



Diseño y Cálculo de Sistema de Transporte de Trigo en Planta de Acopio

Proyecto y Diseño Final de Ingeniería

Autor: DI SARIO, Nicolás.

DNI: 37.846.513

Legajo N°: 5001.

Carrera: Ingeniería Electromecánica (Plan 2015).

Docente Tutor: Ing. SCHPETTER, Nicolás Ariel (Instalaciones Industriales).

Docente Cotutor: Ing. FRUCCIO, Walter Horacio (Sistemas de Representación II).

Tribunal Evaluador: Ing. AZCONA, Pablo Martín (Facultad de Ingeniería, UNLPam).

Tribunal Evaluador: Ing. VICENTE, Diego Alberto (Facultad de Ingeniería, UNLPam).

Tribunal Evaluador: Ing. CASTELLINO, Ariel (Facultad de Ingeniería, UNLPam).

Fecha de Aprobación: 05/04/2023.

Empresa: Molino Cañuelas SACIFIA.

Dirección: Belgrano N° 2402, Sección Quintas - Realicó, La Pampa.

Sitio Web: www.molinocanuelas.com.ar

*Facultad de Ingeniería, Universidad Nacional de La Pampa.
GENERAL PICO, 2023.*

Resumen

En el presente proyecto se pretende desarrollar el diseño y cálculo de un sistema de transporte de granos de trigo, a instalar en una planta de acopio de 9.300 toneladas de capacidad, con el objetivo de aumentar la productividad y reducir los costos de operación del proceso de descarga, movimiento y acopio del cereal, fundamentalmente durante la temporada de cosecha de este grano. Dicha planta se encuentra ubicada en el predio de la empresa Molino Cañuelas SACIFIA, en la localidad de Realicó, Provincia de La Pampa. Actualmente, el proceso de descarga y movimiento de granos se realiza con varios equipos (carro, tractor y transportador a sin fin móvil) operados por contratistas (mínimo 3 operarios) y cuenta con una capacidad de descarga de $45 \left[\frac{tn}{h} \right]$. Para el movimiento del cereal se contrata a un servicio externo cuyo valor ronda en los 5 USD por tonelada de trigo (46.500 USD para llenar todos los silos, 61.500 USD por año).

Se propone diseñar un sistema de transporte y realizar modificaciones al sistema de descarga existente, de forma tal que se pueda:

- Descargar $90 \left[\frac{tn}{h} \right]$ de cereal (tres camiones por hora), aumentando la capacidad de descarga de la planta en un 100%.
- Operar la planta con un solo operario, disminuyendo el costo de mano de obra en un 66%.
- Prescindir del servicio que se contrata (5 USD por tonelada, 61.500 USD por año).

Para ello, se pretende diseñar y calcular la Tolva de Descarga, los Transportadores a Sin Fin (roscas transportadoras), los Elevadores a Cangilones, los Redlers (transportadores a cadena) y todos los Accesorios necesarios para el movimiento del cereal. Así mismo, se calcula la Potencia Eléctrica Instalada necesaria, dimensionando el Transformador de Energía Eléctrica y los Alimentadores (conductores que alimentan al sistema).

Dicho proyecto se llevó a cabo en el marco de la *Resolución N° 069/21 del Consejo Directivo de la Facultad de Ingeniería de la Universidad Nacional de La Pampa (UNLPam)*.

Palabras Claves: Transporte, Descarga, Acopio, Trigo.

Abstract

This project aims to develop the design and calculation of a wheat grain transport system, to be installed in a 9,300-ton capacity storage plant, with the aim of increasing productivity and reducing operating costs of the unloading, movement and storage process of the cereal, fundamentally during the harvest season of this grain. Said plant is located on the premises of the company Molino Cañuelas SACIFIA, in the town of Realicó, La Pampa Province.

Currently, the unloading and movement grains process is carried out with several equipments (cart, tractor and mobile endless conveyor) operated by contractors (minimum 3 operators) and it has an unloading capacity of $45 \left[\frac{tn}{h} \right]$. For the movement of the cereal, an external service is contracted whose value is around USD 5 per ton of wheat (USD 46,500 to fill all the bunkers, USD 61,500 per year).

It is proposed to design a transportation system and make modifications to the existing unloading system, in such a way that it allow:

- Unloading $90 \left[\frac{tn}{h} \right]$ of cereal (three trucks per hour), increasing the unloading plant capacity by 100%.
- Operating the plant with a single operator, reducing labor costs by 66%.
- Dispensing with the contracted service (5 USD per ton, 61,500 USD per year).

For this reason, it is intended to design and calculate the Unloading Hopper, the Endless Conveyors (conveyor threads), the Bucket Elevators, the Redlers (chain conveyors) and all the necessary accessories for the movement of the cereal. Likewise, the necessary Installed Electric Power is calculated, sizing the Electric Power Transformer and the Feeders (conductors that feed the system).

Said project was carried out within the framework of *Resolución N° 069/21 del Consejo Directivo de la Facultad de Ingeniería de la Universidad Nacional de La Pampa (UNLPam)*.

Key Words: Transport, Unload, Storage, Wheat.

ÍNDICE

1. Introducción.....	9
1.1. Objetivos.....	9
1.1.1. Objetivos Generales.....	9
1.1.2. Objetivos Específicos.....	9
1.2. Alcance.....	10
1.3. Diagnóstico.....	10
1.3.1. Situación Actual.....	10
1.3.2. Situación Propuesta.....	12
1.4. Justificación del Proyecto.....	15
2. Desarrollo.....	16
2.1. Memoria Descriptiva - Técnica.....	16
2.1.1. Diagrama de Flujo.....	18
2.1.2. Equipos.....	20
2.1.2.1. Tolva de Descarga.....	20
2.1.2.2. Elevadores a Cangilones.....	22
2.1.2.2.1. Cangilones.....	24
2.1.2.2.2. Correa o Banda.....	25
2.1.2.2.3. Tambor de Accionamiento.....	25
2.1.2.2.4. Tambor de Reenvío.....	26
2.1.2.2.5. Estructura del Elevador.....	27
2.1.2.2.5.1. Pantalones.....	27
2.1.2.2.5.2. Pie del Elevador.....	28
2.1.2.2.5.3. Cabezal del Elevador.....	28
2.1.2.2.6. Dispositivo Tensor.....	28
2.1.2.2.7. Freno Automático.....	28
2.1.2.2.8. Unidad de Accionamiento.....	29
2.1.2.2.8.1. Motor y Reductor de Ejes Paralelos.....	29
2.1.2.2.8.2. Acoplamiento Hidráulico.....	30
2.1.2.2.8.3. Acoplamiento Elástico.....	30
2.1.2.3. Transportadores a Sin Fin.....	31
2.1.2.3.1. Transportador a Sin Fin N° 1 (Llenado).....	32

2.1.2.3.2. Roscas Extractoras (Transportadores a Sin Fin de Vaciado).....	33
2.1.2.4. Redlers (Transportadores a Cadena).....	33
2.1.2.5. Accesorios.....	37
2.1.2.6. Transformador de Energía Eléctrica	39
2.1.2.6.1. Alimentadores	40
2.2. Memoria de Cálculo.....	40
2.2.1. Tolva de Recepción.....	40
2.2.2. Transportador a Sin Fin N° 1 (Rosca Transportadora)	42
2.2.2.1. Capacidad de Transporte Ficticia de la Rosca Transportadora N° 1	43
2.2.2.2. Velocidad Angular del Sin Fin.....	43
2.2.2.3. Dimensionamiento del Sin Fin.....	44
2.2.2.4. Capacidad de Transporte Real del Transportador a Sin Fin N° 1	45
2.2.2.5. Potencia Necesaria para el Transportador a Sin Fin N° 1	46
2.2.2.6. Unidad de Accionamiento para el Transportador a Sin Fin N° 1	48
2.2.6.1. Selección del Motorreductor	48
2.2.6.2. Selección del Acoplamiento Elástico.....	50
2.2.2.7. Verificación de Potencia y Caudal del Transportador a Sin Fin N° 1	51
2.2.2.8. Verificación del Área de Descarga de la Tolva	52
2.2.2.9. Cálculo del Área de Descarga de la Rosca Transportadora en Elevador N° 1 ..	53
2.2.2.10. Cálculo del Caño Exterior del Transportador a Sin Fin N° 1	53
2.2.2.11. Elementos de Apoyo del Eje del Sin Fin	54
2.2.3. Roscas Extractoras de Silos	54
2.2.3.1. Capacidad de Transporte Ficticia de las Roscas Extractoras	54
2.2.3.2. Velocidad Angular del Sin Fin.....	54
2.2.3.3. Dimensionamiento del Sin Fin.....	54
2.2.3.4. Capacidad de Transporte Real de las Roscas Extractoras.....	55
2.2.3.5. Potencia Necesaria para las Roscas Extractoras	56
2.2.3.6. Unidad de Accionamiento para las Roscas Extractoras	57
2.2.3.6.1. Selección del Motorreductor	57
2.2.3.6.2. Selección del Acoplamiento Elástico.....	58
2.2.3.7. Verificación de Caudal y Potencia de las Roscas Extractoras	59
2.2.3.8. Cálculo del Área de Descarga en el Redler y del Área de la Guillotina	59

2.2.3.9. Cálculo del Caño Exterior de las Roscas Extractoras	60
2.2.3.10. Elementos de Apoyo del Eje del Sin Fin	60
2.2.4. Elevador a Cangilones N° 1	61
2.2.4.1. Cálculo de la Altura del Elevador N° 1	61
2.2.4.2. Selección de Cangilones para el Elevador N° 1	62
2.2.4.3. Cálculo de Caudal del Elevador N° 1	64
2.2.4.4. Cálculo de Potencia para la Impulsión del Elevador N° 1	65
2.2.4.5. Selección de la Banda del Elevador N° 1	66
2.2.4.5.1. Número Mínimo de Telas y Tipo de Telas	66
2.2.4.5.2. Ancho de la Banda	68
2.2.4.5.3. Tensión Admisible Máxima de la Banda	69
2.2.4.5.4. Verificación de Tensiones (Ecuación de Eytelwein)	73
2.2.4.5.5. Verificación del Número de Telas	74
2.2.4.6. Selección de Tambores del Elevador N° 1	75
2.2.4.7. Cálculo de Longitud y Peso de la Banda del Elevador N° 1	77
2.2.4.7.1. Selección del Empalme de la Banda del Elevador N° 1	77
2.2.4.8. Cálculo de Cantidad de Cangilones del Elevador N° 1	78
2.2.4.9. Unidad de Accionamiento del Elevador N° 1	78
2.2.4.9.1. Selección del Motor	78
2.2.4.9.2. Selección del Acoplamiento Hidráulico	78
2.2.4.9.3. Selección del Acoplamiento Elástico N° 1	79
2.2.4.9.4. Selección del Reductor de Ejes Paralelos	80
2.2.4.9.5. Selección del Acoplamiento Elástico N° 2	83
2.2.4.10. Verificación de Velocidad de Banda y Caudal del Elevador N° 1	84
2.2.4.11. Selección y Dimensionamiento de Estructuras del Elevador N° 1	84
2.2.4.11.1. Verificación del Área de la Boca de Descarga del Elevador N° 1	86
2.2.4.12. Cálculo de Cañerías de Descarga hacia los Redlers	86
2.2.5. Elevador a Cangilones N° 2	87
2.2.5.1. Cálculo de la Altura del Elevador N° 2	87
2.2.5.2. Selección de Cangilones para el Elevador N° 2	88
2.2.5.3. Cálculo de Caudal del Elevador N° 2	89
2.2.5.4. Cálculo de Potencia para la Impulsión del Elevador N° 2	90

2.2.5.5. Selección de la Banda del Elevador N° 2.....	90
2.2.5.5.1. Número Mínimo de Telas y Tipo de Telas	90
2.2.5.5.2. Ancho de la Banda	91
2.2.5.5.3. Tensión Admisible Máxima de la Banda	92
2.2.5.5.4. Verificación de Tensiones (Ecuación de Eytelwein)	94
2.2.5.5.5. Verificación del Número de Telas	95
2.2.5.6. Selección de Tambores del Elevador N° 2.....	95
2.2.5.7. Cálculo de Longitud y Peso de la Banda del Elevador N° 2.....	96
2.2.5.7.1. Selección del Empalme de la Banda del Elevador N° 2	97
2.2.5.8. Cálculo de Cantidad de Cangilones del Elevador N° 2	97
2.2.5.9. Unidad de Accionamiento del Elevador N° 2	97
2.2.5.9.1. Selección del Motor	97
2.2.5.9.2. Selección del Acoplamiento Elástico N° 1	97
2.2.5.9.3. Selección del Reductor de Ejes Paralelos	98
2.2.5.9.4. Selección del Acoplamiento Elástico N° 2	101
2.2.5.10. Verificación de Velocidad de Banda y Caudal del Elevador N° 2	102
2.2.5.11. Selección y Dimensionamiento de Estructuras del Elevador N° 2	102
2.2.5.11.1. Verificación del Área de la Boca de Descarga del Elevador N° 2.....	104
2.2.5.12. Cálculo de Cañerías de Descarga.....	104
2.2.6. Redlers (Transportadores a Cadena)	105
2.2.6.1. Redlers N° 3, 5, 7 y 9	105
2.2.6.1.1. Cálculo de Capacidad de Transporte.....	105
2.2.6.1.2. Selección de la Cadena de Transporte	107
2.2.6.1.3. Cálculo de la Potencia a Transmitir por la Cadena de Transporte.....	107
2.2.6.1.4. Selección de las Ruedas	109
2.2.6.1.5. Selección del Motor	110
2.2.6.1.6. Selección del Acoplamiento Elástico N° 1	110
2.2.6.1.7. Selección del Reductor de Ejes Paralelos	110
2.2.6.1.8. Selección del Acoplamiento Elástico N° 2	112
2.2.6.1.9. Verificación de Velocidad de la Cadena.....	113
2.2.6.1.10. Cálculo de la Carga en la Cadena	113
2.2.6.1.11. Cálculo de Boca de Descarga en los Redlers Sigüientes y en los Silos	114

2.2.6.2. Redlers N° 4, 6 y 8	115
2.2.6.2.1. Cálculo de Capacidad de Transporte.....	115
2.2.6.2.2. Selección de la Cadena de Transporte	116
2.2.6.2.3. Cálculo de la Potencia a Transmitir por la Cadena de Transporte	116
2.2.6.2.4. Selección de las Ruedas	116
2.2.6.2.5. Selección del Motor	117
2.2.6.2.6. Selección del Acoplamiento Elástico N° 1	117
2.2.6.2.7. Selección del Reductor de Ejes Paralelos	118
2.2.6.2.8. Selección del Acoplamiento Elástico N° 2	120
2.2.6.2.9. Verificación de Velocidad Tangencial de la Cadena	120
2.2.6.2.10. Cálculo de la Carga en la Cadena	120
2.2.6.2.11. Cálculo de Boca de Descarga en los Silos	121
2.2.6.3. Redler N° 10.....	121
2.2.6.3.1. Cálculo de Capacidad de Transporte.....	121
2.2.6.3.2. Selección de la Cadena de Transporte	122
2.2.6.3.3. Cálculo de la Potencia a Transmitir por la Cadena de Transporte	122
2.2.6.3.4. Selección de las Ruedas Dentadas	122
2.2.6.3.5. Selección del Motor	122
2.2.6.3.6. Selección del Acoplamiento Elástico N° 1	123
2.2.6.3.7. Selección del Reductor de Ejes Paralelos	123
2.2.6.3.8. Selección del Acoplamiento Elástico N° 2	125
2.2.6.3.9. Verificación de Velocidad Tangencial de la Cadena	126
2.2.6.3.10. Cálculo de la Carga en la Cadena	126
2.2.6.3.11. Verificación de Boca de Descarga en los Redlers N° 3, 5 y 7	126
2.2.6.4. Redlers N° 1 y 2	126
2.2.6.4.1. Cálculo de Capacidad de Transporte.....	126
2.2.6.4.2. Selección de la Cadena de Transporte	127
2.2.6.4.3. Cálculo de la Potencia a Transmitir por la Cadena de Transporte.....	127
2.2.6.4.4. Selección de las Ruedas Dentadas	128
2.2.6.4.5. Selección del Motor	128
2.2.6.4.6. Selección del Acoplamiento Elástico N° 1	128
2.2.6.4.7. Selección del Reductor de Ejes Paralelos	129

2.2.6.4.8. Selección del Acoplamiento Elástico N° 2	131
2.2.6.4.9. Verificación de Velocidad Tangencial de la Cadena	132
2.2.6.4.10. Cálculo de la Carga en la Cadena	132
2.2.6.4.11. Verificación de la Boca de Descarga en el Elevador N° 2.....	132
2.2.7. Transformador de Energía Eléctrica	133
2.2.7.1. Alimentadores	135
2.3. Cómputo de Materiales y Presupuesto.....	140
3. Resultados y Conclusiones	146
3.1. Continuación del Proyecto a Futuro.....	146
4. Fuentes	147
4.1. Bibliografía	147
4.2. Manuales y Catálogos de Fabricantes	147

1. Introducción

En el presente proyecto se pretende desarrollar el diseño y el cálculo de un sistema de transporte de granos de trigo, a instalar en una planta de acopio de 9.300 toneladas de capacidad, con el objetivo de aumentar la productividad y reducir los costos de operación del proceso de descarga, movimiento y acopio de trigo, fundamentalmente durante la temporada de cosecha de este grano. Dicha planta se encuentra ubicada en el predio de la empresa Molino Cañuelas SACIFIA, en la localidad de Realicó, provincia de La Pampa. Dicho proyecto se llevó a cabo en el marco de la Resolución N° 069/21 del Consejo Directivo de la Facultad de Ingeniería de la Universidad Nacional de La Pampa (UNLPam).

1.1. Objetivos

A continuación, se enuncian los objetivos generales y específicos del proyecto:

1.1.1. Objetivos Generales

- Complementar, fortalecer e integrar capacidades y conocimientos adquiridos en asignaturas cursadas a lo largo de la carrera.
- Adquirir herramientas prácticas, aplicadas a situaciones reales, que con seguridad serán de gran utilidad para el futuro desempeño profesional.
- Formar parte y estar involucrado en un proyecto relacionado con el medio productivo.

1.1.2. Objetivos Específicos

Desarrollar el diseño de un sistema de transporte de granos de trigo que permita:

- Aumentar la productividad.
- Disminuir los costos de mano de obra tercerizada.
- Estandarizar procesos y volverlos más eficientes, evitando fallas recurrentes en los mismos.
- Reducir la exposición al riesgo del personal en general.
- Desarrollar estructuras competentes capaces de cumplir con las necesidades de los clientes de Molino Cañuelas.

1.2. Alcance

Los alcances incluidos dentro de la realización del proyecto en la planta de acopio de trigo N° 2 de Molino Cañuelas Planta Realicó, se especifican a continuación:

- Diseñar el lay out del sistema de transporte del cereal en la Planta N° 2.
- Realizar el cálculo geométrico de la tolva de recepción, según su capacidad.
- Calcular y seleccionar los equipos de transporte del cereal, entre los que se incluyen elevadores a cangilones, transportadores a sin fin, redlers y demás accesorios.
- Calcular la potencia eléctrica demandada por la planta, seleccionando el transformador de energía eléctrica y los alimentadores.
- Realizar un presupuesto estimado para la ejecución del proyecto.

1.3. Diagnóstico

Para evaluar la ejecución del proyecto se realizó un diagnóstico del proceso, analizando la situación actual del mismo y la propuesta a desarrollar.

1.3.1. Situación Actual

Actualmente, el proceso de descarga y movimiento de granos se realiza con varios equipos (carro, tractor y transportador a sin fin móvil) operados por contratistas (mínimo 3 operarios) y se cuenta una capacidad de descarga de $45 \left[\frac{tn}{h} \right]$. Para el movimiento de cereal, se contrata a un servicio externo cuyo valor ronda en los 5 USD por tonelada (46.500 USD para llenar todos los silos, 61.500 USD por año).

Llenado de Silos

La secuencia para el llenado de los silos es la siguiente: Se descargan los camiones en la plataforma volcable. Desde allí, un transportador a sin fin inclinado carga un carro de 6 toneladas de capacidad el cual (una vez completo) se mueve mediante un tractor hasta la ubicación del silo que se pretende llenar. Dicho carro se descarga en el extremo de un transportador a sin fin móvil con el cual se llena el silo deseado, tal se observa en la Figura N° 1. Estos transportadores representan el cuello de botella del proceso de transporte de los granos.



Figura N° 1. Llenado de Silo de 300 tn con Transportador a Sin Fin Móvil - Planta de Acopio N° 2.

Vaciado de Silos

El vaciado se realiza con un transportador a sin fin móvil que se coloca en la puerta inferior del silo. El cereal se deposita en un carro que se traslada hacia la Planta N° 1. Allí se descarga en la plataforma volcable y se incorpora al proceso principal.



Figura N° 2. Vaciado de Silo de 300 tn con Transportador a Sin Fin Móvil - Planta de Acopio N° 2.

Para limpiar el fondo de los silos se utiliza un Transporte Neumático Portátil (TNP) que aspira el cereal enviándolo a un carro para su correspondiente traslado a la Planta N° 1.



Figura N° 3. Limpieza de Fondo de Silo de 300 tn con TNP - Planta de Acopio N° 2.

1.3.2. Situación Propuesta

Se propone diseñar un sistema de transporte y realizar modificaciones al sistema de descarga existente, de forma tal que se pueda:

- Descargar $90 \left[\frac{tn}{h} \right]$ de cereal (tres camiones por hora), aumentando la capacidad de descarga de la Planta N° 2 en un 100%.
- Operar la planta con un solo operario, logrando una disminución del costo de Mano de Obra en un 66%.
- Prescindir del servicio que se contrata para el movimiento del cereal (5 USD por tonelada, 61.500 USD por año).

Para ello, se pretende diseñar y calcular la tolva de descarga, elevadores de cangilones, transportadores a sin fin, redlers y todos los accesorios necesarios para el movimiento del cereal. Así mismo, se calculará la potencia eléctrica instalada necesaria, dimensionando el transformador en energía eléctrica y los alimentadores.

Llenado de Silos

Para la situación propuesta, la secuencia de llenado de silos será la siguiente: Los camiones se inclinarán en la plataforma volcable y el cereal quedará almacenado temporalmente en la tolva de descarga, hasta ser transportado por un transportador a sin fin inclinado hacia el elevador de llenado (Elevador N° 1). Dicho elevador se encontrará ubicado en el lado norte de la plataforma volcable, entre los silos N° 1 y N° 10, como se puede observar en la Figura N° 4.

El Elevador N° 1 alimentará un sistema de redlers, mediante cañerías de descarga (transporte por gravedad), los cuales transportarán el trigo horizontalmente hacia el silo correspondiente. Se dispondrán 2 redlers consecutivos por línea para alimentar los silos de las Líneas N° 1, 2 y 3, y solo 1 redler para los silos de la Línea N° 4. Así mismo, se dispondrá de un transportador transversal a las líneas (para cambiar de una línea a la otra).

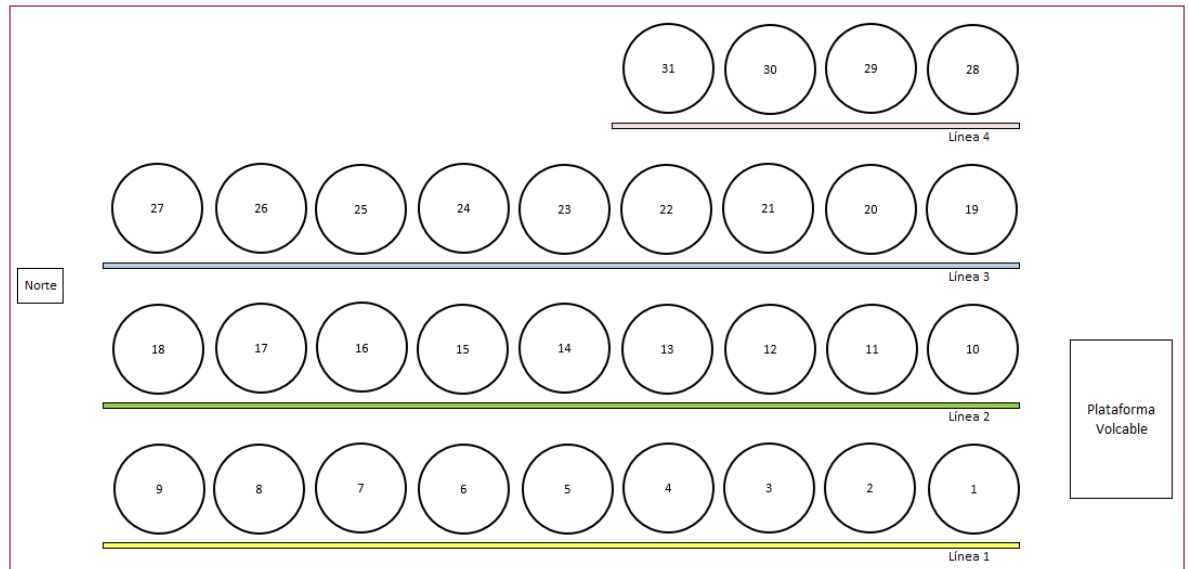


Figura N° 4. Esquema representativo de la Planta de Acopio N° 2.

