



**FACULTAD DE INGENIERÍA, ARQUITECTURA Y
URBANISMO**

**ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA
ELÉCTRICA**

TESIS

**DISEÑO DE UNA MÁQUINA EMPACADORA DE
SISTRATO PARA OPTIMIZAR LA PRODUCCIÓN DE
ALMÁCIGOS**

**PARA OPTAR POR EL TÍTULO PROFESIONAL DE
INGENIERO MECÁNICO ELECTRICISTA**

Autores:

Bach. Hoyos Angeles Julio Antonio

Orcid: <https://orcid.org/0000-0002-1190-5556>

Bach. Mondragon Perez Anthony Jeanpier

Orcid: <https://orcid.org/0000-0002-3345-0038>

Asesor:

Mg. Vives Garnique Juan Carlos

Orcid: <https://orcid.org/0000-0003-0988-9881>

Línea de investigación:

Infraestructura, Tecnología y Medio Ambiente

Pimentel – Perú

2022

DISEÑO DE UNA MÁQUINA EMPACADORA DE SUSTRATO PARA OPTIMIZAR LA PRODUCCIÓN DE ALMÁCIGOS

Autor

Bach. Hoyos Angeles Julio Antonio

Autor

Bach. Mondragon Perez Anthony Jeanpier

**Presentaron a la Escuela de Ingeniería Mecánica Eléctrica de la
Universidad Señor de Sipán para optar el título profesional de
Ingeniero Mecánico Electricista.**

APROBADO POR:

Mg. Vives Garnique Juan Carlos
Asesor Metodológico.

Mg. Gastiaburú Morales Silvia Yvone
Presidenta del Jurado de Tesis.

Mg. Rojas Coronel Ángel Marcelo
Secretario del Jurado de Tesis

Mg. Vives Garnique Juan Carlos
Vocal del Jurado de Tesis

DEDICATORIA

Dedicado a mis padres y hermano por el infinito apoyo y confianza en mí para realizar este trabajo.

Hoyos Angeles Julio Antonio

Dedicado en particular a mi madre Milagros Del Pilar Perez Chirinos por el apoyo incondicional y constante, a mis tíos Paola Del Rosario Perez Chirinos y Victor Manuel Chunga Llenque por el apoyo de mis estudios superiores, y a mi abuelita Raquel Chirinos Gálvez; de quienes recibí su total respaldo y confianza, y nuevamente gracias a cada uno de los mencionados, es que se pudo haber realizado este trabajo.

Mondragon Perez Anthony Jeanpier

AGRADECIMIENTO

Agradecer al Mg. Juan Carlos Vives Garnique por su profesionalismo y compromiso laboral para que este trabajo de investigación llegue a la meta de sustentación, a los docentes por compartir sus experiencias y conocimientos, a mi universidad por acogerme en sus aulas.

Hoyos Angeles Julio Antonio

Como en todo proyecto a realizar o realizado siempre agradecer a Dios por las oportunidades que nos brinda, agradecer a nuestro asesor Mg. Juan Carlos Vives Garnique, por su respaldo y apoyo incondicional al guiarnos hasta el final de este proyecto, a nuestros docentes que nos formaron durante el proceso de nuestros estudios superiores, a todas aquellas personas que contribuyeron con nuestro crecimiento ético, personal y profesional.

Mondragon Perez Anthony Jeanpier

DISEÑO DE UNA MÁQUINA EMPACADORA DE SUSTRATO PARA OPTIMIZAR LA PRODUCCIÓN DE ALMÁCIGOS

**Hoyos Angeles Julio Antonio
Mondragon Perez Anthony Jeanpier**

RESUMEN

El presente trabajo de investigación contempla el diseño de una máquina empacadora de sustrato para la producción de almácigos, que se pueda implementar en empresas agroindustriales, de manera especial en la Región Lambayeque.

Este diseño nace a partir de la necesidad que tienen las empresas agroindustriales en el área de producción de sus almácigos, donde el proceso de empaquetado del sustrato al envase se realiza de manera manual, cuya capacidad de producción está relacionado directamente con el número de trabajadores, es decir a mayor producción se necesita mayor personal. Asimismo, el empaque que se utiliza es de material plástico que luego al ser sembrado en los campos de cultivo se convierte en residuo.

El diseño de la máquina empacadora de sustrato para la producción de almácigos está compuesto por una tolva, donde se almacenará el sustrato (tierra de cultivo), y mediante movimiento mecánico por medio de un tornillo sinfín será dosificado al envase de papel biodegradable (Kraft) que es formado a partir de un rollo, luego será cortado dependiendo del tamaño que se requiera. Se pretende que la máquina tenga una capacidad de producción de 3600 empaques por hora de 2 ½ pulgadas de diámetro y 10 centímetros de largo.

Por ende, el costo de la máquina asciende a S/. 21,161.78 Soles, obteniendo un valor neto actual (VAN) de S/. 875,214.95 Soles y una tasa interna de retorno (TIR) de 684 por ciento, ganancias obtenidas por su capacidad productiva en comparación a la capacidad de la mano de obra.

Palabras claves: Diseño de máquina, papel biodegradable, sustrato, empaque.

DISEÑO DE UNA MÁQUINA EMPACADORA DE SUSTRATO PARA OPTIMIZAR LA PRODUCCIÓN DE ALMÁCIGOS

**Hoyos Angeles Julio Antonio
Mondragon Perez Anthony Jeanpier**

ABSTRACT

This research work contemplates the design of a substrate packing machine for the production of seedlings, which can be implemented in agro-industrial companies, especially in the Lambayeque Region.

This design was born from the need that agro-industrial companies have in the production area of their seedlings, where the process of packing the substrate to the container is carried out manually, whose production capacity is directly related to the number of workers, in other words, the higher the production, the more personnel are needed. Likewise, the packaging that is used is made of plastic material that later, when sown in the fields, becomes waste.

The design of the substrate packing machine for the production of seedlings is composed of a hopper, where the substrate (cultivation land) will be stored, and through mechanical movement by means of an endless screw it will be dosed into the biodegradable paper container (Kraft) which is formed from a roll, then it will be cut depending on the size required. The machine is intended to have a production capacity of 3,600 packages per hour that are 2 ½ inches in diameter and 10 centimeters long.

Therefore, the cost of the machine amounts to S /. 21,161.78 Peruvian currency, obtaining a net present value (NPV) of S /. 875,214.95 Peruvian currency and an internal rate of return (IRR) of 684 percent, gains obtained by its productive capacity compared to the capacity of the labor force.

Keywords: Machine design, biodegradable paper, substrate, packaging.

Índice

I. INTRODUCCIÓN	17
1.1 Realidad Problemática.	17
1.2 Trabajos Previos.	18
1.3 Teorías Relacionadas al Tema.	21
1.3.1 Sustrato.	21
1.3.1.1 Sustrato Arenoso.	21
1.3.1.2 Sustrato Franco.....	21
1.3.1.3 Sustrato Arcilloso.....	21
1.3.2 Materiales de Empaques para los Almacigos.	22
1.3.2.1 Bolsa para Vivero.....	22
1.3.3 Diseño de Máquinas.	22
1.3.4 Sistema de Transmisión.....	23
1.3.4.1 Transmisión por Faja y Polea.....	23
1.3.4.2 Transmisión por Piñón y Cadena.	23
1.3.4.3 Transmisión por Engrane.	24
1.3.4.4 Transmisión por Cardán.	24
1.3.5 Sistema de Dosificación.	25
1.3.5.1 Dosificador Volumétrico.....	25
1.3.5.2 Dosificación Mediante Transportador Sin Fin.	25
1.3.5.3 Dosificador con Canales Vibratorios.	26
1.3.5.4 Dosificador por Gravedad.	26
1.3.5.5 Dosificador a Pistón.	26
1.3.6 Sistema de Transporte.	27
1.3.7 Sistema de Corte.	27
1.3.7.1 Sistema de Corte por Guillotina.	28
1.3.7.2 Sistema de Corte por Punzón.	28
1.4 Formulación del Problema.	28
1.5 Justificación.	29
1.6 Hipótesis.	29
1.7 Objetivos.....	30
1.7.1 Objetivo General.....	30
1.7.2 Objetivos Específicos.	30
II. MATERIAL Y MÉTODO	31
2.1 Tipo y diseño de Investigación.	31

2.2	Población y Muestra.	31
2.3	Variable, Operacionalización.....	31
2.3.1	Variable.	31
2.3.1.1	Variable Independiente.	31
2.3.1.2	Variable Dependiente.....	31
2.3.2	Operacionalización.	32
2.4	Técnicas e Instrumentos de Recolección de Dato, Validez y Confiabilidad. ...	34
2.4.1	Técnicas.	34
2.4.1.1	Revisión Bibliográfica.....	34
2.4.1.2	Entrevista.....	34
2.4.1.3	Observación.....	34
2.4.2	Instrumentos.	34
2.4.2.1	Guía de Análisis.	34
2.4.2.2	Cuestionario.	35
2.4.2.3	Dinamómetro.....	35
2.4.2.4	Flexómetro.	35
2.4.2.4	Vernier.....	35
2.2.3	Validez y Confiabilidad.....	35
2.2.3.1	Validez	35
2.2.3.2	Confiabilidad.....	35
2.5	Procedimiento de Análisis de Datos.	36
2.6	Aspectos Éticos.....	36
2.6.1	Código de Ética del Colegio de ingenieros (CIP).....	36
2.6.2	Código de Ética de Investigación de la Universidad Señor de Sipán (USS)	36
2.7	Criterios de Rigor Científico.....	37
2.7.1	Veracidad.....	37
2.7.2	Aplicabilidad.	37
2.7.3	Consistencia.....	37
2.7.4	Neutralidad.	37
III.	RESULTADOS	38
3.1	Necesidades de diseño.	38
3.1.1	Porcentaje de Humedad de Sustratos Típicos.....	38
3.1.2	Característica del Sustrato Ideal.	38
3.1.3	Selección del Papel.	38
3.1.4	Caja Negra.	39
3.1.5	Estructura de Funciones.....	39

3.2	Selección de la Mejor Configuración de Diseño Según Conceptos Alternativos, Utilizando Criterios Ponderados.....	41
3.2.1	Alternativas de Solución para el Sistema de Llenado.	41
3.2.1.1	Diseño Conceptual 01.	41
3.2.1.2	Diseño conceptual 02.	41
3.2.1.3	Diseño conceptual 03.	42
3.2.2	Alternativas de Solución para el Sistema de Jalado.	43
3.2.2.1	Diseño Conceptual 01.	43
3.2.3	Alternativas de Solución para el Sistema de Corte.	44
3.2.3.1	Diseño Conceptual 01.	44
3.2.3.2	Diseño conceptual 02.	45
3.2.1	Matriz Morfológica.....	48
3.2.2	Conceptos de Solución.	49
3.2.4	Determinación de Criterios Ponderados y Alternativas de Solución.	52
3.2.4.1	Mantenimiento.	52
3.2.4.2	Consumo de Energía.	52
3.2.4.3	Tamaño.....	52
3.2.4.4	Costo.....	52
3.2.4.5	Facilidad de Operación.....	52
3.2.4.6	Seguridad.....	52
3.3	Diseño paramétrico de Acuerdo a las Cargas aplicadas y Análisis Estructural de las Partes más Críticas de la Máquina.	54
3.3.1	Diseño del Sistema de llenado.....	54
3.3.1.1	Diseño de la Tolva.....	54
3.3.1.2	Cálculo de Presión de la Tolva:.....	56
3.3.1.3	Selección del Material de la Tolva:.....	58
3.3.1.4	Cálculo de Espesor del Material de la Tolva:	60
3.3.1.5	Diseño de la Boquilla de Dosificación.	61
3.3.1.6	Diseño del Transportador Sin Fin.	61
3.3.1.7	Cálculo del Diámetro del Eje del Transportador Sin fin.	65
3.3.1.8	Cálculo del Diámetro del Eje de transmisión.	69
3.3.1.9	Selección de Rodamientos Para el Eje de Transmisión Sin fin.....	73
3.3.1.10	Selección del Perfil de Poleas y Bandas del Sistema de Dosificación.	76
3.3.1.11	Cálculo Para el Trazo de las Aletas del Transportador Sin fin.	79
3.3.1.12	Selección de Chavetas y Canal Chavetero de las Poleas de Transmisión.	80
3.3.2	Diseño del Sistema de Jalado.	83

3.3.2.1	Cálculo de la fuerza de jalado.	83
3.3.2.2	Selección del Pistón Neumático para el Sistema de Jalado.	84
3.3.2.3	Diseño del trinquete.	84
3.3.3	Diseño del sistema de Corte.	86
3.3.3.1	Cálculo de la fuerza de Corte	87
3.3.3.2	Selección del Pistón Neumático para el Sistema de Corte.....	87
3.3.3.3	Diseño de la Cuchilla de Corte.....	87
3.3.4	Selección de Compresor de Aire para los Sistemas de Jalado y Corte.....	88
3.4	Análisis Económico de la Máquina.	89
3.4.1	Costos de Fabricación de la Máquina Empacadora de Sustrato para la Optimizar la Producción de Almácigos.	89
3.4.2	Costo de Funcionamiento de la Máquina Empacadora de Sustrato para la Optimizar la Producción de Almácigos.	91
3.4.3	Análisis de Ingresos.....	91
3.4.4	Valor Neto Actual (VAN), Tasa Interna de Retorno (TIR), Índice Beneficio/Costo (I B/C) y Payback.	92
3.5	Discusiones de Resultados.....	94
IV.	CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	95
4.1	Conclusiones.....	95
4.2	Recomendaciones.	96
	REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS.	97
	ANEXOS	101

Tabla de Ilustraciones

Imagen 1 - Tipo de Sustratos.....	22
Imagen 2 - Bolsa PROTECK, para Vivero.....	22
Imagen 3 - Transmisión Faja y Polea.....	23
Imagen 4 - Transmisión Piñón y Cadena.....	24
Imagen 5 - Transmisión por Engrane.....	24
Imagen 6 - Transmisión por cardán.....	24
Imagen 7 - Dosificador Volumétrico.....	25
Imagen 8 - Dosificador por Transportador Sin Fin.....	26
Imagen 9 - Dosificador con Canales Vibratorios.....	26
Imagen 10 - Dosificador a Pistón.....	27
Imagen 11 - Prototipo de Sistema de transporte por Pinza y Neumática.....	27
Imagen 12 - Máquina de Corte por Guillotina.....	28
Imagen 13 - Máquina de Corte por Punzón.....	28
Imagen 14 - Caja Negra.....	39
Imagen 15 - Estructura de Funciones.....	40
Imagen 16 - Máquina Ensacadora Vertical.....	41
Imagen 17 - Máquina Ensacadora Horizontal.....	42
Imagen 18 - Esquema de la Turbina Vertical de la Ensacadora.....	43
Imagen 19 - Bosquejo del Sistema Pistón Neumático – Trinquete.....	44
Imagen 20 - Válvula Guillotina.....	44
Imagen 21 - Mecanismo de Excéntrica y Seguidor.....	45
Imagen 22 – Matriz Morfológica y Conceptos de Solución.....	49
Imagen 23 – Prototipo – Solución 01.....	49
Imagen 24 – Prototipo – Solución 02.....	50
Imagen 25 – Prototipo – Solución 03.....	50
Imagen 26 – Prototipo – Solución 04.....	51
Imagen 27 – Prototipo – Solución 05.....	51
Imagen 28 - Cálculo de Tronco de Pirámide.....	54
Imagen 29 - Dimensiones de la Tolva.....	56
Imagen 30 - Dimensiones de la Tolva para Cálculos de Presión Normal Utilizando AutoCAD.....	57

Imagen 31 - Idealización de Paredes Trapezoidales.....	59
Imagen 32 - Análisis Estático a la Tolva de Almacenamiento.....	61
Imagen 33 - Esquema de transportador y boquilla de dosificación.....	62
Imagen 34 - Diámetro y Paso del Transportador Sin Fin.	63
Imagen 35 - Recomendaciones de Selección de Perfil en Correas Clásicas.	77
Imagen 36 - Diámetro Mínimo Recomendado para la Polea Menor en Función de su Perfil.	77
Imagen 37 - Trazo de la Aleta del Transportador Sin Fin.....	80
Imagen 38 - Dibujo en 3D del Sistema de Jalado.....	83
Imagen 39 - Diseño del Trinquete en 3D del Sistema de Jalado.....	85
Imagen 40 - Simulación del Trinquete.....	85
Imagen 41 - Simulación del Gatillo.....	86
Imagen 42 - Dibujo en 3D del Sistema de Corte.....	86
Imagen 43 - Simulación de Deformación de la Cuchilla de Corte.....	88

Lista De Símbolos

SÍMBOLO	DESCRIPCIÓN	UNIDADES
$\rho_{sustrato}$	Densidad del sustrato	[kg/m ³ ,kN/m ³ ,Tm/m ³ ,lb/ft ³]
v	Volumen	[m ³ ,cm ³]
A_1	Área 01	[m ²]
A_2	Área 02	[m ²]
h	Altura	[m]
d	Diámetro, diámetro de eje	[m, mm]
L	Longitud	[m,ft]
ϕ_w	Ángulo de rozamiento	[°]
ϕ_i	Ángulo de rozamiento interno	[°]
g	Gravedad	[g]
μ	Coefficiente de rozamiento	-
U	Perímetro interior superior de la tolva	[m]
k_j	Constante de Janssen	-
P_v	Presión vertical	[kN/m ²]
P_h	Presión horizontal	[kN/m ²]
P_n	Presión normal	[kN/m ²]
x	Presión normal media	[kN/m ²]
a_{eq}	Medida corta de la pared de la tolva	[m]
b_{eq}	Medida larga de la pared de la tolva	[m]
P	Presión media	[kN/m ²]
φ	Relación de datos tabulados	-
M_f	Momento flector	[kN.m]
e	Espesor del material de la tolva	[mm]
$\sigma_{f(mat)}$	Resistencia a la flexión del material	[kN/m ²]
n	Factor de seguridad	-
Q	Velocidad del transportador sin fin	[Tm/h, lb/h]
A_t	Área transversal del transportador	[m ²]
S	Paso del transportador	[m]
N	Velocidad	[rpm]
cF	Constante de llenado	-
α	Inclinación de transporte	-
Hp_f	Potencia necesaria al operar al vacío.	-

H_{pm}	Potencia necesaria al operar de forma horizontal	-
H_{pi}	Potencia necesaria al operar de forma inclinada	-
fd	Factor de diámetro	-
fb	Factor del rodamiento	-
ff	Factor de la hélice	-
fm	Factor del material	-
f_o	Factor de sobrecarga.	-
eft	Eficiencia de transmisión	-
fp	Factor de paletas	-
Hp	Potencia total requerida	[hp]
F	Fuerza	[N]
R	Reacción a la fuerza ejercida	[N]
M	Momento	[N.m]
$M_{máx}$	Momento máximo	[N.m]
τ	Esfuerzo por torsión	[Mpa]
S_{ut}	Resistencia a la tracción	[Mpa]
S_y	Límite de fluencia	[Mpa]
$F.S$	Factor de seguridad asumido para el diseño de diámetros de ejes	-
σ_f	Esfuerzo por flexión	[N.m]
σ'	Esfuerzo Von Mises	[Mpa]
M_a	Momento alternante	[N.m]
T_m	Torque medio	[N.m]
k_a	Factor de la condición superficial	-
k_b	Factor de modificación de tamaño	-
k_C	Factor de modificación de la carga	-
k_d	Factor de temperatura	-
k_e	Factor de confiabilidad	-
K_f	Factor de concentración de esfuerzo flector.	-
K_{fs}	Factor de concentración de esfuerzos torsor.	-
K_t	Constante de flexión.	-
K_{ts}	Constante de torsión.	-
q	Sensibilidad a la muesca (flexión)	-
$q_{cortante}$	Sensibilidad a la muesca (torsión)	-
P	Carga de rodamiento	[N]

D	Diámetro exterior de rodamiento	[mm]
C	Carga dinámica básica	[kN]
C_0	Carga estática básica	[kN]
P_u	Carga límite de fatiga	[kN]
T°	Temperatura	[°C]
ν_l	Viscosidad nominal	[mm ² /s]
V	Viscosidad real	[mm ² /s]
$L_{i_{oh}}$	Vida nominal básica del rodamiento	[h]
k	Constante de viscosidad del rodamiento	-
dm	Factor del diámetro externo e interno del rodamiento	-
a_{SKF}	Factor a_{SKF}	-
n_c	Factor de contaminación del rodamiento	-
$L_{i_{ohmh}}$	Vida nominal real del rodamiento	[h]
v_{correa}	Velocidad de la correa de transmisión	[m/s]
n_l	Velocidad de rotación de la polea del motor eléctrico.	[rpm]
d_l	Diámetro de la polea del motor eléctrico.	[rpm]
P_{motor}	Potencia motor eléctrico	[hp, kW]
k_{cm}	Factor de corrección de la potencia del motor	-
P_C	Potencia corregida	[kW]
L_n	Potencia nominal transmisible por correa	
L_0	Longitud aproximada de la correa	[mm]
F_{CL}	Factor de corrección de la correa	[mm]
F_{CA}	Factor de corrección para el arco de contacto de la correa sobre la polea	-
a	Distancia entre centros o ejes de las poleas de transmisión	[mm]
A	Arco de contacto de la correa sobre la polea	[°]
P_B	Prestación base de la correa	-
P_e	Potencia efectiva por correa	-
$N_{correas}$	Número de correas	-
$d_{helicoide}$	Diámetro del helicoide	[mm]
d_{eje}	Diámetro del eje sin fin	[mm]
P_h	Paso del transportador sin fin	[mm]
GD_{weg}	Altura de chaveta de la polea del motor	[mm]
F_{weg}	Ancho de chaveta de la polea del motor	[mm]
ES_{weg}	Largo de chaveta de la polea del motor	[mm]

b_p	Altura de chaveta de la polea de transmisión	[mm]
h_p	Ancho de chaveta de polea de transmisión	[mm]
L_p	Largo de chaveta de la polea de transmisión	[mm]

DISEÑO DE UNA MÁQUINA EMPACADORA DE SUSTRATO PARA OPTIMIZAR LA PRODUCCIÓN DE ALMÁCIGOS

I. INTRODUCCIÓN

1.1 Realidad Problemática.

Los desechos plásticos se han transferido cada vez más de la tierra al océano y se han acumulado dentro de la cadena alimentaria, amenazando el medio ambiente y la salud, lo que indica que es urgente fabricar un reemplazo ecológico y biodegradable (Jiang & Chen, 2020)

Por ello, el uso de bolsas de plástico de un solo uso, en la agricultura, es parte del quehacer agrícola, a tal punto de generar 8500 millones de toneladas métricas de plástico desde que comenzó su producción, distribución y venta (ONU, 2018). De este total, solo el 15% de las bolsas de plástico se recicla, quedando así un 75% en vertederos y océanos (National Geographic, 2017)

Ante estas cifras alarmantes, el gobierno español dispuso El Decreto Real N°293/2018, para reducir el consumo de bolsas plásticas y que dio origen al registro de productores, donde exigen a los productores de bolsas de plástico, proporcionar información relativa del tipo de producto plástico puesto en el mercado. Además, a partir de enero del 2020 la producción de plástico deberá ser entre 50% y 70% de plástico reciclado. (Ministerio de Agricultura y Pesca, 2020)

Entre las nuevas tecnologías y técnicas dedicadas al aumento de producción sustentable de productos agropecuarios, se encuentra el programa agropecuario ABC Rural Paraguay, que se encarga de apoyar la producción del cultivo de almácigos o plantines de caña de azúcar; almácigos naturales envueltos en bolsas de plástico y guardados en un vivero para su desarrollo y luego para el cultivo correspondiente. (ABC Rural Paraguay, 2017)

En este sentido por cada hectárea de caña de azúcar sembrada se necesita alrededor de 7 100 a 12 500 almácigos, dependiendo de la especie de la caña de azúcar, densidad y distancia entre ellas, (Agrotendencia TV, 2020)

A nivel nacional, la empresa Aleco Perú, especializada en brindar soluciones en la venta de sustratos y producción de almácigos para clientes de sectores como horticultura,

floricultura, forestales y ornamentales con productos hechos a la medida. Indica que los almácigos producidos en Perú, son en bolsas de plástico. (Aleco Perú, 2020).

En la Región Lambayeque, la empresa Gandules S.A. dedicada a la agro exportación de paltas frescas y jugo de maracuyá en Reino Unido, Bélgica, países Bajos y España, reporta un sistema de siembra sostenible, cuya producción de almácigos y de uso de bolsas de plástico generando pérdidas económicas para la empresa, debido a que necesita contar con personal que se dedique solo a la producción de almácigos, cuando se podrían aminorar costos si este trabajo lo realiza una máquina especializada. (Gandules Inc SAC, 2020)

El peso por millar de bolsas de plástico para almácigos depende del tamaño (Diámetro y altura), donde el peso varía entre los 2 Kilogramos a 106 Kilogramos. (Maruplast Internacional EIRL, 2020)

En el sector Agroindustrial de la caña de azúcar, el norte del Perú siembra alrededor de 160,000 hectáreas de caña de azúcar que representa el 3.5% del producto bruto interno nacional y sólo en el norte del país se cultiva 136,000 hectáreas. (Mariátegui, 2019) Por lo que, haciendo un cálculo, se utiliza un promedio de 10,000 almácigos por hectárea y la utilización de bolsas de 4 Pulgadas de diámetro por 8 pulgadas de largo que por millar pesa 2 Kg, entonces hablamos del uso de 2'720,000 Kg. de bolsas que será desechado.

En base a estas investigaciones se considera necesario contar con un envase o depósito de material biodegradable donde se almacenen los almácigos que se usan en la siembra, necesidad agrícola que motiva la siguiente investigación, el de diseñar una máquina empacadora de sustrato para optimizar la producción de almácigos, limpio con el medio ambiente y poca mano de obra, para generar un aporte significativo en la agricultura.

1.2 Trabajos Previos.

(Jafarzadeh, 2020) emplean el uso de extracto de plantas tropicales, cuyo compuesto bioactivo son ingredientes esenciales para la fabricación de envases biodegradables de polímeros para alimentos. El estudio consta de analizar diferentes plantas tropicales, como hojas, flores, semillas, raíces; el cual, se aprecia los biopolímeros que contienen cada uno de ellos y la eficacia que pueda obtener al aplicarlo en la formación de los envases, ofreciendo una alternativa ecológica a los envases tradicionales y mejorando la vida útil de los alimentos.

(Merentsov, 2020) diseña un sistema de ajuste automático autoadaptable para bloques de empaque elásticamente deformables en aparatos de intercambio de masa basado en la identificación de picos de componentes inerciales en la estructura del flujo de filtración a través de las capas de materiales de empaque elásticamente deformables. Muestra las posibilidades para el uso de residuos de empresas de construcción de metales formados durante el procesamiento mecánico de aceros aleados inoxidables como materiales de empaque en bloques elásticamente deformables de aparatos de intercambio de masa. El artículo también describe el sistema de control automático para los modos hidráulico y mecánico mediante deformación volumétrica escalonada de los bloques con materiales de empaque.

(Di, Yunxia, & Ping, 2019) el embalaje es el último proceso de producción, la velocidad de embalaje afecta en gran medida la eficiencia de producción de las empresas. Con el fin de solucionar una serie de problemas provocados por el embalaje manual, este trabajo estudia principalmente la bombilla y su manera de embalar, el cual se diseña un prototipo tipo MG que es adaptable en una variedad de tipos de bombillas con alto grado de automatización, mejorando la productividad y velocidad en el área de envasado reduciendo así los costos de mano de obra.

(Archundia Rivera, 2015) propuso diseñar una máquina denominada “Guillotina automática para panecillos en la ciudad de Azcapotzalco – México” para cubrir la venta de panecillos en la ciudad. Se propuso una metodología para el diseño y modelado, asimismo se revisó la normativa mexicana e internacional. La solución a este problema fue el análisis de los puntos críticos de la máquina transportadora existente, para luego determinar la mejora en el aumento de velocidad de avance de la banda sanitaria. Luego se diseñó la guillotina con una capacidad operativa de 150 cortes por minuto sobre la banda sanitaria, fue posible a un mecanismo de movimientos verticales para la realización del corte y horizontales para perseguir los puntos de corte sobre la banda sanitaria.

(González Sandoval, 2015) en su trabajo de investigación de diseño mecánico, descriptiva propositiva, tuvo como objetivo general diseñar un mecanismo de transportador sin fin para máquina llenadora de bolsas de lavastres en polvo, para ello se revisó la normatividad internacional y local como fuente primaria de la investigación, asimismo diseñó planos y diagramas de la máquina llenadora; por la naturaleza de la investigación no contó con población y muestra. Llegando a la conclusión que proponer el uso de técnicas de diseño y fabricación de mecanismos para la implementación de

mejoras de funcionamiento en el sistema de dosificación de detergente en polvo de la máquina llenadora, es necesario y podría abaratar costos.

(Iza & Medina, 2015) en su trabajo de investigación propositiva experimental, abordó diseñar y construir una empacadora automática para el área de producción de la empresa de snacks ECUAMEX S.A. El principal resultado fue que la empacadora alcanza los rendimientos establecidos de 25 y 40 empaques por minuto para empaques de 220 y 80 mm de altura.

(Jacome, 2015) en su investigación de tipo explicativa cuantitativa, su objetivo fue estudiar los sistemas de empaqueo de botellas. Utilizó variables continuas en todo lo que se refiere a datos obtenidos en números enteros. Obtuvo como resultado que en el sistema de empaqueo implementado en el proceso de embotellado se logró escoger la máquina empacadora, porque contiene elementos constitutivos de fácil manipulación.

(Ayala Taipe, 2019) en su investigación de tipo básica – descriptiva de diseño pre experimental, abordó el diseño de un transportador de harina molida para la empresa agroindustrial Vásquez S.A.C. Su población y muestra fueron las maquinarias de la empresa. Para obtener información primaria empleó la guía de observación, obtuvo como resultado que la máquina diseñada tiene la capacidad de transportar un flujo de 400 kilogramos hora y tiene una masa total de 52.26 kilogramos. Pero la máquina no es automatizada, el cual el autor sugirió contar con personal para el manejo de la misma.

(Ortiz Pari, 2019), abordó diseñar una máquina empacadora de forraje ganadero de 2 metros de altura. Utilizó materiales factibles de encontrar en el mercado; para el diseño, recurrió a la creatividad e imaginación. obtuvo como resultado que el diseño de la propuesta de la máquina es aceptable, en unos casos se realizó la selección de elementos y en otros casos se dimensionó y calculó, para su fabricación.

(Vargas Pomachagua, 2017) por el incremento del precio del maíz, que es una materia prima para la alimentación de las aves de engorde y por necesidad de utilizar la yuca como alimento de reemplazo, el autor diseñó una máquina cortadora de yucas el cual hace cortes en rodajas de 5 milímetros de espesor con el fin de lograr una cocción uniforme para luego ser procesado y utilizado como alimento de aves. Determinó también mediante ensayos de diámetros del tubérculo que se necesita 250 Newton de fuerza para realizar los cortes y su ingreso del tubérculo sea de manera vertical.

(Herrera Bellodas & Lumbres Álvarez, 2018) en su investigación cuasi experimental de tipo tecnológico, abordó diseñar una máquina vertical, empacadora mecánica – neumática controlada a través de un PLC, para empaques de arroz. Su

población fueron máquinas empacadoras verticales y su muestra fue una máquina empacadora, dosificadora y selladora controlado por PLC para granos. Obtuvo como resultado que la máquina no solo podría servir para granos de arroz sino también para cereales, considerando la masa a empacar.

Para los autores, realizar investigación de diseño de máquinas para el sector agroindustrial implica consultar referentes fiables, consultar normatividad Internacional y local, asimismo, para elaborar los diseños es necesario recurrir a profesionales con experiencia para validar la propuesta.

1.3 Teorías Relacionadas al Tema.

1.3.1 Sustrato.

(Oxford University, 2020) «Es todo material sólido que sea diferente del suelo». Puede ser de material natural como corteza de árbol o fibra de coco y artificial como bolsas de plástico o espuma de polietileno; y el abono, que puede ser compuesto por materiales orgánicos o inorgánicos que servirán de agarre de las raíces y retención de líquidos y nutrientes. (Digital, s.f.) lo clasifica en:

1.3.1.1 Sustrato Arenoso.

Tiene características de ser un sustrato suelto, se observa que al añadir agua se frota con los dedos, se percibe aspereza, se satura con rapidez y se airea rápidamente.

1.3.1.2 Sustrato Franco.

Son sustratos ideales para el cultivo, generalmente en huertos o jardines, ya que tienen la capacidad de poseer nutrientes esenciales y retener la humedad sin necesidad de apelmazarse, pues sus características del sustrato contienen de manera equilibrada arena, arcilla, limos y humus.

1.3.1.3 Sustrato Arcilloso.

Sustrato con la cualidad de ser resbaladizo como consistencia plástica debido a que retiene mucha agua y su periodo de aireo es largo.



Imagen 1 - Tipo de Sustratos.

Fuente: “<http://agrostream.es/index.php/vino-la-tierra-suelo>”

1.3.2 Materiales de Empaques para los Almacigos.

1.3.2.1 Bolsa para Vivero.

Son bolsas de polietileno de baja densidad que tienen la capacidad de almacenar el sustrato para el crecimiento del almacigo, tienen huecos que permiten la aireación y drenaje del agua para el mejor desarrollo de la planta.

La duración de la bolsa depende del tipo del polietileno y filtros UV cuyo tiempo de servicio es de 3 a 36 meses (Maruplast Internacional EIRL, 2020)



Imagen 2 - Bolsa PROTECK, para Vivero.

Fuente: “MARUPLAST S.A.”

1.3.3 Diseño de Máquinas.

Se define como el proceso de aplicar métodos y procedimientos científicos para definir un mecanismo, proceso o sistema con detalle para permitir su realización.

Se tiene que tener en cuenta que para el diseño de máquinas es necesario conocer el funcionamiento de un componente y sus relaciones con otros componentes

para la formación de un sistema, poniendo en énfasis el uso de materiales y procesos fácilmente asequibles. (Mott, 2006)

1.3.4 Sistema de Transmisión.

Se define como el mecanismo encargado de transmitir la potencia desde el origen que puede ser la energía de un motor a alguna parte. Generalmente la transmisión se realiza a través de elementos rotantes porque ocupa menos espacio, la transmisión se clasifica en:

1.3.4.1 Transmisión por Faja y Polea.

Es un conjunto de poleas acopladas por medio de una faja con el propósito de transmitir fuerza y velocidad entre árboles paralelos separados a una distancia considerable, dicha fuerza es transmitida por el alto índice de rozamiento que ejerce la faja sobre la polea (Dunlop, 2018)



Imagen 3 - Transmisión Faja y Polea.

Fuente: "http://files.cesarruiz.webnode.com"

1.3.4.2 Transmisión por Piñón y Cadena.

Es un conjunto de mecanismos acoplados por medio de piñones y una cadena, el cual está diseñado para transmitir grandes pares de fuerza. Además, tiene como característica que trabaja en alta temperaturas y climas adversos, aunque necesita de lubricación para su mantenimiento y durabilidad. (Juvinal & M. Marshek, 2013)

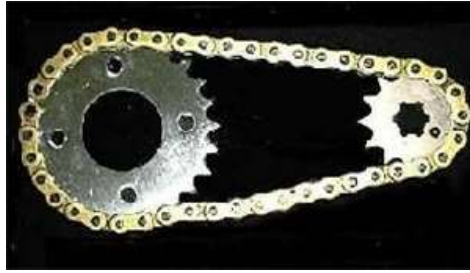


Imagen 4 - Transmisión Piñón y Cadena.

