

PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ

FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA



**DISEÑO DE UN TRANSPORTADOR INDUSTRIAL DE BOLAS DE
ACERO CON CAPACIDAD DE 24.5 TN/HR**

Tesis para obtener el título profesional de Ingeniero Mecánico

AUTOR:

Kevin Ricardo Bocangel Pabon

ASESOR:

Ing. Jorge Hernán Alencastre Miranda


Lima, octubre, 2024

Informe de Similitud

Yo, Jorge Alencastre Miranda, docente de la Facultad de Ciencias e Ingeniería de la Pontificia Universidad Católica del Perú, asesor(a) de la tesis/el trabajo de investigación titulado Diseño de un transportador industrial de bolas de acero con capacidad de 24.5 tn/hr, del/de la autor(a)/ de los(as) autores(as) Kevin Ricardo Bocangel Pabon, dejo constancia de lo siguiente:

- El mencionado documento tiene un índice de puntuación de similitud de 14%. Así lo consigna el reporte de similitud emitido por el software *Turnitin* el 05/11/2024.
- He revisado con detalle dicho reporte y la Tesis o Trabajo de Suficiencia Profesional, y no se advierte indicios de plagio.
- Las citas a otros autores y sus respectivas referencias cumplen con las pautas académicas.

Lugar y fecha: Lima 05 de noviembre 2024

Apellidos y nombres del asesor / de la asesora: <u>Alencastre Miranda, Jorge Hernán</u>	
DNI: 10588073	Firma 
ORCID: 0000-0001-8442-8255	

RESUMEN

Los transportadores industriales generalmente tienen un empleo masivo en la industria desde hace más de 200 años, dichos mecanismos parten de la necesidad de la transportación continua, la facilidad para la selección y el almacenamiento del producto.

En el caso específico de la industria de producción de bolas de acero conformadas, los transportadores industriales más empleados son del tipo cinta y de cangilones. Sin embargo, estos transportadores tienen la desventaja de poseer elevado costo de fabricación y difícil mantenimiento, además de presentar problemas de operatividad que repercuten en paradas no programadas.

Por ello, el presente trabajo de tesis tiene por objetivo el diseño de un transportador industrial de bolas de acero de bajo costo de fabricación y que subsane de forma técnica los problemas de operación más frecuentes en este tipo de equipos. El transportador industrial tiene una capacidad de procesamiento de 24.5 toneladas por hora de acero conformado para garantizar la productividad en línea y es accionada por un motor eléctrico de una potencia de 5hp operando a una velocidad de 14 rpm. Además, para viabilidad de fabricación, construcción y montaje el transportador tiene un peso de 2043.85 kg, cuyas dimensiones generales son: longitud de 4.572m, una altura de 2.788m, ancho de 1.428m y una inclinación de 22 grados. Finalmente, el costo de diseño y fabricación del transportador es de 92325.49 soles para cumplir con los requerimientos de producción de la industria metalúrgica minera. Adicionalmente para cumplir con el objetivo, se emplea la metodología del diseño según la norma VDI 2221 y se realiza análisis de esfuerzos, cálculos de potencia, selección de componentes y planos de fabricación.

ÍNDICE DE CONTENIDO

RESUMEN	i
ÍNDICE DE TABLAS	v
ÍNDICE DE FIGURAS.....	vi
INTRODUCCIÓN	1
1.1 Alcance de la tesis	1
1.2 Objetivos de la tesis.....	2
CAPÍTULO 1.....	4
CARACTERÍSTICAS DEL MATERIAL.....	4
1.1 Propiedades físicas, químicas y mecánicas de las bolas de acero	4
1.1.1 Propiedades Físicas	4
1.1.2 Propiedades Químicas	5
1.1.3 Propiedades Mecánicas	5
1.2 Comportamiento del material sobre el transportador en movimiento.....	5
1.3 Estado del Arte	6
1.3.1 Tipos de Transportadores.....	6
1.3.2.1 Cadena Transportadora	12
1.3.2.2 Tensor de Cadena	12
1.3.2.3 Sprocket Arrastre.....	13
1.3.2.4 Cangilón o Transportador.....	14
1.3.2.5 Cubierta	15
1.3.2.6 Chute o compuerta	16
1.4 Lista de exigencia.....	16
CAPÍTULO 2.....	20
DISEÑO CONCEPTUAL Y ESTUDIO DEL PROCESO.....	20
2.1 Funciones Parciales	20
2.2 Función total del sistema.....	20

2.3 Estructura de funciones	20
2.4 Estructura de funciones por dominio	22
2.4.1 Dominio mecánico.....	22
2.4.2 Dominio eléctrico	22
2.5 Matriz morfológica.....	24
2.5.1 Dominio Mecánico	24
2.5.2 Dominio eléctrico	26
2.6 Concepto solución óptimo de cada dominio	26
2.6.1 Concepto solución dominio mecánico.....	26
2.6.2 Concepto solución dominio eléctrico	27
2.7 Concepto solución.....	28
2.7.1 Solución 1	28
2.7.2 Solución 2:	29
2.7.3 Solución 3:	29
2.8 Evaluación de conceptos solución.....	30
CAPITULO 3.....	33
INGENIERÍA DE DETALLE	33
3.1 Dimensionamiento del sistema de alimentación	33
3.2 Cálculo de potencia del motor.....	41
3.3 Selección de la cadena de transmisión	47
3.4 Selección de la cadena transportadora	52
3.5 Diseño del arrastrador	58
3.6 Diseño del tensor de cadena	60
3.7 Diseño de eje de transportador	61
3.8 Cálculo de deflexión del perfil rectangular base	75
3.9 Cálculo de estructura inferior.....	84
3.10 Cálculo de unión soldada	89

CAPÍTULO 4.....	94
PLANOS Y COSTOS DE FABRICACIÓN	94
4.1 Lista de planos.....	94
4.2 Costos de fabricación	95
4.2.1 Estimación de costos del dominio mecánico.....	95
4.2.3 Estimación de costos de diseño	96
4.2.4 Estimación de costos eléctricos	96
4.2.4 Estimación de costos totales	96
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	97
BIBLIOGRAFIA	98



ÍNDICE DE TABLAS

	Pag
Tabla 1: Composición química de la bola de acero por diámetro.....	5
Tabla 2: Propiedades Mecánicas de las bolas de acero.....	5
Tabla 3: Lista de exigencias.....	16
Tabla 4: Cronograma de actividades de avance de tesis.....	18
Tabla 5: Matriz morfológica del dominio mecánico del transportador industrial	25
Tabla 6: Matriz morfológica del dominio eléctrico del transportador industrial.....	26
Tabla 7: Evaluación de criterio técnico y económico.....	26
Tabla 8: Evaluación de criterio técnico económico.....	27
Tabla 9: Análisis técnico de los conceptos de solución.....	31
Tabla 10: Análisis económico de los conceptos de solución.....	31
Tabla 11: Análisis del tiempo de arranque según curva de funcionamiento	46
Tabla 12: Simulación de cadena de transmisión a 5.7 Kw	51
Tabla 13: Coeficiente de fricción por material de cadena de transporte.....	54
Tabla 14: Selección del factor de operación de cadena de arrastre	55
Tabla 15: Factor de corrección	55
Tabla 16: Presión específica sobre el pin de cadena de transporte	57
Tabla 17: Propiedades de la bola de acero SAE 1045	76
Tabla 18: Deflexión de la platina base con dos, tres y cuatro apoyos	83
Tabla 19: Propiedades Mecánicas del perfil estructural	84
Tabla 20 Deflexión de la viga “U” con dos y tres apoyos en la estructura inferior.....	87
Tabla 21: Tabla de rango de espesores	90
Tabla 22: Lista de planos del transportador industrial.....	94
Tabla 23: Costos dominio mecánico.....	95
Tabla 24: Costos de diseño	96
Tabla 25: Costos Eléctricos	96
Tabla 26: Costos Totales.....	96

ÍNDICE DE FIGURAS

	Pag
Figura 1: Bola de acero (temperatura ambiente).....	4
Figura 2: Bola de acero (Alta Temperatura)	4
Figura 3: Elevador de Cangilones por Tolva,	7
Figura 4: Elevador de cangilones por dragado	7
Figura 5: Elevador de cangilones centrifugo	7
Figura 6: Transportador de Cangilones.....	8
Figura 7: Transportador de cangilones de bolas	9
Figura 8: Transportador helicoidal de bolas	10
Figura 9: Transportador helicoidal de bolas	10
Figura 10: Transportador de Malla	11
Figura 11: Transportador de Malla	12
Figura 12: Cadena transportadora.....	12
Figura 13: Sprocket motriz	13
Figura 14: Esquema de entrada y salida de bolas de acero.....	20
Figura 16: Esquema de entrada y salida del proceso de transporte	21
Figura 15: Esquema de entrada y salida de energía de los dominios.....	22
Figura 17: Secuencia de operaciones de transportador industrial.....	23
Figura 18: Esquema de solución 3	27
Figura 19: Bosquejo del dominio eléctrico	28
Figura 21: Bosquejo concepto solución 1	29
Figura 22: Bosquejo concepto solución 2	29
Figura 23: Bosquejo concepto solución 3	30
Figura 24: Gráfico de análisis técnico económico de conceptos de solución, según VDI 2221	32
Figura 25: Canaleta de alimentación.....	34
Figura 26: Esquema de canaleta alimentación.....	35
Figura 27: Esquema de canaleta alimentación.....	35
Figura 28: Esquema de carga sobre la canaleta	36
Figura 29: Esquema de deflexión por carga distribuida	37
Figura 30: Bosquejo de bola soportada por las rejillas	38

Figura 31: Esquema de barra circular (rejilla) con dos apoyos	38
Figura 32: Rejilla seleccionadora.....	39
Figura 33: Esquema rejilla seleccionadora	39
Figura 34: Sistema de Alimentación.....	40
Figura 35: Compuerta dosificadora	40
Figura 36: Esquema de funcionamiento transportador industrial	41
Figura 37: Curva característica de un motor asíncrono	46
Figura 38: Esquema de transmisión por cadenas	48
Figura 39: Factor de aplicación de cadenas	49
Figura 40: Factor de diente	49
Figura 41: Selección de cadenas	50
Figura 42: Cadena seleccionada a la potencia de 3.7 Kw.....	51
Figura 43: Modelamiento de sprocket de arrastre.....	53
Figura 44: Esquema de sprocket de arrastre	54
Figura 45: Esquema de modelamiento de cadena de arrastre	54
Figura 46: Esquema de transportador inclinado	56
Figura 47: Modelamiento del sistema de transporte (cadena)	57
Figura 48: Altura de arrastrador.....	58
Figura 49: Dimensiones entre cadenas de arrastre.....	59
Figura 50: Vista superior del arrastrador montado en la cadena de arrastre.....	59
Figura 51: Vista lateral dl arrastrador (alto ancho).....	59
Figura 52: Modelamiento del arrastrador	59
Figura 53: Modelamiento del sistema de transmisión de arrastre.....	60
Figura 54: Diseño del esparrago templador	60
Figura 55: Funcionamiento de esparrago templador	60
Figura 56: Vista frontal y lateral de rieles	60
Figura 57: Vista frontal y lateral placa base	61
Figura 58: Modelamiento de placa templadora	61
Figura 59: Esquema de fuerzas cadena de transmisión	61
Figura 60: Bosquejo de fuerza sobre el piñón motriz.....	62
Figura 61: Bosquejo de fuerza sobre el sprocket conducido	63
Figura 62: Bosquejo de fuerza sobre el sprocket conducido	63
Figura 63: Esquema de fuerzas isométrica del eje de arrastre	64
Figura 64: Esquema de fuerzas plano YZ.....	64

Figura 65: Esquema de fuerzas plano XZ.....	64
Figura 66: Coeficiente de superficie	68
Figura 67: Coeficiente de tamaño	68
Figura 68: Coeficiente de temperatura.....	68
Figura 69: Coeficiente de carga	69
Figura 70: Coeficiente de confiabilidad.....	69
Figura 71: Curva de Wöhler para resistencia a la fatiga a tracción-compresión	69
Figura 72: Unión mediante chavetas.....	72
Figura 73: Tabla de selección chaveta DIN 6885	73
Figura 74: Ancho y profundidad de chaveta.....	74
Figura 75: Longitud de chaveta	74
Figura 76: Perfil o sección de la platina base	75
Figura 77: Esquema representativo de carga sobre el perfil	75
Figura 78: Esquema de transferencia de calor entre la platina bolas de acero	76
Figura 79: Esquema carga térmica en las paredes del perfil.....	77
Figura 80: Esquema de la carga térmica al otro extremo de la pared	79
Figura 81: Esquema de platina base con dos apoyos a carga distribuida y ΔT	80
Figura 82: Esquema representativo deflexión con dos apoyos generada por carga distribuida	81
Figura 83: Esquema representativo deflexión con dos apoyos por cambio de temperatura....	82
Figura 84: Simulación de deflexión por carga distribuida y ΔT	82
Figura 85: Diagrama de esfuerzo cortante dos apoyos de la platina base Autodesk Inventor.	83
Figura 86: Diagrama de momento flector dos apoyos platina base	83
Figura 87: Modelamiento de cama de bolas	84
Figura 88: Esquema del perfil "U" estructural.....	84
Figura 89: Esquema representativo de la carga distribuida sobre el perfil "U"	85
Figura 90: Esquema representativo carga distribuida sobre perfil estructural "U"	86
Figura 91: Esquema deflexión con 2 apoyos sobre viga "U"	86
Figura 92: Simulación de deflexión con 2 apoyos viga "U"	87
Figura 93: Diagrama de momento flecto viga "U"	87
Figura 94: Diagrama de esfuerzo cortante viga "U"	87
Figura 95: Estructura inferior con 3 apoyos (vigas U)	88
Figura 96: Esquema de fuerza sobre la estructura inferior	89
Figura 97: Dimensiones de la sección del perfil estructural viga "U"	90

Figura 98: Esquema de fuerzas y momentos sobre la sección del perfil estructural91

Figura 99: Diseño final transportador industrial de bolas.....93



INTRODUCCIÓN

Los transportadores industriales generalmente tienen un empleo masivo en la industria desde hace más de 200 años, dichos mecanismos parten de la necesidad en la transportación continua, la facilidad para la selección y el almacenamiento del producto (García Carbajal, 2013).

Actualmente en la industria metalúrgica las bolas de acero procesadas usan los transportadores industriales tipo cinta o transportador de cangilones, etc; Sin embargo, estos poseen costos elevados de fabricación, mantenimiento dificultoso y problemas de operatividad, siendo este último causado por el movimiento de la bola de acero, ya que esta es aleatoria, generando problemas de atrapamiento y paradas no programadas.

Para garantizar la producción continua, confiabilidad en el tiempo, facilidad de mantenimiento reducción de costos de fabricación,

La presenta de tesis se enfocará en el diseño de un transportador industrial específico para bolas de acero, la cual tiene la función de trasladar la carga 4.572 m de longitud (inclinado) para su posterior almacenamiento. La máquina está diseñada para pequeña y mediana industria y será capaz de transportar en forma continua 24500 kg/hr (24.5 tn/hr) de acero conformado mejorando la producción en línea y de esa manera poder cumplir con los requerimientos de la industria metalúrgica y minera, donde se utilizan estas bolas en el proceso de molienda.

1.1 Alcance de la tesis

El alcance de esta tesis es el diseño de un transportador industrial para bolas de acero de alta temperatura luego de la etapa de conformado.

Como primer paso se realiza el análisis de esfuerzos, elementos básicos de diseño y mecanismos de accionamiento para determinar el tamaño y la capacidad requerida de cada componente del transportador.

Como segundo punto se realiza los cálculos de potencia y selección de los componentes del transportador basándose en el uso de tablas de selección, manuales publicados de los proveedores de componentes de transmisión y materiales de clase, etc.

En primer lugar, se presentará una pequeña descripción de las bolas de acero luego del proceso de conformado:

La bola de acero tiene forma esférica de color naranja (alta temperatura), con un diámetro de 127 milímetros, el cual se encuentra a 1250°C.

El material de entrada para la máquina serán las bolas de acero descritas anteriormente, pero de diferentes diámetros (1", 2", 3" y 5"). El producto de salida será solo las bolas de 5" y las bolas de otro diámetro que serán desechadas

Al concluir esta tesis se entregarán todos los cálculos de diseño, los planos de diseño mecánico y materiales a emplear, además de los esquemas de flujo (diagrama de flujo) para el control del sistema.

1.2 Objetivos de la tesis

La meta principal de la tesis es diseñar un transportador industrial de bolas de acero con una capacidad de 24500 kg/hr la cual trasladará las bolas una distancia 4.5 m de longitud (inclinado) para su posterior almacenamiento, mediante la aplicación de los fundamentos teóricos del diseño mecánico, conceptos de selección de materiales y conceptos básicos de electricidad.

Para asegurar tal meta, se ha establecido que el equipo incluya un sistema con dos dominios: mecánico y eléctrico. el sistema debe ser totalmente independiente, así pues, la única interacción entre el operador y el sistema debe ser el proceso de encendido y apagado de la máquina.

A continuación, se detallan los objetivos concretos que facilitarán la consecución del objetivo principal de este trabajo de tesis.

- Determinar las exigencias concretas que el sistema debe satisfacer para alcanzar el objetivo principal
- Llevar a cabo un análisis del estado del arte actual que facilite la identificación de la tecnología actual relacionada con el transporte de bolas de acero.
- Seguir la metodología del diseño, según la norma alemana VDI 2221.
- Estudio de las características, propiedades física y químicas de la bola de acero.
- Calcular los parámetros de funcionamiento del sistema mecánico y eléctrico.
- Diseño y selección de los componentes mecánicos y el material adecuado.

- Identificar y seleccionar los componentes mecánicos de accionamiento y transmisión.
- Cálculo de potencia de accionamiento del sistema.
- Diseño estructural del transportador, según los requerimientos antes mencionados.
- Estimación de costos de fabricación involucrados en el proyecto.



CAPÍTULO 1

CARACTERÍSTICAS DEL MATERIAL

1.1 Propiedades físicas, químicas y mecánicas de las bolas de acero

El material a transportar es el primer paso que debe conocerse al proyectar el diseño de un transportador industrial, por ello en el trabajo de tesis se describirá a las bolas de acero.

la producción de bolas de acero forjadas y conformadas son utilizadas en los sectores como la industria: cementera, minera y metalúrgica. Donde el principal proceso de aplicación es la molienda de materiales.

1.1.1 Propiedades Físicas

Una propiedad física se basa principalmente en la estructura de la bola de acero, la cual es visible y medible. Además, la propiedad física depende del estado en el que se encuentra el acero ya sea sólido, líquido o gaseoso.

Aspecto: La bola de acero como producto final tiene un aspecto gris oscuro como se observa en la figura 1, para el presente trabajo de tesis la bola de acero a procesar tiene un aspecto naranja incandescente como se observa en la figura 2.

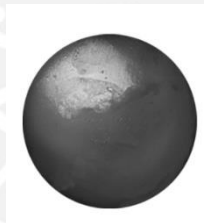


Figura 1: Bola de acero (temperatura ambiente)
Tomada de “Bolas forjadas para molienda”, ACERO CHLCA, (s.f.)

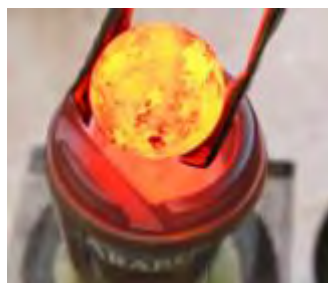


Figura 2: Bola de acero (Alta Temperatura)
Tomada de “Bolas forjadas para molienda”, ACERO CHLCA, (s.f.)

1.1.2 Propiedades Químicas

La composición química de las bolas de acero, viene dada por la siguiente tabla 1.

Tabla 1: Composición química de la bola de acero por diámetro
Tomado de “Ficha técnica bola de acero para molienda”, SIDERPERU, ((s.f)

Elemento %		Diámetro de bola				
		1" , 1.5"	2" / 2.5",3"	3.5"	4"	5"
C	Mín.	0.80	0.80	0.75	0.60	0.60
	Máx.	1.15	1.15	1.10	0.85	0.95
Mn	Mín.	0.70	0.70	0.70	0.90	0.90
	Máx.	1.15	1.15	1.15	1.05	1.05
Si	Mín.	0.12	0.12	0.10	0.15	0.15
	Máx.	0.35	0.35	0.40	0.40	0.45
Cr	Mín.	0.15	0.15	0.15	0.65	0.65
	Máx.	0.90	0.90	0.90	1.00	1.00
P	Máx.	0.030	0.030	0.030	0.030	0.030
S	Máx.	0.025	0.025	0.025	0.025	0.025

1.1.3 Propiedades Mecánicas

El acero de alto contenido de carbono, posee elevada resistencia al impacto y buena resistencia a la abrasión, dado que sus propiedades mecánicas son cruciales para su uso adecuado. Estas propiedades pueden variar por su proceso de fabricación.

Tabla 2: Propiedades Mecánicas de las bolas de acero
Tomado de “Ficha técnica bola de acero para molienda”, SIDERPERU, ((s.f)

Diámetro de Bola	Dureza Volumétrica (HRC)	Peso Nominal (gr)
1"	60.0 – 65.0	67
1 ½ "	60.0 – 65.0	227
2"	60.0 – 65.0	539
2 ½ "	60.0 – 65.0	1052
3"	60.0 – 65.0	1818
3 ½ "	58.0 - 65.0	2888
4"	57.0 – 63.0	4310
5"	50.0 – 58.0	8420

1.2 Comportamiento del material sobre el transportador en movimiento

La razón por la cual es complicado evaluar el comportamiento de la bola en el transportador es porque existe un fenómeno que sucede al caer la bola en el transportador tiende a rebotar y tener un movimiento aleatorio localizando la bola en la superficie del transportador, allanando la pendiente de las paredes laterales del equipo es decir el ángulo de sobrecarga.

La recomendación técnica de todo transportador es que el vector velocidad del material cuando es cargado y el vector de la velocidad del transportador industrial deben ser los mismos o igualarse en el menor tiempo por medio de la aceleración del material.

La componente vertical del vector de la velocidad del material durante el proceso de cargado, debe ser absorbida por base del transportador industrial y por las platinas de impacto que más adelante se describirá.

Estas consideraciones se toman en cuenta cuando el transportador está en pendiente o cuando está operando a alta velocidad, en este caso las bolas de acero son esferas grandes rebotando y rodando sobre el transportador industrial

Para evitar sobrecargas y mantener las bolas de acero cargadas al transportador, el ancho del transportador debe ser mayor a la cantidad de bolas cargadas. Además la sección transversal posible en un transportador en pendiente debe ser menor que para un transportador industrial en horizontal.

1.3 Estado del Arte

Tal como se mencionó anteriormente, se buscó referencias de las tecnologías existentes (Estado del Arte), requisitos, principio de funcionamiento, componentes de la máquina, detalles de los mecanismos existentes entre otros. Se encontró una diversidad de transportadores como, por ejemplo:

1.3.1 Tipos de Transportadores

1.3.1.1 Transportador de Cangilones

También llamado elevador de graneles, es un mecanismo que su función principal es trasladar materiales verticalmente e incluso inclinado. Existen dos tipos de carga y descarga.

- **Tipos según el tipo de carga:**

- a) Tipo de carga por tolva: Utilizados para el transporte de materiales grandes y abrasivos (mineral, acero, rocas, etc)(UNIVERSIDAD CARLOS III DE MADRID, 2015); requiere altas velocidades.

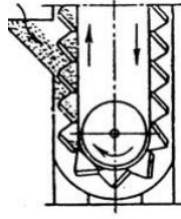


Figura 3: Elevador de Cangilones por Tolva,
Tomado de “Elevadores de cangilones” Universidad Carlos III Madrid, 2018

- b) Tipo de carga por dragado: Se usan en materiales que no ofrecen ningún tipo de resistencia (UNIVERSIDAD CARLOS III DE MADRID, 2015) (alimentos y enlatados).

