66N.

Para comprobar que la viga es capaz de soportar la carga a la cual está sometida se calcula el esfuerzo a flexión de la viga en su punto más crítico:

$$\sigma = \frac{M * c}{I} = \frac{6658,66Nm(45x10^{-3}m)}{1,62x10^{-6}m} = 184,96x10^6Pa = 184,96MPa$$

Donde

$M =$ momento flector máximo

$c =$ distancia de la fibra mas alejada del eje neutro del elemento (45mm)

$I =$ momento de inercia de la sección transversal del elemento

Considerando que el límite a la fluencia del material es de 343.35MPa se obtiene un factor de seguridad para la viga a flexión de la siguiente manera:

$$N = \frac{343.34Mpa}{184.86Mpa} = 1,857$$

Este factor de seguridad está dentro del rango propuesto por Mott (2006) donde considera que para estructuras cargadas estáticamente el factor de seguridad debe estar entre 1,5y 2. (p. 185)

Conocido el esfuerzo de flexión máximo también se puede comprobar si la lámina seleccionada soportara la carga a la que estará sometida de la siguiente manera

$$S = M/\sigma$$

Donde

$S =$ Modelo de seleccion del espesor

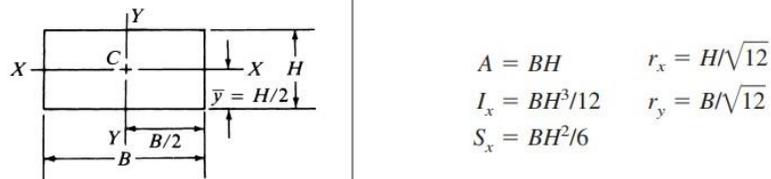
$M =$ momento flector

El valor de S se determina a partir de la información dada en la Figura 123

Figura 123

Propiedades de área de un rectángulo.

d) Rectángulo



Nota. Adaptado de *Diseño de Elementos de Máquinas* (Apéndice A1) (2006)., Mott, R. L. Pearson Publications Company.

Por lo que la ecuación podría reescribirse de la siguiente manera

$$\frac{BH^2}{6} = \frac{M}{\sigma}$$

Despejando H

$$H = \sqrt{\frac{6 * M}{\sigma B}} = \sqrt{\frac{6 * 6658,65 \times 10^3 \text{ Nmm}}{184,96 \text{ Mpa} * 2380 \text{ mm}}} = 9,52 \text{ mm}$$

Donde

B = es el largo de la lámina

Se observa que el espesor mínimo es de 9.52mm, por lo que la selección de un espesor de 10mm para la lámina cumple.

Ya teniendo calculada las dimensiones y materiales para la estructura, procedemos a calcular el tamaño de la soldadura y el tipo de electrodo que debiera usarse, teniendo en cuenta que la estructura se diseño para la parte mas crítica que generan las

cargas muertas se debe analizar los perfiles en los que estará sometida la soldadura por flexión y cortante directo.

Esfuerzos en uniones soldadas sujetas a flexión

Los cálculos de soldaduras que se realizan se hacen con base a la literatura encontrada en el libro de Diseño de Máquinas (Norton, 2011) y Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley (Budynas & Keith Nisbett, 2012)

- Cortante directo

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

$$A_w = 2b + 2d$$

Donde:

$V =$ fuerza cortante

$A_w =$ área de garganta

- Carga por flexión

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

Donde:

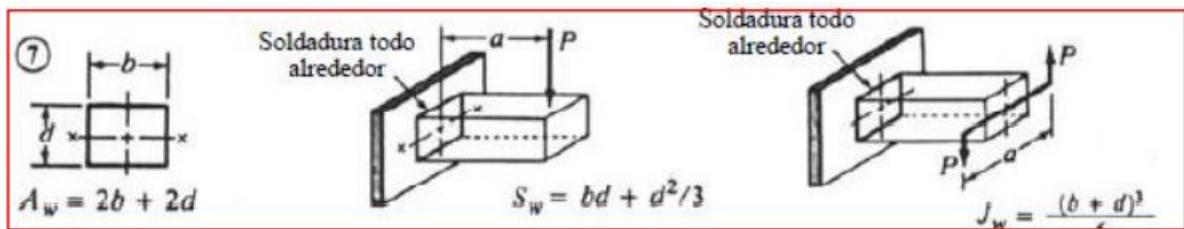
$M =$ fuerza de flexión

$s_w =$ factores geométricos para soldadura

Las áreas de garganta se determinan de acuerdo a la Figura 125, teniendo en cuenta que el perfil de la tubería es una sección cuadrada de 90mm x 90mm → 3,54331in x 3,54331in.