A modo de referencia, se puede observar en la Tabla N° 1 que silos componen cada línea y que tipo de fondo posee cada uno. Por ejemplo, el Silo N° 5 pertenece a la Línea N° 1 y posee fondo cónico.

Tabla N° 1. Líneas de Silos.

Línea N°	Silos N°	Cantidad de Silos	Tipo de Fondo	Ref.
1	1 - 2 - 3 - 4 - 5 - 6 - 7 - 8 - 9	9	Cónico	
2	10 - 11 - 12 - 13 - 14 - 15 - 16 - 17 - 18	9	Plano	
3	19 - 20 - 21 - 22 - 23 - 24 - 25 - 26 - 27	9	Plano	
4	28 - 29 - 30 - 31	4	Plano	

Vaciado de Silos

El vaciado de silos adoptará dos configuraciones:

- Para las Líneas N° 2, 3 y 4 (silos con fondo plano) se realizará el proceso como en la actualidad. En la Figura N° 5, se muestra un esquema de los silos de fondo plano.

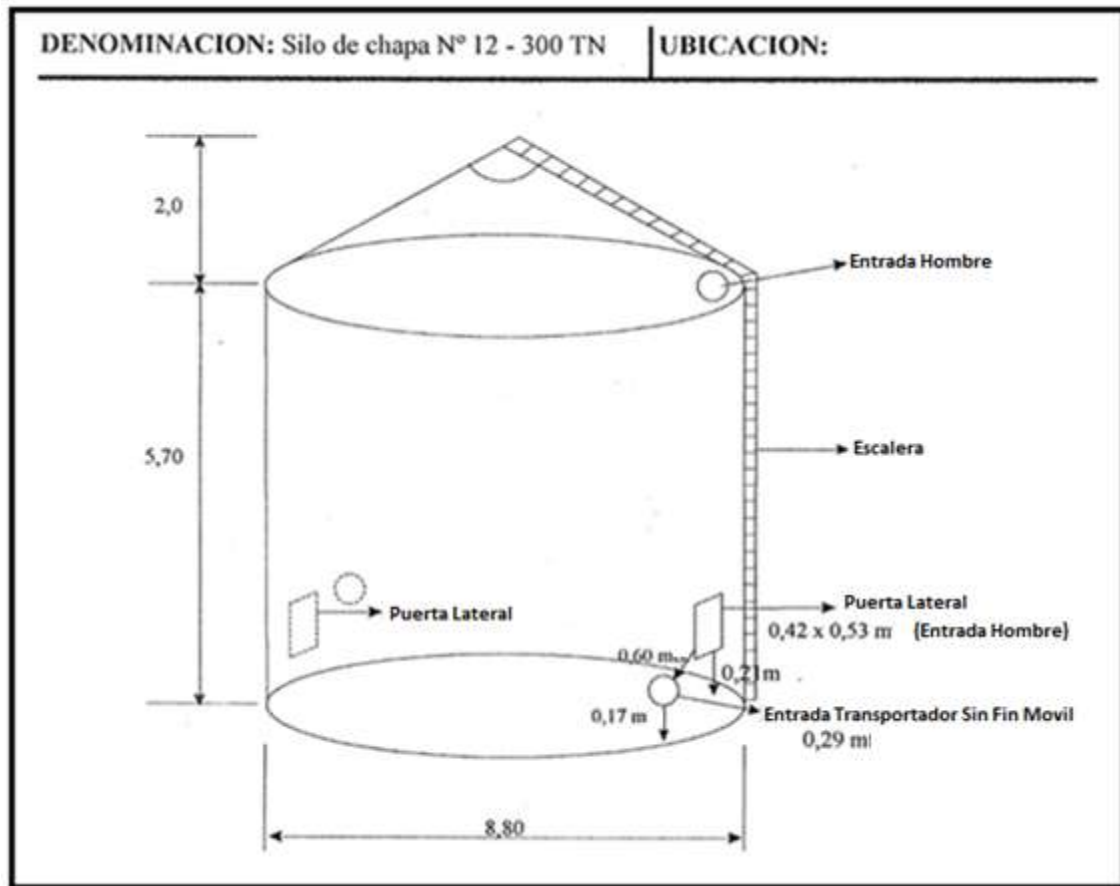


Figura N° 5. Silos de Fondo Plano.

- Para la Línea N° 1 (silos con fondo cónico) se instalará una rosca extractora (transportador a sin fin) por silo y dos redlers consecutivos (al nivel del suelo, en paralelo a la Línea N° 1) que transporten el trigo hacia el elevador de vaciado (Elevador N° 2), el cual estará ubicado en el sector norte de la planta (lindante al Silo N° 9 - Figura N° 4). Este último alimentará un carro o camión para transportar el cereal hacia la Planta N° 1. En la Figura N° 6, se puede observar un croquis de los silos de fondo cónico.

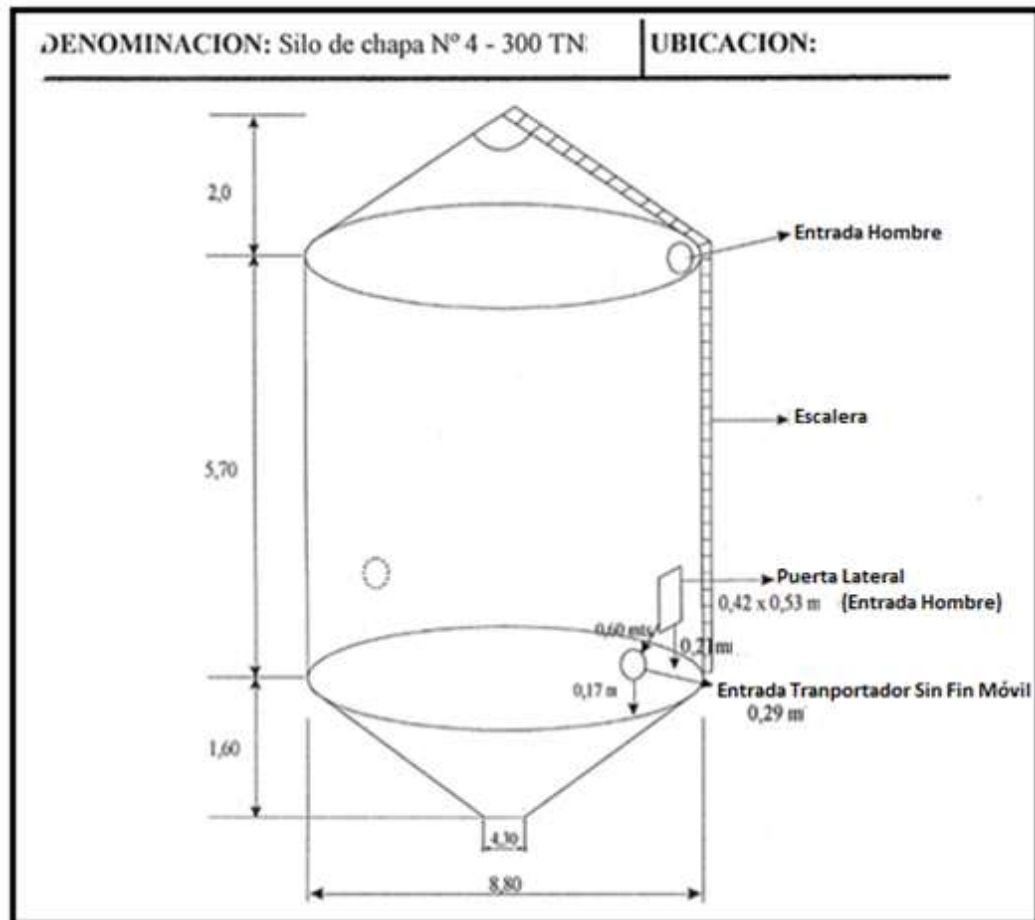


Figura N° 6. Silos de Fondo Cónico.

1.4. Justificación del Proyecto

La situación propuesta anteriormente presenta las siguientes ventajas respecto a las condiciones actuales del proceso:

- Mayor capacidad de descarga.
- Menor costo de las diferentes operaciones.
- No se deben contratar servicios externos para realizar las distintas operaciones.
- No se deberán realizar contrataciones excesivas, ni capacitar a diferentes operarios.
- Ventajas de la mecanización/automatización del sistema.
- Mayor seguridad de operación.
- Mayor flexibilidad de operación.

Dichos beneficios son las razones para el desarrollo del presente trabajo.

2. Desarrollo

2.1. Memoria Descriptiva - Técnica

En el presente proyecto se describe el diseño y el cálculo de los elementos utilizados para la descarga y el transporte de trigo dentro de una planta de silos, ubicada en el predio de Molino Cañuelas SACIFIA Planta Realicó, al noreste de dicha localidad.



Figura N° 7. Ubicación del Molino Harinero en Realicó.

El Molino Harinero cuenta con dos plantas de acopio. La Planta N° 1 (completamente mecanizada y automatizada) dispone de 6 silos de 5.000 tn cada uno (30.000 tn en total). Por otra parte, la Planta N° 2 (parcialmente mecanizada) se opera de forma manual por los operarios del sector, presentando 31 silos de 300 tn por unidad y una plataforma volcable (9.300 tn de capacidad total).

La capacidad total de acopio de Planta Realicó está compuesta por las plantas N° 1 y N° 2, más 11 silos de hormigón (los cuales se utilizan para elaborar las mezclas de trigo según sus calidades). La batería que componen estos tiene una capacidad de 4.450 tn. Por lo tanto, la capacidad total de acopio de Planta Realicó es de 43.750 tn de trigo.

Se pretende mecanizar la Planta N° 2 para cumplir con los objetivos específicos detallados en el Inciso [1.1.2.](#)



Figura N° 8. Ubicación de las Plantas de Acopio dentro del Predio.

Como se mencionó anteriormente, la planta de acopio N° 2 consta de las siguientes instalaciones actualmente: **Zona de Acopio** (constituida por 31 silos de 300 tn de capacidad cada uno) y **Zona de Descarga** (constituida por una plataforma volcable de descarga y un pequeño de sistema de roscas transportadoras).



Figura N° 9. Planta de Acopio N° 2

Los elementos de la planta que se diseñaron/seleccionaron son los siguientes:

- 1 Tolva para la recepción de los granos.
- 10 Transportadores a Sin Fin: Una Rosca Transportadora Inclinada para trasladar el cereal desde la tolva hacia el Elevador N° 1, y 9 Roscas Extractoras para el vaciado de los silos con fondo cónico (Línea N° 1).
- 2 Elevadores a Cangilones: Uno para el llenado de los silos (Elevador N° 1) y el otro para el vaciado de los mismos (Elevador N° 2).
- 10 Redlers: 8 para el llenado de los silos y 2 para el vaciado de estos.
- Accesorios de Transporte.
- Transformador de Energía Eléctrica y Alimentadores.

2.1.1. Diagrama de Flujo

En la Figura N° 10, se muestra el diagrama de flujo de la planta de acopio:

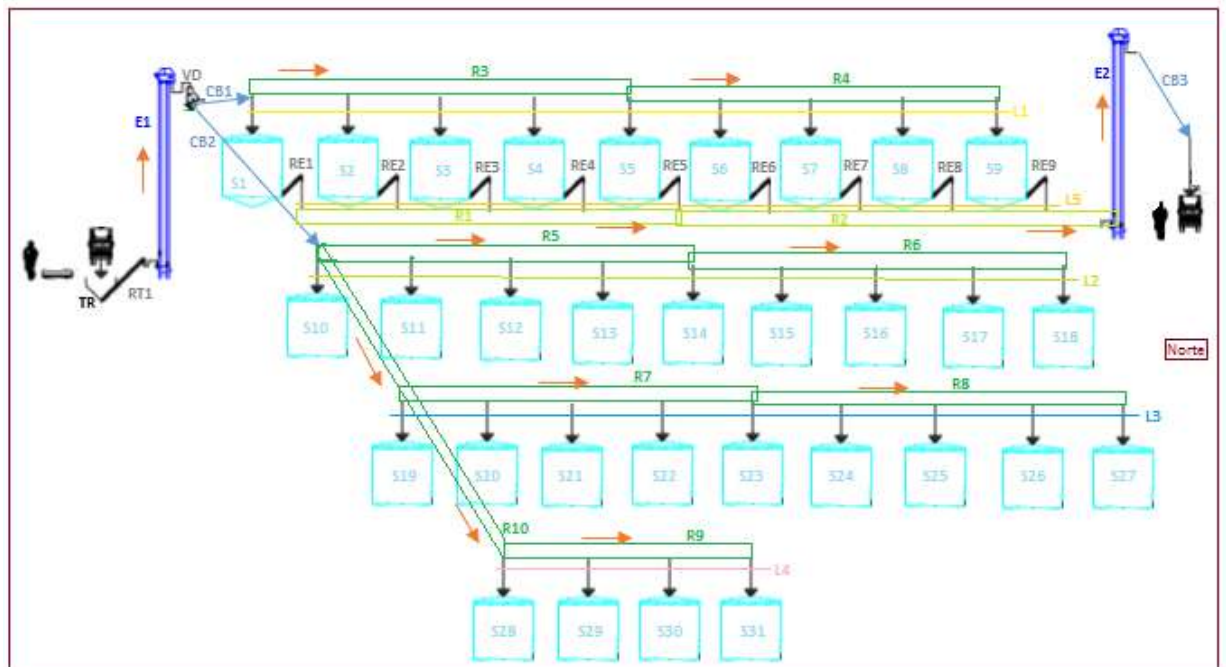


Figura N° 10. Diagrama de Flujo de la Planta.

En la Tabla N° 2, se detallan las referencias del diagrama de flujo:

Tabla N° 2. Referencias del Diagrama de Flujo.

Referencias		
Código	Equipo	Observaciones
TR	Tolva de Recepción	-
RT1	Rosca Transportadora N° 1	Alimenta E1.
E1	Elevador a Cangilones N° 1	Llenado de Silos.
E2	Elevador a Cangilones N° 2	Vaciado de Silos.
VD	Válvula Desviadora	Desvía a L1 o R10.
CB1	Cañería de Descarga N° 1	Alimenta L1.
CB2	Cañería de Descarga N° 2	Alimenta R10.
CB3	Cañería de Descarga N° 3	Descarga E2.
SX	Silo N° X	-
REX	Rosca Extractora N° X	Vacían Silos Fondo Cónico. Alimenta L5.
R1	Redler N° 1	Vacia Silos 1, 2, 3 y 4. Alimenta R2.
R2	Redler N° 2	Vacia Silos 5, 6, 7, 8 y 9. Alimenta E2.
R3	Redler N° 3	Llena Silos 1, 2, 3 y 4. Alimenta R4.
R4	Redler N° 4	Llena Silos 5, 6, 7, 8 y 9.
R5	Redler N° 5	Llena Silos 10, 11, 12 y 13. Alimenta R6.
R6	Redler N° 6	Llena Silos 14, 15, 16, 17 y 18.
R7	Redler N° 7	Llena Silos 19, 20, 21 y 22. Alimenta R8.
R8	Redler N° 8	Llena Silos 23, 24, 25, 26 y 27.
R9	Redler N° 9	Llena Silos 28, 29, 30 y 31.
R10	Redler N° 10	Alimenta R5, R7 y R9.
L1	Línea N° 1	R3 y R4. Silos 1 al 9.
L2	Línea N° 2	R5 y R6. Silos 10 al 18.
L3	Línea N° 3	R7 y R8. Silos 19 al 27.
L4	Línea N° 4	R9. Silos 28 al 31.
L5	Línea N° 5	R1 y R2. Silos 1 al 9.

Llenado de Silos: El ingreso del cereal a la planta se realizará por medio de camiones, los cuales se descargarán en la plataforma volcable ya instalada, sobre una Tolva (**TR**) ubicada por debajo del nivel del piso, en donde los granos serán transportados hasta el pie del Elevador N° 1 (**E1**) mediante la utilización de un Transportador a Sin Fin (**RT1**).

En la boca de descarga del Elevador N° 1, se dispone de una Válvula Desviadora (**VD**) para direccionar el flujo de producto (comandada por un motor eléctrico), de donde se bifurcan dos cañerías de descarga:

1) Una (**CB1**) para alimentar la Línea N° 1 (**L1**) de Redlers (**R3** y **R4**, Silos 1 al 9), abasteciendo al Redler N° 3.

2) Otra (**CB2**) para abastecer las Líneas N° 2, 3 y 4: **L2** (**R5** y **R6**, Silos 10 al 18), **L3** (**R7** y **R8**, Silos 19 al 27) y **L4** (**R9**, Silos 28 al 31), ingresando al Redler N° 10 (**R10**).

Cada silo tendrá en la cima de su cono superior una rasera de cierre (o compuerta), comandada por un motor eléctrico (permitiendo abrir y cerrar la misma por un sistema de piñón-cremallera). A su vez, el Redler N° 10 que abastece las líneas N° 2, 3 y 4 también tendrá sus respectivas compuertas para cada una de las líneas. Todas las raseras estarán cerradas por defecto y se abrirán de acuerdo al silo que se desee llenar.

Habrá distintas secuencias para el llenado de cada silo: según el silo que se desee llenar se abrirán o cerrarán las distintas raseras y se elegirá la posición de la válvula desviadora.

El llenado de planta se debe hacer operativamente de atrás para adelante (esto es, llenando primero los silos del lado norte), para tener menos activos en marcha. Los redlers de final de línea (R4, R6 y R8) son más largos por que se van a usar menos, a diferencia de los redlers de inicio de línea (R3, R5, R7 y R9), para disminuir así la probabilidad de falla.

Vaciado de Silos: Para extraer el trigo de los silos se implementarán dos modalidades:

Línea N° 1: Para los silos del 1 al 9 (fondo cónico) se instalará una Rosca Extractora (**REx**) por cada silo, que alimentará una línea de dos Redlers (**R1** y **R2**, Línea N° 5) al nivel del suelo. Dicha línea abastece al Elevador N° 2 (**E2**), que mediante una cañería de descarga (**CB3**) permite el llenado de carros o camiones, para el traslado del cereal a la Planta N° 1 (y su incorporación al proceso productivo).

Líneas N° 2, 3 y 4: Los silos del 10 al 31 (fondo plano) se vaciarán como se hace en la actualidad (uso de transportador a sin fin móvil y carro para el traslado a la Planta N° 1).

2.1.2. Equipos

A continuación, se describen los equipos utilizados en el proyecto:

2.1.2.1. Tolva de Descarga

Para la descarga del cereal se dispone de una tolva de recepción con una capacidad de almacenaje de 60 toneladas (con el fin de tener capacidad libre cuando ingrese el próximo camión), asegurando de esta manera una descarga continua. Esto equivale a lo que transportan 2 camiones aproximadamente.

En la Figura N° 11 se muestra una imagen ilustrativa de una tolva de recepción de granos, mientras que, en la Figura N° 12 se puede observar el proceso de descarga de un camión en una plataforma hidráulica.



Figura N° 11. Tolva de Recepción.



Figura N° 12. Descarga de Camión en Plataforma.

Partiendo de este volumen y considerando distintos factores como el ancho y largo de los camiones, se diseña la geometría de la tolva, donde se resuelve que la misma sea de forma rectangular cónica, lo cual permite que la caída del cereal no sea tan brusca.

La parte superior de la tolva posee una geometría rectangular y la parte inferior una geometría rectangular cónica (piramidal). En el extremo inferior de la tolva se coloca una boca de descarga cuadrada de 0,15 [m] por lado, a través de la cual se alimentará el Transportador a Sin Fin N° 1. En base a las dimensiones regulares de los camiones, se adopta un largo $l = 6$ [m] y un ancho $a = 5$ [m] para la tolva.

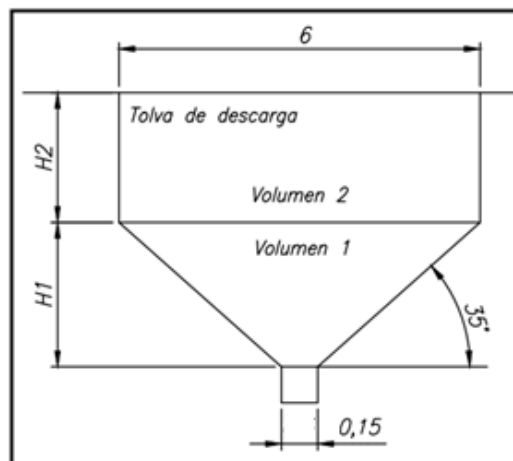


Figura N° 13. Croquis de la Tolva de Recepción.

En la Figura N° 13 se muestra el esquema de la tolva de recepción y en la Tabla N° 3 se indican sus dimensiones:

Tabla N° 3. Resumen de Dimensiones de la Tolva de Descarga.

Parte	Geometría	Ancho	Largo	Altura	Volumen
Superior	Rectangular	$a = 5[m]$	$l = 6[m]$	$h_2 = 1,38[m]$	$V_2 = 54,97[m^3]$
Inferior	Piramidal	$a = 5[m]$	$l = 6[m]$	$h_1 = 2,05[m]$	$V_1 = 20,5[m^3]$
Boca	Cuadrada	$a = 0,15[m]$	$l = 0,15[m]$	$h_b = 0,15[m]$	$V_b = 0,00337[m^3]$

Por encima de la tolva, se instala (al nivel del suelo) una rejilla metálica para la circulación de los camiones. La misma está construida por caños anulares (dispuestos transversalmente a la plataforma) soportados por perfiles IPN (en dirección paralela al movimiento de los camiones). El cálculo de la misma escapa al alcance de este proyecto.

2.1.2.2. Elevadores a Cangilones

Los elevadores o norias a cangilones son uno de los principales medios de transporte utilizados en la industria. Estos equipos permiten llevar cualquier material de un nivel inferior a uno superior, a través de cangilones internos que funcionan como recipientes de transporte. Dichos cangilones (acoplados a una banda) suben a la parte más alta del elevador y descargan el material en la boca de salida, mediante la acción de la fuerza centrífuga provocada en la polea motriz. En la Figura N° 14, se muestran ejemplos de estos medios de transporte.



Figura N° 14. Ejemplos de Elevadores a Cangilones.

Son el método más idóneo para el transporte vertical o muy inclinado a granel. Generalmente, son instalaciones fijas que son rentables en alturas comprendidas entre los 7 y los 35 metros.

Como ya se mencionó, se dispone de dos elevadores a cangilones: El Elevador N° 1 de $90 \left[\frac{tn}{h} \right]$ para el llenado de los silos y el Elevador N° 2 de $45 \left[\frac{tn}{h} \right]$ para su vaciado.

En ambos elevadores, el tipo de carga de los cangilones será dragado por tolva, de acuerdo a la configuración que se dispuso con el sin fin de alimentación (Figura N° 15). El tipo de descarga del material será por acción centrífuga, por tratarse de un material de baja abrasividad (Figura N° 16).

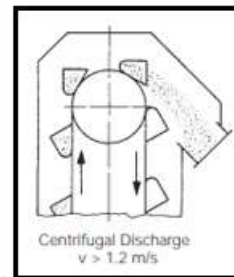
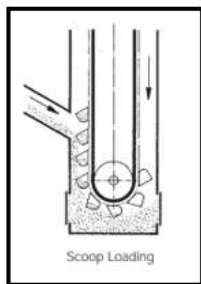


Figura N° 15. Carga de Cangilón por Tolva.