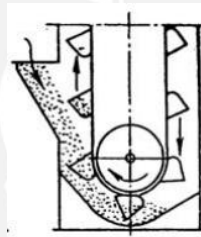


Figura 4: Elevador de cangilones por dragado
Tomado de “Elevadores de cangilones” Universidad Carlos III Madrid, 2018

- c) Tipo descarga centrifuga: Actualmente el más usado (alimentos y frutas en granos), funciona a grandes velocidades (1.2 a 1.4 m/s), el ancho del cangilón es normalmente 2 a 3 veces la altura del cangilón.

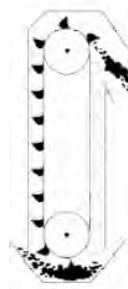


Figura 5: Elevador de cangilones centrifugo
Tomado de “Elevadores de cangilones” Universidad Carlos III Madrid, 2018

- d) Tipo descarga de gravedad o continua: Se usan a bajas velocidades (0.5 a 1m/s) de desplazamiento, usado en materiales de gran volumen (Bolas,

Acero, Rocas, Mineral, etc), el propio peso de los materiales se usa para descargarlo.

- e) Tipo descarga Positiva: En este caso los cangilones van agarrados de los extremos con dos cordones. de baja velocidad ideal para el transporte de materiales poco pesados y livianos (alimentos en sacos pequeños y frutas), aireados y pegajosos.

- **Aplicaciones:**

Materiales a granel secos y húmedos

- **Especificaciones**

- Velocidad de funcionamiento: Alta (1.5 m/s) y baja (0.5 m/s).
- Estructura resistente de acero al carbono e inoxidable
- Montaje en módulos
- Sistema de tensado en ambos en los elevadores de cadena.
- Capacidad de carga 10 – 30 kg/m

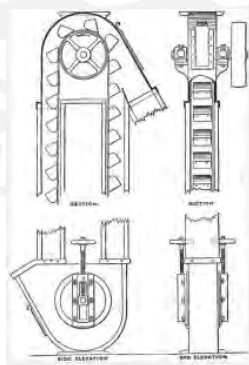


Figura 6: Transportador de Cangilones

Tomado de “Elevadores de cangilones, mantenimiento y sustitución” STP BASEMAQ, (2020)



Figura 7: Transportador de cangilones de bolas
Tomado de “Transportador de cngilones” ANYANG FORGING PRESS MACHINERY INDUSTRY, (s.f.)

1.3.1.2 Transportador de tornillo sin fin

El transportador helicoidal o transportador de tornillo sin fin (con y sin eje) es un mecanismo que utiliza una cuchilla de tornillo helicoidal giratoria, similar a una hélice, generalmente dentro de un tubo o canal en forma de U. Utilizada frecuentemente en industrias de manipulación a granel.

- **Aplicaciones:**

Materiales líquidos, polvos, granulares, solidos (bolas de acero).

- **Especificaciones:**

- Material de acero al carbono o acero inoxidable (depende de l industria).
- Resistente al calor.
- Buen rendimiento ambiental, utiliza una limpieza completamente cerrada y fácil de la superficie espiral para garantizar que tu material no esté contaminado y el material de transporte no se escape.
- Gran capacidad, el rendimiento es 1,5 veces con el mismo diámetro del transportador de tornillo del eje.
- Bajo consumo de energía.
- Larga distancia de transmisión, una sola longitud del transportador puede llegar a 60 a 70 m.
- Estructura compacta, ahorro de espacio, aspecto funcional, práctico, económico y duradero.

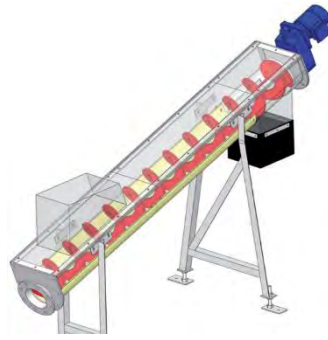


Figura 8: Transportador helicoidal de bolas
Tomado de “*Transbordador de tornillo sin eje*”, DAGYEE, (s.f.)



Figura 9: Transportador helicoidal de bolas
Tomado de “*Transportador de tornillo*” ANYANG FORGING PRESS
MACHINERY INDUSTRY, (s.f.)

1.3.1.2 Transportador de malla

Un transportador de malla de acero es un sistema utilizado a menudo en entornos industriales para el traslado de objetos ligeros, así como pesados. Este sistema es diferente a las cintas transportadoras comunes por el uso de la malla pues es flexible, duradera, fácil de limpiar; además no contiene caucho.

- **Propiedades**

Factibilidad de montaje, ligeros de construcción, de alta resistencia y mantenibilidad. Poseen mallas aceradas de distinto espesor de acuerdo al material a transportar.

- **Aplicaciones:**

Comúnmente utilizado en industria de alimentos secos y húmedos, construcción y acero (bolas de acero).

- **Especificaciones**

- Estructura de acero al carbono e inoxidable.
- Malla de acero al carbono e inoxidable.
- Sistema de tensado por templadores en ambos lados del transportador.
- Tolva de alimentación con opcional rejilla.
- Bajo consumo eléctrico 0.5 Kw – 3 Kw
- Fácil mantenimiento y limpieza
- Capacidad de carga: 15 kg/m
- Velocidad de funcionamiento 5 a 15 m/min
- Dimensiones generales desde 1m a 3 m de longitud y desde 0.5m a 2 m de ancho.
- Nivel de ruido: Bajo
- Peso Neto



Figura 10: Transportador de Malla
Tomado de “transportador de malla” TRIALMET S.A., (s.f.)



Figura 11: Transportador de Malla
Tomado de “*Transportador de malla*” ANYANG FORGING PRESS
MACHINERY INDUSTRY, (s.f.)

Posterior a la revisión de las tecnologías de los tipos de transportadores y las aplicaciones, es necesario mencionar los componentes principales del equipo para diseñar el equipo requerido.

1.3.2 Descripción de los componentes

1.3.2.1 Cadena Transportadora

La función principal de la cadena de transporte es trasladar el material, por lo general en línea recta, desde el punto de alimentación hasta el punto de descarga, Por esta razón, se considera el componente principal del transportador industrial de cadenas.

Debido a la importancia de la cadena y el costo que el componente representa, su selección debe realizarse como sumo cuidado.



Figura 12: Cadena transportadora
Tomado de “Cadena transportadora preston ecker” CADINSA, (s.f.)

1.3.2.2 Tensor de Cadena

Los transportadores requieren un tipo de tensor por las siguientes razones (García Carbajal, 2013).

- Garantizar el estiramiento adecuado (tensión) del lado flojo, en el sprocket conducido, para prevenir el juego axial y por tanto carga axial en los componentes y el desgaste en los mismos.
- Asegurar el estiramiento adecuado de la cadena de transporte en el punto de carga/descarga y en otros puntos en la longitud de la cadena transportadora.
- Compensar el estiramiento de la cadena (cambios de longitud) , debido al desgaste de las bocinas internas de los pines de la cadena.
- Permitir el cambio de la cadena para realizar empalmes de reemplazo en ambos lados de la cadena (con este procedimiento destensas la cadena para cambiar la sección de la cadena desgastada y empalmar en ambos extremos la nueva cadena de un lado).

1.3.2.3 Sprocket Arrastre

- Sprocket Mortices

Los sprocket motrices para cadena de transporte son los que van acoplados al eje directa o por transmisión al eje del motor o reductor (dependiendo del caso) y son los responsables de suministrar potencia de accionamiento a la cadena.



Figura 13: Sprocket motriz
Tomado de “*Sprocket roller chain*” USA ROLLER CHAIN, (s.f.)

- Fabricación

Fabricada en dos elementos (cubo y cara lateral) y soldados entre sí.

- Cubo

Fabricado de una barra de acero en material SAE 1045 o de mayor calidad (dependiendo del torque sometido) y mecanizado al diámetro de acuerdo a la especificación y resistencia requerida.

- Cara Lateral

Fabricada de plancha de acero SAE 1045 o estructural mediante el proceso de fresado y torneado, de espesor variable siendo la zona central de mayor espesor para la unión por soldadura con el cubo y de menor espesor hacia la zona exterior donde se fresará la zona de los dientes y de cuerdo al paso requerido.

- Eje

Fabricada de una barra de acero en calidad SAE 1045 y cuyo mecanizado deberá cumplir las tolerancias necesarias para el ajuste con el cubo del sprocket y los rodamientos de las chumaceras necesarios. en el extremo exterior se mecanizará un canal chavetero para su posterior acoplamiento con el motor o reductor.

- Sprocket Conducidos y tensores

Poseen la misma función que los sprockets motrices, la diferencia de las tensores es que modifican la tensión de la cadena y la trayectoria de la misma. el sprocket tensor realiza la tensión para que la cadena se mantenga firme y no produzca resbalamiento entre rodillo y diente, así como el desgaste prematuro de la cadena.

1.3.2.4 Cangilón o Transportador

Es una pieza o usado para el transporte y/o empuje de carga como complemento de un sistema motriz de material solido de dimensiones específicas. Son fabricados de madera, metal o incluso de plástico dependiendo de la carga.

El correcto diseño e instalación de los cangilones evitan atoros y paradas del equipo y representan un gran ahorro en mantenimiento del equipo, se recomienda que sea de fácil instalación y operación.

Tipos de Cangilones

- Cangilón Cuchara

Es el cangilón más utilizado, por su forma de cuchara aplicada en diversa industria garantiza la carga usualmente del tipo granel, el traslado del material y descarga, fabricadas de tanto de acero como de plástico, las dimensiones varían dependiendo de la carga.

- Cangilón Bandeja

Se recomienda cuando la carga es sólida o semi sólida, de funcionamiento similar al de una cuchara, pero evita que remanentes de la carga se queden en el fondo es por ello de su forma extendido, garantizando además el orden entre las cargas sólidas.

- Cangilón de Malla

Son utilizados para el traslado de cargas sólidas y semi sólidas, pero que contengan algún componente adicional (agua, sólidos pequeños, químicos, etc) el cual se requiere separar en el traslado de la misma.

- Cangilón Arrastrador

Es el cangilón menos utilizado, debido a que la carga tiene que cumplir ciertas características de geometría específicas para su traslado; es decir, tiene que ser circunferencial u ovalada. Comúnmente en el transportador utilizada en velocidades lentas para evitar el daño del impacto con el material.

1.3.2.5 Cubierta

Fabricados de ángulos de acero y mallas expandibles de acero galvanizado y acero negro, dependiendo de la industria, accionadas por bisagras o encastradas en el mismo equipo.

Son utilizadas en la mayoría de los transportadores para la conservación de la carga y disminuir la exposición del mismo con agentes externos, además de garantizar la seguridad en la operación.

Tipo de Cubiertas:

- Cubiertas Completas

Son utilizados cuando es necesario proteger el material de la exposición al ambiente agreste (lluvia, humedad, otra carga), se recomienda en el transporte de la industria del tipo agroindustrial y metalúrgica.

- Cubiertas Parciales

Son utilizados cuando se requiere observar el traslado del material en todo momento y evitar generar polución en el ambiente, pero además se desea observar el funcionamiento de los componentes en movimiento (Cadena arrastre, arrastrador, etc)

1.3.2.6 Chute o compuerta

Componente cuya función principal es orientar, seleccionar y dosificar la caída del material en la carga y la descarga, convencionalmente tiene forma de embudo de caras laterales o de compuerta al ingreso para dosificar, las cuales sufren desgaste continuo. Se recomienda una base amortiguada para disminuir la vibración por esfuerzo continuo generada por la carga continua.

1.4 Lista de exigencia

Se investigó sobre las funcionalidades de deber poseer la máquina y las tecnologías existentes. Luego se realiza una lista de exigencias en función a los requisitos de funcionalidad y de características necesarias que deberá poseer el equipo, donde se definieron los siguientes puntos principales.

A continuación, se especifica la lista de exigencias que debe satisfacer el sistema, organizados en diferentes áreas tales como función principal, geometría, cinemática, fuerzas, energía, materia prima, señales, electrónica, seguridad, ergonomía, fabricación, transporte, mantenimiento, uso, materiales, costos y tiempos (plazos).

Tabla 3: Lista de exigencias

LISTA DE EXIGENCIAS		Edición: 2024
Tesis:	Diseño de un Transportador de Bolas de acero	Fecha: 12/10/2024
Centro de estudios:	PUCP – Facultad de Ingeniería Mecánica	Revisado por:

Fecha	Deseo(D) Exigencia (E)	Descripción	Responsable
28/12/2023	E	Función Principal:	Kevin Bocangel
		1. Trasladar las bolas de acero en estado candente a una altura 2.5m sin dañar el producto a un flujo de bolas de 27000 kg por hora	
		2. La máquina deberá dosificar la carga, así como separar las bolas de acuerdo a diámetro solicitado (4" y5") y así evitar atoros por el paso de bolas pequeñas (1").	
28/12/2023	E	MATERIA PRIMA: La materia prima empleada serán las bolas de acero de 5" candente obtenidas por rolado.	Kevin Bocangel
28/12/2023	E	FUERZA: la fuerza o torque necesario para asegurar el traslado de la bola de acero y sin daños del producto.	Kevin Bocangel
28/12/2023	E	SEGURIDAD: 1. La máquina deberá detenerse inmediatamente ante cualquier atoro, para evitar la pérdida de producción. 2. La máquina se diseñará teniendo en cuenta la conservación del medio ambiente, la seguridad de la máquina y su operario. Se diseñará en base a la NTP 235.	Kevin Bocangel
28/12/2023	E	FABRICACIÓN: La máquina se deberá fabricarse en talleres locales y con materiales estándar (fácil adquisición) en el mercado nacional.	Kevin Bocangel
28/12/2023	E	MONTAJE: La máquina debe ser de sencillo montaje e instalación, así como el desmontaje y desinstalación con el objetivo de tener versatilidad de operar en diferentes lugares.	Kevin Bocangel
28/12/2023	E	SEÑALES: La máquina estará provista de señales que indiquen el inicio y fin del proceso, así como también la parada de emergencia. Se diseñará en base a la NTP 511.	Kevin Bocangel
28/12/2023	E	CINEMÁTICA: El movimiento de la bola de acero a través de la máquina no deber causar daños en la cosmética del producto final.	Kevin Bocangel

28/12/2023	E	MANTENIMIENTO: Fácil acceso a todas las partes, en especial a las que requieran lubricación, los componentes de mayor desgaste deben ser reemplazables y los repuestos deben ser comerciales en el mercado nacional.	Kevin Bocangel
28/12/2023	E	USO: El equipo trabajará en un taller de producción.	Kevin Bocangel
28/12/2023	E	ERGONOMÍA: La altura del tablero de control (Pulsadores, botoneras, guardas, etc) estarán al alcance del operador. Asimismo, el abastecimiento de materia prima será óptimo para no dañar la salud del operador.	Kevin Bocangel
28/12/2023	E	ENERGÍA: El suministro de energía eléctrica es trifásico y 440 v a 60 Hz.	Kevin Bocangel
28/12/2023	D	COSTO: El costo de diseño será S/11 200.00	Kevin Bocangel
28/12/2023	D	TRANSPORTE: La máquina estará provista de soportes para su transporte adecuado. Asimismo, el peso total de la máquina y sus medidas generales no serán excesivos para evitar complicaciones en el transporte.	Kevin Bocangel
28/12/2023	E	TIEMPO DE ENTREGA:	Kevin Bocangel
		Entrega de Informe Técnico 30/05/2024	
		Entrega de planos 03/03/2024	

Tabla 4: Cronograma de actividades de avance de tesis

CAPÍTULO 2

DISEÑO CONCEPTUAL Y ESTUDIO DEL PROCESO

Para llevar a cabo un estudio apropiado del proceso de traslado de bolas de acero es imprescindible interpretar el problema como una serie de subprocesos secuenciales, los cuales podrán ser solucionados mediante diferentes métodos.

2.1 Funciones Parciales

A. Alimentación

- A.1 Alimentar las bolas de acero de distintos tamaños sobre una canaleta
- A.2 Garantizar que no exceda la cantidad máxima permisible.

B. Ejecución

- B.1 Seleccionar las bolas de acero de manera que permita el traslado continuo de las bolas siguientes.
- B.2 Trasladar la bola de acero a un punto para su transporte ordenado (una fila de cuatro bolas).
- B.3 Transportar las bolas de acero al punto de almacenamiento final.

C. Fase final

- C.1 Controlar la descarga de las bolas de acero
- C.2 Reiniciar el proceso

2.2 Función total del sistema

En el siguiente esquema (figura 14) se observa la función total del sistema de transporte de bolas de acero, el proceso viene representado como una caja negra para evaluar las soluciones posibles.

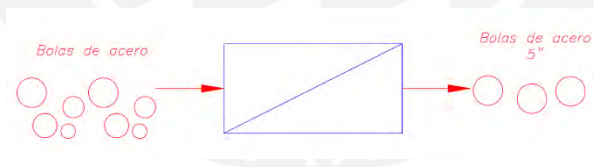


Figura 14: Esquema de entrada y salida de bolas de acero

2.3 Estructura de funciones

Se planteó la estructura de funciones con una caja negra y se evalúan las entradas y salidas del proceso de transporte de bolas de acero.

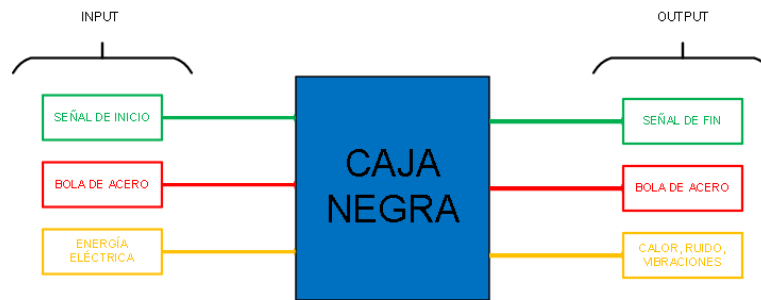


Figura 15: Esquema de entrada y salida del proceso de transporte

ENTRADA:

- Señal de Inicio: El operador da señal de inicio del proceso.
- Bola de acero: Bola de acero al carbono en estado candente de 5” a una temperatura de 1250°C.
- Energía: Energía eléctrica para accionar el transportador de bolas.

SALIDA:

- Señal de Fin: El operador da la señal de finalización del proceso.
- Bola de acero: Bola de acero en estado candente de 5” a una temperatura de 1250°C, sin cambios en la forma.
- Energía: Calor, ruido y vibraciones, a causa del desplazamiento y rozamiento entre los componentes del equipo, parte de la energía se transforma y da lugar a efectos secundarios.

2.4 Estructura de funciones por dominio

Con la identificación los dominios fundamentales del sistema, lo siguiente es elaborar la estructura de funciones detallada de cada dominio (mecánico y eléctrico).

2.4.1 Dominio mecánico

Se encargará de **seleccionar** las bolas de acero, lo cual consiste en separar las bolas de acero de diámetros menores a cinco pulgadas, que puedan atascar el equipo; luego se procederá a **ordenar** los frutos, es decir, agruparlos unos detrás de otros en filas de cuatro bolas por fila con la intención de no sobrealimentar el sistema, para luego **transportarlos** de manera que posiciones las bolas de acero para alimentar el siguiente proceso.

2.4.2 Dominio eléctrico

Será el responsable del **control del estado** del sistema, a través de los indicadores de funcionamiento proporcionadas por el operador, tales como el encendido y apagado o parada de emergencia.

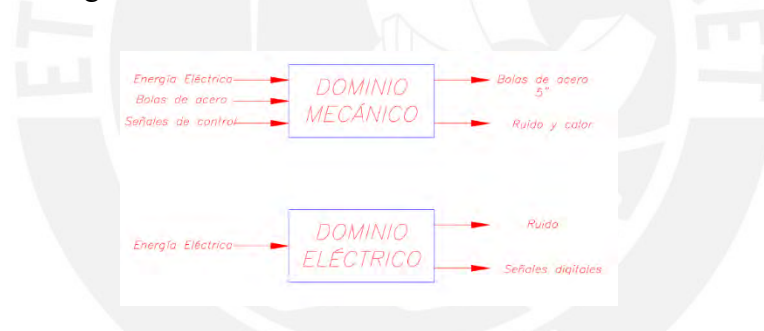


Figura 16: Esquema de entrada y salida de energía de los dominios

A continuación, se detalla la secuencia de operaciones basado en la estructura de funciones por dominio, las entradas y salidas del proceso, lo cual nos ayuda a entender el principio de funcionamiento del mecanismo de transporte de bolas.

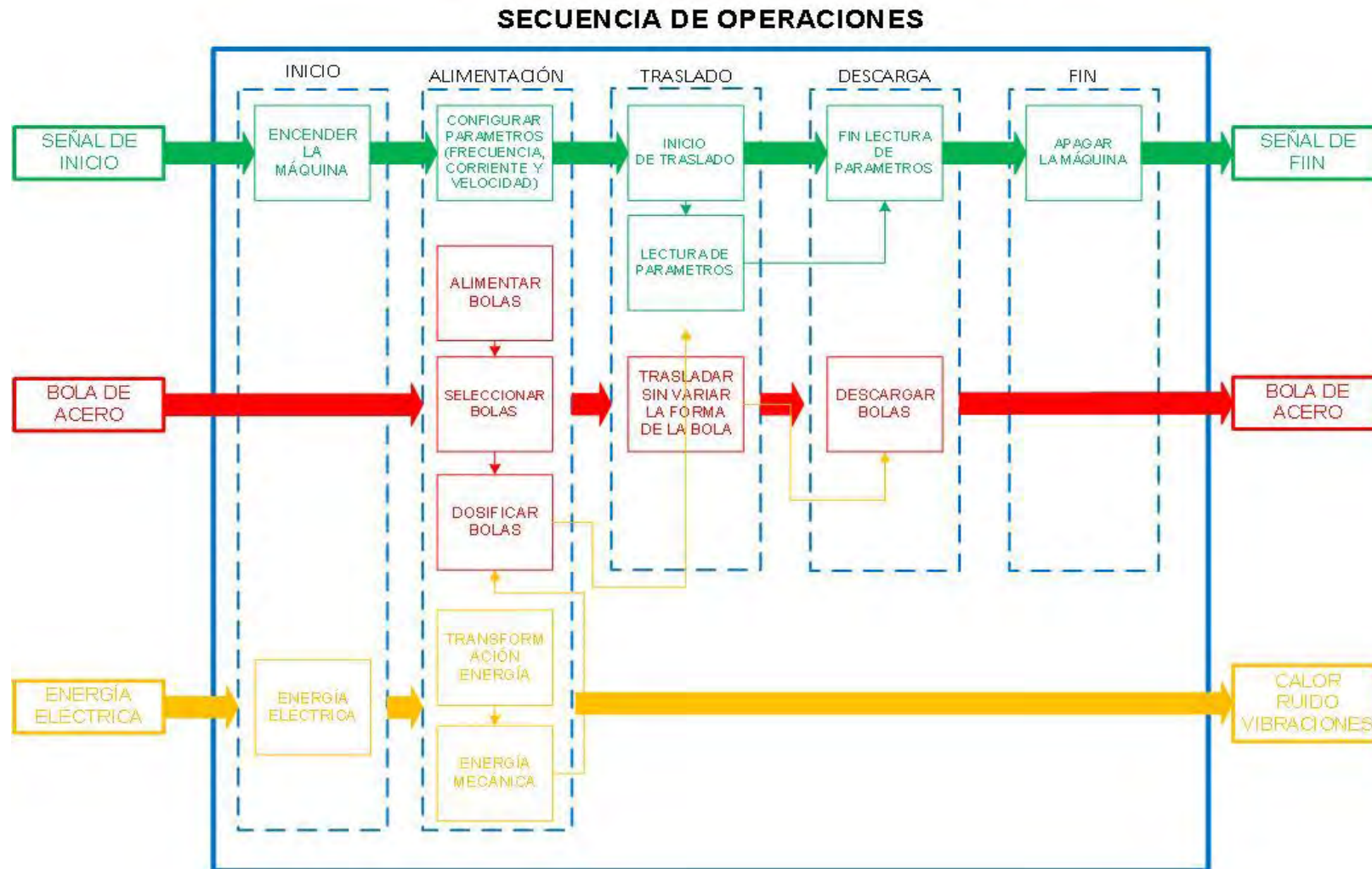


Figura 17: Secuencia de operaciones de transportador industrial

2.5 Matriz morfológica



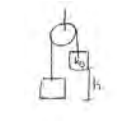






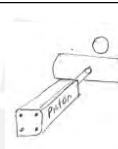
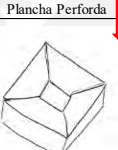
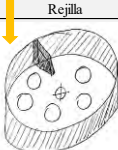
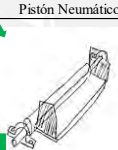








Se presenta la matriz morfológica para el dominio mecánico y eléctrico previamente explicado, este método facilita la visualización las distintas alternativas y la elección la solución más apropiada para las necesidades y/o exigencias.