Figura 124

Factores geométricos- soldadura perfiles cuadrados



Nota. Adaptado *Diseño de máquina un enfoque integrado (4 ed.)* (p.811) por Norton. Robert L, 2011, Pearsons Education Inc.

Reemplazado los valores en la ecuación para perfiles cuadrados, se obtiene

$$A_w = 2b + 2d = 2(3,54331 \text{ in}) + 2(3,54331 \text{ in}) = 14,1732 \text{ in}$$

$$S_w = b * d + \frac{d^2}{3} = 3,54331 \text{ in} * 3,54331 \text{ in} + \frac{3,54331^2}{3} = 16,740 \text{ in}^2$$

Una vez determinado los factores geométricos y teniendo en cuenta la carga a la que estará sometida la parte más crítica (2585.76 kg equivalente a 5700 lbs) se reemplazan los valores en las ecuaciones de esfuerzos en uniones soldadas en flexión, obteniéndose:

Cortante directo

$$fs = \frac{V}{A_w} = \frac{5700 \text{ lb}}{14,1732 \text{ in}} = 402,16 \frac{\text{lb}}{\text{in}} = (70,429 \frac{\text{N}}{\text{mm}})$$

Carga por flexión

$$fb = \frac{M}{s_w} = \frac{5700 \text{ lb} * 29,527 \text{ in}}{16,740 \text{ in}^2} = 10053,99 \frac{\text{lb}}{\text{in}} = (1760,72 \frac{\text{N}}{\text{mm}})$$

La magnitud del esfuerzo cortante directo es 402,16 lbs/in (70,492 N/mm) y del esfuerzo de flexión 10053.99 lb/in (1760,72 N/mm). La carga resultante a la que estará sometida la soldadura es:

$$f_R = \sqrt{fs^2 + fb^2} = \sqrt{(402,16 \text{ lb/in})^2 + (10053,99 \text{ lb/in})^2}$$

$$f_R = 10062 \frac{\text{lbs}}{\text{in}}$$

Para evitar una posible falla se selecciona un electrodo con una resistencia por encima de la carga.

El electrodo seleccionado es un electrodo E6010 con una resistencia a la tensión de 62 kpsi. El cálculo de espesor mínimo del cordón se realiza mediante la siguiente expresión:

$$w = \frac{f_R}{S_y}$$

Donde:

w = *espesor minimo de soldadura*

fr = *carga máxima sobre la soldadura*

sy = *esfuerzo permisible.*

Para el cálculo del esfuerzo permisible en soldadura se utiliza la Figura 126.

Figura 125

Esfuerzos permisibles del Código AISC para metal de aporte

Tipo de carga	Tipo de soldadura	Esfuerzo permisible	n^*
Tensión	A tope	$0.60S_y$	1.67
Aplastamiento	A tope	$0.90S_y$	1.11
Flexión	A tope	$0.60-0.66S_y$	1.52-1.67
Compresión simple	A tope	$0.60S_y$	1.67
Cortante	A tope o de filete	$0.30S_{ut}^{\dagger}$	

Nota. Adaptado de *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley 9a. ed.* (p. 468), por Budynas & Nisbett, 2012, McGraw-Hill

Para el cálculo del esfuerzo permisible se toma que 427 MPa es igual a 61931.1 psi.

$$w = \frac{f_R}{S_y} = \frac{10062 \frac{lb}{in}}{0,30 * \frac{61931,1lb}{in^2}} = 0,5415in \rightarrow 13,75mm$$

Con los datos obtenidos el tamaño mínimo de la garganta del cordón de soldadura es de 13.75 mm, teniendo en cuenta lo anterior se toma un cordón de soldadura de 9/16 pulgadas para soldar los perfiles de 90mm x 90mm.

