

UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANTA
FACULTAD DE INGENIERÍA
Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica



UNS
UNIVERSIDAD
NACIONAL DEL SANTA

**Mejora de eficiencia del transportador helicoidal
elevador de Kake de prensa a secadores ADD en
planta de harina Hayduk - Coishco**

**Tesis para obtener el título profesional de
Ingeniero Mecánico**

Autores:

**Bach. Huaman Lopez, Antoni Junior
Bach. Zorrilla Saenz, Jossery Jafet**

Asesor:

**Ms. Ing. Iparraguirre Lozano, Arquímedes
DNI N° 32766219
Código ORCID: 0000-0002-1132-7688**

**Recubrimiento comestible con goma de tara (Caesalpinia
Spinosa), colágeno y propólio aplicado a mix de verduras
mínimamente procesadas**

**Nuevo Chimbote - PERÚ
2026**

UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANTA

FACULTAD DE INGENIERIA

ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERIA MECANICA

CARTA DE CONFORMIDAD DEL ASESOR

La presente tesis para Título ha sido revisada y desarrollada en cumplimiento del objetivo propuesto y reúne las condiciones formales y metodológicas, estando en cuadro dentro de las áreas y líneas de investigación conforme el reglamento general para obtener el Título profesional en la Universidad Nacional del Santa de acuerdo con la denominación siguiente:

Tesis para obtener el Título Profesional de Ingeniero Mecánico

**“MEJORA DE EFICIENCIA DEL TRANSPORTADOR HELICOIDAL ELEVADOR DE
KAKE DE PRENSA A SECADORES ADD EN PLANTA DE HARINA HAYDUK –
COISHCO”**

Autores:

Bach. Huaman Lopez, Antoni Junior

Bach. Zorrilla Saenz, Jossery Jafet



Msc. Iparraguirre Lozano, Arquímedes

COD. ORCID. 0000-0002-1132-7688

DNI:32766219

Asesor

UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANTA

FACULTAD DE INGENIERIA

ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERIA MECANICA

CARTA DE CONFORMIDAD DEL JURADO

El presente trabajo tesis titulado: **“MEJORA DE EFICIENCIA DEL TRANSPORTADOR HELICOIDAL ELEVADOR DE KAKE DE PRENSA A SECADORES ADD EN PLANTA DE HARINA HAYDUK – COISHCO”**, para obtener el título profesional de Ingeniero Mecánico, presentado por los bachilleres: **Huaman Lopez Antoni Junior con código de matrícula N°0201516013 y Zorrilla Saenz Jossery Jafet, con código de matrícula N°0201316045**, que tienen como asesor al Msc. Iparraguirre Lozano Arquímedes, según R.D. N°596-2022-UNS-FI.

Ha sido revisado y aprobado el día 23 de mayo del 2025 por el siguiente jurado evaluador, designado mediante la resolución N° 518-2024-UNS-CFI.

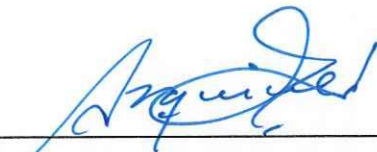
Revisado y evaluado por el siguiente jurado evaluador.



Msc. Risco Ojeda Rusber Alberto
COD. ORCID 0000-003-0194-169X
DNI:32903454
Presidente



Msc. Escalante Espinoza Nelver Javier
COD. ORCID. 0000-0001-8586-3021
DNI 32763819
Secretario



Msc. Iparraguirre Lozano, Arquímedes
COD. ORCID. 0000-0002-1132-7688
DNI:32766219
Integrante

ACTA DE SUSTENTACIÓN INFORME FINAL DE TESIS


A los veintitrés días del mes de mayo del año dos mil veinticinco, siendo las 11:30 am. En el Laboratorio de Uso Múltiple de la Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica-FI-UNS, se instaló el Jurado Evaluador designado mediante Resolución 518-2024-UNS-CFI, y de expediente según Resolución Decanal N° 225-2025-UNS-FI integrado por los docentes: **Msc. Rusber Alberto Risco Ojeda (presidente)**, **Msc. Nelver Javier Escalante Espinoza (secretario)** y el **Msc. Arquímedes Iparraguirre Lozano (Integrante)**, para dar inicio a la sustentación de la Tesis titulada **"MEJORA DE EFICIENCIA DEL TRANSPORTADOR HELICOIDAL ELEVADOR DE KAKE DE PRENSA A SECADORES ADD EN PLANTA DE HARINA HAYDUK-COISHCO"**, perteneciente al bachiller: **HUAMAN LOPEZ ANTONI JUNIOR** con código de matrícula N°0201516013 y **ZORRILLA SAENZ JOSSERY JAFET** con código de matrícula N°0201316045, quien fue asesorado por el Msc. Arquímedes Iparraguirre Lozano, según Resolución Decanal N.º 596-2022-UNS-FI.

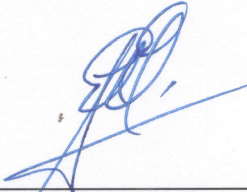
El Jurado Evaluador, después de deliberar sobre aspectos relacionados con el trabajo, contenido y sustentación del mismo, y con las sugerencias pertinentes en concordancia con el Reglamento General de Grados y Títulos, vigente, declaran aprobar:

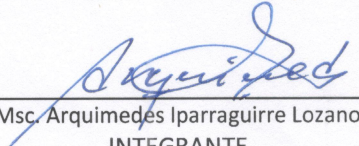
BACHILLER	PROMEDIO VIGESIMAL	PONDERACIÓN
HUAMAN LOPEZ ANTONI JUNIOR	DIECISIETE	BUENO

Siendo las 12:00 a m del mismo día, se dio por terminado el acto de sustentación, firmando la presente acta en señal de conformidad.

Nuevo Chimbote, mayo 23 de 2025


Msc. Rusber Alberto Risco Ojeda
PRESIDENTE


Msc. Nelver Javier Escalante Espinoza
SECRETARIO


Msc. Arquímedes Iparraguirre Lozano
INTEGRANTE

ACTA DE SUSTENTACIÓN INFORME FINAL DE TESIS


A los veintitrés días del mes de mayo del año dos mil veinticinco, siendo las 11:30 am. En el Laboratorio de Uso Múltiple de la Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica-FI-UNS, se instaló el Jurado Evaluador designado mediante Resolución 518-2024-UNS-CFI, y de expedito según Resolución Decanal N° 225-2025-UNS-FI integrado por los docentes: **Msc. Rusber Alberto Risco Ojeda (presidente)**, **Msc. Nelver Javier Escalante Espinoza (secretario)** y el **Msc. Arquímedes Iparraquirre Lozano (Integrante)**, para dar inicio a la sustentación de la Tesis titulada “**MEJORA DE EFICIENCIA DEL TRANSPORTADOR HELICOIDAL ELEVADOR DE KAKE DE PRENSA A SECADORES ADD EN PLANTA DE HARINA HAYDUK-COISHCO**”, perteneciente al bachiller: **HUAMAN LOPEZ ANTONI JUNIOR con código de matrícula N°0201516013 y ZORRILLA SAENZ JOSSERY JAFET con código de matrícula N°0201316045**, quien fue asesorado por el Msc. Arquímedes Iparraquirre Lozano, según Resolución Decanal N.º 596-2022-UNS-FI.

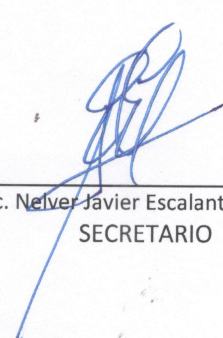
El Jurado Evaluador, después de deliberar sobre aspectos relacionados con el trabajo, contenido y sustentación del mismo, y con las sugerencias pertinentes en concordancia con el Reglamento General de Grados y Títulos, vigente, declaran aprobar:

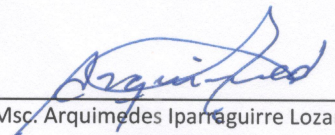
BACHILLER	PROMEDIO VIGESIMAL	PONDERACIÓN
ZORRILLA SAENZ JOSSERY JAFET	Diecisiete	Bueno

Siendo las 12:00 a m del mismo día, se dio por terminado el acto de sustentación, firmando la presente acta en señal de conformidad.

Nuevo Chimbote, mayo 23 de 2025


Msc. Rusber Alberto Risco Ojeda
PRESIDENTE


Msc. Nelver Javier Escalante Espinoza
SECRETARIO


Msc. Arquímedes Iparraquirre Lozano
INTEGRANTE

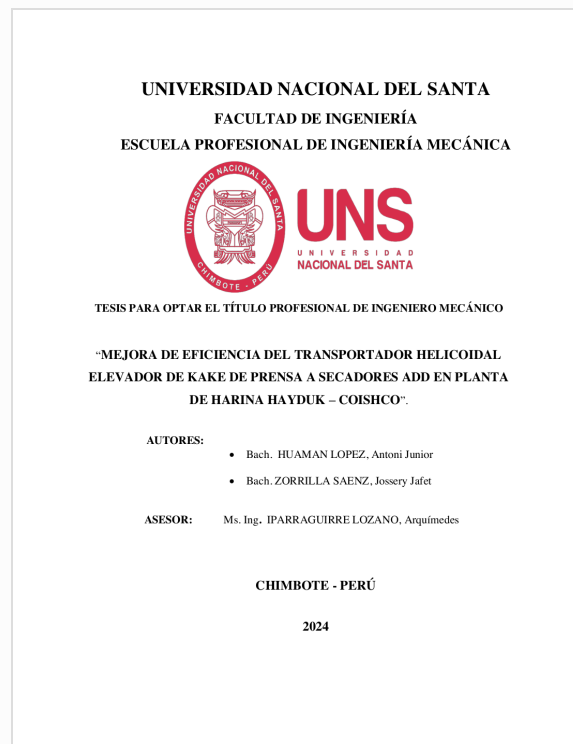


Recibo digital

Este recibo confirma que su trabajo ha sido recibido por **Turnitin**. A continuación podrá ver la información del recibo con respecto a su entrega.

La primera página de tus entregas se muestra abajo.

Autor de la entrega: Antoni Junior HUAMÁN LÓPEZ
Título del ejercicio: Tesis. 2026
Título de la entrega: MEJORA DE EFICIENCIA DEL TRANSPORTADOR HELICOIDAL EL...
Nombre del archivo: T._Huam_n_L_pez_Zorrilla_Saenz._26_04_2026.pdf
Tamaño del archivo: 3.66M
Total páginas: 132
Total de palabras: 19,310
Total de caracteres: 103,886
Fecha de entrega: 26-abr-2026 07:17p. m. (UTC-0500)
Identificador de la entrega: 2944594623



MEJORA DE EFICIENCIA DEL TRANSPORTADOR HELICOIDAL ELEVADOR DE KAKE DE PRENSA A SECADORES ADD EN PLANTA DE HARINA HAYDUK – COISHCO

INFORME DE ORIGINALIDAD

21%

INDICE DE SIMILITUD

20%

FUENTES DE INTERNET

0%

PUBLICACIONES

6%

TRABAJOS DEL
ESTUDIANTE

FUENTES PRIMARIAS

1

repositorio.uns.edu.pe

Fuente de Internet

6%

2

hdl.handle.net

Fuente de Internet

3%

3

sopetra.com.br

Fuente de Internet

1%

4

alicia.concytec.gob.pe

Fuente de Internet

1%

5

www.scribd.com

Fuente de Internet

1%

6

es.martinsprocket.com

Fuente de Internet

1%

7

Submitted to Universidad Cesar Vallejo

Trabajo del estudiante

1%

8

www.slideshare.net

Fuente de Internet

1%

9

pt.scribd.com

Fuente de Internet

<1%

10

Submitted to Universidad de Pamplona

Trabajo del estudiante

<1%

11

opac.pucv.cl

DEDICATORIA

HUAMAN LOPEZ, Antoni Junior;

Dedico mi tesis primero a Dios por brindarme la sabiduría, fuerza y perseverancia para poder concluir este logro en mi carrera; luego a mis padres, hermanos y mi enamorada por todo el soporte, amor y apoyo brindado en el transcurso de este arduo camino.

ZORRILLA SAENZ, Jossery Jafet

Dedico mi tesis a Dios, por darme la fuerza necesaria, a mis padres, por todo su amor, a mis hermanos, por brindarme su apoyo y a mis sobrinos por ser motivo de alegría y energía.

ÍNDICE

I.	INTRODUCCIÓN	1
1.1.	Descripción.....	1
1.2.	Formulación del problema	1
1.3.	Objetivos	2
1.3.1.	Objetivo general	2
1.3.2.	Objetivos Específicos.....	2
1.4.	Hipótesis.....	3
1.5.	Justificación E Importancia del Estudio.....	3
1.5.1.	Científica	3
1.5.2.	Metodológica.....	3
1.5.3.	Social.....	3
1.5.4.	Ambiental.....	4
1.5.5.	Económica.....	4
1.5.6.	Tecnológica	4
1.5.7.	Limitaciones del Trabajo.....	5
II.	MARCO TEÓRICO	6
2.1.	Antecedentes	6
2.1.1.	Antecedentes Internacionales.....	6
2.1.2.	Antecedentes Nacionales.....	8
2.2.	Marco conceptual	11
2.2.1.	Transportador Helicoidal.....	11
2.2.1.1.	<i>Componentes de Transportador Helicoidal</i>	<i>11</i>

2.2.2.	Transportador Helicoidal Horizontal	12
2.2.2.1.	<i>Sentido de giro de un transportador helicoidal</i>	13
2.2.3.	Transportador Helicoidal Inclinado	14
2.2.4.	Funcionamiento del Transportador de Tornillo Sin Fin.....	15
2.2.4.1.	<i>Aplicaciones de Transportadores Helicoidales</i>	16
2.2.5.	Parámetros de diseño.....	16
2.2.6.	Característica del Material a Transportar	16
2.2.7.	Capacidad del Transportador	17
2.2.8.	Capacidad Equivalente.....	17
2.2.9.	Paso y diámetro de Helicoide por Tamaño de Partícula	18
2.2.10.	Velocidad de Transportador (N)	20
2.2.11.	Potencia requerida para tornillo transportador (P_t).....	21
2.2.11.1.	<i>Potencia del tornillo transportador en vacío (P_f)</i>	21
2.2.11.2.	<i>Potencia necesaria para mover el material (P_m)</i>	22
2.2.11.3.	<i>Potencia necesaria para mover el material en un plano inclinado (P_{lift})</i>	22
2.2.12.	Capacidad de transporte	23
2.2.12.1.	<i>Área de relleno o llenado (S) del transportador</i>	23
2.2.12.2.	<i>Velocidad de desplazamiento del material (V)</i>	23
2.2.12.3.	<i>Flujo de material (Q)</i>	23
2.2.13.	Dilatación térmica del transportador	24
2.2.14.	Torque Crítico	24
2.2.15.	Selección de soporte chumacera	24
2.2.15.1.	<i>Carga radial equivalente (P)</i>	24

2.2.15.2.	<i>Vida nominal básica en horas</i>	25
2.2.16.	Selección de chaveta	25
2.2.17.	Diseño de sistema de transmisión por cadena	25
2.2.17.1.	<i>Potencia de diseño (P_d)</i>	25
2.2.17.2.	<i>Relacion de transmision (i)</i>	25
2.2.17.3.	<i>Dimensionamiento de los piñones</i>	26
2.2.17.4.	<i>Selección del tipo de cadena de rodillos según norma ASA:</i>	26
2.2.17.5.	<i>Cálculo de los diámetros primitivos de las catarinas</i>	26
2.2.17.6.	<i>Cálculo el ángulo de contacto de la cadena en cada Catarina</i>	26
2.2.17.7.	<i>Comprobación de la velocidad lineal de la cadena de rodillos (V)</i>	27
2.2.17.8.	<i>Distancia entre centro y cálculo de la longitud de la cadena</i>	27
2.2.17.9.	<i>Comprobación de la carga total soportado por la cadena de rodillos (Fr)</i>	27
2.2.17.10.	<i>Cálculo del coeficiente de seguridad (C_s) la cadena de rodillos.</i>	28
2.2.18.	Deflexión en diseño de transportadores helicoidales	28
2.2.19.	Diseño de ejes.....	29
2.2.19.1.	<i>factor de concentración de esfuerzos</i>	29
III.	METODOLOGÍA	30
3.1.	Método de la investigación	30
3.1.1.	Método analítico.....	30
3.1.2.	Método bibliográfico.....	30
3.1.2.1.	<i>Fuentes de recopilación de información.</i>	30
3.2.	Tipo de investigación	30
3.2.1.	Investigación documental.....	30

3.2.2.	Investigación descriptiva.....	31
3.3.	Diseño de la investigación.....	31
3.3.1.	Investigación no experimental	31
3.4.	Población y Muestra.....	32
3.4.1.	Población.....	32
3.4.2.	Muestra.....	32
3.5.	Operacionalización de variables de estudio	32
3.6.	Técnica e instrumento de recolección de datos	33
3.7.	Técnica de análisis de resultados	34
3.8.	Desarrollo y Cálculos	34
3.8.1.	Parámetros de diseño.....	34
3.8.2.	Característica del material a granel:	35
3.8.2.1.	<i>Capacidad Real (CR)</i>	35
3.8.2.2.	<i>Cálculo del diámetro del transportador</i>	37
3.8.2.3.	<i>Velocidad del transportador</i>	37
3.8.2.4.	<i>Cálculo de potencia del transportador (Pt)</i>	37
3.8.3.	Cálculo de la dilatación térmica del transportador.....	40
3.8.4.	Selección del Motorreductor	41
3.8.5.	Sistema de transmisión de transportador helicoidal.....	43
3.8.5.1.	<i>Cálculo de la potencia de diseño (Pd)</i>	43
3.8.5.2.	<i>Torque en pernos de acople (T)</i>	44
3.8.5.3.	<i>Capacidad de potencia</i>	45
3.8.5.4.	<i>Selección del tipo de cadena de rodillos según norma ANSI(ASA):</i>	47

3.8.6.	Cálculo de Piñón motriz – Catalina.....	48
3.8.6.1.	<i>Cálculo de piñón motriz (Z_1)</i>	48
3.8.6.2.	<i>Cálculo de piñón conducido (Catalina) (Z_2)</i>	49
3.8.6.3.	<i>Cálculo de los diámetros primitivos de las catarinas</i>	49
3.8.6.4.	<i>Cálculo del número de eslabones y longitud de la cadena de rodillos</i>	49
3.8.6.5.	<i>Cálculo de ángulo de contacto de la cadena en cada Catarina:</i>	50
3.8.6.6.	<i>Comprobación de la velocidad lineal de la cadena de rodillos (V)</i>	50
3.8.6.7.	<i>Comprobación de la carga total soportado por la cadena de rodillos (Fr)</i>	51
3.8.6.8.	<i>Cálculo del coeficiente de seguridad (C_s) la cadena de rodillos.</i>	52
3.8.7.	Factores de diseño para cálculo estructural.....	53
3.8.7.1.	<i>Pesos de componentes del transportador</i>	53
3.8.7.2.	<i>Peso del helicoidal del transportador</i>	54
3.8.7.3.	<i>Peso total de la artesa</i>	55
3.8.7.4.	<i>Peso de tapas de la artesa</i>	56
3.8.7.5.	<i>Cantidad de material de toda la artesa (Carga viva)</i>	57
3.8.7.6.	<i>Cálculo de la deflexión transportador helicoidal</i>	58
3.8.8.	Cálculo para la selección del rodamiento de chumacera.....	59
3.8.8.1.	<i>Cálculo del momento máximo;</i>	59
3.8.8.2.	<i>Cálculo del cortante máximo</i>	59
3.8.9.	Selección del tamaño del rodamiento de chumacera	61
3.8.9.1.	<i>Cálculo de carga equivalente (P)</i>	61
3.8.9.2.	<i>Cálculo de vida útil de rodamiento</i>	62
3.8.10.	Designación de tamaño de transportador	62

IV.	RESULTADOS Y DISCUSIONES	63
4.1.	Resultados	63
4.2.	Discusión.....	64
V.	CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	66
5.1.	Conclusiones	66
5.2.	Recomendaciones.....	68
VI.	REFERENCIAS	79
VII.	ANEXOS.....	83

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1 <i>Componentes de transportador helicoidal</i>	12
Figura 2 <i>Transportador helicoidal horizontal</i>	13
Figura 3 <i>Sentido de giro de transportador helicoidal</i>	14
Figura 4 <i>Transportador helicoidal inclinado</i>	15
Figura 5 <i>Lectura de código de material</i>	17
Figura 6 <i>Características del transportador</i>	18
Figura 7 <i>Detalle de la holgura de transportador helicoidal</i>	20
Figura 8 <i>Motorreductor Siemens</i>	41
Figura 9 <i>Transmisión con cadena</i>	43
Figura 10 <i>Sistema de transmisión de transportador helicoidal</i>	44
Figura 11 <i>Diagrama para selección de cadena rodillo ASA</i>	47
Figura 12 <i>Selección de Piñón motriz para cadena de rodillos</i>	48
Figura 13 <i>Artesa en U con ceja de ángulo</i>	55
Figura 14 <i>Tapa de artesa sin pie</i>	56
Figura 15 <i>Modelo de artesa</i>	57
Figura 16 <i>Fuerzas del eje del helicoides</i>	60
Figura 17 <i>Análisis estático de tensión de eje motriz</i>	71
Figura 18 <i>Análisis estático deformación unitaria de eje motriz</i>	72
Figura 19 <i>Análisis estático de tensión de eje intermedio</i>	73
Figura 20 <i>Análisis estático deformación unitaria de eje intermedio</i>	74
Figura 21 <i>Análisis estático de tensión de eje de cola</i>	75
Figura 22 <i>Análisis estático deformación unitaria de eje de cola</i>	76

Figura 23 <i>Análisis estático de tensión de la cadena de transmisión</i>	77
Figura 24 <i>Análisis estático deformación de la cadena de transmisión</i>	78

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1 <i>Velocidad de giro recomendado según material y diámetro de tornillo</i>	21
Tabla 2 <i>Modelo del diseño de investigación</i>	31
Tabla 3 <i>Análisis de variable Independiente</i>	32
Tabla 4 <i>Análisis de Variable Dependiente</i>	33
Tabla 5 <i>Factores de capacidad para transportador con paso especial CF1</i>	35
Tabla 6 <i>Factor de capacidad para transportador con helicoide especial CF2</i>	36
Tabla 7 <i>Capacidad para transportador con paletas mezcladoras CF3</i>	36
Tabla 8 <i>Capacidades de transportador helicoidales</i>	37
Tabla 9 <i>Variación de la carga en función del ángulo de inclinación</i>	39
Tabla 10 <i>Selección de motorreductor Siemens</i>	42
Tabla 11 <i>Capacidad torsional de pernos de acoples de transportador</i>	45
Tabla 12 <i>Factor de eficiencia de transmisión</i>	46
Tabla 13 <i>Factor de servicio Ks de cadenas de transmisión</i>	46
Tabla 14 <i>Especificaciones técnicas de cadenas de rodillos según norma ASA</i>	51
Tabla 15 <i>Especificaciones de cadenas de rodillos norma ASA, carga de rotura y peso</i> ..	52
Tabla 16 <i>Capacidad (kW) de cadena de rodillos ANSI 120- 1 1/2, Anexo B.14</i>	53
Tabla 17 <i>Relación de peso promedio y diámetro de helicoide</i>	54
Tabla 18 <i>Relación del peso largo en función de diámetro de helicoide</i>	55
Tabla 19 <i>Momento de inercia I de tubo cedula 80</i>	58
Tabla 20 <i>Designación del tamaño de transportador</i>	62

RESUMEN

El proyecto de tesis consistió en diseñar un transportador helicoidal para mejorar la eficiencia del transportador helicoidal de kake de prensa para el cual se analizó en base a su composición química de la materia prima con humedad: 60%, grasa; 4%, solidos; 36%, el cual fue alimentado a los secadores ADD para su secado como parte de la producción en planta de harina, el grado de inclinación se verifico según la norma CEMA, determinándose los parámetros de diseño para una capacidad de 40 ton/h, generando una potencia del motorreductor de 11 kW con $i : 23.49$. La longitud de transportador helicoidal de 10 m y un diámetro de helicoide de 18 pulgadas, transportando así la carga de 40 t/h a 74 rpm para una inclinación de 17° . Según los cálculos se verifico una carga axial de 1516.7 N que soporta el tornillo transportador, y a su vez se determinó una deflexión de 4.7 plg para el cual se adoptará 2 soportes a lo largo del eje tubo del transportador. Los componentes del transportador helicoidal se determinó una cadena de rodillos simple ASA 120 A, siendo el esfuerzo total $F_r = 14,342.33$ KN y coeficiente de seguridad de la cadena de rodillos ASA 120 : 11.64, paso $p = 1 \frac{1}{2}$ plg, Piñón motriz ($Z_1 = 17 T - 1 \frac{1}{2}$ " y Catalina (piñón conducido) ($Z_2 = 15 T - 1 \frac{1}{2}$ " , siendo la artesa de 18 plg de diámetro de material acero inoxidable 304 de $\frac{1}{4}$ plg de espesor, con 02 chumaceras de pared selladas UCFS315-215D1-NTN con rebaje de eje de 3 plg a $2 \frac{15}{16}$ plg ,tanto el lado cola y transmisión, con un ajuste h6 para eje deslizante. Se realizo modelado de los ejes y sistema de transmisión del transportador y someterlo a un análisis estático a través del SolidWorks Simulation. El costo total del proyecto es \$ 10,340.00, mejorando la eficiencia del transportador helicoidal elevador de kake de prensa y no tener paradas imprevistas en la alimentación a los secadores ADD en planta de harina.

Palabras claves: Tornillo transportador, Capacidad, Transmisión, Artesa, Piñón.

ABSTRACT

The thesis project consisted of designing a helical conveyor to improve the efficiency of the helical conveyor of kake press for which it was analyzed based on its chemical composition of the raw material with humidity: 60%, fat; 4%, solids; 36%, which was fed to the ADD dryers for drying as part of the production in the flour plant, the degree of inclination is verified according to the CEMA standard, determining the design parameters for a capacity of 40 tons/h, generating a geared motor power of 11 kW with $i:23.49$. The length of the screw conveyor is 10 m and a screw diameter of 18 inches, thus transporting the load of 40 t/h at 74 rpm for an inclination of 17° . According to the calculations, an axial load of 1516.7 N is verified that the conveyor screw supports, and in turn a deflection of 4.7 inches is calculated for which 2 supports will be adopted along the tube axis of the conveyor. The components of the helical conveyor include a simple roller chain ASA 120 A, with the total effort $F_r=14,342.33$ KN and safety coefficient of the roller chain ASA 120: 11.64, pitch $p=1\frac{1}{2}$ inch, Drive pinion (Z1) = 17 T- $1\frac{1}{2}$ " and Catalina (driven pinion) (Z2) = 15T- $1\frac{1}{2}$ ", with the 18-inch diameter trough made of $\frac{1}{4}$ -inch thick 304 stainless steel material, with 02 UCFS315-215D1-NTN sealed wall bearings with shapie recess from 3 inches to $2\frac{15}{16}$ inches, both the tail and transmission side, with an h6 adjustment for sliding axle. Modeling of the conveyor shapies and transmission system was performed and subjected to static analysis using SolidWorks Simulation. The total project cost is \$10,340.00, improving the efficiency of the press cake elevator helical conveyor and eliminating unplanned downtime in the feeding of the ADD dryers at the flour mill.

Keywords: Conveyor screw, Capacity, Transmission, Trough, Pinion

NOMENCLATURA

CR: Capacidad requerida (pie^3/h)

Q: Flujo másico (Lb/h)

γ : Pesos específicos de la materia (Lb/pie^3)

P_f : Potencia en vacío (Hp)

P_m : Potencia para mover material y plano horizontal (Hp)

P_{lift} : Potencia para mover material en plano inclinado (Hp)

F_0 : Factor de sobrecarga (Anexo A.19)

e : Eficiencia de transmisión (Anexo A.20)

F_f : factor helicoidal (Anexo A.17)

F_p : Factor de paleta (Anexo A,18)

F_m : Factor de material (Anexo A,3)

F_b : Factor de buje (Anexo A.16)

F_d : Factor de diámetro (Anexo A.15)

C : Capacidad ($\frac{\text{pie}^3}{\text{h}}$)

P_m : Potencia necesaria para mover el material (Hp)

P_{lift} : Potencia necesaria para mover el material en un plano inclinado (Hp)

L: Longitud de transportador (m)

S: Área de relleno de transportador, (m^2)

D: Diámetro de la artesa, (m)

λ : Coeficiente de sección de relleno

V: Velocidad de desplazamiento del material (m/s)

p : Paso de hélice del tornillo (m)

N : Velocidad de giro del eje (r.p.m.)

W : Densidad del material $\left(\frac{Lb}{plg^3}\right)$

S : Área de relleno de transportador (m^2)

ΔL : incremento de longitud (plg)

L ; Longitud total (plg)

t_1 : Temperatura superior ($^{\circ}F$)

t_2 : Temperatura inferior ($^{\circ}F$)

C : Coeficiente de expansión lineal ($^{\circ}F$), acero inoxidable: 9.9×10^{-6} (plg/ $^{\circ}F$)

T : torque (N.m)

P_t : potencia (Hp)

X : Factor de carga radial

Fr : Carga radial (N)

Y : Factor de carga axial

Fa : Carga axial (N)

Cr : Carga dinámica básica (N)

P : Carga radial equivalente (N)

P_m : Potencia de matriz (Hp)

P_d : Potencia de diseño (Hp)

K_S : Factor de servicio de cadenas

K_h : Factor de múltiples hileras

n_2 ; Velocidad de salida (rpm)

n_1 : Velocidad entrada (rpm)

Z_1 : # Dientes de piñon motriz

Z_2 : # Dientes de catalina

P_C : Capacidad de potencia por cadena (kW/hilera)

P_d : Potencia de diseño. (kW)

F_h : Factor por número de hilera

N_e : # eslabones de cadena

L_C : Longitud de cadena (m)

C : Distancia entre centro de ejes (m)

Z_1 y Z_2 : # dientes de catalina y piñón

F_r : Esfuerzo total que soporta la cadena (N)

F_C : Fuerza centrífuga de cadena (N)

F_U : Esfuerzo útil o tangencial de cadena de rodillos (N)

P : potencia transmitida corregida (Hp)

V : Velocidad lineal promedio (m/min)

M : peso unitario de la cadena (Kg, lb)

F_T : Esfuerzo total de trabajo (N)

D : deflexión en centro de eje tubular (m)

W : Peso total del helicoide (kg)

I : Momento de inercia del tubo (mm⁴)

I. INTRODUCCIÓN

1.1. Descripción

La presente tesis tiene como finalidad de mostrar algunas soluciones a los problemas de control que aparecen en los transportadores helicoidales inclinados, suelen funcionar desde la posición horizontal hasta 45 grados por encima de esta. Los transportadores de tornillo con una inclinación superior a 45 grados se consideran transportadores de tornillo verticales y deben ser consultados por uno de nuestros ingenieros. A medida que aumenta la pendiente, la eficiencia del transporte disminuye y los requisitos de energía aumentan debido a los efectos de la gravedad y la reducción de materiales a granel.

El transportador de tornillo es afectado por la pendiente y por la humedad de la torta de harina, el tipo de artesa y velocidad del transportador. es por esto que se tendrán en cuenta cuando se elaborarán los algoritmos para el diseño, tomando en cuenta la selección de materiales, equipos, catálogos necesarios para poder hacer el cálculo del diseño del transportador helicoidal.

Este proyecto de investigación analizará los parámetros y cálculos de desempeño del proyecto; como la artesa, velocidad, potencia, el diámetro de eje de la transmisión, y selección de sus componentes. La producción de estas piezas se rige por ciertas normas CEMA, que establecen las especificaciones de manufactura a seguir, teniendo en cuenta la aplicación de soldadura y el acabado superficial.

1.2. Formulación del problema

El Perú es el principal productor de harina de pescado del mundo, las plantas pesqueras, tienen equipos como el transportador helicoidal elevador de Kake que transfiere el material desde la prensa hacia los secadores ADD presenta niveles de eficiencia que no cumplen con los estándares óptimos, lo que genera retrasos en el proceso, aumento en los costos operativos y posibles pérdidas de material. A pesar de su importancia en la línea de producción, no se han

implementado mejoras específicas en su diseño, operación o mantenimiento que permitan optimizar su rendimiento. A través de un análisis de los factores de operación para diseñar el tornillo transportador, lo cual surge la siguiente interrogante:

¿Cómo mejorar la eficiencia del transportador helicoidal elevador de kake de prensa a secadores ADD en planta de harina Hayduk – Coishco?

1.3. Objetivos

1.3.1. Objetivo general

Mejorar la eficiencia del transportador helicoidal elevador de Kake de prensa a secadores ADD en planta de harina Hayduk – Coischo

1.3.2. Objetivos Específicos

- a. Determinar la potencia optima al implantar la mejora para una determinada inclinación del transportador inclinado y su eficiencia respecto al inicial.
- b. Evaluar e identificar los parámetros de diseño para determinar la óptima capacidad del transportador inclinado.
- c. Diseñar y calcular los elementos mecánicos primarios, auxiliares de accionamiento del equipo.
- d. Analizar tensiones y deformaciones de los elementos de transmisión que soportan la carga a través del análisis por elementos finitos con SOLIDWORKS Simulation.
- e. Evaluar un estudio técnico económico al implantar esta mejora al transportador helicoidal.