Una vez identificado la secuencia de proceso y comprender la definición de cada uno, además de tener ideas de diseño de acuerdo al estado de la tecnología (estado del arte) presentado, se propone las siguientes opciones para cada fase del proceso, a fin de evaluar los distintos modelos de conceptos solución de los cuales se seleccionará el concepto de solución óptima en la que se fundamentará el diseño final de la máquina.

2.5.1 Dominio Mecánico



Tabla 5: Matriz morfológica del dominio mecánico del transportador industrial

Funciones Parciales	Portadores de funciones			
	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3	Alternativa 4
1. Admitir Energía				
	Interruptor Eléctrico	Combustible	Energía Potencial	
2. Almacenar / Alimentar Bolas Calientes				
	Tolva	Chute	Canaleta o Inclinación	Manualmente
3. Seleccionar Bolas Caliente				
	Plancha Perforada	Rejilla	Pistón Neumático	
4. Dosificar Bolas Caliente				
	Chute	Disco Giratorio	Compuerta Mecánica	
5. Trasladar Bolas caliente				
	Transportador de Cangilones	Cinta Transportadora	Cadena Transportadora	Faja Transportadora
6. Descargar Bolas Caliente				
	Tolva	Canaleta o Inclinación	Manualmente	
7. Desenergizar				
	Interruptor Eléctrico			

2.5.2 Dominio eléctrico




Tabla 6: Matriz morfológica del dominio eléctrico del transportador industrial

Funciones parciales	Portadores de funciones		
	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3
Control de estado del sistema	Control inalámbrico 	Pulsadores 	Pantalla HMI 
	Indicador LED 	Indicador de sonido 	Pantalla 

2.6 Concepto solución óptimo de cada dominio

2.6.1 Concepto solución dominio mecánico

Tabla 7: Evaluación de criterio técnico y económico

Nº	Criterios técnicos y económicos	Soluciones			
		1 	2 	3 	Ideal
1	Función	3	3	3	4
2	Diseño /Seguridad	2	2	3	4
3	Facilidad de manejo	3	3	3	4
4	Calidad de trabajo	3	3	3	4
5	Buen uso de fuerza o energía	2	3	3	4
6	Lista de exigencias (grado de cumplimiento incluyendo deseos)	2	3	3	4
7	Facilidad de montaje	2	3	2	4
8	Productividad	2	3	3	4
9	Costos de tecnología	2	2	3	4
10	Costos de operaciones	2	2	2	4
Suma total		23	27	28	40

Nota: Elaboración propia

Solución 3: Se ingresarán las bolas de acero a través de una canaleta de ingreso con una rejilla para seleccionar el tamaño adecuado para transportar, luego pasará a una compuerta mecánica (vaiven) para dosificar las bolas, el cual permitirá ingresar cuatro bolas por fila, seguidamente, las bolas pasaran al mecanismos transportador impulsado por una cadena transportadora a través de unas rampas por arrastradores y por ultimo será estos los que empujen las bolas de acero hacia la descarga (canaleta) y almacenamiento.

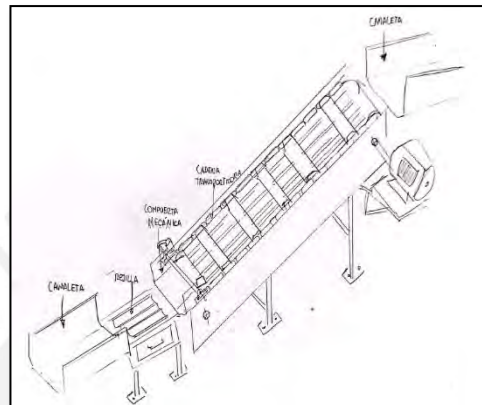


Figura 18: Esquema de solución 3

2.6.2 Concepto solución dominio eléctrico

Tabla 8: Evaluación de criterio técnico económico.

N°	Criterios técnicos y económicos	Soluciones			
		1 ■	2 ■	3 ■	Ideal
1	Función	3	3	3	4
2	Diseño / seguridad	3	2	3	4
3	Facilidad de manejo	3	3	3	4
4	Calidad de trabajo	3	3	3	4
5	Buen uso de fuerza o energía	2	2	3	4
6	Lista de exigencias (grado de cumplimiento incluyendo deseos)	2	3	3	4
7	Facilidad de montaje	2	3	3	4
8	Productividad	2	2	3	4
9	Costos de tecnología	2	2	3	4
10	Costos de operaciones	2	2	2	4
Suma total		24	25	29	40

Nota: Elaboración propia

Solución 2:

En primer lugar, se controlará el estado del sistema mediante unos pulsadores en un tablero eléctrico de control, la cual será manejada por el usuario adicionalmente tendrá la opción de invertir el giro es caso sea necesario (atascamiento); además se utilizarán indicadores para dar aviso o señal de alarma. Está solución es general y no tendrá mayor énfasis en la elaboración del presente informe de tesis.

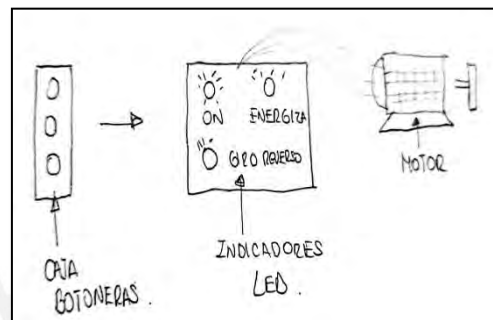


Figura 19: Bosquejo del dominio eléctrico

2.7 Concepto solución

A continuación, se presenta un resumen de los conceptos de solución.

2.7.1 Solución 1

- Selecciona bolas de acero: Tolva con plancha perforada
- Dosifica bolas de acero: compuerta mecánica (vaiven) con cartelas en los extremos
- Transporta las bolas: cangilón impulsado por cadena
- Almacena las bolas: canaleta de salida

La primera solución cuenta con un mecanismo de transporte por cangilones (cucharas) que transportará las bolas hacia la descarga

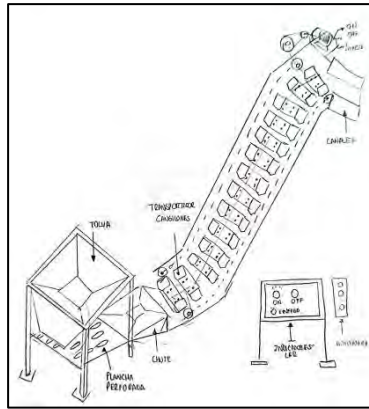


Figura 20: Bosquejo concepto solución 1

2.7.2 Solución 2:

- Selecciona bolas de acero: Chute y rejilla a la salida
- Dosifica bolas de acero: disco giratorio que permita el paso de una bola a la vez
- Transporta las bolas: cinta transportadora
- Almacena las bolas: canaleta de salida

La segunda solución presenta una mejora en cuanto al mecanismo dosificador de bolas de acero, donde se sustituye por un disco que al rotar con abertura proporciona una alimentación más favorable para el traslado por cinta con hélices.

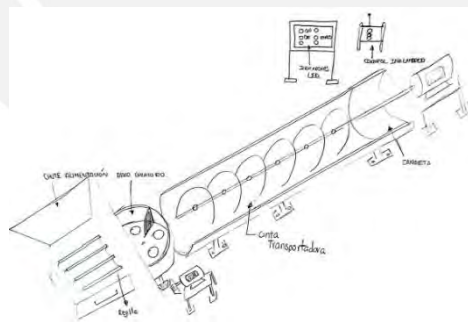


Figura 21: Bosquejo concepto solución 2

2.7.3 Solución 3:

- Selecciona bolas de acero: canaleta con rejilla
- Dosifica bolas de acero: chute de alimentación
- Transporta las bolas: cangilón impulsado por cadena
- Almacena las bolas: canaleta de salida

La tercera solución posee una mejora en el mecanismo dosificador y transporte ordenando las bolas de acero en filas de cuatro y transportándolas través de un mecanismo rampa como cama siendo empujados por unos arrastradores accionados por cadena.

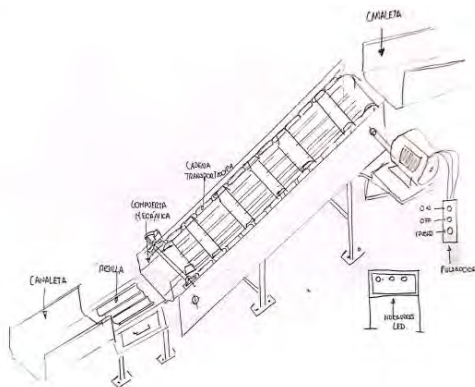


Figura 22: Bosquejo concepto solución 3

2.8 Evaluación de conceptos solución

Para determinar el concepto de solución óptimo, elaborará una evaluación cualitativa de las diferentes alternativas, esta se realizará con ayuda de una evaluación tanto técnica como económica.

Valor Técnico: Se toman en cuenta diferentes criterios de aceptación en la escala del 1 al 4; en la cual 4 significa que cumple muy bien con el criterio a evaluar y el 1 es que es escasamente aceptable. Los valores que se obtienen de esta evaluación de decisión representarán la coordenada x en una gráfica de toma de decisión. Luego, se evalúan cada uno de los conceptos soluciones junto con sus correspondientes mejoras en sus mecanismos:

Tabla 9: Análisis técnico de los conceptos de solución

DISEÑO MECÁNICO - EVALUACIÓN DE PROYECTOS										
Valor Técnico Xi										
Proyecto: Diseño de un transportador industrial de bolas de acero										
p= puntaje de 0 a 4 (escala de valores según VDI 2225)										
0=No satisface , 1=Satisface a las justas, 2=Suficiente, 3=Bien, 4=Muy bien										
g: peso ponderado esta e funcion de los criterios de evaluación (1:4)										
Criterios de evaluación para diseños en fase de concepto o proyectos										
Variantes de concepto Solución		Con. Solución 1		Con. Solución 2		Con. Solución 3		Solución Ideal		
N°	Criterios de Evaluación	g	p	gp	p	gp	p	gp	p	gp
1	Función	3	3	9	3	9	3	9	4	12
2	Buen uso Energía	2	3	6	3	6	3	6	4	8
3	Seguridad	3	3	9	3	9	3	9	4	12
4	Forma	3	3	9	2	6	2	6	4	12
5	Diseño	3	2	6	2	6	3	9	4	12
6	Ergonomía	3	3	9	3	9	3	9	4	12
7	Rigidez	3	2	6	2	6	2	6	4	12
8	Manipulación	3	3	9	2	6	3	9	4	12
9	Confiabilidad	4	3	12	2	8	3	12	4	16
10	Facilidad de manejo	3	2	6	2	6	2	6	4	12
11	Transportabilidad	2	3	6	2	4	3	6	4	8
12	Calidad del trabajo	3	3	9	3	9	3	9	4	12
13	Complejidad	3	2	6	3	9	2	6	4	12
14	Lista de exigencias	4	3	12	3	12	3	12	4	16
15	Automatización	3	2	6	2	6	2	6	4	12
16	Continuación	2	2	4	2	4	2	4	4	8
Puntaje Total		47	42	124	39	115	42	124	64	188

CS 1		CS 2		CS 3	
Xi	0.66	Xi	0.61	Xi	0.66

Nota: Elaboración propia

Valor Económico: Con el mismo método se evalúa el valor económico en función de distintos criterios. La escala de referencia es la previamente citada. La coordenada Y se obtendrá de esta matriz de decisión sen un gráfico de toma de decisiones.

Tabla 10: Análisis económico de los conceptos de solución

DISEÑO MECÁNICO - EVALUACIÓN DE PROYECTOS										
Valor Económico Yi										
Proyecto: Diseño de un transportador industrial de bolas de acero										
P= puntaje de 0 a 4 (escala de valores según VDI 2225)										
0=No satisface , 1=Satisface a las justas, 2=Suficiente, 3=Bien, 4=Muy bien										
g: peso ponderado esta e funcion de los criterios de evaluación (1:4)										
Criterios de evaluación para diseños en fase de concepto o proyectos										
Variantes de concepto Solución		Con. Solución 1		Con. Solución 2		Con. Solución 3		Solución Ideal		
N°	Criterios de Evaluación	g	Y	gY	Y	gY	Y	gY	Y	gY
1	Número de piezas	2	3	6	2	4	3	6	4	8
2	Adquisición Materiales	2	2	4	3	6	3	6	4	8
3	Productividad	3	3	9	3	9	3	9	4	12
4	Costos diversos	2	3	6	2	4	3	6	4	8
5	Desperdicios	1	2	2	2	2	2	2	4	4
6	Operadores	4	3	12	3	12	3	12	4	16
7	Costo Tecnología	4	2	8	2	8	2	8	4	16
8	Facilidad Montje	2	2	4	1	2	3	6	4	8
9	Fácil Mantenimiento	3	2	6	1	3	3	9	4	12
10	Costo Operación	2	3	6	3	6	3	6	4	8
11	Plazo Entrega	2	2	4	2	4	2	4	4	8
Puntaje Total		27	27	67	24	60	30	74	44	108

CS 1		CS 2		CS 3	
Yi	0.62	Yi	0.56	Yi	0.69

Nota: Elaboración propia

Tras conseguir las dos coordenadas, que son representadas por el valor técnico (Xi) y económico (Yi), se procede a crear un gráfico de toma de decisiones en el que se ilustrará la solución ideal como una línea de recta cuya pendiente (45°). La solución que se encuentre más cercana a esta línea será la ganadora

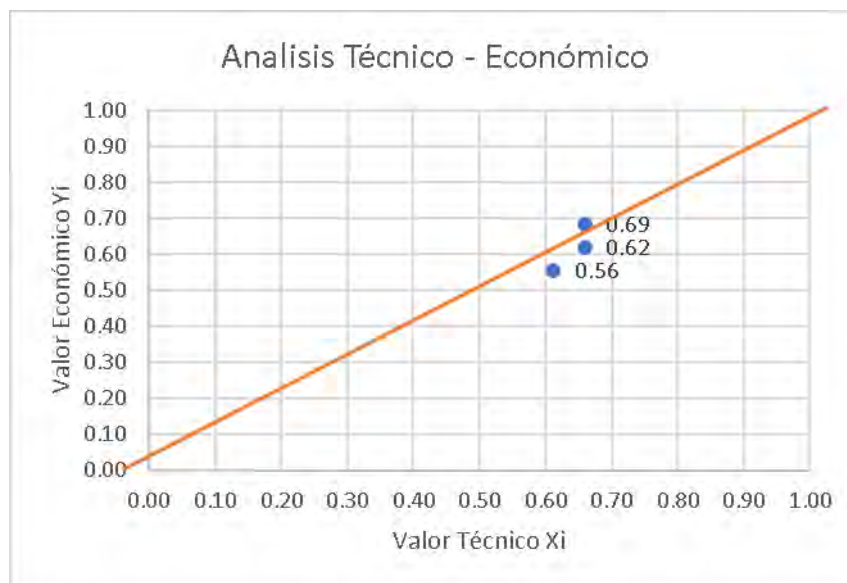


Figura 23: Gráfico de análisis técnico económico de conceptos de solución, según VDI 2221

Tras la evaluación, la solución más óptima y con una relación técnica-económica es el concepto de **solución 3**: Transportador Industrial de cadena de arrastre, es el óptimo a considerar como base del siguiente trabajo de tesis.

Una vez determinado el concepto de solución óptimo, se procede a realizar la ingeniería básica; además de los cálculos preliminares para definir los parámetros iniciales y tener una mejor percepción de los requerimientos de nuestro sistema para implementar mejoras y optimizarlo.

Se empieza a definir y rediseñar el concepto solución basado en el sistema transporte y sus partes que lo conforman. Esto será de utilidad para reevaluar opciones de diseño que permitan a nuestro sistema ser el más óptimo posible.

CAPITULO 3

INGENIERÍA DE DETALLE

El presente capítulo en el cual se evalúa el diseño de los mecanismos del concepto de solución anteriormente seleccionado, Para la determinación de un diseño definitivo son necesarios cálculos anteriores, que posibiliten una valoración cuantitativa según la norma VDI 2221.

3.1 Dimensionamiento del sistema de alimentación

- Peso y dimensión de las bolas de acero

Se evalúa el peso y la dimensión (diámetro) de la bola de acero.

$$m_{bola.acero} := 8.40 \text{ kg} \quad d_{bola.acero} := 127 \text{ mm}$$

- Flujo de producción

Se requiere un flujo de 24.5 tn/hr

- Para bolas de acero de 5"

$$24500 \frac{\text{kg}}{\text{hr}} \cdot 1000 \frac{\text{g}}{\text{kg}} \cdot \frac{\text{bola}}{8400 \text{ g}} \cdot \frac{\text{hr}}{3600 \text{ s}} = 0.81 \quad 1 \frac{\text{bola}}{\text{s}}$$

- Capacidad de la canaleta de Alimentación

De acuerdo a la información brindada, el equipo anterior al transportador suministra un flujo entre 7 a 14 bolas continuas y juntas.

Para obtener el volumen máximo cuando la descarga es máxima de bolas:

$$V_5 := \frac{4}{3} \cdot \pi \cdot R_{acero}^3 \quad (3.1)$$

$$R_{acero} := 63.5 \text{ mm} \quad (3.2)$$

Reemplazando (3.2) en (3.1):

$$V_5 := \frac{4}{3} \cdot \pi \cdot R_{acero}^3 = (1.073 \cdot 10^6) \text{ mm}^3 \quad (3.3)$$

Se debe garantizar el paso ordenado de todas las bolas de acero, para evitar colisiones entre bolas y desprendimientos en el traslado de las mismas; por ello se debe diseñar la canaleta de tal manera que sean filas de 4 bolas para un flujo ordenado.

- o Ancho de la canaleta

$$d_{bola5} := 127 \text{ mm} \quad (3.4)$$

$$A_{min} := 4 \cdot d_{bola5} + 120 \text{ mm} \quad (3.5)$$

Reemplazando (3.4) en (3.5)

$$A_{min} := 4 \cdot d_{bola5} + 120 \text{ mm} = 628 \text{ mm} \quad (3.6)$$

Por lo tanto, el ancho mínimo de la canaleta es

$$A := 635 \text{ mm}$$

- o Alto de la canaleta

$$H_{min} := 1.5 \cdot d_{bola5} + 10 \text{ mm} = \quad (3.7)$$

Reemplazando (3.4) en (3.7)

$$H_{min} := 1.5 \cdot d_{bola5} + 10 \text{ mm} = 200.5 \text{ mm} \quad (3.8)$$

Por lo tanto, el alto mínimo de la canaleta es

$$H := 205 \text{ mm}$$

- o Longitud de la canaleta

$$L_{min} := 5 \cdot d_{bola5} \quad (3.9)$$

Reemplazando (3.4) en (3.9)

$$L_{min} := 5 \cdot d_{bola5} = 635 \text{ mm} \quad (3.10)$$

Por lo tanto, el alto mínimo de la canaleta es

$$L := 640 \text{ mm}$$

los cálculos efectuados permiten tomar en cuenta se puede considerar el bosquejo (figura26) de una canaleta con las siguientes dimensiones.

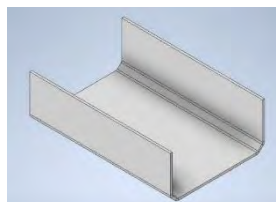


Figura 24: Canaleta de alimentación

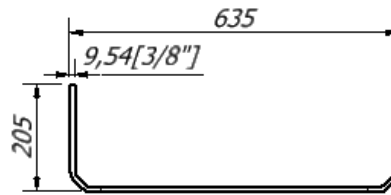


Figura 25: Esquema de canaleta alimentación

Para el diseño de la canaleta previa, se tomaron en cuenta las siguientes sugerencias:

- Ancho de la canaleta de 635mm calculada en la expresión anterior, de acuerdo al ordenamiento requerido de las bolas de 5".
- Altura de la canaleta de alimentación es de 205 mm, de manera que sea mayor al de la bola candente; además el ángulo formado entre la base y las paredes sea de 90°.
- Para longitud de la canaleta se tomó como criterio el ordenamiento de las bolas en filas de 3 de esta manera la longitud recomendada es de 640 mm

Cabe mencionar que la canaleta se fabricará por plegado de 3/8" en espesor. El material debe ser de acero estructural (ASTM-A36).

Cálculo de resistencia de la canaleta



Figura 26: Esquema de canaleta alimentación

Dimensiones

- Alto 205 mm
- Largo 205 mm
- Ancho 635 mm

Módulo de Young

$$E := 200 \text{ GPa}$$

Momento de Inercia

$$I_x := 22601907.46 \text{ mm}^4$$

Para calcular la deflexión a la cual está sometida la canaleta es necesario evaluar las cargas sobre la misma que generan deflexión.

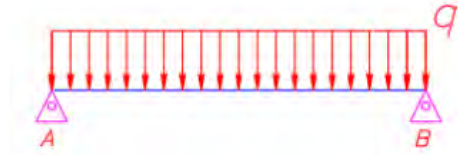


Figura 27: Esquema de carga sobre la canaleta

Del siguiente esquema se puede apreciar que la canaleta está sometida a carga distribuida generada por el peso de las bolas de acero.

Para la deflexión generada por el peso de las bolas de acero representada como carga distribuida se calcula por el método de superposición y las tablas de deflexiones (Russell C. Hibbeler, 2005)

$$v_{\max} = \frac{-5wL^4}{384EI}$$

Donde:

W: Carga distribuida (N/mm)

L: Longitud de la viga (mm)

E: Módulo de Young (GPa)

I: Momento de inercia (mm⁴)

Peso de las bolas de acero (10 und)

$$m_{bolas} := 842 \text{ kg} \quad (3.11)$$

$$P_{bolas} := m_{bolas} \cdot g = (8.257 \cdot 10^3) \text{ N} \quad (3.12)$$

Peso de la canaleta

$$m_{canaleta} := 56.03 \text{ kg} \quad (3.13)$$

$$P_{canaleta} := m_{canaleta} \cdot g = 549.467 \text{ N} \quad (3.14)$$

Las cargas distribuidas vienen dadas por

$$q_{bolas} := \frac{P_{bolas}}{l} = 13.003 \frac{\text{N}}{\text{mm}} \quad (3.15)$$

$$q_{canaleta} := \frac{P_{canaleta}}{l} = 0.865 \frac{N}{mm} \quad (3.16)$$

Reemplazando (3.15) y (3.16) en la ecuación

$$q := q_{bolas} + q_{canaleta} = 13.869 \frac{N}{mm} \quad (3.18)$$

Por el método de superposición

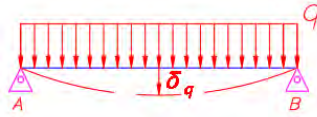


Figura 28: Esquema de deflexión por carga distribuida

Reemplazando (3.18) en la fórmula de deflexión de Hibbeler

$$\delta_{max,q} := \frac{5 \cdot q \cdot l^4}{384 \cdot E \cdot I_x} = 0.006 \text{ mm} \quad (3.19)$$

Sabiendo que la deflexión permisible recomendada es

$$\delta_{adm} := \frac{l}{1000} = 0.635 \text{ mm} \quad (3.20)$$

$0.006 \text{ mm} < 0.635 \text{ mm}$
cumple!