4.4 Elementos críticos de la maquina

Con el fin de llevar a cabo la simulación de elementos finitos en ANSYS en su versión estudiantil, se consideran como elementos críticos los siguientes componentes de la máquina.

- Eje
- Estructura

- Rodillos

Los informes del análisis de elementos finitos de cada elemento crítico se encuentran en el Anexo 4 simulación ANSYS de elementos finitos.

4.5 Evaluación de costos de construcción de la máquina

Con el fin de realizar una evaluación de costos posibles para la construcción de la máquina de producción de briquetas compuestas a base de carbón mineral y biomasa(raquis), se realizan cálculos aproximados en los que incluyen materiales soldaduras y maquinados utilizando valores comerciales, teniendo en cuenta que dentro de los objetivos del trabajo de grado no está definido el mantenimiento de la máquina.

Según lo anteriormente mencionado se dividen los costos por las diferentes categorías.

- Costos de ingeniería
- Costos por fabricación (mecanizado, taladro, soldadura)
- Costos de materiales
- Costos de montaje

Los valores que a continuación se tabulan son un aproximado tomados de algunos catálogos de fabricantes y empresas prestadoras de servicios metalmecánicos y páginas web.

Costos de ingeniería

Para el costo de ingeniería se consideran las horas de diseño invertidas en la realización de los planos correspondientes a cada componente de la máquina, para esto se

consultó por especialistas en diseño industrial; a partir de la experiencia la elaboración de cada plano hecho corresponde a un aproximado de \$9,066 pesos colombianos la hora, ver Tabla20.

No se consideran algunas horas de diseño invertidas en el trabajo de grado ya que algunos componentes son solo selección estándar.

Tabla 20

Costos elaboración de diseños

ITEMS	HORAS (h)	COSTOS (\$)
	\$ 9.066	
Tolva	1	\$9.066
Eje	1	\$9.066
Engranaje recto	1	\$9.066
Rodillos	1	\$ 9.066
Soportes de eje	1	\$ 9.066
Láminas estructurales	1	\$ 9.066
	6	Total:45.330

Costos por Fabricación

Con el fin de tener un costo aproximado de los procesos de manufactura que se requieren para la fabricación de las piezas a utilizar en la máquina, se tuvo en cuenta la opinión y los costos promedios de mecánicos industriales en el área de fresado, torno,

taladrado y oxicorte. Considerando un promedio de horas de servicio en su respectivo trabajo, con lo cual la hora precio de la hora de trabajo en fabricación es de \$ 70.000 aproximadamente. En la Tabla21 se muestra el costo total por fabricación de la máquina.

Tabla 21

Costos Mecanizado (fresado, torno, oxicorte)

Pieza	Horas(h)	Cantidad	Costo por hora	Costo total
Soportes para rodamientos	4	2	\$ 70.000	\$ 560.000
Eje de rodillos	5	2	\$ 70.000	\$ 700.000
Engranajes rectos	8	2	\$ 70.000	\$ 1.120.000
Taladro lámina estructural 1	2	1	\$ 70.000	\$ 140.000
Taladro lámina estructural 2	2	1	\$ 70.000	\$ 140.000
Soporte motor eléctrico	1	1	\$ 70.000	\$ 70.000
				Total: \$ 2.730.000

Nota. Elaboración propia

Elementos que conforman la máquina (chapas metálicas, estructuras, y tolva)

Para el precio de la mano de obra de algunos componentes que hacen parte de la maquinabriqueteadora, se consulta a operarios metalmecánicos, su valor promedio por hora es de \$15.000 pesos aproximadamente, Ver Tabla22.

Tabla 22

Costos Elementos máquina briqueteadora

Pieza	Horas(h)	Cantidad	Costo por hora	Costo total
Chapa metálica, Protección para sistema de compactación	1	1	\$15.000	\$15.000
Tolva de almacenamiento	2	1	\$15.000	\$30.000
Soporte servomotores	0.5	1	\$3.950	\$3.950
Estructura metálica	24	1	\$7.900	\$189.600
Soldadura	48	1	\$19.200	\$921.600
			Total:	\$1.159.550

Costos de elementos seleccionados.

Se expresa los valores comerciales, consultados de catálogos de fabricantes y algunos en páginas web, ver Tabla23.