1.4. Hipótesis

La implementación de un rediseño en el transportador helicoidal elevador que traslada el cake de prensa hacia los secadores ADD permitirá aumentar la eficiencia del proceso de transporte, reduciendo pérdidas de material, optimizando el tiempo y mejorando el rendimiento general del secado, lo que resultará en una producción de harina con mejores características de calidad y menor consumo energético.

1.5. Justificación E Importancia del Estudio.

1.5.1. Científica

La justificación científica para el proyecto radica en la optimización de parámetros operativos como velocidad del tornillo y del cabezal de alimentación, que maximizan la productividad mientras minimizan el consumo de potencia.

1.5.2. Metodológica

La metodología se basa en normas como CEMA para diseño de transportadores helicoidales, evaluando parámetros como capacidad, potencia del motor, paso de hélice y ángulo de inclinación. Incluye diagnóstico inicial de problemas (desgaste de tornillo, control inadecuado), diseño optimizado.

1.5.3. Social

La justificación social del proyecto para la mejora de la eficiencia del transportador helicoidal elevador de prensa a secadoras radica principalmente en optimizar el proceso de traslado del producto, lo que reduce el esfuerzo físico y el agotamiento de los trabajadores. Además, con la implementación de este transportador helicoidal, se solucionan problemas de pérdida de tiempo y exceso de mano de obra, mejorando las condiciones laborales y aumentando la productividad en la empresa.

1.5.4. Ambiental

La justificación ambiental para el proyecto de mejora de eficiencia del transportador helicoidal elevador de kake de prensa a secadores se basa principalmente en la reducción del consumo energético y la minimización de emisiones y residuos asociados al transporte del material. La optimización de este sistema contribuye a un menor desgaste del equipo, reducción de mantenimiento y menor impacto ambiental debido al uso eficiente de los recursos y la reducción de pérdidas materiales durante el transporte

1.5.5. Económica

La justificación económica para un proyecto de mejora de eficiencia de un transportador helicoidal elevador de carga de prensa a secadores se basa en incrementar la productividad, disminuir costos operativos y mejorar el rendimiento del material transportado. Al mejorar la eficiencia del transportador, se optimizan procesos, se reduce el consumo energético y de mantenimiento, lo que reduce costos y aumenta el retorno de inversión. Además, una mejor eficiencia en el transporte de material evita pérdidas y retrasos, incrementando la capacidad productiva y la calidad del producto final.

1.5.6. Tecnológica

Se justifica tecnológicamente por la necesidad de automatizar el traslado de material húmedo, reduciendo pérdidas de tiempo, exceso de mano de obra manual y problemas ergonómicos en procesos como la producción de harina proteica. Este equipo opera bajo el principio del tornillo de Arquímedes, con una hélice espiral en un canal o tubo que impulsa el material de forma continua y dosificada hacia los secadores,

1.5.7. Limitaciones del Trabajo

Las principales limitaciones del proyecto de mejora de eficiencia del transportador helicoidal elevador de kake de prensa a secadores ADD en planta de harina son las siguientes:

a) **Inclinación del transportador:** Cuando la pendiente del transportador helicoidal supera los 30° , la eficiencia del transporte disminuye considerablemente y aumentan los requerimientos de potencia para mover el material debido a la gravedad y la caída del producto a granel. Esto limita la capacidad de elevar material a grandes alturas sin perder rendimiento.

b) **Capacidad de carga y tipo de material:** La capacidad del transportador depende del tipo de material y su densidad. En muchos casos, el diseño se basa en características similares a las del grano de maíz, pero si el kake de prensa tiene propiedades diferentes (más húmedo, pegajoso o con partículas irregulares), puede afectar la eficiencia y generar atascos o desgaste prematuro.

c) **Potencia y torque crítico:** El motor reductor seleccionado debe ser capaz de superar el torque crítico y la potencia necesaria para iniciar y mantener el transporte, especialmente en condiciones adversas como la inclinación y la carga variable. Esto puede implicar costos mayores o limitaciones en la selección de componentes.

d) **Desgaste y mantenimiento:** Los transportadores helicoidales están sujetos a desgaste por abrasión del material transportado, lo que puede requerir mantenimiento frecuente y afectar la continuidad operativa si no se controla adecuadamente.

e) **Diseño y espacio físico:** La longitud y el diámetro del transportador deben adaptarse al espacio disponible en la planta y a las especificaciones técnicas, lo que puede limitar el diseño óptimo y la capacidad de transporte.

II. MARCO TEÓRICO

2.1. Antecedentes

2.1.1. Antecedentes Internacionales

En su investigación, **Avalos (2020)**. “Diseño de un sistema de transporte y mezclado helicoidal para preparación de concentrado de alimentos para aves”, Para optimizar el proceso productivo, optó por introducir transportadores de tornillo en la etapa donde recibe todos los productos alimenticios desde el punto A en las afueras de la ciudad de Arica. Ir al punto B.

De hecho, es necesario rediseñar el transportador de tornillo para realizar la doble función de transportar y mezclar alimento para aves, lo que significa: transportador de tornillo, rediseño de las piezas del transportador de tornillo, rediseño del transportador de tornillo. tornillo y evaluación financiera del proyecto.

Albán Bautista & Tambo Vásquez. (2022). El proyecto actual tuvo como objetivo la elaboración e implementación de un sistema que posibilita que los materiales primarios sean suministrados en el proceso de producción de balanceado a través de ejes helicoidales, con el propósito de atenuar las consecuencias del transporte manual de componentes. Para sustituir al operador en el proceso de transporte de los elementos del balanceo avícola, se implementó un sistema de transporte. Se consiguió disminuir en un 60% el peligro laboral que implica esta actividad, disminuyendo el tiempo en que se usa la maquinaria. Esto se logró mediante la operación de transferencia de materia prima a través de transportadores helicoidales, los cuales utilizan tecnología basada en un tornillo sin fin y siguen la norma CEMA, que define las propiedades de las máquinas según determinados materiales. De este modo, se obtienen las variables necesarias para diseñar el proceso de abastecimiento, como la velocidad y potencia del sistema, lo cual posibilita calcular las estructuras que componen los transportadores.

Escribano Segura, (2023). La tesis propuesta para el diseño y cálculo de un tornillo sin fin con tolva para mover corcho a granel desde la tolva de la estación de alimentación, pasando directamente desde un contenedor big-bag hasta una secadora. Para su manejo, el big-bag estará suspendido en un polipasto. La implementación de este nuevo sistema de alimentación del corcho optimiza el proceso de llenado del secadero, ya que permite un flujo continuo a demanda y sustituye el sistema intermitente actual basado en sacos. Se llega a un ahorro financiero al disminuir tanto los recursos humanos requeridos para llevar a cabo esta operación de llenado como la cantidad de envases empleados, así como el tiempo que se tarda en descargar. Además, se optimiza la ergonomía del proceso y se cumple mejor la normativa de Prevención de Riesgos Laborales.

Montenegro Arteaga, (2024). La creación de un elevador helicoidal inclinado para granos de maíz es el propósito primordial de este trabajo. Se mostraron, en primer lugar, las clases de transportadores de tornillo sin fin y sus rasgos más destacados. Al buscar distribuidores de estos equipos en el mercado, se obtuvo una visión más completa acerca de las especificaciones técnicas y los precios que ofrecen. Con esta información, se pudo llevar a cabo la casa de la calidad. Los componentes básicos del elevador, como el motorreductor y el tornillo sin fin, se dimensionan de acuerdo con lo siguiente: la naturaleza y el peso de la carga de maíz que se va a transportar, el cálculo de la potencia total requerida para elevar estos granos, la velocidad angular y el par crítico.

Osorio Orellana, (2018). Este trabajo se centra en el análisis del transportador de tornillo mediante una variedad de pruebas a las que se le somete, para que el lector pueda reconocer esta máquina y sus partes, así como la funcionalidad que tiene, teniendo en cuenta todos los elementos técnicos implicados en el movimiento del material. La metodología empleada consiste en un exhaustivo análisis bibliográfico sobre el transportador de tornillo, lo

que posibilita la creación y ejecución subsiguiente de pruebas y/o ensayos que permiten comprobar el funcionamiento del equipo. Para complementar el estudio, realizo simulaciones utilizando software de programación como Auto-CAD y Matlab (Simulink), con el objetivo de obtener gráficamente señales térmicas del motor, así como de torque, velocidad y corriente bajo diversas condiciones operativas. En este trabajo, se presenta un análisis económico del transportador de tornillo de laboratorio. Se detallan los costos relacionados con esta máquina experimental y, además, los costos de diversas máquinas utilizadas para tareas de producción industrial y la variación que ocurre al tener distintas configuraciones.

Gupta & Nott, (2021). realizaron un estudio con el fin de analizar el flujo de materiales granulares en transportadores helicoidales, proponiendo un modelo mecánico basado en los principios de conservación del momento lineal y angular. La investigación menciona que el material transportado puede actuar como un “tapón sólido” que se desplaza a lo largo del tornillo sinfín, lo cual permite establecer una relación directa entre la velocidad de rotación, la geometría del equipo y el caudal de descarga. También, los autores, al aplicar el método de elementos discretos (DEM) verifican que el comportamiento del flujo en el interior del transportador depende significativamente de parámetros geométricos, en especial, la relación entre el paso del tornillo y el diámetro del barril. El hallazgo más importante es que existe un valor óptimo para esta relación que permite maximizar el rendimiento del sistema, lo cual constituye un aporte importante para el diseño y la optimización de los transportadores helicoidales en los procesos industriales.

2.1.2. Antecedentes Nacionales

Arellano (2016). En su estudio de investigación analizó la causa problemas de servicio al tornillo helicoidal – Minera Chinalco Perú S.A.” El propósito de este trabajo es describir las condiciones de operación que causan problemas de mantenimiento de slugs en una planta de

bombeo de cal en Chinalco Perú, con el fin de lograr un mejor servicio de slugs y con ello incrementar los niveles de producción. El método utilizado en este informe consiste en un enfoque de investigación, ya que tiene una variable dependiente y una independiente.

Finalmente, se recomendó cuidar el cuarto donde se ubica el equipo de transferencia para que no pueda ingresar agua al interior del transportador y cambiar algunos elementos con base en el diseño presentado en el informe.

Cárdenas & Sánchez, (2023). Realizaron una investigación aplicada de tipo preexperimental en la empresa TFM SAC, Chimbote, orientada a mejorarla productividad en la fabricación de transportadores helicoidales a través de la implementación del estudio de tiempos. En este producto se identificó que representaba el 39% de la producción total, además se evidenciaron elevados tiempos improductivos y ausencia de estandarización en las operaciones, particularmente en el subproceso de fabricación de la canaleta a través del análisis de actividades, medición de tiempos y aplicación de técnicas de mejora, se logró establecer tiempos estándar, reducir operaciones y optimizar recorridos dentro del proceso productivo. De esta manera, la productividad se elevó notable, evidenciando que la aplicación del estudio de tiempos en la fabricación de transportadores helicoidales permite incrementar la eficiencia operativa y el uso de recursos en empresas metalmecánicas.

Obregón (2023). En su proyecto diseño un transportador helicoidal modular de inclinación variable aplicando controlador lógico programable, para el desarrollo de dicho proyecto se apoyó de las normas CEMA, se determinaron los parámetros de diseño de potencia y se obtuvo el efecto de selección del motor para cambios de ángulo de 0 a 35°. Se llevaron a cabo los cálculos correspondientes del tornillo transportador, el cual ha soportado la fuerza axial de 2.2 kN a una inclinación de 35° y se determinó una deflexión de 0.167 mm. El modelo elaborado en este proyecto constituye un desarrollo teórico-práctico para el diseño de transportadores

helicoidales con pendiente variable, utilizando un controlador lógico y software de diseño para producir así un prototipo confiable y eficaz.

Jaime Bada, (2022). En esta investigación se elaboró el diseño mecánico de un transportador tornillo sin fin con el propósito de transportar hielo en escamas a una velocidad de 3 tn/h, ya que este cuenta con una superficie mayor para intercambiar calor. Esto posibilita que la transmisión de calor entre el pollo y el hielo sea más eficaz y veloz. El objetivo de este trabajo es optimizar las condiciones laborales que se llevan a cabo en las avícolas artesanales, ya que hasta la fecha estas actividades se ejecutan manualmente. El transporte de hielo, lo que provoca problemas ergonómicos en los empleados que llevan a cabo estas tareas durante su jornada laboral. Para determinar los componentes, se empleó el estándar ANSI CEMA 350 de EE. UU. y se analizaron las características requeridas para desarrollar transportadores de tornillo sin fin destinados al transporte de hielo en escamas. En la industria, estos se emplean de forma generalizada para mover una extensa gama de materiales sólidos. Asimismo, se evidencia que el uso de este transportador incrementa el rendimiento productivo, ya que optimiza el tiempo de llenado.

Zapana. (2024). En la investigación que realizó diseño un tornillo helicoidal para mejorar la eficiencia en el mezclado de arena y cemento. El diseño de los tornillos helicoidales se desarrolló con la metodología VDI 2221 y VDI 2225, que ayudaron a identificar y aplicar métodos eficientes en el diseño. Luego, se aplicó la tecnología de Diseño Asistido por Computadora (CAD) mediante el software Autodesk Inventor, se diseñó 4 tornillos con diferencias geométricas en el helicoidal y se replicó el diseño del tornillo helicoidal de paletas certificada. Como resultado muestra que el tornillo helicoidal de muescas alcanza el índice máximo de mezcla en un tiempo de 1.1 segundos a diferencia del tornillo helicoidal de paletas que demora 1.66 segundos.

Zea Pinto, (2019). Este proyecto fue llevado a cabo en respuesta a los problemas que surgen durante la cosecha de uvas y la destilación del pisco. Se llevó a cabo una selección de componentes para sugerir un transportador helicoidal con una capacidad de 1 tonelada por hora para uva. Antes, se lleva a cabo un análisis de la producción de uva en las zonas cercanas, de los distintos tipos de transportadores que podríamos emplear y del método para destilar pisco. El ensayo tribológico sobre la fuerza de fricción entre el acero inoxidable y la uva, dado que no se halló literatura acerca de este asunto. Con la ayuda del programa SAP 2000, se llevó a cabo un análisis estructural que nos posibilita simular todas las fuerzas a las que estará expuesto el equipo.

2.2. Marco conceptual

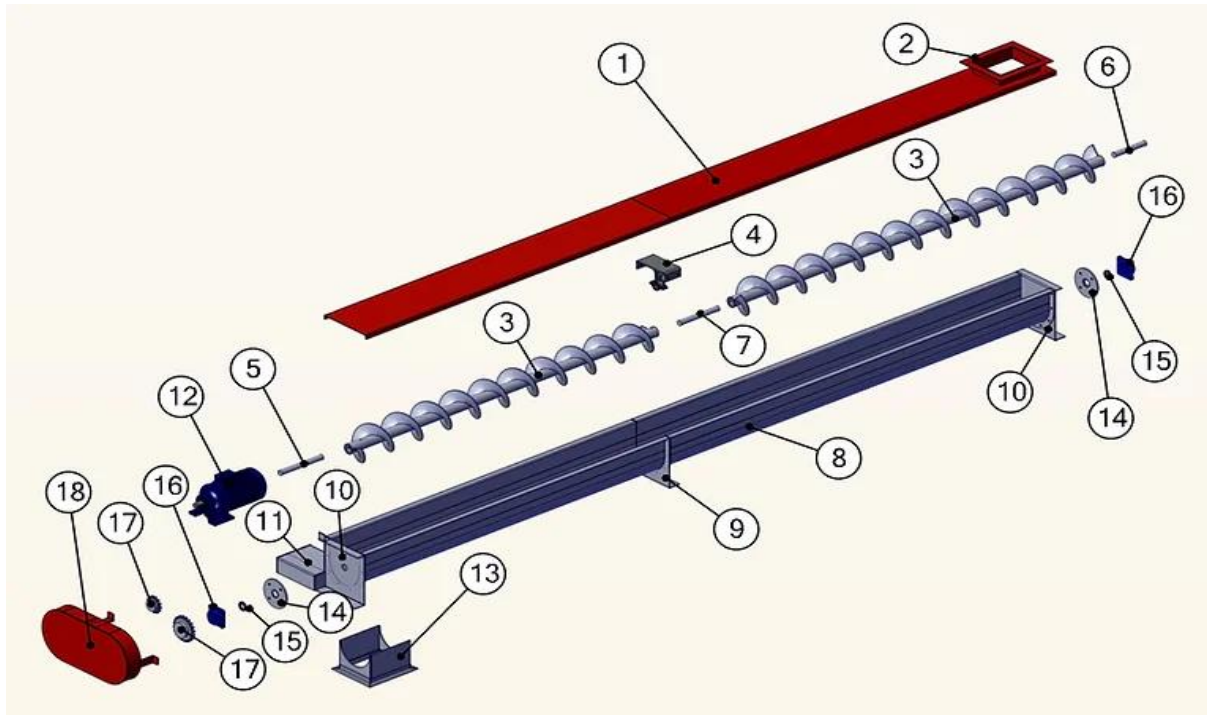
2.2.1. Transportador Helicoidal

Un transportador es un dispositivo de transporte volumétrico que descarga una cierta cantidad de material a medida que gira el tornillo. El objetivo del transportador de tornillo es mover el producto de un punto a otro.

2.2.1.1. Componentes de Transportador Helicoidal

Según fig. (1) se detalla los componentes de un transportador helicoidal inclinado

- | | |
|------------------------------|----------------------------|
| 1. Tapas superiores | 9. Descanso intermedio |
| 2. Brida de alimentación | 10. Tapas laterales |
| 3. Eje tubular | 11. Soporte de transmisión |
| 4. Soporte intermedio | 12. Motorreductor |
| 5. Eje motriz | 13. Chute descarga |
| 6. Eje cola | 14-16. Portasellos |
| 7. Eje de soporte intermedio | 15. Chumaceras |
| 8. Artesa tipo U | 17. Piñón |

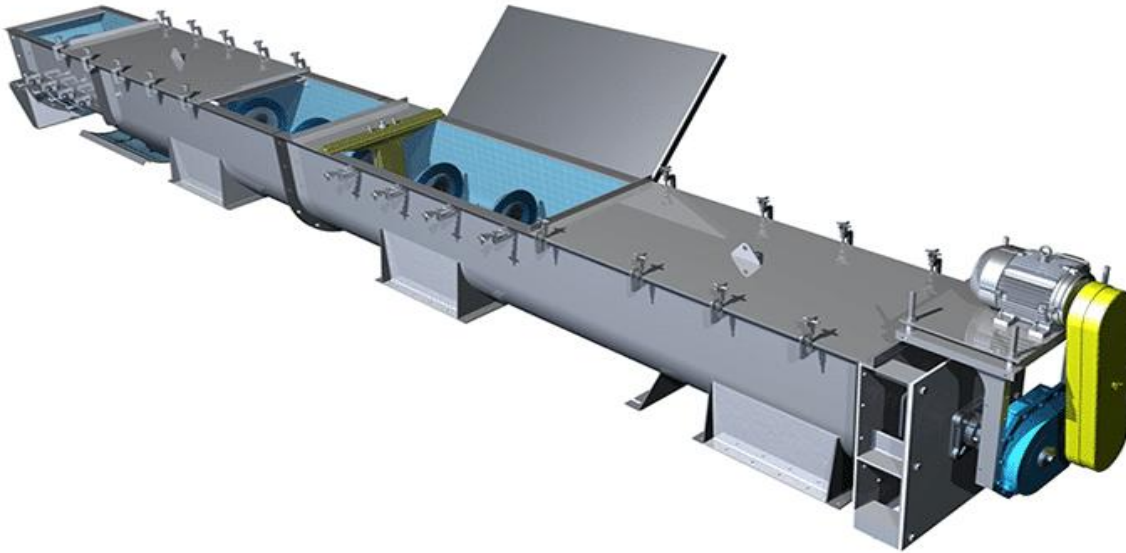
Figura 1***Componentes de transportador helicoidal***

Nota. Adaptado de catalogo Bega (2004) por <https://www.begahelicoidales.com/transportador-helicoidal-usos-parte>

2.2.2. Transportador Helicoidal Horizontal

Este tipo de transportadores son común generalmente son para el transporte de carga de material a granel es del 15%, 30% o 45%, dependiendo de las propiedades para materiales a granel especiales.

En general, se puede utilizar una carga mínima del 45% para materiales bajo las siguientes condiciones:

Figura 2***Transportador helicoidal horizontal***

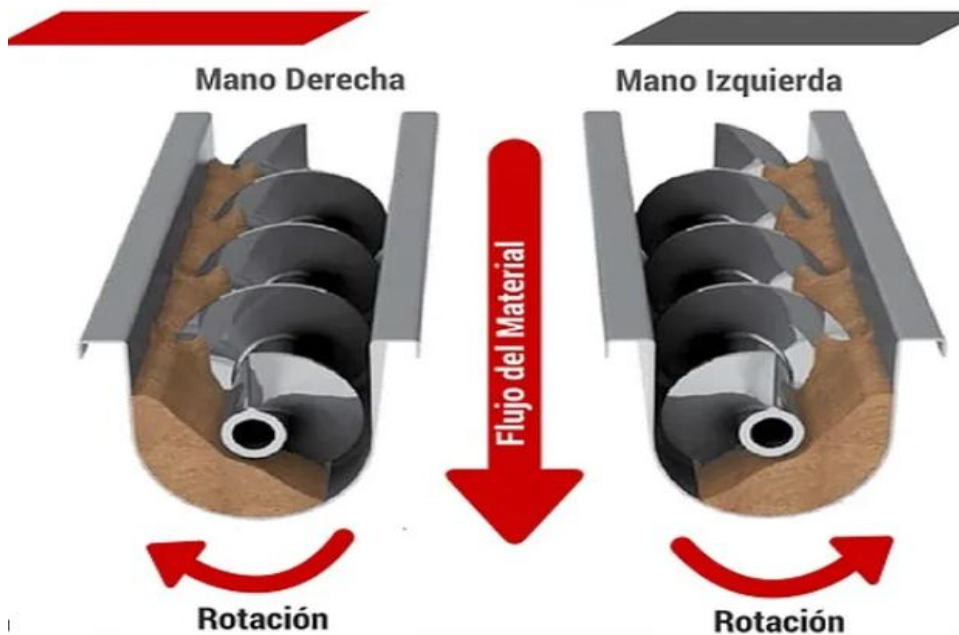
Nota. Adaptado de catalogo Bega (2004) por <https://www.begahelicoidales.com/transportador-helicoidal-usos-parte>

2.2.2.1. Sentido de giro de un transportador helicoidal

Los transportadores de tornillo tienen diseños de mano derecha e izquierda, los de la derecha son los más comunes. Las piezas de recambio más habituales son los tornillos derechos.

El transportador derecho con la transmisión en el extremo de descarga arrastra el material al extremo de descarga y gira en el sentido de las agujas del reloj.

El transportador izquierdo y el motorreductor están ubicados en el extremo de descarga los materiales al extremo de descarga y los giran en sentido anti horario.

Figura 3***Sentido de giro de transportador helicoidal***

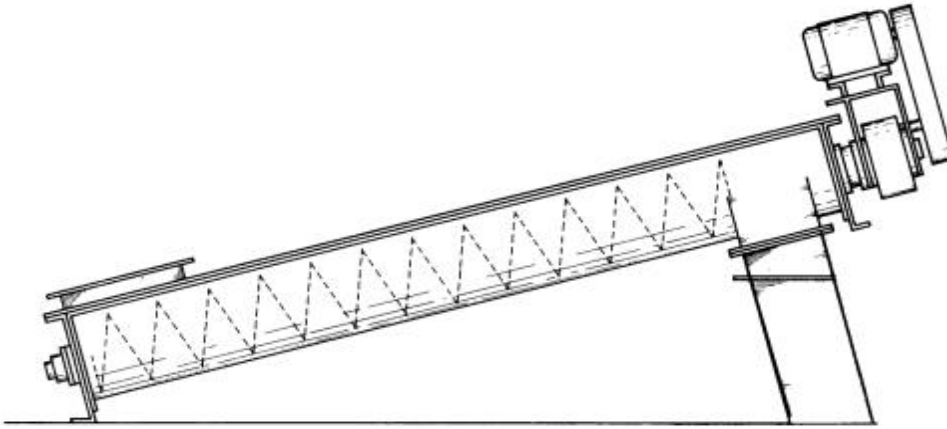
Nota. Adaptado de catalogo Bega(2004) por <https://www.begahelicoidales.com/transportador-helicoidal-usos-parte>

2.2.3. Transportador Helicoidal Inclinado

Estos transportadores inclinados requieren más potencia, pero tienen menos potencia que los transportadores de tornillo horizontales. El aumento y la disminución de potencia dependen del ángulo de inclinación y de las propiedades del material transportado.

Estos transportadores trabajan por encima de nivel horizontal hasta 45° , según CEMA (2019) considera al transportador por encima de 45° un elemento vertical.

Se recomienda para trabajos estándar la inclinación menos de 25° y preferiblemente no más de 15° .

Figura 4***Transportador helicoidal inclinado***

Nota. Martin (2013), Catalogo manejo de materiales, sección H

2.2.4. Funcionamiento del Transportador de Tornillo Sin Fin

Un transportador de tornillo sin fin consiste en una correa en espiral unida a un eje que transporta el material mientras gira en un canal (rectangular, "U" o circular). Dependiendo de su tamaño y método de uso (horizontal, vertical o inclinado), se instalan en ranuras o cráteres cilíndricos.

Consisten en un tornillo sin fin o elevador que gira dentro de un tubo de acero, provocando el movimiento del material alimentado a través del hilo. Se utilizan como dispositivos de aspiración o recogida de tolvas, rejillas de recogida para depósitos de fondo cónico y como equipos móviles.

Cuando se genera un aumento del ángulo de inclinación, la potencia del equipo disminuye rápidamente.

2.2.4.1. Aplicaciones de Transportadores Helicoidales

Estos equipos se usan para transportar cualquier tipo de material a granel y tienen varias aplicaciones:

- Productos químicos para agrícola
- Madera y productos de madera
- Procesamiento de Minería y Minerales
- Procesamiento de harina de pescado
- Pulpa y papel
- Piedra, vidrio y hormigón

2.2.5. Parámetros de diseño

Para aplicar los parámetros de diseño del transportador helicoidal, usaremos como base de cálculo la norma CEMA Standard, resume las características técnicas necesarias para el correcto diseño de los transportadores sinfín para su uso.

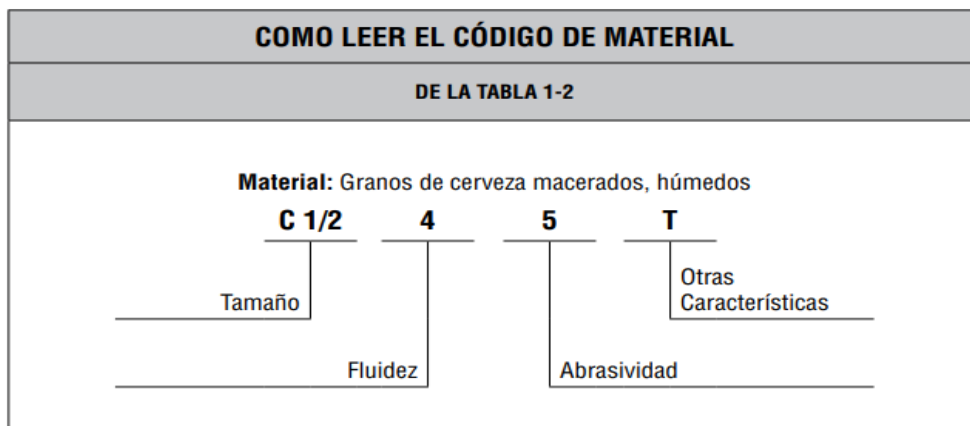
2.2.6. Característica del Material a Transportar

Los materiales como se aprecia en el Anexo A. para hacer una selección preliminar del código del material se tienen en cuenta.

- La densidad del material se usa para calcular la capacidad del transportador
- El Kake de prensa tiene una composición química de humedad: 60%, grasa; 4%, solidos; 36%, el cual es alimentado a los secadores para su secado como parte de la producción.
- Código de material
- Código de selección de soporte intermedio para seleccionar el material adecuado.
- El Factor material (Fm).

Figura 5

Lectura de código de material.



Nota. Martin (2013), Manejo de materiales, sección H

2.2.7. Capacidad del Transportador

La capacidad del transportador se define como el consumo de volumen requerido para llevar desde la entrada de carga hasta el punto de descarga por unidad de tiempo (caudal). La capacidad debe expresarse en pies cúbicos por hora (pie³/hora).

Las tablas de capacidad en el Anexo A muestran adicionalmente las capacidades en pie^3/h a una revolución por minuto, para diferentes tamaños de transportadores de tornillo para cargas y diferentes categorías por número de código.

2.2.8. Capacidad Equivalente

Para la capacidad de transporte del equipo se utilizan helicoides de paso corto, secciones de corte y doblado.

Según Tabla A.3. (Anexo A) muestra los factores de potencia.

$$CE = CR.(CF1)(CF2)(CF3) \dots\dots\dots (1)$$

$$CR : \frac{Q}{\gamma} \dots\dots\dots (2)$$

CR : Capacidad requerida (pie^3/h)

Q : Flujo másico ($\frac{Lb}{h}$)

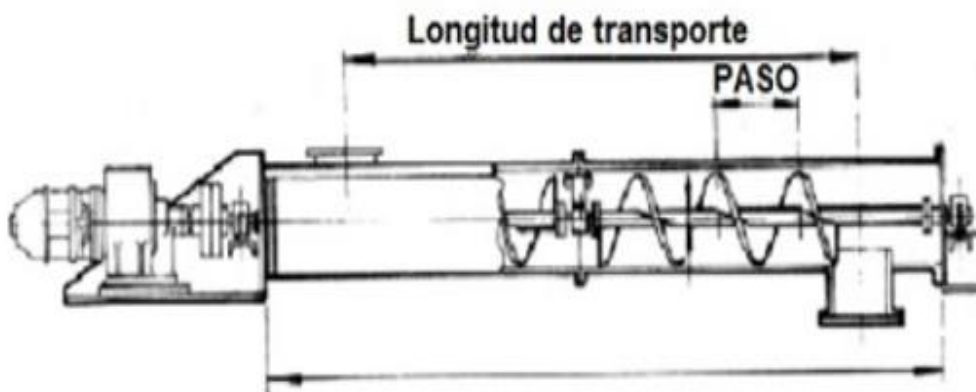
γ : Peso específico del material ($\frac{Lb}{pie^3}$)

2.2.9. Paso y diámetro de Helicoide por Tamaño de Partícula

En cada transportador, el paso del tornillo, se define como la distancia entre dos helicoides consecutivos en la dirección del eje, como se muestra en la siguiente figura 6

Figura 6

Características del transportador



Nota. Inge mecánica, Calculo de transportadores de tornillo sin fin (2009)

El tamaño del transportador depende de su potencia, también del tamaño y de las partículas del material que se procesa. Algunos materiales pueden tener una forma de grumo bastante sólido, pero pueden romperse durante el transporte.

El diámetro de la artesa helicoidal dividido por el tamaño máximo de partícula se muestra en Anexo A, tabla A.4.

Los materiales se dividen por tamaño de partículas en 4 clases

Clase I. son pulverulentos estos materiales, no abrasivos, su peso específico varía de 0,4 - 0,7 t/m³.

Tenemos en esta clase:

- a) Cebada, trigo
 - b) Harina de trigo
 - c) Cal hidratada
 - d) Carbón en polvo
- **Clase II.** Son de dimensiones reducidas, se presentan en polvo, no son abrasivos y fluyen con facilidad. Su peso específico oscila entre las 0,6 - 0,8 t/m³.

Entre los materiales pertenecientes a esta clase están:

- a) Granos de café, cacao y maíz.
 - b) Carbón de hulla.
 - c) Cal hidratada.
- **Clase III.** son semiabrasivos de dimensiones pequeñas, combinados con polvos y con un peso específico que fluctúa entre 0,6 - 1,2 t/m³.

Tenemos los siguientes materiales:

- a) Alumbre
 - b) Carbón vegetal
 - c) Pulpa de papel
 - d) Sal
- **Clase IV.** Son semi abrasivos de pequeños tamaños, mezcla de polvos. Peso específico varia de 0,8 - 1,6 t/m³.

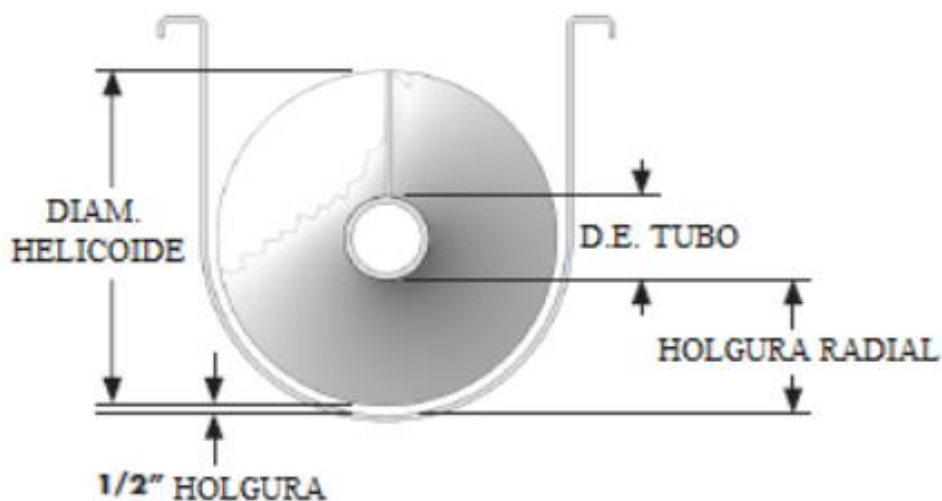
Tenemos los siguientes materiales:

- Harina de huesos.
- Cemento.
- Arcilla.