Asu vez se pueden agregar mecanismos seleccionadores a la entrada de la canaleta para obtener la dimensión requerida (bola de 5”) a transportar, además debe contar con un mecanismo dosificador para ordenar obtener una carga uniforme.

- Dimensionamiento de la rejilla de salida para selección de las bolas.

Para este cálculo son necesarios la medida de las bolas de acero, es decir las bolas de 5”; al calcular el paso por las rejillas y cumpla con las dimensiones, de esta manera bolas de menor dimensión (1” o 2”) serán rechazadas.

De las medidas anteriores se conoce el diámetro de la bola.

$$d_{\text{bola}} := 127 \text{ mm} \quad (3.21)$$

Por lo tanto, la distancia entre rejilla y rejilla, debe ser menor al diámetro de la bolas y mayor al diámetro de las bolas que no se quieren y así garantizar el paso de las bolas.

Se asume una distancia de 80 mm entre rejillas

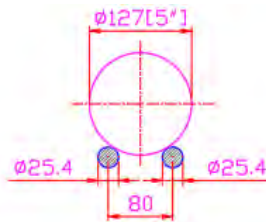


Figura 29: Bosquejo de bola soportada por las rejillas

Dimensiones:

- Diámetro

$$\phi := 25.4 \text{ mm} \quad (3.22)$$

- Longitud

$$l := 280 \text{ mm} \quad (3.23)$$

Propiedades del Material
Módulo de Young

$$E := 200 \text{ GPa}$$

Momento de Inercia

$$I = \pi \cdot \frac{r^4}{4} \quad I_x := 1013.415 \text{ mm}^4$$

Para calcular la deflexión a la cual está sometida las barras circulares es necesario evaluar la carga sobre la misma que genera deflexión.

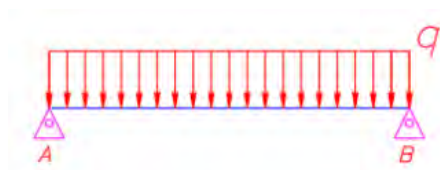


Figura 30: Esquema de barra circular (rejilla) con dos apoyos

Para ello es necesario conocer el peso de las bolas de acero (5 bolas) y el peso de la misma de la barra circular.

$$m_{bolas} := 42.1 \text{ kg}$$

$$P_{bolas} := m_{bolas} \cdot g = 412.860 \text{ N} \quad (3.24)$$

$$m_{barra} := 2.22 \text{ kg}$$

$$P_{barra} := m_{barra} \cdot g = 21.771 \text{ N} \quad (3.25)$$

$$q_{bolas} := \frac{P_{bolas}}{l} = 1.474 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$$

$$q_{barra} := \frac{P_{barra}}{l} = 0.078 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$$

$$q := q_{bolas} + q_{barra} = 1.552 \frac{\text{N}}{\text{mm}} \quad (3.26)$$

Por lo tanto, reemplazando los valores (3.26), (3.22) y (3.23), la deflexión obtenida es

$$\delta_{max,q} := \frac{5 \cdot q \cdot l^4}{384 \cdot E \cdot I_x} = 0.613 \text{ mm}$$

$$\delta_{tot,2ap} := \delta_{max,q} = 0.613 \text{ mm}$$

cumple!

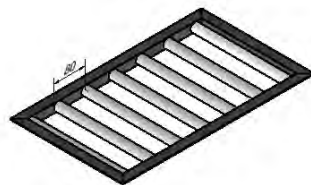


Figura 31: Rejilla seleccionadora

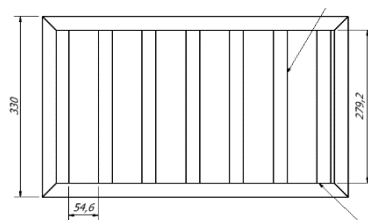


Figura 32: Esquema rejilla seleccionadora

- Cálculo del sistema de alimentación
 - Largo y ancho: El largo dependerá del orden de las bolas y las filas de la misma, de acuerdo a lo calculado será de 4 filas de 4 bolas.
 - Alto: el alto dependerá de la caja de acumulación de bolas de diferente diámetro que se puedan encontrar en la selección de bolas. Se observa el siguiente esquema.

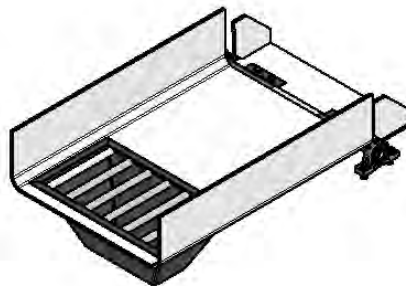


Figura 33: Sistema de Alimentación

Adicionalmente se adiciona una compuerta dosificadora que es accionada por el movimiento de la cadena de transporte, como se muestra a continuación:

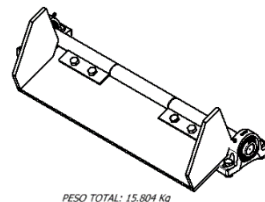


Figura 34: Compuerta dosificadora

3.2 Cálculo de potencia del motor

Para la selección de un motor eléctrico no basta con considerar las condiciones nominales de operación y las condiciones de sobrecarga, pues un aspecto crítico es la verificación de la capacidad de arranque del motor.

En el instante de arranque, el motor y las masas e inercias conectadas parten del reposo y deben alcanzar la velocidad nominal. El torque del motor debe ser suficientemente alto para acelerar todas las inercias que se ponen en movimiento en el sistema conectado. Además, el tiempo admisible que el arranque debe tomar está limitado de acuerdo al tipo del motor y las especificaciones brindadas por el fabricante. (Valverde, Q. 2010)

Para el siguiente caso del trabajo de tesis el transportador industrial debe trasladar una carga (bolas de acero a alta temperatura) de manera continua a una altura de 2.5m en un plano inclinado a 22° con respecto a la horizontal.

Para determinar la potencia requerida para trasladar las bolas de acero es necesario conocer el sistema el cual consta de un motoreductor y una cadena de arrastre de elevación. Durante el arranque se considera la aceleración de las inercias del motoreductor, del sistema de piñones (sprocket), de la cadena de transmisión y de las bolas de acero a elevarse mediante la cadena de transporte, como se muestra en la figura:

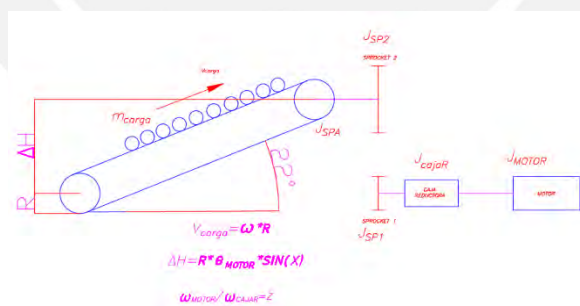


Figura 35: Esquema de funcionamiento transportador industrial

En primer lugar, determinamos la velocidad angular sincrónica del motor, la cual se expresa de la siguiente manera:

$$\omega_{motor} = \frac{2 \cdot \pi \cdot f}{p} \quad (3.27)$$

Donde:

f: Frecuencia de la red de alimentación eléctrica $f=60$ Hz (Perú)

p: Número pares de polos del motor asíncrono

$$f := 60 \text{ Hz} \quad p := 2$$

Reemplazando los valores en la anterior expresión tenemos

$$\omega_{motor} := \frac{2 \cdot \pi \cdot f}{p} = 188.496 \frac{1}{s} \quad (3.28)$$

En segundo lugar, calculamos la velocidad angular del sprocket sabiendo que se desea que la carga recorra 4.572 m en 19 segundos, con lo cual la velocidad angular se expresa de la siguiente manera:

$$\omega_{spro} := \frac{V}{R} \quad (3.29)$$

Donde:

V: Velocidad tangencial de la carga (m/s)

R: Radio del sprocket de arrastre

$$V := 0.241 \frac{m}{s} \quad R := 187 \text{ mm}$$

$$\omega_{spro} := \frac{V}{R} = 1.289 \frac{1}{s} \quad (3.30)$$

Por lo tanto, de acuerdo al esquema la relación de velocidades es de:

$$z := \frac{\omega_{motor}}{\omega_{spro}} = 146.26 \quad (3.31)$$

A continuación, calculamos el momento resistente en el motor, para ello es necesario aplicar el principio de trabajo y energía en el sistema.

$$U_m = \Delta T + \Delta V \quad (3.32)$$

Donde:

U_m : Trabajo realizado por el motor

ΔT : Variación de la energía cinética

ΔV : Variación de la energía potencial del sistema

Al desarrollar cada término de la expresión anterior se obtiene:

$$T_m \cdot \theta_m = \frac{1}{2} \cdot J_{motor} \cdot \omega_{motor}^2 + \frac{1}{2} \cdot J_{caja.R} \cdot \omega_{caja.R}^2 + \frac{1}{2} \cdot J_{sprocket} \cdot \omega_{sprocket}^2 + \frac{1}{2} \cdot M_{carga} \cdot V_{carga}^2 + m \cdot g \cdot \Delta h \quad (3.33)$$

Donde:

T_m : Torque del motor (N.m)

θ_m : Radio de giro del motor (rad)

J_{motor} : Momento de inercia del motor (kg*m²)

- ω_{motor} : Velocidad angular del motor (rad/s)
 $J_{caja.R}$: Momento de inercia de la caja reductora(kg*m2)
 $\omega_{caja.R}$: Velocidad angular de la caja reductora (rad/s)
 $J_{sprocket}$: Momento de inercia del sprocket de transporte (kg*m2)
 $\omega_{sprocket}$: Velocidad angular del sprocket de transporte (rad/s)
 M_{carga} : Masa de la carga (kg)
 V_{carga} : Velocidad tangencial de la carga (m/s)
 Δh : Variación de la altura con respecto al nivel de referencia (m)

Sabiendo que las siguientes relaciones del esquema anterior figura 33

$$\frac{\omega_{motor}}{\omega_{sprocket}} = Z \quad V_{carga} = \omega_{motor} \cdot R$$

$$\Delta h = R \cdot \theta_{motor} \cdot \sin(x) \quad (3.34)$$

Reemplazando en la ecuación de trabajo y energía

$$T_m \cdot \theta_{motor} = \frac{1}{2} \cdot J_{motor} \cdot \omega_{motor}^2 + \frac{1}{2} \cdot J_{caja.R} \cdot \frac{\omega_{motor}^2}{z^2} + \frac{1}{2} \cdot J_{sprocket} \cdot \frac{\omega_{motor}^2}{z^2} + \frac{1}{2} \cdot M_{carga} \cdot \frac{\omega_{motor}^2 \cdot R^2}{z^2} + m \cdot g \cdot R \cdot \theta_{motor} \cdot \sin(x) \quad (3.35)$$

A continuación, la expresión anterior se deriva con respecto del tiempo, con lo cual se obtiene la expresión de la potencia instantánea del sistema.

En la expresión obtenida se puede eliminar la velocidad angular del motor ω_{motor} , con lo cual resulta la siguiente expresión

$$T_m \cdot \omega_{motor} = J_{motor} \cdot \omega_{motor} \cdot \alpha_{motor} + \frac{J_{caja.R}}{z^2} \cdot \omega_{motor} \cdot \alpha_{motor} + \frac{J_{sprocket}}{z^2} \cdot \omega_{motor} \cdot \alpha_{motor} + \frac{1}{2} \cdot \frac{M_{carga} \cdot R^2}{z^2} \cdot \omega_{motor} \cdot \alpha_{motor} + m \cdot g \cdot R \cdot \sin(x) \cdot \omega_{motor} \quad (3.36)$$

$$T_m = J_{motor} \cdot \alpha_{motor} + \frac{J_{caja.R}}{z^2} \cdot \alpha_{motor} + \frac{J_{sprocket}}{z^2} \cdot \alpha_{motor} + \frac{M_{carga} \cdot R^2}{z^2} \cdot \alpha_{motor} + m \cdot g \cdot R \cdot \sin(x) \quad (3.37)$$

Se obtiene la expresión del balance entre el torque del motor, Momento resistente y la aceleración del motor e inercias del sistema.

Simplificando la expresión obtenemos

$$T_m = \left(J_{motor} + \frac{1}{z^2} (J_{caja.R} + J_{sprocket} + M_{carga} \cdot R^2) \right) \cdot \alpha_{motor} + \frac{1}{z} m \cdot g \cdot R \cdot \sin(x) \quad (3.38)$$

$$T_m = J_{equi} \cdot \alpha_{motor} + M_r$$

La definición de torque acelerador del motor viene dada como la diferencia entre el torque del motor y el momento resistente

$$T_{acelerador} = T_m - M_r = J_{equi} \cdot \alpha_{motor} \quad (3.39)$$

Donde:

$T_{acelerador}$: Torque acelerador (N.m)

T_m : Torque del motor (N.m)

M_r : Momento resistente (N.m)

J_{equi} : Momento de inercia equivalente trasladado al eje del motor (kg*m²)

α_{motor} : Aceleración angular del motor (rad/s²)

Ahora bien, calculamos el momento resistente en el motor para ello se tiene las masas del sistema (arrastrador, cadena de arrastre, bolas de acero, cadena de transmisión y complemento) y la inclinación del transportador.

$$m_{carga} := m_{arrastrador} + m_{cadena.arr} + m_{bolas} + m_{cadena.trans} + m_{complemento} = 539.44 \text{ kg} \quad (3.40)$$

Además, la inclinación del transportador tiene valor:

$$x := 22^\circ \quad (3.41)$$

Por lo tanto, el momento resistente o cupla resistente en el motor será:

$$M_r := \frac{1}{z} m_{carga} \cdot g \cdot R \cdot \sin(x) = 2.534 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (3.42)$$

La potencia necesaria viene dada por:

$$P = \frac{m_{carga} \cdot g \cdot V}{n} \quad (3.43)$$

Donde:

P : Potencia necesaria (Hp)

m_{carga} : Masa de la carga (Kg)

g : Gravedad terrestre (m/s²)

V : Velocidad tangencial de la carga (m/s)

n : Eficiencia del sistema (0.9)

Reemplazando los valores en la expresión anterior, obtenemos el valor de la potencia requerida para mover el sistema.

$$P := \frac{m_{carga} \cdot g \cdot V}{n} = 1.9 \text{ hp} \quad (3.44)$$

Con lo cual la potencia del motor deberá ser mayor a 1.9 hp. De acuerdo al catálogo de motores trifásicos asíncronos Weg (anexo1) seleccionamos el motor con la siguiente configuración: **TIPO W22 182/4T de 2.2 kw o 3hp**

$$P_{motor} := 2.2 \text{ kW}$$

$$w_{mot} := 1760 \text{ rpm}$$

El torque nominal de acuerdo al catálogo será:

$$T_n := 12 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$C_n := T_n$$

Del catálogo del fabricante obtenemos el momento de inercia del motor:

$$J_{motor} := 0.0143 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad (3.45)$$

Es necesario calcular el momento de inercia del sprocket de transporte, para facilidad de cálculo se estimará la geometría de un disco, por ello

$$J_{sprocket} := \frac{1}{2} \cdot m_{spro.arr} \cdot r_{spro.arr}^2 = 1.259 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad (3.46)$$

Por lo tanto, el momento de inercia equivalente tiene como valor:

$$J_{equi} := J_{motor} + \frac{1}{z^2} (J_{caja.R} + J_{sprocket} + m_{carga} \cdot R^2) = 0.015 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad (3.47)$$

Ahora bien, analizando la integración de la ecuación diferencial del Torque acelerador, podemos calcular el tiempo de arranque del motor en función de la inercia equivalente del sistema, torque del motor y el momento resistente:

$$t_{arranque} = \frac{\int_0^t dt = J_{eq} dw}{(T_m - M_T)}$$

Se puede aproximar la integral mediante una sumatoria en base a valores promedio tomados por intervalos, tal como está en la siguiente expresión.

$$t_{arranque} = J_{eq} \sum_{i=1}^n \frac{\Delta\omega_i}{(T_m - M_T)} \quad (3.48)$$

Donde:

$t_{arranque}$: Tiempo de arranque (s)

$\Delta\omega_i$: Variación de la velocidad angular (rad/s)

T_m : Torque del motor (Nm)

J_{equi} : Momento de inercia equivalente trasladado al eje del motor(kg*m²)

M_r : Momento resistente de la carga (Nm)

Para entender los cálculos se tiene como expresión del momento resistente:

$$C_r := M_r$$

Con las curvas características del motor (categoría N) brindada por el fabricante se obtiene los siguientes datos relacionados:

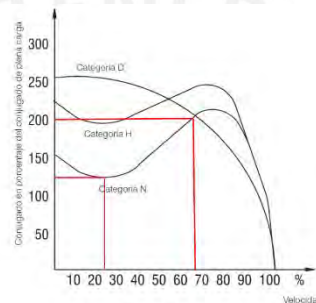


Figura 4.2 - Curvas Consumo X Velocidad, de las diferentes categorías.

Figura 36: Curva característica de un motor asíncrono
Tomado de "Curvas características de motores" Catálogo WEG, (2022)

Analizando en tres puntos el comportamiento del motor como se aprecia en su curva característica, podemos determinar el tiempo de arranque.

Tabla 11: Análisis del tiempo de arranque según curva de funcionamiento

(Cm/Cn) %	n [rpm]	Cm	Cm-Cr	Δw (rad/s)	Jeq.total (kg.m ²)	Tarranque (s)
180	0	21.6	18.719	46.0766923	0.016	0.03938
120	440	14.4	11.519	79.2728546	0.016	0.11011
200	1197	24	21.119	58.9572221	0.016	0.04467
	1760				tarranque	0.19416

Nota: Elaboración propia

$$t_{arranque} := 0.194 \text{ s} \quad (3.49)$$

Determinamos la aceleración angular del sistema.

$$\alpha_{motor} := \frac{w_{motor} - w_i}{t_{arranque}} = 971.627 \frac{1}{s^2} \quad (3.50)$$

Finalmente, calculamos la potencia del motor requerida para arrancar el sistema.

$$T_{acelerador} := J_{equi} \cdot \alpha_{motor} = 14.809 \text{ J} \quad (3.51)$$

$$P_{motor} := T_{acelerador} \cdot \omega_{motor} = 3.743 \text{ hp} \quad (3.52)$$

el modelo del motor corregido seleccionado tiene la siguiente configuración.

TIPO W22 182/4T de 3.7 kw o 5hp

Una vez calculado la potencia, para seleccionar el motor nos apoyaremos en el catálogo de motores CYCLO 6000 (Sumitomo Drive, 2008)

Por lo tanto, el modelo seleccionado tiene la siguiente configuración.

CHH -10 - 6145- G - EP - B- 43

las siguientes características técnicas

- Potencia del motor: 5 hp
- Relación de reducción: 43
- RPM de entrada: 1750 rpm (velocidad estándar)
- RPM de salida deseada: 13.40 rpm

3.3 Selección de la cadena de transmisión

Existen 4 criterios para seleccionar la cadena de transmisión

- Por resistencia
- Por tensión adecuada
- Por dirección de funcionamiento
- Por alineamiento

Esquema de trabajo

Para la de selección de cadena de transmisión me apoye en el catálogo Renold de cadenas (RENOLD, 2017). Para determinar una transmisión por cadenas entre un motor eléctrico (máquina motriz) y un transportador industrial (máquina conducida) y que se ajuste a las siguientes características técnicas como datos de entrada.

- Accionamiento: Motor eléctrico conectado a un motorreductorrr que gira a 40.69 rpm.
- Potencia del motor eléctrico

$$P_{motor} := 3.7 \text{ kW} \quad (3.52)$$

- Velocidad eje motriz

$$n_1 := 40.69 \text{ rpm} \quad (3.53)$$

- Velocidad eje conducido: Transportador industrial que gira a

$$n_2 := 13.56 \text{ rpm} \quad (3.54)$$

- Relación de transmisión: dividiendo (3.53) y (3.54) obtenemos la relación de transmisión

$$r := \frac{n_1}{n_2} = 3 \quad (3.55)$$

- Duración vida útil estimada: 15000 horas
- Distancia entre ejes: 390 mm

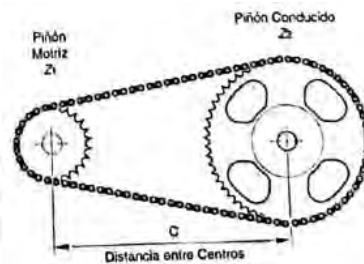


Figura 37: Esquema de transmisión por cadenas
Tomado de “Catálogo Renold cadenas transmisión” Renold, (2017)

Paso 1: Número de dientes de los “sprockets” de la transmisión

- Número de dientes sprocket menor (piñón)

$$Z_1 := 14 \quad (3.56)$$

- Número de dientes sprocket mayor

$$Z_2 := r \cdot Z_1 = 42 \quad (3.57)$$

Paso 2: Determinar el factor de selección

Los siguientes factores se utilizarán para determinar la selección de potencia

- Factor de aplicación f_1 :

El factor f_1 se calcula considerando la sobre carga dinámica a la que trabaja la cadena el valor puede seleccionarse utilizando la tabla 2 (figura 39).

CARACTERÍSTICAS DE LA MÁQUINA A MOVER		CARACTERÍSTICAS DEL PROPULSOR		
		FUNCIONAMIENTO SLAVE Motores eléctricos, Turbinas a vapor y gas, Motores de tracción con acoplamiento hidráulico	LIGERAMENTE IMPULSIVO Motores de explosión de 6 o más cilindros con acoplamiento mecánico, Motores eléctricos con armaduras trapezoidales	MEDIANAMENTE IMPULSIVO Motores de escape de menos de 6 cilindros con acoplamiento mecánico
FUNCIONAMIENTO SLAVE	Bombas centrifugas y Concrecioneras, Máquinas de Imprenta, Calentadores de agua, Cintas transportadoras con cargas uniformes, Escaleras, Aplazadores de líquidos y Mezcladores, Separadores relativos, Ventiladores	1	1.1	1.3
MEDIANAMENTE IMPULSIVO	Bombas y compresores (2 cil-) Homogéneas, Cintas transportadoras con cargas no uniformes, Aplazadores y Mezcladores de sólidos.	1.4	1.5	1.7
ALTAMENTE IMPULSIVO	Aplazadores, Enchufadores, Molinos de bolas, Molinos mezcladores de caucho, Prensas y Cizallas, Bombas y Compresores de 1 a 2 cil.	1.8	1.9	2.1

Figura 38: Factor de aplicación de cadenas
Tomado de “Catálogo Renold cadenas transmisión” Renold, (2017)

$$f_1 := 1.4 \quad (3.58)$$

- factor f_2 :

El factor de diente se calcula calculando la siguiente expresión

El factor diente f_2 se calcula utilizando la ecuación $f_2 = \frac{19}{Z_1}$

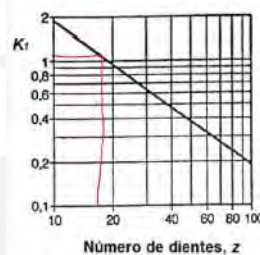


Figura 39: Factor de diente
Tomado de “Catálogo Renold cadenas transmisión” Renold, (2017)

$$f_2 := \frac{19}{Z_1} = 1.357 \quad (3.59)$$

PASO 3: Cálculo para la selección de potencia

Se obtiene al multiplicar la potencia a transmitir por los factores f_1 y f_2 . Reemplazando (3.52), (3.58) y (3.59) en la siguiente expresión

$$P_s = P_{motor} \cdot f_1 \cdot f_2$$

$$P_s := P_{motor} \cdot f_1 \cdot f_2 = 7.03 \text{ kW} \quad (3.60)$$

PASO 4: Selección del tipo de cadena

Se selecciona de la siguiente tabla de relación ANSI, la cadena simple de paso más pequeña que pueda transmitir la potencia seleccionada a la velocidad del piñón Z_1 .