Figura N° 16. Descarga por Acción Centrífuga.

Ambos elevadores serán de cangilones discontinuos, de acuerdo al material a transportar, tal se puede observar en la Figura N° 17.

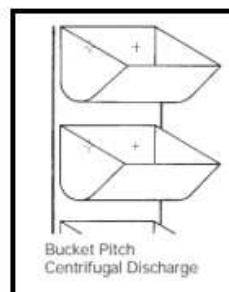


Figura N° 17. Cangilones Discontinuos.

Partes Componentes de un Elevador a Cangilones

En la Figura N° 18 se muestran las partes componentes de un elevador a cangilones:

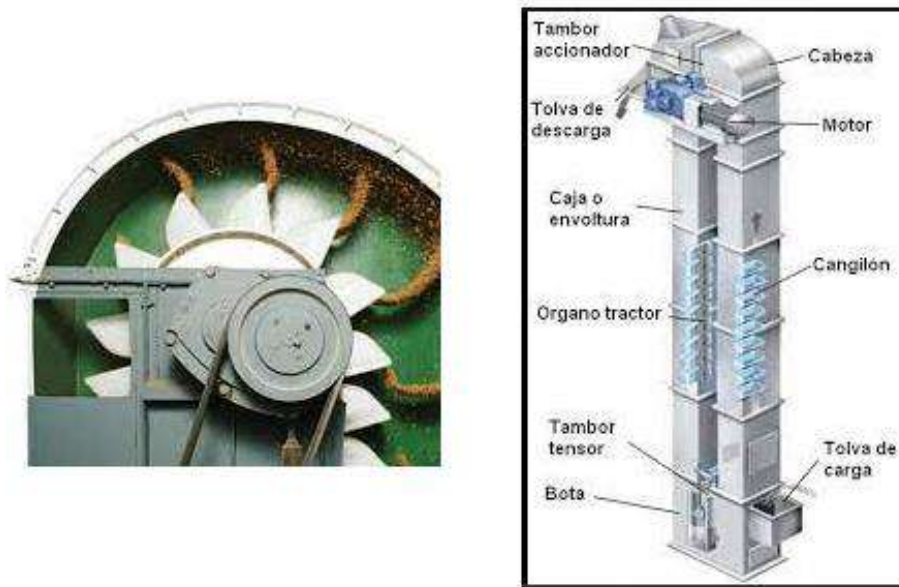


Figura N° 18. Partes Componentes de un Elevador a Cangilones.

2.1.2.2.1. Cangilones

Dentro del sistema de elevación son los elementos que alojan a la carga en su carrera ascendente. Las medidas básicas con las cuales se define un cangilón son tres: Largo, Profundidad y Proyección (Figura N° 19).

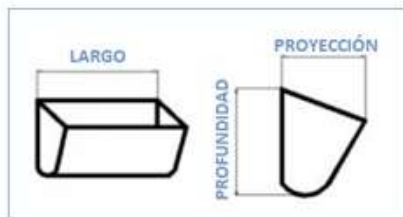


Figura N° 19. Medidas de un Cangilón.

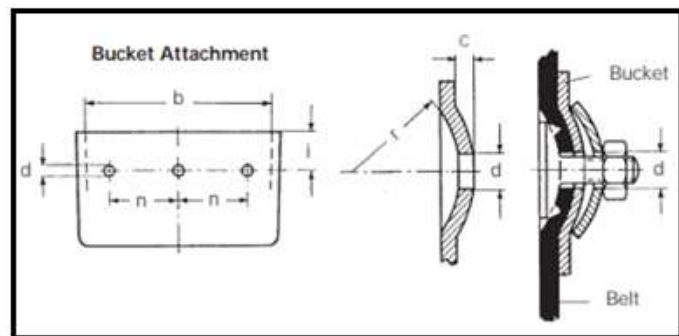


Figura N° 20. Anclaje de un Cangilón.

Los cangilones son fijados a la correa a través de bulones especiales de cabeza plana y gran diámetro, como se observa en la Figura N° 20.

Para el Elevador N° 1 se emplean 90 cangilones de la Marca Maxi-Lift Modelo 16 x 8 CC-MAX Carga Pesada de 8,25 [l] de capacidad, y para el Elevador N° 2 se utilizan 33 cangilones de la Marca Maxi-Lift Modelo 12 x 8 CC-MAX Carga Pesada de 5,97 [l].

2.1.2.2.2. Correa o Banda

Es el órgano tractor del sistema. Los cangilones van anclados (a través de bulones) sobre una correa sin fin o banda, que puede ser de algodón, goma o plástico termoestable.

Para el Elevador N° 1 se emplea una banda de la Marca TRACSA Modelo VELTA VT-EP 800/4 de 500 [mm] de ancho y 42,35 [m] de largo, mientras que en el Elevador N° 2 se utiliza una banda VELTA VT-EP 800/4 de 400 [mm] de ancho y 16,29 [m] de largo. En el empalme de la banda se colocarán 10 y 8 mordazas de la Marca 4B Modelo Vise Splice para el Elevador N° 1 y 2, respectivamente (Figura N° 21).



Figura N° 21. Bandas y Mordazas empleadas en las Norias.

2.1.2.2.3. Tambor de Accionamiento

Es el encargado de transmitir el movimiento a la banda. Puede tener una pequeña concavidad a los efectos de centrar la banda (siempre y cuando el cangilón lo permita). Es recomendable el recubrimiento del mismo con caucho, a los efectos de protegerlo del desgaste producido por la gran cantidad de polvo ambiental. Este recubrimiento evita también el desgaste prematuro de la correa y hace más eficaz el uso de la potencia, ahorrando energía. A su vez, aumenta el coeficiente de rozamiento haciendo más difícil un eventual deslizamiento.

Para ambos elevadores, se emplea el tambor motriz de la Marca ROTRANS Modelo Banda 500 con las siguientes especificaciones (Tabla N° 4 - Figura N° 22):

Tabla N° 4. Dimensiones del Tambor Superior de los Elevadores.

Dimensiones Tambor Superior [mm]								
D	A	B	C	d	d1	d2	S	R
505	600	780	1065	70	60	55	210	135

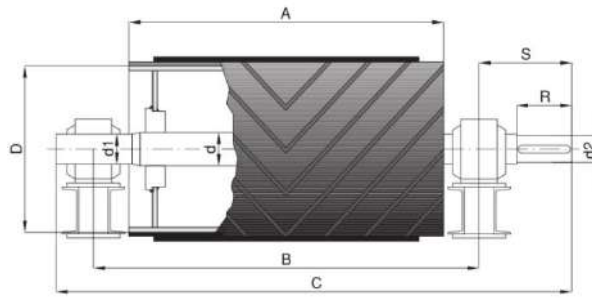


Figura N° 22. Croquis del Tambor Superior de los Elevadores.

El tambor es liso con recubrimiento en frío de goma en “V” de $e = 5 [mm]$ de espesor.

2.1.2.2.4. Tambor de Reenvío

Se localiza en la parte inferior del elevador. Sobre el eje del mismo se encuentra montado normalmente el dispositivo tensor de la banda. Su construcción se recomienda que sea aleteada o tipo “jaula de ardilla” para evitar que el material derramado se introduzca entre el tambor y la correa provocando daños a la misma. Su diámetro generalmente es igual al tambor de accionamiento o menor que el mismo. En las cercanías de este tambor se disponen los sensores de desvío de banda y los sensores de velocidad de la banda.

Para ambos elevadores se utiliza el tambor de la Marca ROTRANS Modelo Banda 500, en configuración jaula de ardilla, que presenta las siguientes dimensiones (Tabla N° 5 - Figura N° 23):

Tabla N° 5. Dimensiones del Tambor Inferior de los Elevadores.

Dimensiones Tambor Inferior [mm]					
D	A	B	C	d	d1
505	600	780	1065	70	60

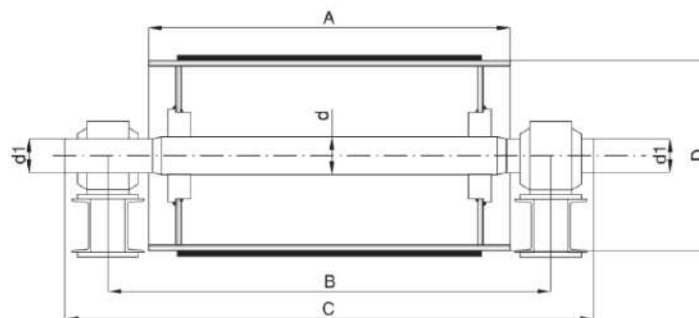


Figura N° 23. Croquis del Tambor Inferior de las Norias.

2.1.2.2.5. Estructura del Elevador

Está compuesta principalmente por los pantalones, un cabezal y un pie como se ve en la Figura N° 24. La misma se encuentra anclada al suelo (u otros puntos fijos) mediante eslingas de acero.

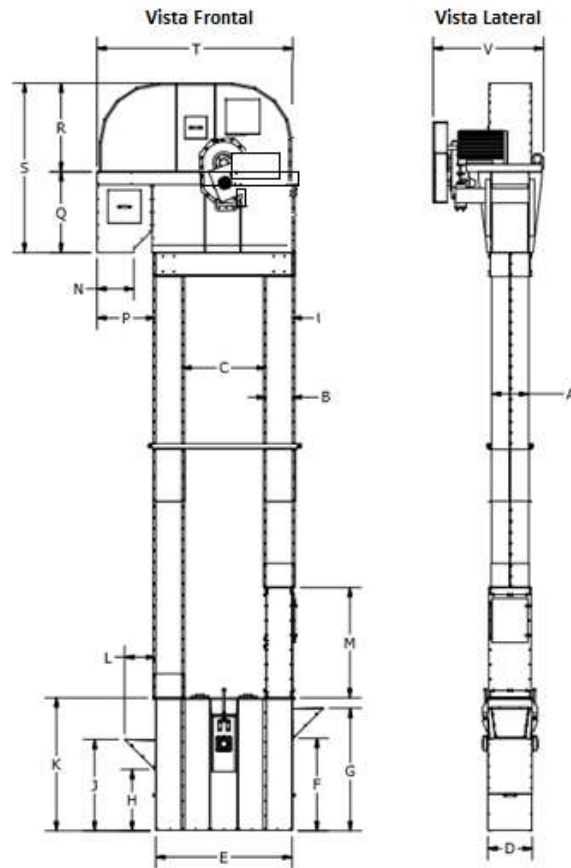


Figura N° 24. Croquis de la Estructura del Elevador.

2.1.2.2.5.1. Pantalones

Ramal de Subida: Junto con el ramal de bajada une el cabezal con el pie del elevador. Está fabricado en chapa plegada. Cada cuerpo se une al siguiente con bulones y tuercas autofrenantes. Su largo depende de la altura del elevador. Sus dimensiones deben ser tales que permitan el paso de la banda y los cangilones con holgura. Sobre el mismo, se ubican las puertas de inspección y los aliviadores de explosión.

Ramal de Bajada: Caben las mismas consideraciones generales indicadas para el ramal de subida. Este ramal contiene a la banda y los cangilones en su movimiento descendente.

2.1.2.2.5.2. Pie del Elevador

Se encuentra ubicado en la parte inferior del elevador y contiene el tambor de reenvío. Son parte del mismo la tolva de alimentación y el dispositivo tensor de la banda. Esta parte de la estructura se encuentra provista de puertas de inspección y de limpieza.

2.1.2.2.5.3. Cabezal del Elevador

Localizado en la parte superior del elevador. Es donde se produce la descarga del material elevado. A continuación, se muestran las dimensiones estructurales de ambos elevadores:

Tabla N° 6. Dimensiones Estructurales de los Elevadores.

Elevador N° 1		Elevador N° 2	
Parte	Medida [mm]	Parte	Medida [mm]
A Ancho del Pantalón	762,6	A Ancho del Pantalón	762,6
B Profundidad del Pantalón	364	B Profundidad del Pantalón	364
C Distancia entre Pantalones	485	C Distancia entre Pantalones	485
D Ancho del Pie de Elevador	511,6	D Ancho del Pie de Elevador	511,6
E Profundidad del Pie del Elevador	1.213	E Profundidad del Pie del Elevador	1.213
F Altura Inf. de la Tolva de alimentación	1.219	F Altura Inf. de la Tolva de alimentación	1.219
G Altura Sup. de la Tolva de alimentación	1.638	G Altura Sup. de la Tolva de alimentación	1.638
J Altura del centro del tambor inferior	972	J Altura del centro del tambor inferior	972
K Altura del Sistema Tensor	1.829	K Altura del Sistema Tensor	1.829
L Ancho de la Boca de Alimentación	451	L Ancho de la Boca de Alimentación	451
M Altura de cada paño del pantalón	1.524	M Altura de cada paño del pantalón	1.524
N Ancho de la Boca de Descarga	206	N Ancho de la Boca de Descarga	206
P Distancia entre Boca de Descarga y Pantalón	302	P Distancia entre Boca de Descarga y Pantalón	302
Q Largo de la Boca de Descarga	559	Q Largo de la Boca de Descarga	559
R Altura del Cabezal	737	R Altura del Cabezal	737
S Altura Total del Cabezal	1.296	S Altura Total del Cabezal	1.296
T Ancho Total del Elevador	1.515	T Ancho Total del Elevador	1.515
V Profundidad Total del Elevador	2.220,6	V Profundidad Total del Elevador	1.588,6
Hp Altura Pantalón	19.410	Hp Altura Pantalón	6.380
H Altura Total del Elevador	21.120	H Altura Total del Elevador	8.089

2.1.2.2.6. Dispositivo Tensor

Este dispositivo permite el tensado de la correa para lograr un correcto funcionamiento del sistema. En este caso, se adopta un tensor a tornillo para ambos elevadores.

2.1.2.2.7. Freno Automático

Es un sistema ligado al eje del tambor de accionamiento. Permite el libre movimiento en el sentido de elevación. Cuando, por cualquier motivo, el elevador se detiene con los

cangilones cargados, este sistema impide el retroceso de la banda, evitando así que el material contenido en los mismos sea descargado en el fondo del elevador.

2.1.2.2.8. Unidad de Accionamiento

Se encuentra localizada en la parte superior de la noria. En el caso del Elevador N° 1 está constituida por un motor, un acoplamiento hidráulico y un reductor que están ligados al eje del tambor de accionamiento a través de un acople elástico (Figura N° 25). Toda la unidad se sustenta por una plataforma construida para tal fin. Para el Elevador N° 2, la transmisión es igual pero no cuenta con acoplamiento hidráulico (Figura N° 26).

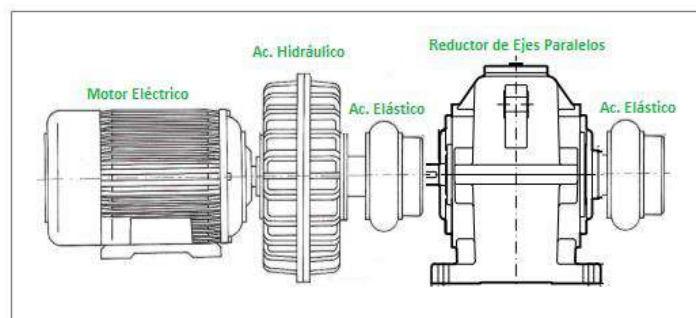


Figura N° 25. Esquema de Transmisión del Elevador a Cangilones N° 1.

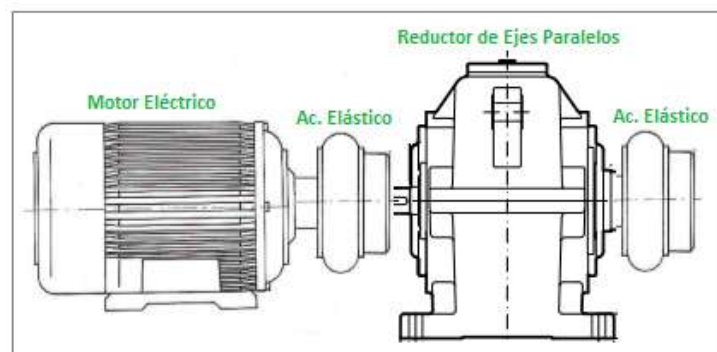


Figura N° 26. Esquema de Transmisión del Elevador N° 2 y de los Redlers.

2.1.2.2.8.1. Motor y Reductor de Ejes Paralelos

Para el Elevador N° 1 se instala un Motor **WEG W22** de 15 [HP] de potencia, 1.500 [r.p.m.] y 4 polos, y un Reductor de Ejes Paralelos **Lentax DP140** de 34,6 [kW] de potencia nominal y una relación de transmisión $i = 12,5$. Por otra parte, en el Elevador N° 2 se dispone un Motor **WEG W22** de 4 [HP], 1.500 [r.p.m.] y 4 polos, y un Reductor de Ejes Paralelos **Lentax DP100** de 8,61 [kW] y $i = 20$.



Figura N° 27. Motor Eléctrico.



Figura N° 28. Reductor de Ejes Paralelos.

2.1.2.2.8.2. Acoplamiento Hidráulico

Se emplea para la liberación del motor en el arranque (ya que el acoplamiento hidráulico simplemente “desliza” y el motor recoge suavemente la carga). Así mismo, funciona como amortiguador de vibraciones y choques.



Figura N° 29. Acoplamiento Hidráulico.

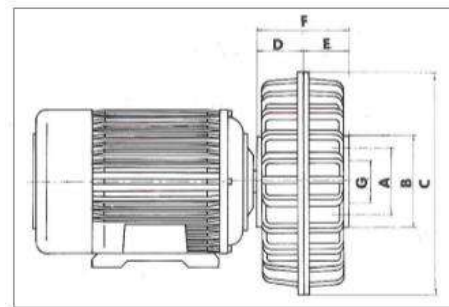


Figura N° 30. Croquis del Acoplamiento Hidráulico.

En el Elevador N° 1, se instala un acoplamiento hidráulico de la Marca TISA Modelo Hydro Oil 5000, el cual presenta las dimensiones que se muestran a continuación:

Tabla N° 7. Dimensiones del Acoplamiento Hidráulico.

Dimensiones Acoplamiento Hidráulico [mm]				
Ø A	Ø G	Ø B	Ø C	F
130	100	185	370	150

El diámetro de entrada del acoplamiento es de 42 [mm] (igual que el eje del motor). El modelo TISA 5000 requiere 3 [l] de aceite Tellus 68 de Shell.

2.1.2.2.8.3. Acoplamiento Elástico

Para acoplar los diferentes elementos del mando (en todos los equipos) se emplean acoplamientos elásticos que son capaces de absorber desalineaciones, amortiguar

vibraciones y choques, y presentan una instalación y mantenimiento sencillo. Para el Elevador N° 1, en la unión entre el motor y el reductor se utiliza un acoplamiento Gummi A35 mientras que para unir el reductor y el eje del tambor se emplea un Gummi A80. Para el Elevador N° 2 se emplean un Gummi A20 y un Gummi A50, respectivamente.



Figura N° 31. Acoplamiento Elástico.

2.1.2.3. Transportadores a Sin Fin

Son máquinas de transporte continuo con un órgano de tracción rígido, que se emplean para el transporte de productos en infinidad de industrias, teniendo todo tipo de aplicaciones. Este equipo está diseñado para realizar el transporte mediante una espiral (tornillo sin fin) basado en el principio de Arquímedes. Tienen la posibilidad de trabajar en diferentes ángulos, desde la horizontal hasta la vertical.

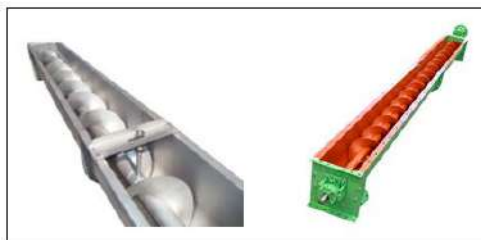


Figura N° 32. Transportadores a Sin Fin.

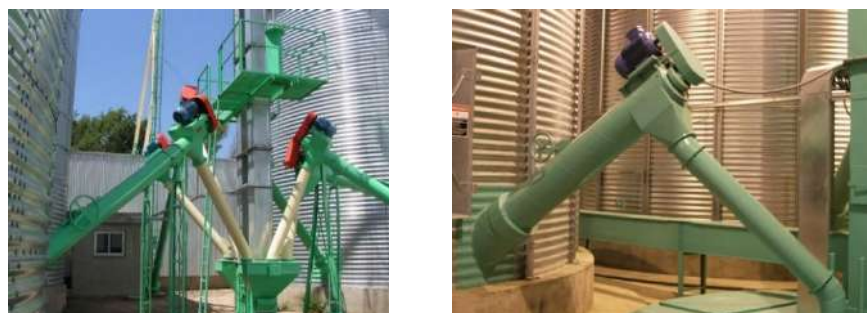


Figura N° 33. Roscas Extractoras empleadas en Silos.

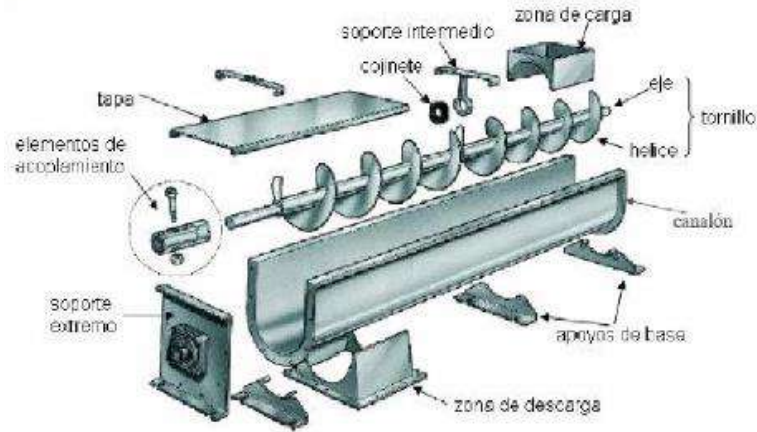


Figura N° 34. Partes de un Transportador a Sin Fin.

2.1.2.3.1. Transportador a Sin Fin N° 1 (Llenado)

Es el medio con el cual se mueve el cereal desde la tolva de recepción hasta el Elevador N° 1. El mismo transporta un caudal de $90 \left[\frac{tn}{h} \right]$ y presenta las siguientes características:

Tabla N° 8. Características del Transportador a Sin Fin N° 1 (de Llenado).

Características Transportador a Sin Fin N° 1	
Velocidad del Transporte [r.p.m.]	102
Diámetro Total del Tornillo [mm]	374
Diámetro del Eje [mm]	114
Altura del Ala [mm]	130
Espesor del Ala [mm]	3,2
Paso del Tornillo [mm]	374
Longitud del Tornillo [m]	8,92

Para su accionamiento se emplea un Motorreductor Compacto Lentax **F4T2 15** de 15 [HP] de potencia y 105 [r.p.m.] de velocidad de salida. El motorreductor se une al eje del sin fin (que tiene sentido de giro derecho) a través de un acoplamiento elástico Gummi A80.

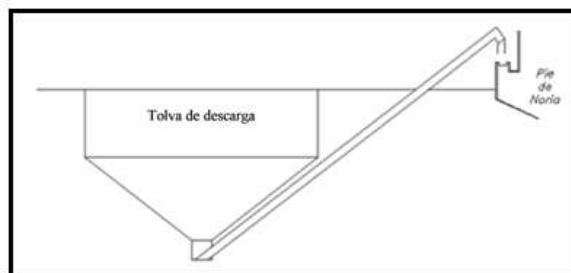


Figura N° 35. Esquema del Transportador a Sin Fin N° 1.

2.1.2.3.2. Roscas Extractoras (Transportadores a Sin Fin de Vaciado)

Se dispone de 9 roscas extractoras iguales, que se emplearán para transportar el cereal desde el fondo de los silos cónicos hasta los redlers N° 1 o N° 2, según corresponda. Las mismas deben transportar un caudal de $45 \left[\frac{tn}{h} \right]$ cada una y tienen estas especificaciones:

Tabla N° 9. Características de las Roscas Extractoras (Silos Fondo Cónico).