Fuente: "https://www.ecured.cu/Transmisi%C3%B3n_por_cadena"

1.3.4.3 Transmisión por Engrane.

Se define como mecanismos formados por dos ruedas dentadas acopladas entre sus dientes donde una ejerce energía motriz y la otra conducida. La transmisión por engrane se clasifica en Engranajes helicoidales, engranes cónicos y engranes de tornillo sin fin. (Budynas & Keith Nisbett, 2011)



Imagen 5 - Transmisión por Engrane.

Fuente: "Diseño En Ingeniería Mecánica De Shigley"

1.3.4.4 Transmisión por Cardán.

La transmisión por cardán se define como un conjunto de componentes mecánicos que cumplen la función de transmitir par de potencia de un eje a otro, a pesar de no estar colineados entre sí. (Juvinall & M. Marshek, 2013)

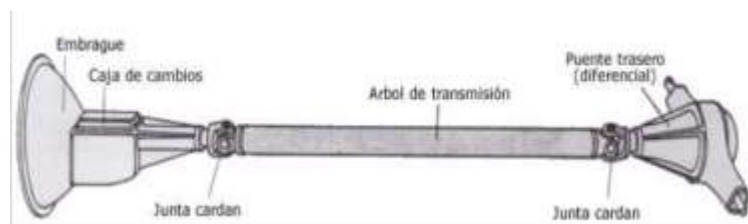


Imagen 6 - Transmisión por cardán.

Fuente: "http://www.aficionadosalamecanica.net/images"

1.3.5 Sistema de Dosificación.

(Oxford University, 2020) Define como «Aparato o mecanismo que sirve para suministrar cantidades determinadas de un producto o sustancia», generalmente son utilizados para distribuir el producto ya sea sólido o líquido en cantidades y/o en cadenas temporales exactas, por los tipos de sistema de dosificación tenemos:

1.3.5.1 Dosificador Volumétrico.

Diseñado para distribuir productos sólidos. Se compone un conjunto de vasos que contendrán la cantidad requerida de producto cuya alimentación del dosificador puede ser manual o automatizada. Su desventaja, no mide la masa, si no que funcionan basados en el volumen por lo que se tendrán que calibrar antes de cada uso. (Grupo MCR, 2018)

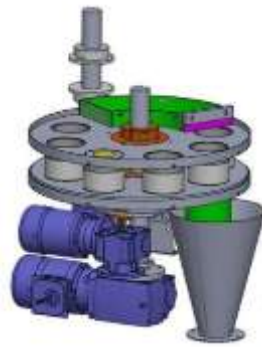


Imagen 7 - Dosificador Volumétrico.

Fuente: "https://www.grupospan.es/pesadoras-y-dosificadores/dosificador-volumetrico"

1.3.5.2 Dosificación Mediante Transportador Sin Fin.

Diseñado para envasar productos sólidos granulados o pulverizados, compuesto por una tolva que es alimentada con el producto, dentro de ella se encuentra un transportador sin fin que puede ser accionado mediante energía electromotriz que es controlado mediante interruptores, dependiendo de la densidad del producto se ajusta la velocidad del transportador sin fin para ajustar las vueltas necesarias.

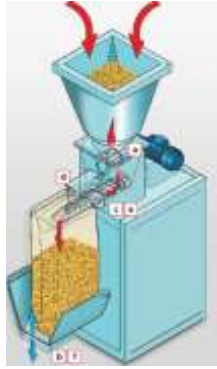


Imagen 8 - Dosificador por Transportador Sin Fin.

Fuente: “<http://www.technipes.com/sp/m%C3%A1quinas/sacos-de-v%C3%A1lvula/ensacadoras/itc.html>”

1.3.5.3 Dosificador con Canales Vibratorios.

El dosificador está caracterizado por poseer una tolva vibratoria, el cual su movimiento vibratorio hace que el producto valla vertiéndose en el depósito a empacar y mediante una balanza aplica la cantidad requerida.



Imagen 9 - Dosificador con Canales Vibratorios.

Fuente: “<https://www.fer-plast.com>”

1.3.5.4 Dosificador por Gravedad.

Diseñado para distribuir líquidos, no miden la masa, sólo de basa en el volumen por lo que se tendrá que calibrar antes de cada uso. (Grupo MCR, 2018)

1.3.5.5 Dosificador a Pistón.

Diseñado para ser utilizado en la distribución de productos viscosos que serán empacados mediante envases tipo bolsas de plástico, consiste en un recipiente donde contiene el producto y mediante un mecanismo de pistón-émbolo es trasladado el producto desde la tolva hacia el pico de la máquina donde se ubica el envase.



Imagen 10 - Dosificador a Pistón.

Fuente: “<https://www.alfapack.cl>”

1.3.6 Sistema de Transporte.

Diseñado para el traslado de un objeto, materia prima o producto de un sistema a otro, en nuestra investigación utilizaremos el mecanismo de sujeción por enganche mediante el uso de pinzas que actúan mediante movimiento mecánico inducido por el movimiento neumático del sistema.

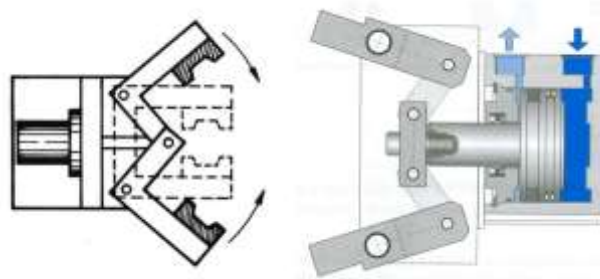


Imagen 11 - Prototipo de Sistema de transporte por Pinza y Neumática.

Fuente: “<http://isa.uniovi.es/~alonsog/Robotica/04%20Elementos%20terminales.pdf>”

1.3.7 Sistema de Corte.

Es un sistema donde se realiza la separación de un objeto físico en dos o más partes. En una máquina especializada, cuenta con un conjunto de mecanismos que accionan una herramienta para cortar superficies dependiendo del producto.

1.3.7.1 Sistema de Corte por Guillotina.

Sistema utilizado para el corte o refile de láminas, cuyo funcionamiento básico es el deslizamiento de una cuchilla en ángulo recto referente al objeto que se va a cortar. Es utilizado en la industria del papel y en la metalmecánica en cortes de láminas. Pueden ser accionado mediante sistema eléctrico o hidráulico. (Solana, 2005)



Imagen 12 - Máquina de Corte por Guillotina.

Fuente: "<http://www.elmundodelfierro.com/servicios.html>"

1.3.7.2 Sistema de Corte por Punzón.

Sistema utilizado para perforaciones de láminas o perfiles metálicos, utilizados en mayoría de veces en la industria metalmecánica. El sistema puede ser accionado mediante sistema eléctrico o hidráulico. (Castellanos de la Cruz, 2003)



Imagen 13 - Máquina de Corte por Punzón.

Fuente: "<https://mundolatas.com/punzones-construccion-y-mantenimiento>"

1.4 Formulación del Problema.

¿Cuál será la configuración geométrica de la máquina empacadora de sustrato, para optimizar el rendimiento en la producción de almácigos?

1.5 Justificación.

Con la investigación se pretende contribuir con el conocimiento científico de la realidad existente en cuanto a la percepción que se tiene de la propuesta de diseño de una máquina empacadora de sustrato para optimizar la producción de almácigos.

Posee relevancia social porque al aplicar el diseño de la máquina empacadora de sustrato para optimizar la producción de almácigos, los trabajadores de otras áreas agroindustriales, como el personal de siembra, requerirá de menos tiempo en sus labores puesto que las bolsas empacadas son de material biodegradable, mejorando la ratio de producción de la empresa. Los profesionales y estudiosos de la ingeniería mecánica y eléctrica optarán por tomar en cuenta el diseño de la maquinaria propuesta aportando conceptos y bases teóricas dando lugar a nuevas hipótesis e investigaciones que enriquezcan el conocimiento aportado.

El sector agroindustrial, contará con los planos del diseño de la máquina empacadora de sustrato para optimizar la producción de almácigos, que se compone del diseño mecánico, diseño neumático y diseño eléctrico para ser usado en la producción.

En cuanto a la relevancia económica, el proyecto de investigación, propone, que, al implementarse la máquina empacadora de sustrato para optimizar la producción de almácigos, abaratará costos en la mano de obra, además, al utilizar materiales biodegradables en sus bolsas, generará mayor rentabilidad a su empresa.

En cuanto a la relevancia ambiental, «La conciencia ambiental es el conocimiento y la actitud positiva hacia los asuntos ambientales; en el sentido de que constituyen variables centrales que definen la existencia de las sociedades humanas y determinan sus posibilidades de desarrollo materia, social y tecnológico» (Bravo Alarcón, 2004) , el diseño de la máquina se presenta como una opción amigable con el medio ambiente, puesto que produce sus empaques con bolsas biodegradables, no genera desechos y el mantenimiento de la máquina, si la empresa lo requiere, puede ser con biolubricantes.

Finalmente, los resultados obtenidos en la investigación servirán como referente para estudios similares.

1.6 Hipótesis.

No Aplica.

1.7 Objetivos.

1.7.1 Objetivo General.

Diseñar una máquina empacadora de sustrato para optimizar la producción de almácigos que permita dosificar la tierra de cultivo, formar las bolsas a partir de un rollo de papel y cortar en el tamaño requerido el producto terminado.

1.7.2 Objetivos Específicos.

Identificar los parámetros físicos del sustrato y tipo de papel a utilizar para la producción de almácigos.

Realizar el diseño conceptual de la máquina empacadora de sustrato para optimizar la producción de almácigos.

Dimensionar mediante cálculos y selección los elementos electromecánicos de la máquina empacadora de sustrato para la producción de almácigos utilizando estándares de diseño y normas vigentes.

Determinar los costos de fabricación de la máquina empacadora de sustrato para optimizar la producción de almácigos.

II. MATERIAL Y MÉTODO

2.1 Tipo y diseño de Investigación.

La investigación es de tipo tecnológico, porque el diseño de nuestra máquina intenta incidir en las Empresas Agroindustriales del departamento de Lambayeque, de manera que dejen de realizar el trabajo de la producción de almácigos en forma manual generando así más rentabilidad y bajo costo en producción.

La investigación es de diseño cuasi experimental porque no presenta hipótesis, no presenta muestra al azar, solo una pregunta donde se observará sus cambios al aplicar la investigación cumpliendo los objetivos trazados.

2.2 Población y Muestra.

No aplica.

2.3 Variable, Operacionalización.

2.3.1 Variable.

2.3.1.1 Variable Independiente.

- Tiempo de Producción
- Humedad del Sustrato
- Papel

2.3.1.2 Variable Dependiente.

- Diseño de Máquinas

2.3.2 Operacionalización.

VARIABLES INDEPENDIENTES	DIMENSIÓN	INDICADORES	SUBINDICADORES	ÍNDICE	TÉCNICA / INSTRUMENTO
Tiempo de Producción	Velocidad de la Máquina	Capacidad de Producción	$Cap_{Prod} = \frac{Cantidad\ Producto}{tiempo}$	Ton/h	Revisión Bibliográfica, Entrevista / Guía de Análisis Bibliográfico, Cuestionario
Humedad del Sustrato	Contenido de Humedad del Sustrato	Porcentaje de Humedad del Sustrato	$(\%Sust) = \frac{masa\ humeda - masa\ seca}{masa\ húmeda} \times 100$	%	Revisión Bibliográfica / Guía de Análisis Bibliográfico
Papel	Propiedades Físicas del Papel	Elasticidad	$Long. Def = \frac{Fuerza}{Cte. Elast\ Papel}$	m	Observación / Dinamómetro
		Resistencia	$\sigma = \frac{F}{A}$	Pa	Revisión Bibliográfica/ Guía de Análisis Bibliográfico
		Dimensión	$Dim. Papel = Largo \times Ancho \times Altura$	m ³	Observación / Flexómetro, Vernier

VARIABLES DEPENDIENTES	DIMENSIÓN	INDICADORES	SUBINDICADORES	ÍNDICE	TÉCNICA / INSTRUMENTO
Diseño de Máquina	Potencia de capacidad Dimensionada	Transmisión de la Máquina	$Pot = \omega.T$	Hp	Revisión Bibliográfica / Guía de Análisis Bibliográfico
		Capacidad de la Tolva	$Cap_{tolva} = \frac{Cant. de Sustrato}{Tiempo}$	Ton/h	Revisión Bibliográfica / Guía de Análisis Bibliográfico
		Capacidad de Corte	$Cap_{Corte} = \frac{Cantidad Cortes}{Tiempo}$	Corte/h	Revisión Bibliográfica / Guía de Análisis Bibliográfico
	Diseño del Eje	Diámetro de Eje	$d = \left(\frac{16}{\pi} \left\{ \frac{1}{S_e} [4(K_f M_a)^2 + 3(K_{fs} T_a)^2]^{1/2} + \frac{1}{S_{ut}} [4(K_f M_m)^2 + 3(K_{fs} T_m)^2]^{1/2} \right\} \right)^{1/3}$	mm	Revisión Bibliográfica / Guía de Análisis Bibliográfico
		Factor de Seguridad	$\frac{1}{n} = \left(\frac{16}{16\pi d^3} \left\{ \frac{1}{S_e} [4(K_f M_a)^2 + 3(K_{fs} T_a)^2]^{1/2} + \frac{1}{S_{yt}} [4(K_f M_m)^2 + 3(K_{fs} T_m)^2]^{1/2} \right\} \right)$	Adimensional	Revisión Bibliográfica / Guía de Análisis Bibliográfico

2.4 Técnicas e Instrumentos de Recolección de Dato, Validez y Confiabilidad.

2.4.1 Técnicas.

2.4.1.1 Revisión Bibliográfica.

Técnica utilizada para recopilar información detallada sobre un tema para su luego análisis interpretativo y crítica.

Se realizará la revisión de bibliografía, papers y otros documentos sobre máquinas de empaques en general, diseños de máquinas, fórmulas de diseño

2.4.1.2 Entrevista.

Técnica utilizada en la investigación cualitativa importante para adjuntar datos, el cual consiste entre el diálogo de una o más personas, el cual el entrevistador formula preguntas acordes al tema a hablar y el entrevistado da su respuesta u opinión.

Se realizará una entrevista a un vendedor de la Empresa Ellepot donde se consultará la capacidad de sus máquina y modos de producción de la misma para utilizarlo como referencia a nuestro diseño.

2.4.1.3 Observación.

Técnica que consiste en observar el objeto a estudiar para registrar algún cambio o fenómeno que pueda presentar. El paso para realizar correctamente la técnica es: determinar el objeto a estudiar, los objetivos del estudio, realizar la observación, para luego registrar, interpretar, analizar y elaborar conclusiones de la observación.

Se realizará trabajos de observación para obtener información de las propiedades físicas del papel para el diseño de la máquina empacadora de sustrato.

2.4.2 Instrumentos.

2.4.2.1 Guía de Análisis.

Es un instrumento de contenido que se plasma las preguntas de evaluación para referenciar la investigación de la revisión bibliográfica realizada a un documento.

Se realizará una guía bibliográfica conteniendo preguntas puntuales necesarias de la investigación, con la finalidad de registrar las revisiones bibliográficas detalladamente.

2.4.2.2 Cuestionario.

Es un instrumento donde se responden a las preguntas realizadas mediante exámenes, pruebas o test.

Se realizará un cuestionario donde se responderá mediante la observación la elasticidad, resistencia y dimensión del papel necesario para la máquina empacadora de sustrato.

2.4.2.3 Dinamómetro.

Es un instrumento para medir la deformación de cuerpos elásticos.

Se utilizará un dinamómetro para recopilar información de la elasticidad del papel a utilizar en la máquina empacadora de sustrato.

2.4.2.4 Flexómetro.

Es un instrumento que sirve para medir largo, ancho y altura de objetos de manera precisa que presenta líneas marcadas longitudinalmente donde se aprecia las unidades de medida y divisiones.

2.4.2.4 Vernier.

Herramienta que mide espesores, profundidades de un objeto, con la capacidad de medir hasta la décima parte de 1 milímetro.

Se utilizará un vernier para medir el espesor del papel para nuestra máquina empacadora de sustrato.

2.2.3 Validez y Confiabilidad.

2.2.3.1 Validez

(Albarrán & Vivas, 2014) define, «La validez es la mayor aproximación a la verdad que puede tener una proposición, una inferencia o conclusión».

Mediante los instrumentos ya señalados en el punto anterior medirán de manera correcta y precisa las variables propuestas. Además de la experiencia investigativa de nuestro asesor.

2.2.3.2 Confiabilidad

(Albarrán & Vivas, 2014) define, «La confiabilidad de un instrumento es el grado de precisión o exactitud de la medida, en el sentido que, si se aplica la medida repetitivamente al mismo objeto se obtiene los resultados de manera uniforme».

Los instrumentos de medición serán aprobados y certificados por nuestro asesor para realizar las medidas correspondientes a las variables de manera estable y consistente.

2.5 Procedimiento de Análisis de Datos.

Para el diseño de la máquina empacadora de sustrato, se realizarán los siguientes procedimientos:

Se recopilará información bibliográfica sobre porcentajes de humedad del sustrato. Para conocer las propiedades físicas del papel se evaluará la elasticidad, resistencia y dimensión; y, para la obtención de información de la capacidad de producción de la máquina será a través de una entrevista.

Luego con los datos obtenidos de los porcentajes de humedad de sustrato y propiedades físicas del o los tipos de papel a utilizar, se tabulará y promediará los datos a bien de dar inicio al diseño de nuestra máquina, asimismo con la capacidad de producción.

2.6 Aspectos Éticos

Los principios éticos para nuestro proyecto de investigación, estará basado por el Código de Ética del Colegio de Ingenieros (CIP, 1999) y el Código de Ética de Investigación de la Universidad Señor de Sipán (USS, 2017).

2.6.1 Código de Ética del Colegio de ingenieros (CIP).

Aprobado en la III Sesión Ordinaria del Congreso Nacional de Consejos Departamentales del Periodo 1998 – 1999 en la Ciudad de Tacna 22, 23, 24 abril 1999.

(Colegio de Ingenieros del Perú, 1999) según los artículos 2 y 5, «Los ingenieros deben promover y defender la integridad, el honor y la dignidad de su profesión», asimismo el ingeniero debe ser ejemplo en la sociedad y contribuir a ella no sólo con su trabajo, sino con su honradez y ejemplo de buen ciudadano. Además de cuidar los recursos, ser racional y preservar el medio ambiente.

2.6.2 Código de Ética de Investigación de la Universidad Señor de Sipán (USS)

Ratificado por Acuerdo de Consejo universitario con Resolución Rectoral N° 0851-2017/USS.

(Universidad Señor de Sipán, 2017) según en los artículos 2 y 3, tiene por objetivo definir, orientar y cumplir los principios éticos en el desarrollo de las investigaciones académicas por los investigadores.

2.7 Criterios de Rigor Científico.

2.7.1 Veracidad.

Los resultados de la investigación es producto de la validez interna entre la realidad y datos obtenidos.

2.7.2 Aplicabilidad.

Los resultados de la investigación pueden aplicarse a otros estudios contribuyendo con el conocimiento científico.

2.7.3 Consistencia.

El resultado obtenido en nuestra investigación es consistente porque al ser medido una o más veces, las variables repetirá el mismo patrón de resultados

2.7.4 Neutralidad.

Los autores trabajarán de manera imparcial a lo largo de la investigación a fin de resguardar la información que es adquirida tal y como lo indican los instrumentos de medición.

III. RESULTADOS

3.1 Necesidades de diseño.

3.1.1 Porcentaje de Humedad de Sustratos Típicos.

A continuación, se presenta una tabla de porcentaje de humedad y otras propiedades físicas de sustratos.

Tabla 1

Propiedades de los Sustratos

Propiedades / Tipo	Retención de Humedad (%)	Aireación (hPa)	Densidad (kg/m³)	Durabilidad (Año)
Turba	48	20	450	1
Compost	60	12	1125	1
Fibra de Coco	40	16	175	1
Perlita	45	35	123	3
Tierra Franca	46	20	255	1

Fuente: “www.infoaro.com”

Se concluye que el sustrato para el diseño de la máquina empacadora se necesita una densidad menor a 500 kg/m³, además cabe resaltar que las agroindustrias y viveros utilizan generalmente para producir almácigos, sustrato tipo turba y tierra franca.

Entonces se promediará las propiedades del sustrato tipo turba y tierra franca al que lo llamaremos “Sustrato Ideal “para los cálculos correspondientes en el diseño de la máquina.

3.1.2 Característica del Sustrato Ideal.

Retención de humedad	:	47%
Aireación	:	20 hPa
Densidad	:	352.5 kg/m ³
Durabilidad	:	1 año

3.1.3 Selección del Papel.

Para la producción de los almácigos es necesario el uso de papel que servirá como vertedero del sustrato.

El papel que se va a utilizar es el tipo kraft ya que es el más comercial en el país y es producido de materiales reciclables como restos de madera y/o bosques sostenibles, en este caso utilizaremos papel con la norma PEFC o FSC.

Tipo	:	Kraft
Gramaje	:	75gr/m ²
Espesor	:	95 – 105 micrones
Resistencia a tracción longitudinal	:	6.6 kgf/15mm
Resistencia al rasgado	:	2,1 kg/cm ²

3.1.4 Caja Negra.

La caja negra sirve para representar la función que tendrá la máquina empacadora de sustrato, el cual se muestra gráficamente en la imagen 14, cuyas tres entradas son señales de energía, sustrato franco (tierra de cultivo para almácigos) y papel Kraft y la salida del proceso se obtiene el sustrato empacado y un solo sentido de movimiento de la máquina.



Imagen 14 - Caja Negra

Fuente: "Propia"

3.1.5 Estructura de Funciones.

Las funciones de la máquina empacadora de sustrato para la producción de almácigos serán las siguientes:

Alimentar: La máquina será alimentada de forma manual, consiste en que el operario alimentará la tolva del dosificador con 100Kg de sustrato franco y colocará el rollo de papel Kraft.

Dosificar: La máquina realizará el llenado del sustrato por medio del transportador sin fin que posee en el empaque previamente formado en forma cilíndrica.

Jalar: La máquina realizará el jalado del producto dosificado para su traslado al sistema de corte. Además, cabe mencionar que el sistema de jalado es el que da la medida del largo del empaque.

Cortar: La máquina cortará el cilindro formado por el papel y sustrato obteniendo así los empaques.

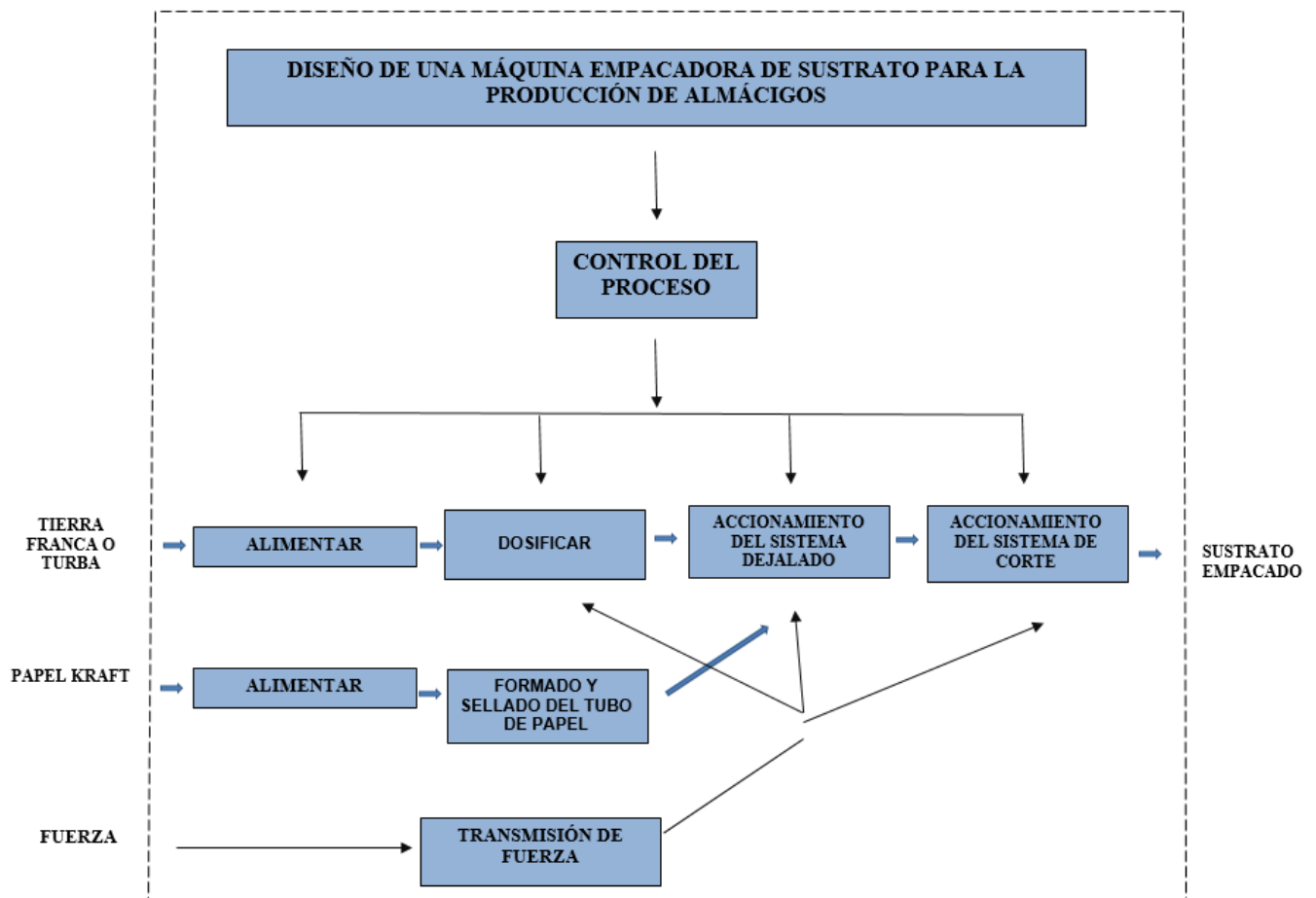


Imagen 15 - Estructura de Funciones

Fuente: "Propia"

3.2 Selección de la Mejor Configuración de Diseño Según Conceptos Alternativos, Utilizando Criterios Ponderados.

3.2.1 Alternativas de Solución para el Sistema de Llenado.

3.2.1.1 Diseño Conceptual 01.

El concepto se basa en una máquina ensacadora vertical marca “Altunpack Makine”, modelo “Stickpack”, cuya característica es que la máquina está controlada por PLC en función a software y el llenado por medio de transportador sin fin. La función de este modelo es e para llenados de productos secos como leche en polvo, café, harinas, especias, cuyo peso neto deseado depende de la configuración del software.

Ventajas:

La ventaja que muestra el diseño conceptual 01, es que la máquina puede realizar trabajos en alta y baja velocidad, además de que cuenta con software de control que se ajusta a las necesidades de producción.

Desventajas:

La desventaja que muestra el diseño conceptual 01, es que, para la necesidad de nuestro diseño la máquina tiene un costo elevado por su tecnología. Además, que se necesitaría de personal calificado para la manipulación y mantenimiento de la máquina dosificadora.



Imagen 166 - Máquina Ensacadora Vertical.

Fuente: “Altunpack Makine”

3.2.1.2 Diseño conceptual 02.

El diseño conceptual se basa en una ensacadora horizontal semi automática marca “TMI” cuya función es llenar productos granulados como azúcar,

pellets de madera, compost (sustrato) en sacos de boca abierta. Funciona mediante caída por gravedad y cuyo peso neto de dosificación depende de un controlador electrónico que está incorporado en el chasis de la máquina.

Ventajas:

La ventaja que muestra el diseño conceptual 02, es que la máquina es bien accesible a la limpieza y su costo es menor a otras máquinas.

Desventajas:

La desventaja que muestra el diseño conceptual 02, es que la máquina llenadora solo utiliza empaques grandes.



Imagen 177 - Máquina Ensacadora Horizontal.

Fuente: “Técnicas Mecánicas Ilerdenses, S.L.”

3.2.1.3 Diseño conceptual 03.

El diseño conceptual se basa en una ensacadora horizontal semi automática marca “Haver & Boecker” cuya función es para llenados de productos en polvos como cemento, arena, granos cuya máquina posee una turbina vertical el cual se consigue el llenado del producto en empaques limpios y compactados debido a la gran presión que ofrece y es activado o desactivado mediante un sensor de movimiento que detecta el peso del producto en el empaque.

Ventajas:

La ventaja que muestra el diseño conceptual 03, es la presión que ejerce en el momento del llenado del producto.

Desventajas:

La desventaja que muestra el diseño conceptual 03, es el alto costo de mantenimiento y transporte además que su uso es exclusivo para empaques valvuleados.

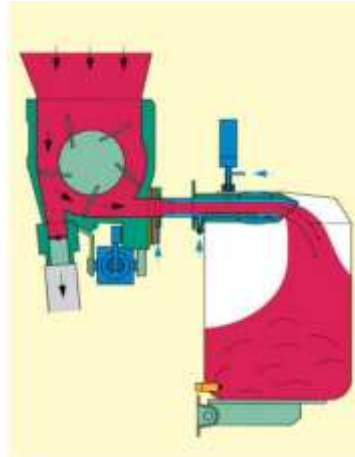


Imagen 188 - Esquema de la Turbina Vertical de la Ensacadora.

Fuente: "Haver & Boeker"

3.2.2 Alternativas de Solución para el Sistema de Jalado.

3.2.2.1 Diseño Conceptual 01.

El diseño conceptual se basa en un mecanismo a que le denominamos pistón neumático - trinquete de doble acción que realiza movimientos de avance y retroceso, cuya función es que al momento del jalado determine la medida del producto y del traslado del empaque lleno desde el sistema de jalado hasta el sistema de corte.

Ventajas:

La ventaja que muestra el diseño conceptual es que el sistema de jalado diseñado es de bajo costo y su mantenimiento como reapriete, lubricación y limpieza lo puede realizar el operario de la máquina.

Desventajas:

Se podría considerar que este sistema neumático dependería mucho del compresor de aire.

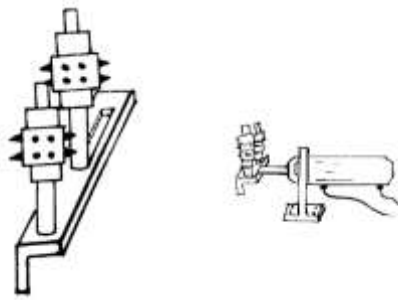


Imagen 199 - Bosquejo del Sistema Pistón Neumático – Trinquete.

Fuente: “Propia”

3.2.3 Alternativas de Solución para el Sistema de Corte.

3.2.3.1 Diseño Conceptual 01.

El diseño conceptual parte de una válvula cuchilla con actuador neumático de doble acción que realiza movimiento de abertura y cierre de flujos. En nuestro diseño utilizaremos la misma función de movimiento para realizar los cortes de los empaques llenos para su posterior almacén o traslado.

Ventajas:

La ventaja que muestra el diseño conceptual es que el sistema de jalado diseñado es de bajo costo y su mantenimiento como reapriete, lubricación y limpieza lo puede realizar el operario de la máquina.

Desventajas:

Se podría considerar que este sistema neumático dependería mucho del compresor de aire.

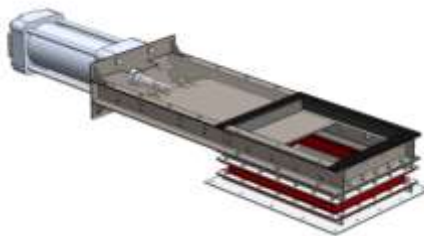


Imagen 20 - Válvula Guillotina..

Fuente: “Propia”

3.2.3.2 Diseño conceptual 02.

El diseño conceptual se basa en la adaptación del mecanismo de excéntrica y seguidor, en este caso utilizaremos el excéntrico que sería el disco de corte, mediante una rueda excéntrica y un eje de giro desplazado llamado alzada respecto al centro del disco, cuya función es transformar el movimiento circular de la excéntrica en movimiento rectilíneo

Ventajas:

La ventaja que muestra el diseño conceptual 02, es que puede ser accionado mediante energía de un motor eléctrico.

Desventajas:

La desventaja es que las cuchillas del plato son más difíciles de afilar, necesita más trabajo de mantenimiento ya que el eje estaría acoplado en rodamientos y éste necesita lubricación y limpieza constante.

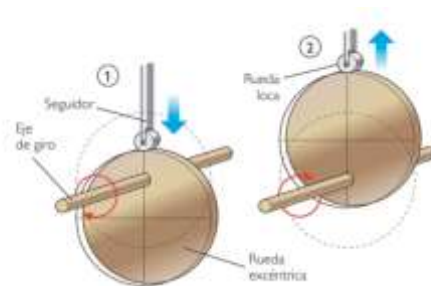


Imagen 21 - Mecanismo de Excéntrica y Seguidor.

Fuente: "<https://blogseym.wordpress.com/2016/11/15/mecanismo-de-excentrica-y-seguidor>"

Tabla 2
Resumen de las alternativas de solución

Alternativas de Solución	Características	Ventajas	Desventajas	
Sistema de Llenado	Diseño Conceptual 1	<ul style="list-style-type: none"> - Máquina controlada por PLC en función a software. - El llenado es por medio de un tornillo sinfín. 	<ul style="list-style-type: none"> - Realiza trabajos de alta y baja velocidad por el software de control. 	<ul style="list-style-type: none"> - Alto costo de adquisición por la tecnología que cuenta la máquina. - Necesidad de personal calificado para el mantenimiento de la máquina.
	Diseño Conceptual 2	<ul style="list-style-type: none"> - Funcionamiento mediante caída por gravedad. - Cuenta con un controlador electrónico para calcular el peso neto de dosificación. 	<ul style="list-style-type: none"> - Máquina fácil de realizar mantenimiento preventivo. - Precio de adquisición bajo en comparación a otras máquinas del mismo rubro. 	<ul style="list-style-type: none"> - Uso exclusivo para empaques grandes.
	Diseño Conceptual 3	<ul style="list-style-type: none"> - Especial para llenado de productos granulados por medio de una turbina vertical. - Cuenta con sensor de movimiento que detecta el peso del producto dosificado. 	<ul style="list-style-type: none"> - Alta presión que ejerce en la dosificación del producto. 	<ul style="list-style-type: none"> - Alto costo de mantenimiento. - Su uso es exclusivo para productos valvuleados.

Fuente: "Propia"





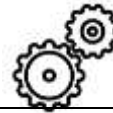
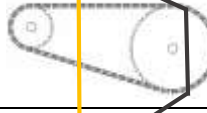
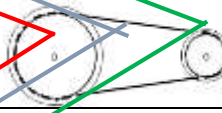

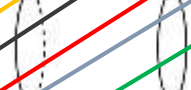

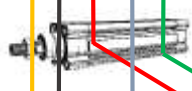










Tabla 2

Resumen de las alternativas de solución (Continuación)

Alternativas de Solución	Características	Ventajas	Desventajas	
Sistema de Jalado	Diseño Conceptual 1	- Mecanismo "Pistón Neumático - Trinquete"	- Bajo costo de fabricación y mantenimiento.	- Dependencia del compresor de aire para accionar la neumática.
Sistema de Corte	Diseño Conceptual 1	- Válvula de cuchilla con actuador neumático de doble acción.	- Aprovechamiento del compresor de aire del sistema de jalado. - Cuchillas planas asequibles en el mercado local o nacional.	- Dependencia del compresor de aire para accionar la neumática.
	Diseño Conceptual 2	- Cuchilla circular adaptado del mecanismo de excéntrica y seguidor	- Accionado mediante un motor eléctrico.	- Las cuchillas del plato circular son más difíciles de afilar. - Trabajo de mantenimiento más frecuentes.