Esta sería la transmisión más económica. si la POTENCIA SELECCIONADA fuera mayor que la indicada para una cadena simple. se puede ir a una cadena múltiple del mismo paso, de acuerdo con las indicaciones de la Tabla.

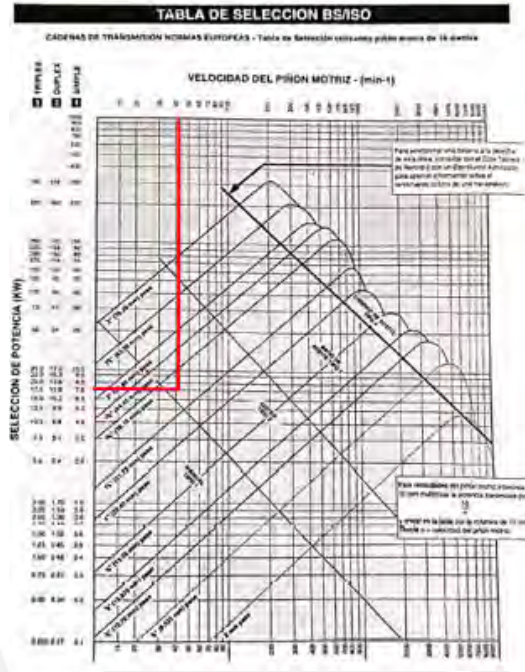


Figura 40: Selección de cadenas

Tomado de "Tabla selección de cadenas" ISO 10823, (2004)

De la siguiente tabla:

la cadena que cumple con la primera iteración es la **de paso=1.1/2" (24B)**

Paso 5: Longitud de la cadena

Para determinar la longitud de la cadena en base a la distancia entre centros de los dos ejes, se utiliza la siguiente expresión

$$L = \frac{Z_1 + Z_2}{2} + \frac{2 \cdot C}{p} + \frac{\left(\frac{Z_1 + Z_2}{2 \cdot \pi}\right)^2 \cdot p}{C} \quad (3.61)$$

Al determinar la longitud entre centros, se debe calcular el número de pasos, es decir el número de eslabones de cadena, este número debe ser entero y par, pues no se recomienda el uso de medio pasos y en caso de ajuste se utiliza un tensor, se recomienda añadir dos pasos a la longitud obtenida.

Donde:

- L: Longitud de la cadena
- p: paso de cadena

$$p := 38.1 \text{ mm} \quad (3.62)$$

- Z1: número de dientes sprocket motriz

$$Z_1 := 14 \quad (3.63)$$

- Z_2 : número de dientes sprocket conducido

$$Z_2 := r \cdot Z_1 = 42 \quad (3.64)$$

- C : distancia entre centros entre sprockets

$$C := 390 \text{ mm} \quad (3.65)$$

Reemplazando (3.62), (3.63), (3.64) y (3.65) en (3.61) obtenemos la longitud de la cadena

$$L := \frac{Z_1 + Z_2}{2} + \frac{2 \cdot C}{p} + \frac{\left(\frac{Z_2 - Z_1}{2 \cdot \pi}\right)^2 \cdot p}{C} = 50.419 \quad (3.66)$$

Es decir que la cadena tiene 51 pasos de longitud.

Adicionalmente con apoyo del Software SKF CHAIN se validará los resultados obtenidos simulando la potencia del motor y los sprocket en función para seleccionar la cadena adecuada.

Tabla 12: Simulación de cadena de transmisión a 5.7 Kw
Tomado de “SKF PT chain calculation” SKF, (s.f.)

Input data:	
Rated power [kW]:	5.7
Rated torque [Nm]:	1065.93
Requested service factor:	1
Driver speed [r/min]:	43
DriveN speed [r/min]:	14.33
Drive:	
Actual center distance [mm]:	381.3
Actual driven speed [r/min]:	14.33
Chain:	
Designation:	PHC 24B-1X10FT
Actual service factor:	1.19
Chain power rating [kW]:	6.79
Number of chain links:	50
Chain speed [m/s]:	0.39
Maximum permissible chain speed [m/s]:	5.35
Chain length [mm]:	1905
The proposed drive would require 1 box(es) of 10 ft.	

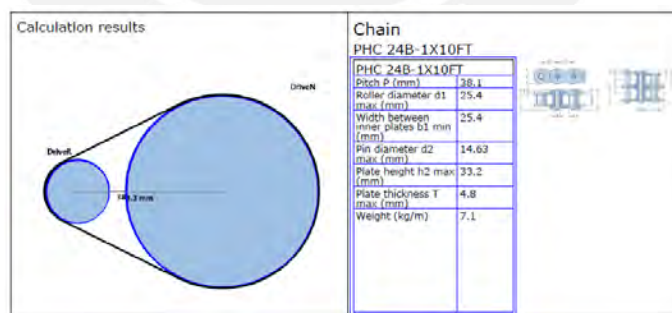


Figura 41: Cadena seleccionada a la potencia de 3.7 Kw
Tomado de “SKF PT chain calculation” SKF, (s.f.)

3.4 Selección de la cadena transportadora

Existen factores para seleccionar la cadena de transporte

- Tipo de transportador
- Peso total a transportar (flujo)
- Velocidad de la cadena
- Peso del material transportado
- Selección de la cadena de transporte
- Coeficiente de fricción
- Condiciones de operación
- Lubricación
- Esfuerzos de tensión y rotura de cadena

Tipo de transportador

Los tipos de transportador más empleados geoméricamente son: horizontal, inclinado, vertical, combinado, siendo la requerida en la tesis el transportador inclinado. Para la selección de la cadena de transporte tome como referencia la bibliografía de (Retezy Vamberk, 2014)

Paso 1: Flujo de material (operando 16 hr al día)

$$Q := 24.5 \frac{\text{ton}}{\text{hr}} \quad (3.67)$$

Paso 2: Velocidad de la cadena

Viene dada por la siguiente expresión.

$$v = \frac{Q}{H \cdot B \cdot \beta \cdot \gamma \cdot 3600} \quad (3.68)$$

Donde:

- H es el ancho de la descarga

$$H := 0.640 \text{ m} \quad (3.69)$$

- B es la altura de la descarga

$$B := 0.060 \text{ m} \quad (3.70)$$

- β el coeficiente de corrección

$$\beta := \frac{0.45}{m} \quad (3.71)$$

- γ el coeficiente de corrección

$$\gamma := \frac{0.4}{m} \quad (3.72)$$

Reemplazando (3.67), (3.69), (3.70), (3.71) y (3.72) en la ecuación dada se obtiene la velocidad de la cadena

$$V := \frac{Q}{H \cdot B \cdot \beta \cdot \gamma \cdot 3600} = 0.241 \frac{m}{s} \quad (3.73)$$

Paso 3: Peso del material transportado

Se determina de la siguiente manera, siendo a la longitud total del transportador 4572mm

$$M_l := a \cdot \frac{5 \cdot Q}{V}$$

$$a := 4.572 \text{ m} \quad (3.74)$$

Reemplazando (3.67), (3.73) y (3.74) en la siguiente expresión

$$M_l := a \cdot \frac{5 \cdot Q}{V} = 969.294 \text{ kg} \quad (3.75)$$

Peso de la cadena de arrastre

$$P_l := M_l \cdot g = (9.506 \cdot 10^3) \text{ N} \quad (3.76)$$

Paso 4: Selección de la cadena transporte

La cadena seleccionada debe resistir el peso transportado, además se recomienda un factor de seguridad de 4 (k=4) para evitar el esfuerzo de rotura.

Reemplazando (3.87) en la expresión dada:

$$F_b := P_l \cdot k = (38.022 \cdot 10^3) \text{ N} \quad (3.77)$$

La cadena seleccionada de acuerdo a la ISO 1977 (tabla en el anexo 7) es **M40*80(3")**

Paso 5: Peso de la cadena

la cadena seleccionada tiene un peso distribuido $q=3.7 \text{ kg/m}$, además de un paso $p=80 \text{ mm}$ (3") y el número de dientes del sprocket de arrastre es de 14.

$$q := 3.7 \frac{\text{kg}}{\text{m}} \quad Z := 14 \quad p := 76.2 \text{ mm}$$

- o Diámetro primitivo del sprocket de arrastre

$$D_p := \frac{p}{\sin\left(\frac{180^\circ}{Z}\right)} = 342.44 \text{ mm} \quad (3.78)$$



Figura 42: Modelamiento de sprocket de arrastre

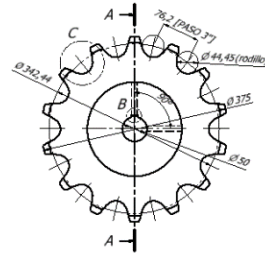


Figura 43: Esquema de sprocket de arrastre

- Longitud de la cadena de arrastre
Reemplazando (3.85) y (3.89) en la fórmula de longitud total:

$$L := 2 \cdot a + \pi \cdot D_p = 10.22 \text{ m} \quad (3.79)$$

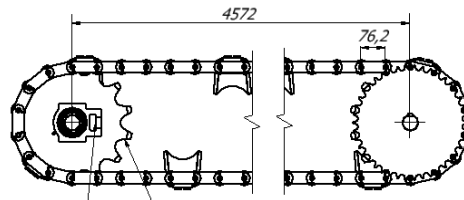


Figura 44: Esquema de modelamiento de cadena de arrastre

- Peso de la cadena de arrastre

$$P := q \cdot 2 L = 75.627 \text{ kg} \quad (3.80)$$

Siendo dos cadenas por cada par de sprocket de arrastre

$$m_{\text{cadena}} := 2 \cdot P = 151.253 \text{ kg} \quad (3.82)$$

Paso 6: Selección de los coeficientes de corrección

- Coeficiente de corrección (f_r)

La cadena seleccionada opera o se desliza sobre una guía de acero (Ck 45), de acuerdo con la tabla se designa el siguiente valor

Tabla 13: Coeficiente de fricción por material de cadena de transporte
Tomado de “Selection of a conveyor chain” RETEZY VAMBERK, (2014)

Bodies in contact	slide friction coefficient " f_r ", dry surface	slide friction coefficient " f_r ", lubricated surface
Steel chains on hard wooden guideways	0.44	0.29
Steel chains on steel guideways	0.30	0.20
Steel chains on chopped, uneven or rusted guideways	0.35	0.25
Steel chains on high density polyethylene guideways	0.18	0.05

$$f_r := 0.20 \quad (3.83)$$

- Coeficiente de corrección de operación (f_s)

La cadena seleccionada opera en las siguientes condiciones y el factor de operación viene dado de multiplicar todos los valores de las características de cada condición de operación.

Tabla 14: Selección del factor de operación de cadena de arrastre
Tomado de “Selection of a conveyor chain” RETEZY VAMBERK, (2014)

Operating conditions	F_s
Load balance - centered load - uneven load distribution	1,0 1,5
Load characteristics - even load: overload occurrence less than 5% - small fluctuations: overload occurrence 5 to 20 % - great fluctuations: overload occurrence 20 to 40 %	1,0 1,2 1,5
Frequency of start/stop under load - less frequent than 5 times a day - 5 times a day to twice an hour - more frequent than twice an hour	1,0 1,2 1,5
Operating environment - relatively clean - medium dusty or contaminated - damp, very contaminated or corrosive	1,0 1,2 1,3
Workhours per day - up to 10 - up to 24	1,0 1,2

$$f_s := 1.5 \cdot 1.5 \cdot 1.5 \cdot 1.3 \cdot 1.2 = 5.265 \quad (3.84)$$

- Coeficiente del factor de corrección de velocidad (f_v)

La velocidad de corrección anteriormente calculada es de 6.36 m/min y de acuerdo con la tabla asociada a un número de dientes de sprocket asumida inicialmente.

Tabla 15: Factor de corrección
Tomado de “Selection of a conveyor chain” RETEZY VAMBERK, (2014)

Chain velocity m/min.	Number of teeth of the sprocket						
	6	7-8	9-10	11-12	13-16	17-20	21-24
3,0	0,9	0,8	0,8	0,8	0,7	0,7	0,7
7,5	1,0	0,9	0,8	0,8	0,8	0,8	0,7
15,0	1,4	1,0	0,9	0,9	0,8	0,8	0,8
30,0	2,0	1,3	1,1	1,0	0,9	0,9	0,8
60,0	4,4	2,0	1,4	1,2	1,1	1,0	0,9

$$f_v := 0.8 \quad (3.85)$$

- Coeficiente de fricción (f_m)

Describe la influencia de la fricción sobre el material transportado y el conducto del transportador (tabla en el anexo 12).

$$f_m := 0.9 \quad (3.86)$$

Paso 7: Cálculo de la fuerza de tracción

La fuerza de tracción depende la orientación del transportador (vertical, horizontal, inclinado etc) para el caso de tesis el transportador es inclinado.

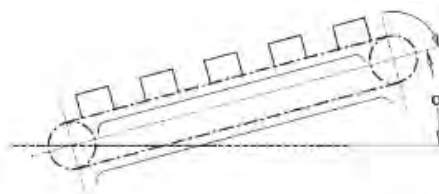


Figura 45: Esquema de transportador inclinado
Tomado de "Selection of a conveyor chain" RETEZY VAMBERK, (2014)

$$T = 9,81 \cdot \frac{[\cos \alpha \cdot (P + P1) \cdot fr + \sin \alpha \cdot P1] \cdot Fs \cdot Fv}{\text{number of chains}} \quad (N) \quad (3.87)$$

Donde:

α : es el ángulo de inclinación del transportador

P: es el peso de la cadena de arrastre (N)

P1: Peso de la carga a transportar (N)

Fr: Factor de corrección

Fs: Factor de operación

Fv: factor de velocidad

$$\alpha := 22^\circ \quad (3.88)$$

Reemplazando los valores en la fórmula siguiente (3.97)

$$T := g \cdot \left(\frac{\cos(\alpha) \cdot (2 \cdot P + M_l) \cdot fr + \sin(\alpha) \cdot M_l}{1} \right) \cdot fs \cdot fv = (2.889 \cdot 10^4) \text{ N} \quad (3.89)$$

Paso 8: Energía o momento necesario para mover la cadena viene dado por la siguiente ecuación9

$$N = \frac{T \cdot v}{1000} \quad (3.100)$$

Donde:

T: Fuerza necesaria para mover la cadena y la carga (N)

V: Velocidad nominal de funcionamiento del equipo (m/s)

Reemplazando los valores de calculados en el paso 7 se tiene

$$T = (2.889 \cdot 10^4) \text{ N} \quad v = 0.241 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Entonces el valor del momento necesario para moverla cadena de arrastre se obtiene reemplazando (3.99) en (3.100):

$$N := \frac{T \cdot V}{1000} = 0.009 \text{ hp} \quad (3.101)$$

Paso 9: Presión específica sobre las uniones de las cadenas

Se obtiene por la siguiente expresión.

$$P_t = \frac{T}{f} \quad (3.102)$$

Donde:

o T: Fuerza necesaria para mover la cadena y la carga (N)

- o f: Área de la sección del rodillo de la cadena (mm²)

$$f := 2628 \text{ mm}^2 \quad (3.103)$$

Reemplazando (3.99) y (3.103) en la expresión (3.102)

$$p_i := \frac{T}{f} = 10.994 \text{ MPa} \quad (3.104)$$

De acuerdo con la tabla en la selección de la cadena $f=2628\text{mm}^2$, de esta manera la presión específica es menor que la máxima permisible listada en la tabla.

Tabla 16: Presión específica sobre el pin de cadena de transporte
Tomado de "Selection of a conveyor chain" RETEZY VAMBERK, (2014)

Bushing	Materials in contact Pin	Maximum specific pressure MPa
Cemented steel	Cemented steel	25,0
Cemented steel	Treated steel	21,0
Iron	Cemented steel	17,5
Stainless steel	Stainless steel	12,0
Bronze	Cemented steel	10,0

10.994 < 12 MPa Cumple!

A continuación, se muestra el diseño del sistema de transporte.

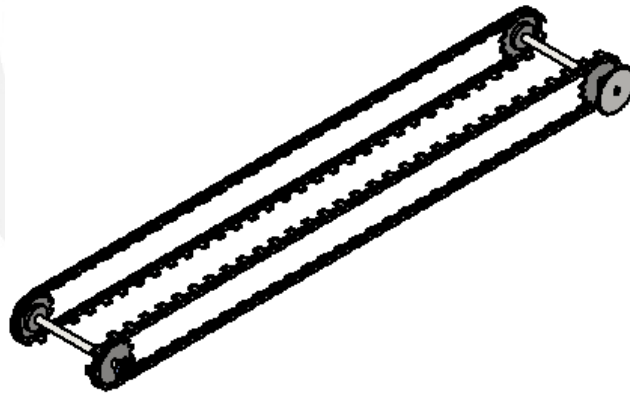


Figura 46: Modelamiento del sistema de transporte (cadena)

3.5 Diseño del arrastrador

El componente fundamental del mecanismo de transmisión por arrastre y su función es para trasladar (empujar) las bolas de acero y que estará sujeta a la cadena de arrastre para que de esta manera tenga movimiento siguiendo la trayectoria de la cadena arrastre.

- Altura del arrastrador

Para determinar la altura del arrastrador esta debe ser como mínimo 0.75 del diámetro de la bola de acero y como altura máxima la distancia entre las orejas de sujeción de la cadena de arrastre y la cama de bolas como se aprecia en la siguiente.

$$H_{min} < H_{arrastrador} < D_{cadena.comabolas}$$

$$H_{min} := 0.75 \cdot d_{bola5} = 95.25 \text{ mm}$$

$$D_{cadena.comabolas} := 117 \text{ mm}$$

$$95.25 \text{ mm} < H_{arrastrador} < 117 \text{ mm}$$

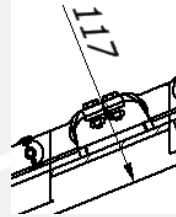


Figura 47: Altura de arrastrador

Por ello la longitud del arrastrador es: $H := 110 \text{ mm}$

- Longitud del arrastrador

La longitud viene dada entre la cantidad de filas a la cual se alimenta el transportador, siendo esta de 4 bolas de acero y como longitud límite la distancia entre cadenas.

$$4 \cdot d_{bola5} < L_{arrastrador} < d_{entre.cadenas}$$

$$L_{min} := 4 \cdot d_{bola5} = 508 \text{ mm}$$

$$L_{max} := d_{entre.cadenas} = 750 \text{ mm}$$

$$508 \text{ mm} < L_{arrastrador} < 750 \text{ mm}$$

$$L := 600 \text{ mm}$$

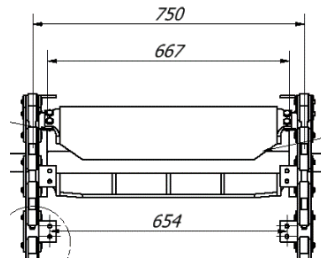


Figura 48: Dimensiones entre cadenas de arrastre

Además, el arrastrador se sujetará a la cadena de arrastre mediante unas platinas dobladas por unos pernos de sujeción como se observa en la figura 50.

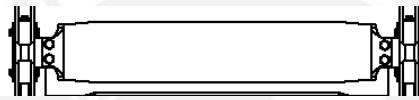


Figura 49: Vista superior del arrastrador montado en la cadena de arrastre
Fuente: Elaboración propia

- Ancho del arrastrador

El ancho del arrastrador tiene una tolerancia mayor de diseño, es por ello que el ancho seleccionado es numéricamente similar al diámetro de las bolas de acero.

$$d_{bola5} := 127 \text{ mm}$$

$$A_{arrastrador} := 120 \text{ mm}$$

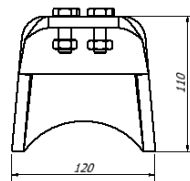


Figura 50: Vista lateral dl arrastrador (alto ancho)

Finalmente, el diseño del arrastrador con las siguientes dimensiones (figura 52).

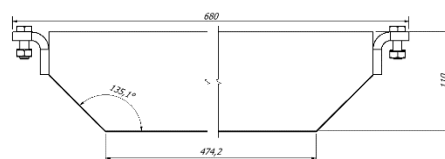


Figura 51: Modelamiento del arrastrador

A continuación, se muestra el modelamiento del sistema de arrastre con los arrastradores montados.



Figura 52: Modelamiento del sistema de transmisión de arrastre

3.6 Diseño del tensor de cadena

El tensor de cadena de arrastre cumple una función importante el funcionamiento del transportador industrial, pues para garantizar la correcta transmisión, tomando en cuenta que el alineamiento adecuado entre las cadenas de arrastre

En el presente trabajo de tesis, el tensor de cadena se diseñó usando un esparrago templador (figura 53), el cual traslada la chumacera de tensión del eje inferior de la cadena de arrastre.

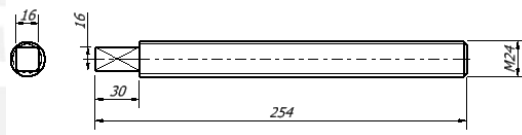


Figura 53: Diseño del esparrago templador

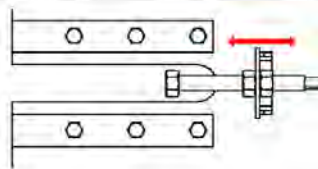


Figura 54: Funcionamiento de esparrago templador

La chumacera templadora a su vez se desplaza sobre unos rieles para su libre funcionamiento hasta la tensión necesaria que requiera la cadena de arrastre. A continuación, la vista de perfil y frontal de los rieles para la chumacera templadora

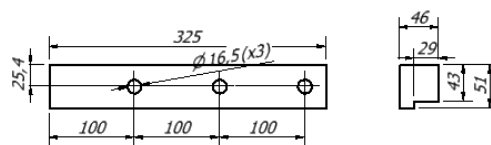


Figura 55: Vista frontal y lateral de rieles

Los rieles asientan por sujeción sobre la plancha inferior del transportador, esta plancha soporta a su vez un extremo del eje inferior, por lo cual es necesario usar dos planchas una en cada extremo del eje inferior con todos sus componentes (chumaceras, sprocket y cadena de arrastre). Adicionalmente se dobló la plancha en los extremos, para aumentar su momento inercia para aumentar la resistencia a la deformación.

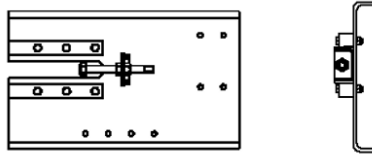


Figura 56: Vista frontal y lateral placa base

Finalmente, El ensamble de la placa templadora se asentará por sujeción sobre la estructura superior en el extremo inferior (perfil estructural “U”).



Figura 57: Modelamiento de placa templadora

3.7 Diseño de eje de transportador

De acuerdo a la teoría aplicada en elementos de máquina las transmisiones por cadena se saben lo siguiente.

La transmisión es por forma y no requiere pretensión. En el siguiente esquema se han dibujado las circunferencias primitivas de los sprockets y se muestra que en uno de los tramos la tensión es igual a F

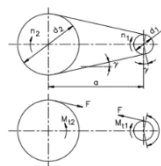


Figura 58: Esquema de fuerzas cadena de transmisión
Tomado de “Apuntes de elementos de máquina 1” PAULSEN, K (2010)

Del cual se deduce que:

$$F = \frac{2 M_{t1}}{d_1} = \frac{2 M_{t2}}{d_2}$$

Para el siguiente trabajo de tesis, el cálculo del diámetro del eje es necesario conocer las fuerzas a las cuales está sometido y los esfuerzos que generan estas.