Tabla 23*Costos elementos seleccionados y estándar*

Elemento	Especificación de fabricantes	Unidad	Precio	Costo total
Sistema de alimentación	Screw Conveyor Horizontal	1	\$2.400.00	\$2.400.00
Caja reductora	Modelo: KTP 280 - 64/1 - eje solidos	1	\$ 140.000.000	\$ 140.000.000
Motor eléctrico	Motor siemens 40 hp modelo 1leo141-2acb	1	\$ 16.962.000	\$ 16.962.000
Servomotor	Modelo: mdme102gcgm	1	\$ 800.000	\$ 800.000
Rodamientos	NJ236ECML SKF	4	\$ 10.800.000	\$43.200.000

Elemento	Especificación de fabricantes	Unidad	Precio	Costo total
Acople dentado	1045G20 Rexnord	1	\$380.000	\$380.000
Acople de cadena	Modelo c80-18 intermec	1	\$250.000	\$250.000
Acople rígido	GRI 505050B COMINTEC	1	\$100.000	\$100.000
Tornillos servomotor	M10X15X13	4	\$1000	\$4.000
Pernos unión tolva-tornillos	M10X1.5X20	8	\$3.500	\$28.000
Perno soportes rodamientos	M30X3.5X160	8	\$ 24.000	\$192.000
Perno chapo recolector de briquetas	M10X1.5X45	6	\$ 2.500	\$15.000
Perno soporte motor	M20X2.5X120	4	\$17.000	\$68.000
Perno soporte caja	M30X3.5X120	6	\$19.000	\$114.000

Elemento	Especificación	Unidad	Precio	Costo total
	de fabricantes			
Tuerca soporte motor	M20X2.5mm	4	\$3.500	\$14.000
Tuerca chapa recolector de briquetas	M10X1.5	6	\$1500	\$9.000
Tuerca tolva-tornillo	0.5000-13-D-N	8	\$3.500	\$28.000
Tuerca soporte rodamientos	M30X3.5mm	8	\$3.500	\$28.000
Tuerca soporte caja	M30X3.5mm	6	\$4.000	\$24.000
Arandela	M-30mm	8	\$500	\$4.000
Cuña engranaje-eje	A40X22X125 DIN 6885 acero C45/F114	2	\$180.000	\$360.000
Cuña motor-caja	A16X10X100 DIN 6885	1	\$162.000	\$162.000
Cuña caja-motor	A14X9X110 DIN6885	1	\$150.000	\$150.000

Cuña caja-eje	A40X22X125	1	\$180.000	\$180.000
	DIN 6885			
Cuña eje- rodillos	DIN A6885	1	\$190.000	\$190.000
	50x28x160			
			Total:	\$205.662.000

Tabla 24*Costos Materiales*

Elementos	Unidad	Cantidad	Valor	Total
Lámina acero inoxidable	m^2	3	\$260.000	\$780.000
A316- 3.04mm espesor				
Lámina estructural Acero	m^2	7	\$398.086	\$2.786.607
ASTM A572 gr 50, 10mm				
Lámina estructural Acero	m^3	8	\$120.815	\$966.520
ASTM A572 gr 50, 3mm				
Tubería perfil cuadrado	m	34	\$148.000	\$5.032.000
90x90x 4mm Acero (ASTM A572) Gr 50				
Soldadura	kg	30	\$8.000	\$240.000
Fundición nodular, bloque	cm^3	2	\$2.000.00	\$4.000.00
Acero AISI 1020				

Engranajes, Bloque de Acero	cm^3	2	\$1.000.000	\$2.000.000
AISI 4130 recocido revenido				
Soportes rodamientos, bloque	cm^3	2	\$800.000	\$1.600.000
fundición Acero ASTM A48-94A				
Eje, bloque Acero AISI 1050	cm^3	2	\$750.000	\$1.500.000
TyR				
				Total
				\$16.905.127

Montaje

En el siguiente apartado se consideran las horas de montaje que se van a utilizar para la adecuación de la máquina, el costo aproximado de un ingeniero mecánico especialista en montaje y mantenimiento es de aproximadamente de 24USD la hora, ver la Tabla 25.