Fuente: "Propia"

3.2.1 Matriz Morfológica.

1	ALIMENTAR	MANUAL 	TRANSPORTADOR 		
2	TIPO DE DOSIFICACIÓN	DOSIFICACIÓN SINFIN HORIZONTAL 	DOSIFICACIÓN VERTICAL 		
3	TRANSMISIÓN FUERZA DOSIFICADOR	ENGRANES 	PIÑÓN CADENA 	FAJA POLEA 	
3	FORMADO Y SELLADO DEL PAPEL	CUBOIDE 	CILINDRICO 		
4	SISTEMA DE JALADO	TRINQUETE 			
5	MOVIMIENTO SISTEMA DE JALADO	PISTÓN NEUMÁTICO 	CILINDRO HIDRÁULICO 		
6	SISTEMA DE CORTE	EXCÉNTRICO 	GUILLOTINA 		
7	MOVIMIENTO SISTEMA DE CORTE	GRAVEDAD 	MOTOR ELÉCTRICO 	PISTÓN NEUMÁTICO 	CILINDRO HIDRÁULICO 
8	SALIDA DEL PRODUCTO	TRANSPORTADOR 	BANDEJA 	RECIPIENTE 	






CONCEPTO DE SOLUCIÓN	TIPO DE LÍNEA
1	
2	
3	
4	
5	

Imagen 22 – Matriz Morfológica y Conceptos de Solución.

Fuente: “Propia”

3.2.2 Conceptos de Solución.

Concepto de Solución 01

Transportador, dosificador sinfín, faja y polea, cilíndrico, trinquete, pistón neumático, guillotina, pistón neumático, transportador.

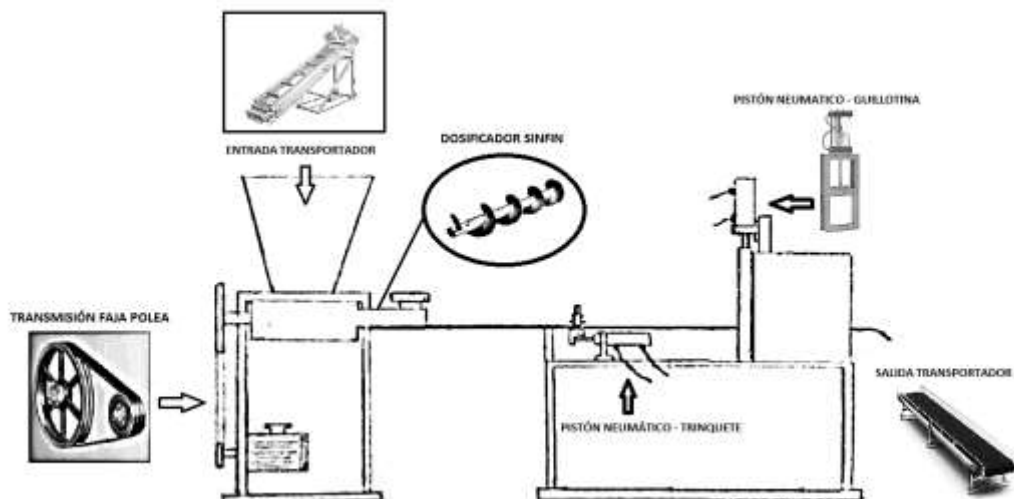


Imagen 23 – Prototipo – Solución 01.

Fuente: “Propia”

Concepto de Solución 02

Transportador, dosificador sinfín, piñón cadena, cilíndrico, trinquete, pistón neumático, excéntrico, motor eléctrico, bandeja.

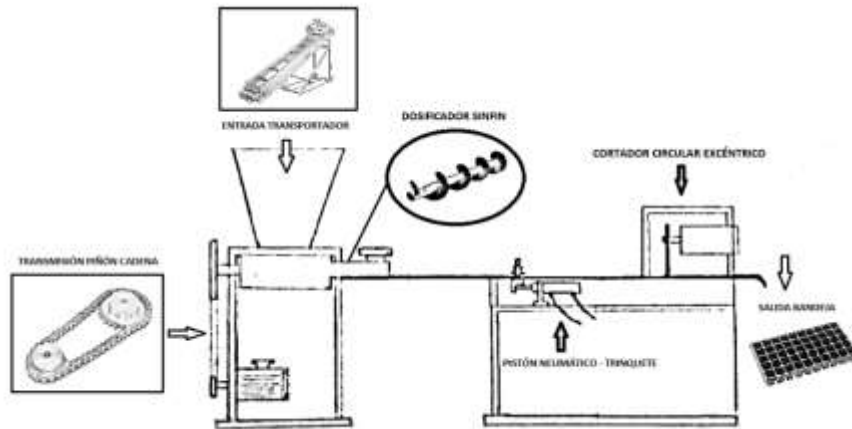


Imagen 24 – Prototipo – Solución 02.

Fuente: “Propia”

Concepto de Solución 03

Manual, dosificador sinfín, faja y polea, cilíndrico, trinquete, pistón neumático, guillotina, pistón neumático, bandeja.

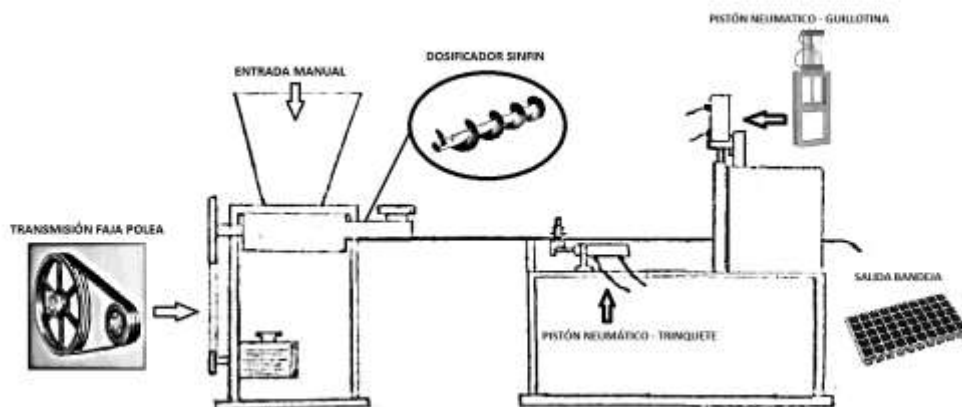


Imagen 25 – Prototipo – Solución 03.

Fuente: “Propia”

Concepto de Solución 04

Manual, dosificador sinfín, faja y polea, cilíndrico, trinquete, pistón neumático, excéntrico, motor eléctrico, recipiente.

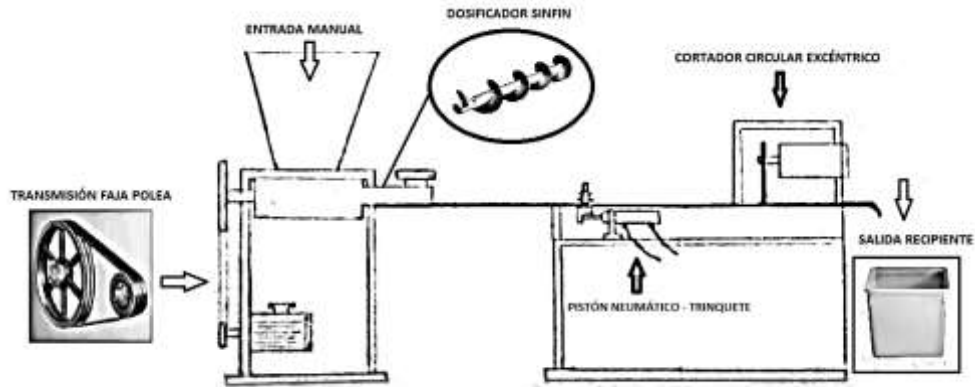


Imagen 26 – Prototipo – Solución 04.

Fuente: “Propia”

Concepto de Solución 05

Manual, dosificador sinfín, piñón y cadena, cilíndrico, trinquete, pistón neumático, excéntrico, motor eléctrico, bandeja.

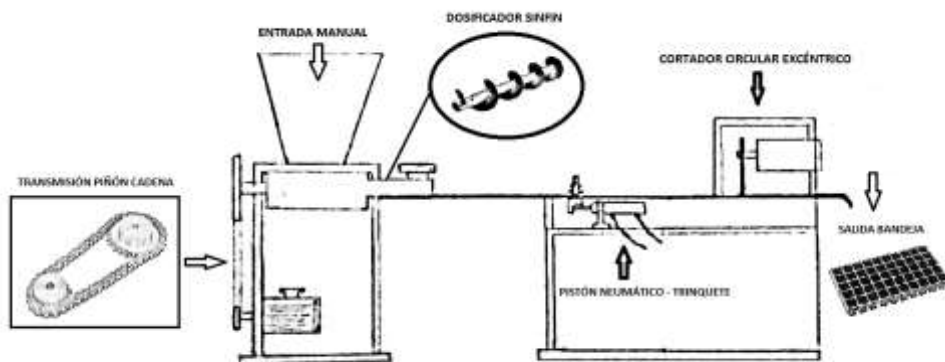


Imagen 27 – Prototipo – Solución 05.

Fuente: “Propia”

3.2.4 Determinación de Criterios Ponderados y Alternativas de Solución.

3.2.4.1 Mantenimiento.

Se consideró un criterio de evaluación ya que el mantenimiento tanto preventivo como correctivo debe ser realizado en el menor tiempo posible.

3.2.4.2 Consumo de Energía.

Se considera para evaluar cuánta energía utilizará la máquina durante su funcionamiento.

3.2.4.3 Tamaño.

Se considera para evaluar las dimensiones de la máquina, además de su transporte.

3.2.4.4 Costo.

Se considera como el criterio más importante, ya que se estimaría la inversión para la construcción de la máquina empacadora de sustrato para la producción de almácigos.

3.2.4.5 Facilidad de Operación.

Se considera para evaluar los procesos en que el operador pueda adaptarse para la manipulación de la máquina como preparación, verificación de la máquina, etc.

3.2.4.6 Seguridad.

Se considera para evaluar las medidas de seguridad que serán atribuidas a la máquina empacadora de sustrato para la producción de almácigos.

Para realizar la selección ponderada, los criterios mencionados se encuentran expresados en la tabla 3. Además, se le agregó una puntuación ponderada de acuerdo a las necesidades de diseño.

Tabla 3
Ponderado de los criterios

Indicadores	
Criterios	Ponderado (%)
Mantenimiento	20
Consumo de Energía	20
Tamaño	10
Costo	30
Facilidad de Operación	10
Seguridad	10
TOTAL	100

Fuente: "Propia"

Para la calificación de los criterios, expresado en la tabla 4 designamos una puntuación del grado de satisfacción para posterior cálculo y obtener una puntuación ponderada a las soluciones de los prototipos donde:

No aceptable (0), poco satisfactorio (1), suficiente (2), satisfactorio (3), muy satisfactorio (4).

En la tabla 5 se le asigna la selección de la óptima alternativa de solución, el cual consiste en la multiplicación de los criterios ponderados con los valores de los grados de satisfacción, arrojando como resultado un valor técnico porcentual.

Tabla 4
Grado de satisfacción

Indicadores	
Grado de satisfacción	Puntuación
No Aceptable	0
Poco Satisfactorio	1
Suficiente	2
Satisfactorio	3
Muy Satisfactorio	4

Fuente: "Propia"

Tabla 5

Selección de alternativa óptima de solución

N. o.	CRITERIO	Ponderado	Solución 1		Solución 2		Solución 3		Solución 4		Solución 5		Solución Ideal	
			P	PP	P	PP	P	PP	P	PP	P	PP	P	PP
1	Mantenimiento	20%	2	0.4	3	0.6	4	0.8	3	0.6	3	0.6	4	0.8
2	Consumo de Energía	20%	2	0.4	2	0.4	4	0.8	3	0.6	3	0.6	4	0.8
3	Tamaño	10%	3	0.3	3	0.3	4	0.4	4	0.4	3	0.3	4	0.4
4	Costo	30%	3	0.9	3	0.9	3	0.9	3	0.9	3	0.9	4	1.2
5	Facilidad de Operación	10%	3	0.3	3	0.3	3	0.3	3	0.3	3	0.3	4	0.4
6	Seguridad	10%	3	0.3	3	0.3	3	0.3	3	0.3	3	0.3	4	0.4
	TOTAL	100%		2.6		2.8		3.5		3.1		3.0		4.0
	Valor Técnico x_1			0.65		0.70		0.88		0.78		0.75		1,00
	Orden			5		4		1		2		3		

Fuente: "Propia"

Entonces concluimos que la solución 03 es el diseño más óptimo, por lo tanto, se tomará como base para realizar los cálculos de diseño correspondiente.

3.3 Diseño paramétrico de Acuerdo a las Cargas aplicadas y Análisis Estructural de las Partes más Críticas de la Máquina.

3.3.1 Diseño del Sistema de llenado

3.3.1.1 Diseño de la Tolva.

Dimensiones de la Tolva: La necesidad de almacenamiento en la tolva es para nuestro diseño es de 100Kg.

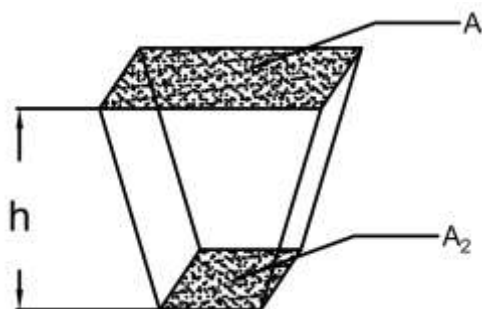


Imagen 28 - Cálculo de Tronco de Pirámide.

Fuente: "Propia"

Cálculo del Volumen:

Con los anteriores resultados obtenidos en el punto 3.3.1, el “Sustrato Ideal” tiene una densidad de 352.5 kg/m³, pero en este caso aplicaremos la densidad de 500 kg/m³ como límite para optimizar nuestro diseño.

La cantidad de sustrato requerida para almacenar en la tolva es de 100 Kg y las áreas 1 y 2 son de 0.5 m² y 0.06m² respectivamente. Entonces para calcular el volumen aplicamos la ecuación 01 y con el resultado obtenido hallaremos la altura de la tolva como se aprecia en la ecuación 02:

$$\rho_{sustrato} = \frac{m}{v} \quad \dots (Ec. 01)$$

$$v = \frac{h}{3} * (A_1 + A_2\sqrt{A_1 * A_2}) \quad \dots (Ec. 02)$$

Se resuelve la ecuación 01 obteniendo un resultado “v” de 0.2m³ y de esta manera con el volumen obtenido se resuelve la ecuación 02 para obtener el valor de la altura “h”, resultando un valor de 1.18m.

Entonces concluimos con las dimensiones de la Tolva del almacenamiento como muestra la tabla 6 y las dimensiones en vista lateral como muestra la imagen 21:

Tabla 6

Dimensiones de la Tolva

Dimensiones (m)	
BASE INFERIOR	1m x 0.5m
BASE SUPERIOR	0.2m x 0.3m
ALTURA	1.18m

Fuente: “Propia”

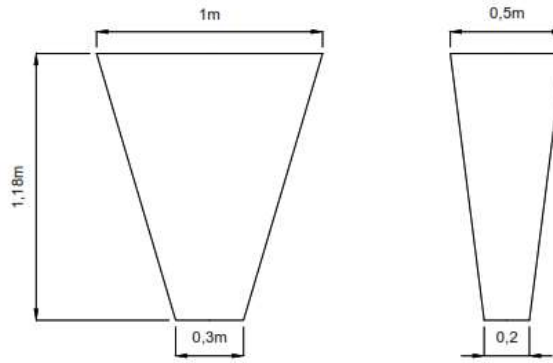


Imagen 29 - Dimensiones de la Tolva.

Fuente: “Propia”

3.3.1.2 Cálculo de Presión de la Tolva:

Para el cálculo de la presión vertical de la tolva, utilizaremos la densidad del sustrato de 500 kg/m^3 , mayor al “Sustrato Ideal” para obtener un óptimo diseño en la ecuación 03.

$$P_v = \frac{\delta * A_1}{U * \mu * K_j} \left[1 - e^{(-h * K_j * \frac{\mu * U}{A_1})} \right] \quad \dots \text{(Ec. 03)}$$

Donde:

Densidad del sustrato (δ)	:	$500 \text{ kg/m}^3, 4.91 \text{ KN/m}^3$
Ángulo de rozamiento (ϕ_w)	:	$27^\circ, 38^\circ$
Ángulo de rozamiento Interno (ϕ_i)	:	30°
Gravedad	:	9.81 m/s^2
Coefficiente de rozamiento (μ)	:	0.4
Perímetro superior de la tolva (U)	:	3m

$$k_j = \frac{(1 - \text{sen}\phi_1)}{(1 + \text{sen}\phi_1)} \tan\phi_w \quad \dots \text{(Ec. 04)}$$

Por otro lado, de la ecuación 04 se realiza el cálculo de la constante de Janssen (k_j), para determinar los esfuerzos de las paredes de la tolva, en este caso el valor del ángulo de rozamiento “ $\tan\phi_w$ ” es de 27° y 38° respectivamente, tomando el valor mayor

de los resultados de la constante obtenemos como resultado “ k_j ” de 0.26. para más detalle se puede ver en el ANEXO 1.

Entonces reemplazando los valores obtenidos en la ecuación 03, obtenemos la presión vertical de la tolva “ P_v ” de 4.08 kN/m².

Con el valor de la presión vertical, se realizará el cálculo de la presión horizontal como se muestra en la ecuación 05, obteniendo un resultado de “ P_h ” de 1.06 kN/m².

$$P_h = K_j * P_v \quad \dots (Ec. 05)$$

Para efectuar el cálculo de la presión normal de la tolva (P_n), se tomará las medidas de las paredes de mayor área de la tolva y mediante el uso de AutoCAD como muestra en la imagen 22, se determina el valor de inclinación “ α ” con un valor de 17°, longitud de la pared de la tolva “ l_n ” con un valor de 1.23m.

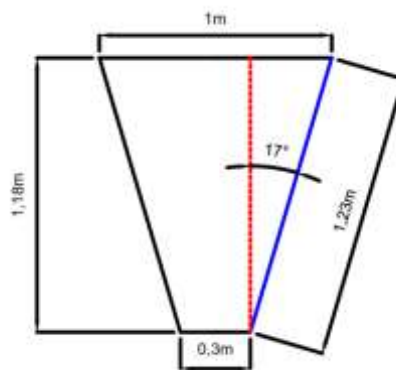


Imagen 30 - Dimensiones de la Tolva para Cálculos de Presión Normal Utilizando AutoCAD.

Fuente: “Propia”

$$P_n = P_{n3} + P_{n2} + \left(P_{n1} - P_{n2} * \frac{x}{l_n} \right) \quad \dots (Ec. 06)$$

Donde:

$$x = \frac{l_n}{2} \quad \dots (Ec. 07)$$

$$P_{n1} = P_v (1.2 (\cos \alpha)^2 + 1.5 (\sen \alpha)^2) \quad \dots (Ec. 08)$$

$$P_{n2} = 1.2 * P_v * (\cos \alpha)^2 \quad \dots (Ec. 09)$$

$$P_{n3} = 3 \frac{A_1 * \delta * K_j}{U * \sqrt{\mu}} \quad \dots (Ec. 10)$$

Para hallar la presión normal de la tolva, se tiene que resolver las ecuaciones 07,08,09 y 10 para obtener los valores “x” de 0.615m, “ P_{n1} ” de 5.01 kN/m², “ P_{n2} ” de 4.48 kN/m² y “ P_{n3} ” de 1.01 kN/m² respectivamente.

Por lo tanto, con los valores obtenidos en las ecuaciones 07,08,09 y 10 reemplazaremos en la ecuación 06 obteniendo el resultado “ P_n ” es de 8.26 kN/m². Para más detalle ver el anexo 1.6.

3.3.1.3 Selección del Material de la Tolva:

La selección del material de la tolva implica el análisis de las propiedades físicas el cual será sometida al trabajo que realice, para ello se realizará el cálculo del momento flector para elegir el tipo de material dependiendo de la fluencia del mismo como se muestra en la ecuación 11.

$$M_f = \varphi * p * a_{eq}^2 b_{eq} \quad \dots (Ec. 11)$$

$$a_{eq} = \frac{2a_2(2a_1 + 2a_2)}{3(a_1 + a_2)} \quad \dots (Ec. 12)$$

$$b_{eq} = h - \frac{a_2(a_2 - a_1)}{6(a_1 + a_2)} \quad \dots (Ec. 13)$$

Donde:

- A_{eq} y b_{eq} : Son las medidas cortas y largas de la pared de la tolva.
- P : Presión media
- φ : Relación de lados tabulados.

Primero se hallará las medidas cortas y largas de la tolva como muestra la ecuación 12 y 13 (a_{eq} , b_{eq}) mediante la Idealización de las paredes trapezoidales como muestra la imagen 23, los datos de las paredes trapezoidales, son equivalentes a los valores de la

tabla 06, arrojando los valores “ a_{eq} ” de 1.33 m y “ b_{eq} ” de 1.09m. Para más detalle ver el anexo 1.7.

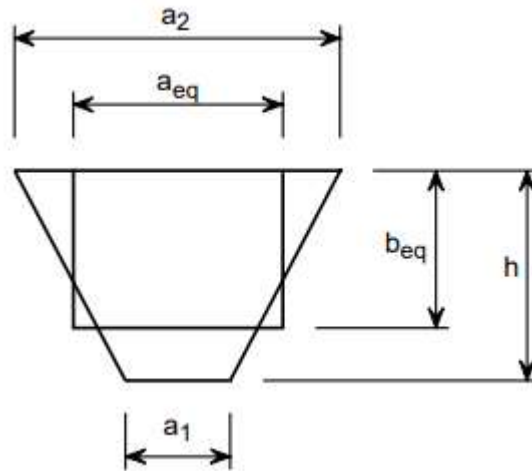


Imagen 31 - Idealización de Paredes Trapezoidales.

Fuente: “Instituto Técnico de la Estructura en Acero -Tomo19, pag.45”

Tabulando en Excel se halla la presión normal media, reemplazando “ x ” de la ecuación 06, el cual la media aritmética de la tabulación da un resultado de 8.49 KN/m², como se muestra en la tabla A-1.

Tabla 7

Presión normal media en las paredes de la tolva

x (m)	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	1
Presión Normal (KN/m ²)	10.13	9.77	9.40	9.04	8.67	8.31	7.95	7.58	7.22	6.85
Presión Normal Media	8.49 KN/m ²									

Fuente: “Propia”

La relación de los lados de las paredes de la tolva con bordes fijos se obtiene de la tabla 8 del Instituto Técnico de la Estructura en Acero, calculando “ b_{eq}/a_{eq} ” igual a 1.23m mediante la tabulación elegimos el valor superior más cercado de 1.25 para obtener el valor φ :

Tabla 8

Relación de los lados de las paredes de la tolva con bordes fijos

beq/aeq (m)	1	1.25	1.5	1.75	2	>2.5
φ	0.0513	0.0665	0.0757	0.0817	0.0829	0.0833

Fuente: “Instituto Técnico de la Estructura en Acero -Tomo19, pag.45”

Entonces con los valores obtenidos se realiza la solución de la ecuación 11, dando un valor de “ M_f ” igual a 1.09 kN.m². Por lo tanto, seleccionamos una plancha comercial Aceros Arequipa ATSM A36 cuyo límite de fluencia mínimo es de 2,110 kg/cm² – 3,510 kg/cm²

3.3.1.4 Cálculo de Espesor del Material de la Tolva:

El espesor del material de la tolva depende del momento flector ya que mismo como se muestra en la ecuación 11.

$$e^2 = \frac{6 * M_f}{\sigma_{f(mat)}} \quad \dots (Ec. 14)$$

$$\sigma_{f(mat)} = \sigma_{t(mat)} * n \quad \dots (Ec. 15)$$

Donde:

$\sigma_{f(mat)}$: Resistencia a la flexión del material.

La resistencia a la Flexión del material es el producto del material elegido por el factor de seguridad. El factor de seguridad será de 3, debido a que el diseño está en base a las especificaciones del Instituto Técnico de la Estructura en Acero. Entonces la ecuación 15 el valor de “ $\sigma_{f(mat)}$ ” es de 1’032,993 kN/m² y reemplazando los valores en la ecuación 14, el espesor “ e ” es de 2.52mm. Para más detalle, ver anexo 1.8.

Por lo tanto, con el espesor obtenido se elige el valor cercano superior, entonces se utilizará la plancha de acero ASTM A36 de 2.8 mm comercial – Aceros Arequipa (Ver tabla A-1).

En la imagen 24 se observa que, a la tolva de almacenamiento diseñada, se le aplica el análisis estático usando el programa Solidworks, concluyendo que nuestro diseño si cumple con los parámetros requeridos.

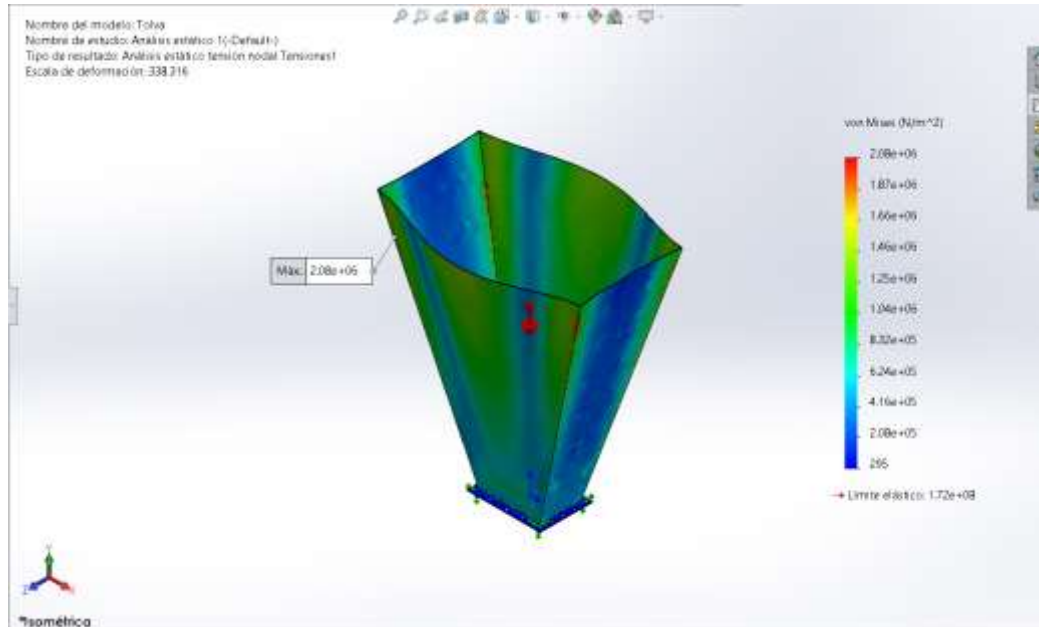


Imagen 32 - Análisis Estático a la Tolva de Almacenamiento

Fuente: "Propia"

3.3.1.5 Diseño de la Boquilla de Dosificación.

Para el diseño seleccionaremos un tubo redondo ISO 65, cuya función es la conducción de fluidos a alta presión, la medida a utilizar es de 73mm de diámetro exterior y con un espesor de 3mm y la longitud que utilizaremos es de 40cm. Además, cabe resaltar que la carga aplicada a la boquilla de dosificación es despreciable, para más detalle ver la imagen A-2.

3.3.1.6 Diseño del Transportador Sin Fin.

Para el diseño del transportador sin fin debemos tener en cuenta el diámetro interior de la boquilla (en este caso 67mm) con la finalidad de diseñar con la holgura correspondiente.

El empaque a llenar en nuestro diseño, es de forma cilíndrica, tiene un diámetro de 2 ½ pulgadas o 7.3 cm, longitud de 10cm y con la densidad de la tierra hallaremos con la ecuación 16 el volumen “v” de 418.54 cm³ y con la ecuación 17 la masa total del empaque “masa empaque” de 0.21 kg que es un dato para el diseño de nuestro transportador sin fin.

$$v = \pi * \left(\frac{d}{2}\right)^2 * h \quad \dots (Ec. 16)$$

$$masa_{empaque} = \rho_{sustrato} * v \quad \dots (Ec. 17)$$

Selección de Espiras y Paso de Transportador:

Para nuestro diseño, las espiras del transportador sin fin, debe tener 5mm de holgura para evitar rozamiento con la boquilla de dosificación. (Martin Screw Conveyor, 2013). En este caso nuestro transportador sin fin tiene un diámetro de 62mm.

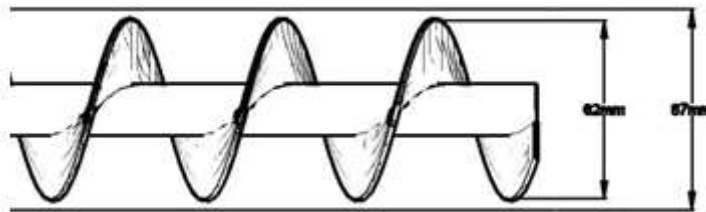


Imagen 33 - Esquema de transportador y boquilla de dosificación.

Paso del transportador Sinfín (S):

Nuestro transportador sinfín es de paso estándar, adecuado para el transporte de diversos materiales en todo tipo de aplicaciones convencionales, en este caso el diámetro de nuestro transportador sin fin es igual al paso. (Martin Screw Conveyor, 2013)

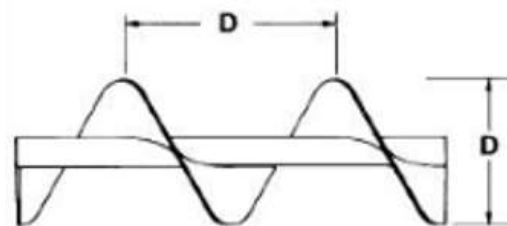


Imagen 34 - Diámetro y Paso del Transportador Sin Fin.

Fuente: "Martin Screw Conveyor de México, Sección H-77"

$$d = S = 63.5mm$$

Velocidad del transportador Sin Fin:

El llenado de nuestro empaque a diseñar debe ser entre 1s – 2s, y el empaque lleno tiene un peso total de 210 gr, y con la ecuación 18 calcularemos los rpm necesarios para nuestro transportador sin fin.

En una hora de trabajo, se estima lo siguiente:

$$Q = \frac{210gr}{s} * \frac{3600s}{1h} = 0.756 \frac{Tm}{h}$$

$$Q = 60 * At * S * N * cF * \rho_{sustrato} * \alpha \quad \dots (Ec. 18)$$

Donde:

At	:	Área transversal del transportador
S	:	Paso del transportador
N	:	Velocidad (rpm)
cF	:	Constante de llenado
$\rho_{sustrato}$:	Densidad del sustrato (Ton/m ³)
α	:	Inclinación de Transporte (Utilizar 1)

Entonces con el desarrollo de la ecuación 18, los rpm requeridos "N" es de 356.79 rpm. Pero cabe señalar que nuestro sistema de poleas será de 3 a 1 y la velocidad del motor a utilizar es de 1070.37 rpm.

Potencia Total Requerida (Hp):

$$Hp = \frac{(Hp_f + Hp_m + Hp_i) * f_0}{eft} \quad \dots (Ec. 19)$$

$$Hp_f = \frac{fd * fb * L * N}{1'000,000} \dots (Ec. 20)$$

$$Hp_m = \frac{ff * fp * L * fm * \rho_{sustrato} * Q}{1'000,000} \dots (Ec. 21)$$

$$Hp_f + Hp_m \dots (Ec. 22)$$

Donde:

- Hp_f : Potencia necesaria al operar al vacío.
 Hp_m : Potencia necesaria al operar de forma horizontal
 Hp_i : Potencia necesaria al operar de forma inclinada ($Hp_i = 0$)

Para el cálculo de las potencias, los valores de los factores se extraen del Gran Catálogo 4000 de Martin, ver tablas del ANEXO 3, donde:

- fd : Factor de diámetro
 fb : Factor del rodamiento
 ff : Factor de la hélice
 L : Longitud (ft)
 fm : Factor del material
 $\rho_{sustrato}$: Densidad del sustrato (lb/ft³)
 f_o : Factor de sobrecarga.
 eft : Eficiencia de transmisión
 fp : Factor de paletas
 N : Velocidad del transportador
 Q : Capacidad máxima de transporte

Calculando la ecuación 20 obtenemos el resultado de “ hp_f ” de 0.01, la ecuación 21 el valor “ hp_m ” de 0.15 y la ecuación 22 el factor de sobrecarga “ f_o ” de 0.16. Cotejando con la tabla A3-5, el factor de sobrecarga es de 1.75.

$$T = \frac{hp(63025)}{N} \dots (Ec. 23)$$

Con los valores obtenidos se calcula la ecuación 19 obteniendo la potencia “Hp” de 0.32 hp. El torque necesario para nuestro diseño, mostrado en la ecuación 23, nos da como resultado “T” de 56.53 N.m.

3.3.1.7 Cálculo del Diámetro del Eje del Transportador Sin fin.

Solución de análisis estático para el eje del transportador sinfín:

Para realizar el análisis tenemos como datos que el esfuerzo por flexión “ $M_{m\acute{a}x}$ ” es de 85.96 N.m y el esfuerzo por torsión “ τ ” es de 56.53 N.m, obtenidos del ANEXO 4.1. Para determinar el diámetro de nuestro eje, se seleccionó el acero AISI-SAE 1020 estirado en frío (ANEXO 5.1), obteniendo los datos siguientes:

Datos:

Resistencia a la tracción (S_{ut})	:	440 MPa
Límite de fluencia (S_y)	:	370 MPa

Como primer paso calcularemos el diámetro teórico mediante la ecuación 24, arrojando un valor “d” de 15.99 mm.

$$d = \sqrt[6]{\left(\frac{F \cdot S}{S_y}\right)^2 \left(\left(\frac{32 M_{m\acute{a}x}}{\pi}\right)^2 + 3 \left(\frac{16 \tau_{max}}{\pi}\right)^2 \right)} \dots (Ec. 24)$$

Con el diámetro teórico obtenido, se desarrollará la ecuación 25 y 26 para determinar el esfuerzo por flexión y torsión con la finalidad de aplicar la ecuación del esfuerzo de Von Mises expresado en la ecuación 27.

$$\sigma_f = \frac{32 M_{m\acute{a}x}}{\pi d^3} \dots (Ec. 25)$$

$$\tau = \frac{T_{m\acute{a}x} \left(\frac{d}{2}\right)}{I} = \frac{16 \tau_{max}}{\pi d^3} \dots (Ec. 26)$$

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_f^2 + 3\tau^2} \dots (Ec. 27)$$

La finalidad de calcular el esfuerzo de Von Mises es analizar las distorsiones que pueden poseer los materiales al ser sometidos a diferentes cargas obteniendo un valor “ σ ” de 246.67 MPa. Una vez obtenido el esfuerzo hallaremos el factor de seguridad mostrado en la ecuación 28, obteniendo el valor de “ $F.S$ ” de 1.5.

$$F.S = \frac{S_y}{\sigma'} \dots (Ec. 28)$$

Cálculo del diámetro mínimo

Para el cálculo del diámetro mínimo del eje se utilizará la ecuación **ED-GOODMAN**, ecuación 29, basada en el libro de diseño en ingeniería mecánica de Shigley.