Cálculo de fuerzas en cadenas de transmisión en los sprockets motriz, conducido y de arrastre

- Fuerza de transmisión sobre sprocket motriz
Potencia del Motor Eléctrico (en watts):

$$P := 5 \text{ hp}$$

$$Pot := P \cdot 0.746 = (2.781 \cdot 10^3) \text{ W} \quad (3.105)$$

Velocidad del motor RPM

$$n := 41 \text{ rpm}$$

$$n = 4.294 \frac{1}{s} \text{ rad/s} \quad (3.106)$$

Torque del Motor

$$P = T \cdot N$$

Reemplazando (3.105) y (3.106) en la siguiente expresión

$$T := \frac{P}{n} = 696.46 \text{ N}\cdot\text{m} \quad (3.107)$$

Esquema de fuerzas sobre el sprocket motriz



Figura 59: Bosquejo de fuerza sobre el piñón motriz

$$\phi_{ext_e} := 140 \text{ mm} \quad (3.108)$$

Reemplazando (3.107) y (3.108) para hallar la fuerza sobre el “sprocket” motriz.

$$F_{SM} := \frac{T}{\frac{\phi_{ext_e}}{2}} = (1.241 \cdot 10^4) \text{ N}$$

- Fuerza de transmisión sobre sprocket conducido
La fuerza calculada anteriormente será numéricamente igual a la fuerza presente en el sprocket conducido debido a que es la misma cadena, pero con dirección contraria.

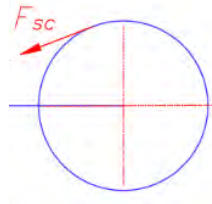


Figura 60: Bosquejo de fuerza sobre el sprocket conducido

$$\phi_{ext_{sc}} := 420 \text{ mm} \quad (3.109)$$

$$F_{SC} := F_{SM} = (1.241 \cdot 10^4) \text{ N} \quad (3.110)$$

A continuación, se descomponen la fuerza sobre el sprocket en el plano de análisis xy. El ángulo entre el vector fuerza y la horizontal es:

$$\alpha := 70.25^\circ$$

Fuerza tangencial sobre el sprocket se descompone en la siguiente expresión.

$$F_{TSC} := F_{SC} \cdot \sin(\alpha) = (1.168 \cdot 10^4) \text{ N} \quad (3.111)$$

La fuerza radial sobre el sprocket se descompone en la siguiente expresión

$$F_{RSC} := F_{SC} \cdot \cos(\alpha) = (4.192 \cdot 10^3) \text{ N} \quad (3.112)$$

Al conocer la fuerza de reacción de la cadena, se puede calcular el torque al cual está sometido el sprocket conducido y por lo tanto el eje. Reemplazando (3.111) y (3.112) en la siguiente expresión.

$$T_{SC} := F_{SC} \cdot \frac{\phi_{ext_{sc}}}{2} = (2.089 \cdot 10^3) \text{ N}\cdot\text{m}$$

- Fuerza de transmisión sobre sprocket arrastre

El torque calculado anteriormente nos ayudará a determinar la fuerza presente en el sprocket de arrastre, pues el torque generado por el sprocket conducido sobre el eje se compensan con la reacción del toque sobre los dos sprocket de arrastre sobre el eje.

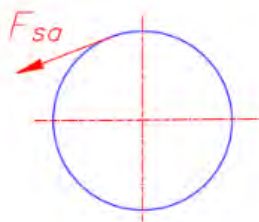


Figura 61: Bosquejo de fuerza sobre el sprocket conducido

$$\phi_{ext_{sa}} := 342.44 \text{ mm} \quad (3.113)$$

$$F_{SA} := \frac{\frac{T_{sc}}{2}}{\frac{\phi_{ext_{sa}}}{2}} = (7.608 \cdot 10^3) \text{ N} \quad (3.114)$$

A continuación, se graficará el esquema de fuerzas sobre el eje superior el transportador industrial el cual soporta los sprocket de arrastre y el sprocket conducido.

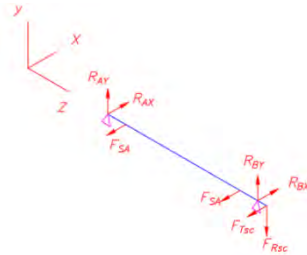


Figura 62: Esquema de fuerzas isométrica del eje de arrastre

Analizando las fuerzas sobre el eje en los planos YZ y XZ

$$F_{SA} = (7.608 \cdot 10^3) \text{ N} \quad (3.115)$$

$$F_{TSC} = (1.168 \cdot 10^4) \text{ N} \quad (3.116)$$

$$F_{RSC} = (4.192 \cdot 10^3) \text{ N} \quad (3.117)$$

Se analizarán los diagramas de esfuerzos flectores y torsores.

Plano YZ



Figura 63: Esquema de fuerzas plano YZ

Sumatoria de fuerzas en "y" igual a 0 y sumatoria de momentos en "A" (apoyo derecho) igual a 0.

$$R_{BY} := F_{RSC} \cdot \frac{996}{941} = (4.437 \cdot 10^3) \text{ N} \quad (3.118)$$

$$R_{AY} := R_{BY} - F_{RSC} = 245.023 \text{ N} \quad (3.119)$$

Plano XZ



Figura 64: Esquema de fuerzas plano XZ

Sumatoria de fuerzas y momentos

$$\Sigma M_A := 0 \quad R_{BX} := \frac{F_{SA} \cdot 112 + F_{SA} \cdot 829 + F_{TSC} \cdot 996}{941} = (1.997 \cdot 10^4) \text{ N} \quad (3.120)$$

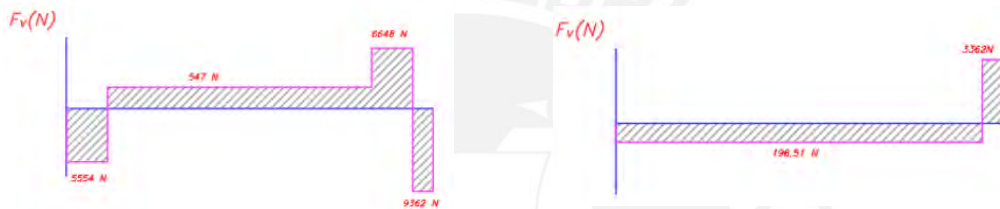
$$\Sigma_x := 0 \quad R_{AX} := F_{SA} + F_{SA} + F_{TSC} - R_{BX} = (6.925 \cdot 10^3) \text{ N} \quad (3.121)$$

Para evaluar la zona más cargada se analizan los diagramas de momentos cortantes, flectores y torsores

- Diagrama de fuerza cortante

Plano XZ

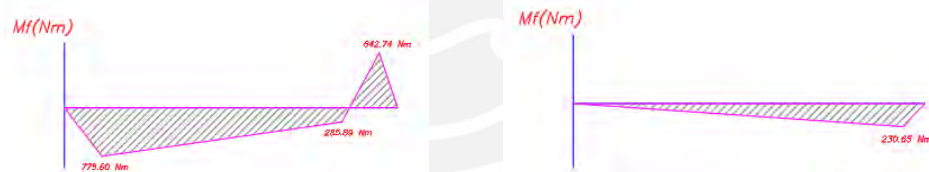
Plano YZ



- Diagrama de Momento flector

Plano XZ

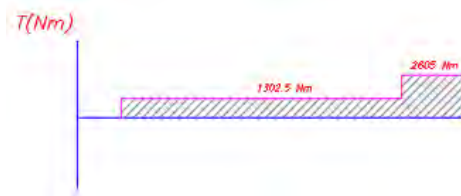
Plano YZ



$$Mfa := 642.74 \text{ N}\cdot\text{m}$$

$$Mfb := 230.56 \text{ N}\cdot\text{m}$$

- Diagrama de Momento Torsor



De acuerdo al análisis de esfuerzos la zona más cargada es el **apoyo B** por lo tanto se realiza el cálculo para determinar el diámetro mínimo permisible y así evitar la falla por carga combinada.

Por teoría de máxima distorsión se puede determinar los esfuerzos flectores máximos y torsores máximos. La ecuación se determina por la siguiente expresión.

$$M_{fa} := 642.74 \text{ N}\cdot\text{m} \quad (3.122)$$

$$M_{fb} := 230.56 \text{ N}\cdot\text{m} \quad (3.123)$$

Reemplazando (3.122) y (3.123) en la siguiente expresión para obtener el momento resultante

$$M_{fmax} := \sqrt{M_{fa}^2 + M_{fb}^2} = 682.842 \text{ N}\cdot\text{m} \quad (3.124)$$

Además, tenemos el momento torsor máximo

$$T_{max} := 2605 \text{ N}\cdot\text{m} \quad (3.125)$$

El acero empleado para la fabricación del eje es un acero SAE 1045 con las siguientes características, se recomienda diseñar con un factor de seguridad de 2.5

El esfuerzo de fluencia del acero SAE 1045

$$\sigma_f := 370 \text{ MPa} \quad (3.126)$$

$$F_s := 2.5 \quad (3.127)$$

El esfuerzo permisible de diseño viene dado por la siguiente ecuación

$$\sigma_{diseño} := \frac{\sigma_f}{F_s} = 148 \text{ MPa} \quad (3.128)$$

De acuerdo con la teoría en el curso de resistencia de materiales aplicamos la teoría de la máxima distorsión de Von Mises, la cual viene dada por la siguiente ecuación.

$$\sqrt{\sigma_{Mf}^2 + 3 \cdot \tau_{torsion}^2} \leq \sigma_{diseño} \quad (3.129)$$

$$\sigma_{Mf} := \frac{32 \cdot M_{fmax}}{\pi \cdot d^3} \quad \tau_{torsion} := \frac{16 \cdot T_{max}}{\pi \cdot d^3}$$

Reemplazando el momento flector resultante (3.124) y el momento torsor máximo (3.125) en la ecuación anterior (3.129) obtenemos el diámetro mínimo del eje superior e inferior del transportador.

$$\sigma_{Mf} := \frac{32 \cdot M_{fmax}}{\pi \cdot d^3} = 41.805 \text{ MPa} \quad \tau_{torsion} := \frac{16 \cdot T_{max}}{\pi \cdot d^3} = 79.742 \text{ MPa}$$

$$d := 55 \text{ mm} \quad (3.130)$$

$$\sqrt{\sigma_{Mf}^2 + 3 \cdot \tau_{torsion}^2} = 144.306 \text{ MPa}$$

$\sigma < \sigma_{\text{diseño}}$ cumple!

- Determinar el factor de seguridad mínimo contra la fatiga con base a la vida infinita para el caso cuando existe carga combinada

Como la zona más cargada es la sección B se analizará esta sección se tienen los siguientes datos.

- Momento flector máximo (3.124)

$$M_{f_{\max}} = 682.842 \text{ N}\cdot\text{m}$$

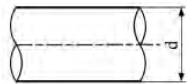
- Momento torsor máximo (3.125)

$$T_{\max} = 2605 \text{ N}\cdot\text{m}$$

- Esfuerzo de fluencia (3.129)

$$\sigma_B = 370 \text{ MPa}$$

Geometría:



$$d = 55 \text{ mm}$$

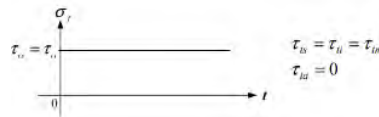
el esfuerzo de flexión es alternante puro, por lo tanto:

$$\begin{aligned} \sigma_{fa} &= \sigma_{fs} = \frac{32 M_f}{\pi d^3} \\ \sigma_{fm} &= 0 \end{aligned} \quad (3.131)$$

De esta manera al calcular el esfuerzo alternante reemplazando (3.124) y (3.130) en la ecuación (3.131) obtenemos el siguiente valor:

$$\sigma_{fa} = \frac{32 \cdot M_{f_{\max}}}{\pi \cdot d^3} = 41.805 \text{ MPa}$$

Adicionalmente en esta sección del eje hay torsión, pero tiene carácter estático (no varía en el tiempo), entonces:



Reemplazando el momento torsor (3.125) y (3.130) para calcular el momento torsor medio obtenemos:

$$\tau_{tm} = \frac{16 \cdot T_{\max}}{\pi \cdot d^3} = 79.742 \text{ MPa}$$

De acuerdo a la teoría aplicada en el curso de elementos de máquina (MEC2M1) se tienen los siguientes factores que influyen en la resistencia a la fatiga (K. Paulsen Moscoso, 2016):

- Coeficiente de superficie: con $R_t = 10 \mu m$ y, por lo tanto

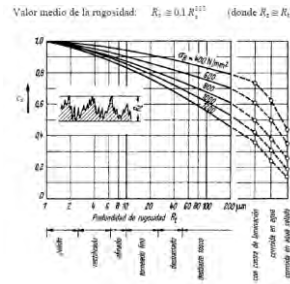
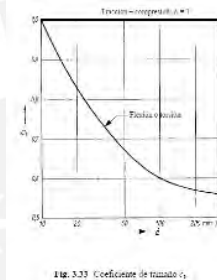


Figura 65: Coeficiente de superficie

Tomado de “Apuntes de elementos de máquina 1” PAULSEN, K (2010)

$$C_s := 0.95 \quad (3.132)$$

- Coeficiente de tamaño: con $d = 40 \text{ mm}$ y para flexión obtenemos



$$C_T := 0.68$$

(3.133)

Figura 66: Coeficiente de tamaño

Tomado de “Apuntes de elementos de máquina 1” PAULSEN, K (2010)

- Coeficiente de temperatura: de la tabla 3.4 y con $T = 30^\circ\text{C}$, obtenemos

Tabla 3.4 Factor de temperatura c_{temp}

T ($^\circ\text{C}$)	c_{temp}
20	1.000
50	1.010
100	1.020
150	1.025
200	1.020
250	1.000
300	0.975
350	0.927
400	0.922
450	0.840
500	0.766
550	0.670
600	0.546

$$C_{temp} := 1$$

(3.134)

Figura 67: Coeficiente de temperatura

Tomado de “Apuntes de elementos de máquina 1” PAULSEN, K (2010)

- Coeficiente de carga: de tabla 3.5 y sabiendo que los esfuerzos son de flexión y torsión obtenemos

○

Tipo de carga	c_{carga}
Flexión	1.0
Axial	0.85
Torsión	1.00

$$C_{carga} := 1 \quad (3.135)$$

[Ref. Ch. Lippson & R. Novak: Handbook of Stress and Strain]

Figura 68: Coeficiente de carga

Tomado de “Apuntes de elementos de máquina 1” PAULSEN, K (2010)

- Coeficiente de confiabilidad: tabla 3.6 y sabiendo que la confiabilidad requerida es del 50% obtenemos

Tabla 3.6 Factor de confiabilidad c_c

Confiabilidad R	c_c
0.50	1.000
0.90	0.897
0.95	0.868
0.99	0.814
0.999	0.753
0.999 9	0.702
0.999 99	0.659
0.999 999	0.620
0.999 999 9	0.584
0.999 999 99	0.551
0.999 999 999	0.520

$$C_c := 1$$

(3.136)

Figura 69: Coeficiente de confiabilidad

Tomado de “Apuntes de elementos de máquina 1” PAULSEN, K (2010)

- Factor de concentración de esfuerzos: como en esta sección no hay cambios de sección, entonces $K_t = 1$ y por lo tanto $\beta = 1$ (tanto para flexión como para torsión)

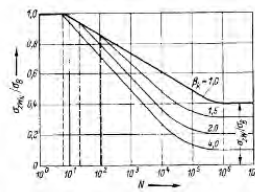
Fig. 3.34 Curva de Wöhler para resistencia a la fatiga a tracción-compresión alternancia de probetas con entalla (según Wöllinger-Diesmann). Probetas sin entalla $R_{f0} = 1$.

Figura 70: Curva de Wöhler para resistencia a la fatiga a tracción-compresión

Tomado de “Apuntes de elementos de máquina 1” PAULSEN, K (2010)

Esfuerzo equivalente medio o estático:

Para flexión:

$$\sigma_{fm} := 0 \text{ MPa} \quad (3.136)$$

Para torsión:

$$\tau_{tm} = 79.742 \text{ MPa} \quad (3.137)$$

El esfuerzo equivalente según von Mises es:

$$\sigma_{m eq} = \sqrt{\sigma_{fm}^2 + 3 \tau_{tm}^2} \quad (3.138)$$

Donde:

 $\sigma_{m.eq}$: Esfuerzo medio equivalente (N/mm^2) σ_{fm} : Esfuerzo medio de flector (N/mm^2)

σ_{tm} : Esfuerzo medio de Torsión (N/ mm²)

Reemplazando en la siguiente ecuación (3.138) los esfuerzos medios de flexión y torsión (3.136) y (3.137) respectivamente.

$$\sigma_{m.eq} := \sqrt{\sigma_{fm}^2 + 3 \cdot \tau_{tm}^2} = 138.118 \text{ MPa} \quad (3.139)$$

Esfuerzo equivalente alternante:

Para calcular el esfuerzo de flexión alternante equivalente reemplazamos el esfuerzo alternante (3.129) y los coeficientes de corrección (3.131) al (3.136).

$$\sigma'_{fa} := \left(\frac{\beta_k}{C_s \cdot C_T \cdot C_{temp} \cdot C_{carga} \cdot C_c} \right) \cdot \sigma_{fa} = 64.714 \text{ MPa} \quad (3.140)$$

Para torsión calculamos el esfuerzo alternante equivalente reemplazamos el esfuerzo alternante este es nulo pues el esfuerzo de torsión no varía.

$$\tau'_{ta} := \left(\frac{\beta_k}{C_s \cdot C_T \cdot C_{temp} \cdot C_{carga} \cdot C_c} \right) \cdot \tau_{ta} = 0 \text{ Pa} \quad (3.141)$$

El esfuerzo equivalente alternante según von Mises se calcula reemplazando los esfuerzos alternantes (3.139) y (3.140).

$$\sigma'_{a.eq} := \sqrt{\sigma'_{fa}^2 + 3 \cdot \tau'_{ta}^2} = 64.714 \text{ MPa} \quad (3.142)$$

El Factor de seguridad a la fatiga, se determina por la siguiente expresión:

$$FS := \frac{1}{\frac{\sigma_{m.eq}}{\sigma_B} + \frac{\sigma'_{fa}}{\sigma_{fa}}} \quad (3.143)$$

Donde:

$\sigma_{m.eq}$: Esfuerzo medio equivalente (N/ mm²)

σ_B : Esfuerzo de fluencia (N/ mm²)

σ'_{fa} : Esfuerzo medio de Torsión (N/ mm²)

σ_{fa} : Esfuerzo medio de Torsión (N/ mm²)

Reemplazando el esfuerzo equivalente medio (3.138), el esfuerzo de fluencia (3.124), (3.129) y (3.139) en la ecuación (3.143)

$$FS := \frac{1}{\frac{\sigma_{m,eq}}{\sigma_B} + \frac{\sigma'_{fa}}{\sigma_{fa}}} = 0.52$$

De esta manera sabemos que mientras trabaje con los esfuerzos propuestos el componente tendrá vida infinita.

Ahora calcularemos el factor de seguridad con el esfuerzo máximo

El esfuerzo máximo según von Mises se calcula

$$\sigma_{s,eq} = \sqrt{\sigma_{fs}^2 + 3 \tau_{ts}^2} \quad (3.144)$$

Donde:

$\sigma_{s,eq}$: Esfuerzo máximo equivalente (N/ mm²)

σ_{fs} : Esfuerzo de máximo fluencia (N/ mm²)

τ_{ts} : Esfuerzo máximo de Torsión (N/ mm²)

El esfuerzo máximo de fluencia viene dado por la siguiente ecuación

$$\begin{aligned} \sigma_{fs} &:= \sigma_{fm} + \sigma_{fa} = 41.805 \text{ MPa} & \sigma_{fm} &:= 0 \text{ MPa} \\ \sigma_{fs} &:= \sigma_{fm} + \sigma_{fa} = 41.805 \text{ MPa} \end{aligned} \quad (3.144)$$

El esfuerzo máximo de fluencia viene dado por la siguiente ecuación

$$\begin{aligned} \tau_{ta} &:= 0 \text{ MPa} & \tau_{tm} &:= 79.742 \text{ MPa} \\ \tau_{ts} &:= \tau_{tm} + \tau_{ta} = 79.742 \text{ MPa} \end{aligned} \quad (3.145)$$

Reemplazando (3.144) y (3.145) en la expresión (3.143):

$$\sigma_{s,eq} := \sqrt{\sigma_{fs}^2 + 3 \cdot \tau_{ts}^2} = 144.306 \text{ MPa}$$

Finalmente, el factor de seguridad a la fluencia

$$FS = \frac{\sigma_F}{\sigma_{seq}}$$

Donde el esfuerzo de fluencia, de acuerdo al material (Acero SAE 1045):

$$\sigma_F := 370 \text{ MPa}$$

Por lo tanto, el factor seguridad se calculó de la siguiente manera

$$FS := \frac{\sigma_F}{\sigma_{s.eq}} = 2.564$$

Al ser mayor que 0 el valor del factor de seguridad quiere decir que tiene vida infinita, es decir no falla por fatiga.

- Seleccionar la chaveta requerida

La transmisión de potencia seleccionada será por chaveta, para el diseño, se empleará la norma DIN 6885 A (Pontificia Universidad Católica del Perú, 1968).

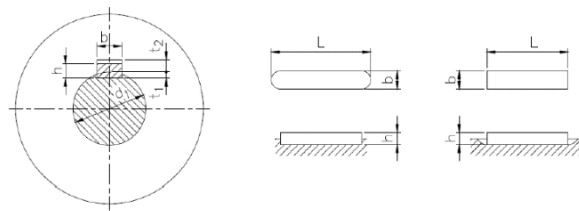


Figura 71: Unión mediante chavetas

Tomado de "Apuntes de elementos de máquina 1" PAULSEN, K (2010)

Come se mencionó previamente, se determina la longitud mínima efectiva a la que se debe diseñar dicha chaveta para garantizar una adecuada transmisión de potencia y prevenir un fallo debido al exceso de la presión de aplastamiento. La longitud mínima efectiva se determina mediante la siguiente fórmula:

$$L_{ef} = \frac{2 \times M_t}{d \times p_{adm} \times t} \quad (3.146)$$

Donde:

p_{adm} : Esfuerzo de aplastamiento admisible (N/mm^2)

M_t : Momento torsor transmitir ($N \cdot m$)

d : Diámetro de la sección más cargada

t : Diferencia entre la altura y el resalte de la chaveta (m)

L_{ef} : Longitud efectiva de la chaveta (m)

Las características del material son:

El material del cubo es Acero SAE 1045 (BOHLER PERÚ S.A., 2020), su presión de aplastamiento admisible varía de 90 a 100 MPa, por ello se diseñará el canal con un valor de 95 MPa.

$$p_{adm} := 95 \frac{N}{mm^2} \quad (3.147)$$

Finalmente, La chaveta seleccionada tiene una designación de DIN6885 16x10x140mm.

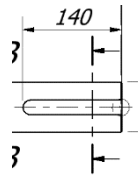


Figura 74: Longitud de chaveta

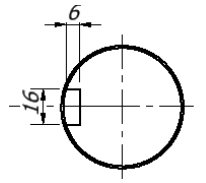


Figura 73: Ancho y profundidad de chaveta



3.8 Cálculo de deflexión del perfil rectangular base

Se tiene como perfil base una platina de acero ASTM-A36, que servirá como base de para el transporte de las bolas de acero.



Dimensiones:

Alto	$h := 50.8 \text{ mm}$
Ancho	$b := 9.525 \text{ mm}$
Longitud	$l := 4200 \text{ mm}$

Propiedades del material

Módulo de Young	$E := 200 \text{ GPa}$
Momento de Inercia I_x	$I_x := \frac{b \cdot h^3}{12} = (1.041 \cdot 10^3) \text{ mm}^4$
Momento de Inercia I_y	$I_y := \frac{h \cdot b^3}{12} = (3.658 \cdot 10^3) \text{ mm}^4$

Figura 75: Perfil o sección de la platina base

Para calcular la deflexión a la cual está sometida el perfil es necesario evaluar las cargas sobre la misma que generan diferentes tipos de deflexión.