- Azufre.
- Arena.
- Azúcar sin refinar.

Figura 7

Detalle de la holgura de transportador helicoidal



Nota. Catálogo CEMA, p. 32 (2019).

2.2.10. Velocidad de Transportador (N)

Se define usando la capacidad según la fórmula:

$$N = \frac{C}{C_{1RPM}} \dots\dots\dots (3)$$

Donde:

- N : velocidad de giro del transportador, expresada en revoluciones por minuto (RPM)
- C : es la capacidad de diseño o flujo volumétrico requerido, expresada en pies cúbicos por hora ($\frac{pie^3}{h}$).

- C_{1RPM} : es la capacidad unitaria del transportador (capacidad a 1RPM), expresada en $\frac{\pi e^3}{h}$ por cada RPM. Este valor depende de las características geométricas del equipo y el porcentaje de carga.

La velocidad (N) de los transportadores depende de factores, de la naturaleza del transporte del material.

El tipo de material a desplazar según la velocidad de giro del tornillo:

- Materiales pesados $\rightarrow N \approx 50$ r.p.m.
- Materiales ligeros $\rightarrow N < 150$ r.p.m.

La velocidad del transportador de tornillo es inversamente proporcional a velocidad de giro para transportador según material y diámetro de tornillo

Tabla 1

Velocidad de giro recomendado según material y diámetro de tornillo

Diámetro tornillo (mm)	Clase I	Clase II	Clase III	Clase IV	Clase V
100	180	120	90	70	30
200	160	110	80	65	30
300	140	100	70	60	25
400	120	90	60	55	25
500	100	80	50	50	25
600	90	75	45	45	25

Nota. Ingeniería mecánica, transportadores de tornillo sin fin (2009).

La tabla 1 señala la velocidad de rotación sugerida para un transportador en función del de material y diámetro del helicoide:

2.2.11. Potencia requerida para tornillo transportador (P_t)

Se detalla según la suma de las potencias.

2.2.11.1. Potencia del tornillo transportador en vacío (P_f)

La potencia en vacío se calcula de la siguiente forma:

$$P_f = \frac{L \times N \times F_d \times F_b}{10^6} \dots\dots\dots (4)$$

2.2.11.2. Potencia necesaria para mover el material (P_m)

$$P_m = \frac{C.L.W.F_f.F_m.F_p}{10^6} \dots\dots\dots (5)$$

2.2.11.3. Potencia necesaria para mover el material en un plano inclinado (P_{lift}).

$$P_{lift} = \frac{H.W.C}{33000} \dots\dots\dots (6)$$

Para un sistema de transportador inclinado.

$$P_t = \frac{(P_f + P_m)F_0 + P_{lift}}{e} \dots\dots\dots (7)$$

H : altura de elevación (pie)

W : peso específico $\left(\frac{lb}{pie^3}\right)$

F_0 ; factor de sobrecarga (Anexo A.19)

e ; Eficiencia de transmisión (Anexo A.20)

F_f ; factor helicoidal (Anexo A.17)

F_p ; Factor de paleta (Anexo A,18)

F_m : Factor de material (Anexo A,3)

F_b ; Factor de buje (Anexo A.16)

F_d : Factor de diámetro (Anexo A.15)

C : Capacidad $\left(\frac{pie^3}{h}\right)$

P_m : Potencia necesaria para mover el material (Hp)

P_{lift} : Potencia necesaria para mover el material en un plano inclinado (Hp)

L : Longitud de transportador (m)

2.2.12. Capacidad de transporte

2.2.12.1. Área de relleno o llenado (S) del transportador

Se obtiene de la siguiente fórmula:

$$S = \lambda \frac{\pi \cdot D^2}{4} \dots\dots\dots (8)$$

Donde:

S : Área de relleno de transportador, (m^2)

D : Diámetro de la artesa, (m)

λ : Coeficiente de sección de relleno.

2.2.12.2. Velocidad de desplazamiento del material (V)

$$V = \frac{p \cdot N}{60} \dots\dots\dots (9)$$

V : Velocidad de desplazamiento del material (m/s)

p : Paso de hélice del tornillo (m)

N : Velocidad de giro del eje (r.p.m.)

2.2.12.3. Flujo de material (Q)

$$Q = 3600 * S * V * W * i \dots\dots\dots (10)$$

Donde;

W : Densidad del material $\left(\frac{Lb}{plg^3}\right)$

S : Área de relleno de transportador (m^2)

V : Velocidad de desplazamiento del material (m/s)

i ; Coeficiente de disminución de flujo del material en función del ángulo de inclinación

(Anexo A.13).

2.2.13. Dilatación térmica del transportador

Como estos equipos transportan materiales calientes, es importante saber que, a medida que aumenta la temperatura, también lo hace la longitud del transportador.

$$\Delta L = L(t_1 - t_2)C \dots\dots\dots (11)$$

Donde:

ΔL : incremento de longitud (plg)

L; Longitud total (plg)

t_1 : Temperatura superior (°F)

t_2 : Temperatura inferior (°F)

C: Coeficiente de expansión lineal (°F), acero inoxidable: 9.9×10^{-6} (plg/°F)

2.2.14. Torque Crítico

Las partes de transportador son afectadas en los componentes por el torque, en ejes y pernos de ensamble.

$$T = \frac{63025 \cdot P_t}{N} \dots\dots\dots (12)$$

T: torque (N.m)

P_t : potencia (Hp)

N: RPM

2.2.15. Selección de soporte chumacera

2.2.15.1. Carga radial equivalente (P)

$$P = X \cdot F_r + Y \cdot F_a \dots\dots\dots (13)$$

Donde:

X: Factor de carga radial

F_r : Carga radial (N)

Y: Factor de carga axial

F_a : Carga axial (N)

➤ **Carga axial producida por la carga radial,**

Se utilizará la siguiente expresión:

$$F_{axial} = \frac{0.47(F_{radial})}{K} \dots\dots\dots (14)$$

2.2.15.2. Vida nominal básica en horas

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60n} \times \left(\frac{Cr}{P}\right)^3 \dots\dots\dots (15)$$

Donde:

n : Revoluciones por minuto del tornillo transportador (rpm)

Cr : Carga dinámica básica (N)

P : Carga radial equivalente (N)

2.2.16. Selección de chaveta

En este tipo de cargas en el eje se tiene dos tipos de fallas; cortante y por contacto, la falla de presión por contacto ocurre cuando la carga se incrusta por cualquiera de los lados debido a la compresión.

2.2.17. Diseño de sistema de transmisión por cadena

2.2.17.1. Potencia de diseño (P_d)

$$P_d = \frac{P_m \times K_s}{K_h} \dots\dots\dots (16)$$

P_m : Potencia motriz (Hp)

P_d : Potencia de diseño (Hp)

K_s : Factor de servicio de cadenas

K_h : Factor de múltiples hileras

2.2.17.2. Relacion de transmision (i)

$$i = \frac{n_2}{n_1} \dots\dots\dots (17)$$

$$i = \frac{Z_1}{Z_2}$$

donde:

n_2 : Velocidad de salida (rpm)

n_1 : Velocidad entrada (rpm)

Z_1 : # Dientes de piñon motriz

Z_2 : # Dientes de catalina

2.2.17.3. Dimensionamiento de los piñones

Las capacidades de potencia por cadenas que se requiere para transmitir potencia (HP) a una velocidad de giro de n rpm están en función de la cantidad de hileras. Se buscará en el catálogo del fabricante aquellos números de cadenas que se aproximen a la capacidad de potencia requerida por la máquina.

$$P_C = \frac{P_d}{F_h} \dots\dots\dots (18)$$

Donde:

P_C : Capacidad de potencia por cadena (kW/hilera)

P_d : Potencia de diseño. (kW)

F_h : Factor por número de hilera

2.2.17.4. Selección del tipo de cadena de rodillos según norma ASA:

La figura de Anexo B.5 es empleada para elegir el tipo de cadena, ingresando en ella con los valores siguientes; P_d y n_1

2.2.17.5. Cálculo de los diámetros primitivos de las catarinas

$$D = \frac{p}{\text{sen}\left(\frac{180}{Z}\right)} \dots\dots\dots (19)$$

2.2.17.6. Cálculo el ángulo de contacto de la cadena en cada Catarina

$$\theta_1 = 180^\circ - 2\text{sen}^{-1} \left[\left(\frac{D_2 - D_1}{2C} \right) \right] \dots\dots\dots (20)$$

$\theta_1 > 120^\circ$ condición

2.2.17.7. Comprobación de la velocidad lineal de la cadena de rodillos (V)

$$V = \frac{z_1 x p x n_1}{12} \text{ (pie/min) } \dots\dots\dots (21)$$

2.2.17.8. Distancia entre centro y cálculo de la longitud de la cadena

$$N_e = 2C + \frac{z_2 + z_1}{2} + \frac{(z_2 - z_1)^2}{4\pi^2 C} \dots\dots\dots (22)$$

$$L_C = N_e \times p \dots\dots\dots (23)$$

Dónde: p = paso

- Una vez calculada se hace cumplir el criterio del enunciado anterior. Se calcula la distancia entre centro final de montaje

$$C = \frac{1}{4} \left[L - \frac{(z_2 + z_1)}{2} + \sqrt{\left[L - \frac{(z_2 + z_1)}{2} \right]^2 - 8 \frac{(z_2 - z_1)^2}{4\pi^2}} \right] \dots (24)$$

Donde

N_e : # eslabones de cadena

L_C : Longitud de cadena (m)

C : Distancia entre centro de ejes (m)

Z_1 y Z_2 : # dientes de catalina y piñón

2.2.17.9. Comprobación de la carga total soportado por la cadena de rodillos (F_r)

$$F_r = F_U + F_C \dots\dots\dots (25)$$

F_r : Esfuerzo total que soporta la cadena (N)

F_U : fuerza útil o tangencial (N)

F_C : Fuerza centrífuga de cadena (N)

Según la formulación el valor del esfuerzo útil (F_u), se tiene la siguiente expresión:

$$F_u = \frac{P}{V} \dots\dots\dots (26)$$

F_U : Esfuerzo útil o tangencial de cadena de rodillos (N)

P: potencia transmitida corregida (Hp)

V: Velocidad lineal promedio (m/min)

$$F_c = M V^2 \dots\dots\dots (27)$$

Siendo:

M: peso unitario de la cadena (Kg, lb)

V: Velocidad lineal promedio (m/min)

2.2.17.10. Cálculo del coeficiente de seguridad (C_s) la cadena de rodillos.

El coeficiente de seguridad se optimo en el rango de 8 a 15 (Mecánica eléctrica industrial, Ing. A.R. Odetto)

Por lo que resulta un coeficiente de seguridad de la cadena de rodillos ASA 120, es:

$$C_s = \frac{R}{F_r} \dots\dots\dots (28)$$

R : Carga de rotura de cadena según tabla B.15 de especificaciones (Lb)

F_r : Esfuerzo total de trabajo (N)

2.2.18. Deflexión en diseño de transportadores helicoidales

La deflexión nos posibilitará ver el punto de inflexión a causa de las cargas dinámicas aplicadas en el eje. Por esta razón, se definirán las dimensiones de los puntos críticos para gestionar los esfuerzos y determinar las dimensiones adecuadas.

$$D = \frac{5.W.L^3}{384.(29000000).I} \dots\dots\dots (29)$$

D : deflexión de centro de eje tubular (m)

W : Peso total del helicoides (kg)

I: Momento de inercia del tubo (mm⁴)

2.2.19. Diseño de ejes

El método Von Mises (Energía de distorsión)

$$\sigma_{max} = K_f \frac{32 M_f}{\pi * d^3} \dots\dots\dots (31)$$

$$T_{max} = K_\tau \frac{32 M_f}{\pi * d^3} \dots\dots\dots (32)$$

2.2.19.1. *factor de concentración de esfuerzos*

Los coeficientes K_f (para flexión) y K_τ (para torsión) se obtienen de tablas empíricas y se corrigen con los factores de sensibilidad a la entalla (q y q_s):

$$K_f = 1 + q(K_t - 1) \dots\dots\dots (33)$$

$$K_\tau = 1 + q_s(K_{ts} - 1) \dots\dots\dots (34)$$

III.METODOLOGÍA

3.1. Método de la investigación

3.1.1. Método analítico

El proyecto es de tipo descriptivo, cuyo objetivo principal es adquirir conocimientos teóricos y prácticos sobre la tecnología para resolver problemas existentes, según el conocimiento que se aplica directamente a dichas problemáticas, generando beneficios tangibles. Este método se utiliza para realizar un análisis exhaustivo de la información del tema central de esta investigación y para desarrollar la fundamentación teórica.

3.1.2. Método bibliográfico

Cualquier tipo de investigación debe ser respaldada por varios conceptos de distintos autores; por eso, este método posibilita la exploración y el estudio a través de libros, revistas, artículos y páginas web, lo que permite obtener información y datos pertinentes para desarrollar la fundamentación teórica. Esto hace posible esclarecer los temas y subtemas en cuestión, incluyendo los tipos de transportadores helicoidales.

3.1.2.1. Fuentes de recopilación de información.

El proyecto de investigación en cuestión se fundamenta en fuentes secundarias, como libros de ingeniería, documentos y códigos. Esto se debe a que el objetivo es investigar el diseño de un transportador helicoidal y, posteriormente, simular el comportamiento del sistema de transmisión y los ejes de acoplamiento para recopilar información que permita analizar los resultados.

3.2. Tipo de investigación

3.2.1. Investigación documental.

Este tipo de investigación se lleva a cabo para averiguar y reunir información acerca del tema principal, así como sobre el funcionamiento y diseño de los transportadores, mediante

libros, documentos, artículos, códigos o normas. De esta manera, se ayuda a aclarar las múltiples dudas e interrogantes que puedan surgir con respecto al desarrollo adecuado del proyecto actual.

3.2.2. Investigación descriptiva.

Se investiga la información que se detalla en el código internacional, también conocido como la norma CEMA, mediante este tipo de indagación. La norma CEMA hace referencia a las regulaciones de construcción para recipientes a presión y después se efectúa la simulación con el objetivo de lograr resultados óptimos.

3.3. Diseño de la investigación

3.3.1. Investigación no experimental

La investigación es de naturaleza no experimental, ya que consiste en un estudio, análisis e interpretación de los resultados conseguidos a través del software ANSYS DISCOVERY LIVE durante el desarrollo de las fases del proyecto. Eso posibilita alcanzar una visión cercana a la realidad, intentando perfeccionar el diseño para que sea óptimo. El diseño es no experimental en el que los investigadores observan el comportamiento de un fenómeno y retrospectivamente tratan de identificar sus antecedentes o causas de variables independientes.

G1 O1 X O2

Tabla 2

Modelo del diseño de investigación

Símbolo	Significado
G1	Condición inicial
X	Determinar parámetros de operación para el sistema
O1	Datos y entrevistas recopilados durante la operación del sistema
O2	Resultado final de implementación

Nota. Elaboración propia

3.4. Población y Muestra

3.4.1. Población

Para el presente trabajo, la población estará constituida por el equipo del transportador helicoidal de la empresa Hayduk.

3.4.2. Muestra

Como muestra se tomarán todos los datos de funcionamiento del transportador helicoidal de la empresa.

3.5. Operacionalización de variables de estudio

Tabla 3

Análisis de variable Independiente

Variable	Tipo de variable	Definición Conceptual	Definición Operacional
Transportador Helicoidal	Independiente	Dispositivo de transporte volumétrico que descarga una cierta cantidad de material a medida que gira el tornillo.	El objetivo del transportador de tornillo es mover el producto de un punto a otro
Dimensiones	Indicadores	Instrumentos	Escala de medición
Monitoreo constante del equipo	Cumplimiento de los parámetros de operación	Ficha de datos de operados	Porcentaje

Nota. Propia

Tabla 4*Análisis de Variable Dependiente*

Variable	Tipo de variable	Definición Conceptual	Definición Operacional
Eficiencia	Dependiente	Es la capacidad que el equipo funcione a plena carga a cierta cantidad de material a medida que gira el tornillo.	Se da por la capacidad del transportador a mover el producto de un punto a otro
Dimensiones	Indicadores	Instrumentos	Escala de medición
	Capacidad	Ficha de operador	T
Parámetros de Operación	Velocidad	Ficha de operador	RPM
	Potencia	Ficha de operador	HP

Nota. Propia

3.6. Técnica e instrumento de recolección de datos

Para la ejecución del presente trabajo se tuvo en cuenta las siguientes técnicas:

- **Observación directa:** Técnica empleada para identificar los equipos de estudios, sus sistemas y componentes. El contacto directo con estos equipos permite conocer el estado del transportador. Se desarrolló con ayuda de una libreta de anotaciones y una cámara fotográfica.
- **Recopilación e investigación bibliográfica:** Mediante la revisión del historial del transportador helicoidal se pudo obtener la data real sobre las fallas que se presentaron y sus causas. A su vez se pudo encontrar información de grandes valores informes, blogs de ingeniería, y tesis enfocadas en el tipo de trabajo en ejecución.
- **Auditoría y entrevista al personal del área:** Esta técnica brinda un enfoque más

pronunciado sobre las fallas que ocurrió en la unidad atendida dada la experiencia que tiene el personal del área de mantenimiento con estudios técnicos. A su vez el personal comparte sus conocimientos dando un análisis más detallado de los equipos y aportando así propuestas para el sistema de gestión de mejora en mantenimiento.

3.7. Técnica de análisis de resultados

Se toma un enfoque mixto para la obtención de datos de la presente investigación. Se recopila información del equipo mediante entrevistas con el personal de mantenimiento de la empresa, así como también un análisis del historial de mantenimiento de cada transportador para el desarrollo de una correcta gestión de mantenimiento. Con esto se logrará determinar la frecuencia de fallas de las unidades y generalizarlas por marca para lograr así plasmar un programa de mantenimiento capaz de involucrar los sistemas críticos.

3.8. Desarrollo y Cálculos

3.8.1. Parámetros de diseño

Dependiendo del material a transportar sus propiedades son las que se muestran en la Tabla A.3(Anexo A) se tomará como referencia (Lodos drenaje secos molidos), ya que, es el material parecido al cake de prensa:

- **Condiciones iniciales:**
 - Artesa: 30 A Diámetro: 16" Ø, Velocidad: 60 rpm
 - Angulo inclinación: 15°
 - Capacidad inicial: 35 t/h
- **Proyección del nuevo transportador helicoidal**
 - Capacidad de referencia: 50 Ton/h = 110, 231 lb/h
 - Longitud del transportador: 10 m = 32.8 pie
 - Temperatura de material: 40°C

- Temperatura de ambiente; 20°C
- Tiempo de operación; 24 h

Característica del material según tabla A.3 (Anexo A), tenemos:

- Densidad de cake de prensa (Lodos drenaje secos molidos): $50 \text{ lb}/\text{pie}^3$
- Código de material: C ½ -45S

3.8.2. Característica del material a granel:

B: fino

4: fluido lento

6: abrasivo moderado

S: altamente corrosivo

3.8.2.1. Capacidad Real (CR).

Con flujo másico (Q; 50 t/h) y peso específico se determina (CR), en la ec. (2), tenemos:

$$CR: 2004.2 \frac{\text{pie}^3}{h}$$

Tabla 5

Factores de capacidad para transportador con paso especial CFI

Paso	Descripción	Factor CFI
Estándar	P=d	1
Corto	P=2/3 d	1.5
Medio	P=1/2 d	2
Largo	P=3/2 d	0.67

Nota. Catálogo manejo de materiales, sección H, Martin, (2013)

Se toma como paso del helicoide, para transportador inclinado (p= 2/3 d),

$$C_{FI} = 1.5$$

Tabla 6*Factor de capacidad para transportador con helicoide especial CF2*

Tipo de helicoide	% de llenado		
	15%	30%	45%
Helicoide con corte	1.95	1.57	1.43
Helicoide con corte y doblez	-	3.75	2.54
Helicoide de cinta	1.04	1.37	1.62
Otro helicoide no indicado	1.0	1.0	1.0

Nota. Catálogo manejo de materiales, sección H, Martin, (2013)

$$C_{F2} = 1.0$$

Tabla 7*Capacidad para transportador con paletas mezcladoras CF3*

Paletas de paso invertido a 45°	Paletas por paso				
	0	1	2	3	4
C_{F3}	1	1.08	1.16	1.24	1.32

Nota. Catálogo manejo de materiales, sección H, Martin, (2013)

$$C_{F3} = 1.0$$

Determinados los coeficientes se sustituye en la ec. 1.

$$C_E: 2204 \frac{\pi e^3}{h} x 1.5 x 1 x 1$$

$$C_E: 3306 \frac{\pi e^3}{h}$$

Teniendo la capacidad real C_E se determina el diámetro del transportador

3.8.2.2. Cálculo del diámetro del transportador

Tabla 8

Capacidades de transportador helicoidales

Carga de artesa	Diámetro helicoidal	Capacidad 1RPM	Capacidad Max RPM	Max RPM
30 A	18"	$45 \frac{\pi e^3}{h}$	$3380 \frac{\pi e^3}{h}$	75

Nota. Catálogo manejo de materiales, sección H, Martin, (2013)

Resumen:

- Según la tabla 8, un transportador de 18" de diámetro tiene la capacidad de transportar $3380 \frac{\pi e^3}{h}$ a una velocidad máxima de 75 revoluciones por minuto (rpm). Por lo tanto, si funciona a un rpm de solo 1, este podrá trasladar $45 \frac{\pi e^3}{h}$.
- Para una capacidad de $3306 \frac{\pi e^3}{h}$ y a $45 \frac{\pi e^3}{h}$, por RPM, el transportador debe girar a 73.5 rpm, redondeando 74 rpm, como máximo 75 rpm (tabla 7)

Se determina un diámetro de 18" para una capacidad real, se ubica en intervalo para 1 Rpm y 75 máx. rpm.

3.8.2.3. Velocidad del transportador

Partiendo de la capacidad requerida y la capacidad a 1 rpm, se determina la velocidad del transportador, según la ec. (1), tenemos

$$N : 73.5 \text{ rpm}$$

La velocidad para transportar una capacidad real de $3306 \frac{\pi e^3}{h}$ es $N = 74$ rpm

3.8.2.4. Cálculo de potencia del transportador (P_t)

Para calcular la potencia total de un transportador, según la ec. (7)

➤ **Cálculo de potencia de accionamiento en vacío (P_f);**

De catálogo de Martin, sección H, se tiene los valores:

F_b : 2 (tabla A.15-Anexo A)

F_d : 135 (tabla A.14-Anexo A)

Según la ec. (4), tenemos:

$$P_f : 0.66 \text{ HP}$$

➤ **Cálculo de potencia de desplazamiento del material (P_m)**

Según valores tomados de catálogo Martin, sección H

F_f : 1.15 (tabla A.17- Anexo A)

F_m : 0.8 (tabla A.3-Anexo A)

F_p : 1.29 (tabla A.18 - Anexo A)

Según la ec. (5), tenemos:

$$P_m: 6.5 \text{ HP}$$

➤ **Cálculo de potencia para transportador inclinado (P_{lift})**

Donde:

Cr : Capacidad real ($3306 \text{ pie}^3/h$)

W : Peso específico: ($50 \text{ lb}/\text{pie}^3$) = $801 \text{ kg}/\text{m}^3$

H: Altura (9.8 pie) (se considera como dato)

Reemplazando en la ec. (6).

$$P_{lift} = 0.83 \text{ HP}$$

Es preciso calcular la potencia inclinada según cómo cambia la carga (Q) en relación con la inclinación, según la ecuación 10, tenemos:

➤ **Cálculo de área de relleno (S)**

- $D = \text{Diámetro del transportador (18'' = 0.457 m)}$
- $\lambda: 0.32$, Coeficiente de relleno de sección (Tabla A.14 – Anexo A)

De la ecuación 8, tenemos

$$S = 0.32 \frac{\pi * 0.457^2}{4} = 0.052 m^2$$

➤ **Velocidad de desplazamiento**

Datos:

$$p = \frac{2}{3} D = \frac{(2 * 0.457)}{3} = 0.30 m.$$

N : Velocidad de giro del eje del tornillo: 74 rpm.

Reemplazando en la ec. (9), tenemos:

$$V = 0.39 m/s$$

➤ **Para la carga de material (Q),**

Para una inclinación de 17° .

Según la ec. (10), tenemos

$$Q = 58.77i \left(\frac{Tn}{h} \right)$$

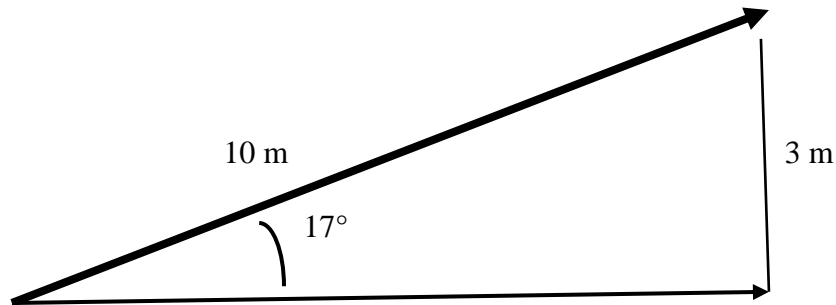
Tabla 9

Variación de la carga en función del ángulo de inclinación

Angulo	0°	5°	10°	15°	17°	20°	25°	30°
$Q \left(\frac{Tn}{h} \right)$	58.77	52.89	47.01	41,2	40.1	38.7	26.5	16.6

Nota. Propia

Distribución del transportador helicoidal para alimentar al secador ADD



➤ **Potencia total de transportador inclinado**

e : eficiencia de transmisión, = 0.87, (tabla A.16- Anexo A)

Reemplazando en la ec. (7), tenemos:

$$P_t = \frac{(0.66 + 6.5)1 + 0.83}{0.87}$$

$$P_t = 9.3 \text{ HP}$$

Se toma como referencia un motor de 10 HP

➤ **Torque teniendo la potencia en HP.**

De la ec. (12), tenemos:

$$T: \frac{63025 \times 10}{74} = 8516.7 \text{ (Lb - plg)} = (963 \text{ N- m})$$

3.8.3. Cálculo de la dilatación térmica del transportador.

Datos:

L ; 10 m = 394 plg

t_1 : Temperatura superior (°F): 40° C: 104°F

t_2 : Temperatura inferior (°F): 20° C: 68° F

C : Coeficiente de expansión lineal (°F), acero inoxidable: 9.9×10^{-6} (plg/°F)

Reemplazando en la ec. (11), tenemos

$$\Delta L = 394(104 - 68)9.9 \times 10^{-6}$$

ΔL : 0.14 *plg*, (Conforme, está dentro del rango)

3.8.4. Selección del Motorreductor

Para la selección del motorreductor, se tiene los datos:

- Potencia: 10.0 hp (7.5 kW)
- Torque: 9406.7 *Lb – plg* (1062 N.m)
- n_1 : 63 rpm de Motorreductor Siemens

Figura 8

Motorreductor Siemens



Nota. Catalogo de motorreductores, Siemens, (2015)

Tabla 10

Selección de motorreductor Siemens

P_{rated} kW	n_2 rpm	T_2 Nm	i -	F_{R2} N	f_B -	m kg
7.5	Z.129-LE132ZMS4P					
	24	3 040	62.48	28 200	1.6	220
	27	2 600	53.47	28 400	1.9	220
	29	2 450	50.33	28 500	2.0	220
	31	2 290	47.18	28 600	2.2	220
	35	2 030	41.82	28 800	2.5	220
	D.109-LE132ZMS4P					
	20	3 600	73.90	20 200	0.86	160
	23	3 130	64.34	20 200	0.99	160
	Z.109-LE132ZMS4P					
	29	2 490	51.17	20 200	1.2	158
	34	2 120	43.64	20 200	1.5	158
	36	2 000	41.07	20 200	1.5	158
	39	1 850	38.12	20 200	1.7	158
	44	1 640	33.70	20 200	1.9	158
	49	1 460	30.08	20 200	2.1	158
	54	1 310	27.07	20 200	2.3	158
	63	1 140	23.49	20 200	2.6	158
	70	1 030	21.13	20 200	2.7	158
	80	900	18.47	20 200	3.0	158

Nota. Catálogo de motorreductores, Siemens, (2015)

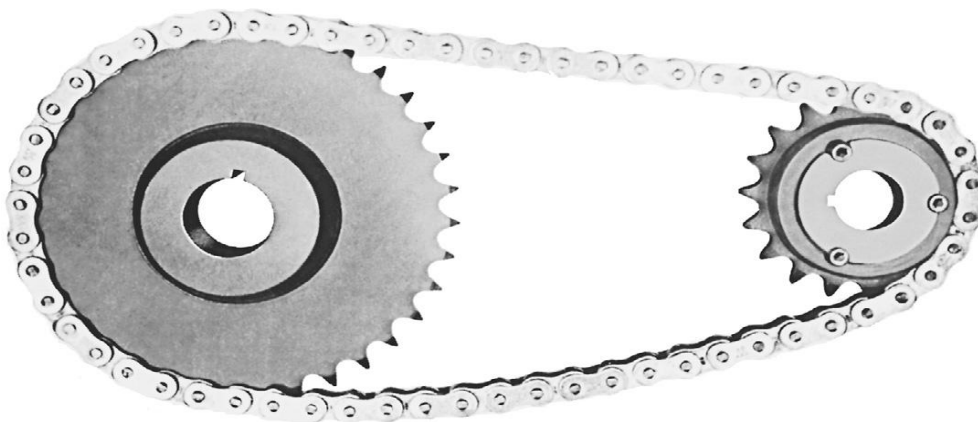
Se toma como referencia el motorreductor siemens, con los datos técnicos:

- Potencia: 7.5 kW – 1512 rpm- 220 /380 V- IPP 55
- n_2 : 63 rpm del transportador
- i : 23.49 (relación reducción (tabla 9))

3.8.5. Sistema de transmisión de transportador helicoidal

Figura 9

Transmisión con cadena



Nota. Cadenas de rodillos, Tsubaki (2013)

3.8.5.1. Cálculo de la potencia de diseño (P_d)

Datos:

P_M : Potencia del motor = 7.5 kW

K_s : Factor de servicio para cadenas de rodillos = 1.3 (Tabla 10)

K_h : Factor de múltiples hileras. = 1 (tabla B.6- Anexo B)

Remplazando en la ec. (15)

$$P_d = 9.75 \text{ kW}$$

Según el mercado se toma el motorreductor Siemens de 11 kW, según las características:

P_{rated} kW	n_2 rpm	T_2 Nm	i -	F_{R2} N	f_B -	m kg
11	Z.109-LE160MPB4P					
	54	1 930	27.07	20 200	1.6	167
	63	1 670	23.49	20 200	1.7	167
	70	1 510	21.13	20 200	1.9	167
	80	1 320	18.47	20 200	2.1	167

Se seleccionó el Motorreductor siemens, del Anexo B (Tabla B.4) tenemos:

Potencia: 11 kW – 1512 rpm- 220 /380 V- IP 55

n_1 : 63 rpm

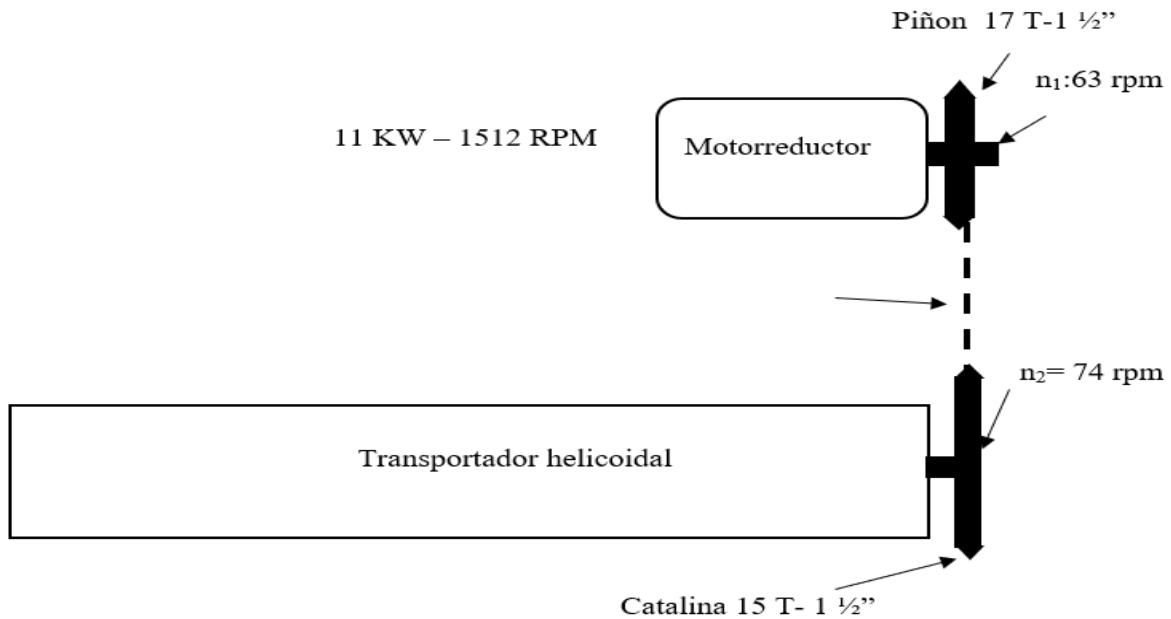
i : 23.49 (relación de transmisión)

T: 1670 N.m

IPP 55: Grado de protección contra polvo y chorro de agua.