Características Roscas Extractoras	
Velocidad del Transporte [r.p.m.]	105
Diámetro Total del Tornillo [mm]	289
Diámetro del Eje [mm]	89
Altura del Ala [mm]	100
Espesor del Ala [mm]	3,2
Paso del Tornillo [mm]	289
Longitud del Tornillo [m]	6,18

Para su accionamiento se utiliza un Motorreductor Compacto Lentax **F1T2 5,5** de 5,5 [HP] de potencia y 107 [r.p.m.] de velocidad de salida. El mismo se une al sin fin (que tiene sentido de giro derecho) a través de un acoplamiento elástico Gummi A60.

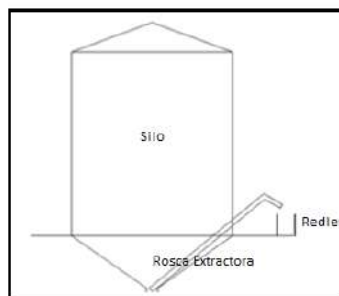


Figura N° 36. Esquema de una Rosca Extractora.

2.1.2.4. Redlers (Transportadores a Cadena)

Los redlers son transportadores de flujo continuo. Constan de una cadena sin fin construida de acero, cuyos eslabones llevan incorporadas barras transversales. La misma es accionada por una rueda motriz dentada, mientras que el reenvío se efectúa a través de otra rueda lisa. La cadena va alojada en una caja de sección rectangular cerrada y se desliza sobre el fondo. El retorno lo hace por la parte superior de la caja, sobre guías.

El material, que descansa sobre el fondo, es arrastrado por las barras transversales de la cadena en su movimiento. El material se desplaza solidariamente con la cadena a su misma velocidad, siendo la cadena el soporte de la masa transportada.



Figura N° 37. Cadenas de Redlers.

Figura N° 38. Redler en Planta de Acopio.

Todos los redlers son de techo plano, como se ve en la Figura N° 39, y las dimensiones de las cajas donde se conduce el cereal son las que se indican en la Tabla N° 10.

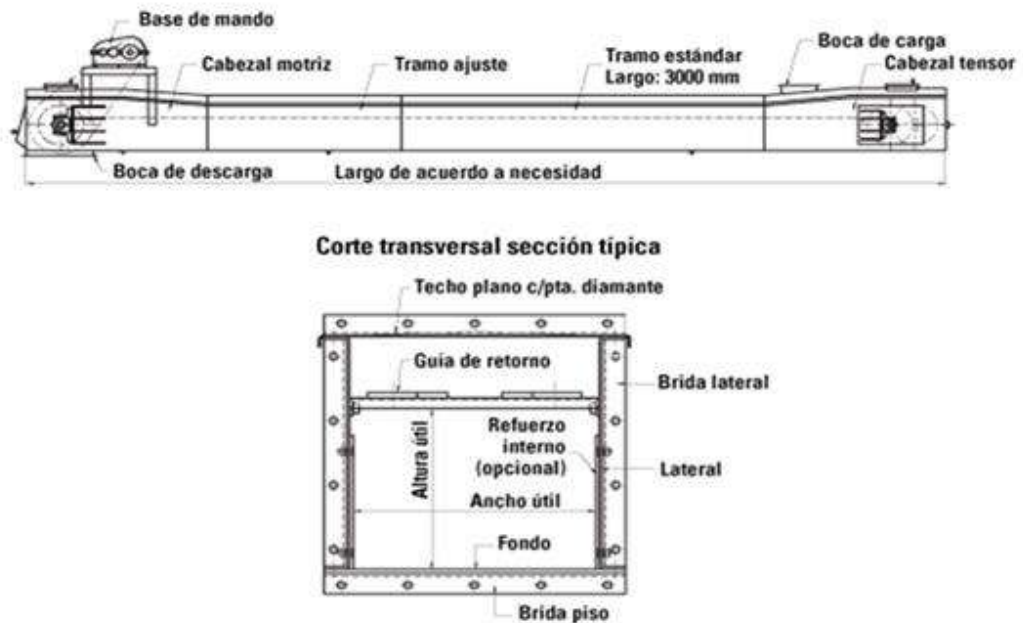


Figura N° 39. Partes Componentes de un Redler.

Cabe destacar que los redlers N° 1 y 2 son iguales; que los transportadores a cadena N° 4, 6 y 8 son idénticos; y que los redlers N° 3, 5, 7 y 9 también cuentan con las mismas dimensiones.

Tabla N° 10. Dimensiones de las Cajas de los Redlers.

Dimensiones de las Cajas				
Redler N°	Largo [m]	Ancho [mm]	Alto [mm]	Espesor de la Chapa [mm]
3 - 5 - 7 - 9	31,4	25	25	4
4 - 6 - 8	41,4	25	25	4
10	40,2	25	25	4
1 - 2	36,4	20	20	4

Para el transporte se utilizan cadenas de la Marca Power Chain Series G-1300 y G-1400, compuesta por eslabones doblados (detalle en Figura N° 40).

Tabla N° 11. Especificaciones de las Cadenas de los Redlers.

Especificaciones de las Cadenas							
Redler N°	Serie	Paso [mm]	Largo [m]	Peso [kg]	T _{trab} [kg]	T _{max} [kg]	T _{nom} [kg]
3 - 5 - 7 - 9	G-1300	100	63,03	289,94	1.143,3	5.716,7	6.000
4 - 6 - 8	G-1400	100	83,03	597,82	1.372,0	6.859,8	10.000
10	G-1400	100	80,63	580,54	1.372,0	6.859,8	10.000
1 - 2	G-1300	100	73,03	335,94	686,0	3.429,9	6.000

Tabla N° 12. Especificaciones de los Eslabones de las Cadenas.

Especificaciones de los Eslabones							
Redler N°	Serie	Paso P [mm]	Ancho Arrastre A'' [mm]	Ancho Interno W [mm]	Diámetro Buje B [mm]	Altura Placa H [mm]	Espesor Placa T [mm]
3 - 5 - 7 - 9	G-1300	100	247	25,4	11,1	38,1	4,76
4 - 6 - 8	G-1400	100	247	31,7	12,7	38,1	6,35
10	G-1400	100	247	31,7	12,7	38,1	6,35
1 - 2	G-1300	100	197	25,4	11,1	38,1	4,76

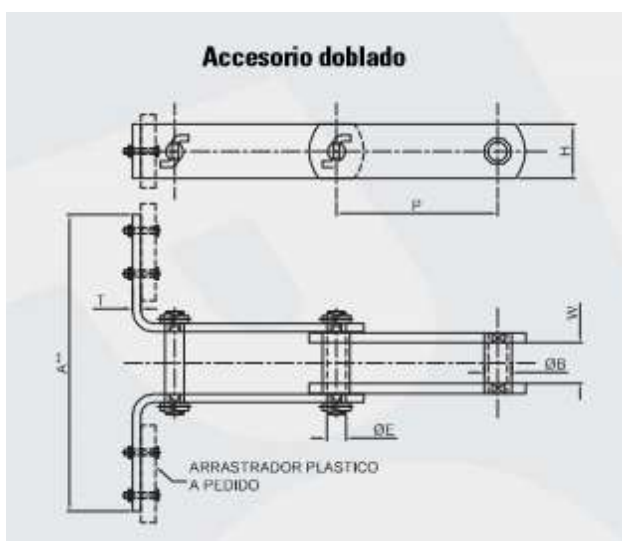


Figura N° 40. Dimensiones de la Cadena de Transporte.

La cadena va destensada, apoyando sobre el fondo. Cada 1 metro se debe colocar un apoyo para la cadena en la parte superior, similar al que se ve en la Figura N° 41:

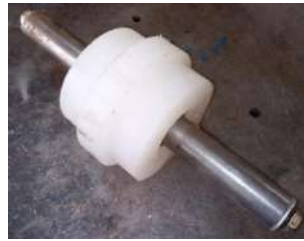


Figura N° 41. Apoyo Cadena de Redler.

La rueda motriz es la misma para los 10 redlers. La misma es dentada con cubo hacia ambos lados. Para evitar un desgaste prematuro de la cadena, el fabricante recomienda utilizar una corona con un número impar de dientes y un máximo de 150 dientes. Se adopta un número de dientes $z = 7$.

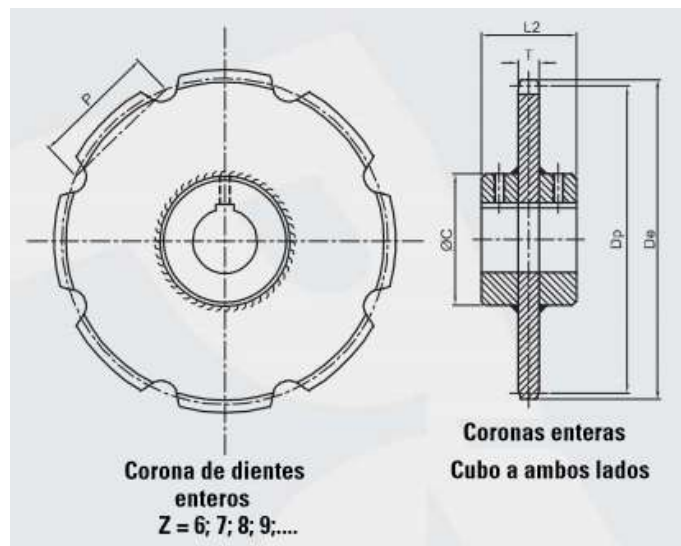


Figura N° 42. Rueda Dentada Motriz.

Tabla N° 13. Especificaciones de las Ruedas.

Especificaciones de las Ruedas						
Redler N°	Diám. Prim. D_p [mm]	Espesor t [mm]	Ancho L_2 [mm]	Diám. Ext. D_e [mm]	Diám. Eje [mm]	Diám. Masa C [mm]
3 - 5 - 7 - 9	230,4	22,8	112,86	244,08	40	80
4 - 6 - 8	230,4	28,53	118,53	245,68	40	80
10	230,4	28,53	118,53	245,68	40	80
1 - 2	230,4	22,8	112,86	244,08	40	80

La rueda de retorno es lisa (también con doble cubo) y presenta las mismas dimensiones que la rueda motriz.

La unidad de accionamiento consta de un motor eléctrico que se une a un reductor de ejes paralelos mediante un acople elástico. La salida de dicho reductor está ligada al eje de la rueda dentada (motriz) mediante otro acoplamiento elástico (Figura N° 26 Página N° 29).

Tabla N° 14. Especificaciones de los Motores de la Transmisión de los Redlers.

Redler N°	Motor					Acoplamiento Motor - Reductor
	Modelo	Potencia [HP]	Velocidad Salida [r.p.m.]	N° Polos	Carcasa	
3 - 5 - 7 - 9	WEQ W22	12,5	1500	4	160M	Gummi A35
4 - 6 - 8	WEQ W22	15	1500	4	160M	Gummi A45
10	WEQ W22	15	1500	4	160M	Gummi A45
1 - 2	WEQ W22	7,5	1500	4	132S	Gummi A25

Tabla N° 15. Especificaciones de los Reductores de la Transmisión de los Redlers.

Redler N°	Reductor de Ejes Paralelos				Acoplamiento Reductor - Eje Cadena
	Modelo	Potencia [kW]	Velocidad Salida [r.p.m.]	Relación de Transmisión	
3 - 5 - 7 - 9	Lentax DP140	21,9	70	20:1	Gummi A70
4 - 6 - 8	Lentax DP140	21,9	70	20:1	Gummi A80
10	Lentax DP140	21,9	70	20:1	Gummi A80
1 - 2	Lentax DP125	13,8	70	20:1	Gummi A70

Cada uno de los redlers dispondrá de un sensor de corte de cadena y un sensor de rebalse.

2.1.2.5. Accesorios

Cañerías de Descarga por Gravedad: Son utilizadas para guiar a los granos que se desplazan por gravedad entre los distintos equipos del proceso. Los mismos son de acero, de dimensiones estándar y se encuentran unidos entre sí (y anclados a los diferentes equipos y accesorios) a través de bridas con bulones y tuercas autofrenantes.



Figura N° 43. Cañerías de Descarga por Gravedad.

Las cañerías de descarga del Elevador N° 1 (CB1 y CB2) son iguales y tienen 5 3/4" de diámetro, 1/8" de espesor y 17,93 [m] de longitud. Mientras que la cañería del Elevador N° 2 (CB3) presenta un diámetro de 4 1/4", 1/8" de espesor y 3,32 [m] de largo.

Revestimiento Antiabrasivo: Debido al efecto abrasivo de los granos en su movimiento, las cañerías de descarga, los cabezales de los elevadores y los pisos de los redlers son cubiertos internamente con hojas de elastómero o cerámica (Figura N° 44), lo que prolonga considerablemente su vida útil. Para esta aplicación, se utiliza un revestimiento de poliuretano con base de acero inoxidable de 3 [mm] de espesor de la Marca TRACSA Modelo Ureply Max Inox.



Figura N° 44. Revestimiento de Cañerías de Descarga, Pisos de Redlers y Cabezales de Elevadores.

Válvulas Desviadoras: Se emplean para direccionar los granos en el proceso, según el camino que estos deban seguir. Pueden ser comandadas manualmente, a través de motores eléctricos o de un sistema neumático. Según su aplicación cuentan con dos o más vías.



Figura N° 45. Válvula Desviadora.

Se dispone de una válvula desviadora de dos vías (Figura N° 45) a la salida del Elevador N° 1 de la Marca DMN Westinghouse Modelo SPTD de 5 3/4" de diámetro, accionada por un motor WEG W22 de 0,5 [HP] de potencia. La misma cuenta con sensores inductivos de posición.

Raseras: Son compuertas utilizadas como cierre, permitiendo o no el paso de cereal según corresponda y, en algunos casos, el control de caudal del mismo.



Figura N° 46. Raseras.

Se cuenta con 34 raseras en total: 31 están colocadas en la parte superior de cada uno de los silos (para habilitar o no su llenado) y 3 en el transportador a cadena N° 10, para permitir la alimentación de los redlers N° 5, 7 y 9. Todas son accionadas por un motor WEG W22 de 0,5 [HP] de potencia, mediante un sistema de cremallera-piñón (Figura N° 46) y cuentan con finales de carreras para detectar si están abiertas o cerradas.

2.1.2.6. Transformador de Energía Eléctrica

El abastecimiento de potencia de la planta se realiza a través de una línea eléctrica de media tensión (13,2 [kV] -a cargo de la Cooperativa Eléctrica de Realicó-), que ingresa en un Transformador de Llenado Integral Marca Tadeo Czerweny de 315 [kVA] de potencia y una relación de tensión 13,2 [kV] / 0,4 [kV]. Las características del transformador se muestran en la Figura N° 47 y en la Tabla N° 16.

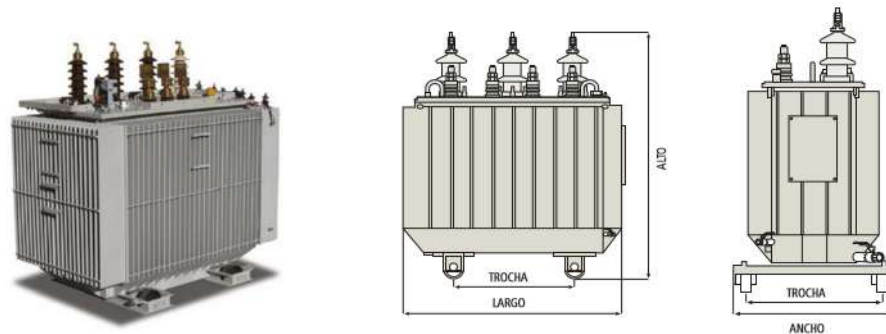


Figura N° 47. Transformador de Distribución de Llenado Integral.

Tabla N° 16. Especificaciones del Transformador.

Transformadores llenado Integral - Relación 13,2 ± 2 x 2,5% / 0,4 kV								
Potencia	Pérdidas (W)		Ucc	Dimensiones (mm)				Masa
kVA	Po	Pcc	(%)	Largo	Ancho	Alto	Trocha	kg
315	850	4250	4	1650	900	1300	700	1250

2.1.2.6.1. Alimentadores

Para alimentar desde el transformador hasta el CCM (Centro de Comando de Motores) se dispone de 4 conductores subterráneos Marca Prysmian Modelo Retenax Valio IRAM 2178 de $3 \times 50/25$ de sección y 35 [m] de largo (Figura N° 48), los cuales abastecerán los distintos equipos. Los conductores se instalarán en conductos subterráneos metálicos independientes (según recomendaciones de la Reglamentación de la A.E.A.).



Figura N° 48. Conductor Prysmian Retenax Valio IRAM 2178.

2.2. Memoria de Cálculo

En la presente memoria se calculan y/o seleccionan: Tolva de Recepción, Transportador a Sin Fin, Roscas Extractoras de los Silos, Elevadores de Cangilones, Redlers, Cañerías de Descarga por Gravedad, Raseras, Válvula Desviadora, Transformador de Energía Eléctrica y Alimentadores.

2.2.1. Tolva de Recepción

Para el diseño de la tolva de recepción se considera que la misma debe poseer una capacidad de 60 toneladas (con el fin de tener capacidad libre para el ingreso del próximo camión), asegurando de esta manera una descarga continua. Esto equivale a lo que transportan 2 camiones aproximadamente.

En la Figura N° 49 se muestra un esquema de la tolva, cuyas dimensiones se determinan con los cálculos que se presentan a continuación:

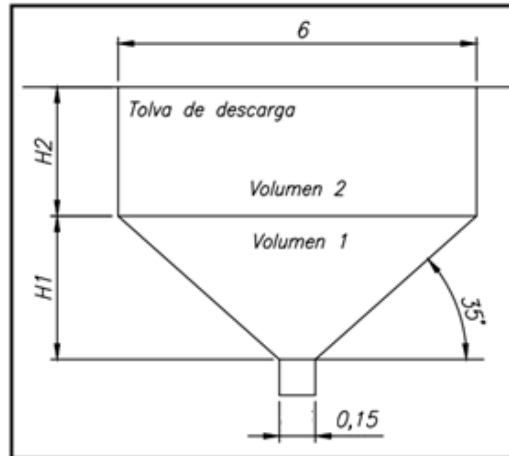


Figura N° 49. Dimensiones de Tolva de Descarga.

El volumen de la tolva de descarga V está determinado por [1]:

$$V = \frac{m}{\gamma} \quad [1]$$

Donde:

m = Masa a almacenar en la Tolva [tn],

γ = Peso Específico del Cereal $\left[\frac{tn}{m^3}\right]$.

Los valores de peso específico del trigo oscilan entre $0,75 \left[\frac{tn}{m^3}\right]$ y $0,84 \left[\frac{tn}{m^3}\right]$, por lo que para todos los cálculos se adopta un valor promedio de¹: $\gamma = 0,795 \left[\frac{tn}{m^3}\right]$

Por lo tanto, de [1] se obtiene que:

$$V = \frac{m}{\gamma} = \frac{60 [tn]}{0,795 \left[\frac{tn}{m^3}\right]} = 75,47[m^3] \Rightarrow V = 75,47[m^3]$$

El ángulo de inclinación de descarga en la parte inferior de la tolva debe ser mayor al ángulo de talud de descarga del material (para el trigo se considera 30° como ángulo de

¹ Dicho valor promedio se utilizará para el cálculo de todos los equipos restantes.

talud). Se adopta un ángulo $\alpha = 35^\circ$, para el lateral de menos inclinación (correspondiente al largo de la tolva, así se asegura que los dos ángulos sean mayores a 35°). Con dicho ángulo se calcula (por trigonometría) la altura de la parte inferior h_1 como:

$$tg(\alpha) = \frac{h_1}{\left(\frac{6 - 0,15}{2}\right)} \Rightarrow h_1 = tg(35) \cdot \left(\frac{6 - 0,15}{2}\right) = 2,05 \Rightarrow h_1 = 2,05 [m]$$

Con el valor de h_1 , se obtiene el volumen de la parte inferior de la tolva V_1 según:

$$V_1 = \frac{a \cdot l \cdot h_1}{3} = \frac{5 \cdot 6 \cdot 2,05}{3} = 20,5 \Rightarrow V_1 = 20,5 [m^3]$$

Sabiendo que el volumen total de la tolva V viene determinado por [2], se calcula el volumen de la parte superior V_2 como:

$$V = V_1 + V_2 \quad [2]$$

$$V_2 = V - V_1 = 75,47 - 20,5 = 54,97 \Rightarrow V_2 = 54,97 [m^3]$$

Luego, se obtiene la altura de la parte superior de la tolva h_2 de la siguiente forma:

$$V_2 = a \cdot l \cdot h_2 \Rightarrow h_2 = \frac{V_2}{a \cdot l} = \frac{54,97}{5 \cdot 6} = 1,83 \Rightarrow h_2 = 1,83 [m]$$

En resumen, las dimensiones para la tolva de descarga se expresan en la siguiente tabla:

Tabla N° 17. Resumen de Dimensiones de la Tolva de Descarga.

Parte	Geometría	Ancho	Largo	Altura	Volumen
Superior	Rectangular	$a = 5[m]$	$l = 6[m]$	$h_2 = 1,83[m]$	$V_2 = 54,97[m^3]$
Inferior	Piramidal	$a = 5[m]$	$l = 6[m]$	$h_1 = 2,05[m]$	$V_1 = 20,5[m^3]$

2.2.2. Transportador a Sin Fin N° 1 (Rosca Transportadora)

Dicho transportador es el que traslada el cereal desde el fondo de la Tolva de Recepción hasta el Elevador N° 1 (para el llenado de los silos). Debe tener una capacidad de $90 \left[\frac{tn}{h}\right]$.

2.2.2.1. Capacidad de Transporte Ficticia de la Rosca Transportadora N° 1

Para el dimensionamiento de la rosca transportadora, se requiere calcular una Capacidad Ficticia C_f la cual viene dada por la expresión [3] (extraída de *Apuntes y Material de la Cátedra Instalaciones Industriales*):

$$C_f = \frac{C_r}{\mu} \quad [3]$$

Donde:

$$C_f = \text{Capacidad Ficticia de Transporte} \left[\frac{tn}{h} \right],$$

$$C_r = \text{Capacidad Real de Transporte} \left[\frac{tn}{h} \right],$$

μ = Coeficiente de influencia de la Inclinación en el Rendimiento del Transporte.

Tabla N° 18. Valores porcentuales de μ en función del ángulo de Inclinación del Sin Fin.

Ángulo de Inclinación de la Rosca Transportadora	Influencia en el Rendimiento
60°	60%
45°	65%
30°	75%
15°	90%
0°	100%

La capacidad real de transporte viene dada por el caudal deseado, de donde: $C_r = 90 \left[\frac{tn}{h} \right]$.

Por otra parte, el ángulo de inclinación del transportador a sin fin debe ser menor al ángulo de descarga de la tolva (35°) por lo que se adopta un ángulo de 30°. De la Tabla N° 18 se obtiene un coeficiente de 75% ($\mu = 0,75$). Posteriormente, de [3] se determina:

$$C_f = \frac{C_r}{\mu} = \frac{90}{0,75} = 120 \Rightarrow C_f = 120 \left[\frac{tn}{h} \right]$$

2.2.2.2. Velocidad Angular del Sin Fin

De la Tabla N° 19 (extraída del libro *Trasporti Meccanici*) y haciendo uso del peso específico estimado para el trigo, se obtiene que las velocidades angulares recomendadas

para el sin fin oscilan entre 75 [r.p.m.] y 120 [r.p.m.] para evitar la destrucción del grano. Por lo tanto, se adopta el valor intermedio de $n = 100$ [r.p.m.]

Tabla N° 19. Velocidad de giro del sin fin en función del material.

TAB. CCCXXII - Velocità massima ammissibili per le varie classi di materiali, gradi di riempimento e coefficienti A e B.