Esquema representativo de la carga sobre el perfil.

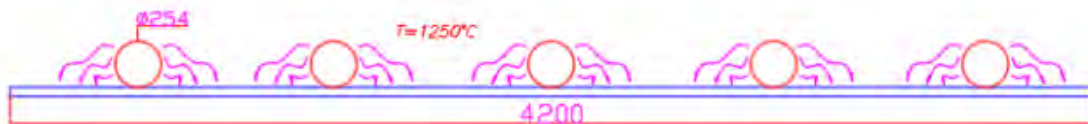


Figura 76: Esquema representativo de carga sobre el perfil

De la siguiente figura 77 se puede apreciar que el perfil está sometido tanto a carga distribuida (peso de las bolas) como a carga térmica las cuales generan deflexiones diferentes.

Para el cálculo de “deflexión generada por el cambio de temperatura (ΔT)” (Gere, 2008) viene dado por la siguiente ecuación.

Se tienen cinco bolas de acero (SAE 1045) que se trasladan sobre una platina de 2" de ancho y 6 m de largo, si se sabe que las bolas de acero están a 1250°C de temperatura se pide calcular la diferencia entre la temperatura de la pared interna y externa de la platina.

Tabla 17: Propiedades de la bola de acero SAE 1045

Tomado de “Características y usos más frecuentes del acero 1045” ACEROMAFE, (s.f.)

N°	Propiedad Física	Cantidad	Unidad Medida
1	Estado Físico	Sólido	-
2	Diámetro	5	pulg
3	Masa	8.420	Kg
4	Temperatura	1250	°C
5	Volumen	1.073*10E6	mm3
6	Densidad	3.925*10E4	Kg/m3
7	Temperatura Fusión	1400 - 1500	°C
8	Conductividad Térmica	20	W/m*K
9	Calor Específico	465	J/kg*K
10	Capacidad Calorífica	942	Kcal/m3*°C



Figura 77: Esquema de transferencia de calor entre la platina bolas de acero

Cálculo del calor de transferencia de calor cedido mientras está en contacto con la platina (pared).

○ **Por conducción**

Al ser un área de transferencia (un punto) muy pequeña el calor por este medio no es considerable.

○ **Por convección**

Solo tiene lugar en fluidos ya sean líquidos o gases y al ser un cuerpo sólido la bola de acero **no tendrá** transferencia de calor por convección.

$$Q_h := A_b \cdot h_v \cdot (T_b - T_a) \quad (3.150)$$

○ **Por Radiación**

La transferencia de calor es considerable por este medio y se calcula de la siguiente manera.

$$Q_r := \sigma \cdot \epsilon \cdot A_b \cdot (T_b^4 - T_w^4) \quad (3.151)$$

Donde:

- Q_r : Calor específico en (Joule)
- σ : Coeficiente de radiación ($w \cdot K^{-4} / m^2$)
- ϵ : Emisividad térmica
- A_b : Área el cuerpo que emite calor (mm^2)
- T_b : Temperatura de la pared antes que toque las bolas de acero (°C)
- T_w : Temperatura del ambiente (°C)

Se asume transferencia de calor en régimen permanente.

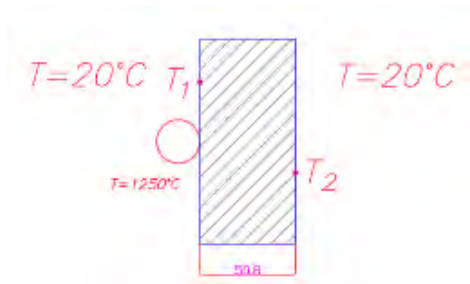


Figura 78: Esquema carga térmica en las paredes del perfil

Donde:

- Temperatura del ambiente (T)

$$T_a := 20 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (3.152)$$

- Temperatura en contacto de la platina antes de estar en contacto con las bolas de acero (T1)

$$T_w := 25 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (3.153)$$

- Temperatura de la bola de acero

$$T_b := 1250 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (3.154)$$

- Con el radio calculamos el área de las bolas de acero

$$r := 63.5 \text{ } \text{mm} \quad (3.155)$$

Reemplazando el radio (3.155) para determinar el área de las bolas de acero

$$A_b := 4 \cdot \pi \cdot (r^2) = 0.051 \text{ } \text{m}^2 \quad (3.156)$$

Cálculo del calor por radiación

- Coeficiente de radiación

$$\sigma := 5.67 \cdot 10^{-8} \frac{\text{W}}{\text{m}^2} \text{K}^{-4} \quad (3.159)$$

- Emisividad

$$\varepsilon := 0.79 \quad (3.160)$$

Reemplazamos los valores (3.156), (3.159), (3.160), (3.154) y (3.153) en la ecuación (3.151) y obtenemos el calor por radiación.

$$Q_r := \sigma \cdot \epsilon \cdot A_b \cdot (T_b^4 - T_w^4) = (1.22 \cdot 10^4) \text{ W} \quad (3.161)$$

Posteriormente, calculamos el calor total transferido de una bola de acero

$$Q_{1bola} := Q_r = (1.22 \cdot 10^4) \text{ W} \quad (3.162)$$

Calor total sobre una platina que soporta cinco bolas de acero

$$Q_{tot} := 5 \cdot Q_{1bola} = (6.099 \cdot 10^4) \text{ W} \quad (3.163)$$

Energía total transferida, viene dada por el calor total transferido en un tiempo dado, de acuerdo con la propuesta de tesis el equipo se demorará en trasladar las bolas de acero 19 segundos, por lo tanto, el calor total transferido obtenemos reemplazando (3.163) en la siguiente ecuación:

$$q := Q_{tot} \cdot t = (1.159 \cdot 10^6) \text{ J} \quad (3.164)$$

El calor total es el calor cedido de la bola hacia la pared o platina suponiendo pérdidas de calor al ambiente sea nulo. Además, el calor genera un cambio de temperatura en la platina. Dada por la siguiente fórmula.

$$q = C_e \cdot m \cdot \Delta T \quad (3.165)$$

Donde:

- C_e : Calor específico en (Joule* K^{-1} /kg)
- M : masa del cuerpo (kg)
- ΔT : Variación de temperatura (K)

- Calor específico

$$C_{e_{A.36}} := 465 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \quad (3.166)$$

- La masa de la platina

$$m_{platina} := 22.8 \text{ kg} \quad (3.167)$$

Reemplazando (3.163), (3.166) y (3.167) en la ecuación (3.165) tenemos que

$$\Delta T := \frac{q}{C_{e_{A.36}} \cdot m_{platina}} = 120.473 \text{ K} \quad (3.168)$$

Por lo tanto, la temperatura final de la platina luego estar en contacto con las bolas de acero a alta temperatura es.

$$T_f := T_w + \Delta T = 145.473 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (3.169)$$

Una vez calculado la temperatura de la platina (en una cara) al estar en contacto con las bolas, es necesario saber la temperatura al otro extremo.

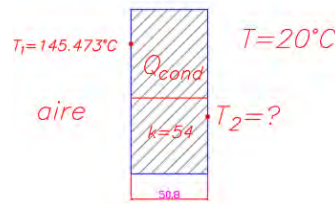


Figura 79: Esquema de la carga térmica al otro extremo de la pared

En el otro extremo la transferencia de calor se da por conducción al ser el medio el espesor de la platina.

Cálculo del calor por conducción

$$Q_{cond} = \frac{k}{e} \cdot A_t \cdot (T_1 - T_2) \quad (3.170)$$

Donde:

- Q_{cond}: Calor por conducción (Watt)
- K: Conductividad eléctrica (w*K¹/m)
- e: Espesor de pared
- A_t: Área de la sección de la platina (mm²)
- T₁: Temperatura inicial (°C)
- T₂: Temperatura final (°C)

- o Conductividad térmica

$$k := 54 \frac{W}{m} K^{-1} \quad (3.171)$$

Para calcular el área de la sección de la platina se conoce el largo y la altura.

$$\begin{aligned} l &:= 6 \text{ m} \\ h &:= 0.009525 \text{ m} \\ A_t &:= l \cdot h = 0.057 \text{ m}^2 \end{aligned} \quad (3.172)$$

El espesor de la pared delgada

$$e := 0.0508 \text{ m} \quad (3.173)$$

- o La temperatura inicial

$$T_a = 293.15 \text{ K} \quad (3.174)$$

Se sabe que:

$$Q_{cond} = Q_{conv} + Q_{rad} \quad (3.175)$$

Sin embargo, en este caso el calor por convección al no ser un fluido es nula por lo tanto, la temperatura en la otra cara de la pared la obtendremos resolviendo las dos ecuaciones (3.170), (3.175).

$$Q_{cond} = \frac{k}{e} \cdot A_t \cdot (T_1 - T_2)$$

$$Q_{rad} = \sigma \cdot \varepsilon \cdot A_t \cdot (T_2^4 - T_a^4)$$

$$T_2 := 33.73 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_1 := T_f - T_2 = 86.381 \text{ K}$$

Para la deflexión generada por el peso de las bolas representada como carga distribuida se calcula por el método de superposición y las tablas de hibeller. Para ello es necesario conocer el peso de bolas (5 und) y el peso de la misma platina.

$$m_{bolas} := 42.1 \text{ kg}$$

$$m_{perfil} := 15.96 \text{ kg}$$

$$P_{bolas} := m_{bolas} \cdot g = 412.860 \frac{\text{kg} \cdot \text{m}}{\text{s}^2}$$

$$P_{perfil} := m_{perfil} \cdot g = 156.514 \text{ N}$$

- Deformación de la platina base con 2 apoyos

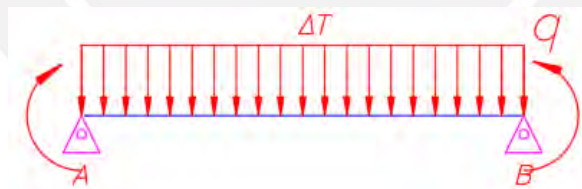


Figura 80: Esquema de platina base con dos apoyos a carga distribuida y ΔT

Analizando la carga distribuida total

$$q_{bolas} := \frac{P_{bolas}}{l} = 0.098 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$$

$$q_{perfil} := \frac{P_{perfil}}{l} = 0.037 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$$

$$q := q_{bolas} + q_{perfil} = 0.136 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$$

(3.176)

Coefficiente de dilatación del acero y la variación de temperatura por el choque térmico

$$\alpha := 1.32 \cdot 10^{-5} \text{ K}^{-1} \quad (3.177)$$

$$\Delta T := 86.38 \text{ K} \quad (3.178)$$

Para calcular la deflexión generada por el peso de la estructura superior representada como carga distribuida será calcula por el método de superposición y con apoyo de las tablas de hibeller (tabal en anexos 9 y 10).

$$v_{\max} = \frac{-5wL^4}{384EI} \quad (3.179)$$

Donde:

- v_{\max} : Deflexión máxima (mm)
- w: Carga distribuida (N/mm)
- L: Longitud de la viga (mm)
- E: Módulo de Young del material (N/mm²)
- I: Momento de inercia de la viga (mm⁴)

Para calcular la deflexión generada por la diferencia de temperatura por el contacto de las bolas de acero sobre la estructura superior representada como carga de momentos será calcula por el método de superposición y con apoyo de las tablas de james M. gere (tabal en anexos 11).

$$\delta_T = \alpha(T_{\text{prom}} - T_0)L = \alpha\left(\frac{T_1 + T_2}{2} - T_0\right)L \quad (10-36) \quad (3.180)$$

Donde:

- δ_T : Deflexión máxima por temperatura
- α : Coeficiente de dilatación del acero
- T1: Temperatura inicial
- T2: Temperatura final
- L: Longitud de la viga

Aplicando el método de superposición, en la cual se analizará las diferentes cargas que generan deflexión (carga distribuida y variación de temperatura) sobre el perfil (platina base).

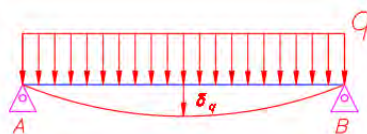


Figura 81: Esquema representativo deflexión con dos apoyos generada por carga distribuida

Reemplazando en la fórmula de deflexión por carga distribuida

$$\delta_{max,q} := \frac{5 \cdot q \cdot l^4}{384 \cdot E \cdot I_x} = 26.392 \text{ mm} \quad (3.181)$$



Figura 82: Esquema representativo deflexión con dos apoyos por cambio de temperatura

Reemplazando en la fórmula de deflexión por variación de temperatura (3.190)

$$r := 2.1 \text{ m} \quad h := 50.8 \text{ mm}$$

$$\delta_{max\Delta T} := \frac{\alpha \cdot \Delta T \cdot r}{h} \cdot \left(2.1 \text{ m} - \frac{r}{2}\right) = 49.492 \text{ mm} \quad (3.182)$$

Sumando las deflexiones generadas por carga distribuida (3.191) y cambio de temperatura por las bolas de acero a alta temperatura (3.192)

$$\delta_{tot.2ap} := \delta_{max,q} + \delta_{max\Delta T} = 75.884 \text{ mm} \quad (3.183)$$

La deflexión permisible recomendada, de acuerdo a la relación mencionada anteriormente (1/1000) se calcula para este caso con dos apoyos.

$$\delta_{adm} := \frac{l}{1000} = 4.200 \text{ mm} \quad (3.184)$$

$$75.884 > 4.200$$

Adicionalmente con apoyo del Software Inventor se validará los resultados obtenidos simulando las cargas sobre la platina, pero es necesario mencionar que el software no simula cargas térmicas por lo cual esta se representará como momento flector calculado anteriormente



Figura 83: Simulación de deflexión por carga distribuida y ΔT
Autodesk Inventor

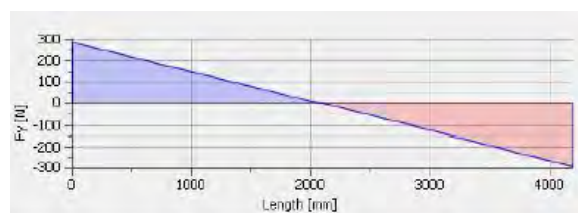


Figura 84: Diagrama de esfuerzo cortante dos apoyos de la platina base Autodesk Inventor

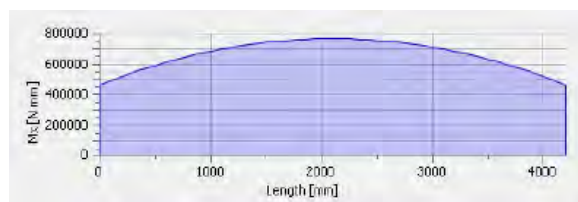


Figura 85: Diagrama de momento flector dos apoyos platina base Autodesk Inventor

Se analizan los datos obtenidos mediante el cálculo matemático y el cálculo simulado por el software Inventor, a fin de determinar el error en el cálculo de deflexión con dos apoyos a carga distribuida y ΔT (deflexión por cambio de temperatura). De acuerdo al análisis de deflexiones es necesario colocar más apoyos para reducir la curva de deflexión. Por ello para facilidad de cálculo se tiene la deflexión con tres apoyos y cuatro apoyos en la siguiente tabla

Tabla 18: Deflexión de la platina base con dos, tres y cuatro apoyos

	δ permisible (mm)	δ teórica (mm)	δ simulada (mm)	$\Delta\epsilon$ (mm)	$\Delta\epsilon$ (%)	Obs
2 Apoyos	4.2mm	75.884	75.98	0.096	0%	No cumple
3 Apoyos	4.2mm	3.753	4.321	0.568	13%	No cumple
4 Apoyos	4.2mm	2.369	2.487	0.118	5%	Cumple

Nota: Elaboración propia

Por lo tanto, la cama de bolas diseñada tendrá 4 apoyos como mínimo para garantizar que no falle por deflexión al estar sometida a carga distribuida y carga térmica.



Figura 86: Modelamiento de cama de bolas

3.9 Cálculo de estructura inferior

Se tiene como perfil estructural canal U de acero ASTM-A36, que servirá como estructura inferior del transportador industrial

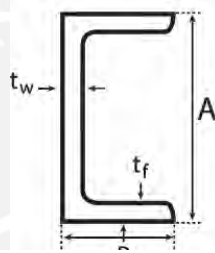


Figura 87: Esquema del perfil "U" estructural

Tabla 19: Propiedades Mecánicas del perfil estructural
Tomado de "Ficha técnica canal U – A36" TRADISA, (2018)

Nº	Propiedades Mecánicas	Cantidad	Unidad Medida
1	Resistencia a la Tracción	550	Mpa
2	Límite Elástico	250	Mpa
3	Reducción del área	40	%
4	Módulo de Elasticidad	200	GPa

- Dimensiones

- Alto $A := 50.8 \text{ mm}$
- Ancho $B := 9.525 \text{ mm}$
- Longitud $l := 3740 \text{ mm}$

- Propiedades del Material

- Módulo de Young

$$E := 200 \text{ GPa}$$

- Momento de inercia (Anexos)

$$I_x := 1581679.42 \text{ mm}^4$$

$$I_y := 183141.83 \text{ mm}^4$$

Para calcular la deflexión a la cual está sometida el perfil "U" es necesario evaluar las cargas sobre la misma que generan diferentes tipos de deflexión.

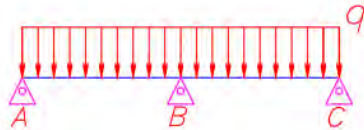


Figura 88: Esquema representativo de la carga distribuida sobre el perfil "U"

De la siguiente figura 87 se puede apreciar que el perfil está sometida a carga distribuida (peso de la estructura superior y peso del perfil).

Para calcular la deflexión generada por el peso de la estructura superior representada como carga distribuida será calcula por el método de superposición y con apoyo de las tablas de hibeller (tabal en anexos).

$$v_{\text{máx}} = \frac{-5wL^4}{384EI}$$

Para determinar la deflexión es imprescindible conocer el peso de la estructura superior y el peso de la viga "U".

- Masa de la estructura superior

$$m_{\text{est.sup}} := 711.96 \text{ kg} \quad (3.185)$$

- Masa de la viga "U"

$$m_{\text{perfil}} := 35.74 \text{ kg} \quad (3.186)$$

- Peso de la estructura superior

$$P_{\text{est.sup}} := m_{\text{est.sup}} \cdot g = (6.982 \cdot 10^3) \text{ N} \quad (3.187)$$

- Peso de la viga "U"

$$P_{\text{perfil}} := m_{\text{perfil}} \cdot g = 350.490 \text{ N} \quad (3.188)$$

Analizaremos la deformación de la viga estructura cuando presenta 2 o más, en la cual la deformación es admisible tomando en cuenta el concepto que por cada 1000mm se admite 1mm de curva de la deformación.

- Deformación perfil estructural "U" con 2 apoyos

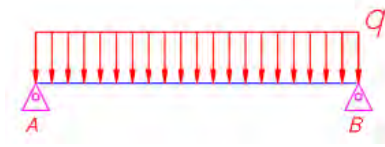


Figura 89: Esquema representativo carga distribuida sobre perfil estructural "U"

- Carga distribuida generada por el peso de la estructura superior

$$q_{est.sup} := \frac{P_{est.sup}}{l} = 1.867 \frac{N}{mm} \quad (3.189)$$

- Carga distribuida generada por el propio peso de la viga "U"

$$q_{perfil} := \frac{P_{perfil}}{l} = 0.094 \frac{N}{mm} \quad (3.190)$$

- Carga distribuida total sumando

$$q := q_{est.sup} + q_{perfil} = 1.961 \frac{N}{mm} \quad (3.191)$$

Aplicando el método de superposición, en la cual se analizará las diferentes cargas que generan deflexión sobre el perfil.

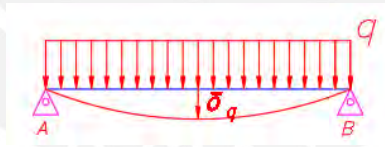


Figura 90: Esquema deflexión con 2 apoyos sobre viga "U"

Reemplazando la carga distribuida en la siguiente formula

$$\delta_{max,q} := \frac{5 \cdot q \cdot l^4}{384 \cdot E \cdot I_y} = 136.359 \text{ mm} \quad (3.192)$$

$$\delta_{tot,2ap} := \delta_{max,q} = 136.359 \text{ mm} \quad (3.193)$$

La deflexión permisible recomendada, de acuerdo a la relación mencionada anteriormente (1/1000) se calcula para este caso con dos apoyos.

$$\delta_{adm} := \frac{l}{1000} = 3.740 \text{ mm} \quad (3.194)$$

$$136.36 \text{ mm} > 3.740 \text{ mm}$$

Adicionalmente con apoyo del Software Inventor, se validará los resultados obtenidos simulando las cargas sobre el perfil estructural “U”

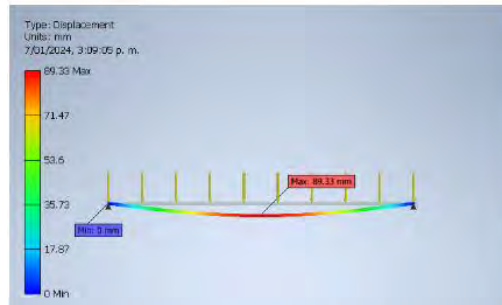


Figura 91: Simulación de deflexión con 2 apoyos viga "U"
Autodesk Inventor

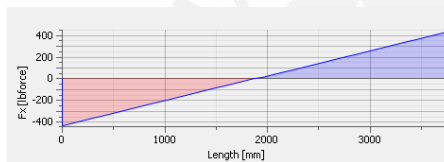


Figura 93: Diagrama de esfuerzo cortante viga "U"
Autodesk Inventor

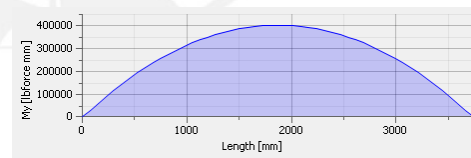


Figura 92: Diagrama de momento flecto viga "U"
Autodesk Inventor

Se analizan los datos obtenidos mediante el cálculo matemático y el cálculo simulado por el software Inventor, a fin de determinar el error en el cálculo de deflexión con dos apoyos a carga distribuida y ΔT (deflexión por cambio de temperatura). De acuerdo al análisis de deflexiones es necesario colocar más apoyos para reducir la curva de deflexión sobre el perfil estructural “U”. Por ello para facilidad de cálculo se tiene la deflexión con tres apoyos.