Figura 10

Sistema de transmisión de transportador helicoidal



Nota. Propio

3.8.5.2. Torque en pernos de acople (T)

Datos:

HP: Potencia obtenida 11 kW (55HP)

N: Velocidad de transportador 74 RPM

Reemplazando en la ec. (12), tenemos:

$$T = 12,775 \text{ Lb} - \text{plg}$$

Tabla 11

Capacidad torsional de pernos de acoples de transportador

Acoplamiento	Tubo		Ejes		Diámetro del Perno (lb-Pulgadas)	Pernos			
	Ced.40	Tamaño (Pulgadas)	Torque (lb-Pulgadas)	Estándar CEMA (C-1018)		Estándar Martin (c-1045)	Pernos al Corte		Resistencia de los Barrenos (lb-Pulgadas)
Diámetro de Eje (pulgadas)						No. de Pernos		No. De Pernos	
						2	3	2	3
1	1 1/2	3,140	820	999	3/8	1,380	2,070	1,970	2,955
1 1/2	2	7,500	3,070	3,727	1/2	3,660	5,490	5,000	7,500
2	2 1/2	14,250	7,600	9,233	5/8	7,600	11,400	7,860	11,790
2 7/16	3	23,100	15,900	18,247	5/8	9,270	13,900	11,640	17,460
3	3 1/2	32,100	28,370	34,427	3/4	16,400	24,600	15,540	23,310
3	4	43,000	28,370	34,427	3/4	16,400	24,600	25,000	37,500
3 7/16	4	43,300	42,550	51,568	7/8	25,600	38,400	21,800	32,700

Nota. Adaptado del Manual de Transportadores Helicoidales, Martin, sección H, pág. 25

Entonces, $Torque = 12,775 \text{ Lb} - \text{plg} < 16,400 \text{ lb-plg}$ (Cumple)

Según tabla 11, se concluye usar 02 pernos de 3/4", ejes SAE 1045 de 3" Ø, tubo ASTM

SCH 40 de 4" Ø.

3.8.5.3. Capacidad de potencia

El elemento con menor capacidad de potencia será el que determine la cantidad de potencia que puede transmitirse.

Tabla 12*Factor de eficiencia de transmisión*

Acoplamiento Diámetro de Eje (pulgadas)	Tubo Tamaño (Pulgadas)	HP por PM	Ejes		Diámetro del Perno (lb- Pulgadas)	Pernos		Resistencia de los Barrenos HP por RPM		
			HP por RPM	Estándar CEMA (C-1018)		Estándar Martin (c-1045)	Pernos al Corte HP por RPM		No. de Pernos	
							2	3	2	3
1	1 1/4	0.049	0.013	0.016	3/8	0.021	0.032	0.031	0.046	
1 1/2	2	0.119	0.048	0.058	1/2	0.058	0.087	0.079	0.119	
2	2 1/2	0.226	0.12	0.146	5/8	0.12	0.18	0.124	0.187	
2 7/16	3	0.366	0.239	0.289	5/8	0.147	0.22	0.184	0.277	
3	3 1/2	0.509	0.45	0.546	3/4	0.26	0.39	0.246	0.369	
3	4	0.682	0.45	0.546	3/4	0.26	0.39	0.396	0.595	
3 7/16	4	0.682	0.675	0.818	7/8	0.406	0.609	0.345	0.518	

Nota. Adaptado del Manual de Transportadores Helicoidales, Martin, sección H, pág. 25

$$\text{Entonces, HP (1 RPM)} = \frac{15 \text{ HP}}{74 \text{ RPM}} = 0.2 \frac{\text{HP}}{\text{RPM}} < 0.26 \frac{\text{HP}}{\text{RPM}} \text{ (Cumple)}$$

Tabla 13*Factor de servicio Ks de cadenas de transmisión*

Tipo de carga	TIPO DE IMPULSOR		
	Impulsor Hidráulico	Motor eléctrico o turbina	Motor de combustión interna
Uniforme, ventiladores agitadores	1	1	1.2
Choque moderado (máquina herramienta, grúa, transporte pesado, Mezcladores, molinos)	1.2	1.3	1.4
Choque pesado (prensas, molino de martillos, transportadores alternos, molino rodillos)	1.4	1.5	1.7

Nota. Diseño de elemento de maquinas, Mott (2006)

3.8.5.4. Selección del tipo de cadena de rodillos según norma ANSI(ASA):

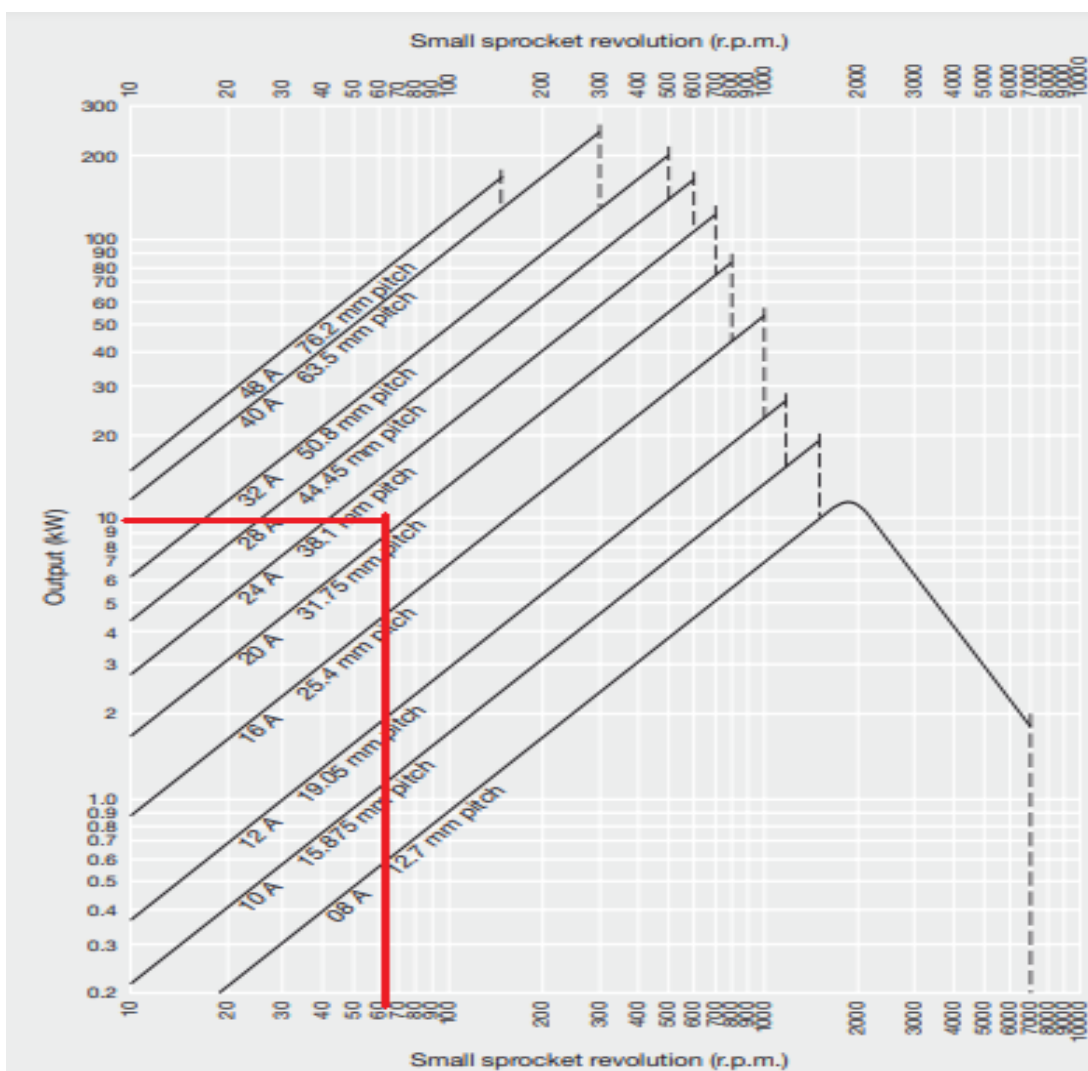
Para elegir el tipo de cadena, se utiliza la figura 11 (pág. 44) introduciendo los valores siguientes:

Con; $P_d = 11$ kW y la velocidad de giro del piñón $n_1 = 63$ rpm, se selecciona el tipo de cadena;

- Cadena de rodillos ANSI 120, paso $p = 38.1$ mm (1 ½ plg)

Figura 11

Diagrama para selección de cadena rodillo ASA



Nota. Cadena de rodillos, Tsubaki, (2013)

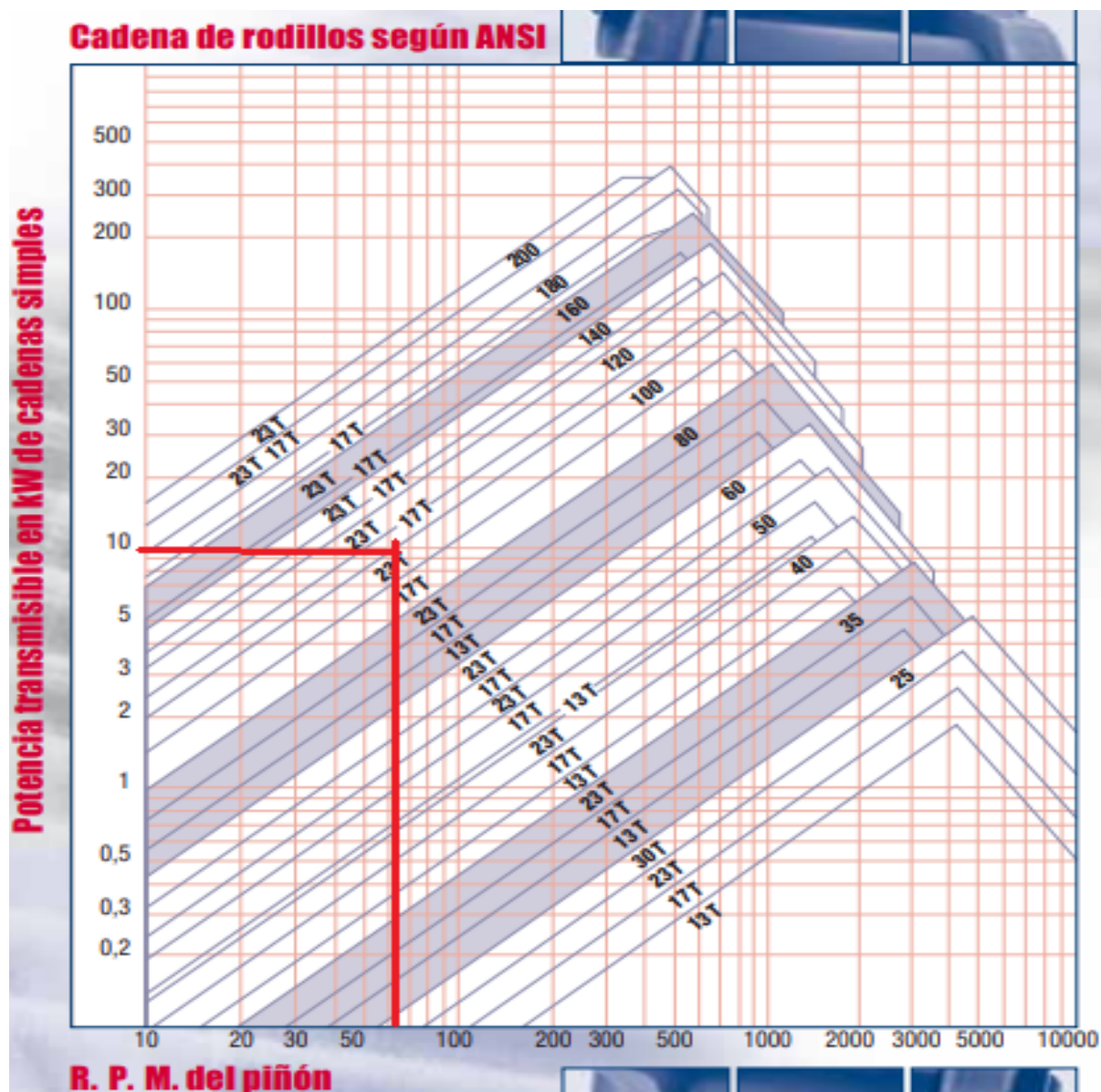
3.8.6. Cálculo de Piñón motriz – Catalina

3.8.6.1. Cálculo de piñón motriz (Z_1)

Con $P_d = 11$ kW y la velocidad $n_1 = 63$ rpm, tenemos piñón motriz (Z_1) = 17 dientes (recomendación Link bel, fig. 12)

Figura 12

Selección de Piñón motriz para cadena de rodillos



Según fig. 12 el piñón motriz para las condiciones de operación de 11 kW y 63 rpm, se tiene un piñón motriz (Z_1) de 17 T- 1 1/2" de paso

3.8.6.2. Cálculo de piñón conducido (Catalina) (Z_2)

Para llegar a los 74 rpm del transportador helicoidal de 63 rpm, realizamos lo siguiente:

De la ec. (17), tenemos:

$$\frac{74rpm}{63rpm} = \frac{17 T}{Z_2}$$

$$Z_2 = \frac{63 rpm \times 17}{74 rpm}$$

$$Z_2 = 15 T - 1 1/2''$$

Los piñones para transmisión de la cadena de rodillos serán:

- Piñón motriz (Z_1) = 17 T- 1 1/2''
- Catalina (piñón conducido) (Z_2) = 15T- 1 1/2''
- Cadena de rodillos ANSI 120, paso $p = 38.1$ mm (1 1/2'')

3.8.6.3. Cálculo de los diámetros primitivos de las catarinas

Para una cadena de paso $P = 1 1/2$ plg, es:

Según la ec. (19), tenemos, para D_1 y D_2 :

$$D_1 = \frac{1.5 \text{ pulg}}{\text{sen}\left(\frac{180}{17}\right)} = 8.2 \text{ plg}$$

$$D_2 = \frac{1.5 \text{ plg}}{\text{sen}\left(\frac{180}{15}\right)} = 7.69 \text{ plg}$$

3.8.6.4. Cálculo del número de eslabones y longitud de la cadena de rodillos

Algunos productores sugieren que la distancia entre los centros sea de 30 a 50 veces el paso, y que 40 pasos es un muy buen punto de partida para un diseño en el que no se sabe cuál es la distancia entre centros o no se define como parámetro fijo.

En otras palabras, se puede utilizar $C=40$ para calcular el número de eslabones.

Según la ec. (23), tenemos:

$$L = 96.5 \text{ pasos}$$

$$L = 96.5 \text{ pasos, se tomará } 96 \text{ pasos}$$

➤ **Corrección de la distancia entre centros**

Según la ec. (24), tenemos: expresado en pasos

$$C = 39.75 \text{ pasos}$$

3.8.6.5. Cálculo de ángulo de contacto de la cadena en cada Catarina:

El arco de contacto θ_1 de la cadena en la Catarina tiene que ser superior a 120°

Según la ec. (20), tenemos:

$$\theta_1 = 177.2^\circ$$

Como θ_1 es $> 120^\circ$ entonces es aceptable

3.8.6.6. Comprobación de la velocidad lineal de la cadena de rodillos (V)

Según la ec. (21), tenemos:

$$V = 133.875 \text{ pie/min} = 40.8 \text{ m/min} = 0.68 \text{ m/s}$$

Conclusión:

Como la velocidad de la cadena de rodillos es 133.875 pie/min (0.68 m/s) $< 430 \text{ pie/min}$,

lubricación por goteo, tabla 11 (conforme)

Tabla 14

Especificaciones técnicas de cadenas de rodillos según norma ASA

ASA Nº	PASO Pulg.	CARGA DE ROTURA Lbs.	PESO PROMEDIO Lbs/pie.	VELOCIDAD MÁXIMA, PIES/MIN		
				TIPO DE LUBRICACIÓN		
				MANUAL	GOTEO	SALPICADURA
25	1/4	875	0.09	500	2,500	3,500
35	3/8	2,100	0.21	370	1,700	2,800
40	1/2	3,700	0.42	300	1,300	2,300
50	5/8	6,100	0.68	250	1,000	2,000
60	3/4	8,500	1.00	220	850	1,800
80	1	14,500	1.73	170	650	1,500
100	1 1/4	24,000	2.50	150	520	1,300
120	1 1/2	34,000	3.69	130	430	1,200
140	1 3/4	46,000	5.00	115	370	1,100
160	2	58,000	6.50	100	330	1,000
180	2 1/4	76,000	9.06	95	300	950
200	2 1/2	95,000	10.65	85	260	900

Nota. Diseño de elemento de maquinas, Hori, (1981)

3.8.6.7. Comprobación de la carga total soportado por la cadena de rodillos (F_r)

Datos:

P : potencia transmitida corregida (diseño) = 9.75 kW

V : Velocidad lineal promedio = 40.8 m/min = 0.68 m/s

Según las ecuaciones (25) y (26), tenemos:

$$F_u = 14,338.3 \text{ N}$$

➤ La fuerza centrífuga de la cadena (F_c),

Viene determinado por la ec. (27)

Siendo:

M : peso unitario de la cadena: 5.93 Kg/m (tabla 12)

V : Velocidad lineal promedio; 0.68 m/s

Tabla 15

Especificaciones de cadenas de rodillos norma ASA, carga de rotura y peso

Referencia TSUBAKI	ANSI	Paso P	Diámetro Rodillo (R)	Ancho Interior Mínimo (W)	Placas			Perno			CargaMedia de Rotura KN (kgf)	Carga de TrabajoMáxima N (kgf)	Peso Aproximado (kg/m)
					Espesor T	Altura H	Altura h	Diámetro D	De Cabeza de Perno a centro L1	De Cabeza de Perno a centro L2			
Cadenas de Rodillos Norma ASA en Simple Hilera													
RS25 * &	25	6.35	3.30	3.18	0.75	5.84	5.05	2.31	3.80	4.80	4.71 (480)	640 (65)	0.14
RS35 * &	35	9525	5.08	4.78	1.25	9.0	7.8	3.59	5.85	6.85	11.3 (1,150)	2,160 (220)	0.33
RS41 *	41	12.70	7.77	6.38	1.25	9.8	8.4	3.59	6.75	7.95	11.8 (1,200)	2,260 (230)	0.41
RS40 *	40	12.70	7.94	7.95	1.5	12.0	10.4	3.97	8.25	9.95	19.1 (1,950)	3,630 (370)	0.64
RS50	50	15875	10.16	9.53	2.0	15.0	13.0	5.09	10.3	12.0	31.4 (3,200)	6,370 (650)	1.04
RS60	60	19.05	11.91	12.70	2.4	18.1	15.6	5.96	12.85	14.75	44.1 (4,500)	8,830 (900)	1.53
RS80	80	25.40	15.88	15.88	3.2	24.1	20.8	7.94	16.25	19.25	78.5 (8,000)	14,700 (1,500)	2.66
RS100	100	31.75	19.05	19.05	4.0	30.1	26.0	9.54	19.75	22.85	118.0 (12,000)	22,600 (2,300)	3.99
RS120	120	38.10	22.23	25.40	4.8	36.2	31.2	11.11	24.9	28.9	167.0 (17,000)	30,400 (3,100)	5.93
RS140	140	44.45	25.40	25.40	5.6	42.2	36.4	12.71	26.9	31.7	216.0 (22,000)	40200 (4,100)	7.49
RS160	160	50.80	28.58	31.75	6.4	48.2	41.6	14.29	31.85	36.85	270.0 (27,500)	53,00 (5,400)	0.10
RS180	180	57.15	35.71	35.72	7.15	54.2	46.8	17.46	35654	42.45	358.0 (36,500)	60,800 (6,200)	3.45

Nota. Cadena de rodillos, Tsubaki, (2013)

$$F_c = 4.03 \text{ N}$$

Por lo tanto, el esfuerzo total (F_r) que soporta la cadena de rodillos es:

$$F_r = F_u + F_c = 14,338.3 \text{ N} + 4.03 \text{ N} = 14,342.33 \text{ N}$$

$$F_r = 14,342.33 \text{ kN}$$

Por lo tanto, comparando con la carga de rotura de la cadena ANSI 120 (tabla 12), tenemos que:

$$F_r = 14,342.33 \text{ kN} < 167 \text{ kN (aceptable)}$$

3.8.6.8. Cálculo del coeficiente de seguridad (C_s) la cadena de rodillos.

El coeficiente de seguridad se optimo en el rango de 8 a 15 (Mecánica eléctrica industrial, Ing. A.R. Odetto)

Por lo que resulta un coeficiente de seguridad de la cadena de rodillos ASA 120.

Según la ec. (28), tenemos.

$$C_s = = 11.64$$

El coeficiente de seguridad está dentro del rango permitido de 8 a 15 (OK)

Se concluye que para una velocidad de n_1 : 63 rpm y Z_1 : 17 T -1 ½” transmite una potencia de 9.78 kW interpolando de tabla, lubricación por goteo

Tabla 16

Capacidad (kW) de cadena de rodillos ANSI 120- 1 1/2, Anexo B.14

No. de dientes piñón conductor	R.P.M. del Piñón Conductor															
	10	25	50	100	150	200	300	400	500	600	700	800	900	1000	1100	1200
9	1.1	2.52	4.69	8.76	12.6	16.3	23.5	30.5	37.3	43.2	34.3	28.1	23.5	20.1	17.4	15.3
10	1.24	2.82	5.26	9.81	14.1	18.3	26.4	34.2	41.8	49.2	40.1	32.9	27.5	23.5	20.4	17.9
11	1.37	3.12	5.83	10.9	15.7	20.3	29.2	37.9	46.3	54.6	46.3	37.9	31.8	27.1	23.5	20.6
12	1.5	3.43	6.4	11.9	17.2	22.3	32.1	41.6	50.9	59.9	52.8	43.2	36.2	30.9	26.8	23.5
13	1.64	3.74	6.98	13	18.8	24.3	35	45.4	55.5	65.3	59.5	48.7	40.8	34.9	30.2	26.5
14	1.78	4.05	7.56	14.1	20.3	26.3	37.9	49.1	60.1	70.8	66.5	54.4	45.6	39	33.8	29.6
15	1.91	4.37	8.15	15.2	21.9	28.4	40.9	53	64.7	76.3	73.8	60.4	50.6	43.2	37.4	32.9
16	2.05	4.68	8.74	16.3	23.5	30.4	43.8	56.8	69.4	81.8	81.3	66.5	55.7	47.6	41.2	36.2
17	2.19	5	9.33	17.4	25.1	32.5	46.8	60.6	74.1	87.3	89	72.8	61	52.1	45.2	39.6

Nota.(<http://www.renold.es/Products/TransmissionChainSprockets/TransmissionChainIndexPage.asp> .(2015)

3.8.7. Factores de diseño para cálculo estructural

3.8.7.1. Pesos de componentes del transportador

Es indispensable calcular los pesos de las partes del transportador para establecer los elementos estructurales que sostendrán el transportador en forma horizontal y diagonal.

- a) Tornillo transportador
- b) Artesa
- c) Chute de salida

- d) Tapas
- e) Motorreductor

3.8.7.2. *Peso del helicoidal del transportador*

El catálogo Martin, que se consigue de la siguiente manera, servirá como referencia para calcular el peso del helicoidal:

Tabla 17

Relación de peso promedio y diámetro de helicoides

Diámetro helicoidal	Diámetro del eje	Diámetro Interior de tubo	Diámetro exterior de tubo	Espesor de helicoidal	Peso promedio
18"	3"	3 1/2"	4"	5/32"	24 lb/pie

Nota. Adaptado del manual de transportadores helicoidales, Martin, sección H, pág. 79

Esto significa que el peso total para un tramo de transportador horizontal estándar es 24 lb/pie. De ahí que tengamos

$$W_{total} = w(L_{longitud\ de\ transportador})$$

$$W_{total} = 24 \frac{lb}{pie} \times 32.8\ pie = 787.2\ lb$$

3.8.7.3. *Peso total de la artesa*

Tabla 18

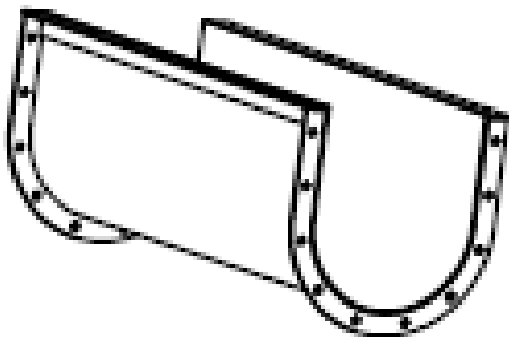
Relación del peso largo en función de diámetro de helicoide

Diámetro de Transportador	Espesor de la artesa	Numero de parte de ceja de ángulo	Peso largo 10´
18"	¼"	18CTA3	559 lb

Nota. Adaptado del Manual de Transportadores Helicoidales, Martin, sección H, pág. 53

Figura 13

Artesa en U con ceja de ángulo



Nota. Adaptado del Manual de Transportadores Helicoidales, Martin, sección H, p. 53

De acuerdo con la tabla anterior, se nos indica que cada 10 pies de longitud pesan 559 lb; por lo tanto, calcularemos el peso para una longitud de 32.8 pies.

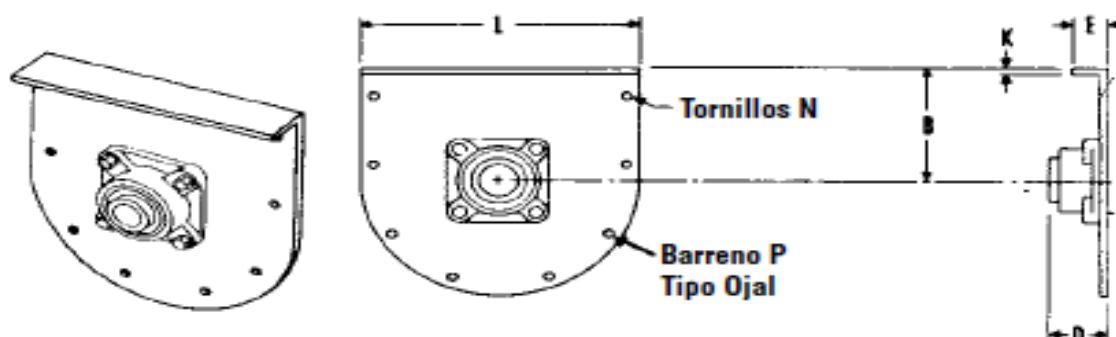
$$W_{alojamiento} = \frac{559 \text{ lb} \times 32.8 \text{ pie}}{10 \text{ pie}}$$

$$W_{alojamiento} = 1705.6 \text{ lb}$$

3.8.7.4. Peso de tapas de la artesa

Figura 14

Tapa de artesa sin pie



Nota. Adaptado del Manual de Transportadores Helicoidales, Martín sección H, (2013) p. 63

Diámetro de transportador	Diámetro de eje	Rodamiento de bolas	Numero de parte	Peso promedio (lb)
18"	3"	3 13/16"	18 TEF6	60

$$W_{tapa} : 60 \text{ lb}$$

Tapa exterior con pie: referencia del catálogo de Martin (p. H-63), tenemos de Anexo,

Tabla A.9, los siguientes valores:

Diámetro de transportador	Diámetro de eje	Rodamiento de bolas	Numero de parte	Peso promedio (lb)
18"	3"	3 13/16"	18 TEF6	67

$$W_{tapa} : 67 \text{ lb}$$

Peso de 04 tapas del t. helicoidal; material acero inoxidable 304 de 1/8" x 20" x 94.4"

Convirtiendo a metros; 0.031m x 0.5 m x 2.4 m= 0.0031 m³

Peso específico del acero inoxidable 304: 7480 kg/m³

Se tiene un peso promedio de 92.2 Kg.

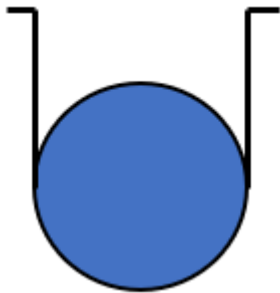
Peso promedio de tapas: 147.2 Kg

3.8.7.5. Cantidad de material de toda la artesa (Carga viva)

Para establecer el peso que produce la carga viva (kake de prensa) en la artesa, se tomará como punto crítico cuando toda la sección circular de la artesa esté completamente llena.

Figura 15

Modelo de artesa



De fig. 18, tenemos:

Diámetro interno = 18" (457.2 mm)

Área = 0.158 m²

Longitud de la artesa: 10 m

Para determinar el volumen multiplicaremos la longitud de la artesa por el área.

$$\text{Volumen} = \text{Area} * l$$

$$\text{Volumen} = 0.158 \text{ m}^2 * 10\text{m}$$

$$\text{Volumen} = 1.58\text{m}^3 = 55.8\text{pie}^3$$

Como se requiere media circunferencia dividiremos entre 2:

$$\text{Volumen} = 0.79 \text{ m}^3 = 27.9 \text{ pie}^3$$

Conociendo el peso específico: $\text{Densidad} = \frac{\text{peso}(\text{lb})}{\text{volumen}(\text{pie}^3)}$

Como densidad de kake prensa= $50 \text{ lb}/\text{pie}^3$

$$50 \text{ lb}/\text{pie}^3 = \frac{\text{peso}}{27.9 \text{ pie}^3}$$

$$\text{Peso} = 1350 \text{ lb} = 613.5 \text{ Kg}$$

$$W (\text{peso total del helicoides}) = (613.5 + 147.2) = 760.7 \text{ Kg} = 1673.5 \text{ lb.} = 7455 \text{ N}$$

3.8.7.6. Cálculo de la deflexión transportador helicoidal

La deflexión, cuando se usan transportadores helicoidales de tamaño estándar, es poco frecuente que sea un problema. No obstante, se deben usar helicoidales más largos que las secciones estándar sin colgantes intermedios, y es necesario tener cuidado para evitar que el helicoidal toque la artesa por deflexión excesiva.

Datos:

- D: deflexión (plg)
- W: peso total del helicoidal (760.7 Kg) (1673.5 lb) (7455 N)
- L: longitud del helicoidal (393.7 plg)
- I: momento de inercia del tubo

Tabla 19

Momento de inercia I de tubo cedula 80

Tubo cedula 80									
Tamaño de tubo	2"	2 ½"	3"	3 ½"	4"	5"	6"	8"	10"
I	0.868	1.92	3.89	6.28	9.61	20.7	40.5	106	212

Nota. Adaptado del manual transportadores helicoidales, sección H, Martin, (2013)

Según la ec. (29), tenemos:

$$D = 4.5''$$

Ahora comparando este valor con lo que establece la norma CEMA, que la deflexión no debe exceder $\frac{1}{4}$ ".

$$D = 4.5plg > 0.25 plg$$

Dado que la deflexión medida es mayor que la real, será preciso utilizar dos colgantes intermedios.

3.8.8. Cálculo para la selección del rodamiento de chumacera

3.8.8.1. Cálculo del momento máximo;

$$M_{max} = \frac{W L^2}{8} \dots\dots\dots (30)$$

$$M_{max} = \frac{7455 N(10m)^2}{8}$$

$$M_{max} = 93,187.5 N.m$$

3.8.8.2. Cálculo del cortante máximo

$$V = \frac{W*L}{2} \dots\dots\dots (31)$$

$$V = \frac{7455N * 10m}{2}$$

$$V = 37,275 N$$

➤ Cálculo de reacciones en el eje helicoidal

Es imprescindible calcular las reacciones en los soportes para seleccionar los rodamientos y la chumacera, por lo que se va a utilizar un diagrama de cuerpo libre.

$$W_{total} = 7455 N$$

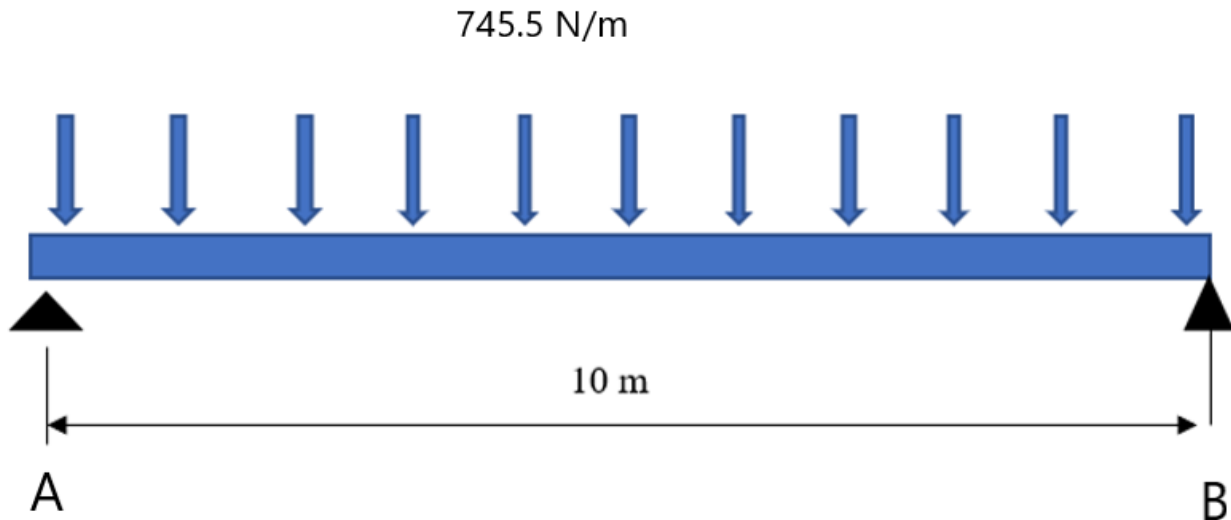
Peso por unidad de longitud

$$W_{total} = \frac{7455 N}{10 m} = 745.5 N/m$$

$$W_{total} = 745.5 \text{ N/m}$$

Figura 16

Fuerzas del eje del helicoide



$$\sum F_Y = 0$$

$$R_A + R_B - 745.5 \frac{\text{N}}{\text{m}} * 10\text{m} = 0$$

$$R_A + R_B = 7455 \text{ N}$$

$$\sum M_A = -7455 * 5 + R_B(10) = 0$$

$$R_B = 3727.5 \text{ N}$$

$$R_A = 3727.5 \text{ N}$$

Por último, tenemos las cargas radiales que los rodamientos en los puntos A y B van a soportar. Para simplificar el cálculo, tomamos la carga más alta, o sea:

$$R_A = 3727.5 \text{ N}$$

$$M_f = 3727.5 \text{ N} \times 5 \text{ m}$$

$$M_f = 18,637.5$$

✓ **Cálculo del esfuerzo crítico en el eje intermedio:**

Según la ec.31 y el concentrador de esfuerzo por flexión de anexo C, fig. C3

$$\sigma_{max} = 1.5 * \frac{32 M_f}{\pi * d^3} = 6.439 MPa$$

Ahora para este procedimiento necesitamos los siguientes datos:

$$N = 74 \text{ rpm}$$

$$\varnothing \text{ eje} = 3''$$

$$F_r = 3727.5 \text{ N}$$

3.8.9. Selección del tamaño del rodamiento de chumacera

Es necesario calcular la capacidad de carga dinámica y la carga dinámica equivalente del rodamiento para elegir uno apropiado.