En donde:

$$T_a = M_m = 0$$

$$d = \left\{ \frac{16n}{\pi} \left[4 \left(\frac{K_f M_a}{S_e} \right)^2 + 3 \left(\frac{K_{fs} T_m}{S_y} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3} \dots (Ec. 29)$$

Como primer paso se procede a calcular los factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga S_e a través de la ecuación de Marín, expresado en la ecuación 30 donde:

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S'_e \dots (Ec. 30)$$

Procedemos a calcular el límite de resistencia a la fatiga, factores que modifican el límite a la fatiga propuesto por Joseph Marín, donde nos arroja el valor “ S'_e ” de 220 MPa.

$$S'_e = 0.5 \times S_{ut} \dots (Ec. 31)$$

Según el diseño, el eje a diseñar, se está asumiendo un perfil redondo sólido de las siguientes dimensiones; 65 cm de longitud y 16mm redondeado del diámetro teórico obtenido de la ecuación 24. A continuación, se procederá el cálculo de los factores que modifican el Límite de resistencia a la fatiga.

Factor de modificación de la condición superficial (k_a):

$$k_a = aS_{ut}^b \dots (Ec. 32)$$

Factor de modificación del tamaño (k_b):

$$k_b = 1.24d^{-0.107} \dots (Ec. 33)$$

Utilizando las imágenes del anexo (Imagen A6-3, A6-4) calculamos los valores, obteniendo el “ k_a ” de 0.90 y “ k_b ” de 0.92 respectivamente.

Factor de modificación de la carga (k_c):

Según a las cargas a la cual estará sometido el eje, consideramos un “ k_c ” = 0.59, debido a que el diseño del eje es conservador. (Imagen A6-5).

Factor de modificación de temperatura (k_d):

Se opta por considerar un “ k_d ” = 1, ya que nuestro eje trabajará a temperatura de ambiente. (Imagen A6-6).

Factor de confiabilidad (k_e):

Se opta por considerar por una confiabilidad de diseño de 90%, “ k_e ” = 0.897. (Imagen A6-7).

Factor de concentración (K_f , K_{fs}):

Para calcular los valores del esfuerzo medio y alternante respectivamente, consideramos y valor $r = 2mm$ (radio de muesca) y el eje rodado con filete en el hombro por flexión, se muestran a continuación las ecuaciones 34 y 35.

$$K_f = 1 + q(K_t - 1) \dots (Ec. 34)$$

$$K_{fs} = 1 + q_{cortante}(K_{ts} - 1) \dots (Ec. 35)$$

Donde:

K_f	:	Factor de concentración de esfuerzo flector.
K_{fs}	:	Factor de concentración de esfuerzos torsor.
K_t	:	Constante de flexión.
K_{ts}	:	Constante de torsión.
q	:	Sensibilidad a la muesca (flexión)
$q_{cortante}$:	Sensibilidad a la muesca (torsión)

El diámetro es $D = 16$ mm y el interior $d = 14$ mm, entonces los valores “ q ” y “ $q_{cortante}$ ” son 0.75 y 0.95 respectivamente (ver imagen A6 – 10, A6 - 11) y los valores de “ k_t ” y “ k_{ts} ” son 1.7 y 1.48 respectivamente (ver imagen A6 – 8, A6 - 9). Por lo tanto, los resultados de la ecuación 34 y 35 es “ K_f ” de 1.53 y “ K_{fs} ” de 1.36.

Con los valores obtenidos, se reemplazan en la ecuación 30 para obtener un valor de “ S_e ” de 147.09 MPa.

Luego se aplica la ecuación 36 y 37 para determinar el momento alternante y torque medio que está sujeto el eje del transportador sin fin, dando como resultado “ M_a ” de 42.98 N.m y “ T_m ” de 28.27 N.m.

$$M_a = \frac{M_{max} + M_{min}}{2} \dots (Ec. 36)$$

$$T_m = \frac{T_{max} + T_{min}}{2} \dots (Ec. 37)$$

Por ende, se resuelve la ecuación 29 para obtener el diámetro requerido para nuestro eje del transportador sin fin, arrojando un valor “ d ” de 19.08 mm.

Conclusión:

Para el eje del transportador sin fin, el acero AISI-SAE 1020 cumple con las necesidades de diseño y se utilizará con la dimensión de 20 mm de diámetro comercial.

3.3.1.8 Cálculo del Diámetro del Eje de transmisión.

Solución de análisis estático para el eje de transmisión:

Para realizar el análisis tenemos como datos que el esfuerzo por flexión " M_{max} " es de 7.62 N.m y el esfuerzo por torsión " τ " es de 56.53 N.m, obtenidos del ANEXO 4.2. Para determinar el diámetro de nuestro eje, se seleccionó el acero SAE 316 estirado en frío (ANEXO 5.2), obteniendo los datos siguientes:

Datos:

Resistencia a la tracción (S_{ut})	:	481 MPa
Límite de fluencia (S_y)	:	176 MPa

Como primer paso calcularemos el diámetro teórico mediante la ecuación 24, arrojando un valor " d " de 16.26 mm.

Con el diámetro teórico obtenido, se desarrollará la ecuación 25 y 26 para determinar el esfuerzo por flexión y torsión con la finalidad de aplicar la ecuación del esfuerzo de Von Mises expresado en la ecuación 27 obteniendo un valor " σ " de 117.33 MPa. Una vez obtenido el esfuerzo hallaremos el factor de seguridad mostrado en la ecuación 28, obteniendo el valor de " $F.S$ " de 1.5.

Cálculo del diámetro mínimo.

Procedemos a calcular el límite de resistencia a la fatiga, de la ecuación 31 se obtiene el valor " S'_e " de 240.5 MPa.

Según el diseño, el eje a diseñar, se está asumiendo un perfil redondo sólido de las siguientes dimensiones; 40 cm de longitud y 17 mm redondeado del diámetro teórico obtenido ($d = 16.26 \text{ mm}$). A continuación, se procederá el cálculo de los factores que modifican el Límite de resistencia a la fatiga.

Factor de modificación de la condición superficial (k_a) y Factor de modificación del tamaño (k_b):

Utilizando las imágenes del anexo (Imagen A6-3, A6-4) calculamos los valores de k_a y k_b de las ecuaciones 32 y 33, obteniendo el “ k_a ” de 0.88 y “ k_b ” de 0.92 respectivamente.

Factor de modificación de la carga (k_c):

El valor de “ k_c ” = 0.59, debido a que el diseño del eje es conservador. (Imagen A6-5).

Factor de modificación de temperatura (k_d):

Se considera “ k_d ” = 1, ya que nuestro eje trabajará a temperatura de ambiente. (Imagen A6-6).

Factor de confiabilidad (k_e):

La confiabilidad de diseño es de 90%, “ k_e ” = 0.897. (Imagen A6-7).

Factor de concentración (K_f , K_{fs}):

Para calcular los valores del esfuerzo medio y alternante respectivamente, consideramos un valor $r = 2\text{mm}$ (radio de muesca) y el eje rodado con filete en el hombro por flexión, se muestran a continuación las ecuaciones 34 y 35.

El diámetro es $D = 17\text{ mm}$ y el interior $d = 15\text{mm}$, entonces los valores “ q ” y “ $q_{corriente}$ ” son 0.75 y 0.95 respectivamente (ver imagen A6 – 10, A6 - 11) y los valores de “ k_r ” y “ k_{rs} ” son 1.7 y 1.48 respectivamente (ver imagen A6 – 8, A6 - 9). Por lo tanto, los resultados de la ecuación 34 y 35 es “ K_f ” de 1.53 y “ K_{fs} ” de 1.36.

Con los valores obtenidos, se reemplazan en la ecuación 30 para obtener un valor de “ S_e ” de 156.03 MPa.

Luego se aplica la ecuación 36 y 37 para determinar el momento alternante y torque medio que está sujeto el eje del transportador sin fin, dando como resultado “ M_a ” de 3.81 N.m y “ T_m ” de 28.27 N.m.

Por ende, se resuelve la ecuación 29 para obtener el diámetro requerido para nuestro eje del transportador sin fin, arrojando un valor “ d ” de 14.33 mm.

Conclusión:

Para el eje del transportador sin fin, el acero SAE 316 cumple con las necesidades de diseño, pero cabe señalar que el diámetro del eje de transmisión es menor que el diámetro del eje del transportador sin fin (20mm), y por factores de diseño utilizaremos un eje de mayor diámetro, ya que el eje del transportador sin fin se aloja dentro del eje de transmisión, utilizando así un diámetro de 31.75 mm o 1 ¼ pulgadas con la finalidad de seleccionar rodamientos comerciales adecuados para nuestro dosificador.

Tabla 9

Resumen de los cálculos de diámetros de los ejes de transportador y transmisión

Características	Valores de los Ejes		
	Sin Fin	Transmisión	Unidad
Material	AISI 1020	SAE 316	
Longitud	650	300	mm
M_{\max}	85.96	7.62	N.m
τ_{\max}	56.53	56.53	N.m
Límite de fluencia (S_y) (tabla)	370	176	Mpa
Resistencia a la tracción (S_{ut}) (tabla)	440	481	Mpa
F.S Asumido	1.5	1.5	
Diámetro teórico (d)	15.99	16.26	mm
Esfuerzo por flexión	214.34	18.05	MPa
Esfuerzo por torsión	70.48	66.94	MPa
Esfuerzo Von Mises	246.67	117.33	MPa
Factor de seguridad	1.5	1.5	
Diámetro asumido	16	17	mm

Fuente: "Propia"

Tabla 9

Resumen de los cálculos de diámetros de los ejes de transportador y transmisión.(continuación)

Características	Valores de los Ejes		Unidad
	Sin Fin	Transmisión	
Se, Se', factores de Marín			
k_a	0.9	0.88	Superficie
k_b	0.92	0.92	Tamaño
k_c	0.59	0.59	Conservador (Torsión)
k_d	1	1	T°
k_e	0.897	0.897	
S'_e	220	240.5	Mpa
S_e	147.09	156.03	Mpa
k_t	1.7	1.7	
k_{ts}	1.48	1.48	
q	0.75	0.75	
$q_{cortante}$	0.95	0.95	
k_f	1.53	1.53	
k_{fs}	1.36	1.36	
Momento alternante (M_a)	42.98	3.81	N.m
Torque medio (T_m)	28.27	28.27	N.m
Diámetro del eje sin fin	19.08	14.33	mm
Diámetro comercial	20	31.75	mm

Fuente: "Propia"

3.3.1.9 Selección de Rodamientos Para el Eje de Transmisión Sin fin.

Para la selección de rodamientos para nuestro eje de transmisión sin fin, se ha aplicado el cálculo de selección del catálogo de SKF, donde el fabricante muestra tablas las características y dimensiones para realizar cálculos de selección.

En este caso seleccionaremos el modelo UCP 207-20, que se define como <<soportes de pie con rodamiento de bolas, que consta de un rodamiento de inserción montado en un soporte y que puede atornillarse a una superficie de apoyo>> (SKF, 2019). En el ANEXO A7 – 1 se extraen los datos del rodamiento señalados por el fabricante.

Datos:

Carga rodamiento 01 (P_1) : 323.04 N

Carga rodamiento 02 (P_2)	:	348.05 N
Diámetro del eje (d)	:	31.75 mm
Diámetro exterior rodamiento (D)	:	46.8 mm
Carga dinámica básica (C)	:	25.5 kN
Carga estática básica (C_0)	:	15.3 kN
Carga límite de fatiga (P_u)	:	0.655 kN
Temperatura (T°)	:	40°C

Lubricación:

Para realizar el cálculo, resolvemos la ecuación 38, que obtiene el valor “ dm ” de 39.28 y con el resultado se realiza la intersección los rpm requeridos obtenidos de la ecuación 18 ($N=356.79$ rpm) en la tabla obtener la viscosidad nominal. En la tabla del ANEXO A7- 3, obtenemos la viscosidad nominal cuyo valor es “ ν_l ” de 45 mm²/s.

Para obtener el tipo de lubricante de rodamiento a utilizar se coteja la viscosidad nominal con la temperatura de trabajo del rodamiento (temperatura ambiente de 30°C), el cual se utiliza la tabla del ANEXO A7 – 2, obteniendo que el tipo de lubricante a utilizar es un aceite ISO VG32

$$dm = 0.5(d + D) \dots (Ec. 38)$$

Vida Nominal Básica (Li_{oh}):

Se podría definir como el tiempo de vida ideal que tiene el rodamiento para el trabajo que realice, se expresa mediante la ecuación 39.

$$Li_{oh} = \left(\frac{10^6}{60n} \right) \left(\frac{C}{P} \right)^2 \dots (Ec. 39)$$

Para el rodamiento 01 se obtiene una vida nominal básica “ Li_{oh1} ” de 22’370,953.72 horas y para el rodamiento 02 la vida nominal básica “ Li_{oh2} ” es de 18’370,953.72 horas.

Condiciones de Lubricación:

La viscosidad real (V), para los rodamientos R₁ y R₂ se obtiene de la tabla del ANEXO A7 - 4 comparando el grado de viscosidad del aceite ISO VG32, obtenemos un valor de 32 mm²/s, el cual en la ecuación 40 se obtiene una constante “k” de 0.71.

$$k = \frac{V}{V_1} \dots (Ec. 40)$$

Factor de Contaminación (n_c):

El factor de contaminación se obtiene de la tabla del ANEXO A7 - 5 donde se compara las condiciones de uso del rodamiento con el valor de “dm”. En este caso para los rodamientos R₁ y R₂, el factor es 0.2.

Factor a_{SKF}:

Para hallar el factor a_{SKF}, se tiene que dirigir a la tabla del ANEXO A7 - 6 donde el valor en el eje “x” comprende la ecuación 41:

$$n_c * \frac{P_u}{P} \dots (Ec. 41)$$

Reemplazando los valores, para el rodamiento 01 tenemos el valor de 0.41 y para el rodamiento 02 el valor es de 0.38

Entonces comparando para los rodamientos R₁ y R₂, el factor a_{SKF} es 9 y 8.5 respectivamente.

Vida Nominal SKF:

La vida nominal es el tiempo real de duración en que el rodamiento estará sometido al trabajo que realice, esta expresado mediante la ecuación 42.

$$L_{i_{ohmh}} = a_{SKF} * L_{i_{oh}} \dots (Ec. 42)$$

Para el rodamiento 01, obtenemos una vida nominal de 22'976,703.11 horas y para el rodamiento 02 la vida nominal es de 15'615,310.66 horas. Además, cabe señalar

que las horas de vida útil de los rodamientos R_1 y R_2 , sobrepasan lo permisible ($>1'000,000$ horas), pero la ventaja es que se podría utilizar rodamiento del mismo tipo, pero de marcas alternativas.

Tabla 10

Resumen de los cálculos de selección de Rodamientos utilizando el catálogo SKF.

Características	Rodamiento 1	Rodamiento 2	Unidad
Carga (P)	323.04	348.05	N
Temperatura	40	40	°C
Modelo	UCP 207-20	UCP 207-20	
d	31.75	31.75	mm
D	46.8	46.8	mm
n	356.79	356.79	rpm
Contaminación	Típica	Típica	
Capacidad de carga dinámica básica (C)	25.50	25.50	kN
Capacidad de carga estática básica (C_0)	15.30	15.30	kN
Carga de límite de fatiga (P_u)	0.66	0.66	kN
dm	39.28	39.28	
Viscosidad nominal (V_1)	45	45	mm ² /s
Lubricante	ISO VG32	ISO VG32	
Vida nominal básica (L_{10h})	22976703	18370954	h
Viscosidad real (V)	32	32	mm ² /s
Condiciones de Lubricación (K)	0.71	0.71	
Factor de contaminación (n_c)	0.20	0.20	
x ($= n_c * P_u / P$)	0.41	0.38	
Factor askf	9	0.85	
Vida Nominal SKF ($L_{10h_{mh}}$)	206790328	15615311	h

Fuente : "Propia"

3.3.1.10 Selección del Perfil de Poleas y Bandas del Sistema de Dosificación.

Para la selección del tipo de perfil de poleas y bandas para nuestro sistema de dosificación, tenemos los siguientes datos:

Marca : Weg
 Potencia del motor : 1 hp / 0.75 kW
 RPM : 1130
 Factor de Servicio : 1.15
 Diámetro de polea motriz (d_1) : 4" / 101.6 mm
 Diámetro de polea accionada (d_2) : 12" / 304.8 mm

Aplicamos el cuadro selección del tipo de polea y banda que necesitaremos para nuestro sistema de dosificación (Imagen 35), el cual para la velocidad de 1130rpm y 0.75kW de Potencia, seleccionamos el "Tipo A"

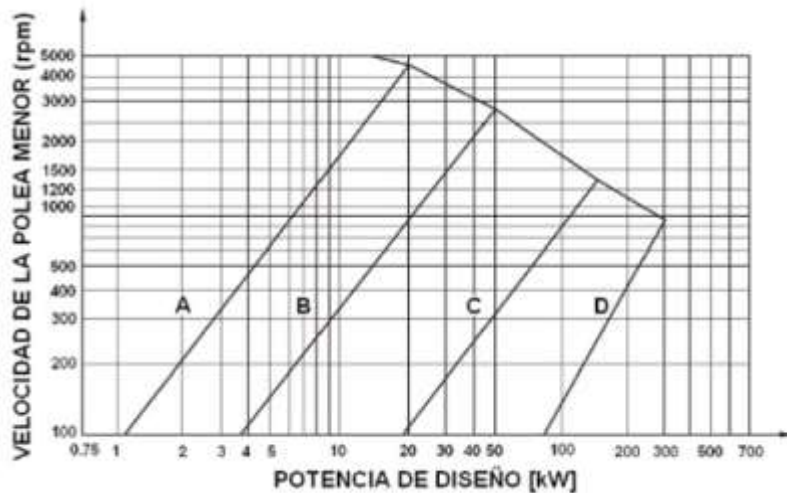


Imagen 35 - Recomendaciones de Selección de Perfil en Bandas Clásicas.

Fuente: "Revista Facultad de Ingeniería – Vol.22, N°35-2013 -

http://www.scielo.org.co/scielo.php?script=sci_arttext&pid=S0121-11292013000200004#ecu4"

Para la selección del diámetro mínimo de la polea menor, el perfil "Tipo A" si cumple con el diseño que requerimos para nuestro sistema de dosificación.

Perfil	A	B	C	D
Diámetro mínimo [mm]	71	112	180	355

Imagen 36 - Diámetro Mínimo Recomendado para la Polea Menor en Función de su Perfil.

Fuente: "Revista Facultad de Ingeniería – Vol.22, N°35-2013 -

http://www.scielo.org.co/scielo.php?script=sci_arttext&pid=S0121-11292013000200004#ecu4"

Para el cálculo de la velocidad de la banda es importante señalar que el límite permitido para el uso de una sola banda sea menor a 30 m/s en bandas en "v" clásicas (Zaeta & Flores, 2013). Pero para la comprobación se realizará el cálculo de la velocidad expresado en la ecuación 43, el cual se obtiene que la velocidad de la banda "v" es de 6.09 m/s (menor a 30m/s), entonces el número de bandas a utilizar es 1.

$$v_{correa} = \frac{n_1 * \pi * d_1}{60000} \dots \text{(Ec. 43)}$$

Pero para la comprobación, en el ANEXO 8.1 se realizó los cálculos correspondientes demostrando que lo dicho por el autor es cierto, además con dichos cálculos, se obtiene información útil de diseño el cual es expresado en la tabla 11.

Tabla 11

Resumen de los cálculos de la transmisión del sistema de dosificación.

Características	Valor	Unidad
Potencia Total requerida Eje sin fin	0.32	hp
	0.24	kW
Velocidad del tornillo sin fin	356.79	rpm
Diámetro de Polea Motriz (D1)	4	pulg.
	101.6	mm
Diámetro de Polea Accionada (D2)	12	pulg.
	304.8	mm
Relación de Transmisión (D1/D2)	3	
Potencia del Motor de Transmisión	0.96	hp
	0.72	kW
Velocidad del Motor de Transmisión	1070.36	rpm

Fuente: "propia"

Tabla 11

Resumen de los cálculos de la transmisión del sistema de dosificación. (continuación)

Características	Valor	Unidad
Motor a seleccionar	1145	rpm

	1	hp
	0.75	kW
Tipo de faja	A	
Factor de servicio	1.2	
Velocidad de la banda	6.09	m/s
Potencia corregida (PC)	0.89	
Estimación entre distancias:	284.48	mm
	812.8	mm
Distancia seleccionada	600	mm
Longitud aproximada de la banda	1907.19	mm
Longitud nominal de la banda	1913	mm
	74	pulg.
Factor de corrección banda (FCL)	1.02	mm
Distancia entre ejes corregido	601.02	mm
Arco de contacto	160.73	°
Factor de corrección del arco de contacto	0.79	
Prestación base de la banda (PB)	1.56	
Potencia efectiva por banda (Pe)	1.26	
Número de bandas	1	

Fuente: "propia"

3.3.1.11 Cálculo Para el Trazo de las Aletas del Transportador Sin fin.

Para el cálculo del trazo de las aletas para el transportador sin fin se realizará el cálculo matemático del helicoides que se encuentra en el ANEXO 9. Los resultados lo expresaremos mediante la tabla 12

Tabla 12
Resumen de los cálculos para el trazo de las aletas del transportador sin fin

Características	Valor	Unidad
------------------------	--------------	---------------

Diámetro exterior tornillo sin fin		
fin	63.5	mm
Diámetro de paso	63.5	mm
Longitud del Eje	600	mm
A	21.75	mm
RH	209.35	mm
RE	89.33	mm
r	16.19	mm
R	37.94	mm
Δ	238.37	$^{\circ}$
β	316.17	$^{\circ}$
x	43.82	$^{\circ}$
Cantidad de Aletas a Utilizar	10	

Fuente: "Propia"

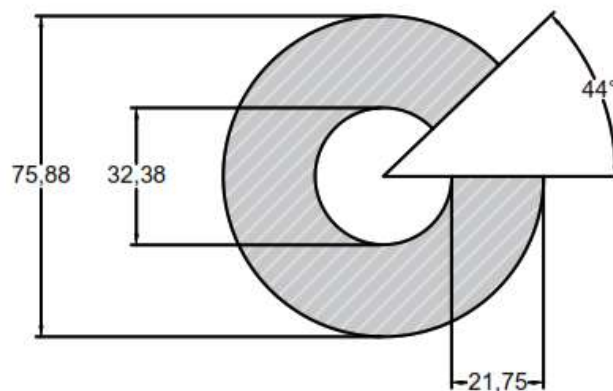


Imagen 37 - Trazo de la Aleta del Transportador Sin Fin

Fuente: "Propia"

3.3.1.12 Selección de Chavetas y Canal Chavetero de las Poleas de Transmisión.

Selección de Chaveta y canal chavetero de la polea del motor eléctrico.

Para la selección de la chaveta de la polea que estará conectada al eje del motor eléctrico, se revisa la tabla de las características, el cual se extrae el modelo de carcasa que será necesario para obtener los datos mecánicos (Tabla A10 – 1, A10 – 2, A10 - 3) para obtener los siguientes datos del fabricante:

Datos:

Altura de chaveta (GD_{weg})	:	7 mm
Ancho de chaveta (F_{weg})	:	8 mm
Largo de chaveta (ES_{weg})	:	36 mm

Entonces con las medidas seleccionadas de la tabla del fabricante del motor, el canal chavetero para la polea es la siguiente:

Altura del canal chavetero	:	3.5 mm
Ancho del canal chavetero	:	8 mm
Tolerancia del canal chavetero ($b \cdot h$):		-0.036 x -0.090
Largo del canal	:	Profundidad total de la polea.

Además, con la tabla del fabricante se encontró los tipos de rodamiento que utiliza el motor eléctrico para futuros mantenimientos.

Rodamiento 1	:	6205ZZ
Rodamiento 2	:	6204ZZ

Selección de Chaveta y Canal Chavetero de la Polea del Eje de Transmisión.

Se utilizó la medida del diámetro del eje de transmisión para la selección de la chaveta a utilizar. (Tabla A10 - 4), arrojando los siguientes datos:

Datos:

Altura de chaveta (b_p)	:	10 mm
Ancho de chaveta (h_p)	:	8 mm
Largo de chaveta (L_p)	:	40 mm

Entonces con las medidas seleccionadas de la tabla del fabricante del motor, el canal chavetero para la polea es la siguiente:

Altura del canal chavetero	:	5 mm
Ancho del canal chavetero	:	8 mm

Tolerancia del canal chavetero (b*h): -0.036 x -0.090
 Largo del canal : Profundidad total de la polea.

Por ende, se concluye que con la selección del canal chavetero para la polea alojada en el eje del motor eléctrico, también se señala el tipo de motor que se utilizará para el sistema, como se muestra en la tabla 13 y la tabla 14 se señala el canal chavetero que estará alojado entre la polea y el eje de transmisión.

Tabla 13
*Resumen de los detalles de modelo de motor y
 Chavetas a utilizar en la polea del motor eléctrico*

Características	Valor	Unidad
Marca Motor	WEG	
Modelo	IE3	
Frecuencia	60	Hz
Velocidad	1145	rpm
Potencia	1	hp
Modelo Carcasa	L90S	
Diámetro eje motor	24	mm
Longitud chaveta (ES)	36	mm
Base chaveta (F)	8	mm
Altura chaveta (GD)	7	mm
Diámetro comercial polea	4	pulg
Diámetro interior Polea	24	mm
Base canal chavetero	8	mm
Altura canal chavetero	3.5	mm

Fuente: "Propia"

Tabla 14

Resumen de los detalles de chaveta y canal chavetero entre la polea y eje de transmisión.

Características	Valor	Unidad
Diámetro eje transmisión	31.75	mm
Longitud chaveta	40	mm
Bae chaveta (b)	10	mm
Altura chaveta (h)	8	mm
Diámetro comercial polea	12	pulg
Diámetro interior Polea	24	mm
Base canal chavetero	10	mm
Altura canal chavetero	4	mm

Fuente: "Propia"

3.3.2 Diseño del Sistema de Jalado.

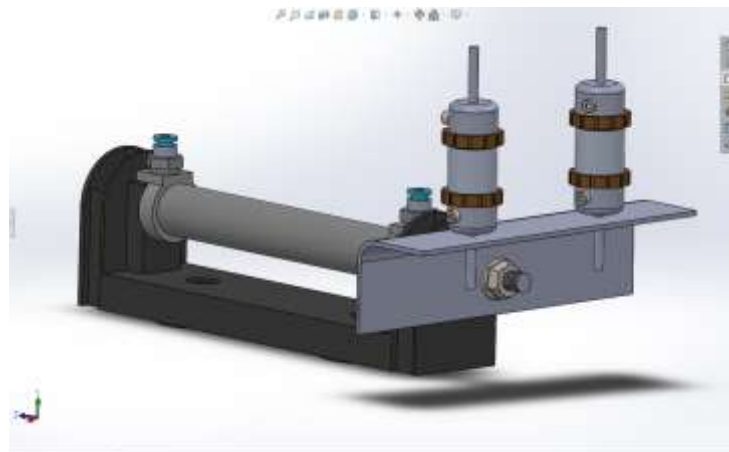


Imagen 38 - Dibujo en 3D del Sistema de Jalado

Fuente: "Propia"

3.3.2.1 Cálculo de la fuerza de jalado.

Para el diseño del sistema de jalado como prioridad, se necesita que el empaque deba tener una longitud de 10cm, entonces se realizó pruebas correspondientes de jalado con el uso de una balanza romana para obtener datos esenciales de fuerza necesaria para nuestro sistema, el cual consiste en la construcción del empaque de papel de longitud de 30 cm y diámetro de 73 mm y llenarlo con sustrato franco.

Se realizó 5 pruebas de jalado para luego ser tabulados en una hoja de cálculo y expresado en la tabla 15, para luego obtener un promedio aritmético de 1.18 kg o 11.58 N. (las imágenes de prueba se pueden apreciar imágenes y tablas en el ANEXO 11.1).

Tabla 15

Datos obtenidos de las pruebas de jalado.

Prueba	Resultado	Unidad
1	1.1	kgf
2	1.15	kgf
3	1.25	kgf
4	1.1	kgf
5	1.3	kgf

Fuente: "Propia"

3.3.2.2 Selección del Pistón Neumático para el Sistema de Jalado.

Para la selección del pistón neumático, se realizó mediante el dato obtenido del resultado del cálculo de fuerza de jalado. Para este diseño se utilizará un mini pistón neumático con las características mostradas a continuación en la tabla 16.

Tabla 16

Características del mini pistón neumático

Características	Fuerza						
Presión de operación (Mpa)	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7
Presión de operación (psi)	14.5	29	43.5	58	72.5	87	101.5
Empuje (N)	49.1	98.1	147.2	196.2	245.3	294.4	343.4
Empuje (kgf)	5.01	10.00	15.01	20.00	25.01	30.01	35.01
Jalado (N)	41.2	82.4	123.6	164.8	206.1	247.3	288.5
Jalado (kgf)	4.20	8.40	12.60	16.80	21.01	25.21	29.41

Fuente: "Airtac-Perú"

Cabe señalar que la fuerza de jalado del pistón depende de la presión del compresor que oscila de 14.5 psi a 4.2 kgf hasta 101.5 psi a 29.41 kgf.

Por ende, concluimos que el pistón seleccionado cumple con el trabajo de jalado que realizará en el sistema.

3.3.2.3 Diseño del trinquete.

El trinquete del sistema está diseñado con el programa Solidworks con el acero ASTM A36, donde se realiza las simulaciones correspondientes para ver si cumple con las especificaciones de diseño. (las imágenes del trinquete se pueden apreciar en el anexo 11.2)

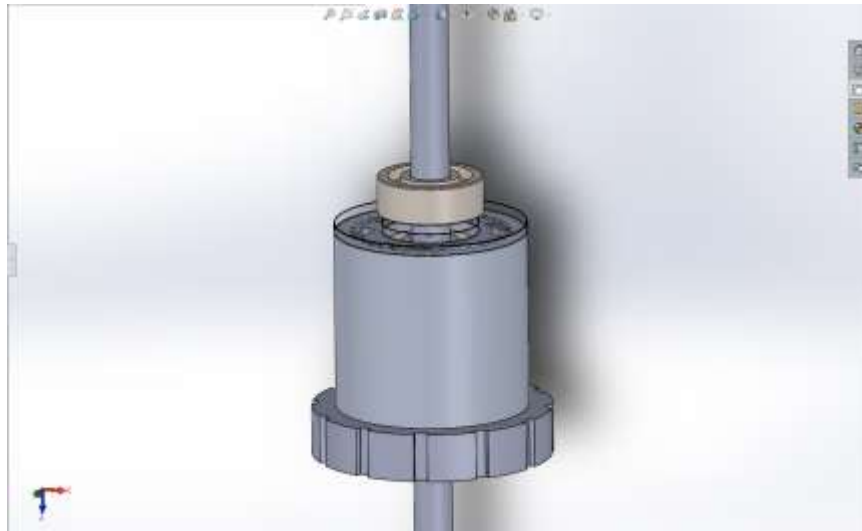


Imagen 39 - Diseño del Trinquete en 3D del Sistema de Jalado

Fuente: "Propia"

Para el análisis del trinquete mostrado en la imagen 40, se aplicó la simulación de Solidworks donde la fuerza aplicada obtiene un alto límite elástico y para el gatillo mostrado en la imagen 41, muestra una deformación despreciable de 0.019mm.

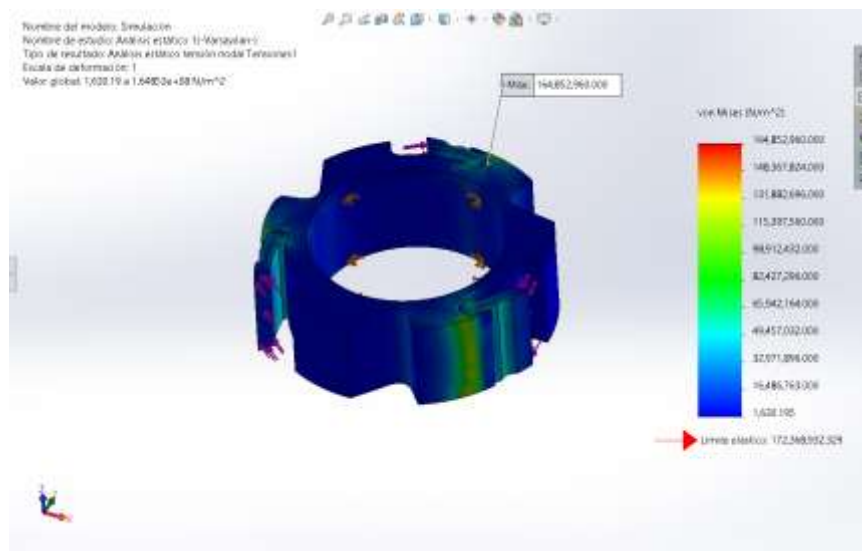


Imagen 40 - Simulación del Trinquete

Fuente: "Propia"

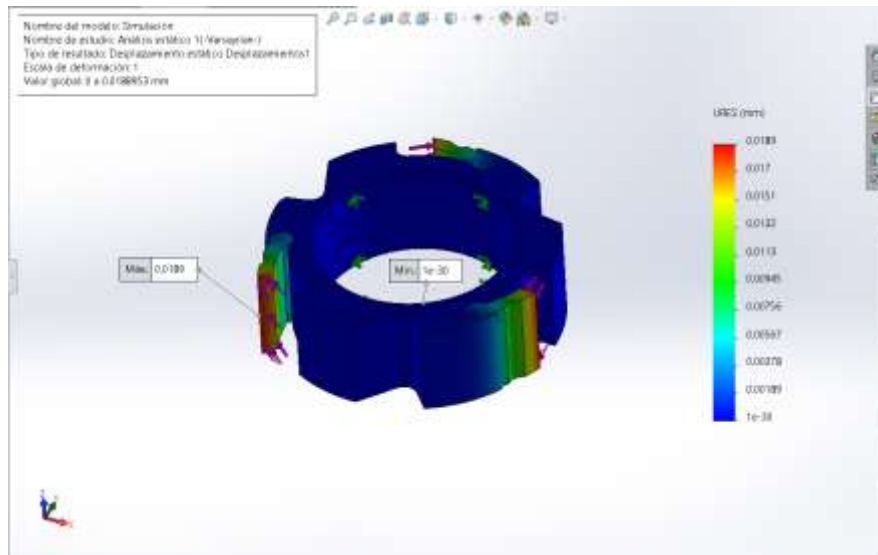


Imagen 41 - Simulación del Gatillo

Fuente: “Propia”

En conclusión, el trinquete, cumple con las especificaciones de diseño para el sistema de jalado.