Diametro esterno della coccia D mm	Velocità massima n in giri al primo per le classi					Coefficiente di costruzione A per cuscinetti			
	I	II	III	IV	V	cuscinetti a sfera	cuscinetti in bronzo ben lubrificati	cuscinetti in bronzo poroso	cuscinetti in stellito
100	180	120	90	70	31	0,012	0,021	0,033	0,051
150	170	115	85	68	30	0,018	0,033	0,054	0,078
200	160	110	80	65	29	0,032	0,054	0,096	0,132
250	150	105	75	62	28	0,038	0,096	0,114	0,162
300	140	100	70	60	28	0,055	0,096	0,171	0,246
350	130	95	65	58	27	0,078	0,135	0,255	0,345
400	120	90	60	55	27	0,106	0,186	0,336	0,489
450	110	85	55	53	26	0,140	0,249	0,414	0,585
500	100	80	50	50	25	0,185	0,285	0,510	0,705
600	90	75	45	45	24	0,230	0,399	0,690	0,945

Classi - Materiali - Coefficienti α e β

<p>Classe I: Materiali in polvere, non abrasivi facilmente scorrevoli peso specifico $\gamma = 0,4 \div 0,8$ t/m³ riempimento $\alpha = 0,4$</p>	<p>Classe II: Materiali scorrevoli non abrasivi in grani e piccoli pezzi con polvere. Peso specifico $\gamma = 0,5 \div 0,8$ t/m³ riempimento $\alpha = 0,3$</p>	<p>Classe III: Materiali semlabrasi in pezzi maciati a polvere (non molto consigliabili). Peso specifico $\gamma = 0,9-1,3$ t/m³ riempimento $\alpha = 0,25$</p>
--	--	--

2.2.2.3. Dimensionamiento del Sin Fin

Luego, se calcula la Capacidad de Transporte para una velocidad de giro unitaria C_1 , de acuerdo a la ecuación [4]:

$$C_1 = \frac{C_f}{n} = \frac{120}{100} = 1,2 \Rightarrow C_1 = 1,2 \quad [4]$$

Con dicho valor de C_1 se ingresa a la Tabla N° 20, para obtener las dimensiones aproximadas del sin fin. De esta tabla orientativa se escoge $C_1 = 1,23060$, por ser el valor más cercano al calculado. Los valores orientativos para el sin fin son: Diámetro del Eje 60 [mm], Altura del Ala 150 [mm] y Diámetro Total del Tornillo 360 [mm].

Tabla N° 20. Valores Orientativos del Sin Fin según C_1 .

Eje [mm]	Ala [mm]	Total [mm]	Tn / Hora x 1 r. p. m.
27	45	117	0,04112
32	54	140	0,07055
42	70	182	0,15484
48	70	188	0,16852
60	85	230	0,30762
60	100	260	0,45144
60	150	360	1,23060
75	100	275	0,52240
75	135	345	1,06139
89	100	289	0,59274
89	150	389	1,51336
101	120	341	0,98136
101	150	401	1,63837
114	100	314	0,72920
114	130	374	1,28738

Según esa estimación, se eligen las dimensiones estándar del catálogo de FAS (las más próximas), obteniendo los valores de la siguiente tabla:

Tabla N° 21. Valores Estándar del Sin Fin.

Diámetro Eje	Altura Ala	Diámetro Total Tornillo
60 [mm]	150 [mm]	360 [mm]

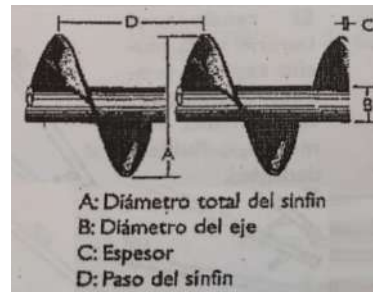


Figura N° 50. Dimensiones Estándar de un Sin Fin.

2.2.2.4. Capacidad de Transporte Real del Transportador a Sin Fin N° 1

Luego, se calcula la capacidad de transporte para dichas dimensiones con la ecuación [5] (extraída de *Apuntes y Material de la Cátedra Instalaciones Industriales*):

$$Q = \frac{\pi \cdot 60 \cdot \varphi \cdot \gamma \cdot d^2 \cdot s \cdot n}{4} \quad [5]$$

Donde:

$$Q = \text{Capacidad} \left[\frac{tn}{h} \right],$$

$$\varphi = \text{Rendimiento Volumétrico (se estima un valor de } \varphi = 0,5),$$

$$\gamma = \text{Peso Específico del Material a transportar} \left[\frac{tn}{m^3} \right],$$

$$d = \text{Diámetro del Tornillo [m]},$$

$$s = \text{Paso de la Rosca [m]},$$

$$n = \text{Velocidad Angular de la Rosca [r.p.m.]}$$

Las roscas transportadoras empleadas serán de paso estándar, con lo cual el diámetro total del sin fin d resulta ser igual al paso s . De [5], se obtiene:

$$Q = \frac{\pi \cdot 60 \cdot \varphi \cdot \gamma \cdot d^2 \cdot s \cdot n}{4} = \frac{\pi \cdot 60 \cdot 0,5 \cdot 0,795 \cdot 0,36^2 \cdot 0,36 \cdot 100}{4} = 87,39 \Rightarrow$$

$$\Rightarrow Q = 87,39 \left[\frac{tn}{h} \right]$$

La capacidad obtenida es de $Q = 87,39 \left[\frac{tn}{h} \right]$. Como se puede observar el valor es menor al necesario, por lo que se itera adoptando el valor: $C_1 = 1,28738$. De la Tabla N° 20 (Página N° 44), los valores orientativos para el sin fin son: Diámetro del Eje 114 [mm], Altura del Ala 130 [mm] y Diámetro Total del Tornillo 374 [mm].

Según esa estimación, se eligen las dimensiones estándar del catálogo de FAS (las más próximas), obteniendo así:

Tabla N° 22. Valores Estándar del Sin Fin.

Diámetro Eje	Altura Ala	Diámetro Total Tornillo
114 [mm]	130 [mm]	374 [mm]

Iterando con [5], se obtiene:

$$Q = \frac{\pi \cdot 60 \cdot \varphi \cdot \gamma \cdot d^2 \cdot s \cdot n}{4} = \frac{\pi \cdot 60 \cdot 0,5 \cdot 0,795 \cdot 0,374^2 \cdot 0,374 \cdot 100}{4} = 97,99 \Rightarrow$$

$$\Rightarrow Q = 97,99 \left[\frac{tn}{h} \right]$$

Se verifica que la capacidad sea mayor que la necesaria.

2.2.2.5. Potencia Necesaria para el Transportador a Sin Fin N° 1

Se calcula la potencia necesaria para el transporte del material N que viene dada por [6] (extraída de *Apuntes y Material de la Cátedra Instalaciones Industriales*):

$$N = k \cdot \gamma \cdot L \cdot Q \text{ [HP]} \quad [6]$$

Donde:

k = Constante que varía según el peso y la abrasividad del material,

Tabla N° 23. Valores de k en función del material a transportar.

Material	K
Livianos y No Abrasivos (Ej. Cereales)	0,018
Pesados y No Abrasivos (Ej. Carbón)	0,020
Pesados y Abrasivos (Ej. Clinker)	0,024

$$k = 0,018$$

L = Longitud del tornillo [m].

La longitud del tornillo L depende de la distancia b (distancia entre la tolva de descarga **TR** y el Elevador a Cangilones N° 1 **E1**). En este caso, la ubicación del elevador presenta una relación de compromiso entre la potencia del motor de la Rosca Transportadora N° 1 **RT1** y la potencia del motor del elevador **E1**. Si se disminuye b (o sea se acerca el elevador a la tolva), disminuye L y, por lo tanto, baja la potencia necesaria para impulsar el transportador a sin fin. Pero estaría aumentando a (distancia entre el elevador **E1** y los redlers de llenado **R3** y **R10**) por lo que debería aumentar la altura del elevador (para mantener el ángulo de caída del cereal) y, de esta manera, se tendría que aumentar la potencia del motor del elevador. El criterio de diseño utilizado consiste en ubicar el elevador equidistante, siendo $a = b$, intentando compensar ambos casos (Figura N° 51).

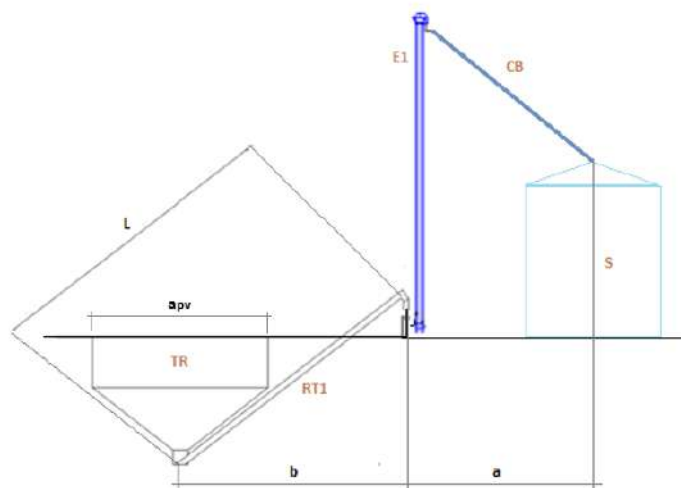


Figura N° 51. Ubicación del Elevador a Cangilones N° 1.

Del layout de planta, se releva que:

$$a + b = r_{silo} + 8,8 + 0,5 \cdot a_{pv} = 4,4 + 8,8 + 0,5 \cdot 4,5 = 15,45 [m]$$

Por lo que, si $a = b$ entonces:

$$a = b = \frac{15,45}{2} = 7,725 [m]$$

Donde:

r_{silo} = Radio de un Silo [m],

a_{pv} = Ancho de la Plataforma Volcable [m].

Luego, teniendo en cuenta el ángulo de la rosca de 30° , se obtiene por trigonometría:

$$\cos(30) = \frac{b}{L} \Rightarrow L = \frac{b}{\cos(30)} = \frac{7,725}{0,866} = 8,92 \Rightarrow L = 8,92 [m]$$

Haciendo uso de [6] (Página N° 46), se determina que:

$$N = 0,018 \cdot 0,795 \cdot 8,92 \cdot 97,99 = 12,51 \Rightarrow N = 12,51 [HP]$$

2.2.2.6. Unidad de Accionamiento para el Transportador a Sin Fin N° 1

2.2.6.1. Selección del Motorreductor

Se dispone de un motorreductor compacto de 15 [HP] de potencia. Se determina el factor de servicio f_s , en función del tiempo de servicio y de las características de la carga.

- 1) Las características de la carga se obtienen de la Página N° 8 del Catálogo de Reductores Compactos Lentax. Considerando que las cargas son irregulares moderadas (masas para acelerar con sobrecargas medianas) se determina que la carga es de tipo II.
- 2) Se escoge 24 horas como tiempo de servicio, debido a que durante la época de cosecha se descargan camiones durante todo el día.

- 3) El número de operaciones (arranques-paradas) por hora es despreciable (descarga continua), pudiendo llegar como máximo a 10 (en el caso de que exista una falla).

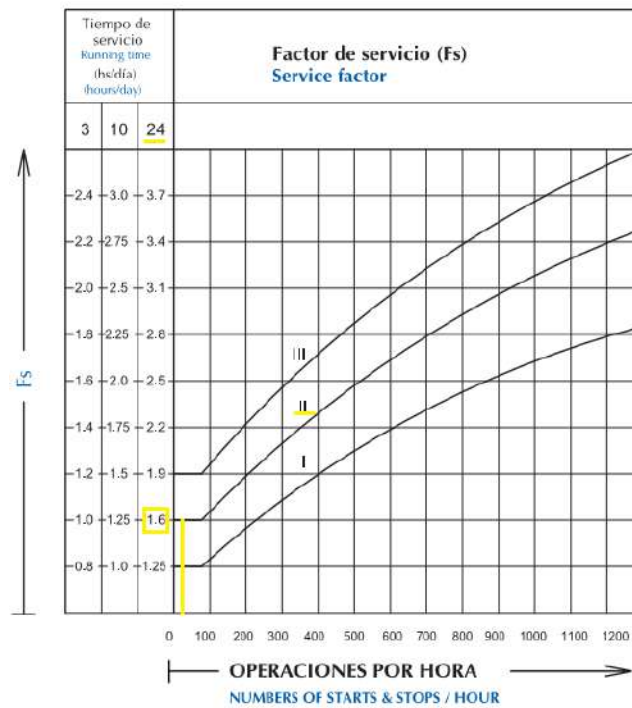


Figura N° 52. Factor de Servicio para el Motorreductor.

Luego, de la Figura N° 52 se determina $f_s = 1,6$. Con la potencia de entrada, el f_s y la velocidad de salida se preselecciona un reductor. De la Página N° 43 del Catálogo de Reductores Compactos de Lentax se selecciona con la potencia de 15 [HP] y la velocidad de salida de 105 [r.p.m.] ($i = 14,05$) el Motorreductor Compacto de Lentax **F4T2 15**, verificando que el factor de seguridad f_z sea mayor al de servicio ($f_z = 3,4 > 1,6 = f_s$).

Tabla N° 24. Selección de Motorreductor Lentax.

Potencia Entrada	Velocidad Salida aprox.	Relación	MODELO	Factor de Seguridad	Momento Util	Velocidad Entrada aprox.	Carga Radial adm.	Carga Axial adm.	Peso aprox.
kW	HP	(i)		(fz)	(Nm)	(RPM)	(kg)	(kg)	(kg)
11,00	15,00	105,0	F4T2 15,00	3,40	997	1470	2700	1350	246

Se verificó que el motorreductor soporte el torque de arranque y las cargas radiales. El rendimiento del reductor se estima en un 96% por lo que la potencia de salida será:

$$N_r = \eta_r \cdot N_{ent} = 0,96 \cdot 15 = 14,4 \Rightarrow N_r = 14,4 [HP]$$

2.2.6.2. Selección del Acoplamiento Elástico

De la Tabla II de la Página N° 3 del Manual Gummi (Tabla N° 25) se selecciona el factor de servicio f_s de acuerdo a la aplicación (transportador a tornillo).

Tabla N° 25. Selección de Factor de Servicio del Acoplamiento Elástico.

FACTORES DE SERVICIO (Aplicaciones generales)			Tabla II
AGITADORES			
Líquidos	1.00		
Líquidos c/sólidos en suspensión.	1.25		
Líquidos con densidad variable.	1.25		
BOMBAS			
Centrifugas:			
Normales.	1.00		
Alta densidad y sobrecarga.	1.25		
Rotativas, a engranajes, paletas o lóbulos.	1.50		
A pistón:			
De 3 o más cilindros.	2.00		
De 2 o un cilindro.	2.50		
De doble efecto.	2.50		
TRITURADOR			
De piedra.	2.75		
COMPRESORES			
Centrifugo.	1.25		
Rotativo.	1.50		
Alternativos:			
> 4 cil.	2.50		
< 4 cil. (Consultar en fábrica)			
ELEVADORES			
Montacargas.	1.75		
Carga de pasajeros. (Consultar fábrica)			
EXTRUSORAS			
Material de:			
Densidad constante.	1.50		
Densidad variable.	2.50		
SOPLADORES			
Centrifugos.	1.00		
Metálicos.	1.25		
Lóbulos.	1.50		
VENTILADORES			
Centrifugos.	1.00		
Tiraje reforzado.	1.50		
Tiraje inducido.	2.00		
Torre de enfriamiento.	2.50		
GENERADORES			
Carga uniforme.	1.00		
Motosoldadores.	2.00		
GUINCHES O PUENTES			
GRÚAS			
De traslación.	1.75		
Malacate principal.	2.00		
IMPRESORA			
Rotativa.	1.00		
Prensa.	1.50		
MAQUINAS HERRAMIENTAS			
Cepillo.	1.50		
Calandras.	2.00		
Prensa de estampado.	2.00		
Roscadora.	2.50		
MEZCLADORAS			
De tambor.	1.50		
De concreto.	1.75		
MOLINOS			
A martillos.	2.00		
A bolas.	2.25		
HORNOS			
De cemento, rotativos o secadores.	2.00		
ZARANDA			
De lavadero.	1.00		
Rotativa.	1.50		
Vibratoria.	2.50		
TRANSPORTADORES			
Aéreos, cintas, correas discos, a tornillo. vibratorios.	1.50 2.50		

En este caso: $f_s = 1,5$. Luego, se tiene que la potencia necesaria a transmitir por el acople (según dicho factor de servicio) es de:

$$P_{nec} = P \cdot f_s = 15 \cdot 1,5 = 22,5 \Rightarrow P_{nec} = 22,5 [HP]$$

Con la P_{nec} y la velocidad angular $n = 100 [r.p.m.]$ de la Tabla I de la Página N° 2 Manual Gummi (Tabla N° 26) se obtiene el modelo de acople: **A80**. Se verificó que el acople soporta el torque nominal y el torque de arranque.

Se estima un rendimiento del 98% por parte del acople elástico, por lo que la potencia y la velocidad de salida estarán afectadas por dicho factor:

$$N_{AE} = \eta \cdot N_r = 0,98 \cdot 14,4 = 14,11 \Rightarrow N_{AE} = 14,11 [HP]$$

$$n_{AE} = \eta \cdot n_r = 0,98 \cdot 105 = 102,9 \Rightarrow n_{AE} = 102 [r.p.m.]$$

Tabla N° 26. Selección de Modelo del Acoplamiento Elástico.

Tabla I - Temp. máx. en el acople 80°C

MODELO	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A
RPM	20	25	30	35	45	50	60	70	80	90	95	105	120	140
100	0.5	0.8	1.1	1.6	2.9	6.0	8.9	16.3	22.5	30.0	33.8	43.8	70.0	120.0
200	1.0	1.6	2.3	3.1	5.6	12.0	17.5	33.8	43.8	60.0	67.5	88.8	140.0	241.3
300	1.6	2.4	3.5	4.8	8.5	17.5	26.3	50.0	66.3	90.0	101.3	132.5	210.0	361.3
400	2.1	3.1	4.6	6.4	11.3	23.8	35.0	66.3	87.5	120.0	135.0	177.5	280.0	481.3
500	2.6	4.0	5.8	8.0	13.8	30.0	43.8	83.8	110.0	150.0	168.8	221.3	350.0	601.3
600	3.1	4.8	6.9	9.5	17.5	36.3	52.5	100.0	131.3	180.0	201.3	265.0	420.0	722.5
700	3.8	5.6	8.0	11.1	20.0	42.5	62.5	116.3	153.8	211.3	235.0	310.0	490.0	842.5
720	3.9	5.8	8.3	11.5	20.0	43.8	63.8	120.0	157.5	216.3	242.5	318.8	503.8	866.3
800	4.3	6.4	9.3	12.5	22.5	48.8	71.3	132.5	175.0	241.3	268.8	353.8	558.8	962.5
850	4.5	6.8	9.8	13.8	23.8	51.3	75.0	141.3	186.3	256.3	286.3	376.3	593.8	1022.5
900	4.8	7.1	10.4	13.8	25.0	53.8	80.0	150.0	197.5	271.3	302.5	398.8	628.8	1083.8
1000	5.3	8.0	11.5	16.3	28.8	60.0	88.8	166.3	220.0	301.3	336.3	442.5	698.8	1203.8
1100	5.9	8.8	12.5	17.5	31.3	66.3	97.5	182.5	241.3	331.3	370.0	486.3	768.8	1323.8
1150	6.1	9.1	13.8	18.8	32.5	68.8	101.3	191.3	252.5	346.3	386.3	508.8	803.8	1383.8
1200	6.4	9.5	13.8	18.8	33.8	72.5	106.3	200.0	263.8	361.3	403.8	531.3	838.8	1445.0
1300	6.9	10.4	15.0	21.3	36.3	78.8	115.0	216.3	285.0	391.3	437.5	575.0	908.8	1565.0
1400	7.4	11.1	16.3	22.5	40.0	83.8	123.8	232.5	307.5	421.3	471.3	620.0	978.8	1685.0
1500	8.0	12.0	17.5	23.8	42.5	90.0	132.5	250.0	328.8	451.3	505.0	663.8	1048.8	1805.0
1600	8.5	12.5	18.8	25.0	45.0	96.3	141.3	266.3	351.3	481.3	537.5	707.5	1118.8	1926.3
1700	9.0	13.8	20.0	27.5	48.8	102.5	150.0	282.5	373.8	511.3	571.3	752.5	1188.8	2046.3
1750	9.3	13.8	20.0	27.5	50.0	105.0	155.0	291.3	383.8	526.3	588.8	775.0		
1800	9.5	13.8	21.3	28.8	51.3	108.8	158.8	300.0	395.0	541.3	605.0	796.3		
2000	10.6	16.3	22.5	31.3	56.3	120.0	177.5	332.5	438.8	601.3	672.5	885.0		
2250	12.0	17.5	26.3	36.3	63.8	135.0	198.8	375.0	493.8	677.5	756.3	996.3		
2500	13.8	20.0	28.8	40.0	71.3	150.0	221.3	416.3	548.8	752.5	841.3	1106.3		
2750	15.0	22.5	31.3	43.8	77.5	165.0	243.8	457.5	603.8	827.5	925.0	1216.3		
3000	16.3	23.8	35.0	47.5	85.0	180.0	265.0	498.8	658.8	902.5	1212.5			
3250	17.5	26.3	37.5	51.3	92.5	195.0	287.5	541.3						
3500	18.8	27.5	40.0	56.3	98.8	211.3	310.0	582.5						
3600	18.8	28.8	41.3	57.5	102.5	216.3								
3750	20.0	30.0	43.8	60.0	106.3	226.3								
4000	21.3	31.3	46.3	63.8										
4500	23.8	36.3	51.3	71.3										
5000	26.2	40.0	57.5	80.0										

H.P. Nominales
Para todos los valores en color por debajo de la línea, los cubos serán encastrados (CE)

2.2.2.7. Verificación de Potencia y Caudal del Transportador a Sin Fin N° 1

Se debe verificar que la potencia a la salida del acople elástico es mayor que la necesaria para la impulsión del sin fin ($N_{AE} \geq N_{min}$). Se verifica ya que:

$$N_{AE} = 14,11[HP] \geq 12,51[HP] = N_{min}$$

Por otra parte, se cumple que $Q \geq 90 \left[\frac{tn}{h} \right]$:

$$Q = \frac{\pi \cdot 60 \cdot \varphi \cdot \gamma \cdot d^2 \cdot s \cdot n}{4} = \frac{\pi \cdot 60 \cdot 0,5 \cdot 0,795 \cdot 0,374^2 \cdot 0,374 \cdot 102}{4} = 99,95 \Rightarrow$$

$$\Rightarrow Q = 99,95 \left[\frac{tn}{h} \right]$$

2.2.2.8. Verificación del Área de Descarga de la Tolva

El área de descarga de la tolva de recepción se determina según:

$$A = \frac{\dot{U}}{v} \quad [7]$$

Donde:

$$\dot{U} = \text{Flujo Volumétrico} \left[\frac{m^3}{s} \right],$$

$$v = \text{Velocidad Tangencial de la Rosca} \left[\frac{m}{s} \right].$$

El flujo volumétrico \dot{U} se obtiene de la siguiente manera:

$$\dot{U} = \frac{Q_c}{\gamma \cdot 3600} = \frac{90}{0,795 \cdot 3600} = 0,031 \Rightarrow \dot{U} = 0,031 \left[\frac{m^3}{s} \right] \quad [8]$$

Por otro lado, la velocidad tangencial se estima como:

$$v = \omega \cdot r = \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60} r \Rightarrow \quad [9]$$

$$\Rightarrow v = \frac{2 \cdot \pi \cdot n_{AE}}{60} r_{tornillo} = \frac{2 \cdot \pi \cdot 102}{60} 0,187 = 1,98 \Rightarrow v = 1,98 \left[\frac{m}{s} \right]$$

Por lo tanto, el área de salida (mínima) de la descarga de la tolva es:

$$A = \frac{\dot{U}}{v} = \frac{0,031}{1,98} = 0,0156 \Rightarrow A = 0,0156 [m^2] = 156,56 [cm^2]$$

Se había adoptado previamente una boca de descarga de 15 [cm] por lado, esto es un área de 225 [cm²], por lo que verifica.

2.2.2.9. Cálculo del Área de Descarga de la Rosca Transportadora en Elevador N° 1

Para asegurar que no existen cuellos de botellas en el flujo del cereal, se debe calcular el área de descarga del Transportador a Sin Fin N° 1 en el Elevador N° 1. Las condiciones de flujo son las mismas que en el caso anterior ([Inciso 2.2.2.8](#)) por lo que el área mínima es de $A_{min} = 0,0156 [m^2] = 156,56 [cm^2]$. El caño que conecta la rosca transportadora con el Elevador N° 1 tiene una sección circular, por lo que el radio mínimo debe ser de:

$$A_{min} = \pi \cdot r_{min}^2 \Rightarrow r_{min} = \sqrt{\frac{A_{min}}{\pi}} = \sqrt{\frac{156,56}{\pi}} = 7,06 \text{ cm} \Rightarrow d_{min} = 14,12 [cm]$$

Adoptando un caño de 6" de diámetro (15,25 [cm]) se tiene un área de:

$$A = \pi \cdot r^2 = \pi \cdot 7,62^2 = 182,41 \Rightarrow A = 182,41 [cm^2]$$

Se verifica que el área de descarga es mayor al área mínima ($A > A_{min}$). También se cumple que el diámetro es menor que el del caño exterior de la rosca transportadora para poder hacer el empalme mecánico.