3.8.9.1. Cálculo de carga equivalente (P)

Dónde

K: coeficiente de carga de las capacidades de carga radial y axial,

K=1, para cojinetes radiales:

Según la ec. (14), tenemos

$$F_{axial} = \frac{0.47 (3227.5)}{1} = 1516.7 \text{ N}$$

Seleccionamos los valores X, Y, para cojinetes radiales y axiales (Tabla A.21)

considerando un rodamiento de contacto radial:

- Considerando: $\frac{F_a}{F_r} \leq e$, reemplazando tenemos: $\frac{1516.7}{3227.5} = 0.47$
- Tenemos; X=1, Y=0, para un juego normal

De la ec. (13) tenemos:

$$P = 1(3227.5) + 0(1516.7)$$

$$P = 3227.5 \text{ N}$$

3.8.9.2. Cálculo de vida útil de rodamiento

Para calcular L (Anexo B.11), seleccionamos un funcionamiento breve y discontinuo, logrando las horas de servicio que se presentan a continuación: $H = 4000 - 8000$.

Para determinar la duración nominal se aplica la ec. (15)

$$L = 4000hr * 74 \frac{rev}{min} * \frac{60 min}{1hr}$$

$$L = 17,760,000 rev$$

Despejando la capacidad de carga tenemos:

$$C = \sqrt[3]{L} * P \dots \dots \dots (32)$$

$$C = \sqrt[3]{17,760.000} * 3227.5$$

$$C = 842,054 N$$

$$C = 842.054 KN$$

Para la elección del rodamiento en este momento, empleamos el catálogo NTN y para seleccionar el tipo apropiado, tenemos que comprobar su capacidad de carga dinámica (C) y teniendo en cuenta que el eje es de 3”.

Se determina 01 chumacera de pared UCF315-215D1-NTN para el lado de transmisión y 01 chumacera de pie UCP 315-215D1-NTN en el lado de cola, (Anexo B.13 y B.14) con un ajuste h6 para eje deslizante

3.8.10. Designación de tamaño de transportador

Tabla 20

Designación del tamaño de transportador

Diámetro del transportador	Ø eje	Ø int. tubo	Ø ext. tubo	Espesor helicoide	Ancho de buje colgante	Long. Promedio estándar	Long. Promedio x pie
18	3	3 1/2	4	1/4	3	234	25

Nota. Adaptado del manual transportadores helicoidales, sección H, Martin, (2013)

IV. RESULTADOS Y DISCUSIONES

4.1. Resultados

- a) Parámetros de Diseño Operativo: Se comprobó que para lograr la capacidad de 40 ton/h de kake de prensa (con 60% de humedad) proyectada, el transportador necesita girar a 74 rpm. El equipo funcionará con una inclinación de 17° y una longitud de 10 metros en total.
- b) Requerimientos de Potencia y Accionamiento: Se calculó una potencia total de 9.3 HP, por lo que se seleccionó un motorreductor de 11 kW (aprox. 15 HP) para contar con un margen de seguridad frente a variaciones de carga. Se desarrolló la relación de transmisión del sistema en $i=23,49$.
- c) Componentes Mecánicos: Se seleccionó una artesa de acero inoxidable 304 de 18 pulgadas de diámetro y 1/4 de pulgada de espesor.
 - i. La transmisión utilizará una cadena de rodillos simple ASA 120A, con un piñón motriz de 17 dientes (Z_1) y una catalina de 15 dientes (Z_2), logrando un coeficiente de seguridad de 11.64.
 - ii. Se utilizará 1 chumacera de pared UCF 315-215D1-NTN en lado transmisión y 1 chumacera de pie UCP 315-215D1-NTN en el lado cola, ambas con ajuste h6 para soportar el eje de 3 pulgadas.
- d) Análisis Estructural y Deflexión: El análisis estático mediante el software SolidWorks Simulation demostró que las tensiones de Von Mises en los ejes motriz, intermedio y de cola no sobrepasan los valores admisibles del material. Se calculó una deflexión máxima de 4.7 pulgadas, por lo que se instalarán dos soportes intermedios (colgantes - descansos) para cumplir con la norma CEMA que limita la deflexión a 1/4 de pulgada.

- e) Evaluación Económica: El costo total estimado para la implementación de la mejora es de US\$ 10,340.00. Este monto refleja una inversión viable para optimizar el transporte de materiales como torta prensada en procesos industriales, reduciendo tiempos y agotamiento manual

4.2. Discusión

- a) Mientras Montenegro (2024) se enfoca en un elevador para granos de maíz, nuestro diseño debe lidiar con la complejidad de un material que posee un 60% de humedad (kake de prensa). Los resultados muestran que para poder manejar este material pegajoso se requiere una potencia de 11 kW y un torque de 1670 N.m, lo cual ratifica la premisa de Montenegro acerca de la importancia de dimensionar el motorreductor de acuerdo con la naturaleza de la carga.
- b) Obregón (2023) diseñó un transportador modular con una inclinación de hasta 35° y determinó que la fuerza axial es de 2.2 kN. En nuestro caso para una inclinación de 17° la carga axial comprobada fue de 1516.7 N. Esto permite discutir que, aunque nuestra inclinación es menor la densidad del kake (50 lb/pie³) genera esfuerzos axiales considerables que justifican el uso de 1 chumacera de pared UCF 315-215D1-NTN en lado transmisión y 1 chumacera de pie UCP 315-215D1-NTN en el lado cola.
- c) La geometría del helicoide resulta crucial para la eficiencia, como señala Zapana (2024). Nuestros resultados confirman esto al seleccionar un diámetro de 18 pulgadas y paso corto ($P=2/3 D$). Es esta disposición geométrica la que permite alcanzar las 40 ton/h a 74 rpm, optimizando el flujo del material húmedo de forma similar a como Zapana optimizó la mezcla de áridos.
- d) Arellano (2016) identificó que la entrada de agua y la humedad son las principales causas de fallas en transportadores mineros. En nuestro proyecto de tesis, se enfatiza que el

empleo de acero inoxidable 304 de 1/4" de espesor y el grado de protección IP 55 del motorreductor, son medidas preventivas superiores para el manejo de la corrosión del kake de prensa, sobrepasando las limitaciones del mantenimiento correctivo observado por Arellano.

- e) Gupta & Nott (2021) estos autores mencionan que el material puede actuar como "tapón sólido" dependiendo de la geometría. La teoría queda reforzada por nuestro cálculo de deflexión de 4,7 pulgadas, que obligó a la colocación de dos soportes intermedios en un tramo de 10 metros para que el flujo se mantenga constante y no se atascara el equipo.

V. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

5.1. Conclusiones

- a) Se determinó que la potencia óptima del motorreductor es de 11kW con una relación de transmisión $i = 23.49$, para una inclinación del transportador helicoidal del 17° , transportando 40 toneladas por hora a 74 rpm, y cualitativamente se verificó que esta potencia mejora la eficiencia del equipo respecto al diseño inicial al reducir el consumo energético y eliminar paradas imprevistas en la alimentación a los secadores ADD.
- b) Se evaluó los parámetros de diseño del transportador helicoidal inclinado y se identificaron una capacidad óptima de 40 ton/h, un diámetro de helicoide de 18 pulgadas, una longitud total de 10 m, una velocidad de giro de 74 rpm y una carga axial soportada de 1516.7 N, y cualitativamente se determinó que estos parámetros optimizan el transporte del kake de prensa hacia los secadores ADD, garantizando un flujo continuo y eficiente del material.
- c) Se diseñó los elementos mecánicos primarios (cadena de transmisión, piñones, artesa y chumaceras) y se calcularon los auxiliares de accionamiento del equipo, obteniéndose cuantitativamente una cadena de rodillos simple ASA 120 A con esfuerzo total de 14 342.33 kN y coeficiente de seguridad de 11.64, piñón motriz de 17 dientes (Z_1), catalina de 15 dientes (Z_2) con paso de 1 1/2 pulgadas, artesa de acero inoxidable 304 de 18 pulgadas de diámetro y 1/4 de pulgada de espesor, y dos chumaceras UCFS315-215D1-NTN con ajuste h6, y cualitativamente se verificó que estos componentes garantizan la durabilidad, la resistencia al desgaste y el correcto funcionamiento del transportador helicoidal.

- d) Se analizó las tensiones y deformaciones de los elementos de transmisión que soportan la carga mediante el análisis por elementos finitos con SOLIDWORKS Simulation, determinándose valores de tensión y deformación unitaria en los ejes motriz, intermedio, de cola y en la cadena de transmisión dentro de los límites admisibles de diseño y seguridad, con una deflexión máxima de 4.7 pulgadas, y cualitativamente se confirmó que el diseño es estructuralmente seguro, confiable y libre de fallas prematuras bajo las condiciones de operación.
- e) Se evaluó el estudio técnico-económico de la mejora al transportador helicoidal, determinándose un costo total de implementación del proyecto de US\$ 10 340.00, y cualitativamente se verificó que esta inversión permite eliminar paradas imprevistas en la alimentación a los secadores ADD, mejorar la eficiencia operativa y aumentar la productividad general de la planta de harina.

5.2. Recomendaciones

a) Implementar monitoreo continuo de la potencia del motor de 11 kW a 1512 RPM para verificar que no exceda el 100% de carga nominal durante operación con 40 t/h de material húmedo (60% humedad, 4% grasa, 36% sólidos), ajustando si se detectan sobrecargas por variaciones en la composición. Realice pruebas iniciales de arranque con carga parcial para validar el torque de 1670 Nm en el eje motriz, considerando factores de corrección por inclinación y humedad que pueden elevar la demanda hasta un 25% a 30% adicional.

Inspeccionar mensualmente las dos etapas de reducción (motorreductor y cadena-piñones) para detectar desgaste en piñones y cadenas, lubricando con grasas de alta resistencia a humedad y grasas del material transportado; Esto evitará fallos en la velocidad objetivo de 74 RPM. Reemplazar componentes si el torque transmitido cae por debajo del 95% del calculado, priorizando la alineación precisa para minimizar las vibraciones en el transportador helicoidal.

b) Los parámetros identificados para el transportador helicoidal de kake de prensa muestran una capacidad efectiva de 40 t/h con una potencia de diseño de 11 kW, lo que se alinea con estándares de diseño como los del manual de Martin, donde se aplican factores de seguridad para capacidades cercanas a 40-50 t/h. La densidad del material de 50 kg/m³, influenciada por la humedad, es un factor crítico que afecta el llenado y la capacidad volumétrica, requiriendo ajustes en el porcentaje de carga para materiales húmedos y fibrosos. Estos valores permiten una operación eficiente en transportadores inclinados, similar a ejemplos con densidades bajas y capacidades máxicas calculadas.

c) Verifique detalladamente las tensiones, deformaciones y factores de seguridad en todos los elementos calculados, iniciando con valores altos y refinándolos tras incluir detalles constructivos como fatiga y concentradores de esfuerzos. Divida los cálculos complejos en partes (motorreductor, piñón-catalina, cadena y artesa) para facilitar la ejecución, verificación y

documentación explícita de supuestos, fórmulas y unidades. Optimice la geometría, materiales, tolerancias y acabados superficiales considerando normas técnicas para reducir costos de fabricación.

Confirme que la potencia de 11 kW, 1512 RPM, 220/380 V y salida de 63 RPM con relación $i=23.49$ se ajusta al torque máximo/medio requerido, velocidad de proceso y ambiente de operación (humedad, temperatura, corrosión), evaluando opciones con engranajes helicoidales rectificadas y rodamientos adecuados.

Para el piñón motriz $Z1=17T$ (1 ½”), catalina $Z2=15T$ y cadena ANSI 120 ($p=38.1$ mm, $v=0.68$ m/s), verifique tensión, elongación y lubricación bajo carga continua para piñones, asegurando dentado preciso y factores de servicio para vida útil >8 h/día.

d) Para los datos del análisis estático por elementos finitos (MEF) en SOLIDWORKS Simulación de la cadena ASA 120-1 y el piñón modelado, verifique primero que el modelo incluya propiedades reales del material, como módulo elástico y límite elástico, para tensiones precisas. Asegúrese de aplicar restricciones adecuadas (fijaciones y contactos) y cargas reales en el conjunto para estabilizar el análisis y simular condiciones operativas. Complete el reporte con valores cuantitativos de tensión de rotura (por ejemplo, comparándola con la tensión admisible del material) y factores de seguridad >1.5 en zonas críticas.

e) El análisis de costos del proyecto de tesis para mejorar la eficiencia del transportador helicoidal elevador de kake de prensa a secadores ADD en planta de harina revela un costo total de implementación de \$10,520, que incluye costos directos (materiales y mano de obra) e indirectos (capacitación y movilidad).

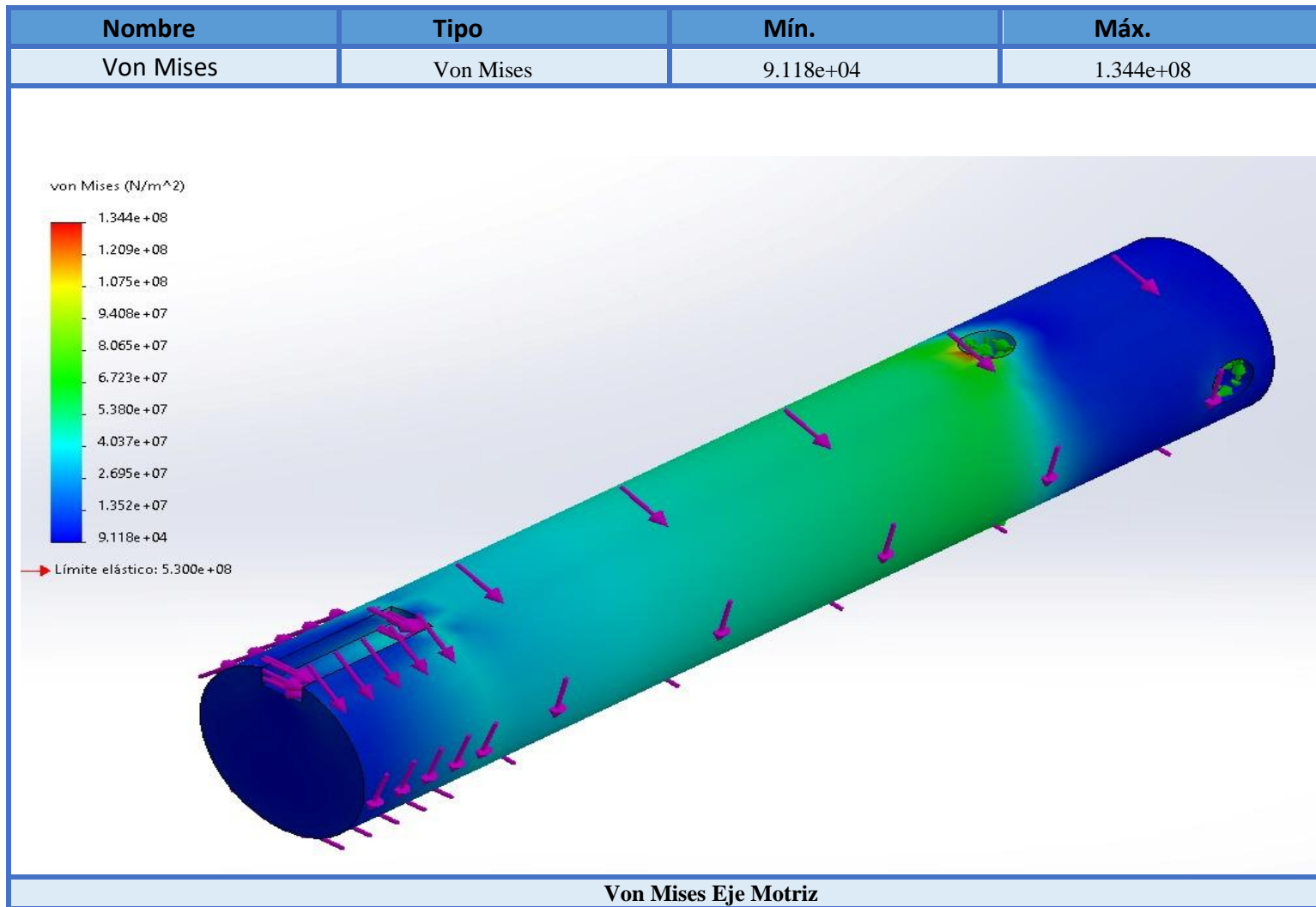
Los costos directos cubren fabricación, como acero para el helicoide (aprox. S/4.16/kg en Perú), motor de 11 kW (estimado S/7,000+ para trifásicos >10 HP) y componentes como piñones y cadenas.

Los indirectos representan una porción menor, enfocados en implementación y pruebas, alineados con cotizaciones peruanas de transportadores helicoidales entre \$10,000-\$17,000 para capacidades similares (30-40 t/h).

La inversión se recupera rápidamente mediante ahorros en mano de obra manual, reducción de tiempos (hasta 77% en casos similares) y menor consumo energético (potencia optimizada a 11 kW). Rentabilidad se fortalece con indicadores como VAN positivo, dada la eficiencia en transporte de kake húmedo (60% humedad).

Figura 17

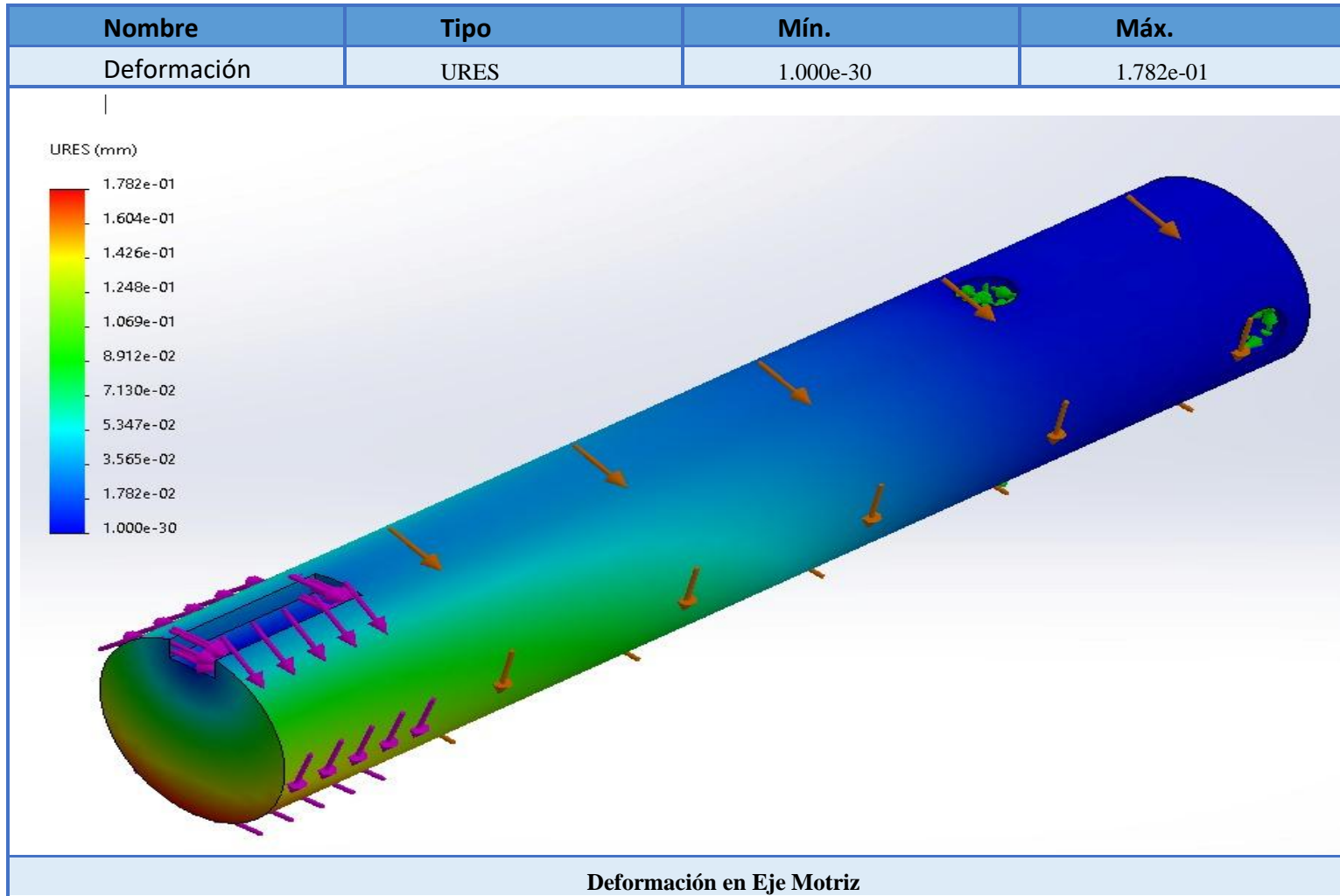
Análisis estático de tensión de eje motriz



Nota. Propia

Figura 18

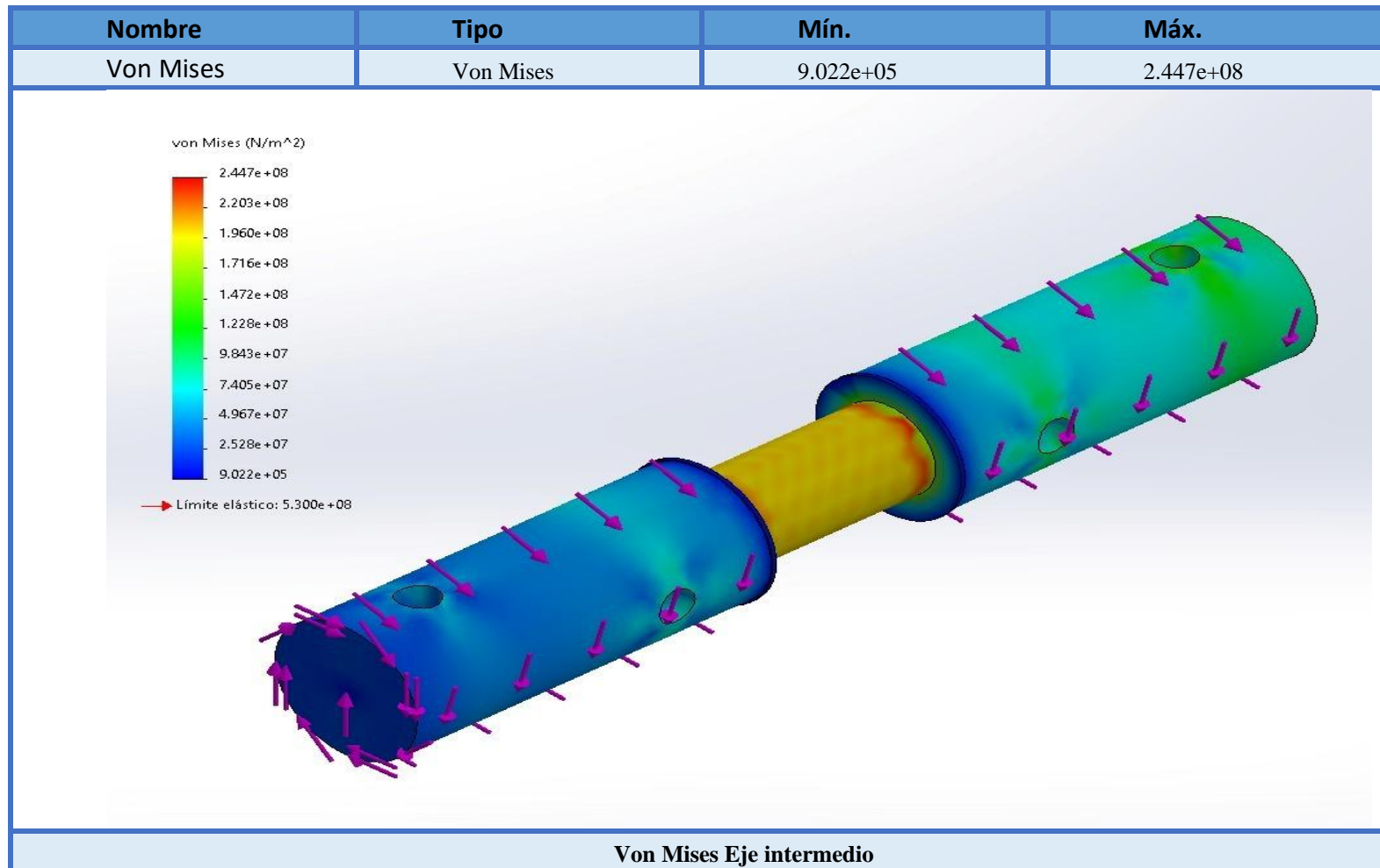
Análisis estático deformación unitaria de eje motriz



Nota. Propia

Figura 19

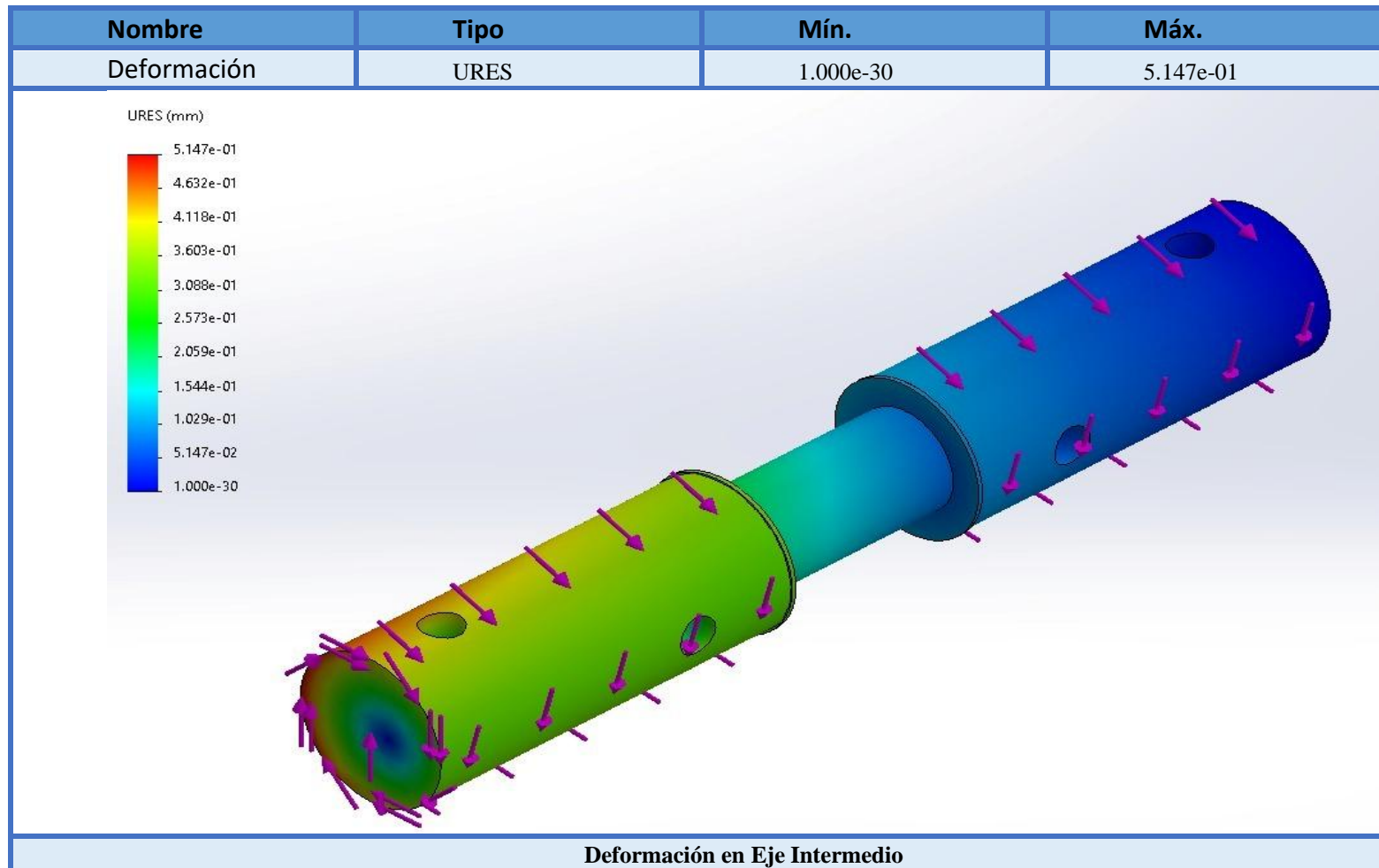
Análisis estático de tensión de eje intermedio



Nota: Propia

Figura 20

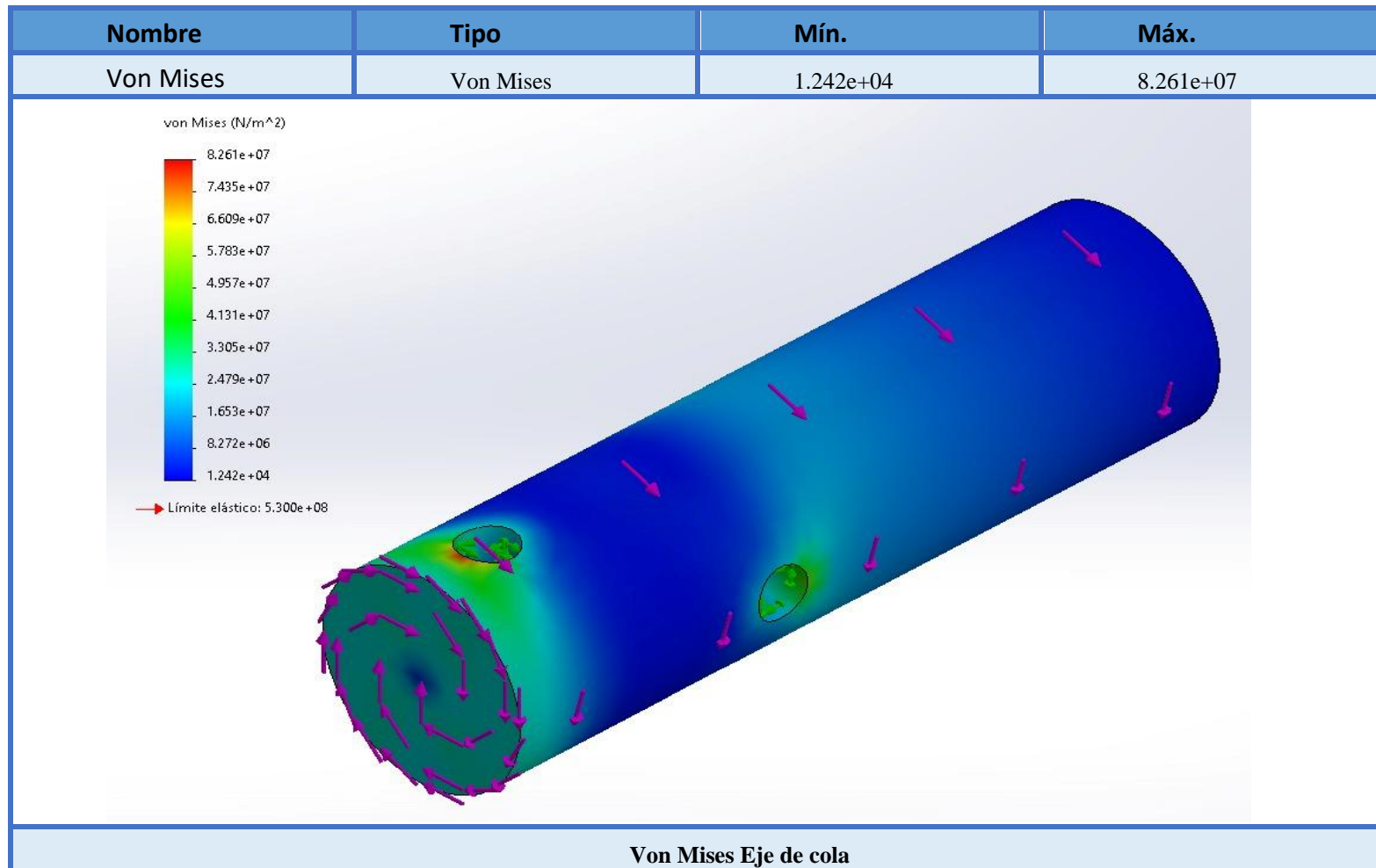
Análisis estático deformación unitaria de eje intermedio