3.3.3 Diseño del sistema de Corte.

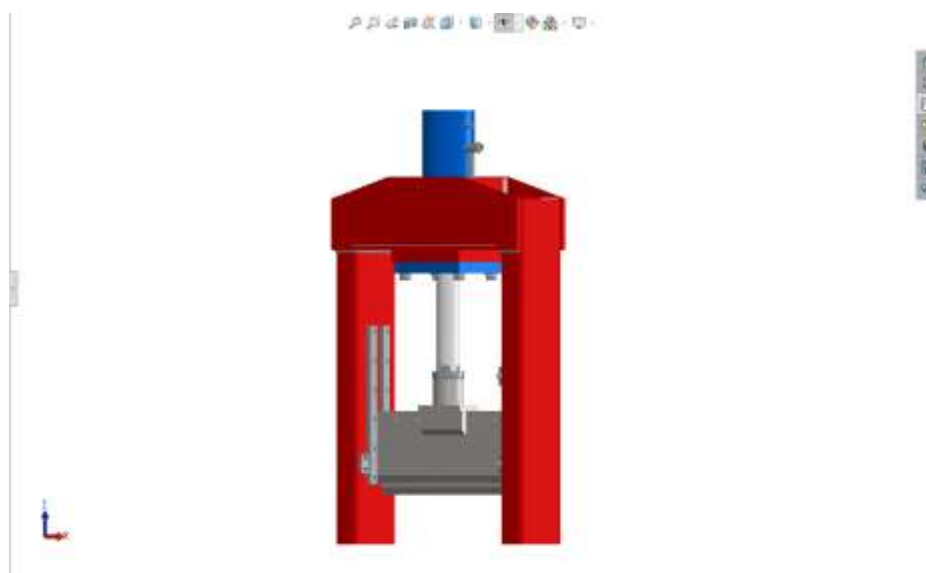


Imagen 42 - Dibujo en 3D del Sistema de Corte

Fuente: “Propia”

3.3.3.1 Cálculo de la fuerza de Corte

Para el cálculo de la fuerza de corte, se realizó un ensayo que consiste en colocar el empaque lleno con tierra franca en una balanza, el cual, al realizar el corte por medio de un cúter y cuchillo doméstico, la balanza registra los kilogramos fuerza que se ejerció durante el proceso de corte. Dichos datos obtenidos se encuentran en la tabla 17, obteniendo como resultado un promedio aritmético de 1.22 kgf. (las imágenes de prueba de corte se pueden apreciar en el ANEXO 12.1)

Tabla 17

Datos obtenidos de las pruebas de jalado.

Prueba	Resultado	Unidad
Cúter		
1	1.29	kgf
2	1.125	kgf
3	1.235	kgf
Cuchillo		
1	1.245	kgf
2	1.31	kgf
3	1.135	kgf

Fuente: "Propia"

3.3.3.2 Selección del Pistón Neumático para el Sistema de Corte.

Para la selección del pistón neumático, se realizó mediante el promedio de los datos obtenidos de obtenido del resultado del cálculo de fuerza de jalado. Para este diseño se utilizará un mini pistón neumático características mostradas en la tabla 16.

Cabe señalar que la fuerza de corte del pistón es equivalente a su fuerza de empuje, donde la presión del compresor oscila de 14.5 psi a 5.01 kgf hasta 101.5 psi a 35.01 kgf.

Por ende, concluimos que el pistón seleccionado cumple con el trabajo de corte que realizará en el sistema.

3.3.3.3 Diseño de la Cuchilla de Corte.

La cuchilla de corte está diseñada con el programa Solidworks con el acero ASTM A36, donde se realiza las simulaciones correspondientes para ver si cumple con las especificaciones de diseño. (las imágenes de la cuchilla de corte y guillotina se encuentran en el anexo 12.2)

Para el análisis de la cuchilla, al aplicarse una fuerza de 35.01 kgf muestra una deformación 0.0029mm. Por ende, la cuchilla cumple con las especificaciones de diseño para el sistema de corte.

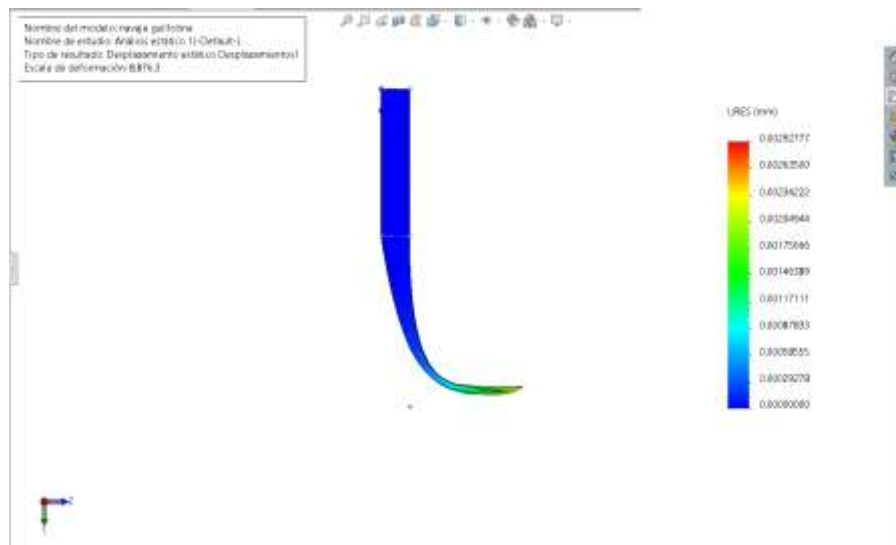


Imagen 43 - Simulación de Deformación de la Cuchilla de Corte

Fuente: "Propia"

3.3.4 Selección de Compresor de Aire para los Sistemas de Jalado y Corte.

Cabe señalar que los sistemas de jalado y corte de la máquina es accionada por medio de pistones neumáticos de doble acción, marca Airtac 25x100mm, por lo tanto, se necesita de un compresor para su funcionamiento.

Para la selección del compresor se realizará el cálculo de volumen del jalado y empuje del pistón como lo expresa la ecuación 44:

$$\text{Volumen}_{\text{pistón}} = \text{área presión} \times \text{recorrido} \dots (\text{Ec. 44})$$

Entonces, de los datos de fuerza de presión que se registra en la tabla del fabricante (Imagen 13-1), se obtiene que el área de presión de jalado es de 412.1mm^2 y un empuje de 490.6mm^2 respectivamente que será multiplicado por el recorrido del pistón de 10mm, obteniendo así un volumen de 0.041 litros de jalado y 0.49 litros en el empuje. El consumo de aire total de los pistones neumáticos se realizó en Excel los cálculos obteniendo el valor de 10.83 l/min (Imagen 13-2).

Para la selección del compresor de aire, tenemos como dato que el pistón trabaja desde 14.5 psi 101.5 psi ya sea en jalado o empuje, entonces en la tabla 18 muestra valores estandarizados para la selección del compresor ideal para nuestra máquina.

Tabla 18

Tabla estandarizada para la selección de compresores.

CAUDAL (l/min)	CAUDAL (m ³ /min)	PRESIÓN PSI	POTENCIA HP	COMPRESOR RECOMENDADO
350 - 550	0.35-0.55	145	3-5	A pistón
551 - 700	0.7	145	7.5	A pistón
701 - 960	0.96	145	10	A tornillo
961 - 1300	1.3	145	15	A tornillo
1301 - 7500	7.5	145	75	A tornillo

Fuente: "Condor Group"

Por ende, seleccionamos un compresor (La imagen se aprecia en el anexo 13) con las siguientes características:

Marca	:	UnoAir's
Capacidad de tanque	:	80 Galones
Presión	:	150 PSI
Caudal	:	20 CFM (566.4 l/min)
Motor	:	3 HP
Cabezal	:	3 Pistones
Corriente	:	Trifásica 220/380 V Monofásica 220 V

3.4 Análisis Económico de la Máquina.

3.4.1 Costos de Fabricación de la Máquina Empacadora de Sustrato para la Optimizar la Producción de Almácigos.

A continuación, se muestra en la tabla 19, los materiales necesarios para la construcción de la máquina, así como el costo total de mano de obra y trabajos ingenieriles.

Tabla 19

Costos de inversión de la máquina.

ITEM	DESCRIPCIÓN	CANT	UNID	COSTO UNIT.	COSTO TOTAL
1	Plancha ATSM 2.8 mm x 1200 mm x 2400 mm	1	unid	S/223.20	S/223.20
2	Plancha ATSM 4 mm x 400 mm x 300 mm	2	unid	S/25.00	S/50.00
3	Tubo redondo ASTM A36 73 mm x 6000 mm	1	unid	S/122.00	S/122.00
4	Ángulo 2"x 3mm	7	unid	S/72.10	S/504.70
5	Eje AISI 1020 x 65 cm	1	unid	S/125.00	S/125.00
6	Eje SAE 316 x 50 cm	1	unid	S/62.00	S/62.00
7	Soldadura 6011	10	kg	S/14.20	S/142.00
SUB - TOTAL MATERIA PRIMA					S/1,228.90

Fuente: "Propia"

Tabla 19
Costos de inversión de la máquina.(continuación)

ITEM		DESCRIPCIÓN	CANT	UNID	COSTO UNIT.	COSTO TOTAL
1		Compresor de aire 5hp, 80 galones	1	unid	S/5,055.00	S/5,055.00
2	COMPONENTES	Tablero Eléctrico (Con componentes)	1	unid		S/-
3		Motor WEG mod. IE3 1hp	1	unid	S/877.50	S/877.50
4		Rodamientos P207	2	unid	S/58.00	S/116.00
5		Mini cilindro doble efecto 25x100	2		S/209.69	S/419.38
6		Faja tipo "A" x 73"	1	unid	S/19.00	S/19.00
7		Polea aluminio 12" x A	1	unid	S/97.50	S/97.50
8		Polea aluminio 4" x A	1	unid	S/22.50	S/22.50
SUB - TOTAL COMPONENTES						S/6,606.88
ITEM		DESCRIPCIÓN	CANT	UNID	COSTO UNIT.	COSTO TOTAL
1	SUPLEMENTOS	Cables y Otros	1	unid	S/250.00	S/250.00
2		Mangueras y Otros neumáticos	1	unid		S/-
3		Pernos M5		unid		S/-
4		Pernos M6		unid		S/-
5		Pernos M8		unid		S/-
6		Pernos M15		unid		S/-
SUB - TOTAL SUPLEMENTOS						S/250.00
ITEM		DESCRIPCIÓN	N° PERSONAL	TIEMPO	COSTO UNIT.	COSTO TOTAL
1	PERSONAL DE TALLER	Proceso de corte y doblado de planchas				
		Proceso de soldadura y agujereado	3	300	S/8.20	S/7,380.00
		Ensamblaje y pintado de la máquina				
		Instalaciones Eléctricas y neumáticas				
2	TRABAJOS ESPECIALIZADOS	Manufactura de los ejes sin fin y transmisión				
		Manufactura de acople y canal chavetero para las poleas de transmisión.	1	48	S/14.50	S/696.00
		Construcción del transportador sin fin (soldadura y construcción álabes)				
		Construcción del tablero eléctrico general				
SUB - TOTAL SERVICIOS DE TALLER Y OTROS						S/8,076.00
ITEM		DESCRIPCIÓN			COSTO TOTAL	
1	COSTO DE INGENIERÍA	Trabajos ingenieriles				S/5,000.00
TOTAL						S/21,161.78

Fuente: "Propia"

3.4.2 Costo de Funcionamiento de la Máquina Empacadora de Sustrato para la Optimizar la Producción de Almácigos.

Los costos de Funcionamiento se realizaron mediante el uso de hoja de cálculo donde se expresa mediante cuadros los costos de operación y mantenimiento mensual de la máquina como se muestra en la tabla 19.

Para la operación de la máquina, se necesitará 02 operarios cuya función es la alimentación de la máquina, retiro de los empaques y controlar el funcionamiento. La remuneración del personal es de S/. 1,500.00 Nuevos Soles. Entonces el costo de operación es de S/. 3,000.00 Nuevos Soles mensual.

La máquina tiene un consumo eléctrico mensual de S/. 94.38 Nuevos Soles y para el gasto de mantenimiento mensual se considera el 4% del costo de la máquina, arrojando el costo de S/.846.47 Nuevos Soles.

Tabla 20

Costos mensuales de Operación de la Máquina.

ITEM	Descripción	Cant	Unid	Costo Unit.	Costo Total
1	Salario mensual de trabajador	2	mes	S/ 4,488.96	S/ 8,977.92
2	COSTO DE OPERACIÓN Papel Kraft (rollo 10kg)	196.5	unid	S/ 63.50	S/ 12,477.75
3	Costo energía eléctrica	192	kWh	S/ 0.49	S/ 94.38
Sub Total Costo de Operación					S/ 21,550.05
ITEM	Descripción	Cant	Unid	Costo Unit.	Costo Total
1	MANTENIMIENTO Mantenimiento mensual (4% del total de la máquina)	1	unid	S/ 846.47	S/ 846.47
TOTAL					S/ 22396.5176

Fuente: "Propia"

3.4.3 Análisis de Ingresos.

Para el análisis de ingresos se optó por realizar un muestreo en la producción de la máquina empacadora de sustrato versus la producción manual de empaques mediante hoja de cálculo. Dicho análisis esta realizado en una hora de producción y con la capacidad de empacar 3600 unidades.

Además, cabe mencionar que el salario del trabajador está sujeto a los costos y presupuestos en edificación (CAPECO) cuyo valor es de S/. 23.38 Nuevos Soles por hora de trabajo y se ha considerado 192 horas mensuales.

En la tabla 20, se muestra la diferencia en costos de operación de la máquina empacadora y operación manual, mostrando una diferencia de S/. 103,264.11 Nuevos Soles mensuales.

Tabla 21

Costos por hora y mensuales de operación de la máquina empacadora vs operación manual con envase plástico.

ITEM	Descripción	Máquina empacadora		Manual + envase plástico	
			Valor		Valor
1	Costo del empaque (millar)	S/	14.43	S/	125.00
2	Costo empaque (unidad)	S/	0.014	S/	0.13
3	Número de trabajadores		2		8
4	Costo empaques/hora	S/	51.95	S/	450.00
5	Costo mano de Obra	S/	46.76	S/	187.04
6	Costo de Energía Eléctrica por hora	S/	0.49		
TOTAL		S/	99.21	S/	637.04
TOTAL MENSUAL		S/	19,047.57	S/	122,311.68

Fuente: "Propia"

3.4.4 Valor Neto Actual (VAN), Tasa Interna de Retorno (TIR), Índice Beneficio/Costo (I B/C) y Payback.

En valor neto actual (VAN), nos indica si el proyecto es aceptable siempre y cuando el valor sea mayor a cero, obteniendo así una rentabilidad y si es menor que cero, indica que el proyecto no genera rentabilidad.

La tasa interna de retorno (TIR), es la tasa de interés que genera el proyecto, y se encarga de medir la rentabilidad de la inversión, es positivo cuando el porcentaje de rentabilidad es mayor a la tasa de interés.

El índice beneficio costo (I B/C), es una ratio que mide la viabilidad del proyecto, si el valor es mayor a uno, el proyecto debe ser considerado.

El payback o plazo de recuperación, es una ratio que evalúa el tiempo de recuperación de la inversión y puede ser expresada en meses o años.

En la tabla 21 se mostrará el flujo de inversión y en la tabla 22 los resultados de las herramientas de viabilidad y rentabilidad, concluyendo que el proyecto es rentable y viable.

Tabla 22

Flujo de inversión

PARTIDAS	DESCRIPCIÓN	Mes 00	Mes 01	Mes 02	Mes 03	Mes 04	Mes 05	Mes 06	Mes 07	Mes 08	Mes 09	Mes 10	Mes 11	Mes 12
1	TOTAL DE EGRESOS - INVERSIÓN	-												
		21,161.78	22,396.52	22,396.52	22,396.52	22,396.52	22,396.52	22,396.52	22,396.52	22,396.52	22,396.52	22,396.52	22,396.52	22,396.52
1.1	COSTOS DE INVERSIÓN	-21161.78	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
1.1.1	Materia prima	-1228.9												
1.1.2	Componentes	-6606.88												
1.1.3	Suplementos	-250												
1.1.4	Servicios de Taller y Otros	-8076												
1.1.5	Costos de ingeniería	-5000												
1.2	COSTOS DE OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO	0	22,396.5176	22,396.5176	22,396.5176	22,396.5176	22,396.5176	22,396.5176	22,396.5176	22,396.5176	22,396.5176	22,396.5176	22,396.5176	22,396.5176
1.2.1	Costos de operación	0	21,550.0476	21,550.0476	21,550.0476	21,550.0476	21,550.0476	21,550.0476	21,550.0476	21,550.0476	21,550.0476	21,550.0476	21,550.0476	21,550.0476
1.2.2	Costos de mantenimiento	0	846.47	846.47	846.47	846.47	846.47	846.47	846.47	846.47	846.47	846.47	846.47	846.47
2	TOTAL DE INGRESOS - BENEFICIOS	0	122,311.68	122,311.68	122,311.68	122,311.68	122,311.68	122,311.68	122,311.68	122,311.68	122,311.68	122,311.68	122,311.68	122,311.68
1.1	Ahorros de Operación	S/	S/	S/	S/	S/	S/	S/	S/	S/	S/	S/	S/	S/
		0	122,311.68	122,311.68	122,311.68	122,311.68	122,311.68	122,311.68	122,311.68	122,311.68	122,311.68	122,311.68	122,311.68	122,311.68
3	BENEFICIOS NETOS (1+2)	-S/	S/	S/	S/	S/	S/	S/	S/	S/	S/	S/	S/	S/
		21,161.78	144,708.20	144,708.20	144,708.20	144,708.20	144,708.20	144,708.20	144,708.20	144,708.20	144,708.20	144,708.20	144,708.20	144,708.20

Fuente: "Propia"

Tabla 23
Resultados de viabilidad y rentabilidad

Indicadores	Valor
Tasa de descuento (%)	12%
VAN	S/ 875,214.95
TIR (%)	684%
B/C	6.44
Pay Back (meses)	1

Fuente: "Propia"

3.5 Discusiones de Resultados.

Utilizando las bases de diseño mecánico como soporte para el diseño de la máquina empacadora de sustrato para la producción de almácigos, se obtiene que dicha máquina por su capacidad productiva, reduce de manera muy significativa los costos de producción y mano de obra dando un margen del 84% a comparación de la producción tradicional.

Para dosificar de una manera correcta los empaques, se utilizará el transportador sin fin, por diferentes motivos, el primero es que la potencia que necesita es otorgada por un motor eléctrico de 1hp y con transmisión de poleas y bandas; segundo, que el transportador sin fin tiene la capacidad de transportar a velocidad constante materiales y su mantenimiento es poco costoso ya que se puede realizar el cambio de las aletas y/o ejes y su ensamblaje es rápido.

Para el jalado y corte de los empaques se utilizará el mini pistón neumático que cumplen con los parámetros de diseño (kilogramos fuerzas necesarios para realizar el jalado y corte) y la ventaja es que utiliza poca cantidad de aire presurizado y su adquisición de repuestos para mantenimiento se encuentra en el mercado local y/o nacional.

IV. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

4.1 Conclusiones.

El punto de inicio para el diseño de la máquina empacadora de sustrato para optimizar la producción de almácigos, fue resolver la problemática actual sobre el uso de bolsas de plástico, además de la numerosa mano de obra que se necesita para producir las macetas en temporadas de preparación de almácigos o plantines, donde se obtiene que la máquina opera a una velocidad de 3600 empaques por hora, teniendo una capacidad muy superior para la producción de dichos empaques.

Cabe resaltar que en la operación de la máquina se necesita dos operarios cuya primera función es alimentar de forma manual la máquina con sustrato franco o tierra de cultivo preparada, colocar la bobina de papel y en la segunda función recoger los empaques cortados y colocarlos en una bandeja siendo así, un empaque de 2 ½ pulgadas de diámetro por 10 centímetros de alto.

Para el diseño del sistema de dosificación se diseñó mediante el uso de cálculos de diseño y en las partes críticas del sistema (tolva y tornillo sin fin) la simulación de esfuerzos para comprobar que los cálculos efectuados son correctos.

Además, el diseño del sistema de jalado y corte de la máquina empacadora de sustrato, se realizó con ayuda de software de diseño, y con la simulación, se comprobó que las funciones de los sistemas son apropiadas cumpliendo así las especificaciones de diseño. Se seleccionará el acero ASTM A36 para el trinquete y cuchilla de corte.

Por ende, se concluye que el proyecto es muy rentable, dado que, a comparación en la producción de mano de obra y bolsas de plástico, se obtiene un VAN de S/. 875,214.95 Nuevos Soles con una tasa de interés del 12%, y un TIR de 684% y con el tiempo de recuperación de 1 mes (pay back), siendo así que el proyecto es muy atractivo para su fabricación y utilización.

4.2 Recomendaciones.

De ser el caso, la máquina deberá ser instalada en un piso de concreto a nivel para su óptimo funcionamiento y una rampa de acceso para la tolva de alimentación para evitar esfuerzo humano en la alimentación de la misma.

Si se desea realizar empaques de más dimensión, se puede cambiar la boquilla de dosificación y tornillo sin fin para realizar la producción requerida.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS.

- ✓ ABC Rural Paraguay (Dirección). (2017). *Producción de mudas prebrotadas de caña dulce* [Película].
- ✓ Agrotendencia TV. (2020). *Agrotendencia TV*. Obtenido de Agrotendencia TV: <https://agrotendencia.tv/agropedia>.
- ✓ Albarrán, L., & Vivas, Y. (Marzo de 2014). *Validez y Confiabilidad*. Cabudare, Lara, Venezuela.
- ✓ Aleco Perú. (2020). *ALECO Perú*. Obtenido de ALECO Perú: <https://www.alecoperu.com/>
- ✓ Archundia Rivera, D. (26 de mayo de 2015). *Diseño de Guillotina Automática para Panecillos*. Obtenido de Instituto Politecnico Nacional: <https://tesis.ipn.mx/jspui/handle/123456789/14611>
- ✓ Avilés Cedeño, D. E., & Chiriboga Cedeño, N. O. (2015). *Diseño de una Máquina Dispensadora y Empacadora de Granos de Cacao en Sacos de 50 Kg*. Obtenido de Dspace en ESPOL: <http://www.dspace.espol.edu.ec/xmlui/bitstream/handle/123456789/34979/D-CD88175.pdf?sequence=-1&isAllowed=y>
- ✓ Ayala Taipe, J. L. (2019). *Diseño de una Transportadora de Harina para el Traslado de Molido en la Empresa Agroindustrial Vásquez S.A.C*. Obtenido de Repositorio Universidad Nacional del Centro del Peru: http://repositorio.uncp.edu.pe/bitstream/handle/UNCP/5354/T010_44659648_T.pdf?sequence=1&isAllowed=y
- ✓ Bravo Alarcón, f. A. (2004). *Actores Políticos y Conciencia Ambiental*. Lima.
- ✓ Budynas, R. G., & Keith Nisbett, J. (2011). *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley*. México: The McGraw-Hill Companies Inc.
- ✓ Castellanos de la Cruz, C. E. (20 de mayo de 2003). *Colección de Tesis Digitales - Universidad de Puebla*. Obtenido de http://catarina.udlap.mx/u_dl_a/tales/documentos/lim/castellanos_d_ce/
- ✓ Colegio de Ingenieros del Perú. (24 de Abril de 1999). *Código de Ética del Colegio de Ingenieros del Perú*. Obtenido de http://www.cip.org.pe/publicaciones/reglamentosCNCD2018/codigo_de_etica_del_cip.pdf

- ✓ Di, C., Yunxia, W., & Ping, N. (2019). Mechanism design of MG series bulb automatic packing machine. *IOP Publishing Ltd.* , 2-7.
- ✓ Digital, P. (s.f.). *Paisajismo Digital*. Obtenido de <https://paisajismodigital.com/blog/importancia-del-sustrato-para-los-cultivos-y-jardines/#:~:text=Se%20denomina%20sustrato%20a%20todo,habitat%20para%20una%20planta%20determinada.&text=El%20contenedor%2C%20servir%20a%20contener%20plantas%20y%20anclar>
- ✓ Dunlop, A. S. (2018). Obtenido de https://ingemecanica.com/tutorialsemanal/objetos/figutut121/Correas_Dunlop.pdf
- ✓ Gandules Inc SAC. (2020). *Gandules*. Obtenido de Gandules: <http://www.gandules.com.pe/>
- ✓ Gonzáles Sandoval, S. D. (2015). *Diseño de Mecanismos de Tornillos Sin Fin para Máquina Llenadora de Bolsas de Lavastrastes en Polvo*. Obtenido de Instituto Politecnico Nacional: <https://tesis.ipn.mx/jspui/bitstream/123456789/19809/1/DISE%C3%91O%20DE%20MECANISMO%20DE%20TORNILLO%20SIN%20FIN.%20SERGIO%20GONZ%C3%81LEZ.pdf>
- ✓ Grupo MCR. (10 de julio de 2018). *Grupo MCR*. Obtenido de <https://www.mcr.es/ques-la-dosificacion-industrial/>
- ✓ Herrera Bellodas, E. D., & Lumbres Álvarez, R. S. (Noviembre de 2018). *Diseño de una Máquina Vertical Empacadora, Dosificadora y Selladora de Accionamiento Mecánico - Neumático Controlado por un PLC para Fundas de Arroz*. Obtenido de Repositorio Universidad Señor de Sipán: <http://repositorio.uss.edu.pe/bitstream/handle/uss/4414/Herrera%20Bellodas%20-%20Lumbres%20Alvarez.pdf?sequence=1&isAllowed=y>
- ✓ Iza, M., & Medina, A. (2015). *DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA DOSIFICADORA Y EMPACADORA*. Obtenido de Escuela Politécnica del Ejército: <https://repositorio.espe.edu.ec/bitstream/21000/6531/1/AC-MEC-ESPE-047102.pdf>
- ✓ Jacome, A. (2015). *SISTEMAS DE EMPACADO DE BOTELLAS PARA MEJORAR EL*. Obtenido de FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA: <https://repositorio.uta.edu.ec/bitstream/123456789/20121/1/Tesis%20%20I.M.%20310%20-%20J%C3%A1come%20Castro%20Alex%20Fabricio.pdf>

- ✓ Jafarzadeh, S. (2020). Biodegradable green packaging with antimicrobial functions based on the bioactive compounds from tropical plants and their by-products. *Trends in Food Science & Technology*, 262-277.
- ✓ Jiang, B., & Chen, C. (2020). Lignin as a Wood-Inspired Binder Enabled Strong, Water Stable, and Biodegradable Paper for Plastic Replacement. *Advanced Functional Materials*, 4-6.
- ✓ Juvinal, R., & M. Marshek, K. (2013). *Diseño de Elementos de Máquinas*. México: Limusa Wiley.
- ✓ Mariátegui, L. (17 de Junio de 2019). *La Industria azucarera en el Perú*. Obtenido de RPP: <https://rpp.pe/columnistas/leandromariategui/la-industria-azucarera-en-el-peru-noticia-1203330#:~:text=En%20la%20actualidad%2C%20la%20ca%C3%B1a,Libertad%2C%20Lima%20%C3%81ncash%20y%20Arequipa>.
- ✓ Maruplast Internacional EIRL. (2020). *Maruplast*. Obtenido de Maruplast: <https://maruplast.com/bolsa-para-vivero/>
- ✓ Merentsov, N. (2020). Elastically deformable packing materials based on the waste of metalworking machines and hydrodynamic adjustment of contact blocks in mass-exchange apparatuses. *Materials Today: Proceedings*.
- ✓ Ministerio de Agricultura y Pesca, A. y. (2020). Decreto real. *BOE*, 8-11.
- ✓ Mott, R. L. (2006). *Diseño de Elementos de Máquinas*. México: Pearson Educación.
- ✓ National Geographic. (2017). Uso de Plástico. *National Geographic*, 10.
- ✓ ONU, N. (5 de junio de 2018). *Naciones Unidas*. Obtenido de <https://news.un.org/es/story/2018/06/1435111>
- ✓ Ortiz Pari, I. J. (2019). *Diseño de una Máquina Empacadora de Forraje de 2m de Altura con Fines Ganaderos Utilizando Materiales Dúctiles*. Obtenido de Repositorio Universidad Nacional de San Agustín de Arequipa: <http://repositorio.unsa.edu.pe/handle/UNSA/9667>
- ✓ Oxford University, P. (2020). *Oxford Languages*. Obtenido de <https://languages.oup.com/google-dictionary-es/>
- ✓ Solana, M. C. (2005). *Manual del cortador con guillotina lineal programable*. Buenos Aires: Banco Interamericano de Desarrollo .
- ✓ Universidad Señor de Sipán. (2017). *Código de Ética de la Universidad Señor de Sipán*. Obtenido de <https://docplayer.es/67515207-Codigo-de-etica-de-investigacion-de-la-uss.html>

- ✓ Vargas Pomachagua, J. A. (2017). *Diseño de una Máquina cortadora de Yucas para Obtener rodajas Delgadas (Slide) de 5mm de Espesor*. Obtenido de Repositorio Pontifica Universidad Catolica del Peru:
<http://tesis.pucp.edu.pe/repositorio/handle/20.500.12404/8007>

ANEXOS

ANEXO 1: CÁLCULO DEL SISTEMA DE LLENADO – DISEÑO DE LA TOLVA

1.1 Dimensiones de la Tolva: 100kg

1.2 Cálculo del Volumen:

$$\rho_{sustrato} = \frac{m}{v}$$

Entonces:

$$v = \frac{100 \text{ Kg}}{500 \text{ kg/m}^3}$$
$$v = 0.2\text{m}^3$$

1.3 Cálculo de la Altura:

Se optó que la medida las áreas superiores e inferiores sean las siguientes:

$$A_1 = 0.5\text{m} * 1\text{m} = 0.5\text{m}^2$$

$$A_2 = 0.2\text{m} * 0.3\text{m} = 0.06\text{m}^2$$

Para el cálculo de la altura se aplicará la ecuación del volumen del tronco de pirámide.

$$v = \frac{h}{3} * (A_1 + A_2 + \sqrt{A_1 * A_2})$$

Entonces reemplazando:

$$0.2\text{m}^3 = \frac{h}{3} * (0.5\text{m}^2 + 0.06\text{m}^2 + \sqrt{0.5\text{m}^2 * 0.06\text{m}^2})$$
$$h = 1.18\text{m}$$

CÁLCULO DE PRESIÓN DE LA TOLVA:

1.4 Constante de Janssen:

$$k_j = \frac{(1 - \text{sen}\phi_1)}{(1 + \text{sen}\phi_1)} \tan\phi_w$$

Entonces reemplazamos los valores:

$$k_{j1} = \frac{(1 - \text{sen}30^\circ)}{(1 + \text{sen}30^\circ)} \tan 27^\circ$$

$$k_{j1} = 0.17$$

$$k_{j2} = \frac{(1 - \text{sen}30^\circ)}{(1 + \text{sen}30^\circ)} \tan 38^\circ$$

$$k_{j2} = 0.26$$

1.5 Presión Vertical de la Tolva:

$$P_v = \frac{\delta * A_1}{U * \mu * K_j} \left[1 - e^{(-h * K_j * \frac{\mu * U}{A_1})} \right]$$

Donde:

U : Perímetro interior superior de la tolva (3m)

ρ_{sustrato} : Conversión $500\text{kg/m}^3 = 4.91 \text{ KN/m}^3$

Entonces Reemplazando:

$$P_v = \frac{4.91 \frac{\text{KN}}{\text{m}^3} * 0.5\text{m}^2}{3\text{m} * 0.4 * 0.26} \left[1 - e^{(-1.18\text{m} * 0.26\text{m} * \frac{0.4 * 3\text{m}}{0.5\text{m}^2})} \right]$$

$$P_v = 4.08 \frac{\text{KN}}{\text{m}^2}$$

Con el valor de la presión vertical, se realizará el cálculo de la presión horizontal.

$$P_h = K_j * P_v$$

Reemplazando:

$$P_h = 0.26\text{m} * 4.08 \frac{\text{KN}}{\text{m}^2}$$

$$P_h = 1.06 \frac{\text{KN}}{\text{m}^2}$$

1.6 Presión Normal de la Tolva:

Datos:

Ángulo de inclinación (α)	:	17°
Longitud de la pared de la tolva (l_n)	:	1.23m

$$P_n = P_{n3} + P_{n2} + \left(P_{n1} - P_{n2} * \frac{x}{l_n} \right)$$

Donde:

$$x = \frac{l_n}{2} = \frac{1.23m}{2} = 0.615m$$

$$P_{n1} = P_v(1.2(\cos \alpha)^2 + 1.5(\sen \alpha)^2)$$

$$P_{n2} = 1.2 * P_v * (\cos \alpha)^2$$

$$P_{n3} = 3 \frac{A_1 * \delta * K_j}{U * \sqrt{\mu}}$$

Entonces reemplazamos para hallar las presiones:

$$P_{n1} = 4.08(1.2(\cos 17^\circ)^2 + 1.5(\sen 17^\circ)^2)$$

$$P_{n1} = 5.01 \frac{KN}{m^2}$$

$$P_{n2} = 1.2 * 4.08 * (\cos 17^\circ)^2$$

$$P_{n2} = 4.48 \frac{KN}{m^3}$$

$$P_{n3} = 3 \frac{0.5m^2 * 4.91 \frac{KN}{m^3} * 0.26}{3m * \sqrt{0.4}}$$

$$P_{n3} = 1.01 \frac{KN}{m^2}$$

Por lo tanto, la presión normal es:

$$P_n = 1.01 \frac{KN}{m^2} + 4.48 \frac{KN}{m^2} + \left(5.01 \frac{KN}{m^2} - 4.48 \frac{KN}{m^2} * \frac{0.615m}{1.23m} \right)$$

$$P_n = 8.26 \frac{KN}{m^2}$$

1.7 Selección del Material de la Tolva:

Primero se hallará el material a utilizar mediante el cálculo que nos arrojará un valor mínimo para soportar dichas fuerzas.

Hallaremos el momento flector máximo:

$$M_f = \varphi * p * a_{eq}^2 b_{eq}$$

Donde:

- A_{eq} y b_{eq} : Son las medidas cortas y largas de la pared de la tolva.
 P : Presión media
 φ : Relación de lados tabulados.

$$a_{eq} = \frac{2a_2(2a_1 + 2a_2)}{3(a_1 + a_2)}$$

$$b_{eq} = h - \frac{a_2(a_2 - a_1)}{6(a_1 + a_2)}$$

Reemplazando:

$$a_{eq} = \frac{2 * 1m(2 * 0.3m + 2 * 1m)}{3(0.3m + 1m)}$$

$$a_{eq} = 1.33m$$

$$b_{eq} = 1.18 - \frac{1m(1m - 0.3m)}{6(0.3m + 1m)}$$

$$b_{eq} = 1.09m$$

Entonces

$$\frac{a_{eq}}{b_{eq}} = 1.23m$$

Reemplazando:

$$M_f = 0.0665 * 8.49 \frac{KN}{m^2} * (1.33m)^2 * 1.09m$$

$$M_f = 1.09 KN.m$$

1.8 Cálculo de Espesor del Material de la Tolva:

$$e^2 = \frac{6 * M_f}{\sigma_{f(mat)}}$$

Donde:

$\sigma_{f(mat)}$: Resistencia a la flexión del material.

$$\sigma_{f(mat)} = \sigma_{t(mat)} * n$$

El límite de fluencia será seleccionado el rango mayor para optimizar los cálculos.

$$\sigma_{f(mat)} = 3,510 \frac{kg}{cm^2} * 9.81 \frac{m}{s^2} \left(\frac{1cm^2}{0.0001m^2} \right) * 3$$

$$\sigma_{f(mat)} = 1'032,993 \frac{kN}{m^2}$$

Reemplazando:

$$e^2 = \frac{6 * 1.09 \text{ KN} \cdot \text{m}}{1'032,993 \frac{\text{kN}}{\text{m}^2}}$$

$$e = 0.00252\text{m} = 2.52\text{mm}$$

PLANCHAS Y BOBINAS LAMINADAS EN CALIENTE

Planchas Delgadas LAC



Planchas de acero laminadas en caliente con bordes de laminación, de espesores menores que 4.75 mm.