2.2.2.10. Cálculo del Caño Exterior del Transportador a Sin Fin N° 1

Se debe dimensionar el caño donde estará alojado el sin fin. El huelgo que existe entre el ala del sin fin y la parte exterior depende del material a transportar. En este caso, por ser cereal se puede dejar un huelgo de entre 6 y 10 [mm], por lo que el diámetro aproximado del caño d_c viene dado por:

$$d_c = d_t + 2 \cdot h = 374 + 2 \cdot 10 = 394 \Rightarrow d_c = 394 [mm]$$

Donde:

d_t = Diámetro del tornillo [mm],

h = Huelgo entre el ala del sin fin y la pared del caño [mm].

Se adopta un caño exterior de 15 1/2" de diámetro y 1/8" de espesor. Se colocarán puertas de inspección, limpieza y reparación con bisagras, cierres rápidos y burletes.

2.2.2.11. Elementos de Apoyo del Eje del Sin Fin

El sin fin tiene un largo $L = 8,92 [m]$. La recomendación del fabricante FAS es colocar un apoyo intermedio en el eje si el sin fin excede los $3,5 [m]$, por lo que se adoptan 2 soportes intermedios.

2.2.3. Roscas Extractoras de Silos

Dichas roscas extractoras se emplean para vaciar los silos cónicos (1 al 9), teniendo una capacidad de $45 \left[\frac{tn}{h} \right]$. Cabe destacar que los 9 equipos son idénticos.

2.2.3.1. Capacidad de Transporte Ficticia de las Roscas Extractoras

Para el dimensionamiento de las roscas extractoras, se requiere calcular la Capacidad Ficticia C_f la cual viene dada por [3] (Página N° 43).

La capacidad real de transporte viene dada por el caudal de trabajo deseado entonces $C_r = 45 \left[\frac{tn}{h} \right]$. Por otra parte, el ángulo de inclinación de la rosca extractora debe copiar al cono del silo (este ángulo se obtiene por trigonometría de la Figura N° 6 Página N° 15) por lo que se adopta un ángulo de 20° . Haciendo una interpolación lineal con los valores de la Tabla N° 18 (Página N° 43) se obtiene un coeficiente de 85% ($\mu = 0,85$). Posteriormente, de [3] se determina:

$$C_f = \frac{C_r}{\mu} = \frac{45}{0,85} = 52,94 \Rightarrow C_f = 52,94 \left[\frac{tn}{h} \right]$$

2.2.3.2. Velocidad Angular del Sin Fin

De la Tabla N° 19 (Página N° 44) extraída del libro *Trasporti Meccanici* y haciendo uso del peso específico estimado para el trigo, se obtiene que las velocidades angulares recomendadas para el sin fin oscilan entre $75 [r.p.m.]$ y $120 [r.p.m.]$ para evitar la destrucción del grano. Por lo tanto, se adopta el valor intermedio de $n = 100 [r.p.m.]$.

2.2.3.3. Dimensionamiento del Sin Fin

Luego, se calcula la Capacidad de Transporte para una velocidad de giro unitario C_1 , de acuerdo a [4] (Página N° 44):

$$C_1 = \frac{C_f}{n} = \frac{52,94}{100} = 0,5294 \Rightarrow C_1 = 0,5294$$

Con dicho valor de C_1 se ingresa a la Tabla N° 27, para obtener las dimensiones aproximadas del sin fin. De dicha tabla orientativa se escoge $C_1 = 0,52240$, por ser el valor más cercano al calculado. Los valores orientativos para el sin fin son: Diámetro del Eje 75 [mm], Altura del Ala 100 [mm] y Diámetro Total del Tornillo 275 [mm].

Tabla N° 27. Valores Orientativos del Sin Fin según C_1 .

Eje [mm]	Ala [mm]	Total [mm]	Tn / Hora x 1 r. p. m.
27	45	117	0,04112
32	54	140	0,07055
42	70	182	0,15484
48	70	188	0,16852
60	85	230	0,30762
60	100	260	0,45144
60	150	360	1,23060
75	100	275	0,52240
75	135	345	1,06139
89	100	289	0,59274
89	150	389	1,51336
101	120	341	0,98136
101	150	401	1,63837
114	100	314	0,72920
114	130	374	1,28738

Según esa estimación, se eligen las dimensiones estándar del catálogo de FAS (las más próximas), obteniendo:

Tabla N° 28. Valores Estándar del Sin Fin.

Diámetro Eje	Altura Ala	Diámetro Total Tornillo
75 [mm]	100 [mm]	275 [mm]

2.2.3.4. Capacidad de Transporte Real de las Roscas Extractoras

Posteriormente, se calcula la capacidad de transporte para dichas dimensiones. Las roscas extractoras utilizadas serán de paso estándar, con lo cual el diámetro total del sin fin d resulta ser igual al paso del sin fin s . Luego, de [5] (Página N° 45) se obtiene:

$$Q = \frac{\pi \cdot 60 \cdot \varphi \cdot \gamma \cdot d^2 \cdot s \cdot n}{4} = \frac{\pi \cdot 60 \cdot 0,5 \cdot 0,795 \cdot 0,275^2 \cdot 0,275 \cdot 100}{4} = 38,95 \Rightarrow$$

$$\Rightarrow Q = 38,95 \left[\frac{tn}{h} \right]$$

La capacidad obtenida es de $Q = 38,95 \left[\frac{tn}{h} \right]$. Como se puede observar que el valor es menor al necesario, por lo que se itera adoptando el valor: $C_1 = 0,59274$. De la Tabla N° 27, los valores orientativos para el sin fin son: Diámetro del Eje 89 [mm], Altura del Ala 100 [mm] y Diámetro Total del Tornillo 289 [mm].

Según esa estimación, se eligen las dimensiones estándar del catálogo de FAS (las más próximas), obteniendo:

Tabla N° 29. Valores Estándar del Sin Fin.

Diámetro Eje	Altura Ala	Diámetro Total Tornillo
89 [mm]	100 [mm]	289 [mm]

Iterando de [5] se verifica que la capacidad es mayor a la deseada ($45 \left[\frac{tn}{h} \right]$):

$$Q = \frac{\pi \cdot 60 \cdot \varphi \cdot \gamma \cdot d^2 \cdot s \cdot n}{4} = \frac{\pi \cdot 60 \cdot 0,5 \cdot 0,795 \cdot 0,289^2 \cdot 0,289 \cdot 100}{4} = 45,21 \Rightarrow$$

$$\Rightarrow Q = 45,21 \left[\frac{tn}{h} \right]$$

2.2.3.5. Potencia Necesaria para las Roscas Extractoras

Se calcula la potencia necesaria para el transporte del material N . El valor $k = 0,018$ se obtiene de la Tabla N° 23 (Página N° 47). La longitud del tornillo L se determina de la Figura N° 6 (Página N° 15), teniendo en cuenta las dimensiones del fondo cónico del silo más la distancia hasta alcanzar el redler:

$$L = \sqrt{4,4^2 + 1,6^2} + 1,5 = 6,18 \Rightarrow L = 6,18 [m]$$

Luego, de la expresión [6] (Página N° 46), se obtiene:

$$N = k \cdot \gamma \cdot L \cdot Q = 0,018 \cdot 0,795 \cdot 6,18 \cdot 45 = 3,97 \Rightarrow N = 3,97 [HP]$$

2.2.3.6. Unidad de Accionamiento para las Roscas Extractoras

2.2.3.6.1. Selección del Motorreductor

Se dispone de un motorreductor compacto Lentax de 5,5 [HP] de potencia de entrada. Se determina el factor de servicio f_s según el tiempo de servicio y el tipo de carga.

- 1) Las características de la carga se determinan de la Figura N° 49 (Página N° 8 del Catálogo de Reductores Compactos Lentax). Considerando que las cargas son irregulares moderadas se determina que la carga es de tipo II.
- 2) Se escoge 10 horas como tiempo de servicio, debido a que el vaciado de los silos se realiza en un turno de 8 a 10 horas normalmente.
- 3) El número de operaciones (arranques-paradas) por hora es despreciable, pudiendo llegar como máximo a 10 (en el caso de que exista una falla).

Luego, de la Figura N° 53 se obtiene: $f_s = 1,25$. De la Página N° 38 del Catálogo de Reductores Compactos Lentax, con la potencia de 5,5 [HP] y la velocidad de salida de 107 [r.p.m.] ($i = 13,31$) se selecciona el Motorreductor Lentax **F1T2 5,5**, verificando que el factor de seguridad f_z sea mayor al de servicio ($f_z = 2,15 > 1,25 = f_s$).

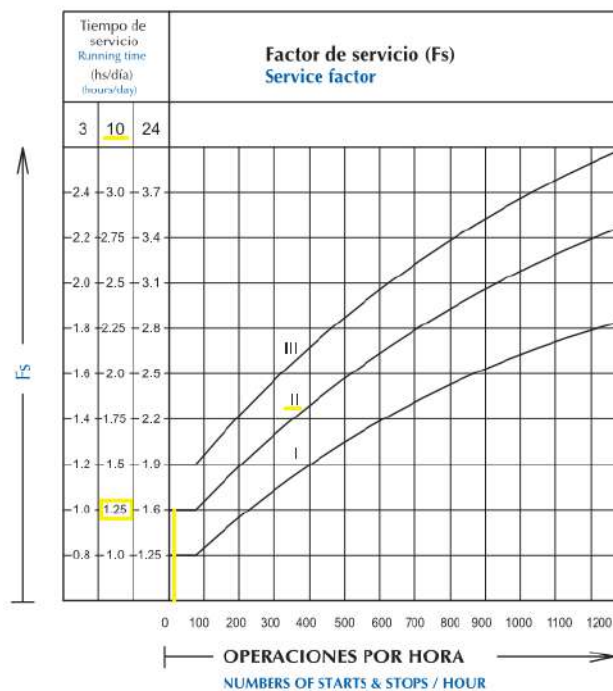


Figura N° 53. Factor de Servicio para el Reductor.

Así mismo, se verificó que el motorreductor soporte el torque de arranque y las cargas radiales.

El rendimiento del reductor se estima en 96% por lo que la potencia a la salida será:

$$N_r = \eta_r \cdot N_{ent} = 0,96 \cdot 5,5 = 5,28 \Rightarrow N_r = 5,28 [HP]$$

Tabla N° 30. Selección de Motorreductor Compacto Lentax.

Potencia Entrada	Velocidad Salida aprox.	Relación	MODELO	Factor de Seguridad	Momento Util	Velocidad Entrada aprox.	Carga Radial adm.	Carga Axial adm.	Peso aprox.		
kW	HP	(i)		(fz)	(Nm)	(RPM)	(kg)	(kg)	(kg)		
4,00 kW	5,50 HP	56,0	25,39	F1T2	5,50	1,35	681	1425	910	455	68
		67,0	21,14	F1T2	5,50	1,50	567	1425	760	380	68
		69,0	20,69	F1T2	5,50	1,50	555	1425	760	380	68
		80,0	17,90	F1T2	5,50	1,70	480	1425	760	380	68
		93,0	15,36	F1T2	5,50	2,00	412	1425	640	320	68
		98,0	14,59	F1T2	5,50	2,10	391	1425	640	320	68
		107,0	13,31	F1T2	5,50	2,15	357	1425	640	320	68
		114,0	12,52	F1T2	5,50	2,40	336	1425	640	320	68

2.2.3.6.2. Selección del Acoplamiento Elástico

De la Tabla N° 25 (Página N° 50) se selecciona el factor de servicio f_s de acuerdo a la aplicación (transportador a tornillo). En este caso: $f_s = 1,5$. Luego, se tiene que la potencia necesaria a transmitir por el acople P_{nec} (según dicho factor) es de:

$$P_{nec} = P \cdot f_s = 5,5 \cdot 1,5 = 8,25 \Rightarrow P_{nec} = 8,25 [HP]$$

Con la P_{nec} y la velocidad angular de la aplicación $n = 100 r.p.m.$ de la Tabla N° 26 (Página N° 51) se obtiene el modelo de acople: **A60**. Se verificó que el acople soporta el torque nominal y el torque de arranque.

Se estima un rendimiento del 98% por parte del acople elástico, por lo que la potencia y la velocidad de salida estarán afectadas por dicho factor:

$$N_{AE} = \eta \cdot N_r = 0,98 \cdot 5,28 = 5,17 \Rightarrow N_{AE} = 5,17 [HP]$$

$$n_{AE} = \eta \cdot n_r = 0,98 \cdot 107 = 105 \Rightarrow n_{AE} = 105 [r.p.m.]$$

2.2.3.7. Verificación de Caudal y Potencia de las Roscas Extractoras

Se debe verificar que la potencia a la salida del acople elástico es mayor que la necesaria para la impulsión ($N_{AE} \geq N_{min}$). Esto se cumple ya que:

$$N_{AE} = 5,17[HP] \geq 3,97[HP] = N_{min}$$

Por otra parte, se cumple que $Q \geq 45 \left[\frac{tn}{h} \right]$:

$$Q = \frac{\pi \cdot 60 \cdot \varphi \cdot \gamma \cdot d^2 \cdot s \cdot n}{4} = \frac{\pi \cdot 60 \cdot 0,5 \cdot 0,795 \cdot 0,289^2 \cdot 0,289 \cdot 105}{4} = 47,47 \Rightarrow$$

$$\Rightarrow Q = 47,47 \left[\frac{tn}{h} \right]$$

2.2.3.8. Cálculo del Área de Descarga en el Redler y del Área de la Guillotina

El flujo volumétrico \dot{U} se determina según [8] (Página N° 52 [Inciso 2.2.2.8.](#)):

$$\dot{U} = \frac{Q_c}{\gamma \cdot 3600} = \frac{45}{0,795 \cdot 3600} = 0,016 \Rightarrow \dot{U} = 0,016 \left[\frac{m^3}{s} \right]$$

La velocidad tangencial viene dada por [9] (Página N° 52 [Inciso 2.2.2.8.](#)):

$$v = \frac{2 \cdot \pi \cdot n_{AE}}{60} r_{tornillo} = \frac{2 \cdot \pi \cdot 104}{60} 0,1445 = 1,57 \Rightarrow v = 1,57 \left[\frac{m}{s} \right]$$

Por lo tanto, el área mínima para asegurar el flujo volumétrico deseado se obtiene según [7] (Página N° 52 [Inciso 2.2.2.8.](#)):

$$A_{min} = \frac{\dot{U}}{v} = \frac{0,016}{1,57} = 0,0102 \Rightarrow A_{min} = 0,0102 [m^2] = 102 [cm^2]$$

En el extremo que se encuentra en el fondo del silo, la rosca extractora cuenta con una guillotina de apertura-cierre que permite regular el caudal de cereal de forma manual. La misma es comandada por un sistema de piñón-cremallera con un volante colocado en la parte exterior del silo. Dicha guillotina tiene una sección cuadrada de 11 [cm] de lado, o sea un área de $A = 121 [cm^2]$. Se verifica que $A > A_{min}$.

El caño que conecta la rosca extractora con el redler tiene una sección circular por lo que el diámetro mínimo debe ser de:

$$A_{\min} = \pi \cdot r_{\min}^2 \Rightarrow r_{\min} = \sqrt{\frac{A_{\min}}{\pi}} = \sqrt{\frac{102}{\pi}} = 5,7 \Rightarrow d_{\min} = 11,4 [cm]$$

Adoptando un caño de 5" de diámetro (12,7 [cm]) se calcula el área de descarga de la rosca (que alimenta al Redler N° 1 o 2, según corresponda) como:

$$A = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{\pi \cdot 12,7^2}{4} = 126,67 \Rightarrow A = 126,67 [cm^2]$$

Por lo tanto, se verifica que $A > A_{\min}$.

2.2.3.9. Cálculo del Caño Exterior de las Roscas Extractoras

Se debe dimensionar el caño donde estará alojado el sin fin. El huelgo que existe entre el ala del sin fin y la parte exterior depende del material a transportar. En este caso, por ser cereal se puede dejar un huelgo de entre 6 y 10 [mm], por lo que el diámetro aproximado del caño d_c viene dado por:

$$d_c = d_t + 2 \cdot h = 289 + 2 \cdot 8 = 305 \Rightarrow d_c = 305 [mm]$$

Donde:

d_t = Diámetro del tornillo [mm],

h = Huelgo entre el ala del sin fin y la pared del caño [mm].

Se adopta un caño exterior de 12" de diámetro y 1/8" de espesor.

2.2.3.10. Elementos de Apoyo del Eje del Sin Fin

El sin fin tiene un largo $L = 6,18 [m]$. La recomendación del fabricante FAS es colocar un apoyo intermedio para el eje si el sin fin excede los 3,5 [m], por lo que se adopta 1 soporte intermedio.

2.2.4. Elevador a Cangilones N° 1

Es el elevador que se utiliza para el llenado de los silos. Se pretende transportar $90 \left[\frac{tn}{h} \right]$.

2.2.4.1. Cálculo de la Altura del Elevador N° 1

Como podemos observar en las Figuras N° 5 y 6 (Páginas N° 14 y 15), las alturas de los silos h_s son todas iguales, independientemente del tipo de fondo que presente el silo, y la misma viene dada por:

$$h_s = h_{s1} + h_{s2} = 5,7 + 2 = 7,7 \Rightarrow h_s = 7,7 \text{ [m]}$$

Para obtener la altura mínima del elevador sobre el silo h_{min} se debe tener en cuenta el ángulo de caída de las cañerías de descarga (Figura N° 54). Adoptando un ángulo de 45° , se obtiene una buena relación entre el flujo del cereal y el desgaste de los caños (si el ángulo es muy bajo el cereal no fluye bien, y si el ángulo es muy alto la velocidad es mayor y el desgaste también lo es).

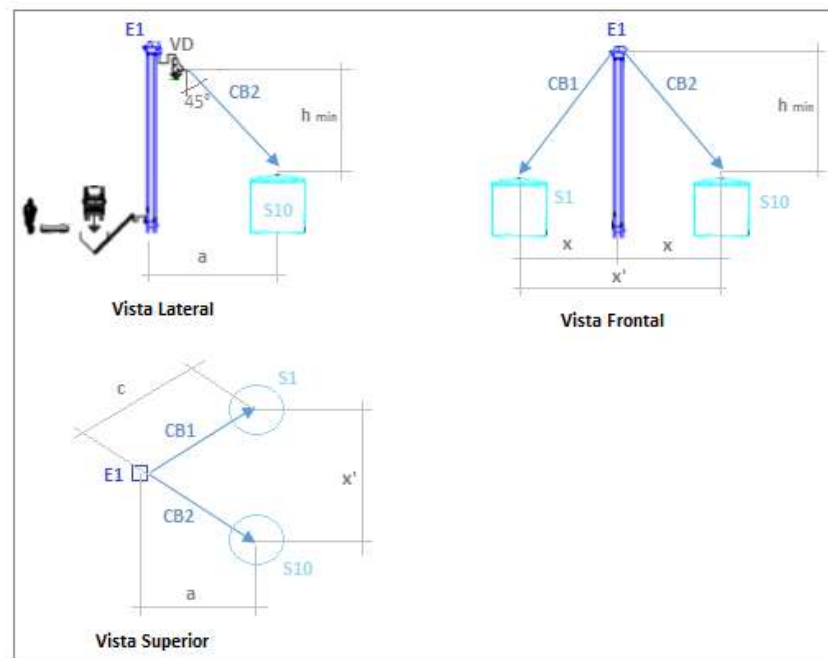


Figura N° 54. Croquis con las dimensiones de las Cañerías de Descarga.

Del cálculo del Transportador a Sin Fin N° 1 (Figura N° 51 Página N° 47 Inciso [2.2.2.5.](#)) se determinó que, según el largo de este y la ubicación del Elevador N° 1: $a = 7,725 \text{ [m]}$.

Por otra parte, de planta se releva que la distancia entre centro de silos x' viene dada por:

$$x' = r_{\text{silos}} \cdot 2 + 11,3 = 4,4 \cdot 2 + 11,3 = 20,1 \Rightarrow x' = 20,1 \text{ [m]}$$

Como el Elevador N° 1 se ubica equidistante entre los centros de silos, se tiene que:

$$x = \frac{x'}{2} = \frac{20,1}{2} = 10,05 \Rightarrow x = 10,5 \text{ [m]}$$

Luego, la distancia c se determina como:

$$c^2 = x^2 + a^2 \Rightarrow c = \sqrt{x^2 + a^2} = \sqrt{10,05^2 + 7,725^2} = 12,68 \Rightarrow c = 12,68 \text{ [m]}$$

Finalmente, se calcula la altura mínima del elevador sobre el silo h_{min} como:

$$\text{tg}(45) = \frac{c \cdot \text{Op.}}{c \cdot \text{Ady.}} = \frac{c}{h_{\text{min}}} \Rightarrow h_{\text{min}} = \frac{c}{\text{tg}(45)} = \frac{12,68}{\text{tg}(45)} = 12,68 \Rightarrow h_{\text{min}} = 12,68 \text{ [m]}$$

Por lo tanto, la Altura de Descarga del Elevador N° 1 h_{descarga} es:

$$h_{\text{descarga}} = h_s + h_{\text{min}} = 7,7 + 12,68 = 20,38 \Rightarrow h_{\text{descarga}} = 20,38 \text{ [m]}$$

2.2.4.2. Selección de Cangilones para el Elevador N° 1

En primer lugar, se selecciona un cangilón de la Página N° 12 del Catálogo de Maxi-Lift. En base al tipo de descarga (descarga centrífuga), la velocidad (entre 210 y 900 [FPM] - pies por minuto- o 1 y 4 $\left[\frac{m}{s}\right]$) y la recomendación del fabricante se adopta el tipo de cangilón a utilizar. En este caso: CC-MAX Carga Pesada.

Tabla N° 31. Datos de Cangilones CC-MAX Carga Pesada.

TAMAÑO DEL CANGILÓN, PULGADAS*	PERFORACIONES, PULGADAS						PESO, LBS			CAPACIDAD, PULGADAS CU.				
	DIMENS	Longitud	Proy.	Prof.	Grosor Pared Post	Centros	Perfor.	Dimensión Tornillos	Borde al agujero	HDPE	Nylon	Uretano	Nivel Agua	Nivel Agua+10%
12 x 8	12-9/16	8-7/8	8-1/4	0.35	3-3/8	4	5/16	2	3.25	3.74	4.39	373.00	409.00	10
13 x 8	13-9/16	8-7/8	8-1/4	0.35	3-5/8	4	5/16	2	3.51	4.03	4.73	404.00	440.00	10
14 x 8	14-9/16	8-7/8	8-1/4	0.35	3	5	5/16	2	3.76	4.32	5.08	435.07	478.58	10
16 x 8	16-9/16	8-7/8	8-1/4	0.38	2-7/8	6	5/16	2	4.30	4.95	5.81	515.62	567.18	10
18 x 8	18-9/16	8-7/8	8-1/4	0.39	3-1/8	6	5/16	2	4.79	5.51	6.47	580.61	638.67	10
20 x 8	20-9/16	8-7/8	8-1/4	0.42	3-1/2	6	5/16	2	5.85	6.73	7.90	655.00	720.00	10

* Las dimensiones reales pueden variar ligeramente en todos los cangilones elevadores, dependiendo de los materiales que se utilicen.

■ - Indica que el patrón de perforaciones del CC-MAX es diferente al del HD-MAX.

Se escoge el cangilón 16 x 8 con las siguientes especificaciones:

Tabla N° 32. Especificaciones del Cangilón 16x8 CC-MAX Carga Pesada.