Nota: Propia

Figura 21

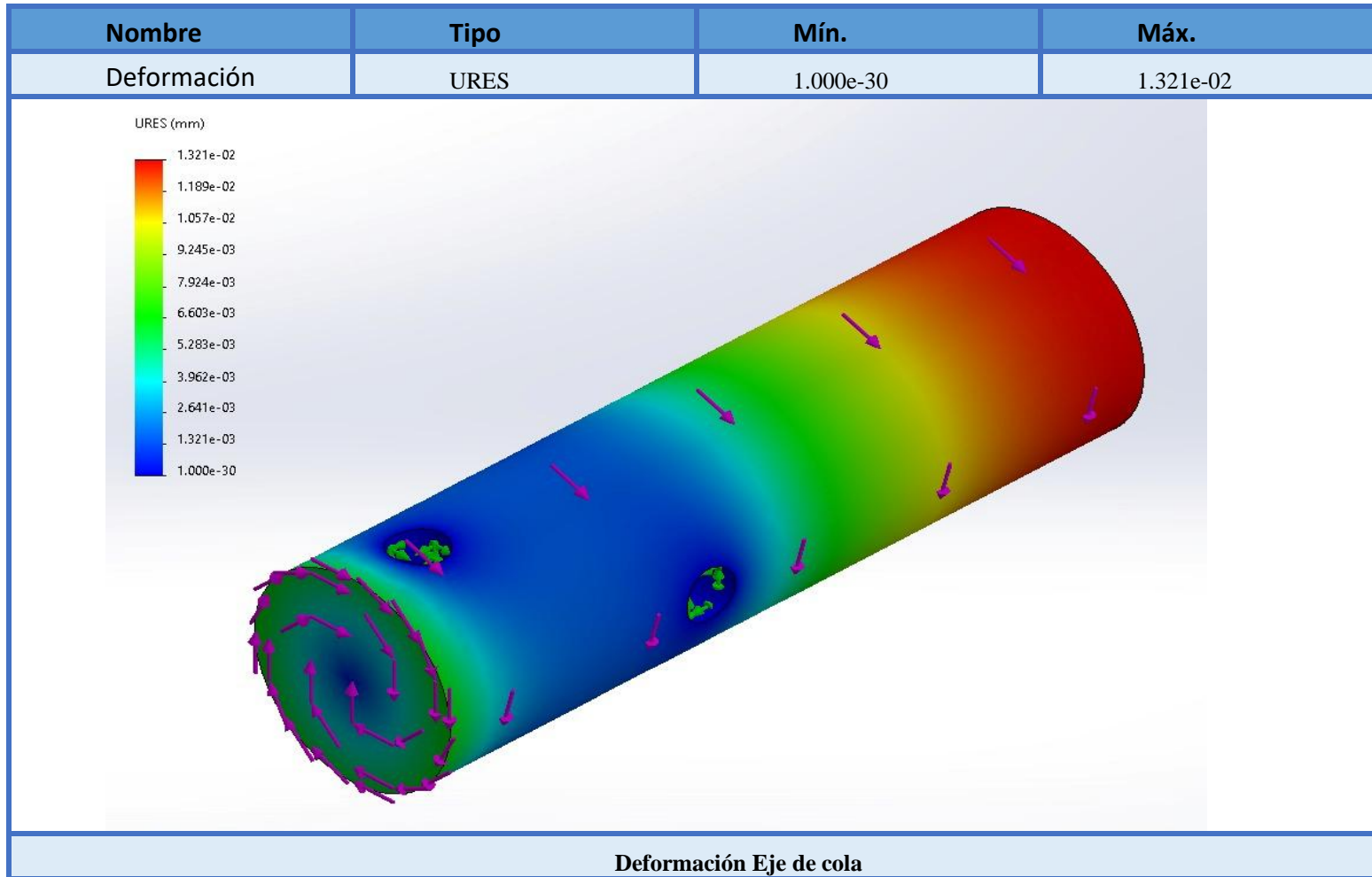
Análisis estático de tensión de eje de cola



Nota: Propia

Figura 22

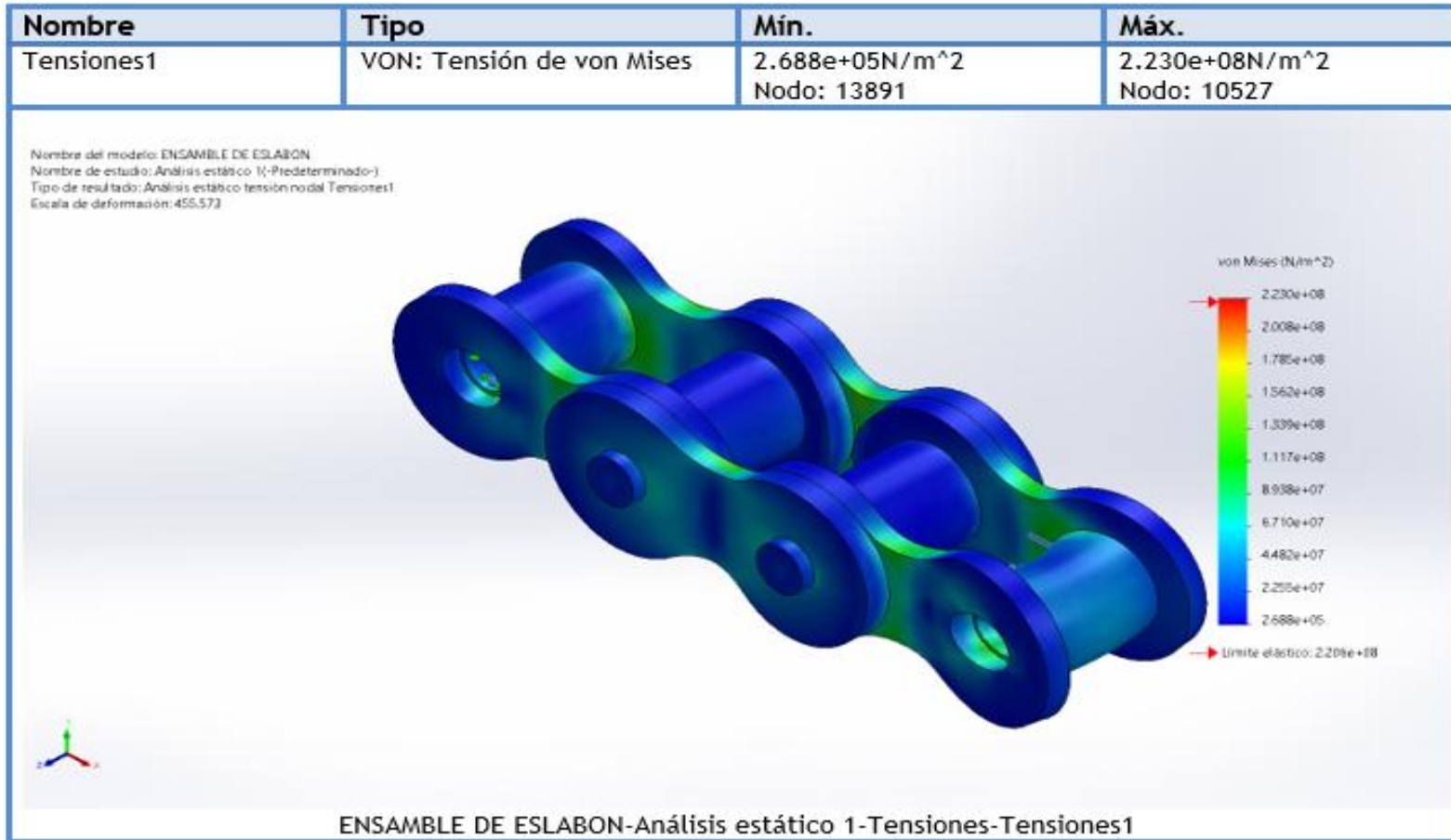
Análisis estático deformación unitaria de eje de cola



Nota: Propia

Figura 23

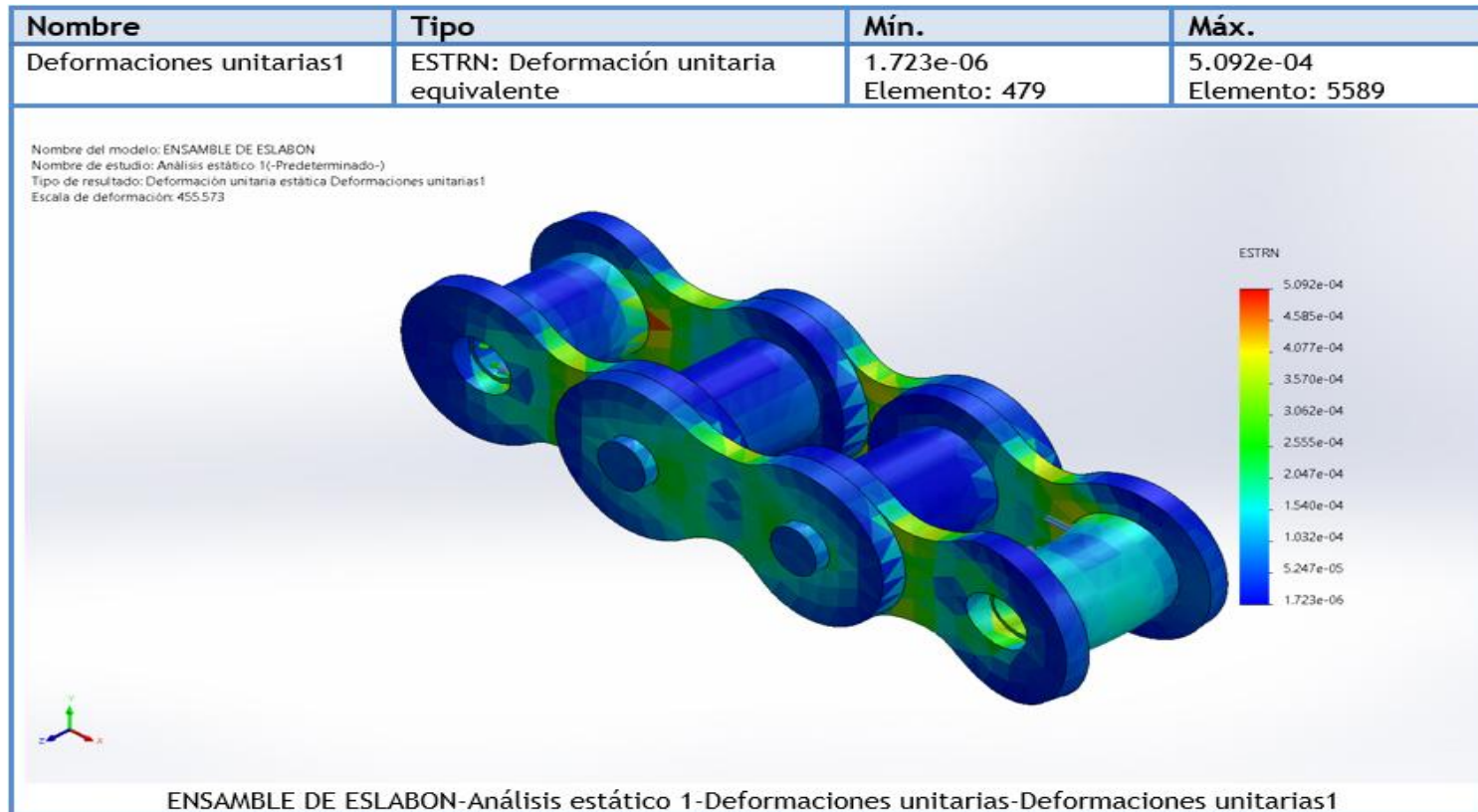
Análisis estático de tensión de la cadena de transmisión



Nota: Propia

Figura 24

Análisis estático deformación de la cadena de transmisión



Nota: Propia

VI. REFERENCIAS

- Arellano Apolinario, W. (2016). *Influencia de la operación de trasvase de cal que causa problemas de servicio al tornillo helicoidal – Minera Chinalco Perú S.A.* Universidad Nacional del Centro del Perú, Facultad de Ingeniería Mecánica, Huancayo. Obtenido de URI: <http://hdl.handle.net/20.500.12894/3634>
- Avalos Rojas, A. (2020). *Diseño de un sistema de transporte y mezclado helicoidal para preparación de concentrado de alimentos para aves.* Universidad de Tarapacá. , Facultad de Ingeniería., Arica. Obtenido de <https://repositorio.uta.cl/jspui/handle/123456789/756>
- Bedoya Sánchez, J. F., & Gómez Sánchez, J. I. (2020). *Análisis y diseño de un sistema mejorado de transporte de café verde en planta productora de café soluble.* Tesis, ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL, Ingeniería , Guayaquil - Ecuador. Obtenido de <https://www.dspace.espol.edu.ec/bitstream/123456789/50357/1/D-109687%20-%20Bedoya%20-%20G%C3%B3mez.pdf>
- Bega. (2004). *Catálogo Bega Helicoidales.* Obtenido de <https://www.begahelicoidales.com/transportador-helicoidal>
- Belt, L. (2018). *Tecnología de cadena de rodillos.* Obtenido de <https://grupogaes.com/tienda/transmision/cadenas/cadenas-link-belt/>
- Belt, L. (s.f.). *file:///D:/Users/Workstation/Downloads/gaes_cadena_LinkBeltSP%20(3).pdf.* Obtenido de [file:///D:/Users/Workstation/Downloads/gaes_cadena_LinkBeltSP%20\(3\).pdf](file:///D:/Users/Workstation/Downloads/gaes_cadena_LinkBeltSP%20(3).pdf)

- Cárdenas, A. L. B., & Sánchez, D. L. C. F. S. (2023). Estudio de tiempos para mejorar la productividad en la fabricación de transportadores helicoidales en la empresa TFM SAC, Chimbote. (Tesis de pregrado). Universidad César Vallejo, Chimbote, Perú
- CEMA. (2019). *ANSI/CEMA STANDARD No. 300, SCREW CONVEYOR DIMENSIONAL STANDARDS*. Obtenido de <https://cemanet.org/es/publicaciones-por-categoria-2/>
- CHUMACERAS, N. (2013). <https://grupodoyma.com/catalogos-web/NTN-CHUMACERAS.pdf>. (G. Doyma, Ed.) Obtenido de <https://grupodoyma.com/catalogos-web/NTN-CHUMACERAS.pdf>
- Gupta, S., & Nott, P. R. (2021). Flow of granular materials in screw conveyors. (Investigación técnica). Indian Institute of Science, Bangalore, India.
- Hori, J. (1981). *Diseño de elemento de maquinas* (3era Edicion ed.). Lima. Obtenido de <https://es.scribd.com/document/129513774/Diseno-de-Elementos-de-Maquinas-J-Hori>
<http://www.renold.es/Products/TransmissionChainSprockets/TransmissionChainIndexPage.asp> ... (2015). Obtenido de <http://www.renold.es/Products/TransmissionChainSprockets/TransmissionChainIndexPage.asp> ...
- Ingemecanica. (2009). *Calculo de transportadores de tornillo sin fin*. Sevilla, España: Ingemecanica. Obtenido de <https://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn143.html>
- Ingemecanica. (s.f.). <https://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn127.html>.
- Intermec. (2020). *Manual de Piñones y Cadenas*. Obtenido de <https://es.slideshare.net/PabloMarceloGarnicaT/manual-pinones-intermec-237936701>

- Martin. (2013). *Catalogo Manejo de Materiales, Seccion H*. Mexico. Obtenido de https://es.martinsprocket.com/docs/catalogs/material%20handling/1_manejo%20de%20materiales/seccion%20h.pdf
- Montenegro Arteaga, V. A. (2024). *DISEÑO Y MODELADO 3D DE UN EQUIPO ELEVADOR INCLINADO HELICOIDAL DE GRANOS*. Tesis, Escuela Politecnica Nacional, Ingenieria, Quito. Obtenido de <https://bibdigital.epn.edu.ec/handle/15000/25327>
- Mott, R. L. (2006). *Diseño de Elemento de Maquinas* (4ta Edicion ed.). Mexico, Mexico: Pearson.
- NTN. (2014). *Chumaceras*. Obtenido de <https://grupodoyma.com/catalogos-web/NTN-CHUMACERAS.pdf>
- Obregón Mamani, R. S. (2023). *Diseño modular de transportador helicoidal de inclinación variable aplicando controlador lógico programable (Tesis de pregrado, Universidad Nacional del Santa)*. Repositorio institucional, Ingenieria.
- Pescador Prieto, C. F. (2022). *DISEÑO DE UN TRANSPORTADOR SIN FIN PARA DESCARGA DE ESCORIA DE CARBON PROVENIENTE DE DOS CALDERAS EN LA EMPRESA FINCA BUGA*. UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE PEREIRA, Pereyra - Colombia. Obtenido de <https://repositorio.utp.edu.co/bitstreams/215b66ce-009c-4e81-b71f-9371b8bf0488/download>
- Rexnord. (s.f.). [http://gearvel.com.ar/catalogos/GEARVEL-Rexnord%20Kette%20\(PRO\).pdf](http://gearvel.com.ar/catalogos/GEARVEL-Rexnord%20Kette%20(PRO).pdf). Obtenido de [http://gearvel.com.ar/catalogos/GEARVEL-Rexnord%20Kette%20\(PRO\).pdf](http://gearvel.com.ar/catalogos/GEARVEL-Rexnord%20Kette%20(PRO).pdf)
- Shigley. (2012). *Diseño en Ingenieria Mecanica* (9ma edicion ed.). Mexico, Mexico: Mc Graw Hill.

- Sihuenta Sachahuamán, A. (2001). *Diseño de transportadores helicoidales para pescado en planta de 50 tn/hr. de capacidad*. Universidad Nacional de Ingeniería, Facultad de Ingeniería, Lima. Obtenido de <http://hdl.handle.net/20.500.14076/16885>
- SKF. (2006). *Catalogo General de Rodamientos SKF*. Obtenido de https://0201.nccdn.net/1_2/000/000/166/f50/catalogo-general-skf.pdf
- Tsubaki. (2013). <https://www.indarbelt.es/html/pdf/cadena/asa-simple.pdf>. Obtenido de <https://www.indarbelt.es/html/pdf/cadena/asa-simple.pdf>
- Tuval. (2021). *Catalogo de Plancha de Acero Inoxidable*. Obtenido de <https://www.tuvalsa.com/ec/wp-content/uploads/2021/07/planchas-Inoxidable-catalogo-V1.pdf>
- Zea Pinto, A. H. (2019). *Propuesta de un sistema de transporte helicoidal para uva tipo movil con una capacidad de 1TON/HR*. Tesis, Universidad Nacional de San Agustín de Arequipa, Ingeniería, Arequipa. Obtenido de <http://repositorio.unsa.edu.pe/handle/UNSA/9741>

VII. ANEXOS

ANEXO A

Tabla A.1

Tabla de Códigos de Clasificación de Materiales.

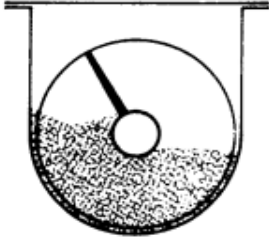
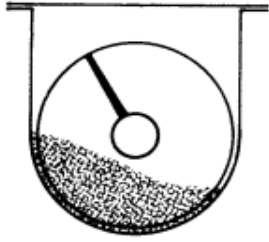
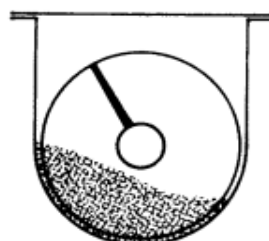
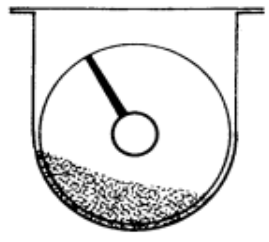
Clase	Características de material	Código
Densidad	Densidad de Granel, sin compactar	Libras por pie cúbico
	Muy fino-Malla N°200 (.0029") y menor	A200
	Muy fino-Malla N°100 (.0059") y menor	A100
	Muy fino-Malla N°40 (.016") y menor	A40
Tamaño	Fino-Malla N°6 (.132) y menor	B6
	Granular 1/2" y menor (malla 6" a 1/2")	C1/2"
	Granular 3" y menor (1/2" a 3")	D3
	Granular 7" y menor (3" a 7")	D7
	Terrones 16" y por debajo (0" a 16")	D16
	Terrones Arriba de 16" a ser especificado	D16
	Terrones X = Tamaño Máximo	DX
	Irregular Fibroso, cilindro, etc	E
Fluidez	Fluido muy libre	1
	Fluido libre	2
	Fluido promedio	3
	Fluido lento	4
Abrasividad	Abrasividad Media	5
	Abrasividad Moderada	6
	Abrasividad Extrema	7

Clase	Características de material	Código
	Acumulación y endurecimiento	F
	Generación Eléctrica Estática	G
	Descomposición - Se deteriora en almacenamiento	H
	Inflamabilidad	J
Propiedades misceláneas o peligrosas	Se hace plástico o tiende a suavizarse	K
	Muy polvoso	L
	Al airearse se convierte en fluido	M
	Explosividad	N
	Pegajoso-Adhesión	O
	Contaminable-Afecta uso	P
	Degradable-Afecta uso	Q
	Emite humos o gases tóxicos peligrosos	R
	Altamente corrosivo	S
	Medianamente corrosivo	T
	Higroscopio	U
	Se entrelaza, enreda o aglomera	V
	Presencia de aceites	W
	Se comprime bajo presión	X
	Muy ligero-puede ser levantado por el viento	Y
	Temperatura elevada	Z

Nota. Adaptado de CEMA (2019), por Conveyor Equipment Manufacturers Association, 2019.

Tabla A.2

Capacidad de transportador helicoidal horizontal

Carga de Artesa		Diámetro del Helicoidal (Pulgadas)	Capacidad Pies Cúbicos por Hora (Paso Completo)		Máx. RPM
			A 1 RPM	A Máx. RPM	
45%		4	0.62	114	184
		6	2.23	368	165
		9	8.20	1270	155
		10	11.40	1710	150
		12	19.40	2820	145
		14	31.20	4370	140
		16	46.70	6060	130
		18	67.60	8120	120
		20	93.70	10300	110
		24	164.00	16400	100
		30	323.00	29070	90
		36	553.20	4142	75
30% A		4	0.41	53	130
		6	1.49	180	120
		9	5.45	545	100
		10	7.57	720	95
		12	12.90	1160	90
		14	20.80	1770	85
		16	31.20	2500	80
		18	45.00	3380	75
		20	62.80	4370	70
		24	109.00	7100	65
		30	216.00	12960	60
		36	368.80	18400	50
30% B		4	0.41	29	72
		6	1.49	90	60
		9	5.45	300	55
		10	7.60	418	55
		12	12.90	645	50
		14	20.80	1040	50
		16	31.20	1400	45
		18	45.00	2025	45
		20	62.80	2500	40
		24	109.00	4360	40
		30	216.00	7560	35
		36	368.80	11064	30
15%		4	0.21	15	72
		6	0.75	45	60
		9	2.72	150	55
		10	3.80	210	55
		12	6.40	325	50
		14	10.40	520	50
		16	15.60	700	45
		18	22.50	1010	45
		20	31.20	1250	40
		24	54.60	2180	40
		30	108.00	3780	35
		36	184.40	5537	30

Nota. Adaptado de CEMA (2019) por Conveyor Equipment Manufacturers Association, 2019

Tabla A.3*Características de los materiales*

Material	lb/pie ³	Código material	Rodamiento intermedio	Factor de material (f_m)	Carga de artesa	Componentes
Lodos drenaje secos molidos	45-55	B-46S	H	0.8	30B	2

Nota. Catálogo CEMA (2019)**Tabla A.4***Tamaños máximos de partículas*

Diámetro de helicoide	Tubo (DE) in	Holgura radial (in)	Clase I 10% partículas Max (in)	Clase II 25% partículas Max. (in)	Clase III 95% partículas Max. (in)
6	2 - 3/8	2 - 1/3	1 - 1/4	3/4	1/2
9	2 - 3/8	3 - 4/5	2 - 1/4	1 - 1/2	3/4
9	2 - 7/8	3 - 4/7	2 - 1/4	1 - 1/2	3/4
12	2 - 7/8	5 - 1/16	2 - 3/4	2	1
12	3 - 1/2	4 - 3/4	2 - 3/4	2	1
12	4	4 - 1/2	2 - 3/4	2	1
14	3 - 1/2	5 - 3/4	3 - 1/4	2 - 1/2	1 - 1/4
14	4	5 - 1/2	3 - 1/4	2 - 1/2	1 - 1/4
16	4	6 - 1/2	3 - 3/4	2 - 3/4	1 - 1/2
16	4 - 1/2	6 - 1/4	3 - 3/4	2 - 3/4	1 - 1/2
18	4	7 - 1/2	4 - 1/4	3	1 - 3/4
18	4 - 1/2	7 - 1/4	4 - 1/4	3	1 - 3/4

Nota. Catálogo manejo de materiales, sección H, Martin, (2013)

Tabla A.5

Tapas de Artesa

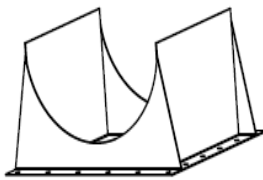
Tapas de Artesa						
Diámetro del Transportador		3	TEF	3	BB	P
Tipo		Tipo de Rodamiento			Únicamente Placa (Sin Rodamientos)	
TE—Exterior sin Pie, TEF—Exterior con Pie, TEI—Interior, TER—Interior, Rectangular, TEO—Pedestal, para Rodamiento Sencillo, TEOD—Pedestal, para Rodamiento Doble, FTEF—Ensanchada, Exterior con Pie, FTE—Ensanchada, Exterior sin Pie, FTEO—Ensanchada de Pedestal, para Rodamiento Sencillo, FTDO—Ensanchada, descarga, TDO—Descarga Exterior, TDI—Descarga Interior, CHTE—Tubular, Exterior sin Pie, CHTEF—Tubular, Exterior con Pie, SCD—Transmisión Helicoidal Derris,		BB—Bolas BR—Bronce RB—Rodillos			Diámetro del eje 2—1" 5—2 1/4" 3—1 1/2" 6—3" 4—2" 7—3 1/2"	
	ARTESA "U"	ARTESA TUBULAR	ARTESA ENSANCHADA	ARTESA RECTANGULAR		
TAPAS DE ARTESA EXTERIOR CON PIE					Es el tipo más usado ya que incluye el soporte de la artesa.	
TAPAS DE ARTESA EXTERIOR SIN PIE					El soporte de la artesa no está incluido.	
TAPAS DE ARTESA DE PATRÓN INTERIOR		Disponible según la aplicación	Disponible según la aplicación		Se utiliza cuando el espacio es limitado o la artesa no tiene brida en el extremo.	
TAPAS DE ARTESA DE DESCARGA FRONTAL		Disponible según la aplicación			Para transportadores con descarga en el extremo. Se requiere un rodamiento de pared especial.	
TAPAS DE ARTESA CON RODAMIENTO EXTERIOR SENCILLO					Se utiliza cuando se requiere usar un sello de empaque por compresión o un sello de collarín bipartido (glándula).	

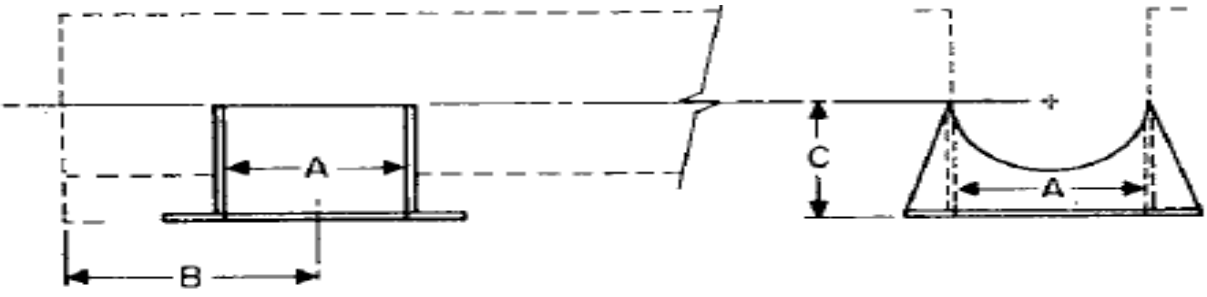
Nota. Catálogo manejo de materiales, sección H, Martin, (2013)

Tabla A.6.

Descargas de transportador

Nomenclatura de las Descargas			
Diámetro del Helicoidal	14	TSD	12
	Tipo		Espesor de Artesa
TSD – Descarga Estándar	RPF – Compuerta Plana de Cremallera y Piñón a Prueba de Fuga de Polvo		16 – Calibre 16
TSDS – Descarga con Compuerta Deslizable (Gillotina)	RPC – Compuerta Curva de Cremallera y Piñón		14 – Calibre 14
TSDF – Descarga a Tapa Final	RPCD – Compuerta Curva de Cremallera y Piñón a Prueba de Fuga de Polvo		12 – Calibre 12
RPF – Compuerta Plana de Cremallera y Piñón			10 – Calibre 10
			7 – 3/16

DESCARGA ESTÁNDAR		<p>Es la de uso más común. La brida está barrenada de acuerdo a los estándares CEMA. Seleccione el espesor de la descarga de acuerdo al espesor de la artesa.</p>
--------------------------	---	---

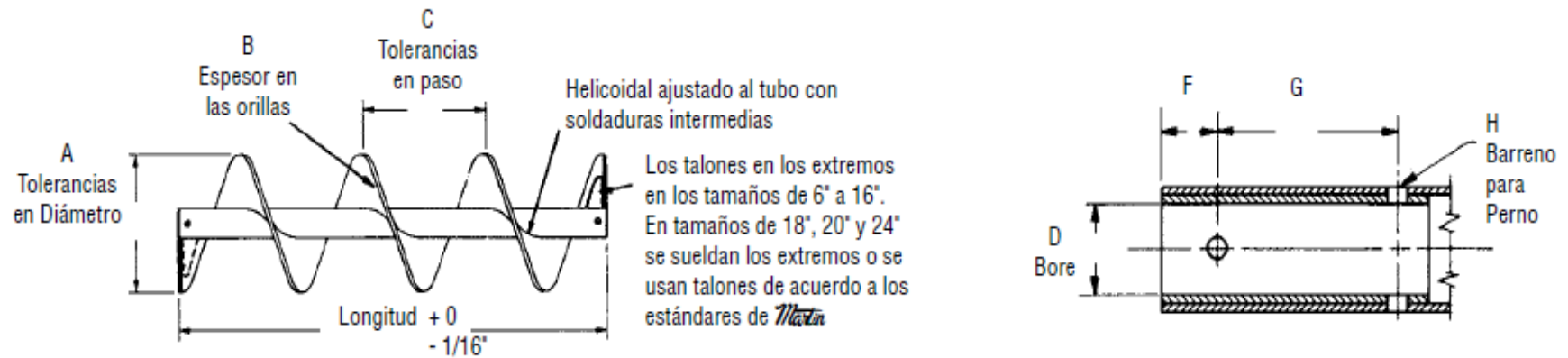


Diám. del Transportador	A	B	C
4	5	4 1/2	3 3/4
6	7	6	5
9	10	8	7 1/8
10	11	9	7 7/8
12	13	10 1/2	8 7/8
14	15	11 1/2	10 1/8
16	17	13 1/2	11 1/8
18	19	14 1/2	12 3/8
20	21	15 1/2	13 3/8

Nota. Catálogo manejo de materiales, sección H, Martin, (2013)

Tabla A.7.