DIMENSIONES NOMINALES (1)	
Calidad Comercial POLAC 1011 TB (mm)	Calidad Estructural POLAC A36 (mm)
1.8 x 1,000 x 2,400	3.0 x 1,500 x 6,000
1.9 x 1,000 x 2,400	4.0 x 1,500 x 6,000
2.0 x 1,100 x 2,400	4.5 x 1,200 x 2,400
2.0 x 1,200 x 2,400	4.5 x 1,200 x 6,000
2.2 x 1,200 x 2,400	4.5 x 1,500 x 6,000
2.3 x 1,200 x 2,400	
2.4 x 1,200 x 2,400	
2.5 x 12,00 x 2,400	
2.8 x 1,200 x 2,400	
2.9 x 1,200 x 2,400	
3.0 x 1,200 x 2,400	
4.0 x 1,200 x 2,400	
4.4 x 1,200 x 2,400	

NORMAS TÉCNICAS:
 Comercial : ASTM A1011 TB
 Estructural : ASTM A36

PROPIEDADES MECÁNICAS:
Comercial:
 Límite de Fluencia mínimo = 2,110 - 3,510 kg/cm² (*)
 Alargamiento en 50 mm = 25.0 % mínimo (*)
 Doblado = a 180°
Estructural
 Límite de Fluencia mínimo = 2,550 kg/cm² (*)
 Resistencia a la Tracción = 4,080 - 5,610 kg/cm²
 Alargamiento en 50 mm = 20.0 % mínimo
 Doblado = a 180° (opcional).
 Diámetro Pin = 3e. Sentido Laminación

(*) Referencial
 (1) Previa consulta y a pedido, también se suministra en otras longitudes.

USOS:
 Construcción de silos, embarcaciones pesqueras, vagones, estructuras y usos en general.

Imagen A1-1 - Planchas y Bobinas Laminadas en Caliente.

Fuente: "Aceros Arequipa"

ANEXO 2: CÁLCULO DEL SISTEMA DE LLENADO – DISEÑO DE LA BOQUILLA DE DOSIFICACIÓN.



DESIGNACIONES Y PESOS NOMINALES en Kg/m

Designación Nominal	Diámetro Exterior (mm)	Serie Ligera (L)		Serie Standard (S)		Serie Mediana (M)		Serie Pesada (H)	
		Espesor (mm)	Peso (kg/m)	Espesor (mm)	Peso (kg/m)	Espesor (mm)	Peso (kg/m)	Espesor (mm)	Peso (kg/m)
1/4"	13.5			2.0	0.570				
3/8"	17.2			2.0	0.742				
1/2"	21.3	2.00	0.947	2.3	1.080				
3/4"	26.9	2.00	1.228	2.3	1.390				
1"	33.7	2.60	1.690	2.9	2.200				
1 1/4"	42.4	2.60	2.840	2.9	2.820				
1 1/2"	48.3	2.65	2.983	2.9	3.240				
2"	60.3	2.90	4.080	3.2	4.490				
2 1/2"	73.0	3.00	5.179	3.2	6.730	3.6	6.420	4.5	7.930
3"	88.9	3.20	6.720	3.6	7.550	4.0	8.360	5.0	10.300
4"	114.3	3.60	9.750	4.0	10.800	4.5	12.200	5.4	14.500
5"	139.7					5.0	16.000	6.4	17.900
6"	166.1					5.0	19.800	6.4	21.300

NORMAS TÉCNICAS:
Diámetros y espesores según Norma ISO 65.

DESCRIPCIÓN :
Tubos fabricados con acero al carbono, utilizando el sistema de soldadura por resistencia eléctrica por inducción de alta frecuencia longitudinal (ERW).

PRESENTACIÓN:
Longitud : 6.40 metros
Otras longitudes a pedido.
Acabado de extremos : Refrentado (plano), limpio de rebordes.
Roscado (según norma ANSI B1.20.1)
Recubrimiento : Negro
Galvanizado (según norma ISO 1461)
Aceitado *
Desengrasado *

USOS:
Conducción de agua, gas, vapor, petróleo, aire presurizado y fluidos no corrosivos.

TOLERANCIAS DIMENSIONALES :
Espesor mínimo :
Serie S, Serie M y Serie H : -12.5 % del espesor nominal.
Serie L : -8 % del espesor nominal.

PROPIEDADES MECÁNICAS:
Resistencia a la Tracción = 320 - 520 Min. N/mm²
Elongación mínima = 15%

PRUEBA HIDROSTÁTICA :
A 700 PSI

* Fabricación bajo pedido.

Imagen A2-1 - Tubos Redondos ISO-65.

Fuente: "Aceros Arequipa"

108

ANEXO 3: CÁLCULO DEL SISTEMA DE LLENADO – DISEÑO DEL TRANSPORTADOR SIN FIN

3.1 Cálculo del Volumen:

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

$$v = \pi * \left(\frac{7.3cm}{2}\right)^2 * 10cm$$

$$v = 418.54cm^3$$

3.2 Cálculo de la masa total del empaque:

$$masa_{empaque} = \rho_{sustrato} \pi * v$$

$$masa_{empaque} = 500 \frac{kg}{m^3} * 0.000418m^3$$

$$masa_{empaque} = 0.21 kg$$

3.3 Velocidad del Sin Fin:

$$Q = 60 * At * S * n * cF * \rho * \alpha$$

$$0.756 \frac{Ton}{h} = 60 * \left(\pi \frac{(0.0635m)^2}{4}\right) * 0.0635m * n * 0.35 * 0.5 \frac{Ton}{m^3} * 1$$

$$n = 356.79 rpm$$

3.4 Potencia Total Requerida (Hp):

$$Hp = \frac{(Hp_f + Hp_m + Hp_i) * f_0}{eft}$$

$$Hp_f = \frac{fd * fb * L * n}{1'000,000}$$

$$Hp_m = \frac{ff * fp * L * fm * \rho * Q}{1'000,000}$$

Coque de petróleo, calcinado	35-45	D7-37	H	3	1.3	15
Coque desmenuzado (Cisco)	25-35	C1/2-37	H	3	1.2	15
Cola en perlas	40	C1/2-55U	L-S-B	1	0.5	30A
Cola molida	40	B6-45U	H	2	1.7	30A
Cola vegetal, en polvo	40	A40-45U	L-S-B	1	0.6	30A
Composta	30-50	D7-45TV	L-S	3	1	30A
Conchas de Ostión (ostra), enteras	80	D3-36TV	H	3	2.1-2.5	30B
Conchas de Ostión (ostra), molida	50-60	C1/2-36T	H	3	1.6-2.0	30B
Concreto premezclado, seco	85-120	C1/2-36U	H	3	3	30B

Imagen A3-1 - Tabla de Materiales.

Fuente: “Gran Catálogo 4000, Martin, Sección H – pág.10”

Factor de Paleta, F_p					
Paletas Estándar por Paso. Paletas Ajustadas a 45° Paso Invertido					
Número de Paletas por Paso	0	1	2	3	4
Factor de Paleta — F_p	1.0	1.29	1.58	1.87	2.16

Imagen A3-2 - Tabla de Factor de Paleta.

Fuente: “Gran Catálogo 4000, Martin, Sección H – pág.24”

Tipo de Helicoidal	F_f Factor por porcentaje de carga de transportador			
	15%	30%	45%	95%
Estándar	1.0	1.0	1.0	1.0
Helicoidal con Corte	1.10	1.15	1.20	1.3
Con Corte y Doble	N.R.*	1.50	1.70	2.20
Helicoidal de Listón	1.05	1.14	1.20	—
*No recomendada				

Imagen A3-3 - Tabla de Factor (F_f), por Porcentaje de carga de Transportador.

Fuente: “Gran Catálogo 4000, Martin, Sección H – pág.24”

Factor del Buje para Colgante		
Tipo de Buje		Factor del Buje para Colgante F_b
B	Rodamiento de Bolas	1.0
L	Bronce <i>Martin</i>	2.0
S	* Bronce Grafitado * Bronce, Impregnado en Aceite * Madera, Impregnado en Aceite * Nylatron * * Nylon * Teflón * UHMH * Uretano	2.0
	* Hierro Endurecido <i>Martin</i>	3.4
H	* Superficie Endurecida * Stellite * Cerámica	4.4

* Bujes no lubricados o bujes sin lubricación adicional.

Imagen A3-4 - Tabla de Factor (F_b), del Buje para Colgante.

Fuente: “Gran Catálogo 4000, Martin, Sección H – pág.23”

Conveyor Diameter Factor, F_d			
Screw Diameter Inches	Factor F_d	Screw Diameter Inches	Factor F_d
4	12.0	14	78.0
6	18.0	16	106.0
9	31.0	18	135.0
10	37.0	20	165.0
12	55.0	24	235.0
		30	300

Imagen A3-5 - Tabla de Factor (F_d), de diámetro.

Fuente: “Gran Catálogo 4000, Martin, Sección H – pág.23”

Reemplazando:

$$Hp_f = \frac{12 * 2 * 2.62ft * 356.79rpm}{1'000,000} = 0.01$$

$$Hp_m = \frac{1 * 1 * 2.62ft * 1.2 * 31.21 \frac{lb}{ft^3} * 1512 \frac{lb}{h}}{1'000,000} = 0.15$$

El factor de sobrecarga (f_0):

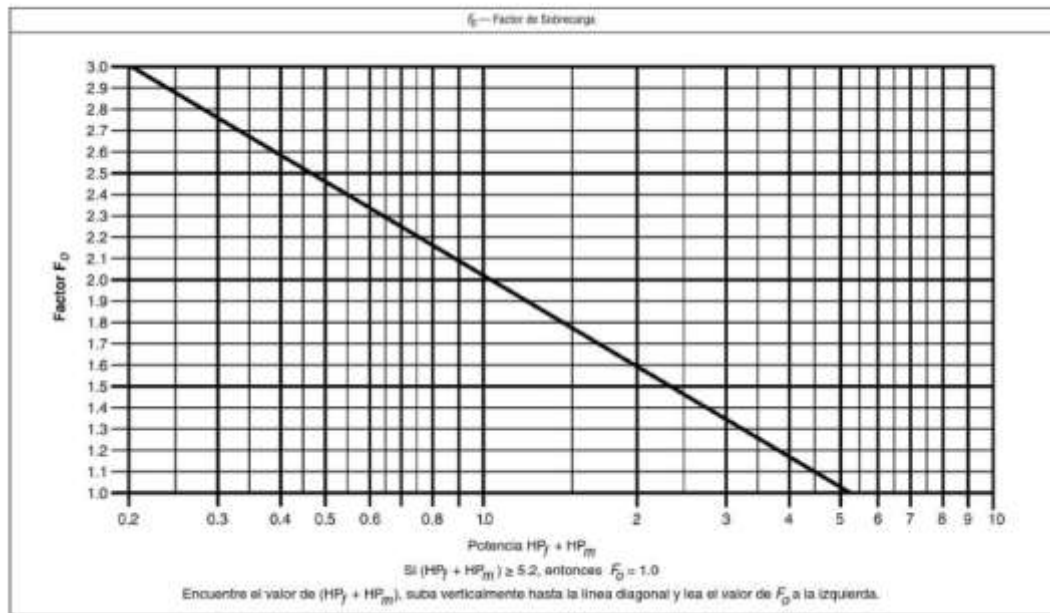


Imagen A3-5 - Tabla de Factor (F_0), de Sobrecarga.

Fuente: “Gran Catálogo 4000, Martin, Sección H – pág.24”

$$Hp_f + Hp_m$$

Reemplazando:

$$0.01 + 0.15 = 0.16$$

Comparando con el cuadro del catálogo de Martin Screw Conveyor el factor de sobrecarga es de 1.75

Entonces la potencia total requerida:

Factor de Eficiencia (ϵ) de las Transmisiones				
Transmisión para Transportador Helicoidal o Montado en Eje con Transmisión de Bandas en "V"	Reductor de Engranajes Helicoidales con Transmisión de Bandas en V y Cople	Motorreductor con Cople	Motorreductor con Transmisión de Cadena	Corona Sinfin
.88	.87	.95	.87	Consulte a Zúñiga

Imagen A3-5 - Tabla de Factor de Eficiencia.

Fuente: “Gran Catálogo 4000, Martin, Sección H – pág.24”

$$Hp = \frac{(0.02 + 0.14 + 0) * 1.75}{0.88}$$

$$Hp = 0.32 \text{ hp}$$

3.5 Cálculo del Torque:

$$T = \frac{hp(63025)}{n}$$

$$T = \frac{0.32(63025)}{356.79}$$

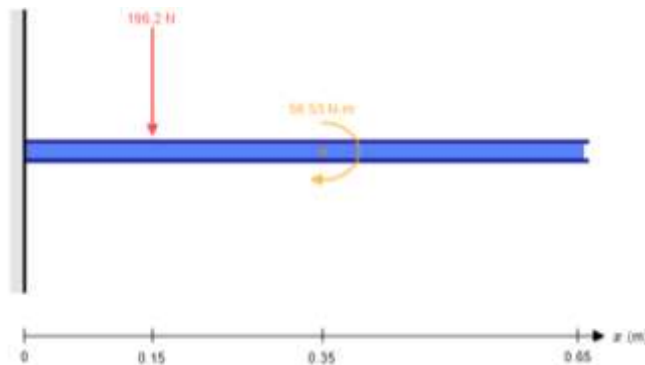
$$T = 56.53 \text{ N.m}$$

**ANEXO 4: CÁLCULO DEL SISTEMA DE LLENADO – CÁLCULOS DEL
MOMENTO MÁXIMO Y TORQUE MÁXIMO DEL EJE DEL
TRANSPORTADOR SIN FIN Y EJE DE TRANSMISIÓN**

4.1 Cálculo del Momento Máximo y Torque Máximo del Eje del Transportador Sin Fin.

Utilizando el programa Beam Calculator, generamos los diagramas de momento de flexión y fuerzas de corte de vigas.

DCL:



Por lo tanto, al calcular las fuerzas verticales de equilibrio, podemos encontrar que:

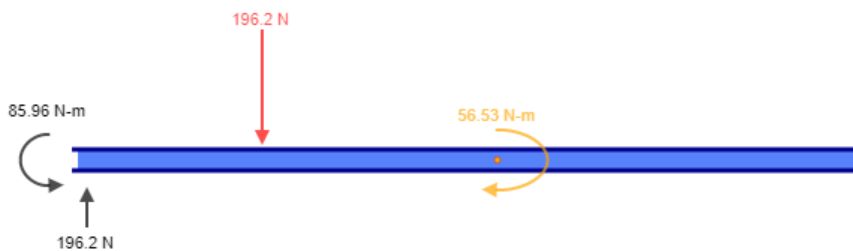
$$\sum F_y = 0 \rightarrow R_{Ay} - P_1 = 0$$

$$R_{Ay} = 196.2 \text{ N}$$

Analizamos el momento respecto a R_1 , entonces tenemos:

$$\sum M = 0 \rightarrow M_{Ay} - 196.2(0.15) - 56.53$$

$$M_{Ay} = 85.96 \text{ Nm}$$

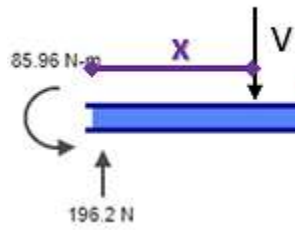


Cálculo de fuerza de corte:

$$\sum F_y + V(x) = 0$$

Sección 1: ($0 \leq x \leq 0.15$)

Resolviendo el equilibrio de fuerzas en la sección:

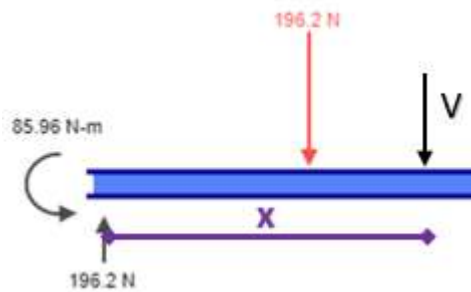


$$R_{Ay} - V(x) = 0$$

$$V(x) = 196.2 \text{ N}$$

Sección 2: ($0.15 \leq x \leq 0.35$)

Resolviendo el equilibrio de fuerzas en la sección:

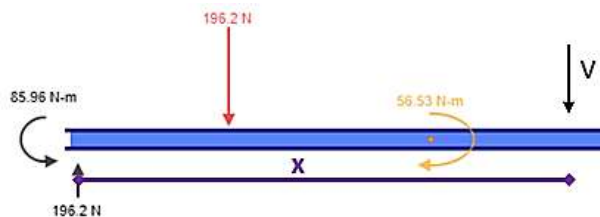


$$R_{Ay} - 196.2 - V(x) = 0$$

$$V(x) = 0 \text{ N}$$

Sección 3: ($0.35 \leq x \leq 0.65$)

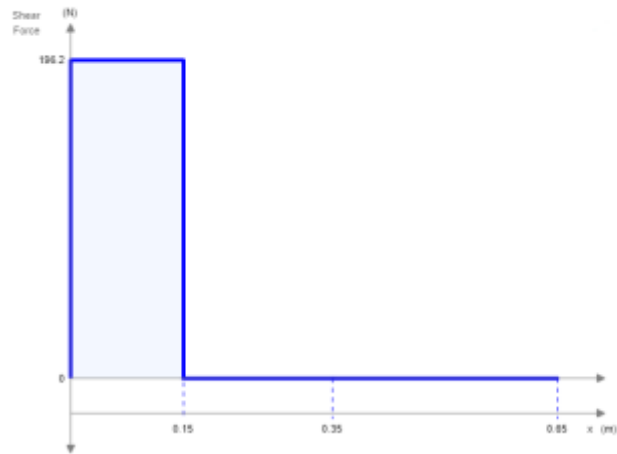
Resolviendo el equilibrio de fuerzas en la sección:



$$R_{Ay} - 196.2 - V(x) = 0$$

$$V(x) = 0 \text{ N}$$

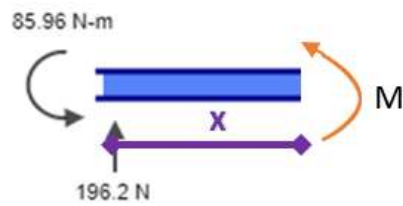
Diagrama de esfuerzos cortantes:



Cálculo del momento Flexionante:

$$\sum M + M(x) = 0$$

Sección 1: ($0 \leq x \leq 0.15$)



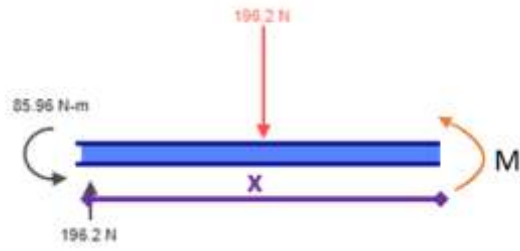
Resolviendo el momento de equilibrio en la sección:

$$85.96 - 196.2 x + M(x) = 0$$

$$M(x) = 196.2 x - 85.96$$

Sección 2: ($0.15 \leq x \leq 0.35$)

Resolviendo el momento de equilibrio en la sección:

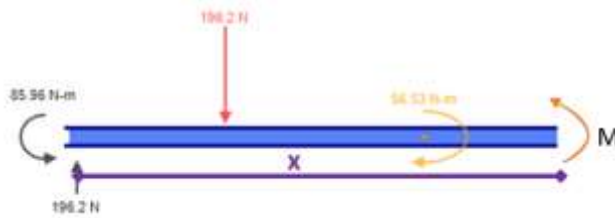


$$85.96 - 196.2 x + 196.2 x - 29.43 + M(x) = 0$$

$$M(x) = -56.53 \text{ Nm}$$

Sección 3: ($0.35 \leq x \leq 0.65$)

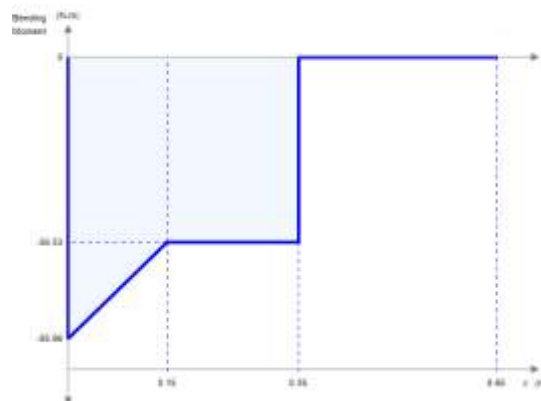
Resolviendo el momento de equilibrio en la sección:



$$85.96 - 196.2 x + 196.2 x - 29.43 - 56.53 + M(x) = 0$$

$$M(x) = 0$$

Diagrama de Momentos:



4.2 Cálculo del Momento Máximo y Torque Máximo del Eje de Transmisión.

DCL:



Por lo tanto, al calcular las fuerzas verticales de equilibrio, podemos encontrar que:

$$\sum F_y = 0 \rightarrow R_{Ay} + R_{By} - P_1 = 0$$

$$R_{Ay} = -323.05 \text{ N}$$

Analizamos el momento respecto a R_1 , entonces tenemos:

$$\sum M = 0 \rightarrow M_{Ay} - 7.62 + 25.01(0.06) - 56.53 + R_{By}(0.18)$$

$$R_{By} = 348.05 \text{ N}$$

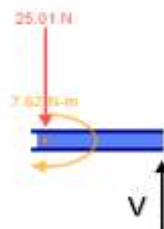


Cálculo de fuerza de corte:

$$\sum F_y + V(x) = 0$$

Sección 1: ($0 \leq x \leq 0.06$)

Resolviendo el equilibrio de fuerzas en la sección:

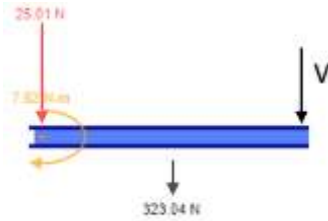


$$-25.01 - V(x) = 0$$

$$V(x) = -25.01 \text{ N}$$

Sección 2: ($0.06 \leq x \leq 0.24$)

Resolviendo el equilibrio de fuerzas en la sección:



$$-25.01 - 323.04 - V(x) = 0$$

$$V(x) = -348.05 \text{ N}$$

Sección 3: ($0.24 \leq x \leq 0.3$)

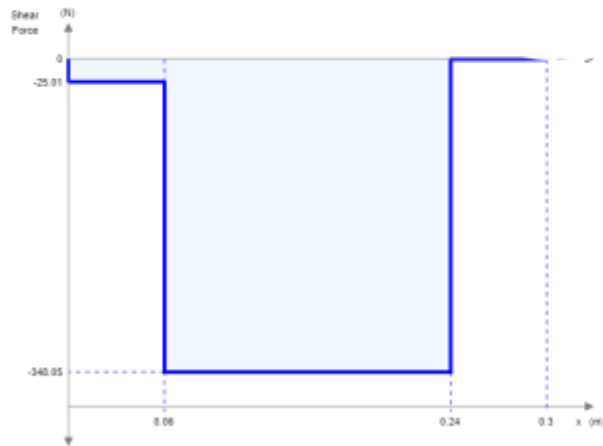
Resolviendo el equilibrio de fuerzas en la sección:



$$-25.01 - 323.04 + 348.05 - V(x) = 0$$

$$V(x) = 0 \text{ N}$$

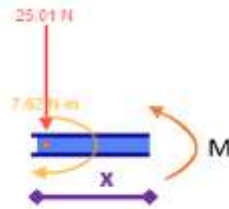
Diagrama de esfuerzos cortantes:



Cálculo del Momento Flexionante:

$$\sum M + M(x) = 0$$

Sección 1: ($0 \leq x \leq 0.06$)



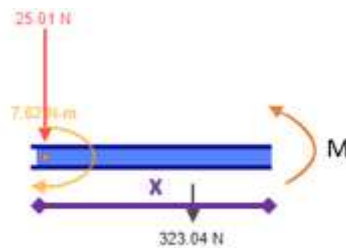
Resolviendo el momento de equilibrio en la sección:

$$-7.62 + 25.01 x + M(x) = 0$$

$$M(x) = 7.62 - 25.01 x$$

Sección 2: ($0.06 \leq x \leq 0.24$)

Resolviendo el momento de equilibrio en la sección:



$$-7.62 + 25.01 x + 323.04(x - 0.06) + M(x) = 0$$

$$M(x) = -348.05 x + 27$$

Sección 3: $(0.24 \leq x \leq 0.30)$

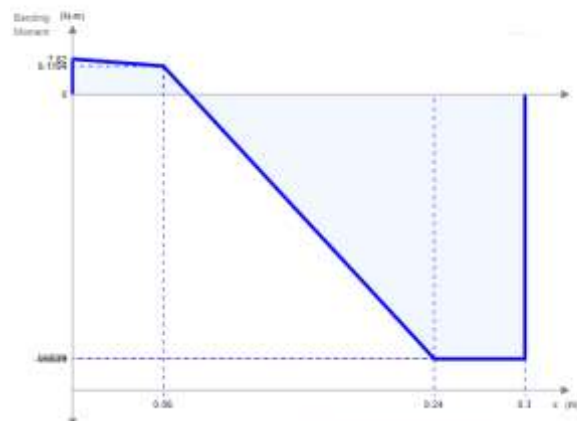
Resolviendo el momento de equilibrio en la sección:



$$-7.62 + 25.01 x + 323.04(x - 0.06) - 348.05(x - 0.24) + M(x) = 0$$

$$M(x) = -56.53 \text{ Nm}$$

Diagrama de Momentos



ANEXO 5: CÁLCULO DEL SISTEMA DE LLENADO – DISEÑO DE LOS DIÁMETROS DE LOS EJES DEL TRANSPORTADOR SIN FIN Y EJE DE TRANSMISIÓN

5.1 Solución de análisis estático para el eje del transportador sin fin:

Para determinar el diámetro de nuestro eje, se seleccionó de catálogo el acero AISI-SAE 1020 estirado en frío, obteniendo los datos siguientes:

$$d = \sqrt[6]{\left(\frac{F \cdot S}{S_y}\right)^2 \left(\left(\frac{32 M_{m\acute{a}x}}{\pi}\right)^2 + 3 \left(\frac{16 \tau_{max}}{\pi}\right)^2 \right)}$$

Reemplazando:

$$d = \sqrt[6]{\left(\frac{1.5}{370 \times 10^6}\right)^2 \left(\left(\frac{32 (85.96 \text{ N} \cdot \text{m})}{\pi}\right)^2 + 3 \left(\frac{16 (56.53 \text{ N} \cdot \text{m})}{\pi}\right)^2 \right)}$$

$$d = 15.99 \text{ mm}$$

Con el diámetro teórico obtenido, se desarrollará la siguiente ecuación para determinar el esfuerzo por flexión y torsión.

$$\sigma_f = \frac{M_{m\acute{a}x} \left(\frac{d}{2}\right)}{I} = \frac{32 M_{m\acute{a}x}}{\pi d^3}$$

Reemplazando:

$$\sigma_f = \frac{32 (85.96 \text{ N} \cdot \text{m})}{\pi (0.0159 \text{ m})^3}$$

$$\sigma_f = 214.34 \text{ MPa}$$

$$\tau = \frac{T_{\max} \left(\frac{d}{2}\right)}{I} = \frac{16 \tau_{\max}}{\pi d^3}$$

Reemplazando:

$$\tau = \frac{16 * 56.53 \text{ N.m}}{\pi(0.0159 \text{ m})^3}$$

$$\tau = 70.48 \text{ MPa}$$

Aplicaremos la ecuación del esfuerzo de Von Mises, donde:

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_f^2 + 3\tau^2}$$

$$\sigma' = \sqrt{(214.34 \text{ MPa})^2 + 3(70.48 \text{ MPa})^2}$$

$$\sigma' = 246.67 \text{ MPa}$$

Una vez se ha obtenido el esfuerzo de Von Mises, hallaremos el nuevo factor de seguridad.

$$F.S = \frac{370 \text{ MPa}}{246.67 \text{ MPa}}$$

$$F.S = 1.5$$

Cálculo del diámetro mínimo

Para el cálculo del diámetro mínimo del eje se utilizará la ecuación **ED-GOODMAN**, ecuación N° 25, basada en el libro de diseño en ingeniería mecánica de Shigley.

En donde:

$$T_a = M_m = 0.$$

$$d = \left\{ \frac{16n}{\pi} \left[4 \left(\frac{K_f M_a}{S_e} \right)^2 + 3 \left(\frac{K_{fs} T_m}{S_y} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3}$$

Se procede a calcular los factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga S_e a través de la ecuación de Marín, donde:

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S'_e$$

Procedemos a calcular el límite de resistencia a la fatiga, factores que modifican el límite a la fatiga propuesto por Joseph Marín

$$S'_e = 0.5 \times S_{ut} = 0.5 \times 440 = 220 \text{ MPa}$$

Factor de modificación de la condición superficial (k_a):

$$k_a = a S_{ut}^b$$

Los factores a y b se halla del maquinado o estirado en frío.

Reemplazando:

$$k_a = 4.51 \times 440^{-0.265}$$

$$k_a = 0.90$$

Factor de modificación del tamaño (k_b):

Para el cálculo procedemos a considerar un diámetro superior al diámetro teórico obtenido anteriormente (15.99mm) con tablas comerciales de aceros. En este caso utilizaremos un diámetro de 16mm.

$$k_b = 1.24d^{-0.107}$$

Reemplazando:

$$k_b = 1.24 \times 16^{-0.107} = 0.92$$

Factor de modificación de la carga (k_c):

Según a las cargas a la cual estará sometido el eje, consideramos un $k_c = 0.59$, debido a que el diseño del eje es conservador.

Factor de modificación de temperatura (k_d):

Se opta por considerar un $k_d = 1$, ya que nuestro eje trabajará a temperatura de ambiente.

Factor de confiabilidad (k_e):

Se opta por considerar por una confiabilidad de diseño de 90% $k_e = 0.897$.

Factor de concentración (K_f , K_{fs}):

Para calcular los valores del esfuerzo medio y alternante respectivamente, consideramos y valor $r = 2mm$ (radio de muesca) y el eje rodado con filete en el hombro por flexión, dichas ecuaciones se muestran a continuación.

$$K_f = 1 + q(K_t - 1)$$

$$K_{fs} = 1 + q_{cortante}(K_{ts} - 1)$$

El diámetro a es $D = 16$ mm y el interior $d = 14$ mm.

Reemplazando:

$$K_f = 1 + 0.75(1.7 - 1)$$

$$K_f = 1.53$$

$$K_{fs} = 1 + 0.95(1.48 - 1)$$

$$K_{fs} = 1.36$$

A continuación, con los valores, reemplazaremos en la ecuación de Marín:

$$S_e = 0.90 * 0.92 * 0.59 * 1 * 0.897 * 220MPa$$

$$S_e = 147.09 MPa$$

Reemplazamos para calcular el diámetro del eje mediante la ecuación de ED-GOODMAN, teniendo en cuenta que: $M_m = T_a = 0$

$$d = \left\{ \frac{16n}{\pi} \left[4 \left(\frac{K_f M_a}{S_e} \right)^2 + 3 \left(\frac{K_{fs} T_m}{S_y} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3}$$

Calculo de esfuerzos fluctuantes

Determinamos esfuerzos fluctuantes (M_a , M_m)

Momento alternante:

$$M_a = \frac{M_{max} + M_{min}}{2}$$

$$M_a = \frac{85.96 N.m}{2}$$

$$M_a = 42.98 N.m$$

Torque Medio:

$$T_m = \frac{53.56 N.m}{2}$$

$$T_m = 28.27 N.m$$

Entonces:

$$d = \left\{ \frac{16 \times 1.5}{\pi} \left[4 \left(\frac{1.53 * (42.98 N.m)}{147.09 * 10^6 Pa} \right)^2 + 3 \left(\frac{1.36 * 28.27 N.m}{370 * 10^6 Pa} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3}$$

$$d = 19.08 mm$$

5.2 Solución de análisis estático para el eje de transmisión:

Para determinar el diámetro de nuestro eje, se seleccionó de catálogo el acero SAE 316 estirado en frío, obteniendo los datos siguientes:

Datos:

Resistencia a la tracción (S_y)	:	481 MPa
Límite de fluencia (S_y)	:	176 MPa

Entonces procedemos a hallar nuestro diámetro teórico de nuestro eje:

$$d = \sqrt[6]{\left(\frac{F \cdot S}{S_y}\right)^2 \left(\left(\frac{32 M_{m\acute{a}x}}{\pi}\right)^2 + 3\left(\frac{16 \tau_{max}}{\pi}\right)^2\right)}$$

Reemplazando:

$$d = \sqrt[6]{\left(\frac{1.5}{176 \times 10^6 \text{ Pa}}\right)^2 \left(\left(\frac{32 (7.62 \text{ N} \cdot \text{m})}{\pi}\right)^2 + 3\left(\frac{16 (53.56 \text{ N} \cdot \text{m})}{\pi}\right)^2\right)}$$

$$d = 16.26 \text{ mm}$$

Con el diámetro teórico obtenido, se desarrollará la siguiente ecuación para determinar el esfuerzo por flexión y torsión.

$$\sigma_f = \frac{M_{m\acute{a}x} \left(\frac{d}{2}\right)}{I} = \frac{32 M_{m\acute{a}x}}{\pi d^3}$$

Reemplazando:

$$\sigma_f = \frac{32 (7.62 \text{ N} \cdot \text{m})}{\pi (0.01598 \text{ m})^3}$$

$$\sigma_f = 18.05 \text{ MPa}$$

$$\tau = \frac{T_{\max} \left(\frac{d}{2}\right)}{I} = \frac{16 \tau_{\max}}{\pi d^3}$$

$$\tau = \frac{16 * 56.53 \text{ N.m}}{\pi(0.01598 \text{ m})^3}$$

$$\tau = 66.94 \text{ MPa}$$

Aplicaremos la ecuación del esfuerzo de Von Mises, donde:

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_f^2 + 3\tau^2}$$

$$\sigma' = \sqrt{(18.05 \text{ MPa})^2 + 3(66.94 \text{ MPa})^2}$$

$$\sigma' = 117.33 \text{ MPa}$$

Una vez se ha obtenido el esfuerzo de Von Mises, hallaremos el nuevo factor de seguridad.

$$F.S = \frac{370 \text{ MPa}}{117.33 \text{ MPa}}$$

$$F.S = 1.5$$

Cálculo del diámetro mínimo

Para el cálculo del diámetro mínimo del eje se utilizará la ecuación **ED-GOODMAN**, ecuación N° 25, basada en el libro de diseño en ingeniería mecánica de Shigley.

En donde:

$$T_a = M_m = 0.$$

$$d = \left\{ \frac{16n}{\pi} \left[4 \left(\frac{K_f M_a}{S_e} \right)^2 + 3 \left(\frac{K_{fs} T_m}{S_y} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3}$$

Se procede a calcular los factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga S_e a través de la ecuación de Marín, donde:

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S'_e$$

Procedemos a calcular el límite de resistencia a la fatiga, factores que modifican el límite a la fatiga propuesto por Joseph Marín

$$S'_e = 0.5 \times S_{ut} = 0.5 \times 481 \text{ MPa} = 240.5 \text{ MPa}$$

Factor de modificación de la condición superficial (k_a):

$$k_a = a S_{ut}^b$$

Los factores a y b se halla del maquinado o estirado en frío.

Reemplazando:

$$k_a = 4.51 \times 481^{-0.265}$$

$$k_a = 0.88$$

Factor de modificación del tamaño (k_b):

$$k_b = 1.24 d^{-0.107}$$

Reemplazando:

$$k_b = 1.24 \times 17^{-0.107} = 0.92$$

Factor de modificación de la carga (k_c):

Según a las cargas a la cual estará sometido el eje, consideramos un $k_c = 0.59$, debido a que el diseño del eje es conservador.

Factor de modificación de temperatura (k_d):

Se opta por considerar un $k_d = 1$, ya que nuestro eje trabajará a temperatura de ambiente.

Factor de confiabilidad (k_e):

Se opta por considerar por una confiabilidad de diseño de 90% $k_e = 0.897$.