Tabla 25*Costos Montaje*

Secciones	Hora	Costo	Costo total
Módulos de soportes	4	\$ 96.000	\$384.000
Módulo de compactación	4	\$ 96.000	\$384.000
Módulo de alimentación	2	\$ 96.000	\$192.000
Módulo de cableado	3	\$ 96.000	\$288.000
Otros	4	\$ 96.000	\$384.000
Total			\$1.632.000

Tabla 26*Costos totales de la máquina.*

Categorías	Costos
Ingeniería	\$45.330
Mecanizado	\$2.730.000
Mano de obra	\$1.159.550
Elementos seleccionados	\$205.662.000
Materiales	\$16.905.127
Montaje	\$1.632.000
Total	\$228.134.000

Conclusiones

- La crisis energética mundial ha impulsado la investigación de alternativas que hagan uso de la gran disponibilidad de recursos biomásicos con el fin de disminuir el consumo de combustibles fósiles y brindar una solución ante los altos costos de los mismos en el mercado.
- La selección correcta del tipo de distribución de planta es de carácter fundamental ya que de esta depende que los procesos se realicen de la manera más eficiente posible, en el caso del desarrollo de este trabajo de grado, una distribución lineal o por producto es la más adecuada debido a que esta prioriza la producción y es ideal para cuando solo se fabrica un producto ya que las etapas de trabajo se encuentran de manera consecutivas.
- La biomasa en su estado inicial por sí misma no se considera una buena alternativa de combustible debido a su alto nivel de humedad y su granulometría tan variada, debido a esto se hace necesario etapas de acondicionamiento de la materia biomasa como lo es el secado y el triturado con el fin conseguir las condiciones óptimas para briquetarse.
- La briqueteadora de rodillos de compactación es la opción más adecuada para llevar a cabo la fabricación de las briquetas teniendo en cuenta la energía que esta requiere para realizar la compactación, el tamaño de la máquina y la capacidad de producción.

- Cada uno de los elementos diseñados seleccionados cumplen con las condiciones mínimas requeridas para su correcto funcionamiento, esto se comprobó mediante cálculos de los elementos y la simulación de algunos elementos críticos.

Recomendaciones

- En la distribución de la planta se nombran las características técnicas que deben tener las máquinas para el acondicionamiento previo al briquetado, mas no se referencia el costo delas mismas, se sugiere hacer un estudio de costos de la implementación de la planta de briquetado en su totalidad.
- Para el diseño de la máquina briquetadora se tuvo la cuenta una presión de compactación detipo industrial comúnmente utilizada en materiales biomásicos, sin embargo, se recomiendarealizar pruebas con distintas mezclas de biomasa y carbón para obtener su presión de compactación exacta.
- En el proyecto no se contempla un plan de mantenimiento para los elementos máquina, por lo cual se sugiere realizarlo con el fin de garantizar su correcto funcionamiento.

Referencias

- ASTM. (2018). *Terminología estándar de Carbón y coque*. (ASTM D121-15).
<https://www.astm.org/d0121-15.html>
- ASTM. (2020). *Especificación Estándar Para Tuberías, Acero, Negro Y En Caliente Recubierto De Zinc, Soldado Y Sin Costura*. (ASTM-A0066-21).
- ASTM. (2021). *Standard Specification for Steel Screw Spikes*. (ASTM-A0066-21).
<https://www.document-center.com/standards/show/ASTM-A66>
- Autodesk. (2022, enero 11). *Análisis de elementos finitos*.
<https://www.autodesk.mx/solutions/finite-element-analysis>
- Azuero Azuero, Á. E. (2019). Significatividad del marco metodológico en el desarrollo de proyectos de investigación. *Revista Arbitrada Interdisciplinaria Koinonía*, 4(8), 110. <https://doi.org/10.35381/r.k.v4i8.274>
- Budynas, R. G., & Keith Nisbett, J. (2012). *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley*, novena edición. McGraw-Hill.
- ComInTec. (2015, febrero 25). *Acoplamiento rígido*.; ComInTec S.r.l.
<https://www.comintec.com/es/project/acoplamiento-rigido/>
- Cruz Cabanzo, F. A., & Vargas Rodríguez, J. S. (2020). *DISEÑO DE UNA MÁQUINA PARA LA FABRICACIÓN DE BRIQUETAS DE POSOS DE CAFÉ* [Tesis de

Pregrado, Fundación Universitaria de América].