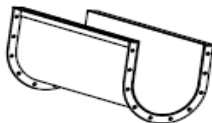
Helicoides seccionales

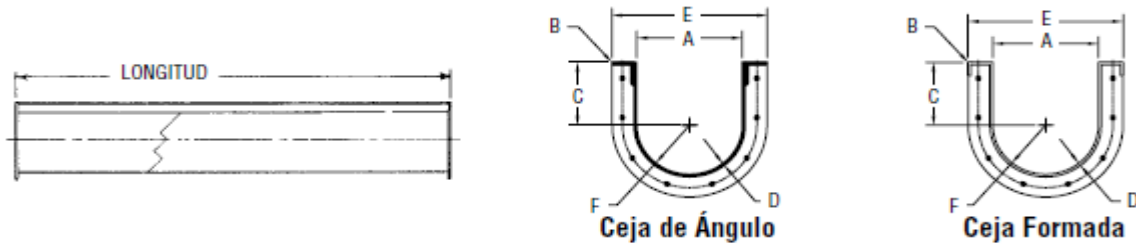


Diámetro del Helicoidal y Paso	Diámetro de Ejes	Designación de Tamaño	Tamaño de Tubo Cédula 40	Longitud Pies y Pulgadas	A		B	C		D		F	G	H
					Tolerancia en Diámetro			Tolerancia en Paso		Diámetro Interno de Buje				
					Mas	Menos	Más	Menos	Min	Max				
18	3	18S612	3 1/2	11 - 9	3/16	3/8	3/16	3/4	1/2	3.005	3.025	1	3	25/32
18	3	18S616	3 1/2	11 - 9	3/16	3/8	1/4	3/4	1/2	3.005	3.025	1	3	25/32
18	3	18S624	3 1/2	11 - 9	3/16	3/8	3/8	3/4	1/2	3.005	3.025	1	3	25/32
18	3	18S632	3 1/2	11 - 9	3/16	1/2	1/2	3/4	1/2	3.005	3.025	1	3	25/32

Nota. Catálogo manejo de materiales, sección H, Martin, (2013)

Tabla A.8. Artesas para transportador

ARTESA EN "U" CON CEJA DE ÁNGULO		<p>Construcción rígida. Longitudes estándar en existencia.</p>
---	---	--

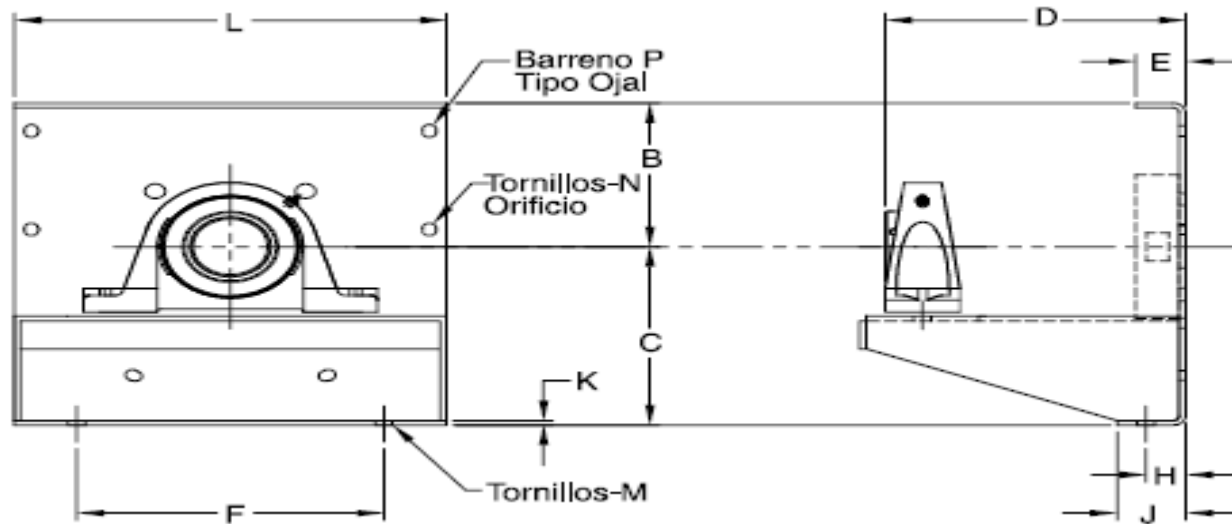


Diámetro del Transportador	D: Espesor de la Artesa	Artesa con Ceja de Ángulo				Artesa con Ceja Formada ▲				A	B	C	E	F		
		Número de Parte	Peso lb				Número de Parte	Peso lb								
			Larg o 10'	Larg o 5'	Larg o 12'	Larg o 6'		Larg o 10'	Larg o 5'						Larg o 12'	Larg o 6'
18	12 CAL.	18CTA 12	252	159	302	191	18CTF 12	240	133	288	160	1 9	2 1/ 2	12 1/ 8	24 1/4	9 1/
	10	18CTA 10	353	170	423	204	18CTF 10	269	165	323	198				24 5/1 6	2
	3/16	18CTA 7	444	243	533	291	18CTF 7	394	217	473	260				24 3/8	
	1/4	18CTA 3	559	298	671	358	18CTF 3	520	275	624	330				24 1/2	

Nota. Catálogo manejo de materiales, sección H, Martin, (2013)

Tabla A.9. Soporte de pie exterior

Diám. del Transportador	Diámetro de Eje	▲ Número de Parte	B	C	D			E	F	H	J	K	L	M	N	Peso lb	P Ojal
					Rodamiento de Fricción	Rodamiento de Bolas	Rodamiento de Rodillos										
18	3	18TEF6 -*	12 1/ 8	13 3/ 8	5 11/16	3 13/16	5	2 1/ 2	1 6	2	3 1/ 4	3/ 8	24 1/ 4	5/ 8	5/ 8	67	11/1 6 × 13/1
18	3 7/16	18TEF7 -*	12 1/ 8	13 3/ 8	6 15/16	4 5/16	5 9/16	2 1/ 2	1 6	2	3 1/ 4	3/ 8	24 1/ 4	5/ 8	5/ 8	67	6



Nota. Catálogo manejo de materiales, sección H, Martin, (2013)

Tabla A.10*Factores de Capacidad del Transportador Helicoidal CF1*

Factores de capacidad para transportador con paso especial CF1		
Paso	Descripción	CFI
Estándar	Paso: diámetro de tornillo	1
Corto	Paso: 2/3 diámetro de tornillo	1.5
Medio	Paso: ½ diámetro de tornillo	2
largo	Paso: 1 ½ diámetro de tornillo	0.67

Nota. Catálogo, CEMA (2019)

Tabla A.11*Factores de Capacidad del Transportador Helicoidal CF2*

Factor de capacidad para transportador con paso especial CF2			
Tipo de helicoidal	Carga de transportador		
	15 %	30 %	45%
Helicoidal corto	1.9	1.57	1.43
Helicoidal con corte y doblez	N. R	3.57	2.54
Helicoidal de listón	1.04	1.37	1.62

Nota. Catálogo, CEMA (2019)

Tabla A.12*Factores de Capacidad del Transportador Helicoidal CF3*

Factor de capacidad para transportar con paletas mezcladoras CF3					
Paletas Estándar de paso invertido a 45°					
	Ninguna	1	2	3	4
Factor	1	1.08	1.16	1.24	1.32

Nota. Catálogo, CEMA (2019)

Tabla A.13*Coefficiente de Disminución del Flujo del Material i*

Grados de inclinación del transporte	0°	5°	10°	15°	20°	25°	30°	25°
Coefficiente de disminución de flujo de materia	1	0.9	0.8	0.7	0.65	0.42	0.3	0.2

Nota. Catálogo manejo de materiales, sección H, Martin, (2013)

Tabla A.14*Valores del coeficiente de relleno (λ) en función del tipo de carga que transporta el tornillo*

	Coefficiente de relleno λ
Pesada y abrasiva	0.125
Pesada y poco abrasiva	0.25
Ligera y poco abrasiva	0.32
Ligera y no abrasiva	0.4

Tabla A.15*Factor de diámetro de transportador F_d*

Diámetro de helicoide (in)	Factor F_d	Diámetro de helicoide (in)	Factor F_d
4	12	14	78
6	18	16	106
9	31	18	135

Nota. Catalogo manejo de materiales, sección H, Martin, (2013)**Tabla A.16***Factor de buje para colgante F_b*

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

Nota. Catalogo manejo de materiales, sección H, Martin, (2013)**Tabla A.17.***Factor f_f de porcentaje de carga*

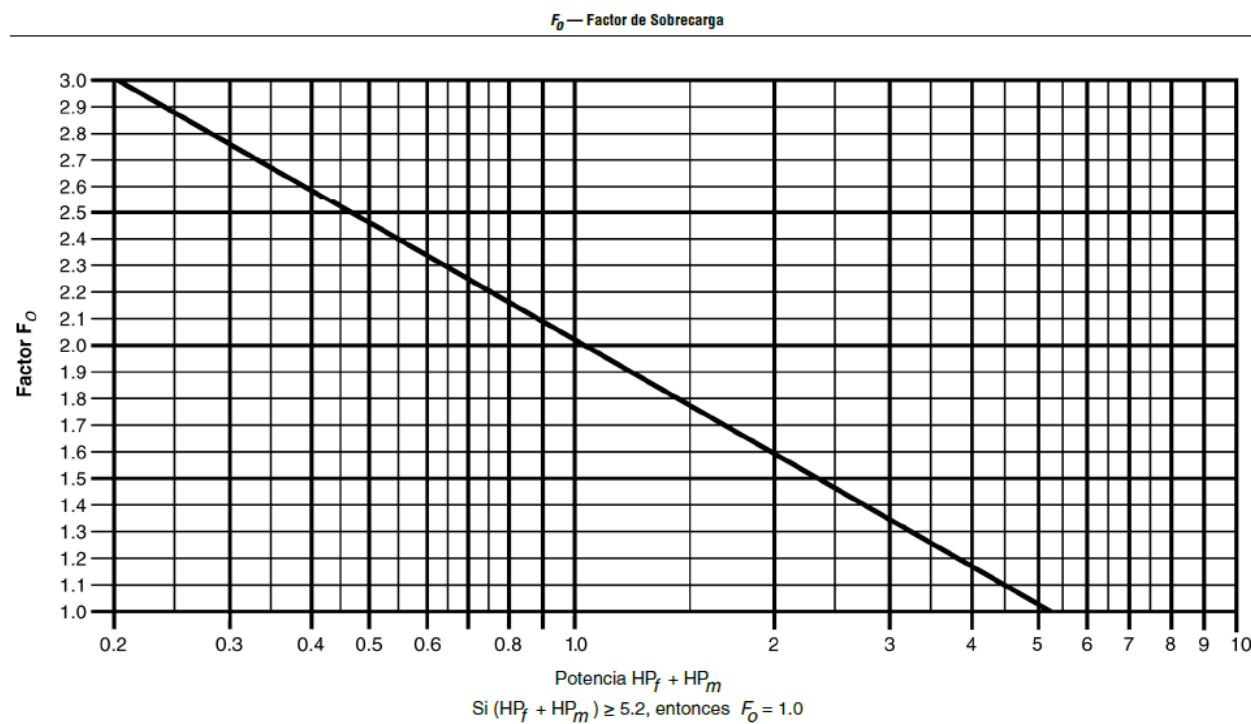
Tipo de Helicoidal	F_f Factor por porcentaje de carga de transportador			
	15%	30%	45%	95%
Estándar	1	1	1	1
Helicoidal con Corte	1.1	1.15	1.2	1.3
Con Corte y Doblez	N.R.*	1.5	1.7	2.2
Helicoidal de Listón	1.05	1.14	1.2	—

Nota. Catalogo manejo de materiales, sección H, Martin, (2013)

Tabla A.18.*Factor f_p por paso de paletas*

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

Nota. Catalogo manejo de materiales, sección H, Martin, (2013)

Tabla A.19*Factor de sobrecarga F_o* 

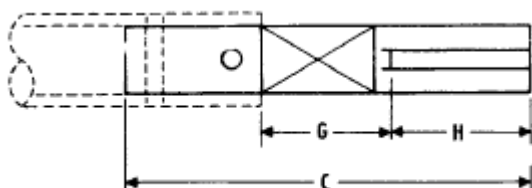
Encuentre el valor de $(HP_f + HP_m)$, suba verticalmente hasta la línea diagonal y lea el valor de F_o a la izquierda.

Nota. Catalogo manejo de materiales, sección H, Martin, (2013)

Tabla A.20*Factor de eficiencia (e) de transmisión*

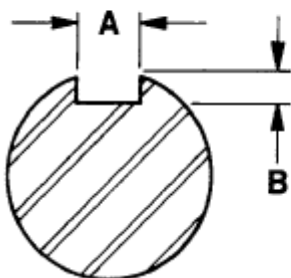
Transmisión para transportador helicoidal o montado en eje con transmisión de banda V	Reductor de engranajes con transmisión en V y cople	Motorreductor con cople	Motorreductor con cadena
0.88	0.87	0.95	0.87

Nota. Catalogo manejo de materiales, sección H, Martin, (2013)

Tabla A.21.*Ejes de acero SAE 1045 motriz*

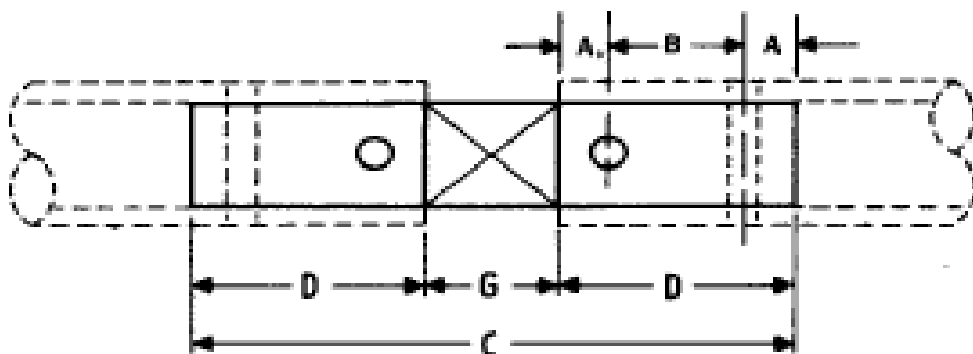
Rodamientos de Bolas					
Diámetro del Eje	No. de Parte	C	G	H	Peso (lb)
1	1CD2BB	9	3	3	1.8
1 1/2	1CD3BB	11 1/2	3 1/2	3 1/4	5.6
2	1CD4BB	13 1/8	3 7/8	4 1/2	11.5
2 7/16	1CD5BB	15 1/8	4 3/4	5 1/2	18.0
3	1CD6BB	16 5/8	5 5/8	6	32.0
3 7/16	1CD7BB	20 5/8	6 5/8	7 1/4	52.5

Cuñeros para Ejes Motrices



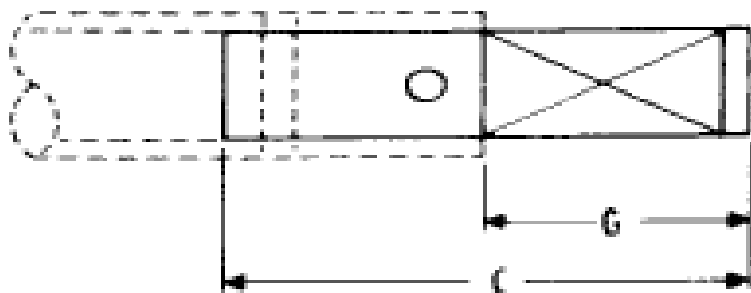
Diámetro de Eje	A	B
1	1/4	1/8
1 1/2	3/8	3/16
2	1/2	1/4
2 7/16	5/8	5/16
3	3/4	3/8
3 7/16	7/8	7/16

Nota. Catálogo manejo de materiales, sección H, Martin, (2013)

Tabla A.22*Ejes de acero SAE 1045 de acoplamiento intermedio*

Diámetro de Eje	No. de Parte*	A1	A	B	C	D	G	Peso (lb)
1	CC2	1/2	1/2	2	7 1/2	3	1 1/2	1.5
1 1/2	CC3	7/8	7/8	3	11 1/2	4 3/4	2	5.6
2	CC4	7/8	7/8	3	11 1/2	4 3/4	2	9.8
2 7/16	CC5	15/16	15/16	3	12 13/16	4 7/8	3	15.4
3	CC6	1	1	3	13	5	3	23.8
3 7/16	CC7	1 1/2	1 1/4	4	17 1/2	6 3/4	4	44.5
3 15/16	CC8	1 1/2	1 1/2	4	18	7	4	62.1

Nota. Catálogo manejo de materiales, sección H, Martin, (2013)

Tabla A.23*Ejes de acero SAE 1045 de acoplamiento terminal*

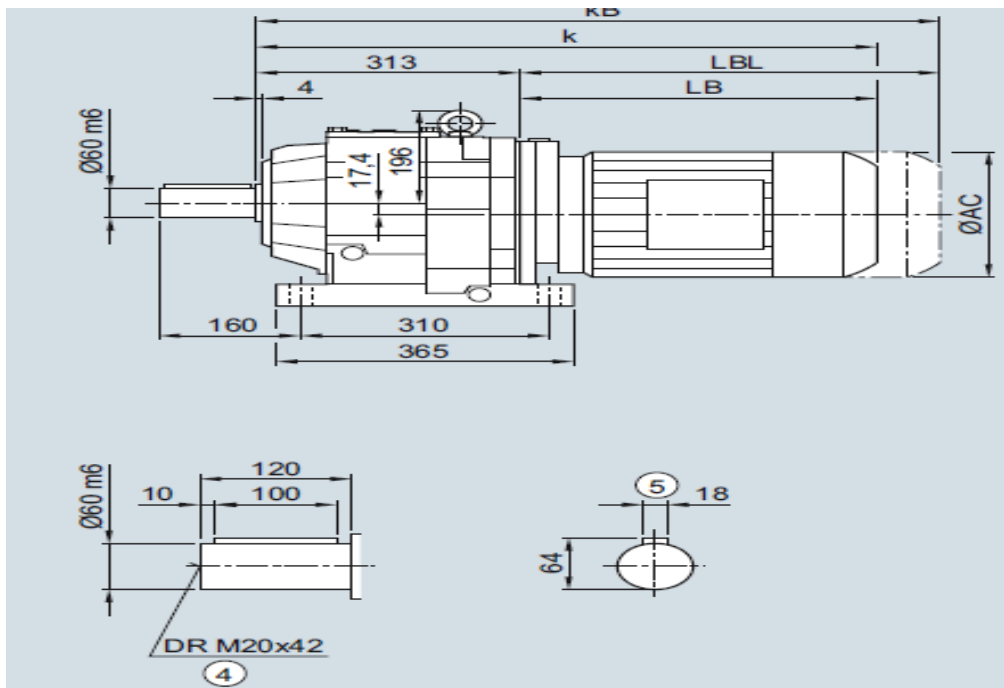
Diámetro de Eje	No. de Parte*	C	G	Peso (lb)
1	CE2BB	6	3	1.2
1 1/2	CE3BB	8 1/4	3 1/2	3.8
2	CE4BB	8 5/8	3 7/8	7.5
2 7/16	CE5BB	9 5/8	4 3/4	12.4
3	CE6BB	10 5/8	5 5/8	20.8
3 7/16	CE7BB	13 3/8	6 5/8	34.4

Nota. Catálogo manejo de materiales, sección H, Martin, (2013)

ANEXO B

Figura B.1*Motorreductor Siemens*

Nota. Catalogo de motorreductores, Siemens, (2015)

Figura B.2*Especificaciones técnicas de Motorreductores Siemens*

Nota. Catalogo de motorreductores, Siemens, (2015)

Tabla B.3

Especificaciones técnicas de Motorreductores Siemens

P_{rated} kW	n_2 rpm	T_2 Nm	i -	F_{R2} N	f_B -	m kg	Article No. (Article No. supplement → below)
7.5	Z.129-LE132ZMS4P						
	24	3 040	62.48	28 200	1.6	220	2KJ3111 - ■ HL23 - ■ ■ X1
	27	2 600	53.47	28 400	1.9	220	2KJ3111 - ■ HL23 - ■ ■ W1
	29	2 450	50.33	28 500	2.0	220	2KJ3111 - ■ HL23 - ■ ■ V1
	31	2 290	47.18	28 600	2.2	220	2KJ3111 - ■ HL23 - ■ ■ U1
	35	2 030	41.82	28 800	2.5	220	2KJ3111 - ■ HL23 - ■ ■ T1
	D.109-LE132ZMS4P						
	20	3 600	73.90	20 200	0.86	160	2KJ3210 - ■ HL23 - ■ ■ D1
	23	3 130	64.34	20 200	0.99	160	2KJ3210 - ■ HL23 - ■ ■ C1
	Z.109-LE132ZMS4P						
	29	2 490	51.17	20 200	1.2	158	2KJ3110 - ■ HL23 - ■ ■ X1
	34	2 120	43.64	20 200	1.5	158	2KJ3110 - ■ HL23 - ■ ■ W1
	36	2 000	41.07	20 200	1.5	158	2KJ3110 - ■ HL23 - ■ ■ V1
	39	1 850	38.12	20 200	1.7	158	2KJ3110 - ■ HL23 - ■ ■ U1
	44	1 640	33.70	20 200	1.9	158	2KJ3110 - ■ HL23 - ■ ■ T1
	49	1 460	30.08	20 200	2.1	158	2KJ3110 - ■ HL23 - ■ ■ S1
	54	1 310	27.07	20 200	2.3	158	2KJ3110 - ■ HL23 - ■ ■ R1
	63	1 140	23.49	20 200	2.6	158	2KJ3110 - ■ HL23 - ■ ■ Q1
	70	1 030	21.13	20 200	2.7	158	2KJ3110 - ■ HL23 - ■ ■ P1
	80	900	18.47	20 200	3.0	158	2KJ3110 - ■ HL23 - ■ ■ N1
	89	800	16.48	20 200	3.3	158	2KJ3110 - ■ HL23 - ■ ■ M1
	Z.89-LE132ZMS4P						
	37	1 920	39.41	18 500	0.87	118	2KJ3108 - ■ HL23 - ■ ■ U1
	44	1 620	33.38	18 500	1.0	118	2KJ3108 - ■ HL23 - ■ ■ T1
	47	1 530	31.41	18 500	1.1	118	2KJ3108 - ■ HL23 - ■ ■ S1
	51	1 410	29.01	18 500	1.2	118	2KJ3108 - ■ HL23 - ■ ■ R1
	57	1 250	25.81	18 500	1.3	118	2KJ3108 - ■ HL23 - ■ ■ Q1
	64	1 110	22.92	18 500	1.5	118	2KJ3108 - ■ HL23 - ■ ■ P1
	72	1 000	20.52	18 500	1.7	118	2KJ3108 - ■ HL23 - ■ ■ N1
	84	855	17.54	18 300	2.0	118	2KJ3108 - ■ HL23 - ■ ■ M1
	94	760	15.66	17 800	2.2	118	2KJ3108 - ■ HL23 - ■ ■ L1
	106	670	13.84	17 300	2.5	118	2KJ3108 - ■ HL23 - ■ ■ K1
	121	590	12.15	16 700	2.8	118	2KJ3108 - ■ HL23 - ■ ■ J1
	139	515	10.58	16 100	3.1	118	2KJ3108 - ■ HL23 - ■ ■ H1
	163	440	9.04	15 400	3.5	118	2KJ3108 - ■ HL23 - ■ ■ G1
	190	375	7.74	14 700	4.1	118	2KJ3108 - ■ HL23 - ■ ■ F1
	213	335	6.89	14 300	3.1	118	2KJ3108 - ■ HL23 - ■ ■ E1
	243	295	6.05	13 800	3.6	118	2KJ3108 - ■ HL23 - ■ ■ D1
	279	255	5.26	13 200	4.1	118	2KJ3108 - ■ HL23 - ■ ■ C1
	327	215	4.50	12 600	4.8	118	2KJ3108 - ■ HL23 - ■ ■ B1
	Z.79-LE132ZMS4P						
	76	940	19.33	11 600	0.89	96	2KJ3107 - ■ HL23 - ■ ■ N1
	85	840	17.31	11 400	1.0	96	2KJ3107 - ■ HL23 - ■ ■ M1
	97	735	15.13	11 100	1.1	96	2KJ3107 - ■ HL23 - ■ ■ L1
	113	630	12.99	10 700	1.3	96	2KJ3107 - ■ HL23 - ■ ■ K1

Nota. Catalogo de motorreductores, Siemens, (2015)

Tabla B.4

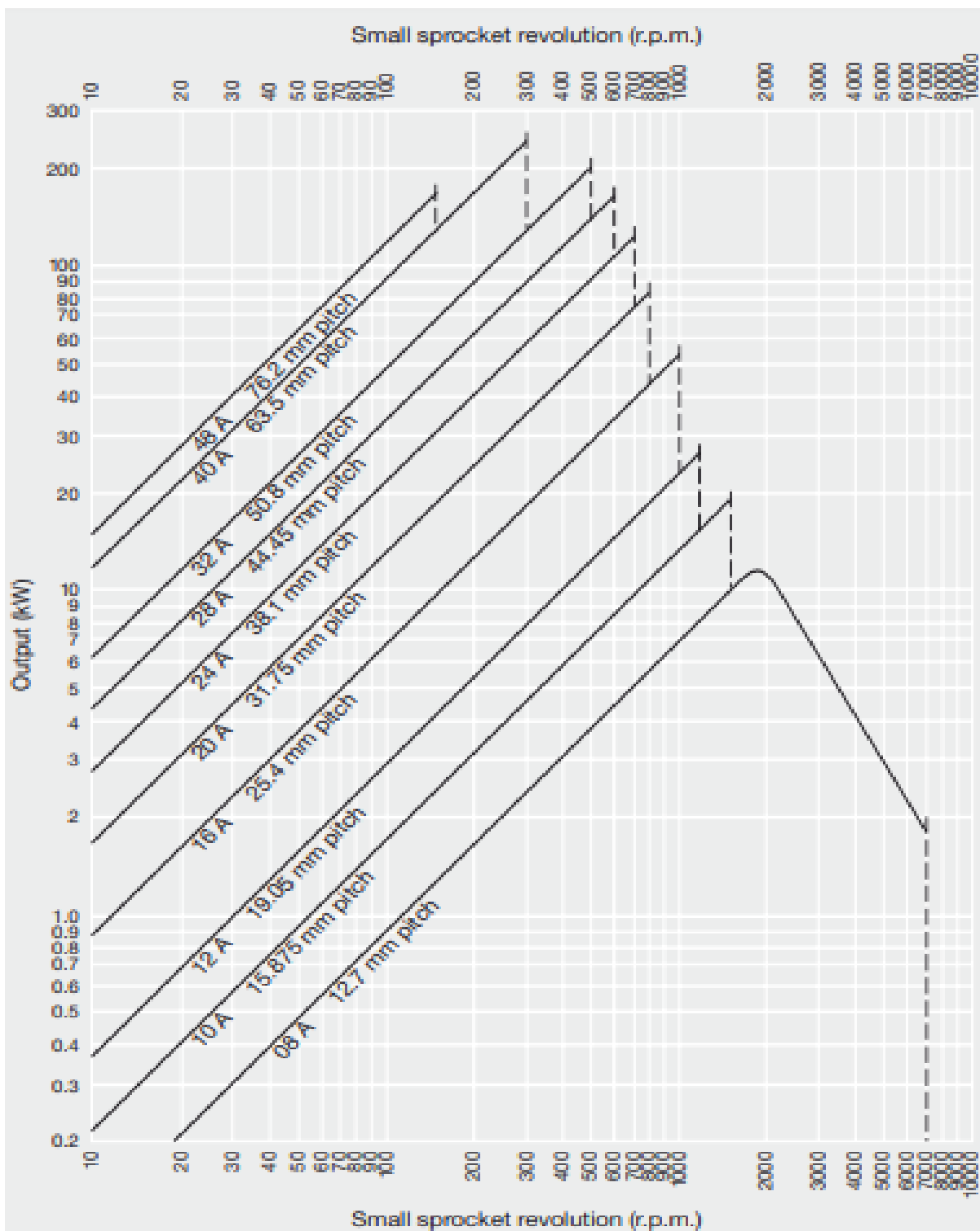
Especificaciones técnicas de Motorreductores Siemens de motorreductor de 11kW

P_{rated} kW	n_2 rpm	T_2 Nm	i -	F_{R2} N	f_B -	m kg	Article No. (Article No. supplement → below)
11	Z.109-LE160MPB4P						
	54	1 930	27.07	20 200	1.6	167	2KJ3110 - ■ JR23 - ■ ■ R1
	63	1 670	23.49	20 200	1.7	167	2KJ3110 - ■ JR23 - ■ ■ Q1
	70	1 510	21.13	20 200	1.9	167	2KJ3110 - ■ JR23 - ■ ■ P1
	80	1 320	18.47	20 200	2.1	167	2KJ3110 - ■ JR23 - ■ ■ N1
	89	1 170	16.48	19 900	2.2	167	2KJ3110 - ■ JR23 - ■ ■ M1
	101	1 030	14.52	19 400	2.5	167	2KJ3110 - ■ JR23 - ■ ■ L1
	116	905	12.72	18 800	2.8	167	2KJ3110 - ■ JR23 - ■ ■ K1
	133	790	11.09	18 300	3.1	167	2KJ3110 - ■ JR23 - ■ ■ J1
	145	720	10.12	17 900	3.4	167	2KJ3110 - ■ JR23 - ■ ■ H1
	169	620	8.71	17 300	3.8	167	2KJ3110 - ■ JR23 - ■ ■ G1

Nota. Catalogo de motorreductores, Siemens, (2015)

Figura B.5

Especificaciones para selección de Cadenas de Rodillos ASA



Nota. Cadenas de rodillos, (Rexnord, s.f.)

Tabla B.6*Factor Kh según hileras de cadenas de transmisión*

Numero de hileras de cadena (h)	Factor de múltiples hileras (Kh)
1	1
2	1.7
3	2.5
4	3.3

Nota. (<http://www.renold.es/Products/TransmissionChainSprockets/TransmissionChainIndexPage.asp> (2015)).

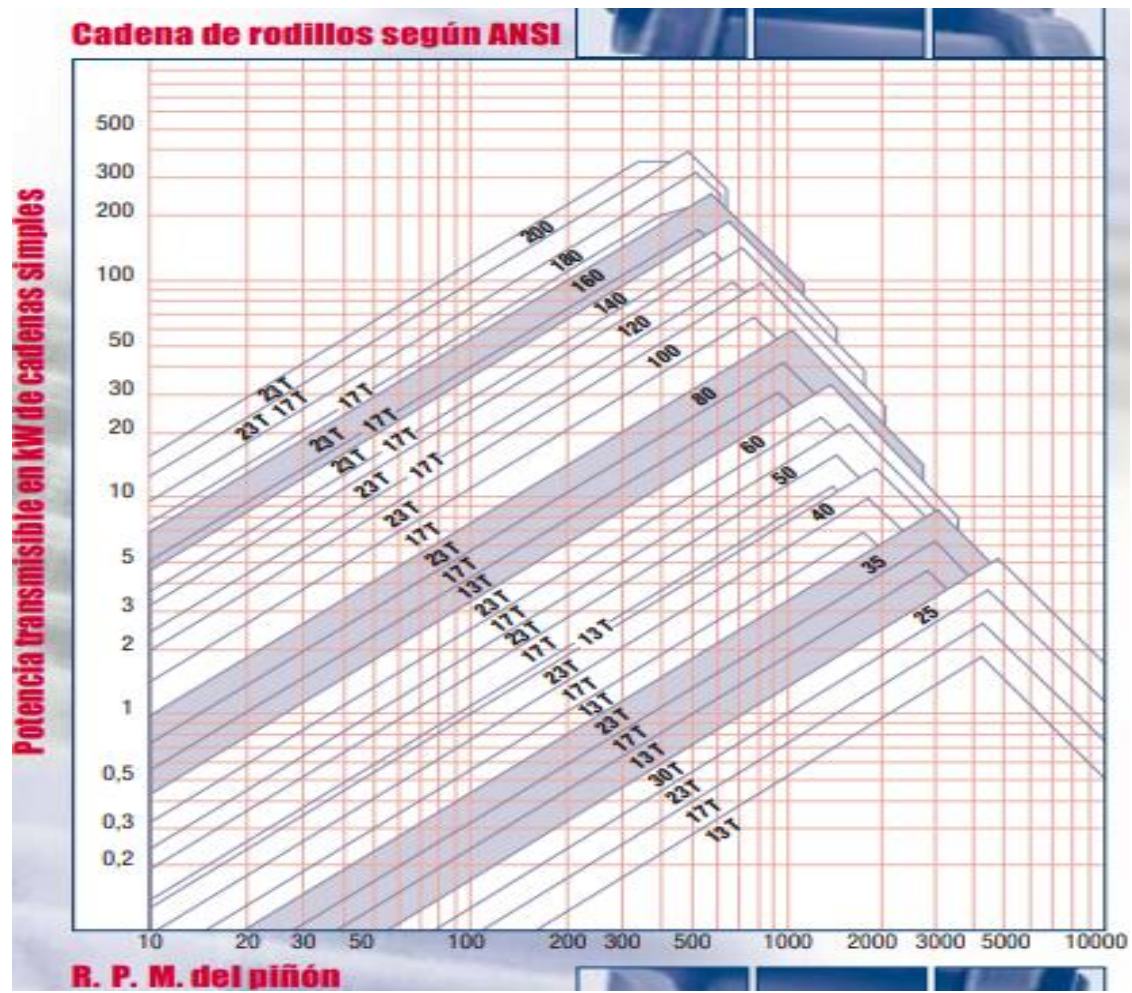
Tabla B.7*Factor de servicio según carga de trabajo (Ks)*

Tipo de carga	Tipo de impulsor		
	Impulsor hidraulico	Motor electrico o turbina	Motor de combustion interna con transmision mecanica
Uniforme (agitadores, ventiladores, transportador con carga ligera y uniforme)	1	1	1,2
Choque moderado (maquina herramienta, gruas, transportadores pesados, molinos)	1.2	1.3	1.4
Choque pesado (prensas de troquelado, molino de martillos, molino de rodillos)	1.4	1.5	1.7

Nota. Mott, Robert L. (2006), Diseño de elemento de maquinas (p.290)

Figura B.8

Especificaciones para determinar piñon motriz según rpm y potencia



Nota. Link Belt, Tecnología de cadena de rodillos (2018)

Tabla B.9

Especificaciones técnicas de cadenas de rodillos, velocidad y lubricación según norma ASA

ASA Nº	PASO Pulg.	CARGA DE ROTURA Lbs.	PESO PROMEDIO Lbs/pie.	VELOCIDAD MÁXIMA, PIES/MIN		
				TIPO DE LUBRICACIÓN		
				MANUAL	GOTEO	SALPICADURA
25	1/4	875	0.09	500	2,500	3,500
35	3/8	2,100	0.21	370	1,700	2,800
40	1/2	3,700	0.42	300	1,300	2,300
50	5/8	6,100	0.68	250	1,000	2,000
60	3/4	8,500	1.00	220	850	1,800
80	1	14,500	1.73	170	650	1,500
100	1 1/4	24,000	2.50	150	520	1,300
120	1 1/2	34,000	3.69	130	430	1,200
140	1 3/4	46,000	5.00	115	370	1,100
160	2	58,000	6.50	100	330	1,000
180	2 1/4	76,000	9.06	95	300	950
200	2 1/2	95,000	10.65	85	260	900