Adicionalmente con apoyo del Software Inventor, se validará los resultados obtenidos simulando las cargas sobre el perfil estructural “U”

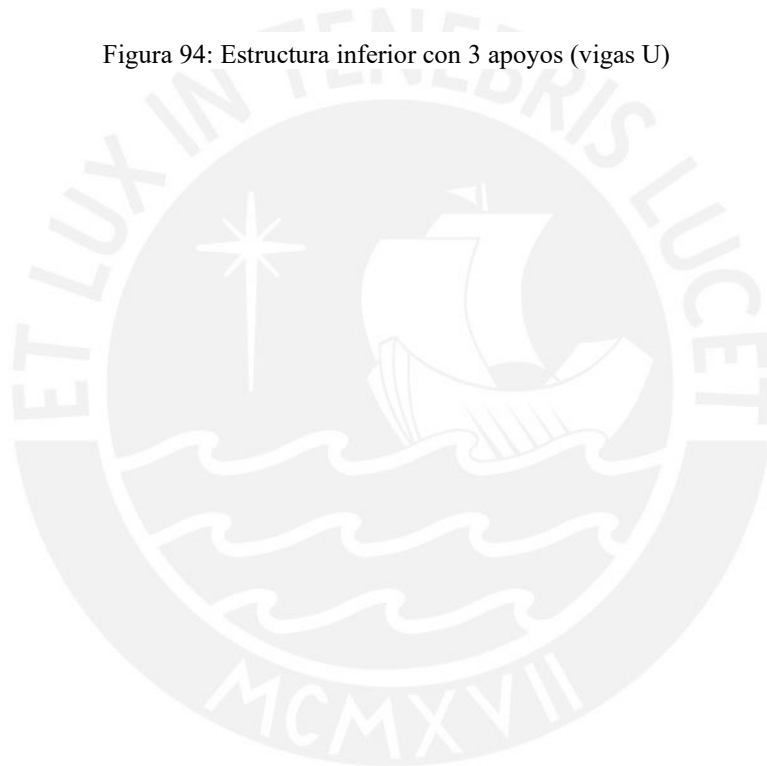
Tabla 20 Deflexión de la viga “U” con dos y tres apoyos en la estructura inferior

	δ permisible (mm)	δ teórica (mm)	δ simulada (mm)	$\Delta\epsilon$ (mm)	$\Delta\epsilon$ (%)	Obs
2 Apoyos	3.740	136.36	89.33	47.03	34%	No cumple
3 Apoyos	3.740	3.41	2.317	-1.093	-32%	Cumple

Nota: Elaboración propia



Figura 94: Estructura inferior con 3 apoyos (vigas U)



3.10 Cálculo de unión soldada

En el sistema de soporte del presente trabajo de tesis, la viga “U” más alta de espesor $t_1=7.52\text{mm}$ esta soldada a una plancha base en la parte inferior de espesor $t_2=12.7\text{mm}$ (1/2”), la cual se encuentra anclada a la cimentación (empotrada) y esta soldada con tres cordones de soldadura de longitud igual al canal "U", no existe separación entre cordones y la distribución es de acuerdo al esquema mostrado. La fuerza sobre la viga viene dada por el peso que soporta de parte de la estructura superior y actúa a 22° con respecto a la horizontal.

De acuerdo a lo estipulado en el eurocódigo 3(K. F. Paulsen Moscoso, 2017) explicado en los apuntes de elementos de máquinas I (MEC2M1) se calculará el rango de espesores recomendado del cateto de soldadura ((garganta) y una vez calculado el espesor se evaluará la resistencia a los esfuerzos a los que se encuentra sometido teniendo como factor recomendado de seguridad a 1.5.

Tomando en cuenta los espesores de los elementos soldados canal “U” y plancha base

$$t1 := 7.52 \text{ mm} \quad (3.195)$$

$$t2 := 12.7 \text{ mm} \quad (3.196)$$

Longitud de la viga o canal “U”

$$l := 2000 \text{ mm} \quad (3.197)$$

Fuerza sobre la viga, debido al peso que soporta de la estructura superior

$$F_{ES} := 1164 \text{ N} \quad (3.198)$$

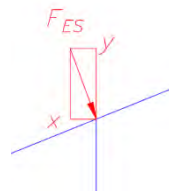


Figura 95: Esquema de fuerza sobre la estructura inferior

Descomponemos la fuerza en los planos de trabajo XY.

$$F_x := F_{ES} \cdot \sin(22^\circ) = 436.042 \text{ N} \quad (3.199)$$

$$F_y := F_{ES} \cdot \cos(22^\circ) = (1.079 \cdot 10^3) \text{ N} \quad (3.200)$$

Rango de espesores recomendados, según eurocódigo 3 (estructura).

El A_{min} se calcula de acuerdo a la tabla (anexo 5) y el A_{max} es $0.7 \cdot t$ de acuerdo a lo explicado en la teoría en clase de elementos de máquinas

Tabla 21: Tabla de rango de espesores

Elemento	Espesor (mm)	$A_{min}(mm)$	$A_{max}(min)$
1	7.52	3.5	5.26
2	12.7	4.5	8.89

Nota: Elaboración propia

Por lo tanto, el espesor de garganta está en el siguiente rango de valores

$$4.5 \text{ mm} < a < 5.26 \text{ mm}$$

$$a := 5 \text{ mm}$$

(3.201)

Esfuerzos sobre los cordones de soldadura.

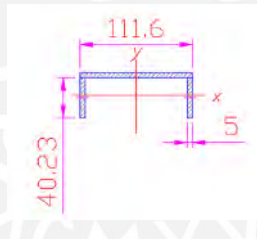


Figura 96: Dimensiones de la sección del perfil estructural viga "U"

Geometría

$$A_1 := 111.6 \text{ mm} \cdot a = 558 \text{ mm}^2$$

$$A_2 := a \cdot 40.23 \text{ mm} = 201.15 \text{ mm}^2$$

$$A_T := A_1 + 2 \cdot A_2 = 960.3 \text{ mm}^2 \quad (3.202)$$

Momento de Inercia Total

Momento inercial de A1 (Steiner) y A2

$$b_1 := 5 \text{ mm} \quad h_1 := 40.23 \text{ mm} \quad d_1 := 2.4 \text{ mm}$$

$$I_1 := \frac{b_1 \cdot h_1^3}{12} + b_1 \cdot h_1 \cdot d_1^2 = (2.829 \cdot 10^4) \text{ mm}^4$$

$$b_2 := 111.6 \text{ mm} \quad h_2 := 5 \text{ mm} \quad d_2 := 20.22 \text{ mm}$$

$$I_2 := \frac{b_2 \cdot h_2^3}{12} + b_2 \cdot h_2 \cdot d_2^2 = (2.293 \cdot 10^5) \text{ mm}^4$$

$$I_{ZZ} := 2 \cdot I_1 + I_2 = 285875.789 \text{ mm}^4 \quad (3.203)$$

Esfuerzos nominales en el cateto

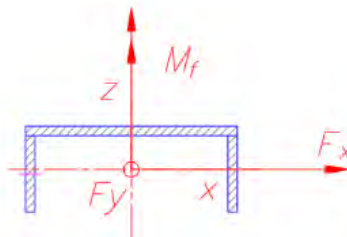


Figura 97: Esquema de fuerzas y momentos sobre la sección del perfil estructural

Esfuerzo Normal se obtiene dividiendo (3.203) entre (3.204)

$$n_n := \frac{F_y}{A_T} = 1.124 \text{ MPa} \quad (3.204)$$

Esfuerzo flector se obtiene reemplazando el momento flector entre la inercia en Z (3.203)

$$y := 22.51 \text{ mm} \quad l := 2000 \text{ mm}$$

$$M_f := F_x \cdot l = 872.084 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$\sigma_f := \frac{M_f \cdot y}{I_{ZZ}} = 68.668 \text{ MPa} \quad (3.205)$$

Esfuerzo Cortante se obtiene dividiendo la fuerza (3.205) entre (3.206)

$$t_a := \frac{F_x}{A_T} = 0.454 \text{ MPa} \quad (3.206)$$

Esfuerzo Torsor

$t_n := 0$ Al no existir momento torsor

Esfuerzos nominales en la garganta

$$n := n_n + \sigma_f = 69.792 \text{ MPa}$$

$$\sigma_n := \frac{n + t_n}{\sqrt{2}} = 49.351 \text{ MPa}$$

$$\tau_n := \frac{n - t_n}{\sqrt{2}} = 49.351 \text{ MPa}$$

$$\tau_a := t_a = 0.454 \text{ MPa}$$

Calculando el esfuerzo equivalente por energía de máxima distorsión (Von misses), según el Eurocódigo 3.

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_n^2 + 3 \cdot (\tau_n + \tau_a)^2} \quad (3.207)$$

Especificando que se deben verificar las siguientes dos condiciones, para que la unión trabaje adecuadamente

- Condición 1:

$$\sigma_{eq} \leq \frac{\sigma_B}{\beta_w \cdot \gamma_M} \quad (3.208)$$

Sabiendo que:

- El esfuerzo máximo de permisible $\sigma_B := 370 \text{ MPa}$
- β_w de acuerdo a las tablas (anexo 5) $\beta_w := 0.9$
- Factor de seguridad γ_M $\gamma_M := 1.5$

Reemplazando los valores en la condición 1 (3.208)

$$\sigma_{eq} := \sqrt{\sigma_n^2 + 3 \cdot (\tau_n + \tau_a)^2} = 99.383 \text{ MPa} \quad (3.209)$$

Por lo tanto, verificando

$$\frac{\sigma_B}{\beta_w \cdot \gamma_M} = 274.074 \text{ MPa} \quad (3.210)$$

¡Cumple! $99.383 < 274.074$

- Condición 2

$$\sigma_n \leq \frac{0.9 \cdot \sigma_B}{\gamma_M} \quad (3.211)$$

$$\sigma_n = 49.351 \text{ MPa}$$

$$\frac{0.9 \cdot \sigma_B}{\gamma_M} = 222 \text{ MPa}$$

$$49.351 < 222 \quad \text{¡Cumple!}$$

Finalmente, se muestra el modelamiento del diseño final del transportador industrial de bolas.

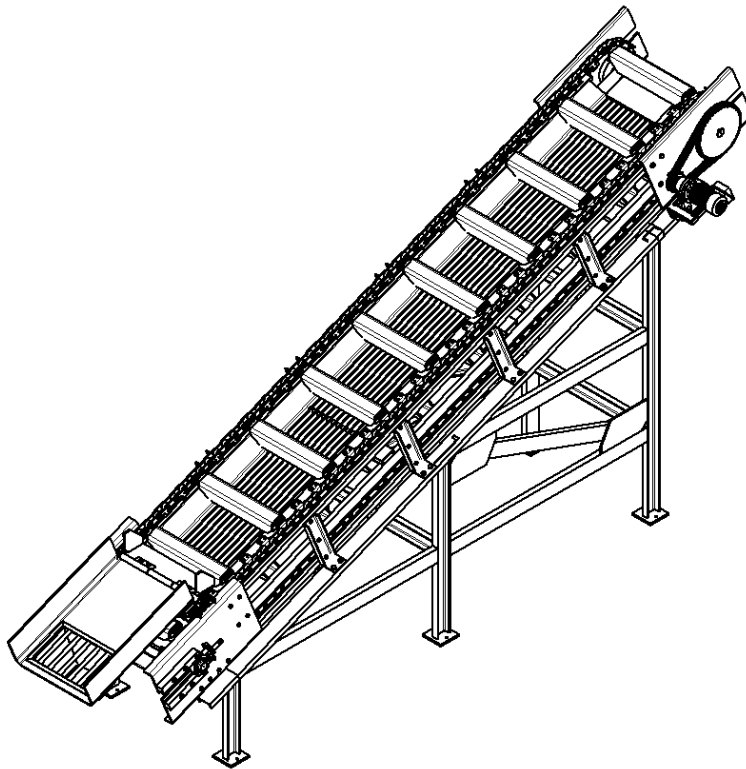


Figura 98: Diseño final transportador industrial de bolas

CAPÍTULO 4

PLANOS Y COSTOS DE FABRICACIÓN

4.1 Lista de planos

En la tabla a continuación identifica los planos de los componentes con su correspondiente código, que es el siguiente TIB-XXX-PXX-AX.

Donde:

- TIB: Transportador industrial de bolas de acero
- XXX: Tipo de plano (Ensamble: ENS o Despiece: DES o Unifilar: UNI)
- PXX: Número de plano
- AX: Tamaño de hoja

Tabla 22: Lista de planos del transportador industrial

N°	CÓDIGO PLANO	DESCRIPCIÓN
1	TIB-ENS-P01-A0	Transportador Industrial de bolas de acero
2	TIB-ENS-P02-A2	Estructura Inferior
3	TIB-DES-P01-A3	Piezas estructura inferior
4	TIB-ENS-P03-A2	Estructura Superior
5	TIB-DES-P02-A3	Armadura
6	TIB-DES-P03-A4	Piezas Armadura
7	TIB-DES-P03-A4	Placa base Superior
8	TIB-DES-P04-A4	Placa base Inferior
9	TIB-ENS-P04-A3	Templador de cadena
10	TIB-ENS-P05-A2	Cama de bolas
11	TIB-DES-P06-A3	Piezas estructura cama
12	TIB-DES-P07-A3	Piezas cama de bolas
13	TIB-DES-P08-A3	Plancha plegada
14	TIB-ENS-P06-A2	Sistema Arrastre
15	TIB-DES-P08-A3	Cadena de arrastre
16	TIB-DES-P09-A3	Sprocket de arrastre
17	TIB-ENS-P07-A2	Arrastrador
18	TIB-DES-P11-A4	Eje superior
19	TIB-DES-P12-A4	Eje inferior
20	TIB-ENS-P08-A2	Sistema transmisión principal
21	TIB-ENS-P09-A2	Sistema Alimentación
22	TIB-ENS-P10-A3	Despiece sistema Alimentación
23	TIB-DES-P15-A4	Rejilla
24	TIB-DES-P17-A4	vaivén de bolas

Nota: Elaboración propia

4.2 Costos de fabricación

los costos del sistema, segmentada en área mecánica, eléctrica y diseño.

4.2.1 Estimación de costos del dominio mecánico

A continuación, se muestra una tabla (tabla 23) donde se sintetizan los costos de todos los elementos de la parte mecánica.

En este caso el transportador industrial se divide en seis sistemas (alimentación, estructural inferior, estructural superior, cama de bolas, arrastre, etc).

los suministros de alto (motor, cadena transporte) y bajo valor (chumaceras, anillo seeger) por último la pernería son costos directos sin ningún costo adicional.

los costos de materia prima para la fabricación de los componentes como son los perfiles estructurales, planchas de acero, barras de acero, platinas de acero incluyen adicionalmente costos de fabricación, soldeo y montaje “in situ”. Estos costos se encuentran incluidos en el costo general del componente bajo la misma lógica, en el costo del eje se contempla el costo de materia prima y mecanizado.

Tabla 23: Costos dominio mecánico

Dominio	Descripción	Cantidad	U.M.	Costo unitario	Costo Total
Mecánico	Estructura Inferior	1	UND	S/.4,377.24	S/.4,377.24
	Estructura Motor	1	UND	S/.1,065.72	S/.1,065.72
	Estructura Superior	1	UND	S/.9,992.88	S/.9,992.88
	Cama de bolas	1	UND	S/.7,793.30	S/.7,793.30
	Eje superior	1	UND	S/.547.86	S/.547.86
	Eje inferior	1	UND	S/.547.86	S/.547.86
	Chumaceras Tensora	2	UND	S/.260.00	S/.520.00
	Chumacera Pared	2	UND	S/.295.00	S/.590.00
	Sprocket arrastre	4	UND	S/.379.38	S/.1,517.50
	Cadena Arrastre	1	UND	S/.30,000.00	S/.30,000.00
	Arrastrador	22	UND	S/.504.28	S/.11,094.22
	Cadena Transmisión	1	UND	S/.250.00	S/.250.00
	Sprocket motriz	1	UND	S/.180.00	S/.180.00
	Sprocket Conducido	1	UND	S/.1,020.00	S/.1,020.00
	Canaleta ingreso	1	UND	S/.2,609.80	S/.2,609.80
	Vaivén	1	UND	S/.2,792.72	S/.2,792.72
	Chumacera de pie	2	UND	S/.148.00	S/.296.00
	TOTAL				S/.62,764.04

Nota: Elaboración propia

4.2.3 Estimación de costos de diseño

Se tomaron en cuenta 300 horas de trabajo a un costo de 10 dólares por hora para calcular el costo total del sistema. Estas horas se detallan en la tabla 24 que hace referencia en el cronograma de trabajo,

Tabla 24: Costos de diseño

Dominio	Descripción	Cantidad	U.M.	Costo unitario	Costo Total
Diseño	Diseño del sistema	300	hr	S/.37.30	S/.11,190.00

Nota: Elaboración propia

4.2.4 Estimación de costos eléctricos

El componente eléctrico principal es el motor trifásico, donde solo tendrán un control de encendido y apagado; la fuente de energía y tablero de accionamiento.

Tabla 25: Costos Eléctricos

Dominio	Descripción	Cantidad	U.M.	Costo unitario	Costo Total
Eléctrico	Motor AC	1	UND	S/.3,000.00	S/.3,000.00
	Tablero de accionamiento	1	UND	S/.2,500.00	S/.2,500.00
	Fuente de alimentación	1	UND	S/.500.00	S/.500.00

Nota: Elaboración propia

4.2.4 Estimación de costos totales

La suma total del costo del sistema es de S/. 92 325.49, lo que la convierte en una máquina notablemente competitiva en comparación con los sistemas de transporte de bolas de acero a alta temperatura presentes en el mercado actual , a continuación, se detalla por cada dominio:

Tabla 26: Costos Totales

Dominio	Costo Total
Diseño	S/.11,190.00
Mecánico	S/.75,135.49
Eléctrico	S/.6,000.00
TOTAL	S/.92,325.49

Nota: Elaboración propia

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

- El sistema está diseñado para permitir un flujo de bolas de acero de 24.5 tn/ hr, lo cual optimiza considerablemente el proceso de selección y transporte por tamaño anteriormente realizado por operarios en tinas.
- Las bolas de acero, se encuentran en estado sólido a una temperatura de 1250°C y tienen una dimensión nominal de 5 pulgadas.
- Para mantener todo el sistema en movimiento, se requiere una potencia de 5 hp operando a una velocidad 0.241 m/s, lo cual garantiza que las bolas de acero se carguen y descarguen en 19 segundos.
- El transportador industrial tiene como dimensiones generales una altura de 2788 mm, una longitud de 4572mm, ancho de 1428mm y una inclinación de 22° para trasladar las bolas de acero a la altura deseada.
- El sistema completo tiene un peso de 1877.45 kg, excluyendo el peso de la materia prima (bolas de acero), que puede llegar a ser de 166.4 kg, lo que resultará en un peso máximo de 2043.85 kg incluyendo el producto a ser procesado.
- El sistema fue diseñado para seleccionar solo bolas de diámetro de 5”, el resto de diámetros (1”, 2” y 3”) las enviará a un chute para eliminación o “scrap”.
- El diseño permite un ordenamiento de filas de cuatro bolas de acero por arrastrador, lo cual se recomienda suministrar alrededor de 3 a 4 bolas por segundo de los equipos adyacentes al transportador.
- El gasto total para el diseño, producción y montaje de los elementos del sistema asciende a S/. 92 325.49 soles. En este cuenta con un costo de parte eléctrica de S/.6000.00 soles, que es relativamente bajo en comparación con los sistemas transporte y selección de tamaño que emplean varias compañías.
- Debido a la capacidad de 24.5 tn/ hr y velocidad de procesamiento requerida, el sistema cuenta con un tablero eléctrico que permite invertir el giro del motor en caso atascamiento para un rápido tiempo de respuesta, ya que de esta manera se pudo evitar la falla de los componentes prematuramente haciendo al transportador eficaz frente a los otros modelos presentes en el mercado actual.

BIBLIOGRAFIA

GARCÍA CARBAJAL, O. (1985). Tesis “*Diseño de una faja transportadora de 48” ancho y 328” longitud para transporte de zinc a 1200 tn/h*”. Recuperado el 13 de setiembre de 2023, de <https://repositorio.uni.edu.pe/handle/20.500.14076/13497>

ACEROS CHILCA, (s.f.) “*Bolas forjadas para molienda*”. Recuperado de <https://www.aceroschilca.com/product/bola-forjada-3-5/>

SIDERPERU S.A., (s.f.) “*Ficha técnica bola de acero para molienda*”. Recuperado el 20 de febrero de 2023, de https://www.siderperu.com.pe/sites/pe_gerdau/files/PDF/FT%20Bolas%20de%20acero%20para%20molienda.pdf

UNIVERSIDAD CARLOS III DE MADRID, (2015) “*Elevador de cangilones*”. Recuperado el 15 de setiembre de 2023, de <https://e-archivo.uc3m.es/communities/4c90e101-ff6c-455e-8993-9a4b504947b9>

STP BASEMAQ. (2020) “*Elevadores de cangilones, mantenimiento y sustitución*”. Recuperado el 15 de enero de 2023, de https://www.insst.es/documents/94886/791408/BASEMAQ_28.pdf/3409c390-f3c2-4dc3-a8ec-c786d1031afe?t=1663232606003

ANNYANG FORGING PRESS (GROUP) MACHINERY INDUSTRY, (s.f.). “*Transportadores de cangilones*”. Recuperado de <http://www.chinesehammers.com/spanish/channels/1352.html>

DAGYEE. (s.f.) “*Transportador de tornillo sin eje*”. Recuperado de <http://www.chinesehammers.com/spanish/channels/1352.html>

TRIALMET S.A. (s.f.) “*Transportador de malla*”. Recuperado de http://www.trialmet.com/transportadores/01/015transportador_recto_malla_trena.htm

CADINSA. (s.f.) “*Cadena transportadora preston ecker*”. Recuperado de <https://cadinsa.com.pe/venta-de-cadenas-transportadoras-preston-ecker/>

USA ROLLER CHAIN. (s.f.) “*Sprocket roller chain*”. Recuperado de <https://www.usarollerchain.com/81XC19-Sprocket-p/81xc19-sprocket.htm>

BARRIGA, B. (2006). Curso: Proyecto Mecánico 1. Lima.

Russell C. Hibbeler. (2005). Mecánica De Materiales 6ta Edición

Russell C. Hibbeler. (2016). Dinámica 14ta Edición

Gere, J. M. (2008). Mecánica de materiales 6ta edición.

Retezy Vamberk. (2014). “*Selection of a conveyor chain*”. Recuperado el 12 de febrero de 2024, de https://www.retezyvam.com/images/PDF/vypocet_dopravniho_retezu_eng.pdf

- RENOLD. (2017). “Catálogo Renold Cadenas Transmisión”. Recuperado el 20 de febrero de 2024, de <https://tr.renold.com/media/165351/general-products-ren5-esp-06-14.pdf>
- ISO 1977/I-1976. (1976). “*Selection of a conveyor chain*”. Recuperado el 03 de marzo de 2024, de <https://standards.iteh.ai/catalog/standards/sist/6383184b-9b4a-41f2-b68a->
- Weg. (2020). “*Catálogo de motores eléctricos*”. Recuperado el 15 de marzo de 2024, de https://ecatalog.weg.net/tec_cat/tech_motor_sel_web.asp
- Sumitomo Drive. (2008). “*Cyclo® 6000 Reductores de velocidad*”. Recuperado el 26 de marzo de 2024, de www.sumitomodrive.com
- VALVERDE, K. (2010). Apuntes de Principio de trabajo y energía. Material de enseñanza. Lima: Pontificia Universidad Católica del Perú.
- INEL- Escuela técnica de Ingeniería. (s.f.). “*Cálculo de tiempo de arranque de un motor trifásico*”. Recuperado el 15 de julio de 2024, de <https://es.scribd.com/doc/135166555/Ejemplo-Calculo-Tiempo-De-Arranque>.
- BOHLER PERÚ S.A. (2020). “*Ficha técnica de Acero AISI SAE 1045*”. Recuperado el 05 de abril de 2024, de <https://www.bohlerperu.com/app/uploads/sites/138/2019/09/H.pdf>
- TRADISA, (2018). “*Ficha técnica canal U – ASTM A36*”. Recuperado de 10 de abril de 2024, de <https://www.tradisa.net/canales-u-standard-americano>
- PAULSEN, K. (2010). Apuntes de Elementos de máquinas 1. Material de enseñanza. Lima: Pontificia Universidad Católica del Perú.
- RODRIGUEZ, J. (2009). Manual de Resistencia de Materiales 2. Lima: Pontificia Universidad Católica del Perú.
- ISO 10823. (2004). “Guidelines for the selection of roller chain drives” Recuperado el 23 de agosto de 2023, de <https://cdn.standards.iteh.ai/samples/31532/94e9bcec312b4eccaeb9012a88ec82e/ISO-10823-2004.pdf>
- SKF, (s.f.) “*SKF PT chain calculation*” Recuperado el 30 de agosto de 2023, de <https://chaincalculator.skf.com/>