Especificaciones Cangilones 16 x 8		
Longitud	16 + 9/16"	421,01 [mm]
Proyección	8 + 7/8"	225,6 [mm]
Profundidad	8 + 1/4"	209,71 [mm]
Capacidad	515,62 [in3]	8,25 [l]
Peso	4,95 [lbs]	2,25 [kg]

El peso de la carga a transportar por cada cangilón P viene dado por [10] (extraída de *Apuntes y Material de la Cátedra Instalaciones Industriales*):

$$P = \eta \cdot V_{cang} \cdot \gamma \quad [10]$$

Dónde:

P = Peso de la Carga a transportar por cada Cangilón [kg],

V_{cang} = Volumen del Cangilón [m^3],

η = Rendimiento Volumétrico (se considera 0,8 por que el valor del catálogo ya está afectado por el rendimiento volumétrico),

γ = Peso Específico del Material a transportar [$\frac{kg}{m^3}$].

Luego, de [10] se obtiene:

$$P = 0,8 \cdot \frac{8,25}{1000} \cdot 795 = 5,24 \Rightarrow P = 5,24 \left[\frac{kg}{cangilón} \right]$$

El Caudal a transportar Q viene dado por la siguiente expresión (extraída de *Apuntes y Material de la Cátedra Instalaciones Industriales*):

$$Q = C_t \cdot P \quad [11]$$

Donde:

C_t = Cantidad de Cangilones por Unidad de Tiempo [$\frac{cangilon}{h}$].

Entonces, para transportar el Caudal Deseado de $90 \left[\frac{tn}{h} \right]$, se requieren:

$$Q_{nec} = C_t \cdot P \Rightarrow C_t = \frac{Q_{nec}}{P} = \frac{90.000}{5,24} = 17.175,57 \Rightarrow$$

$$\Rightarrow C_t = 17.175,75 \left[\frac{\text{cangilón}}{h} \right] = 4,77 \left[\frac{\text{cangilón}}{s} \right]$$

El paso p (distancia entre cangilones contiguos) viene dado por [12] (extraída de *Apuntes y Material de la Cátedra Instalaciones Industriales*):

$$p = k * a \quad [12]$$

Dónde:

a = Saliente del cangilón [mm],

k = Factor Empírico de entre 2,1 y 2,2 (para cangilones discontinuos).

Teniendo en cuenta que la saliente es de 225,6 [mm], de [12] se obtiene:

$$p = k \cdot a = 2,1 \cdot 225,6 = 473,76 \Rightarrow p = 473,76 \text{ [mm]}$$

Con lo cual, la velocidad de la banda v resulta ser:

$$v = \frac{p * C_t}{1000} = \frac{473,76 \cdot 4,77}{1000} = 2,26 \Rightarrow v = 2,26 \left[\frac{m}{s} \right]$$

Se debe verificar que la velocidad de la banda está entre 0,9 y 2,8 $\left[\frac{m}{s} \right]$, lo cual se cumple.

2.2.4.3. Cálculo de Caudal del Elevador N° 1

Como el paso es de 473,76 [mm], se tiene que la cantidad de cangilones por metro z es:

$$z = \frac{1.000}{p} = \frac{1.000}{473,76} = 2,11 \Rightarrow z = 2,11 \left[\frac{\text{cangilón}}{m} \right]$$

Luego, el Caudal Q viene dado por la expresión [13] (extraída de *Apuntes y Material de la Cátedra Instalaciones Industriales*):

$$Q = 3,6 \cdot z \cdot q \cdot \varphi \cdot v \cdot \gamma = \quad [13]$$

$$= 3,6 \cdot 2,11 \cdot \left(\frac{8,25}{1000}\right) \cdot 0,8 \cdot 2,26 \cdot 795 = 90,07 \Rightarrow Q = 90,07 \left[\frac{tn}{h}\right]$$

Donde:

z = Cantidad de Cangilones por metro $\left[\frac{cangilón}{m}\right]$,

q = Capacidad Bruta del Cangilón $[m^3]$,

φ = Eficiencia de Transporte (estimada entre 0,7 y 0,85; se adopta 0,8),

v = Velocidad de la Banda $\left[\frac{m}{s}\right]$,

γ = Peso Específico del Material $\left[\frac{kg}{m^3}\right]$.

Se verifica que se alcanza el caudal necesario $Q_{nec} = 90 \left[\frac{tn}{h}\right]$.

2.2.4.4. Cálculo de Potencia para la Impulsión del Elevador N° 1

Para el cálculo de la potencia mínima necesaria para la impulsión del elevador, se debe determinar la Fuerza Periférica F_U que representa la resistencia de carga para transportar el material y las resistencias al movimiento del sistema. La misma viene dada por la siguiente expresión (Página N° 5 Catálogo de TRACSA):

$$F_U = c_N \frac{Q \cdot g \cdot (H_{descarga} + H_0)}{3,6 \cdot v} \quad [14]$$

Donde:

F_U = Fuerza Periférica $[N]$,

c_N = Coeficiente asociado a fuerzas de fricción, flexiones en la banda y resistencia en los rodamientos de los tambores (para elevadores se adopta $c_N = 1,1$),

Q = Caudal Nominal del Elevador $\left[\frac{tn}{h}\right]$,

$$g = \text{Aceleración gravitatoria} \left[\frac{m}{s^2} \right],$$

H_0 = Valor de Corrección de Altura asociado al material a transportar y a la velocidad de banda [m] (Tabla N° 33).

Tabla N° 33. Valor de Corrección de Altura según material a transportar.

Type of material	ρ (t/m ³)	H_0 (m)
Dry and powdery flour, rice, grain, cement	< 1	$4 \cdot v + 1.5$
Fine grained sand, salt, sugar	1 - 1.5	$4 \cdot v + 4$
Coarse grained up to approx. 50 mm gravel, coal, limestone	1.5 - 1.8	$6 \cdot v + 4$
Rough of sticky Clay, earth, broken stone	> 1.8	$6 \cdot v + 6$

Tal se ve en la Tabla N° 33, para granos, H_0 viene dada por la siguiente ecuación:

$$H_0 = 4 \cdot v + 1,5 = 4 \cdot 2,26 + 1,5 = 10,54 \Rightarrow H_0 = 10,54 [m]$$

Por lo tanto, de [14] se obtiene:

$$F_U = 1,1 \frac{90 \cdot 9,81 \cdot (20,38 + 10,54)}{3,6 \cdot 2,26} = 3.690,9 \Rightarrow F_U = 3.690,9 [N]$$

Luego, la potencia mínima necesaria (en el tambor conductor) para transportar el material viene dada por [15] (Página N° 5 Catálogo TRACSA):

$$N_{min} = \frac{F_U \cdot v}{1000} = \frac{3.690,9 \cdot 2,26}{1000} = 8,34 \Rightarrow \quad [15]$$

$$\Rightarrow N_{min} = 8,34 [kW] = 11,05 [HP]$$

2.2.4.5. Selección de la Banda del Elevador N° 1

2.2.4.5.1. Número Mínimo de Telas y Tipo de Telas

En función al tipo de material a transportar y al largo del cangilón, se determina el número mínimo de telas necesario y el tipo de tela. Para ello se emplea la Tabla N° 34, extraída

de la Página N° 9 del Catálogo de TRACSA. En este caso, se observa que se necesitan 4 telas como mínimo y un tipo de tela que resista entre 100[N. cm] y 160 [N. cm].

Tabla N° 34. Número mínimo y tipo de telas a utilizar para la Banda.

Table for Number of Plies

Load Bulk Density ρ (t/m ³) Lump size (mm)	Bucket width (mm)										Ply type	
	100	125	160	200	250	315	400	500	630	800		1000
$\rho \leq 1$ t/m ³ light flowinge grain, fertilizer oil seed	3	4	4	4	4	4	4	4	5	5	5	EP 100 EP 125 EP 160
$\rho = 1 - 1.5$ t/m ³ 0 - 30 mm 0 - 60 mm 0 - 100 mm	3	3 4	4 4	4 5 5	5 5 5	5 5 5	5 5 5	5 5 6	5 6 6	6 6 6	6 6 6	EP 160 EP 200
$\rho \geq 1.5$ t/m ³ 0 - 30 mm 0 - 60 mm 0 - 80 mm				4	5 4 4	5 5 5	5 5 6	5 6 6	6 6 6	6 6 6	6 6 6	EP 200 EP 250

Posteriormente, se preselecciona una banda y un diámetro de tambor para el cálculo de las tensiones del sistema. De la Ficha Técnica de Bandas Velta de TRACSA, se selecciona la Banda **Velta VT-EP 800/4** que presenta las siguientes especificaciones:

Número de telas: 4

Tensión de Trabajo: 80 $\frac{kg}{cm}$

Peso por unidad de área: 9,4 $\frac{kg}{m^2}$



Combinan tejidos de Poliéster en urdimbre y Nylon en trama (EP), unidas entre sí y revestidas por Caucho, que cuenta con diferentes propiedades según los usos.

Modelo	N° Telas	Espesor Coberturas (Mm)	Tensión Trabajo (Kg/cm)	Espesor (Mm)		Peso (Kg/m ²)	Diámetro Mínimo Rodillo (Mm)	Proyección Max. Cangilón (Mm)
				Sup. mm	Inf. mm			
VT-EP 250/2	2	3 + 1,5	25	1-6	0-2	6,4	300	---
VT-EP 400/3	3	1,5 + 1,5	40	1-6	0-2	7,5	350	180
VT-EP 630/3	3	1,5 + 1,5	60	1-6	0-2	8,4	450	200
VT-EP 800/4	4	1,5 + 1,5	80	1-6	0-2	9,4	500	230

Calidad de Cobertura ORS: Ignífuga – Antiestática y Resistente a aceites.

Figura N° 55. Especificaciones de la Banda Velta EP.

De las especificaciones de la Ficha Técnica (Figura N° 55) se obtiene un diámetro mínimo de polea de $\phi_t = 500 [mm]$. Tanto la polea superior (motriz) como la inferior (conducida) tendrán las mismas dimensiones. Así mismo se verifica que la proyección máxima del cangilón es correcta (ya que el cangilón tiene una proyección de $225,6 [mm]$ y la máxima es de $230 [mm]$).

2.2.4.5.2. Ancho de la Banda

Para determinar el ancho mínimo de la banda b_{min} se considera el ancho del cangilón más un adicional de 30 a 100 [mm] (Página N° 4 Catálogo TRACSA) para evitar el desgarramiento de las zonas donde están los agujeros para el anclaje (mayor concentración de tensiones) y el roce de los cangilones con el pantalón.

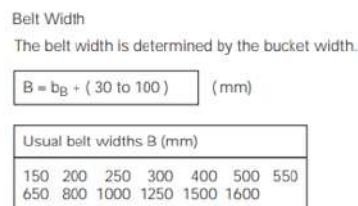


Figura N° 56. Ancho de Bandas para Elevadores.

El ancho del cangilón es de $421,01 [mm]$, por lo que:

$$b_{min} = 421,01 + 70 = 491,01 \Rightarrow b_{min} = 491,01 [mm]$$

De la Figura N° 56, se adopta un ancho de banda estándar de: $b = 500 [mm]$

Haciendo uso de [16] y [17], extraídas del Libro Trasporti Meccanici:

$$a = 0,122 \cdot (0,9 \cdot b - 0,05)^2 \quad [16]$$

$$Q = a \cdot \gamma \cdot v \quad [17]$$

Donde:

a = Sección transversal.

Se verifica el ancho de la banda b como:

$$b = \frac{1}{0,9} \left(\sqrt{\frac{Q}{0,122 \cdot \gamma \cdot v}} + 0,05 \right) = \frac{1}{0,9} \left(\sqrt{\frac{90,07}{0,122 \cdot 0,795 \cdot 2,26 \cdot 3600}} + 0,05 \right) = 0,430942 \Rightarrow$$

$$\Rightarrow b = 0,43094 \text{ [m]} = 430,94 \text{ [mm]}$$

Se escoge un ancho mínimo de tambor de $w_t = 600 \text{ [mm]}$.

2.2.4.5.3. Tensión Admisible Máxima de la Banda

El tipo de tejido debe ser para transporte de uso alimenticio, resistente a los aceites y a las grasas, apto para la humedad y para trabajar a la intemperie.

De la Página N° 6 del Catálogo de TRACSA, se tiene que la Tensión Máxima de la banda T_{max} viene dada por:

$$T_{max} = T_1 \cdot s \quad [18]$$

Así mismo, la Tensión Nominal T_{nom} se obtiene como:

$$T_{nom} = \frac{T_{max}}{b} \quad [19]$$

Donde:

T_1 = La suma de todas las Tensiones en la Banda [kg],

s = Coeficiente de Seguridad, según la temperatura máxima de operación (entre 3 y 10 para 60° C),

b = Ancho de la Banda [cm].

En la Figura N° 57, se puede observar las diferentes fuerzas que componen T_1 , de la cual se determina [20] (Página N° 7 del Catálogo de TRACSA):

$$T_1 = F_U + F_S + T_V + T_T \quad [20]$$

i) F_U = Fuerza Perimetral (necesaria para transportar el material) [kg],

- ii) F_S = Resistencia que ejerce la Banda en Vacío (contempla el peso del cangilón y de la banda) [kg],
- iii) T_V = Pretensado de la Banda [kg],
- iv) T_T = Peso del Tambor Conductor [kg].

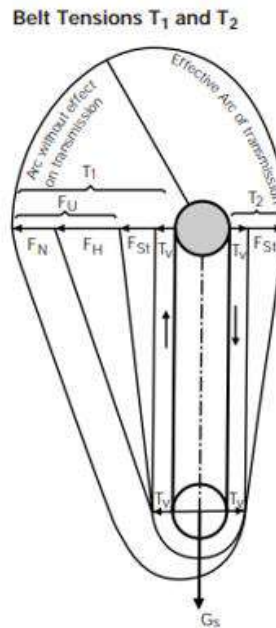


Figura N° 57. Diagramas de Fuerzas involucradas en el sistema tambor-banda.

- i) La fuerza perimetral F_U ya fue calculada para la obtención de la potencia del elevador.
- ii) Por un lado, la resistencia que ejerce la banda en vacío F_S viene dada por [21] (Página N° 7 del Catálogo de TRACSA):

$$F_S = h_{descarga} \cdot (m_B + m_G) \quad [21]$$

Donde:

$$m_B = \text{Peso de cangilones vacíos en un metro de banda} \left[\frac{kg}{m} \right],$$

$$m_G = \text{Peso de un metro de banda} \left[\frac{kg}{m} \right].$$

Se presenta una distribución lineal de $z = 2,11 \left[\frac{cangilón}{m} \right]$ y cada cangilón pesa $P_t = 2,25$ [kg], por lo que:

$$m_B = z \cdot P_t = 2,11 \cdot 2,25 = 4,75 \Rightarrow m_B = 4,75 \left[\frac{kg}{m} \right]$$

El peso por unidad de área de la banda es $W_b = 9,4 \left[\frac{kg}{m^2} \right]$ y el ancho de esta es $b = 0,5 [m]$, por ende:

$$m_G = W_b \cdot b = 9,4 \cdot 0,5 = 4,7 \Rightarrow m_G = 4,7 \left[\frac{kg}{m} \right]$$

Luego, de [21] se determina que:

$$F_S = 20,38 \cdot (4,75 + 4,7) = 192,59 \Rightarrow F_S = 192,59 [kg]$$

iii) Por otra parte, la tensión ejercida por el peso del tambor conductor T_T depende del peso G_T . En base al ancho $w_t = 650 [mm]$ y el diámetro del tambor $\phi_t = 500 [mm]$ se escoge de la tabla un peso estimado:

Tabla N° 35. Peso del tambor conductor según sus dimensiones.

Pulley Width (mm)	Pulley Diameter (mm)						
	315	400	500	630	800	1000	1250
125	16	20	27	35	45	70	110
160	20	25	35	45	60	80	135
250	25	30	45	55	80	115	175
350	40	45	70	90	125	180	270
450	42	60	75	115	160	230	310
550	50	70	80	130	190	300	360
650	55	75	95	150	210	350	420
850	65	90	115	180	250	450	550
1000	80	100	140	200	300	540	680
1250	100	115	160	230	350	670	840
1400	110	125	175	260	370	750	959

De la Tabla N° 35, se obtiene $G_T = 95 [kg]$. Luego, T_T viene dada por:

$$T_T = \frac{G_T}{2} = \frac{95}{2} = 47,5 \Rightarrow T_T = 47,5 [kg]$$

iv) Finalmente, la tensión de pretensado T_V se calcula como [22] (Página N° 8 del Catálogo de TRACSA):

$$T_V = c_2 \cdot k_A \cdot F_U - F_S - T_T \quad [22]$$

Donde:

c_2 = Coeficiente según la fricción y el ángulo de contacto entre banda y tambor.

k_A = Factor de Corrección de Arranque.

De la Página N° 6 (Catálogo TRACSA) se determina que $c_2 = \mu_A + 0,05$, siendo μ el coeficiente de fricción entra la banda y el tambor, el cual se escoge de la Tabla N° 36:

Tabla N° 36. Coeficientes de Fricción según el tambor y el régimen.

Friction Value μ

Pulley Surface	Cage Pulley		Drive Pulley			
	B	A	Bare		Lagged	
			B	A	B	A
Wet	-	-	0.10	0.15	0.25	0.35
Damp	0.10	0.15	0.15	0.25	0.30	0.40
Dry	0.15	0.25	0.20	0.30	0.35	0.45

B = Running
A = Start-up

$$\mu_A = 0,45 \qquad \mu_B = 0,35$$

Para un tambor revestido (lagged) que trabaja en seco (dry) se obtiene un $\mu_A = 0,45$ para la situación más desfavorable (arranque), por ende:

$$c_2 = \mu_A + 0,05 = 0,45 + 0,05 = 0,5 \Rightarrow c_2 = 0,5$$

Por otro lado, el factor de corrección de arranque k_A se calcula de la expresión [23] (Página N° 6 del Catálogo de TRACSA):

$$k_A = k_c \frac{N_{nom}}{N_{min}} \qquad [23]$$

De la Tabla N° 37 (extraída de la Página N° 6 del Catálogo de TRACSA) se adopta un valor de $k_c = 1,5$, considerando que se emplea un acople hidráulico.

Tabla N° 37. Coeficientes de Fricción según el tambor y el régimen.

Values for k

Type of drive	k
Squirrel cage, full voltage starting	2.2
Drive with fluid coupling	1.4 - 1.6
Slip ring motor	1.25

Luego, de [23] se determina:

$$k_A = 1,5 \frac{15}{11,05} = 2,04 \Rightarrow k_A = 2,04$$

Posteriormente, se obtiene el valor del pretensado T_V con [22]:

$$T_V = 0,5 \cdot 2,04 \cdot 369,09 - 192,59 - 47,5 = 136,38 \Rightarrow T_V = 136,38 \text{ [kg]}$$

Si $T_V > 0$ es necesario disponer de un elemento tensor, si no el sistema es autotensante. En este caso, se dispone de un tensor a tornillo (el más utilizado en estos elevadores).

Una vez calculadas todas las fuerzas involucradas, de [20] se determina:

$$T_1 = F_U + F_S + T_V + T_T = 369,09 + 192,59 + 136,38 + 47,5 = 745,56 \Rightarrow \\ \Rightarrow T_1 = 745,56 \text{ [kg]}$$

De [18] y [19] se obtiene:

$$T_{max} = T_1 \cdot s = 745,56 \cdot 5 = 3.727,8 \Rightarrow T_{max} = 3.727,8 \text{ [kg]}$$

$$T_{nom} = \frac{T_{max}}{b} = \frac{3.727,8}{50} = 74,56 \Rightarrow T_{nom} = 74,56 \left[\frac{\text{kg}}{\text{cm}} \right]$$

Se verifica que T_{nom} es menor a la tensión de trabajo de la banda $T_w = 80 \left[\frac{\text{kg}}{\text{cm}} \right]$.

2.2.4.5.4. Verificación de Tensiones (Ecuación de Eytelwein)

Una vez determinada la tensión máxima, se debe verificar la ecuación fundamental de las poleas² tanto para el arranque como para el régimen de marcha [24] y [25] (extraída de la Página N° 7 del Catálogo de TRACSA):

$$\textit{En marcha:} \quad \frac{T_1}{T_2} \leq e^{\mu_B \cdot \alpha} \quad [24]$$

$$\textit{Al arranque:} \quad \frac{T_{A1}}{T_2} \leq e^{\mu_A \cdot \alpha} \quad [25]$$

² La ecuación de Eytelwein expresa la tensión que soporta una banda al entrar en contacto con una polea.

Para ello es necesario calcular la tensión en el ramal conducido³ T_2 y la tensión de arranque T_{A1} :

$$T_2 = F_S + T_V + T_T = 192,59 + 136,38 + 47,5 = 376,47 \Rightarrow T_2 = 376,47 \text{ [kg]}$$

$$T_{A1} = F_A + F_S + T_V + T_T = k_A \cdot F_U + F_S + T_V + T_T =$$

$$= 2,04 \cdot 369,09 + 192,59 + 136,38 + 47,5 = 1.129,41 \Rightarrow T_{A1} = 1.129,41 \text{ [kg]}$$

Por otra parte, α es el ángulo de contacto entre la banda y el tambor. Considerando que ambos tambores (superior e inferior) tienen las mismas dimensiones, se obtiene un $\alpha = 180^\circ$. Haciendo uso de la Tabla N° 38, con μ y α , se determina que:

Tabla N° 38. Coeficientes de Fricción para un ángulo de 180° .

Values for $e^{\mu\alpha}$ if $\alpha = 180^\circ$

μ	0.10	0.15	0.20	0.25	0.30	0.35	0.40	0.45
$e^{\mu\alpha}$	1.37	1.60	1.87	2.19	2.56	4.00	3.52	4.11

En régimen (marcha), se debe verificar que $\frac{T_1}{T_2} \leq e^{\mu_B \cdot \alpha}$ según [24]:

$$\frac{T_1}{T_2} = \frac{745,56}{376,47} = 1,98 \leq 4 = e^{\mu_B \cdot \alpha}$$

Para el arranque, se debe cumplir que $\frac{T_{A1}}{T_2} \leq e^{\mu_A \cdot \alpha}$ de acuerdo a [25]:

$$\frac{T_{A1}}{T_2} = \frac{1.129,41}{376,47} = 3 \leq 4,11 = e^{\mu_A \cdot \alpha}$$

Ambas ecuaciones verifican, por ende, se cumplen las condiciones necesarias en la banda.

2.2.4.5.5. Verificación del Número de Telas

El número mínimo de telas n_{telas} se calcula como [26] (extraída de la Página N° 11 del Catálogo de TRACSA):

³ El ramal conducido es el ramal “flojo” de la banda, o con menos tensión.

$$n_{telas} = \frac{T_{max}}{b \cdot z} \quad [26]$$

Donde:

b = Ancho de la Banda en [cm],

z = Carga de Trabajo de la Tela en $\left[\frac{kg}{cm \cdot tela}\right]$.

Luego, de la expresión anterior [26] se obtiene:

$$n_{telas} = \frac{T_{max}}{b \cdot z} = \frac{3.272,8}{50 \cdot 20} = 3,73 \Rightarrow n_{telas} = 3,73 [telas]$$

Se verifica que el número de telas de la banda elegido (4) es correcto. Por lo tanto, se adopta la Banda **Velta VT-EP 800/4** de TRACSA (la preseleccionada).

2.2.4.6. Selección de Tambores del Elevador N° 1

Tambor Superior: Como se determinó en los Incisos [2.2.4.5.1.](#) y [2.2.4.5.2.](#) en función a la banda seleccionada se determinó un diámetro mínimo del tambor de $\phi_t = 500 [mm]$ y un ancho mínimo de tambor de $w_t = 600 [mm]$. En base a dichas dimensiones, de la Página N° 12 del Catálogo de Tambores ROTRANS se escoge un **Tambor Banda 500** con las siguientes especificaciones (ver croquis en Figura N° 22 Página N° 26 Inciso [2.1.2.2.3.](#)):

Tabla N° 39. Tabla de Dimensiones para Tambores Superiores 500 de ROTRANS.

D	A	B	C	d	d1	d2	S	R	SOPORTE
216	600	755	980	50	40	35	162,5	100	SNL-509
		765	1020	60	50	45	187,5	120	SNL-511
241		780	1065	70	60	55	210	135	SNL-513
320	600	765	1020	60	50	45	187,5	120	SNL-511
		780	1065	70	60	55	210	135	SNL-513
		790	1100	80	70	65	230	150	SNL-516
505	600	780	1065	70	60	55	210	135	SNL-513
		790	1100	80	70	65	230	150	SNL-516
404		810	1150	90	80	75	250	160	SNL-518
		830	1215	100	90	85	280	175	SNL-520

La longitud total del eje así como el diámetro 'd2' y la longitud 'R' dependerán del tipo y modelo de reductor.