Nota. Diseño de elemento de maquinas, Hori, (1981)

Tabla B.10

Propiedades mecánicas de planchas de acero inoxidable 304-316

Propiedades Mecánica				
Calidad	Resistencia a la rotura (MPa)	Límite fluencia (MPa)	% Alargamiento 2 in.	Dureza (HRB)
304	515 min	205	40 min	92 max
316	515 min	205	40 min	95 max
201 L1	655 min	260	40 min	95 max
430	450 min	205	22 min	89 max

Nota. Catalogo de plancha de acero inoxidable, Tuval (2021)

Tabla B.11

Duración de vida según aplicación

Clasificación del servicio	Aplicación de la maquinaria	Duración Ln
Maquinaria utilizada ocasionalmente	Mecanismos de las puertas, Cierre de garaje	500

Equipos utilizados en períodos cortos o intermitentes con interrupciones permitidas	Electrodomésticos, Herramientas eléctricas manuales, Maquinaria agrícola, Tecles en tiendas	4,000 — 8,000
Intermitente pero con requerimientos de alta confiabilidad	Equipo auxiliar de centrales eléctricas, Elevadores, Bandas transportadoras, Puentes grúa	8,000 — 14,000
Maquinaria utilizada 8 horas al día, pero no siempre a su máxima capacidad	Ejes de vagones minas, Unidades de la caja de engranaje importantes	14,000 — 20,000
Maquinaria utilizada 8 horas a máxima capacidad	Sopladores, Máquinas de uso general en talleres, Grúas de operación continua	20,000 — 30,000
Maquinaria utilizada 24 horas al día de manera continua	Compresores, Bombas	50,000 — 60,000
Maquinaria utilizada 24 horas al día de manera continua con máxima seguridad	Equipos de Centrales eléctricas, Suministro de agua en áreas urbanas, Ventiladores en minas	100,000 — 200,000

Nota. Catalogo de chumaceras NTN, (2014), pag. 25

Tabla B.12

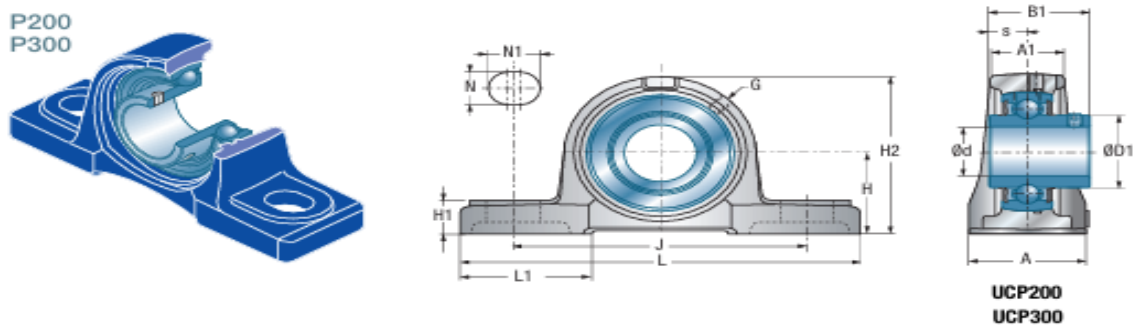
Los valores de X e Y según la carga dinámica radial equivalente

e	$\frac{Fr}{Fa} \leq e$		$\frac{Fr}{Fa} > e$	
	X	Y	X	Y
0.19	1	0	0.56	2.30
0.22	1	0	0.56	1.99
0.26	1	0	0.56	1.71
0.28	1	0	0.56	1.55
0.30	1	0	0.56	1.45
0.34	1	0	0.56	1.31
0.38	1	0	0.56	1.15
0.42	1	0	0.56	1.04
0.44	1	0	0.56	1.00

Nota. Catalogo de chumaceras NTN, (2014), p.30

Tabla B.13

Soportes de pie pesados



Diámetro del eje		Denominación		Dimensiones principales [mm]												
d mm		L	H	A1	A	J	N	N1	L1	H1	H2	s1	B	B1	s	
55	ESP211	219	63,5	40	60	171	20	25	70	22	126	-	-	48,4	12,0	
	EXP211	219	63,5	40	60	171	20	25	70	22	126	-	-	71,3	27,7	
	UKP212H	241	69,8	44	70	184	20	25	70	25	138	31,0	62,0	-	-	
	UCP311	310	80,0	51	80	236	20	38	85	30	154	-	-	66,0	25,0	
	EXP311	310	80,0	51	80	236	20	38	85	30	154	-	-	73,0	27,8	
	UKP312H	330	85,0	54	85	250	25	38	95	32	165	36,5	62,0	-	-	
60	UCP212	241	69,8	44	70	184	20	25	70	25	138	-	-	65,1	25,4	
	USP212	241	69,8	44	70	184	20	25	70	25	138	-	-	53,7	14,9	
	ESP212	241	69,8	44	70	184	20	25	70	25	138	-	-	49,3	12,0	
	EXP212	241	69,8	44	70	184	20	25	70	25	138	-	-	77,7	30,9	
	UKP213H	265	76,2	46	70	203	25	29	77	27	150	32,0	65,0	-	-	
	UCP312	330	85,0	54	85	250	25	38	95	32	165	-	-	71,0	26,0	
	EXP312	330	85,0	54	85	250	25	38	95	32	165	-	-	79,4	31,0	
	UKP313H	340	90,0	57	90	260	25	38	105	33	176	38,5	65,0	-	-	
65	UCP213	265	76,2	46	70	203	25	29	77	27	150	-	-	65,1	25,4	
	EXP213	265	76,2	46	70	203	25	29	77	27	150	-	-	85,7	34,1	
	UKP215H	275	82,6	48	74	217	25	31	85	28	163	35,5	73,0	-	-	
	UCP313	340	90,0	57	90	260	25	38	105	33	176	-	-	75,0	30,0	
	EXP313	340	90,0	57	90	260	25	38	105	33	176	-	-	85,7	32,5	
	UKP315H	380	100,0	63	100	290	27	40	110	35	198	42,5	73,0	-	-	
70	UCP214	266	79,4	48	72	210	25	31	83	27	156	-	-	74,6	30,2	
	EXP214	266	79,4	48	72	210	25	31	83	27	156	-	-	85,7	34,1	
	UKP216H	292	88,9	51	78	232	25	31	91	30	175	39,0	78,0	-	-	
	UCP314	360	95,0	60	90	280	27	40	105	35	187	-	-	78,0	33,0	
	EXP314	360	95,0	60	90	280	27	40	105	35	187	-	-	92,1	34,2	
	UKP316H	400	106,0	66	110	300	27	40	110	40	210	44,5	78,0	-	-	
75	UCP215	275	82,6	48	74	217	25	31	85	28	163	-	-	77,8	33,3	
	EXP215	275	82,6	48	74	217	25	31	85	28	163	-	-	92,1	37,3	
	UKP217H	310	95,2	53	83	247	25	31	96	32	187	40,0	82,0	-	-	
	UCP315	380	100,0	63	100	290	27	40	110	35	198	-	-	82,0	32,0	
	EXP315	380	100,0	63	100	290	27	40	110	35	198	-	-	100,0	37,3	
	UKP317H	420	112,0	69	110	320	33	45	120	40	220	48,0	82,0	-	-	
80	UCP216	292	88,9	51	78	232	25	31	91	30	175	-	-	82,6	33,3	
	EXP216	292	88,9	51	78	232	25	31	91	30	175	-	-	95,2	37,3	

Nota. Catalogo de chumaceras NTN, (2014), p. 446

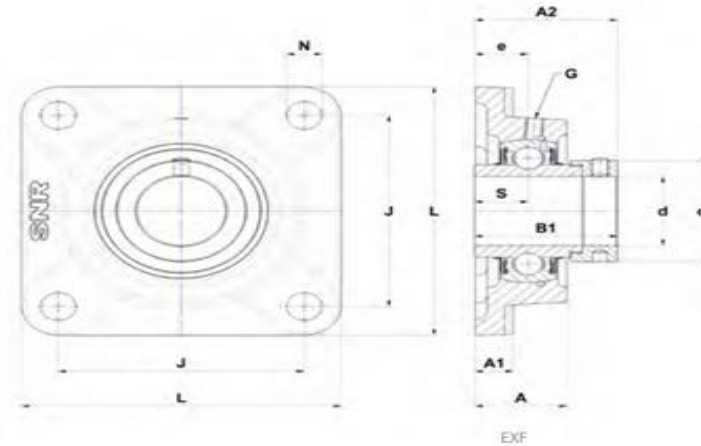
Tabla B.14

Soportes de pared pesados

SOPORTES EN FUDICIÓN GRIS CON INSERTO EN ACERO 100CR6

SOPORTES APLIQUE

Soporte aplique de cuatro agujeros de fijación,
diseño cuadrado
carga media **FEX**
fuerte carga **F3**



Principales dimensiones (mm)

d	Unidad	L	J	A	A1	A2	e	N	S	s1	B	B1	d1
70	EXF314	226	178	61	25	93,9	36	25	34,2	-	68,3	92,1	102
	UCF314	226	178	61	25	81	36	25	33	-	78	-	-
	UCFEX14	196,5	152,4	52	23	81	36,5	23	33,3	-	77,8	-	-
	UKF316H	250	196	68	27	82,5	38	31	-	44,5	55	78	105
75	EXF315	236	184	66	25	101,7	39	25	37,3	-	74,6	100	113
	UCF315	236	184	66	25	89	39	25	32	-	82	-	-
	UCFEX15	196,5	152,4	56	23	88,8	39,5	23	33,3	-	82,6	-	-
	UKF317H	260	204	74	27	92	44	31	-	48	60	82	110
80	EXF316	250	196	68	27	103,9	38	31	40,5	-	81	106,4	119
	UCF316	250	196	68	27	90	38	31	34	-	86	-	-
	UCFEX16	213,5	171,5	56	26	89,6	38	23	34,1	-	85,7	-	-
	UKF318H	280	216	76	30	92	44	35	-	48	60	86	120

Nota. Catalogo NTN (2014)

Tabla B.15

Especificaciones de cadenas de rodillos según norma ASA (ANSI), carga de rotura y peso unitario

Referencia TSUBAKI	ANSI	Paso P	Diámetro Rodillo (R)	Ancho Interior Mínimo (W)	Placas			Perno			CargaMedia de Rotura KN (kgf)	Carga de TrabajoMáxima N (kgf)	Peso Aproximado (kg/m)	Pasos por 5mt
					Espesor T	Altura H	Altura h	Diámetro D	De Cabeza de Perno a centro L1	De Cabeza de Perno a centro L2				
Cadenas de Rodillos Norma ASA en Simple Hilera														
RS25 * &	25	6.35	3.30	3.18	0.75	5.84	5.05	2.31	3.80	4.80	4.71 (480)	640 (65)	0.14	480
RS35 * &	35	9525	5.08	4.78	1.25	9.0	7.8	3.59	5.85	6.85	11.3 (1,150)	2,160 (220)	0.33	32
RS41 *	41	12.70	7.77	6.38	1.25	9.8	8.4	3.59	6.75	7.95	11.8 (1,200)	2,260 (230)	0.41	240
RS40 *	40	12.70	7.94	7.95	1.5	12.0	10.4	3.97	8.25	9.95	19.1 (1,950)	3,630 (370)	0.64	240
RS50	50	15875	10.16	9.53	2.0	15.0	13.0	5.09	10.3	12.0	31.4 (3,200)	6,370 (650)	1.04	192
RS60	60	19.05	11.91	12.70	2.4	18.1	15.6	5.96	12.85	14.75	44.1 (4,500)	8,830 (900)	1.53	160
RS80	80	25.40	15.88	15.88	3.2	24.1	20.8	7.94	16.25	19.25	78.5 (8,000)	14,700 (1,500)	2.66	120
RS100	100	31.75	19.05	19.05	4.0	30.1	26.0	9.54	19.75	22.85	118.0 (12,000)	22,600 (2,300)	3.99	96
RS120	120	38.10	22.23	25.40	4.8	36.2	31.2	11.11	24.9	28.9	167.0 (17,000)	30,400 (3,100)	5.93	80
RS140	140	44.45	25.40	25.40	5.6	42.2	36.4	12.71	26.9	31.7	216.0 (22,000)	40200 (4,100)	7.49	68
RS160	160	50.80	28.58	31.75	6.4	48.2	41.6	14.29	31.85	36.85	270.0 (27,500)	53,00 (5,400)	0.10	60
RS180	180	57.15	35.71	35.72	7.15	54.2	46.8	17.46	35654	42.45	358.0 (36,500)	60,800 (6,200)	3.45	54
RS200	200	63.50	39.69	38.10	8.0	60.3	52.0	19.85	39.0	44.8	461.0 (47,000)	71,600 (7,300)	6.49	48
RS240	240	76.20	47.63	47.63	9.5	72.4	62.4	23.81	47.9	55.5	677.0 (69,000)	99,000 (10,100)	4.5	40

Dimensiones en mm.

Nota. Cadenas de rodillos, Tsubaki, (2013)

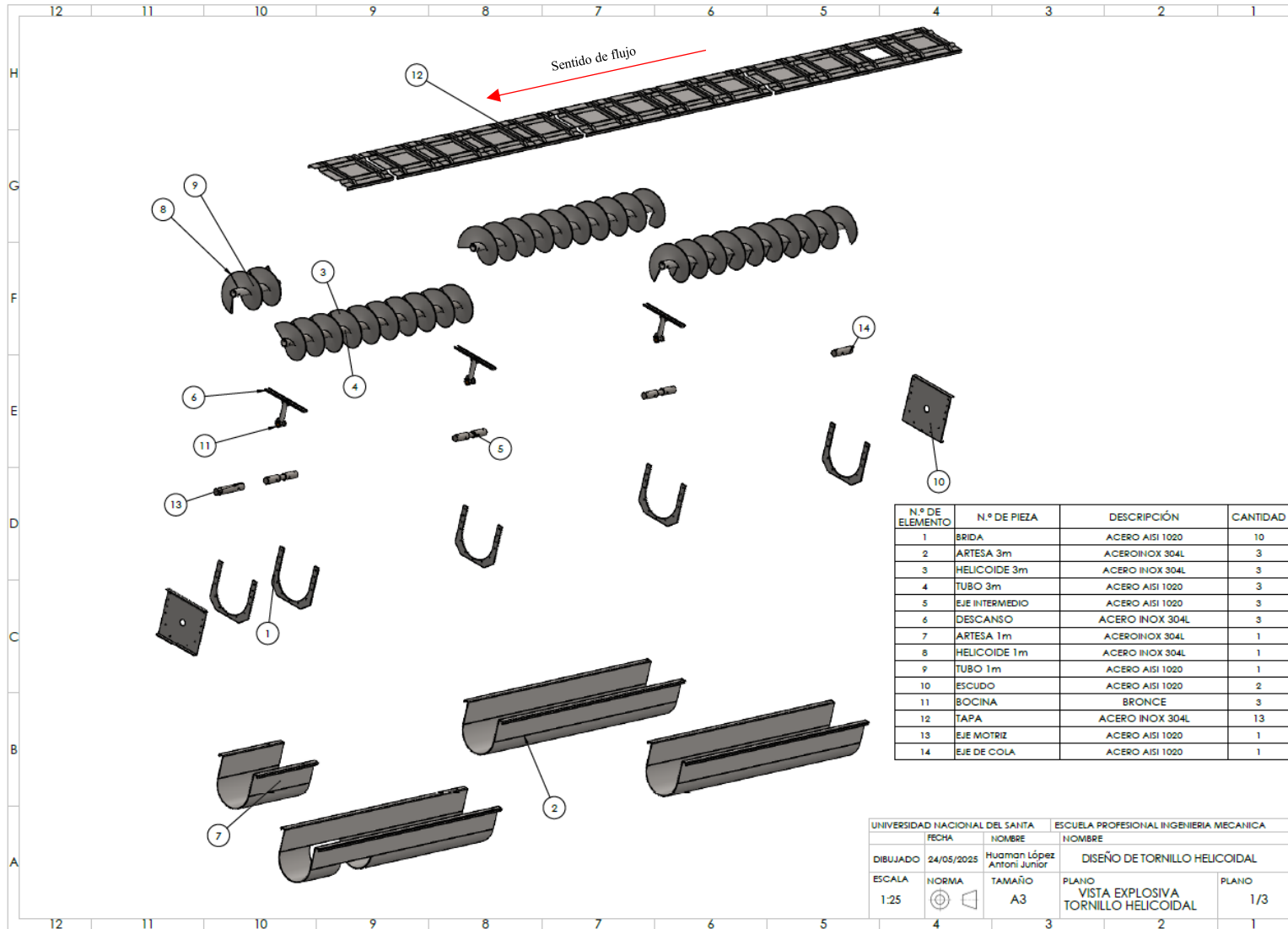
Tabla B.16

Tabla de capacidad de cadena de rodillos ANSI 120 - paso 1 1/2"

No. de dientes piñón conductor	R.P.M. DEL PIÑÓN CONDUCTOR																																						
	10	25	50	100	150	200	300	400	500	600	700	800	900	1000	1100	1200	1300	1400	1500	1600	1700	1800	1900	2000	2100														
9	1.10	2.52	4.89	8.76	12.6	16.3	23.5	30.5	37.3	43.2	34.3	28.1	23.5	20.1	17.4	15.3	13.5	12.1	10.9	9.92	9.06	8.31	7.67	7.10	6.60														
10	1.24	2.92	5.26	9.81	14.1	18.3	26.4	34.2	41.8	49.2	40.1	32.9	27.5	23.5	20.4	17.9	15.9	14.2	12.8	11.6	10.6	9.74	8.98	8.31	7.73														
11	1.37	3.12	5.83	10.9	15.7	20.3	29.2	37.9	46.3	54.6	46.3	37.9	31.8	27.1	23.5	20.6	18.3	16.4	14.8	13.4	12.2	11.2	10.4	9.59	0														
12	1.50	3.43	6.40	11.9	17.2	22.3	32.1	41.6	50.9	59.9	52.8	43.2	38.2	30.9	26.8	23.5	20.9	18.7	16.8	15.3	13.9	12.8	11.8	10.9	0														
13	1.64	3.74	6.98	13.0	18.8	24.3	35.0	45.4	55.5	65.3	59.5	48.7	40.8	34.9	30.2	26.5	23.5	21.0	19.0	17.2	15.7	14.4	13.3	12.3	0														
14	1.78	4.05	7.56	14.1	20.3	26.3	37.9	49.1	60.1	70.8	66.5	54.4	45.6	39.0	33.8	29.6	26.3	23.5	21.2	19.2	17.6	16.1	14.9	8.94	0														
15	1.91	4.37	8.15	15.2	21.9	28.4	40.9	53.0	64.7	76.3	73.8	60.4	50.6	43.2	37.4	32.9	29.1	26.1	23.5	21.3	19.5	17.0	16.5	0	0														
16	2.05	4.68	8.74	16.3	23.5	30.4	43.8	56.8	69.4	81.8	81.3	66.5	55.7	47.6	41.2	36.2	32.1	28.7	25.9	23.5	21.5	19.7	18.2	0	0														
17	2.19	5.00	9.33	17.4	25.1	32.5	46.8	60.6	74.1	87.3	89.0	72.8	61.0	52.1	45.2	39.6	35.2	31.5	28.4	25.8	23.5	21.6	19.9	0	0														
18	2.33	5.32	9.92	18.5	26.7	34.6	49.8	64.5	78.8	92.9	97.0	79.4	66.5	56.8	49.2	43.2	48.3	34.3	30.9	28.1	25.6	23.5	11.3	0	0														
19	2.47	5.64	10.5	19.6	28.3	36.6	52.8	68.4	83.6	98.5	105	86.1	72.1	61.6	53.4	46.8	41.5	37.2	33.5	30.4	27.8	25.5	0	0	0														
20	2.61	5.96	11.1	20.7	29.9	38.7	55.8	72.2	88.3	104	114	92.9	77.9	66.5	57.6	50.6	44.9	40.1	36.2	32.9	30.0	27.5	0	0	0														
21	2.75	6.28	11.7	21.9	31.5	40.8	58.8	76.2	93.1	110	122	100	83.8	71.6	62.0	54.4	48.3	34.3	30.9	35.4	32.3	29.6	0	0	0														
22	2.90	6.60	12.3	23.0	33.1	42.9	61.8	80.1	97.9	115	131	107	89.9	76.7	66.5	58.4	51.8	46.3	41.8	37.9	34.6	16.6	0	0	0														
23	3.04	6.93	12.9	24.1	34.8	45.0	64.9	84.0	103	121	139	115	96.1	82.0	71.1	62.4	55.3	49.5	44.6	40.5	37.0	0	0	0	0														
24	3.18	7.25	13.5	25.3	36.4	47.1	67.9	88.0	108	127	146	122	102	87.4	75.8	66.5	59.0	52.9	47.6	43.2	39.4	0	0	0	0														
25	3.32	7.58	14.1	26.4	38.0	49.3	71.0	91.9	112	132	152	130	109	92.9	80.6	70.7	62.7	56.1	50.6	45.9	41.3	0	0	0	0														
26	3.47	7.91	14.8	27.5	39.7	51.4	74.0	95.9	117	138	159	138	115	98.6	85.4	75.0	66.5	59.5	53.7	48.7	26.6	0	0	0	0														
28	3.76	8.57	16.0	29.8	43.0	55.7	80.2	104	127	150	172	154	129	110	95.5	83.0	74.3	66.5	60.0	54.4	0	0	0	0	0														
30	4.05	9.23	17.2	32.1	46.3	60.0	86.4	112	137	161	185	171	143	122	106	92.9	82.4	73.8	66.5	42.4	0	0	0	0	0														
32	4.34	9.90	18.5	34.5	49.6	64.3	92.6	120	147	173	199	188	158	135	117	102	90.8	81.3	73.3	0	0	0	0	0	0														
40	5.52	12.6	23.5	43.9	63.2	81.8	118	153	187	220	253	263	220	188	163	143	127	59.5	0	0	0	0	0	0	0														
35	4.78	10.9	20.3	38.0	54.7	70.9	102	132	162	190	219	215	180	154	133	117	104	92.9	47.7	0	0	0	0	0	0														
45	6.27	14.3	26.7	49.8	71.7	92.9	134	173	212	250	287	314	263	224	195	171	80.0	0	0	0	0	0	0	0	0														
	Lubricación Tipo A							Lubricación Tipo B							Lubricación Tipo C																								
Lubricación Tipo A : A mano, con aceitera o brocha Lubricación Tipo B : En baño de aceite o por salpique Lubricación Tipo C : Al chorro bajo presión.													Cuando se trata de cadenas de hilera múltiple de este paso, multiplique por la capacidad por: <table border="1"> <tr> <td>No. DE HILERAS</td> <td>FACTOR</td> <td>No. DE HILERAS</td> <td>FACTOR</td> </tr> <tr> <td>2</td> <td>1.7</td> <td>5</td> <td>3.9</td> </tr> <tr> <td>3</td> <td>2.5</td> <td>6</td> <td>4.6</td> </tr> <tr> <td>4</td> <td>3.3</td> <td></td> <td></td> </tr> </table>											No. DE HILERAS	FACTOR	No. DE HILERAS	FACTOR	2	1.7	5	3.9	3	2.5	6	4.6	4	3.3		
No. DE HILERAS	FACTOR	No. DE HILERAS	FACTOR																																				
2	1.7	5	3.9																																				
3	2.5	6	4.6																																				
4	3.3																																						
La información contenida en estas tablas esta basada en los estándares de la ASOCIACIÓN AMERICANA DE FABRICANTES DE CADENAS (American Chain Association) INFORMACIÓN INTERMEC																																							

Nota. Manual de piñones y cadenas, Intermecc (2020)

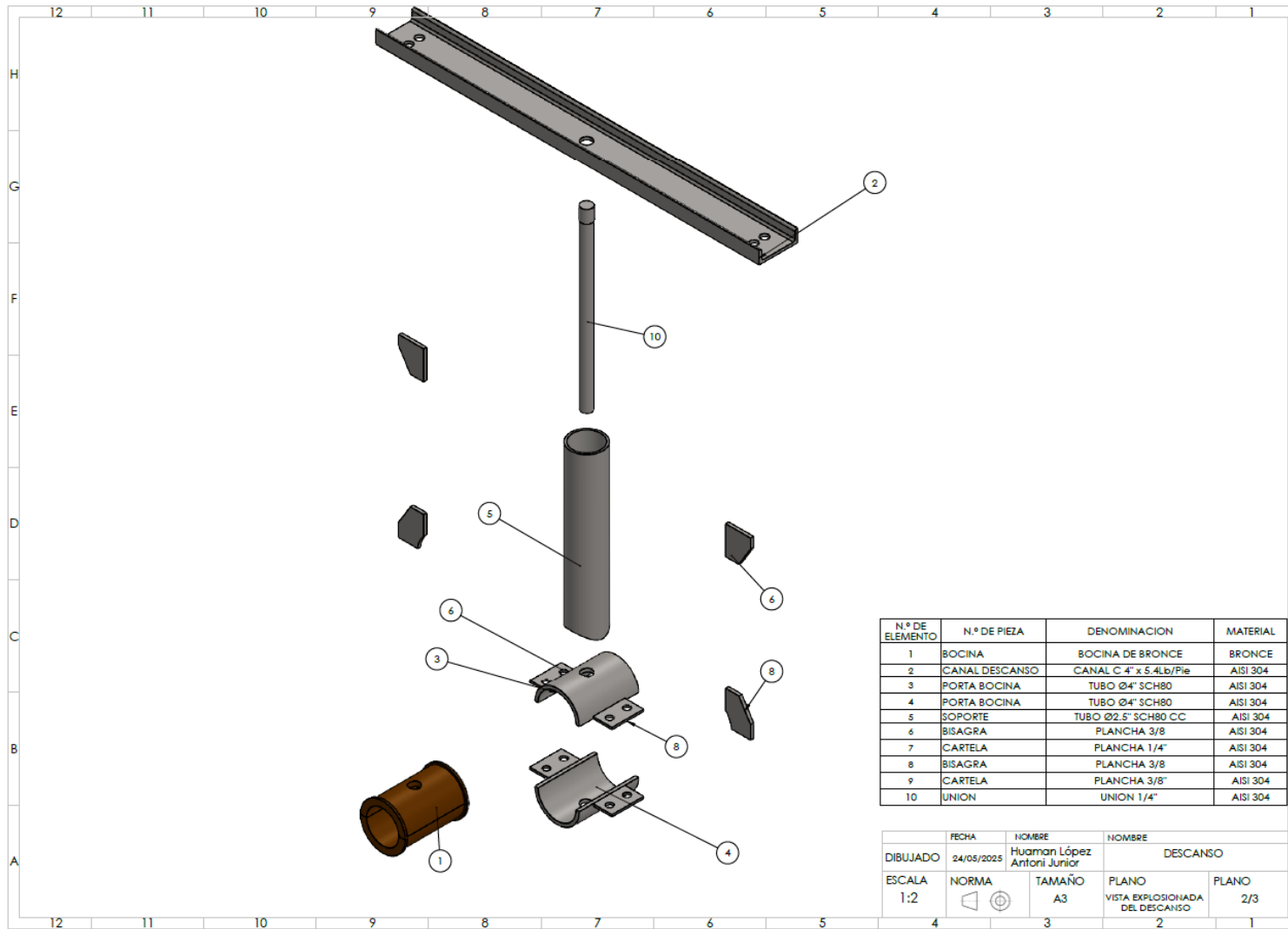
Figura B.17.
Transportador helicoidal inclinado explosionado



Nota. Propio

Figura B.18

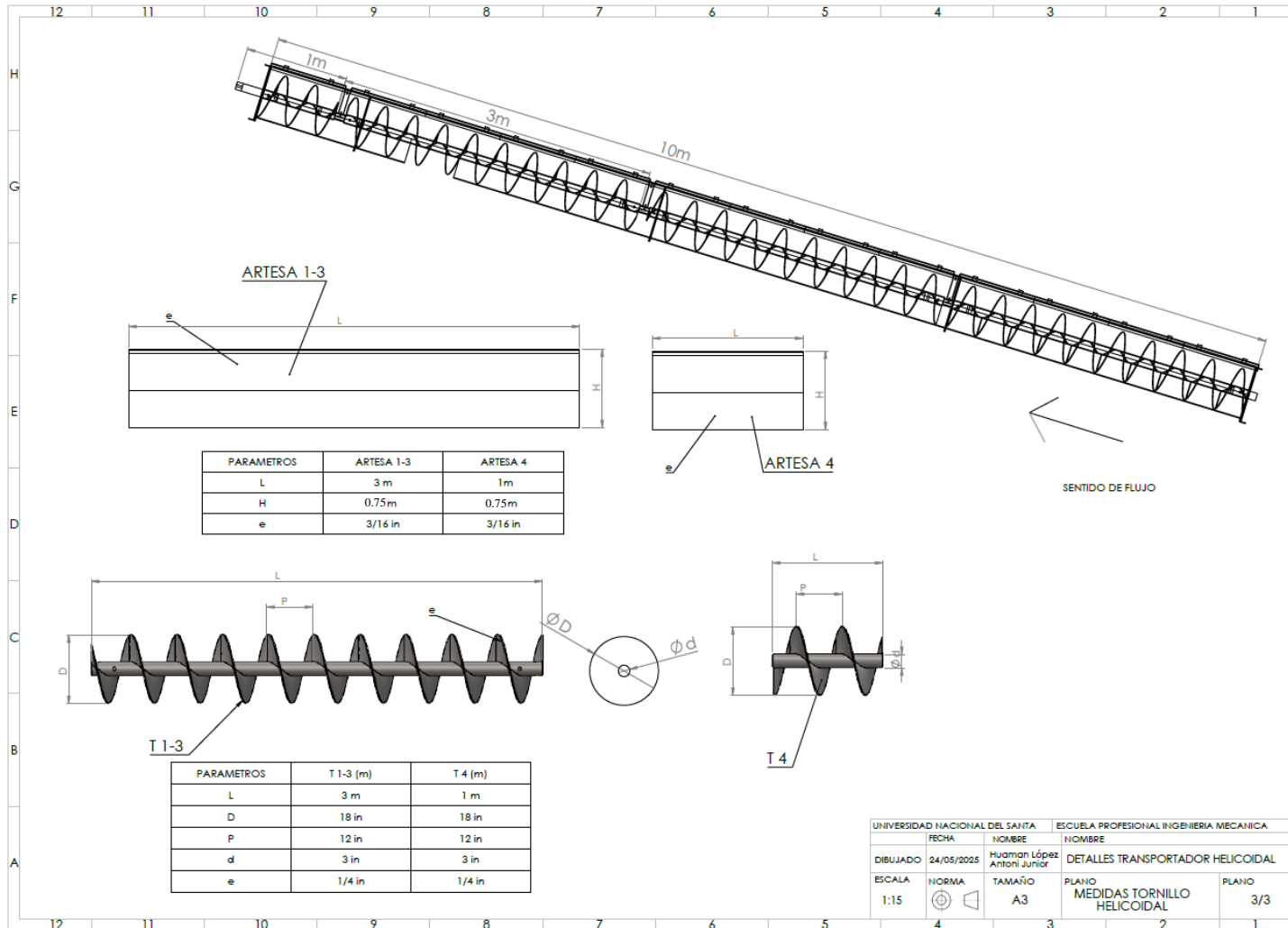
Plano explosivo del descanso.



Nota: Propio

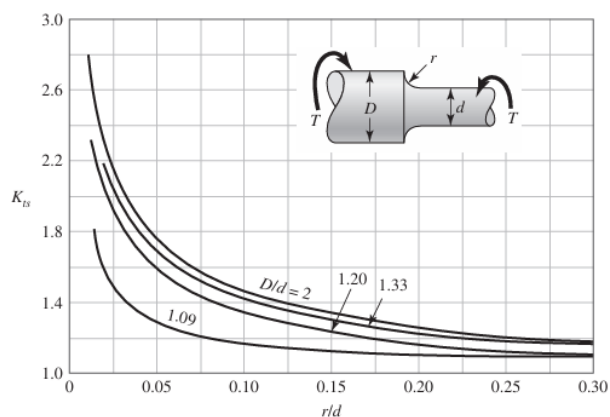
Figura B.19.

Transportador helicoidal inclinado

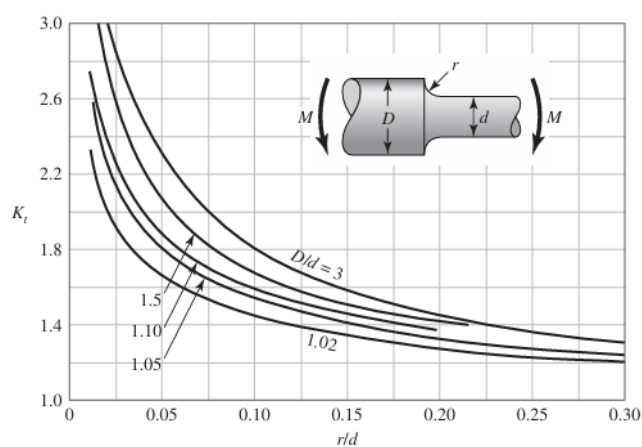


Nota. Propio

ANEXO C

Fig. C1. factores teóricos de concentración del esfuerzo K_{ts} para eje en torsión

Nota. Shigley, (2012)

Fig. C 2. factores teóricos de concentración del esfuerzo K_t para eje en flexión.

Nota. Shigley, (2012)

Fig. C 3. Concentrador de esfuerzo por flexion en ejes con chaflan