<https://repository.uamerica.edu.co/bitstream/20.500.11839/7902/1/4141787-2020-1-IM.pdf>

Federación Nacional de Cultivadores de Palma de Aceite. (s. f.). *Vista de 2021: Anuario Estadístico*. Recuperado 26 de noviembre de 2022, de <https://publicaciones.fedepalma.org/index.php/anuario/issue/view/1556/129>

Gallo Caiza, V. M. (2017). *Aplicación del diseño concurrente de una máquina briquetadora* [Tesis de maestría, Escuela Superior Politécnica de Chimborazo]. <http://dspace.esPOCH.edu.ec/handle/123456789/7205>

García, M. (2014). *Diseño de proceso y de planta piloto para fabricación de Briquetas de Aserrín. Tesis de pregrado en Ingeniería Industrial y de Sistemas. Universidad de Piura. Facultad de Ingeniería. Programa Académico de Ingeniería Industrial y de Sistemas. Piura, Perú.* <https://hdl.handle.net/11042/1829>

García-Sabater, Jose P. (2020). *Distribución en planta. Nota técnica RIUNET* Repositorio UPV <https://hdl.handle.net/10251/1527341>

Grupo SKF. (2019). *Catálogo de Rodamientos* [Archivo PDF]. Skf.com. https://www.skf.com/binaries/pub201/Images/0901d19680416953-Rolling-bearings---17000_1-ES_tcm_201-121486.pdf#cid-121486

- Hernández Battez, A., Cabello Eras, J. J., & Goytisol Espinosa, R. (1998, agosto 11). *Modelación matemática del proceso de compactación en prensas de rodillos*.
<https://digibuo.uniovi.es/dspace/bitstream/handle/10651/30700/411-777-1-PB.pdf?sequence=7&isAllowed=y>
<https://www.studocu.com/pe/document/universidad-nacional-hermilio-valdizan/tecnologia-de-materiales/astm-a53-normas/15711417>
- IPAC. (s. f.). Catálogo de productos [Archivo PDF]. [Ipac-acero.com](http://www.ipac-acero.com). Recuperado 27 de noviembre de 2022, de http://www.ipac-acero.com/revista-digital/CatalogoIPAC_2019.pdf
- Kheang, L. S. (2017). Biocombustibles de segunda generación de la biomasa de palma de aceite. *Palmas*, 37, 137–148. Recuperado a partir de <https://publicaciones.fedepalma.org/index.php/palmas/article/view/11929>
- KWS Design Engineering Manufacturing. (s. f.). *Engineering Guide Screw Conveyors* [Archivo PDF]. Recuperado 27 de noviembre de 2022, de <https://www.kwsmfg.com/wp-content/themes/va/pdf/Screw-Conveyor-Engineering-Guide.pdf>
- Lentax. (s. f.). *REDUCTORES A ENGRANAJES CATÁLOGO N° 523* [Archivo PDF]. [Lentax.com](http://www.lentax.com). Recuperado 26 de noviembre de 2022, de http://www.lentax.com/pdf/catalogos/Catalogo%20523_Rev_02_05_2022.pdf

McCormac, J. C. (2012). *Diseño de estructuras de acero* (Vol. 5). Alfaomega.

Mott, R. L. (2006). *Diseño de Elementos de Máquinas*. Pearson Publications Company.

Nogués, F. S., García Galindo, D., & Rezeau, A. (2010). *Energía de la biomasa II*
(*Energías renovables*). Prensas de la Universidad de Zaragoza.

Norton, R. L. (2011). *Diseño de máquinas: un enfoque integrado*. Pearson Educación.

Rexnord. (s. f.) *Gear Coupling Catalog*. Recuperado 26 de noviembre de 2022, de
https://es.rexnord.com/contentitems/techlibrary/documents/451-110_catalog?lang=es-mx

Sampieri, R. H., Collado, C. F., Lucio, P. B., Valencia, S. M., & Torres, C. P. M.
(2014). *Metodología de la investigación*.

Shigley, E. J., & Uicker, J. J., Jr. (1988). *Teoría de máquinas y mecanismos*. McGraw-Hill.

Spotts, M. F. (2000). *Elementos de máquinas - 7 edición*. Prentice Hall.

ANEXOS