Factor de concentración (K_f , K_{fs}):

Para calcular los valores del esfuerzo medio y alternante respectivamente, consideramos y valor $r = 2mm$ (radio de muesca) y el eje rodado con filete en el hombro por flexión, dichas ecuaciones se muestran a continuación.

$$K_f = 1 + q(K_t - 1)$$

$$K_{fs} = 1 + q_{cortante}(K_{ts} - 1)$$

El diámetro a es $D = 16$ mm y el interior $d = 14$ mm.

Reemplazando:

$$K_f = 1 + 0.75(1.7 - 1)$$

$$K_f = 1.53$$

$$K_{fs} = 1 + 0.95(1.48 - 1)$$

$$K_{fs} = 1.36$$

A continuación, con los valores, reemplazaremos en la ecuación de Marín:

$$S_e = 0.88 * 0.92 * 0.59 * 1 * 0.897 * 240.5 \text{ MPa}$$

$$S_e = 156.03 \text{ MPa}$$

Reemplazamos para calcular el diámetro del eje mediante la ecuación de ED-GOODMAN, teniendo en cuenta que: $M_m = T_a = 0$

$$d = \left\{ \frac{16n}{\pi} \left[4 \left(\frac{K_f M_a}{S_e} \right)^2 + 3 \left(\frac{K_{fs} T_m}{S_y} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3}$$

Calculo de esfuerzos fluctuantes

Determinamos esfuerzos fluctuantes (M_a , M_m)

Momento alternante:

$$M_a = \frac{M_{max} + M_{min}}{2}$$

$$M_a = \frac{7.62 \text{ N.m}}{2}$$

$$M_a = 3.81 \text{ N.m}$$

Torque Medio:

$$T_m = \frac{53.56 \text{ N.m}}{2}$$

$$T_m = 28.27 \text{ N.m}$$

Entonces:

$$d = \left\{ \frac{16 \times 1.5}{\pi} \left[4 \left(\frac{1.53 * (3.81 \text{ N.m})}{156.03 * 10^6 \text{ Pa}} \right)^2 + 3 \left(\frac{1.36 * 28.27 \text{ N.m}}{176 * 10^6 \text{ Pa}} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3}$$

$$d = 14.33 \text{ mm}$$

ANEXO 6: CÁLCULO DEL SISTEMA DE LLENADO – DISEÑO DE LOS DIÁMETROS DE LOS EJES DEL TRANSPORTADOR SIN FIN Y EJE DE TRANSMISIÓN



Estado de suministro
 Calibrado con tolerancia ISO 266-2 h11
 Torneado
 Laminado en caliente (Negro) con tolerancia DIN 1013
 Premaquinado

Formas y color:



Composición química (% en peso)

%C	%Si	%Mn	%P	%S
0.15	0.15	0.60	-	-
0.20	0.35	0.90	0.040	0.050

Densidad: 7.87 g/cm³ (0.284 lb/in³)

Propiedades mecánicas mínimas estimadas según SAE J1397

Tipo de proceso y acabado	Resistencia a la tracción		Límite de Fluencia		Alargamiento en 2" (%)	Reducción de área (%)	Dureza (HB)	Relación de maquinabilidad 1212 EF -100%
	PSI	MPa	PSI	MPa				
Caliente y maquinado	58000	400	32000	220	25	50	116	70
Estirado en frío	64000	440	53600	370	15	40	126	

Tratamientos térmicos recomendados (Valores en °C)

Forjado	Normalizado	Recocido		Templado	Revenido	T ^o Crítica aprox.	
		Ablanda/. Enfriar al aire	Regeneración Enfriar en horno			Ac1	Ac3
1100-1250	870 - 900	850 - 890 Enfriar al aire	850 - 890 Enfriar en horno	Cementar 925	150 - 250	724	840

Características

Acero de bajo contenido de carbono, de fácil mecanizado y buena soldabilidad. De baja dureza para usos convencionales de baja exigencia. Cuando se requiere una superficie muy dura pero un centro tenaz, este acero cementado cumple perfectamente. Estirado en frío mejora sus valores de resistencia mecánica y su maquinabilidad.

Aplicaciones

Bases de matrices, soportes, engranajes, flanges, pernos de anclaje, ejes, cadenas, bujes, tornillería corriente y pasadores de baja resistencia. Por su ductilidad es ideal para procesos de transformación en frío como doblar, estampar, recalcar, entre otros.

NOTAS: Los valores expresados en las propiedades mecánicas y físicas corresponden a los valores promedio que se espera cumple el material. Tales valores son para orientar a aquella persona que debe diseñar o construir algún componente o estructura pero en ningún momento se deben considerar como valores estrictamente exactos para su uso en el diseño.

Imagen A6-1 - Propiedades del Acero AISI / SAE 1020.

Fuente: "Ferrocortes"



ACEROS ALEADOS INOXIDABLE AUSTENITICO SAE 316

FT 03_004

Estado de suministro

Laminado más torneado con tolerancia ISO 286-2 hu
Trefilado con tolerancia ISO 286-2 hu

Formas y color:



Características

Acero inoxidable austenítico, aleado al Cromo-Níquel-Molibdenu. La adición de Molibdeno le confiere una alta resistencia a la corrosión por picado (pitting). No es templable ni magnético. Gran resistencia a la acción corrosiva de reactivos químicos (en especial el del ácido sulfúrico) y a la atmosfera marina. Su aplicación es frecuente en la industria alimenticia, papelera y construcción. Su bajo contenido de carbono hace aumentar la temperatura de resistencia a la corrosión intracristalina hasta los 400° C, además de mejorar su soldabilidad

Composición química (% en peso)

	%C	%Si	%Mn	%P	%S	%Cr	%Ni%	%Mo
316	0.08 Máx.	1.00 Máx.	2.00 Máx.	0.045 Máx.	0.030 Máx.	16.00 - 18.00	10.0 - 14.0	2.0 - 3.0
316L	0.03 Máx.	1.00 Máx.	2.00 Máx.	0.045 Máx.	0.030 Máx.	16.00 - 18.00	10.0 - 14.0	2.0 - 3.0

Propiedades mecánicas mínimas estimadas SAE J1397

	Resistencia a la tracción			Límite de fluencia			Alargamiento en 2" (%)	Reducción de área (%)	Relación de maquinabilidad 1212 EF =100%
	MPa	kgf/mm ²	KSI	MPa	kgf/mm ²	KSI			
304	510	52	74	206	21	30	40	50	45
304L	481	49	70	176	18	26			

Tratamientos térmicos (Valores en °C)

Forjado	Recocido		Dureza Brinell (Barras recocidas)	Temple
	Temperatura	Medio de enfria./.		
1150 - 1200 No forjar debajo de 950°C Enfriar rápidamente	1010 - 1120	Enfriar rápidamente hasta "T Ambiente	150	Endurecible sólo por trabajo mecánico

NOTAS: Los valores expresados en las propiedades mecánicas y físicas corresponden a los valores promedio que se espera cumple el material. Tales valores son para orientar a aquella persona que debe diseñar o construir algún componente o estructura pero en ningún momento se deben considerar como valores estrictamente exactos para su uso en el diseño.

Imagen A6-2 - Propiedades del Acero SAE 316.

Fuente: "Ferrocortes"

Imagen A6-
Parámetro

Acabado superficial	Factor a		Exponente b
	S_{ut} , kpsi	S_{ut} , MPa	
Esmerilado	1.34	1.58	-0.085
Maquinado o estirado en frío	2.70	4.51	-0.265
Laminado en caliente	14.4	57.7	-0.718
Como sale de la forja	39.9	272.	-0.995

3 -
del factor de

la condición superficial de Marín.

Fuente: “Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley, Cap.6, pág. 274”

$$k_b = \begin{cases} (d/0.3)^{-0.107} = 0.879d^{-0.107} & 0.11 \leq d \leq 2 \text{ pulg} \\ 0.91d^{-0.157} & 2 \leq d \leq 10 \text{ pulg} \\ (d/7.62)^{-0.107} = 1.24d^{-0.107} & 2.79 \leq d \leq 51 \text{ mm} \\ 1.51d^{-0.157} & 51 \leq d \leq 254 \text{ mm} \end{cases}$$

Imagen A6-4 - Factor de Modificación de Tamaño.

Fuente: “Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley, Cap.6, pág. 275”

$$k_c = \begin{cases} 1 & \text{flexión} \\ 0.85 & \text{axial} \\ 0.59 & \text{torsión} \end{cases}$$

Imagen A6-5 - Factor de Modificación de la Carga.

Fuente: “Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley, Cap.6, pág. 277”

Temperatura, °C	S_T/S_{RT}	Temperatura, °F	S_T/S_{RT}
20	1.000	70	1.000
50	1.010	100	1.008
100	1.020	200	1.020
150	1.025	300	1.024
200	1.020	400	1.018
250	1.000	500	0.995
300	0.975	600	0.963
350	0.943	700	0.927
400	0.900	800	0.872
450	0.843	900	0.797
500	0.768	1 000	0.698
550	0.672	1 100	0.567
600	0.549		

Imagen A6-6 - Factor de Temperatura.

Fuente: "Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley, Cap.6, pág. 278"

Confiabilidad, %	Variación de transformación z_o	Factor de confiabilidad k_c
50	0	1.000
90	1.288	0.897
95	1.645	0.868
99	2.326	0.814
99.9	3.091	0.753
99.99	3.719	0.702
99.999	4.265	0.659
99.9999	4.753	0.620

Imagen A6-7 - Factor de Confiabilidad

Fuente: "Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley, Cap.6, pág. 279"

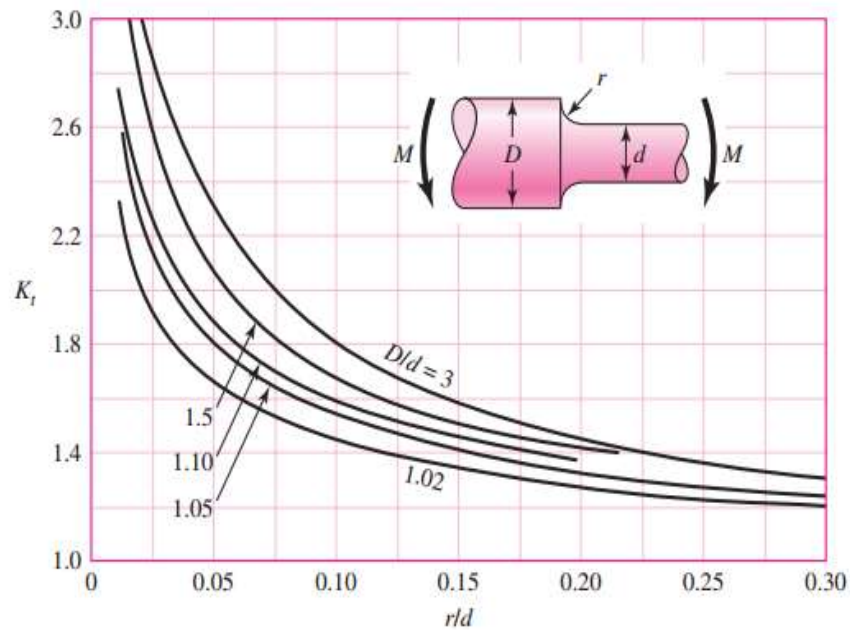


Imagen A6-8 - Concentrador de Esfuerzo Flector (K_t)

Fuente: "Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley, Apéndice, pág. 992"

CONCENTRADOR DE ESFUERZO TORSOR (k_{ts})

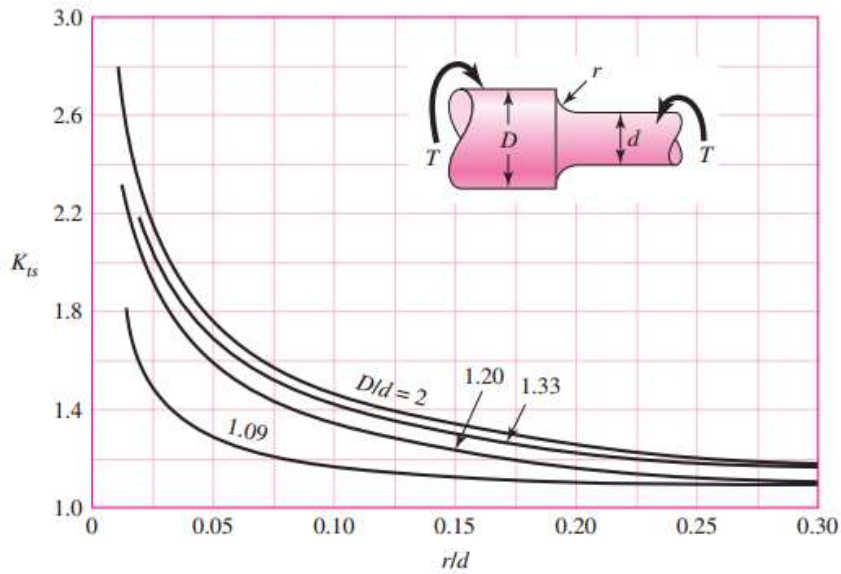


Imagen A6-9 - Parámetro del factor de la condición superficial de Marín.

Fuente: "Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley, Apéndice, pág. 992"

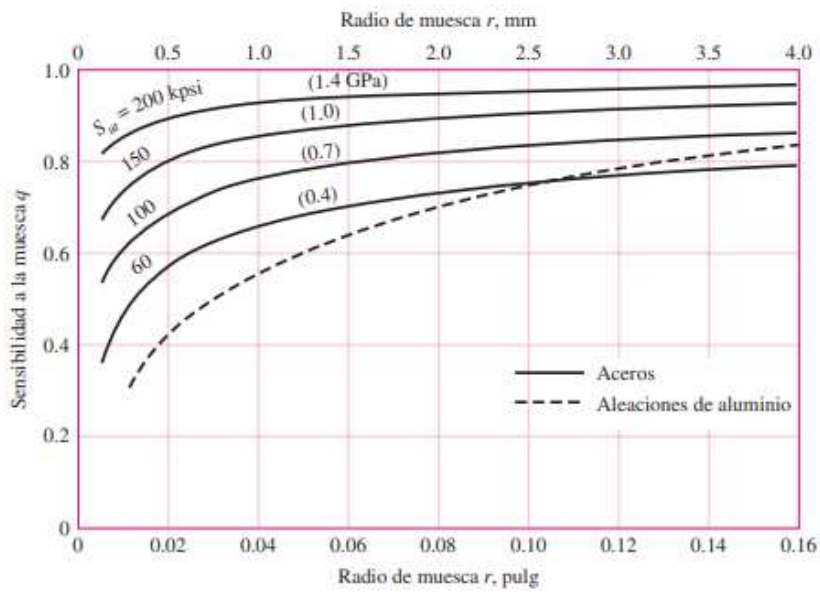


Imagen A6-10 – Sensibilidad a la Muesca (q).

Fuente: "Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley, Cap.6, pág. 282"

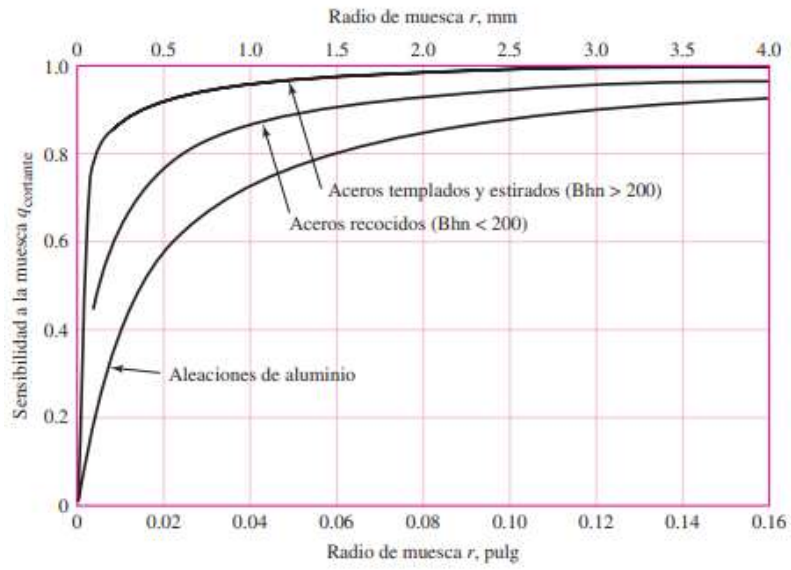


Imagen A6-11 – Sensibilidad a la Muesca sometidos a Torsión Inversa (q_{cortante})
Fuente: “Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley, Cap.6, pág. 282”

ANEXO 7: CÁLCULO DEL SISTEMA DE LLENADO – SELECCIÓN DE RODAMIENTOS PARA EL EJE DE TRANSMISIÓN

DATOS DEL CÁLCULO

Capacidad de carga dinámica básica	C	25.5 kN
Capacidad de carga estática básica	C_0	15.3 kN
Carga límite de fatiga	P_u	0.655 kN
Velocidad límite con tolerancia de eje h6		4 300 r/min

Imagen A7-1 - Datos Para Cálculos del rodamiento P207.

Fuente: “SKF”

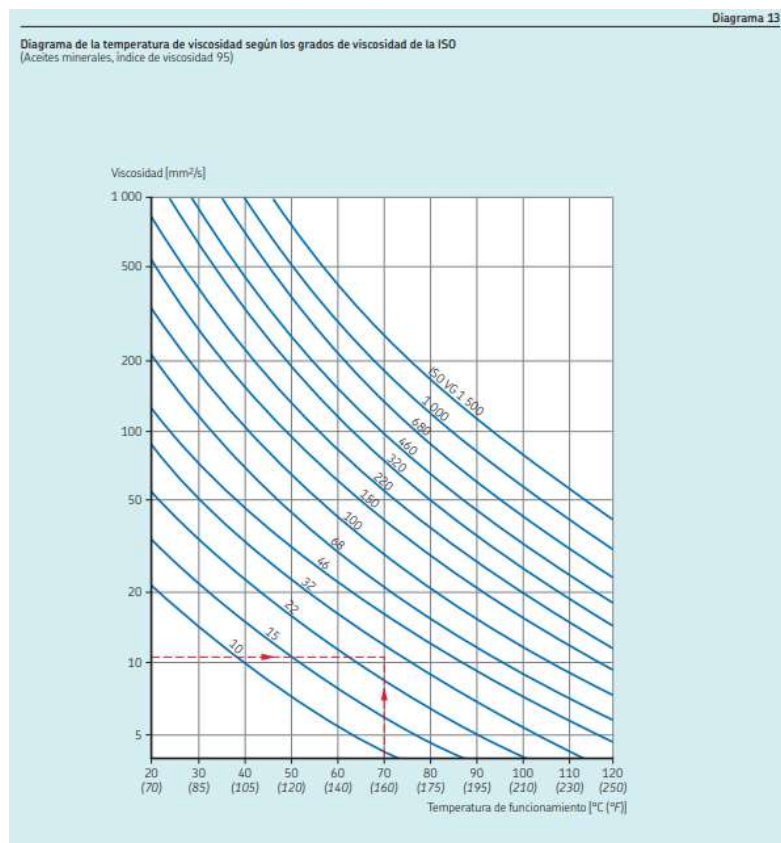
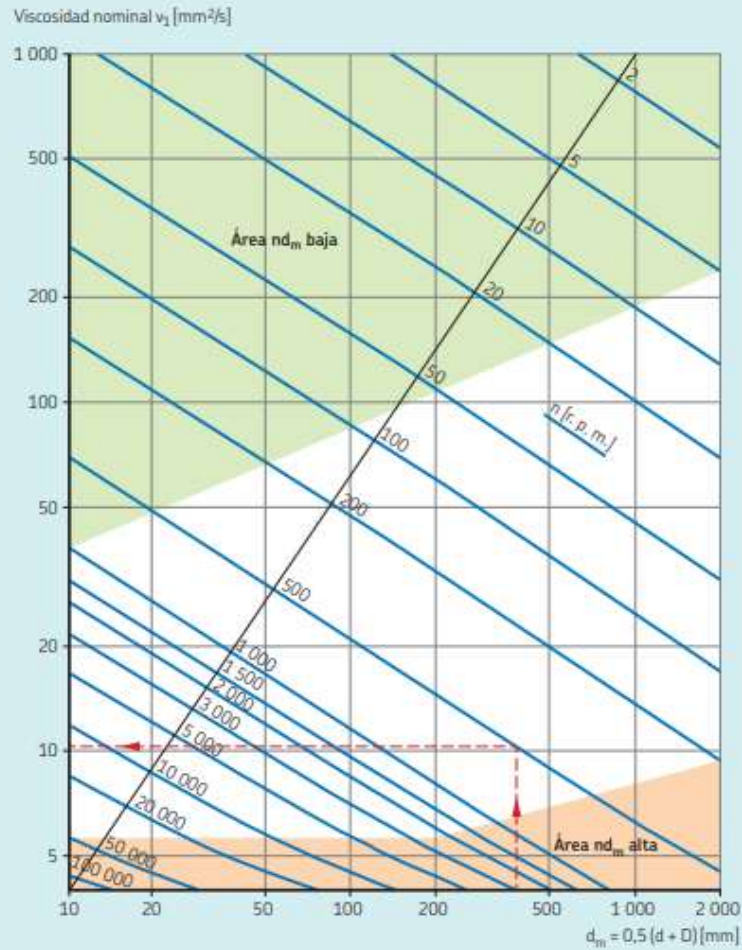


Imagen A7-2 - Diagrama de la Temperatura de Viscosidad.

Fuente: “SKF”

Cálculo de la viscosidad nominal v_1



- Área nd_m baja, donde $nd_m \leq 10\,000$ mm/min. Con estos valores de nd_m más bajos, se necesitan aditivos AW o EP para reducir el desgaste.
- Área nd_m alta, donde $nd_m \geq 500\,000$ mm/min para $d_m \leq 200$ mm, y $nd_m \geq 400\,000$ mm/min para $d_m > 200$ mm. Con estos valores de nd_m más altos, se debe prestar más atención a la temperatura de funcionamiento. Determinados tipos de rodamientos, como los rodamientos de rodillos a rótula, los rodamientos de rodillos cónicos y los rodamientos axiales de rodillos a rótula, suelen tener una temperatura de funcionamiento superior a la de otros tipos, como los rodamientos rígidos de bolas y los rodamientos de rodillos cilíndricos, en condiciones de funcionamiento similares.

Imagen A7-3 - Diagrama de Viscosidad Nominal.

Fuente: "SKF"

Tabla 5

Clasificación de la viscosidad según la norma ISO 3448

Grado de viscosidad	Viscosidad cinemática límite a 40 °C (105 °F)		
	media	min.	max.
-	mm ² /s		
ISO VG 2	2,2	1,98	2,42
ISO VG 3	3,2	2,88	3,52
ISO VG 5	4,6	4,14	5,06
ISO VG 7	6,8	6,12	7,48
ISO VG 10	10	9,00	11,0
ISO VG 15	15	13,5	16,5
ISO VG 22	22	19,8	24,2
ISO VG 32	32	28,8	35,2
ISO VG 46	46	41,4	50,6
ISO VG 68	68	61,2	74,8
ISO VG 100	100	90,0	110
ISO VG 150	150	135	165
ISO VG 220	220	198	242
ISO VG 320	320	288	352
ISO VG 460	460	414	506
ISO VG 680	680	612	748
ISO VG 1 000	1 000	900	1 100
ISO VG 1 500	1 500	1 350	1 650

Imagen A7-4 - Diagrama de la Clasificación de la Viscosidad.

Fuente: “SKF”

Tabla 6

Valores orientativos para el factor η_c para distintos niveles de contaminación

Condiciones	Factor η_c ¹⁾ para rodamientos con diámetro:	
	$d_w < 100$	$d_w \geq 100$ mm
Limpieza extrema • Tamaño de las partículas del orden del espesor de la película de lubricante • Condiciones de laboratorio	1	1
Gran limpieza • 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 • 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 • 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 • 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 • 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 • Condiciones típicas: niveles de contaminación tan severos que los valores de η_c están fuera de escala, lo que reduce significativamente la vida útil del rodamiento	0	0

1) La escala para η_c se refiere solo a contaminantes sólidos típicos. No se incluye la contaminación por agua u otros fluidos contaminados para la vida del rodamiento. Debido al fuerte desgaste abrasivo en ambientes altamente contaminados ($\eta_c < 0,1$), la vida útil del rodamiento puede ser significativamente inferior a la vida normal.

Imagen A7-5 - Valores para obtener el Factor η_c .

Fuente: “SKF”

Factor a_{SKF} para los rodamientos radiales de bolas

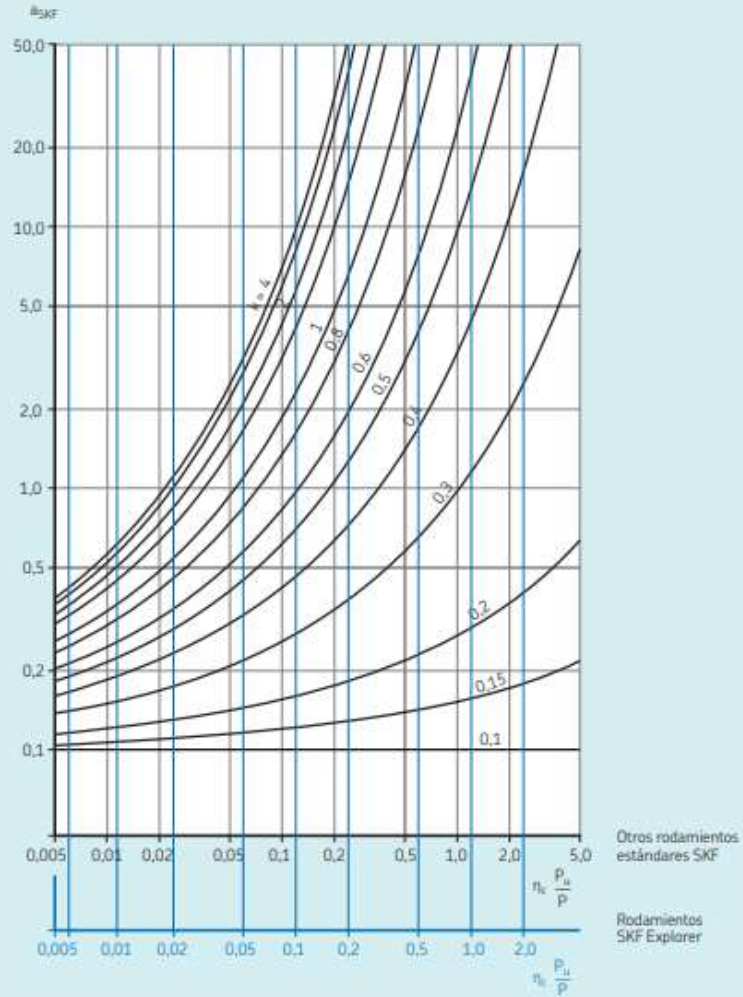


Imagen A7-6 - Diagrama del Factor a_{SKF} para Rodamientos de Bolas.

Fuente: "SKF"

ANEXO 8: CÁLCULO DEL SISTEMA DE LLENADO – SELECCIÓN DE POLEAS Y BANDAS.

8.1 Cálculo de la Velocidad y Número de bandas que necesitará el sistema de dosificación.

Velocidad de la correa:

$$v_{correa} = \frac{n_1 * \pi * d_1}{60000}$$

Donde:

n_1 : Velocidad de rotación de la polea del motor eléctrico. (rpm)

d_1 : Diámetro de la polea del motor eléctrico. (mm)

Reemplazando:

$$v_{correa} = \frac{1130 \text{ rpm} * \pi * 76.2 \text{ mm}}{60000}$$

$$v_{correa} = 6.01 \frac{m}{s} (\leq 30 \frac{m}{s})$$

Cálculo del número de bandas o correas para nuestro sistema de dosificación.

Cálculo de la Potencia corregida (P_C):

$$P_C = P_{motor} * k_{cm}$$

Donde:

P_{motor} : Potencia del motor.

k_{cm} : Factor de corrección de la potencia del motor (Tabla)

Reemplazando:

$$P_C = 0.75 * 1.2 = 0.9 \text{ kW}$$

Cálculo de la potencia nominal transmisible por correa (L_n) y distancias entre los centros o ejes de las poleas (a):

Para la estimación de la distancia entre centros se recomienda utilizar la fórmula para calcular un valor inicial:

$$0.7 * (d_1 + d_2) < a_0 < 2 * (d_1 + d_2)$$

$$284.48 \text{ mm} < a_0 < 812.80 \text{ mm}$$

Para nuestro diseño la distancia entre centros o ejes a seleccionar es de 600mm.

Longitud aproximada de la correa (L₀):

$$L_0 = 2 * a_0 + \frac{\pi}{2} * (d_2 + d_1) + \frac{(d_2 + d_1)^2}{4 * a_0}$$

Reemplazando:

$$L_0 = 2 * 600\text{mm} + \frac{\pi}{2} * (304.8\text{mm} + 101.6\text{mm}) + \frac{(304.8\text{mm} + 101.6\text{mm})^2}{4 * 600\text{mm}}$$

$$L_0 = 1855.56\text{mm}$$

Seleccionaremos una longitud nominal de 1862 mm y el factor de corrección (F_{CL}) es de 1.02 mm (Tabla A8 - 3).

Entonces la distancia entre centros o ejes de las poleas corregido es:

$$a = 60\text{mm} + 1.02 \text{ mm} = 61.02\text{mm}$$

El arco de contacto de la correa sobre la polea es determinante en el diseño y duración de la misma, por eso la determinación del ángulo en la correa sobre la polea menor es:

$$A = 180 - 57 \left(\frac{d_2 - d_1}{a} \right)$$

Reemplazando:

$$A = 180 - 57 \left(\frac{304.08\text{mm} - 101.6\text{mm}}{61.02\text{mm}} \right)$$

$$A = 158.77^\circ$$

Para el diseño óptimo de la correa de transmisión, el ángulo de contacto de la polea será inferior a los 180°, la prestación no será la óptima y por lo tanto habrá un factor de corrección para el arco de contacto (F_{CA}) (Tabla A8 - 4)

$$F_{CA} = 0.80$$

Para la prestación base de la correa (P_B), están descritos en las tablas de fabricantes; para nuestro sistema de dosificación el valor es el siguiente (Tabla A8 - 5)

$$P_B = 1.56$$

La potencia efectiva por correa (P_e):

$$P_e = P_B * F_{CL} * F_{CA}$$

Reemplazando:

$$P_e = 1.56 * 1.02 * 0.80$$

$$P_e = 1.27$$

Cálculo del Número de Correas:

$$N_{correas} = \frac{P_c}{P_e}$$

$$N_{correas} = \frac{0.9}{1.27} = 0.71$$

Máquinas motrices	Motores eléctricos cd = 2 cn Motores térmicos multicilindros > 600 rpm			Motores eléctricos c maxi > 2 cn Monocilindro < 600 rpm		
	< 6 h/d	6 a 16 h/d	16 a 24 h/d	< 6 h/d	6 a 16 h/d	16 a 24 h/d
Cargas uniformes ligeras: Agitadores para líquidos, bombas y compresores centrifugos-ventiladores hasta 7,5 Kw Pequeños transportadores	1,0	1,1	1,2	1,1	1,2	1,3
Cargas uniformes medias: Transportadores de cinta (arena, grano) Ventiladores superiores 7,5 Kw Generadores-alternadores, máquinas herramientas Maquinaria artes gráficas, prensas, cizallas, lavadoras, bombas rotativas.	1,1	1,2	1,3	1,2	1,3	1,4
Cargas irregulares con sobrecargas: Maquinaria para ladrillos y cerámica Elevadores con canchales. Compresores y bombas de pistones. Maquinaria papel. Pulverizadores, Maquinaria textil.	1,2	1,3	1,4	1,4	1,5	1,6
Cargas irregulares y sobrecargas importantes: Molinos, machacadoras, laminadoras, calandras mezcladoras. Gruas, dragas.	1,3	1,4	1,5	1,5	1,6	1,8
Cargas muy irregulares y grandes sobrecargas.	2	2	2	2	2	2

Imagen A8-1 - Factor de Servicio de Máquinas Motrices.

Fuente: “www.ingemecánica.com - Tutorial 121, Correas de Transmisión- Cálculo y Diseño”

Longitud primitiva nominal						
Correa (n)	Sección Z (mm)	Sección A (mm)	Sección B (mm)	Sección C (mm)	Sección D (mm)	Sección E (mm)
41	1066	1075	1086	-	-	-
42	1092	1106	1100	-	-	-
43	1117	1134	1140	-	-	-
44	1143	1153	1156	1191	-	-
45	1168	1186	1184	1217	-	-
46	1193	1199	1204	1242	-	-
47	1219	1232	1237	1267	-	-
48	1244	1262	1268	1293	-	-
49	1270	1280	1288	1318	-	-
50	1295	1306	1318	1344	-	-
51	1320	1330	1328	1357	-	-
52	1346	1354	1367	1394	-	-
53	1371	1381	1392	1429	-	-
54	1397	1405	1410	1442	-	-
55	1422	1429	1443	1460	-	-
56	1447	1459	1460	1497	-	-
57	1473	1492	1491	1527	-	-
58	1498	1507	1512	1550	-	-
59	1524	1532	1541	1576	-	-
60	1549	1556	1556	1598	-	-
61	-	1584	1601	1623	-	-
62	-	1605	1626	1648	-	-
63	-	1633	1641	1674	-	-
64	-	1658	1674	1699	-	-
65	-	1683	1695	1725	-	-
66	-	1714	1724	1745	-	-
67	-	1742	1743	1775	-	-
68	-	1767	1770	1788	-	-
69	-	1785	1794	1826	-	-
70	-	1813	1818	1847	-	-
71	-	1841	1846	1877	-	-
72	-	1862	1878	1897	-	-
73	-	1887	1900	1928	-	-
74	-	1913	1924	1953	-	-
75	-	1937	1947	1979	-	-
76	-	1963	1973	1989	-	-
77	-	1989	1999	2015	-	-
78	-	2013	2024	2042	-	-
79	-	2033	2043	2068	-	-
80	-	2065	2075	2094	-	-
81	-	2093	2103	2119	-	-
82	-	2116	2126	2145	-	-
83	-	2133	2151	2170	-	-

Imagen A8-2 - Longitud Primitiva Nominal.

Fuente: “www.ingemecánica.com - Tutorial 121, Correas de Transmisión- Cálculo y Diseño”

Sección de la correa						
Longitud correa	Z	A	B	C	D	E
16	0.80	-	-	-	-	-
24	0.83	-	-	-	-	-
26	0.84	0.81	-	-	-	-
31	0.89	0.84	-	-	-	-
35	0.92	0.87	0.81	-	-	-
38	0.93	0.88	0.83	-	-	-
42	0.95	0.90	0.85	-	-	-
46	0.97	0.92	0.87	-	-	-
51	0.99	0.94	0.89	0.80	-	-
55	1.00	0.96	0.90	0.81	-	-
60	-	0.98	0.92	0.82	-	-
68	-	1.00	0.95	0.85	-	-
75	-	1.02	0.97	0.87	-	-
80	-	1.04	0.98	0.89	-	-
81	-	1.04	0.98	0.89	-	-
85	-	1.05	0.99	0.90	-	-
90	-	1.06	1.00	0.91	-	-
96	-	1.08	1.02	0.92	-	-
97	-	1.08	1.02	0.92	-	-
105	-	1.10	1.04	0.94	-	-
112	-	1.11	1.05	0.95	-	-
120	-	1.13	1.07	0.97	0.86	-
128	-	1.14	1.08	0.98	0.87	-
144	-	-	1.11	1.00	0.90	-
158	-	-	1.13	1.02	0.92	-
173	-	-	1.15	1.04	0.93	-
180	-	-	1.16	1.05	0.94	0.91
195	-	-	1.18	1.07	0.96	0.92
210	-	-	1.19	1.08	0.98	0.94
240	-	-	1.22	1.11	1.00	0.96
270	-	-	1.25	1.14	1.03	0.99
300	-	-	1.27	1.16	1.05	1.01
330	-	-	-	1.19	1.07	1.03
360	-	-	-	1.21	1.09	1.05
390	-	-	-	1.23	1.11	1.07
420	-	-	-	1.24	1.12	1.09
480	-	-	-	-	1.16	1.12
540	-	-	-	-	1.18	1.14
600	-	-	-	-	1.20	1.17
660	-	-	-	-	1.23	1.19

Imagen A8-3 - Factor de Corrección de la Correa.

Fuente: “www.ingemecánica.com - Tutorial 121, Correas de Transmisión- Cálculo y Diseño”

Factor de corrección		
Arco de contacto sobre polea menor	Poleas acanaladas	Poleas acanalada/plana
180°	1.00	0.75
175°	0.99	0.76
170°	0.98	0.77
167°	0.97	0.78
164°	0.96	0.79
160°	0.95	0.80
157°	0.94	0.81
154°	0.93	0.81
150°	0.92	0.82
147°	0.91	0.83
144°	0.90	0.83
140°	0.89	0.84
137°	0.88	0.85
134°	0.87	0.85
130°	0.86	0.86
127°	0.85	0.85
124°	0.84	0.84

Imagen A8-4 - Factor de Corrección del Arco de Contacto.

Fuente: “www.ingemecánica.com - Tutorial 121, Correas de Transmisión- Cálculo y Diseño”

Nº RPM De la polea menor	Sección A													Prestación adicional por relación de transmisión (en HP)									
	Prestación Base (en HP)													1.50	1.52	1.55	1.59	1.63	1.69	1.75	1.85	1.92	2.00
	Diámetro primitivo de la polea menor (mm)													1.51	1.54	1.58	1.62	1.68	1.74	1.82	1.89	1.97	y sobre
1100	0.54	0.69	0.84	0.99	1.13	1.28	1.42	1.56	1.70	1.84	1.98	2.12	2.26	0.00	0.02	0.04	0.07	0.09	0.11	0.13	0.15	0.17	0.20
1750	0.68	0.90	1.11	1.32	1.53	1.73	1.93	2.13	2.33	2.53	2.72	2.91	3.10	0.00	0.03	0.07	0.10	0.13	0.16	0.20	0.23	0.26	0.29
2450	0.85	1.21	1.57	1.91	2.25	2.57	2.88	3.19	3.48	3.76	4.02	4.28	4.52	0.00	0.06	0.13	0.19	0.26	0.32	0.39	0.45	0.52	0.58
200	0.16	0.19	0.22	0.25	0.28	0.31	0.34	0.37	0.40	0.43	0.46	0.48	0.51	0.00	0.00	0.01	0.01	0.01	0.02	0.02	0.03	0.03	0.03
400	0.26	0.32	0.38	0.43	0.49	0.55	0.60	0.66	0.71	0.77	0.82	0.88	0.93	0.00	0.01	0.01	0.02	0.03	0.04	0.04	0.05	0.06	0.07
600	0.35	0.43	0.52	0.60	0.68	0.78	0.84	0.92	1.00	1.08	1.16	1.23	1.31	0.00	0.01	0.02	0.03	0.04	0.06	0.07	0.08	0.09	0.10
800	0.43	0.53	0.64	0.75	0.85	0.95	1.06	1.16	1.26	1.37	1.47	1.57	1.67	0.00	0.01	0.03	0.04	0.06	0.07	0.09	0.10	0.12	0.13
1000	0.49	0.62	0.75	0.88	1.01	1.14	1.26	1.39	1.51	1.64	1.76	1.88	2.00	0.00	0.02	0.04	0.06	0.07	0.09	0.11	0.13	0.15	0.17
1200	0.55	0.71	0.86	1.01	1.16	1.31	1.46	1.60	1.75	1.89	2.04	2.18	2.32	0.00	0.02	0.04	0.07	0.09	0.11	0.13	0.16	0.18	0.20
1400	0.61	0.78	0.96	1.13	1.30	1.47	1.64	1.81	1.97	2.14	2.30	2.46	2.62	0.00	0.03	0.05	0.08	0.10	0.13	0.16	0.18	0.21	0.24
1600	0.65	0.85	1.05	1.24	1.43	1.62	1.81	2.00	2.18	2.37	2.55	2.73	2.90	0.00	0.03	0.06	0.09	0.12	0.15	0.18	0.21	0.24	0.27
1800	0.69	0.91	1.13	1.34	1.56	1.77	1.97	2.18	2.38	2.58	2.78	2.97	3.17	0.00	0.03	0.07	0.10	0.13	0.17	0.20	0.24	0.27	0.30
2000	0.73	0.97	1.21	1.44	1.67	1.90	2.12	2.35	2.57	2.78	2.99	3.20	3.41	0.00	0.04	0.07	0.11	0.15	0.19	0.22	0.26	0.30	0.34
2200	0.76	1.02	1.28	1.53	1.78	2.02	2.26	2.50	2.74	2.97	3.19	3.42	3.64	0.00	0.04	0.08	0.12	0.16	0.21	0.25	0.29	0.33	0.37
2400	0.79	1.07	1.34	1.61	1.88	2.14	2.39	2.65	2.89	3.14	3.38	3.61	3.84	0.00	0.04	0.09	0.13	0.18	0.22	0.27	0.31	0.36	0.40
2600	0.81	1.11	1.40	1.69	1.97	2.24	2.51	2.78	3.04	3.29	3.54	3.78	4.02	0.00	0.05	0.10	0.15	0.19	0.24	0.29	0.34	0.38	0.44
2800	0.83	1.14	1.45	1.75	2.05	2.34	2.62	2.90	3.17	3.43	3.69	3.94	4.18	0.00	0.05	0.10	0.16	0.21	0.26	0.31	0.37	0.42	0.47
3000	0.84	1.17	1.49	1.81	2.12	2.42	2.72	3.00	3.28	3.55	3.81	4.07	4.31	0.00	0.06	0.11	0.17	0.22	0.28	0.34	0.39	0.45	0.50
3200	0.85	1.19	1.53	1.86	2.18	2.48	2.80	3.09	3.38	3.66	3.92	4.18	4.42	0.00	0.06	0.12	0.18	0.24	0.30	0.36	0.42	0.48	0.54
3400	0.85	1.21	1.56	1.90	2.24	2.56	2.87	3.17	3.46	3.74	4.01	4.26	4.50	0.00	0.06	0.13	0.19	0.25	0.32	0.38	0.44	0.51	0.57
3600	0.85	1.22	1.59	1.94	2.28	2.61	2.93	3.23	3.52	3.80	4.07	4.32	4.56	0.00	0.07	0.13	0.20	0.27	0.34	0.40	0.47	0.54	0.61
3800	0.84	1.23	1.60	1.96	2.31	2.65	2.97	3.28	3.57	3.85	4.11	4.36	4.58	0.00	0.07	0.14	0.21	0.28	0.36	0.43	0.50	0.57	0.64
4000	0.83	1.22	1.61	1.98	2.33	2.67	3.00	3.31	3.60	3.87	4.13	4.38	4.58	0.00	0.07	0.15	0.22	0.30	0.37	0.45	0.52	0.60	0.67
4200	0.81	1.22	1.61	1.99	2.35	2.69	3.01	3.32	3.61	3.87	4.12	4.34	4.54	0.00	0.08	0.16	0.24	0.31	0.39	0.47	0.55	0.63	0.71

Imagen A8-5 - Prestación Base de la Correa.

Fuente: www.ingemecánica.com - Tutorial 121, Correas de Transmisión- Cálculo y DiseñoG

**ANEXO 9: CÁLCULO DEL SISTEMA DE LLENADO – CÁLCULO PARA EL
TRAZO DE LAS ALETAS DEL TRANSPORTADOR SIN FIN**

Datos:

Diámetro del helicoide ($d_{\text{helicoide}}$)	:	63.5 mm
Diámetro del eje sin fin (d_{eje})	:	20 mm
Paso del transportador sin fin (P_h)	:	63.5 mm
Longitud (L)	:	60 cm

Para el cálculo necesitaremos las siguientes fórmulas:

$$AB = \frac{d_{\text{helicoide}} - d_{\text{eje}}}{2}$$

$$RH = \sqrt{d_{\text{helicoide}}^2 * \pi^2 + P_h^2}$$

$$RE = \sqrt{d_{\text{eje}}^2 * \pi^2 + P_h^2}$$

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

$$R = r + A$$

$$\Delta = 2 * R * \pi$$

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

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

Reemplazando:

$$AB = \frac{63.5 \text{ mm} - 20 \text{ mm}}{2} = 21.75 \text{ mm}$$

$$RH = \sqrt{63.5^2 * \pi^2 + 63.5^2} = 209.35 \text{ mm}$$

$$RE = \sqrt{20^2 * \pi^2 + 63.5^2} = 89.33 \text{ mm}$$

$$r = \frac{21.75 \text{ mm} * 89.33}{209.35 \text{ mm} - 89.33} = 16.19 \text{ mm}$$

$$R = 16.19 \text{ mm} * 21.75 \text{ mm} = 37.94 \text{ mm}$$

$$\Delta = 2 * 37.94 \text{ mm} * \pi = 238.37^\circ$$

$$\beta = \frac{209.35 \text{ mm} * 360^\circ}{238.37^\circ} = 319.17^\circ$$

$$X = 360^\circ - 319.17^\circ = 43.83^\circ$$

ANEXO 10: CÁLCULO DEL SISTEMA DE LLENADO – SELECCIÓN DE LA CHAVETA PARA LAS POLEAS DE LA TRANSMISIÓN

W22 - IE3 Premium Efficiency - 60 Hz

Potencia		Carcasa	Par nominal (kgm)	Corriente con rotor trabado (A)	Par con rotor trabado (N·m)	Par máximo (N·m)	Momento de inercia J (kgm²)	Tiempo máximo con rotor trabado (s)		Peso (kg)	Nivel de ruido d(BA)	RPM	380 V						Corriente nominal (A)
								Caliente	Frio				% de potencia nominal			Factor de potencia			
													50	75	100	50	75	100	
kW	HP																		
VI Poles																			
0,12	0,16	63	0,103	3,6	2,2	2,3	0,0007	56	123	8,2	47	1130	46,0	52,0	64,0	0,36	0,45	0,54	0,328
0,37	0,5	80	0,329	4,3	2	2,2	0,0025	27	59	12,5	47	1125	62,0	67,0	75,3	0,51	0,65	0,75	0,995
0,55	0,75	90S	0,462	6,4	2,7	3,1	0,0050	35	77	19,0	49	1160	78,0	81,5	81,7	0,45	0,58	0,67	1,53
0,75	1	190S	0,638	5,9	2,6	3,1	0,0066	29	64	23,0	49	1145	78,5	81,5	82,5	0,48	0,59	0,68	2,03
1,1	1,5	L100L	0,920	6,6	2,4	3	0,0176	61	134	38,0	48	1165	82,5	85,5	87,5	0,46	0,59	0,68	2,81
1,5	2	L112M	1,25	7,3	2,7	3,2	0,0257	48	106	42,0	52	1165	85,4	87,7	88,5	0,47	0,60	0,68	3,79
2,2	3	L112M	1,84	7,4	3,1	3,6	0,0293	33	73	47,0	52	1165	86,2	88,5	89,5	0,47	0,60	0,68	5,49
3	4	132S	2,50	7,2	2,2	2,8	0,0530	53	117	62,0	55	1170	87,5	89,0	89,5	0,52	0,64	0,72	7,07
3,7	5	132S	3,08	7,5	2,4	3	0,0568	41	90	63,0	55	1170	87,5	89,0	89,5	0,50	0,63	0,71	8,83
4,5	6	132M	3,75	7,4	2,3	2,9	0,0643	39	86	75,0	55	1170	87,5	89,0	89,5	0,51	0,64	0,72	10,6
5,5	7,5	132M	4,60	6,6	2	2,5	0,0679	35	77	80,0	55	1165	88,4	89,5	89,5	0,52	0,65	0,73	12,7
7,5	10	132M/L	6,30	8,0	2,2	2,4	0,0757	21	46	90,0	55	1180	88,0	89,5	89,5	0,58	0,70	0,77	16,6
9,2	12,5	180M	7,66	6,3	2,5	3	0,1489	17	37	122	59	1170	90,0	90,8	91,0	0,63	0,75	0,81	19,0
13	20	180M	12,4	8,0	2,4	3	0,2580	9	20	174	59	1175	91,5	92,0	92,2	0,88	0,79	0,85	29,1
15,5	25	180L	15,3	8,5	2,5	3,3	0,3233	8	18	193	59	1175	92,5	93,0	93,1	0,68	0,79	0,85	35,5
22	30	200L	18,2	6,5	2,3	2,8	0,4204	19	42	232	62	1180	93,0	93,6	93,6	0,63	0,75	0,81	44,1
30	40	200L	24,8	6,7	2,4	2,8	0,4900	15	33	251	62	1180	93,0	93,6	94,1	0,61	0,73	0,79	61,4
37	50	225S/M	30,4	7,4	2,4	2,7	0,6576	13	29	396	66	1185	93,5	94,1	94,2	0,70	0,80	0,85	70,2
45	60	250S/M	37,0	7,6	2,5	2,7	1,20	12	26	463	68	1185	94,0	94,5	94,5	0,70	0,80	0,84	86,1
55	75	250S/M	49,2	7,6	2,6	2,7	1,38	11	24	491	68	1185	94,1	94,5	94,7	0,70	0,80	0,85	104
75	100	280S/M	61,6	6,0	2	2,3	2,91	23	51	699	69	1185	94,7	95,0	95,0	0,70	0,80	0,83	145
90	125	280S/M	74,0	6,0	2	2,3	3,35	16	35	678	69	1185	94,8	95,0	95,3	0,70	0,80	0,83	173
110	150	315S/M	90,0	6,6	2,2	2,4	5,99	28	62	1028	70	1190	94,9	95,6	95,8	0,69	0,79	0,83	211
132	180	315S/M	108	7,0	2,4	2,4	6,54	22	46	1072	70	1190	95,0	95,7	95,8	0,69	0,79	0,83	252
150	200	315S/M	123	6,5	2,1	2,2	7,05	24	53	1112	70	1190	95,2	95,8	95,9	0,70	0,80	0,83	286
160	220	315L	130	7,4	2,7	2,9	10,5	40	88	1448	71	1195	95,4	95,8	95,8	0,64	0,76	0,81	314
185	250	350M/L	151	6,0	2	2	9,26	36	79	1528	77	1190	95,3	96,0	96,0	0,69	0,76	0,82	357
200	270	350M/L	164	6,5	2,2	2,2	9,88	34	75	1594	77	1190	95,3	96,0	96,0	0,69	0,79	0,82	386
220	300	350M/L	179	6,5	1,9	2,1	10,7	30	66	1642	77	1195	95,5	96,1	96,1	0,69	0,79	0,82	424
260	350	350M/L	212	6,8	2	2,1	13,0	30	66	1824	77	1195	95,8	96,2	96,2	0,69	0,76	0,82	500
300	400	350M/L	245	7,0	2,4	2,3	13,1	26	57	1962	77	1195	95,7	96,2	96,4	0,66	0,77	0,80	591
High-output design																			
5,5	7,5	180M	4,56	6,5	2,2	2,8	0,1166	22	48	109	59	1175	88,5	90,5	91,0	0,59	0,72	0,79	11,6
7,5	10	180M	6,24	6,3	2	2,6	0,1317	21	46	116	59	1170	89,5	91,0	91,0	0,62	0,74	0,81	15,3
15	20	180L	12,4	6,8	2,4	2,8	0,2277	11	24	190	59	1175	91,0	92,0	92,2	0,62	0,74	0,80	50,9
22	30	200M	18,2	6,5	2,3	2,8	0,4204	19	42	232	62	1180	93,0	93,6	93,6	0,63	0,75	0,81	44,1
110	150	280S/M	90,4	6,6	2,2	2,4	4,92	15	33	813	69	1185	94,7	95,3	95,8	0,69	0,79	0,82	213
160	220	350M/L	130	6,4	2,1	2,3	9,93	30	66	1500	77	1195	95,3	96,0	96,0	0,65	0,74	0,80	316
VIII Poles																			
0,12	0,16	71	0,144	2,8	1,9	2,0	0,0009	169	372	9,5	45	810	48,0	54,0	59,5	0,32	0,40	0,48	0,638
0,18	0,25	80	0,209	3,5	1,6	2,2	0,0027	32	114	12,0	46	840	51,6	57,0	64,0	0,44	0,56	0,65	0,657
0,25	0,33	80	0,292	3,6	1,9	2,2	0,0032	49	108	14,5	46	835	56,0	60,0	66,0	0,44	0,56	0,66	0,846
0,37	0,5	90S	0,429	3,4	1,7	2,3	0,0055	40	88	19,5	47	840	58,0	63,0	72,0	0,40	0,51	0,60	1,30
0,55	0,75	90L	0,638	3,7	1,9	2,3	0,0066	35	77	23,0	47	840	62,0	65,0	74,0	0,40	0,52	0,60	1,89
0,75	1	L90L	0,864	4,1	2	2,3	0,0077	25	55	25,0	47	845	66,0	71,0	72,0	0,40	0,51	0,60	2,64
1,1	1,5	100L	1,24	4,7	2	2,4	0,0143	48	106	33,0	54	865	73,5	79,0	81,6	0,40	0,52	0,60	3,42
1,5	2	L112M	1,70	5,5	2,5	2,6	0,0257	46	101	42,0	54	860	80,0	83,0	84,5	0,45	0,58	0,66	4,09
2,2	3	L132M	2,46	6,5	2,5	2,5	0,0838	46	101	75,0	52	870	84,0	86,0	86,5	0,51	0,64	0,72	5,37
3	4	L132M	3,38	6,8	2,6	2,7	0,0986	33	73	86,0	52	865	84,5	86,0	86,9	0,51	0,64	0,72	7,31
3,7	5	L132M/L	4,17	6,5	2,2	2,6	0,1033	29	64	90,0	52	865	85,0	86,5	86,5	0,51	0,64	0,72	9,03
5,5	7,5	180M	6,09	5,0	1,8	2,4	0,1736	36	79	134	54	880	87,5	89,8	89,8	0,51	0,63	0,71	15,1
7,5	10	180L	8,30	3,4	2	2,6	0,2019	32	70	148	54	880	89,0	90,5	90,6	0,50	0,63	0,70	17,9
9,2	12,5	180M	10,2	6,8	2	2,8	0,2454	15	33	169	54	875	90,5	91,0	91,0	0,60	0,72	0,78	19,7
11	15	180L	12,2	7,0	2,1	2,7	0,2846	14	31	183	54	875	89,5	89,8	90,0	0,60	0,72	0,78	23,9
18,5	25	200L	20,5	4,8	1,8	2	0,4386	23	55	231	56	890	91,0	92,0	92,1	0,57	0,69	0,75	40,6
22	30	225S/M	24,2	6,5	1,8	2,5	0,7203	22	48	367	60	895	92,4	92,8	92,4	0,65	0,76	0,81	44,7
30	40	225S/M	33,0	7,8	1,9	2,6	0,9604	14	31	400	60	895	93,0	93,5	93,5	0,64	0,74	0,80	60,9
37	50	250S/M	40,7	6,9	2	2,9	1,20	12	26	463	60	895	93,2	93,6	93,6	0,64	0,75	0,81	74,1
45	60	250S/M	49,8	6,9	2	2,9	1,33	11	24	485	60	890	93,3	93,6	93,6	0,66	0,77	0,82	89,0
55	75	280S/M	60,2	6,0	1,8	2	2,82	23	51	682	63	890	94,1	94,4	94,3	0,65	0,76	0,80	111
75	100	280S/M	82,1	6,0	1,7	2	3,38	20	44	741	63	890	94,3	94,6	94,5	0,65	0,75	0,80	151
90	125	315S/M	98,5	6,0	1,8	2	5,06	26	57	1068	66	890	94,6	94,9	94,9	0,67	0,76	0,80	181
110	150	315S/M	120	6,0	1,3	2,1	6,76	26	57	1083	66	890	94,9	95,2	95,0	0,67	0,76	0,80	220
132	180	350M/L	144	6,0	2,2	2,2	12,3	60	132	1492	75	895	95,2	95,6	95,4	0,65	0,75	0,80	263
150	200	350M/L	163	6,0	1,4	2,2	13,2	56	123	1561	75	895	95,3	95,6	95,6	0,64	0,75	0,79	302
180	250	350M/L	201	6,0	1,4	2,3	15,9	52	114	1721	75	895	95,3	95,6	95,7	0,64	0,75	0,80	367
220	300	350M/L	239	6,2	1,5	2,2	18,3	50	110	1859	75	895	95,4	95,8	95,9	0,65	0,75	0,80	433
185	250	350M/L	201	6,0	1,4	2,3	15,9	52	114	1721	75	895	95,3	95,6	95,7	0,64	0,75	0,80	367
220	300	350M/L	239	6,2	1,5	2,2	18,3	50	110	1859	75	895	95,4	95,8	95,9	0,65	0,75	0,80	433

Math_natural_2020m

17. Datos Mecánicos

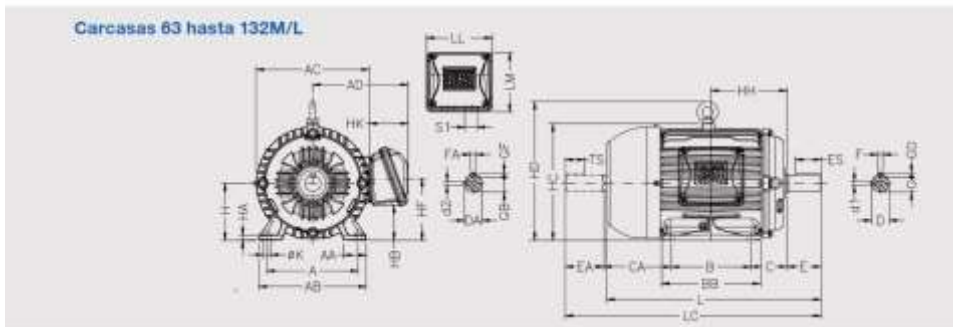


Imagen A10 - 2 - Datos Mecánicos.

Fuente: “W22- Catálogo Técnico - Mercado Latinoamericano, pág. 58.”

Carcasa	A	AA	AB	AC	AD	E	BA	BB	BD	C	CA	Punto del eje delantero						Punto del eje trasero						
												B	E	ES	F	G	(G)	GA	EA	TS	FA	GB	GF	
63	100	25.5	116	125	125	86		95		48	76	118	25	14	4	6.5	4	98	20	12	3	7.2	3	
71	112	28.3	132	141	131	96		113.5		45	80	148	30	16	5	11	5	110	23	14	4	8.5	4	
80	125	30.3	140	150	140			125.5		50	90	160	40	20	6	15.5	6	146	30	16		11		
90S						100																		
90SL	140	37	164	164	158			131		58	131	268	30	20		20		166	40	28		13	5	
100L						125																		
100SL	160	41	188	206	190			156		63	118			8		7		226			8	18.5	6	
L100L																								
L100SL	180	46.3	220	227	200	140		173		72	162	268	60	45		24		348	50	36		20		
L112M																								
L112M	180	46.3	220	227	200	140		177																
L132S																								
L132S	216	45.5	246	274	220			187																
L132M						175		225		88	158	304	80	65	10	21		285	60	45		24	7	
L132M/L						178(200)		250																
L132M/L						210		254																
160L	254	44	292	329	286	254	63	258		100	134	426			12	37		426			12	37	8	
L160L																								
180M						281		294																
L180M	278	70	330	300	301		70	302		121	300	488	110	80				488	110	80				
180L						279		302																
L180L						287		302																
200M	318	82	385	402	318		82	318		135	322	558												
200L						305		318																
225S/M	358	81	438	455		286(311)	126	412	41	140	319(294)	658	110	100	10	10	10	658	110	100	10	10	10	
225L/M						410																		
250S/M	400		506	488		311(340)	140	467	50	168	354(316)	686	140	125			11	686	140	125	18	33	11	
250L/M		100																						
280S/M	457		557	530	445	365(419)	151	517	48	190	385(334)	686					11	686			18			
280L/M																								
315S/M	500	120	630	612		400(457)	184	601	70		440	686	140	125			12	686			18			
215L						580	108	750	81	216	402	686	140	125	18	58	11	686						
355M/L	610	140	736			600	130	780	85	254	483(413)	758	140	125	20	67.5	12	758	140	125	18	37	11	
355A/B						600	130	780	85															
						701	170	830	121	365	528(438)	1008	210	200	25	90	16	1008	170	180	22	71	14	

Imagen A10 - 3 - Características Mecánicas de los Motores Eléctricos.

Fuente: “W22- Catálogo Técnico - Mercado Latinoamericano, pág. 59”



Tabla de tolerancia de chavetas y chaveteros de alojamiento (mm)

Campo de aplicación		Chaveta			Chavetero										
		Sección		Toleran sobre		Dim. nom.	Largo					Profundidad			
							Tolerancia sobre b			Eje		Cubo			
		Diámetro eje d	Dimen normal b x h	b**	h*	b	Por eje			Por cubo		t1	t2		
H9	N9						P9	D10	Js9	P9	Nom	Tol.	Nom	Tol.	
De	6	2x2	0	0	2	+0,025	-0,004	-0,006	+0,060	±0,012	-0,006	1,2		1	
Hasta	8														
Más de	10	4x4	0	0	4	+0,030	0	-0,012	+0,078	±0,015	-0,012	2,5	+0,1	1,8	+0,1
Hasta	12														
Más de	17	6x6	0	0	6	+0,036	0	-0,015	+0,098	±0,018	-0,015	3,5		3,5	
Hasta	22														
Más de	30	10x8	0	-0,090	10	+0,036	0	-0,015	+0,098	±0,018	-0,015	5		3,3	
Hasta	38														
Más de	44	14x9	0	-0,043	14	+0,043	0	-0,018	+0,120	±0,021	-0,018	5,5		3,8	
Hasta	50														
Más de	58	18x11	0	-0,110	18	+0,052	0	-0,022	+0,149	±0,026	-0,022	7	+0,2	4,4	+0,2
Hasta	60														
Más de	75	22x14	0	-0,110	22	+0,052	0	-0,022	+0,149	±0,026	-0,022	9		5,4	
Hasta	85														
Más de	95	28x16	0	-0,110	28	+0,062	0	-0,026	+0,180	±0,031	-0,026	10		6,4	
Hasta	110														
Más de	130	36x20	0	-0,062	36	+0,062	0	-0,026	+0,180	±0,031	-0,026	12		8,4	
Hasta	150														
Más de	170	45x25	0	-0,062	45	+0,062	0	-0,026	+0,180	±0,031	-0,026	15		10,4	
Hasta	200														
Más de	230	56x32	0	-0,062	56	+0,062	0	-0,026	+0,180	±0,031	-0,026	20		12,4	
Hasta	260														
Más de	290	70x36	0	-0,062	70	+0,074	0	-0,032	+0,220	±0,037	-0,032	22	0	14,4	0
Hasta	330														
Más de	380	90x45	0	-0,074	90	+0,087	0	-0,037	+0,260	±0,043	-0,037	28		17,4	
Hasta	440														
Más de	500														

* La tolerancia es h9 para la sección cuadrada y h11 para la rectangular.

Imagen A10 - 4 - Catálogo de dimensiones de Chavetas y Canales Chaveteros.

Fuente: "Rodavigo S.A."

ANEXO 11: CÁLCULO DEL SISTEMA DE JALADO – DISEÑO DEL SISTEMA DE JALADO

ANEXO 11: CÁLCULO DEL SISTEMA DE CORTE – DISEÑO DEL SISTEMA DE JALADO

11.1 Cálculo de Fuerza de Jalado.



Imagen A11-1 - Empaque llenado con sustrato franco.

Fuente: "Propia"



Imagen A11-2 - Medida de la longitud del empaque.

Fuente: "Propia"



Imagen A11-3 - Acoplamiento de la balanza romana al empaque.

Fuente: "Propia"



Imagen A11-4 – Jalado del empaque y recolección de datos (kgf) .

Fuente: "Propia"

JALADO (PRUEBA)	
DATOS	VALOR
Longitud de llenado	100 mm
Superficie a deslizar	Acero

Prueba	1	2	3	4	5
kgf	1.1	1.15	1.25	1.1	1.3

Promedio	1.18 kgf
	11.58 N

Imagen A11-4 – Promedio de pruebas de jalado por medio de hoja de cálculo.

Fuente: “Propia”

ANEXO 12: CÁLCULO DEL SISTEMA DE CORTE – DISEÑO DEL SISTEMA DE CORTE

11.1 Cálculo de Fuerza de Corte.



Imagen A12 - 1 - Empaque llenado con sustrato franco.

Fuente: “Propia”



Imagen A12 - 2 - Empaque en balanza con tara de 0kg.

Fuente: “Propia”



Imagen A12 - 3 - Prueba de Corte del Empaque con Cutter.

Fuente: "Propia"



Imagen A12 - 4 – Prueba de Corte del Empaque con Cuchillo (kgf).

Fuente: "Propia"

CORTADO (PRUEBA)

CUTTER			
Prueba	1	2	3
kgf	1.29	1.125	1.235

CUCHILLO			
Prueba	1	2	3
kgf	1.245	1.31	1.135

Promedio	1.22	kgf
----------	------	-----

Imagen A12-4 – Promedio de pruebas de Corte por medio de Hoja de Cálculo.

Fuente: "Propia"

ANEXO 13: CÁLCULO Y SELECCIÓN DEL COMPRESOR PARA LOS SISTEMAS DE JALADO Y CORTE

Mini cylinder(Stainless steel)——MI Series In accordance with ISO6432 standard

Compendium of MI Series



Criteria for selection: Cylinder thrust

Unit: Newton(N)

Bore size	Rod size	Acting type	Pressure area(mm²)	Operating pressure(MPa)							
				0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	
8	4	Single acting	Push side	50.2	-	3.6	8.6	13.6	18.6	23.6	28.7
			Pull side	37.7	-	1.0	4.8	8.8	12.3	16.1	19.9
		Double acting	Push side	50.2	5.0	10.1	15.1	20.1	25.1	30.1	35.2
			Pull side	37.7	3.7	7.5	11.3	15.1	18.8	22.6	26.4
10	4	Single acting	Push side	78.5	-	5.9	13.8	21.6	29.5	37.3	45.2
			Pull side	65.9	-	3.4	10.0	16.6	23.2	29.8	36.4
		Double acting	Push side	78.5	7.9	15.7	23.6	31.4	39.3	47.1	55.0
			Pull side	65.9	6.6	13.2	19.8	26.4	33.0	39.5	46.1
12	6	Single acting	Push side	113.0	-	10.1	21.4	32.7	44.0	55.3	66.6
			Pull side	84.8	-	4.5	12.9	21.4	29.9	38.4	46.9
		Double acting	Push side	113.0	11.3	22.6	33.9	45.2	56.5	67.8	79.1
			Pull side	84.8	8.5	17.0	25.4	33.9	42.4	50.9	59.4
16	6	Single acting	Push side	201.0	-	14.6	34.7	54.8	74.9	95.0	115.1
			Pull side	172.7	-	8.9	26.2	43.5	60.8	78.0	95.3
		Double acting	Push side	201.0	20.1	40.2	60.3	80.4	100.5	120.6	140.7
			Pull side	172.7	17.3	34.5	51.8	69.1	86.4	103.6	120.9
20	8	Single acting	Push side	314.0	-	25.3	56.7	88.1	119.5	150.9	182.3
			Pull side	263.8	-	15.3	41.6	68.0	94.4	120.8	147.1
		Double acting	Push side	314.0	31.4	62.8	94.2	125.6	157.0	188.4	219.8
			Pull side	263.8	26.4	52.8	79.1	105.5	131.9	158.3	184.7
25	10	Single acting	Push side	490.6	-	43.1	92.2	141.3	190.3	239.3	288.4
			Pull side	412.1	-	27.4	68.6	109.8	151.1	192.3	233.5
		Double acting	Push side	490.6	49.1	98.1	147.2	196.2	245.3	294.4	343.4
			Pull side	412.1	41.2	82.4	123.6	164.8	206.1	247.3	288.5
32	12	Single acting	Push side	804.3	-	74.9	164.2	253.3	342.4	431.5	520.6
			Pull side	691.2	-	48.1	138.2	207.4	276.5	345.6	414.7
		Double acting	Push side	804.3	80.4	160.8	241.3	321.7	402.2	482.6	563.0
			Pull side	691.2	69.1	138.2	207.4	276.5	345.6	414.7	483.8
40	16	Single acting	Push side	1296.6	-	118.8	261.6	392.4	523.2	654.0	784.8
			Pull side	1055.6	-	74.9	190.3	281.1	371.9	462.7	553.5
		Double acting	Push side	1296.6	129.7	259.3	377.0	502.6	628.3	754.0	879.6
			Pull side	1055.6	105.6	211.1	316.7	422.2	527.8	633.4	738.9

Installation and application



- When load changes in the work, the cylinder with abundant output capacity shall be selected.
- Relative cylinder with high temperature resistance or corrosion resistance shall be chosen under the condition of high temperature or corrosion.
- Necessary protection measure shall be taken in the environment with higher humidity, much dust or water drops, oil dust and welding dregs.
- Dirty substances in the pipe must be eliminated before cylinder is connected with pipeline to prevent the entrance of particles into the cylinder.
- The medium used by cylinder shall be filtered to 40 μm or below.
- Anti-freezing measure shall be adopted under low temperature environment to prevent moisture freezing.
- The cylinder shall be carried out test run without load before application. Prior to run, buffer shall be turned to the minimum and gradually released to avoid the damage on cylinder caused by excessive impact.
- The cylinder shall avoid the influence of side load in operation to maintain the normal work of cylinder and extend the service life.
- If the cylinder is dismantled and stored for a long time, please conduct anti-rust treatment to the surface. Anti-dust caps shall be added in air inlet and outlet ports. The front and back cover can not be dismantled, which shall be especially noticed.

Imagen A13-1 – Características del Pistón Neumático.

Fuente: "Airtac"

SISTEMA DE JALADO						
MOVIMIENTO	ÁREA DE PRESIÓN	RECORRIDO	VOLUMEN DEL PISTÓN		CICLO/HORA	TOTAL CONSUMO
EMPUJE	490.6 mm ²	100 mm ²	49060 mm ³	0.04906 L	3600	176.62 lt/h
JALADO	412.1 mm ²	100 mm ²	41210 mm ³	0.04121 L	3600	148.36 lt/h
TOTAL CONSUMO POR CICLO/HORA POR PISTÓN NEUMÁTICO						324.972 lt/h
SISTEMA DE CORTE						
TOTAL CONSUMO POR CICLO/HORA POR PISTÓN NEUMÁTICO						324.97 lt/h
CONSUMO TOTAL LITROS/HORA					649.94 lt/h	0.65 m ³ /h
CONSUMO TOTAL LITROS/MINUTO					10.83 lt/min	0.01 m ³ /min

Imagen A13-2 – Cálculo del Consumo Total de aire de los Pistones Neumáticos.

Fuente: “Propia”



Imagen A13-2 – Compresor de Aire UnoAir's.

Fuente: “<http://www.catalogo.sitasa.com/familias/compresores/2.pdf>”

ANEXO 14: PLANOS DE LA MÁQUINA