Tal se ve en la Figura N° 58, la fijación usada entre eje y tambor es con anillos de presión.

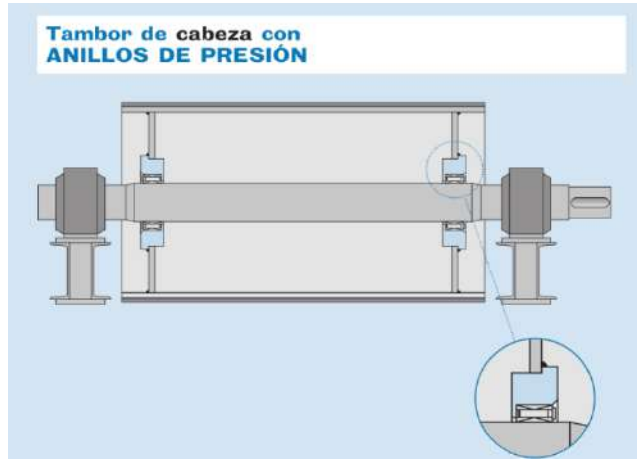


Figura N° 58. Sistema de Fijación Eje-Tambor Superior.

Tambor Inferior: Presenta las mismas dimensiones que el tambor superior, pero su configuración es de jaula de ardilla. En base a dichas dimensiones, de la Página N° 12 del Catálogo de Tambores ROTRANS se escoge un **Tambor Banda 500** con las siguientes especificaciones (ver croquis en Figura N° 23 Página N° 26 Inciso [2.1.2.2.4.](#)):

Tabla N° 40. Tabla de Dimensiones para Tambores Inferiores 500 de ROTRANS.

D	A	B	G	d	d1	SOPORTE
216	600	755	880	50	40	SNL-509
		765	900	60	50	SNL-511
241		780	930	70	60	SNL-513
320	600	765	900	60	50	SNL-511
		780	930	70	60	SNL-513
		790	950	80	70	SNL-516
505	600	780	930	70	60	SNL-513
404		790	950	80	70	SNL-516
		810	990	90	80	SNL-518
		830	1040	100	90	SNL-520

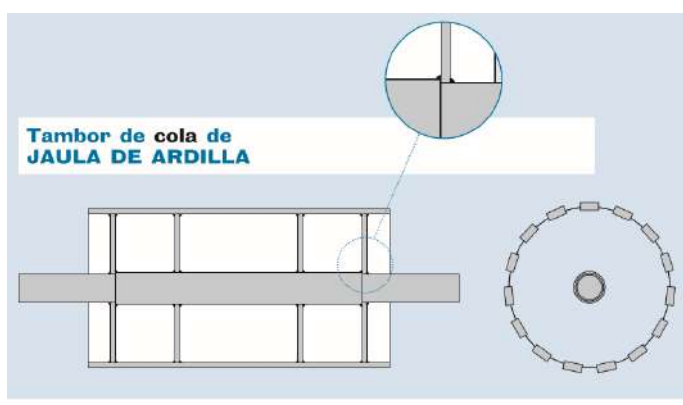


Figura N° 59. Sistema de Fijación Eje-Tambor Superior.

Como se observa en la Figura N° 59, el sistema de fijación utilizado entre el eje y el tambor es por soldadura. Por otra parte, por tratarse de un sistema jaula de ardilla no se emplea recubrimiento de goma.

2.2.4.7. Cálculo de Longitud y Peso de la Banda del Elevador N° 1

La longitud de la banda L_{banda} viene dada por la siguiente expresión:

$$L_{banda} = \frac{\pi(d_{inf}+d_{sup}+e)}{2} + 2 h_{descarga} = \quad [27]$$

$$= \frac{\pi(0,505+0,505+0,005)}{2} + 2 \cdot 20,38 = 42,35 \Rightarrow L_{banda} = 42,35 [m]$$

Donde:

d_{inf} = Diámetro del Tambor Inferior [m],

d_{sup} = Diámetro del Tambor Superior [m],

e = Espesor del Recubrimiento del Tambor Superior [m].

La banda seleccionada pesa $w_A = 9,4 \left[\frac{kg}{m^2} \right]$ y el área total de la banda A viene dada por:

$$A = L_{banda} \cdot b = 42,35 \cdot 0,5 = 21,17 \Rightarrow A = 21,17 [m^2]$$

Luego, es peso total de la banda w_{banda} se obtiene como:

$$w_{banda} = w_A \cdot A = 9,4 \cdot 21,17 = 199 \Rightarrow w_{banda} = 199 [kg]$$

2.2.4.7.1. Selección del Empalme de la Banda del Elevador N° 1

Para el empalme de la banda se utilizará un sistema de mordazas de la marca 4B (Figura N° 60). En base a la tensión de la banda, se seleccionó el modelo Vise Splice que soporta hasta $1.400 \left[\frac{kg}{cm} \right]$, de material no ferroso (antichispa y anticorrosivo).

Se requiere una mordaza por cada 50 [mm] de ancho de banda, por lo que se usarán 10 mordazas. Como el espesor de banda es mayor a ½", se emplean pernos de 9/16" x 5".

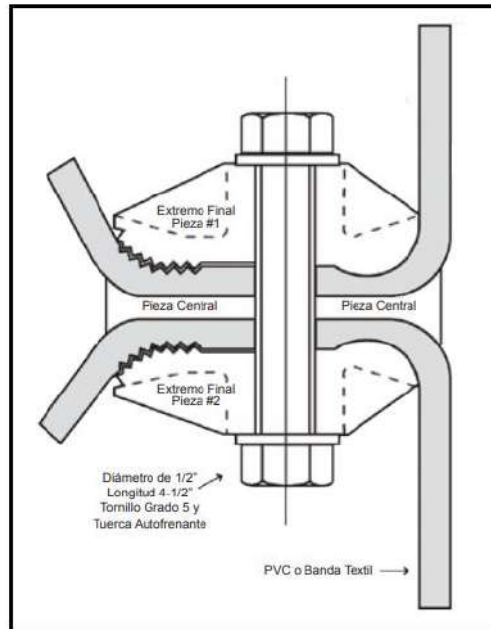


Figura N° 60. Sistema de Empalme de Banda.

2.2.4.8. Cálculo de Cantidad de Cangilones del Elevador N° 1

La cantidad de cangilones n_{cang} a emplear en el Elevador N° 1 viene dada por:

$$n_{cang} = \frac{L_{banda}}{paso} = \frac{42,35}{0,4738} = 89,38 \Rightarrow n_{cang} = 90 \text{ [cangilones]}$$

2.2.4.9. Unidad de Accionamiento del Elevador N° 1

2.2.4.9.1. Selección del Motor

De [15] (Página N° 66 Inciso [2.2.4.4.](#)) se tiene que la potencia mínima para transportar el material es $N_{mín} = 11,05 \text{ [HP]}$. Luego, adoptando una potencia mayor de la Tabla de la Página N° 34 del Catálogo de Motores WEG, se escoge el Motor WEG de la Línea W22 de $N_{mot} = 15 \text{ [HP]}$ de Potencia, 4 polos y $n_{mot} = 1.500 \text{ [r.p.m.]}$ de velocidad de salida. El mismo tiene una carcasa tipo 160 M y un eje de 42 [mm] de diámetro.

2.2.4.9.2. Selección del Acoplamiento Hidráulico

Se ingresa a la Tabla N° 41 (extraída de la Página N° 2 del Catálogo de TISA) con la velocidad del motor $n_{mot} = 1.500 \text{ [r.p.m.]}$ y se escoge una potencia mayor o igual a la nominal del mismo ($N_{mot} = 15 \text{ [HP]}$), seleccionando el **Hydro Oil Modelo 5000**.

Tabla N° 41. Selección del Acoplamiento Hidráulico.

MODELOS	R. P. M.															
	600	700	800	900	1000	1200	1500	1600	1800	2000	2400	2800	3200	3600	4000	4800
500							0.5	0.75	0.8	1.5	2.1	3	6.1	9.3	12	15
750							1	1.5	1.75	2	3.5	5.5	9	14	18	25
1000							2	2.2	2.5	3	5.5	8.4	13	20	27	36
2000						2	3	3.5	4	5.5	10	16	25	32	37	-
3000						3	6	7	10	14	25	41	64	81	90	-
4000					3	5.5	12	14	20	28	50	71	82	94	-	-
5000				4.6	6.7	12.5	25	29	42	60	105	140	160	180	-	-
6000			5	7.3	10	18	40	46	68	92	150	200	-	-	-	-
7000		5	7.5	12	16	28	60	70	100	140	220	-	-	-	-	-
8000	12	18	27	38	58	101	180	191	247	303	-	-	-	-	-	-
9000	30	48	73	110	150	252	450	-	-	-	-	-	-	-	-	-
10000	125	190	290	400	540	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-

Se estima un rendimiento del 96% para el acoplamiento hidráulico, por lo que la potencia y la velocidad de salida se verán afectadas por dicho factor:

$$N_{AH} = \eta \cdot N_{mot} = 0,96 \cdot 15 = 14,4 \Rightarrow N_{AH} = 14,4 [HP]$$

$$n_{AH} = \eta \cdot n_{mot} = 0,96 \cdot 1.500 = 1.440 \Rightarrow n_{AH} = 1.440 [r.p.m.]$$

2.2.4.9.3. Selección del Acoplamiento Elástico N° 1

De la Tabla N° 25 (Página N° 50) se selecciona el factor de servicio f_s de acuerdo a la aplicación (transportador a cinta). En este caso: $f_s = 1,5$. Luego, se tiene que la potencia necesaria a transmitir por el acople P_{nec} (según ese factor) es de:

$$P_{nec} = P \cdot f_s = 15 \cdot 1,5 = 22,5 \Rightarrow P_{nec} = 22,5 [HP]$$

Con la P_{nec} y la velocidad angular de la aplicación $n_{mot} = 1.500 [r.p.m.]$ de la Tabla N° 26 (Página N° 51) se obtiene el modelo de acople: **A35**. Se verificó que el acople soporta el torque nominal y el torque de arranque.

Se estima un rendimiento del 98% por parte del acoplamiento elástico, por lo que la potencia y la velocidad de salida estarán afectadas por ese factor:

$$N_{AE_1} = \eta \cdot N_{AH} = 0,98 \cdot 14,4 = 14,11 \Rightarrow N_{AE_1} = 14,11 \text{ [HP]}$$

$$n_{AE_1} = \eta \cdot n_{AH} = 0,98 \cdot 1.440 = 1.411 \Rightarrow n_{AE_1} = 1.411 \text{ [r.p.m.]}$$

2.2.4.9.4. Selección del Reductor de Ejes Paralelos

La velocidad de salida del reductor se puede estimar por la velocidad de la banda del elevador $v = 2,26 \left[\frac{m}{s} \right]$ y el diámetro del tambor superior $d_{sup} = 0,505 \text{ [m]}$, por lo que se puede determinar ω y n según las siguientes expresiones:

$$\omega = \frac{v}{r} = \frac{2,26}{0,25} = 9,04 \Rightarrow \omega = 9,04 \left[\frac{rad}{s} \right]$$

$$n = \omega \frac{60}{2\pi} = \frac{v \cdot 60}{r \cdot 2\pi} = \frac{v \cdot 60}{r_{sup} \cdot 2\pi} = \frac{2,26 \cdot 60}{0,25 \cdot 2\pi} = 86,32 \Rightarrow n = 86 \text{ [r.p.m.]}$$

Para la selección de los reductores de los elevadores y los redlers, se utilizó como guía el Catálogo de Reductores de Ejes Paralelos de Lentax, el cual propone estos pasos a seguir:

1) Cálculo de Potencia Efectiva: Es la potencia teórica necesaria para el accionamiento del elevador: $N_{mín} = 11,05 \text{ [HP]}$. Teniendo en cuenta que a la salida del reductor se colocará un acoplamiento elástico, se debe afectar por el rendimiento de este (que se estima en un 98%). Así, la potencia mínima necesaria a la salida del reductor $N_{mín sr}$ es:

$$N_{mín sr} = \frac{N_{mín}}{\eta_{AE_2}} = \frac{11,05}{0,98} = 11,28 \Rightarrow N_{mín sr} = 11,28 \text{ [HP]} = 8,51 \text{ [kW]}$$

Para el rendimiento del reductor $\eta_{reductor}$ se estima un rendimiento del 98% por cada etapa de reducción n' . De acuerdo a la relación de transmisión que se necesita, se adoptan 2 etapas de reducción (1 etapa por cada 10x de relación), por lo que:

$$\eta_{reductor} = (0,98)^{n'} = (0,98)^2 = 0,96 \Rightarrow \eta_{reductor} = 0,96$$

Luego, la Potencia Efectiva N_{ef} , viene dada por la expresión:

$$N_{ef} = \eta_{reductor} \cdot N_{mín sr} = 0,96 \cdot 11,28 = 10,83 \Rightarrow N_{ef} = 10,83 \text{ [HP]} = 8,17 \text{ [kW]}$$

Se debe verificar que la potencia a la entrada del reductor N_{AE_1} (salida del acople elástico N° 1) sea mayor a la potencia efectiva N_{ef} . Esto se cumple ya que:

$$N_{AE_1} = 14,11 [HP] = 10,65 [kW] \geq 8,17 [kW] = N_{ef}$$

2) Determinación del Factor de Servicio: De la Página N° 8 del Catálogo de Reductores Lentax se determina el factor f_1 , en base al tipo de máquina a accionar y el tiempo de servicio. Al ser un elevador de cangilones para granos que funcionará durante 24 horas se tiene que: $f_1 = 1,6$. De la Página N° 12 del mismo catálogo se escoge el f_2 , en función al tipo de motor que impulsa el elevador. Por tratarse de un motor eléctrico: $f_2 = 1$. Así mismo, se determina el f_3 , según la frecuencia de maniobras (el número de arranques y paradas por hora). Se considera que en condiciones normales de operación el motor no arrancará más de 20 veces por hora por lo que: $f_3 = 1,2$.

Luego, el factor de servicio del reductor f_s viene dado por:

$$f_s = f_1 f_2 f_3 = 1,6 \cdot 1 \cdot 1,2 = 1,92 \Rightarrow f_s = 1,92$$

3) Cálculo de la Potencia Equivalente: La potencia equivalente N_{eq} viene dada por:

$$N_{eq} = f_s \cdot N_{ef} = 1,92 \cdot 10,83 = 20,79 \Rightarrow N_{eq} = 20,79 [HP] = 15,69 [kW]$$

4) Cálculo de la Relación de Transmisión: La relación de transmisión se obtiene según:

$$i = \frac{n_{ent}}{n_{sal}} = \frac{n_{AE_1}}{n_{sal}} = \frac{1.411}{86} = 16,41 \Rightarrow i = 16,41$$

Se adopta la menor relación de transmisión que le sigue por catálogo ($i = 12,5$).

5) Preselección del Reductor: Entrando en la Tabla N° 42 (Página N° 16 Catálogo Lentax) con una velocidad de salida de 1.500 [r. p. m.] y una relación de transmisión $i = 12,5$, se busca una potencia nominal mayor a la potencia equivalente $N_{eq} = 15,69 [kW]$. Se preselecciona el Modelo DP 140 con una potencia nominal de 34,6 [kW].

Tabla N° 42. Preselección de Reductor de Ejes Paralelos.

POTENCIAS MECANICAS (kW) Y RELACIONES NOMINALES POWER RATING (kW) AND NOMINAL RATIO Doble Reducción -Ejes Paralelos. Double Reduction -Helical Gear Units											
Modelo Model	n1 (r.p.m.)	Relaciones Nominales Nominal Ratio									
		6,3*	8*	10*	12,5	16	20	22,5	25	28	31,5
DP 140	1800	84	64	50	40,0	30,4	25,3	19,9	17,7	16,2	13,4
	1500	73	55	43,6	34,6	26,3	21,9	17,2	15,3	14,0	11,6
	1200	60	44,1	35,1	27,5	21,1	17,5	13,8	12,2	11,2	9,28
	1000	51	36,8	29,4	22,8	17,6	14,6	11,5	10,2	9,35	7,73
	900	45,9	33,3	26,5	20,4	15,8	13,2	10,3	9,21	8,41	6,96
	750	38,3	28,0	22,1	16,9	13,2	11,0	8,61	7,73	6,99	5,81

6) Verificación de Potencia Térmica: De la Tabla N° 43 (extraída de la Página N° 13 del Catálogo de Reductores Lentax) se obtiene la potencia térmica básica, que corresponde a un funcionamiento continuo con 20° de temperatura ambiente.

Tabla N° 43. Potencia Térmica Nominal del Reductor.

b) Doble reducción
b) Double reduction

Tipo de Refrigeración Type of cooling	Velocidad del aire Air velocity	Tamaño Unit size									
		100	125	140	160	180	200	225	250	280	320
Ventilación natural Natural cooling											
Espacios cerrados muy reducidos Reduced clearances	>=0,5 m/seg	13,4	22	26	35	51	71	90	122	183	210
Espacios cerrados normales Normal clearances	>=1,4 m/seg	18,2	30	37	51	73	99	129	175	254	292
A la intemperie in the open	>=3,7 m/seg	24,9	41	50	68	99	130	169	232	342	395

Se observa que para un Reductor Modelo 140 de dos etapas, con ventilación natural e instalado a la intemperie, la potencia térmica es $N_{ter} = 50 [kW]$. Dicha potencia debe ser corregida por un factor de temperatura f_w , en función de las condiciones reales de trabajo.

El mismo se obtiene de la Tabla N° 44 (Página N° 12 Catálogo Lentax). Tal se ve en dicha tabla: $f_w = 0,63$. Luego, la potencia térmica real N_{tr} viene dada por:

$$N_{tr} = f_w \cdot N_{ter} = 0,63 \cdot 50 = 31,5 \Rightarrow N_{tr} = 31,5 [kW]$$

Se debe verificar que la potencia térmica real N_{tr} sea mayor a la potencia efectiva N_{ef} , lo cual se cumple ya que: $N_{tr} = 31,5 [kW] \geq 8,17 [kW] = N_{ef}$.

Tabla N° 44. Factor de Corrección por Temperatura.

TABLA N° 4
TABLE N° 4
CORRECCION POR TEMPERATURA
TEMPERATURE CORRECTION

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

Por otra parte, se corroboró que el reductor cumpla con la potencia de arranque y verifique las cargas radiales. Por lo tanto, se selecciona el Reductor Modelo DP 140 ($i = 12,5$).

El rendimiento del reductor es de 96% por lo que la potencia a la salida de este es:

$$N_{red} = \eta_{reductor} \cdot N_{AE_1} = 0,96 \cdot 14,11 = 13,55 \Rightarrow N_{red} = 13,55 \text{ [HP]}$$

La velocidad de salida es afectada por dicho rendimiento y por la relación de transmisión:

$$n_{red} = \eta_{reductor} \cdot \frac{n_{AE_1}}{i} = 0,96 \cdot \frac{1.411}{12,5} = 108 \Rightarrow n_{red} = 108 \text{ [r.p.m.]}$$

2.2.4.9.5. Selección del Acoplamiento Elástico N° 2

De la Tabla N° 25 (Página N° 50), se selecciona el factor de servicio f_s de acuerdo a la aplicación (transportador a cinta). En este caso: $f_s = 1,5$. Luego, se tiene que la potencia necesaria a transmitir por el acople P_{nec} (según dicho factor) es de:

$$P_{nec} = P \cdot f_s = 15 \cdot 1,5 = 22,5 \Rightarrow P_{nec} = 22,5 \text{ [HP]}$$

Con la P_{nec} y la velocidad angular $n_{red} = 100 \text{ [r.p.m.]}$ de la Tabla N° 26 (Página N° 51) se obtiene el modelo de acople: **A80**. Se verificó que el acople soporta el torque nominal y el torque de arranque.

Se estima un rendimiento del 98% por parte del acople elástico, por lo que la potencia y la velocidad de salida se verán afectadas por dicho factor, resultando:

$$N_{AE_2} = \eta \cdot N_{red} = 0,98 \cdot 13,55 = 13,28 \Rightarrow N_{AE_2} = 13,28 \text{ [HP]}$$

$$n_{AE_2} = \eta \cdot n_{red} = 0,98 \cdot 108 = 104 \Rightarrow n_{AE_2} = 104 \text{ [r.p.m.]}$$

Se debe verificar que la potencia a la salida del acoplamiento elástico N° 2 N_{AE_2} sea mayor a la mínima necesaria para impulsar el elevador N_{min} , lo cual se cumple ya que:

$$N_{AE_2} = 13,28 \text{ [HP]} \geq 11,05 \text{ [HP]} = N_{min}$$

2.2.4.10. Verificación de Velocidad de Banda y Caudal del Elevador N° 1

Una vez seleccionado el mando, se debe verificar la velocidad lineal de la banda. Se tiene que la velocidad angular del transporte será $n_{AE_2} = 104 \text{ [r.p.m.]}$, por lo que:

$$n = \omega \frac{60}{2\pi} = \frac{v}{r} \frac{60}{2\pi} \Rightarrow v = \frac{n \cdot r \cdot 2\pi}{60} = \frac{n_{AE_2} \cdot r_{sup} \cdot 2\pi}{60} = \frac{104 \cdot 0,25 \cdot 2\pi}{60} = 2,72 \Rightarrow$$

$$\Rightarrow v = 2,72 \left[\frac{m}{s} \right]$$

Se debe verificar que la velocidad de la banda está entre 0,9 y 2,8 $\left[\frac{m}{s} \right]$, lo cual se cumple.

Así mismo, se cumple que $Q \geq Q_{nec} = 90 \left[\frac{tn}{h} \right]$ ya que:

$$Q = 3,6 \cdot z \cdot q \cdot \phi \cdot v \cdot \gamma = 3,6 \cdot 2,11 \cdot \left(\frac{8,25}{1000} \right) \cdot 0,8 \cdot 2,72 \cdot 795 = 108,4 \Rightarrow Q = 108,4 \left[\frac{tn}{h} \right]$$

2.2.4.11. Selección y Dimensionamiento de Estructuras del Elevador N° 1

De la Página N° 13 del Catálogo de Elevadores SCAFCO, se eligen las dimensiones estándares del Modelo SSB48-200 Supreme para los pantalones, la base y el cabezal del elevador, las cuales se pueden observar en la Tabla N° 6 (Página N° 28 Inciso [2.1.2.2.5.3](#)).

El ancho total del elevador T viene dado por:

$$T = P + E = 302 + 1.213 = 1.515 \Rightarrow T = 1.515 \text{ [mm]}$$

La profundidad total del elevador V viene dado por el largo de la transmisión según:

$$V = A + l_1 + l_2 + l_3 + l_4 + l_5 = 762,6 + 598 + 150 + 110 + 350 + 250 = 2.220,6 \Rightarrow \\ \Rightarrow V = 2.220,6 \text{ [mm]}$$

Donde:

l_1 = Largo del motor eléctrico [mm],

l_2 = Ancho del acoplamiento hidráulico [mm],

l_3 = Ancho del acoplamiento elástico N° 1 [mm],

l_4 = Largo del reductor [mm],

l_5 = Ancho del acoplamiento elástico N° 2 [mm].

Al no agregarse ningún accesorio la altura de descarga se relaciona con la altura del pantalón de acuerdo a la siguiente expresión:

$$h_{descarga} = h_{pantalón} + J \Rightarrow h_{pantalón} = h_{descarga} - J = 20,38 - 0,972 = 19,41 \\ \Rightarrow h_{pantalón} = 19,41 \text{ [m]}$$

La altura total del elevador N° 2 h_{total} es:

$$h_{total} = J + h_{pantalón} + R = 0,972 + 19,41 + 0,737 = 21,12 \Rightarrow h_{total} = 21,12 \text{ [m]}$$

Se debe verificar (dimensionalmente) que:

- El ancho del pantalón **A** (762,6 [mm]) es mayor al ancho de los tambores (600 [mm]).
- La profundidad del pantalón **B** (364 [mm]) es mayor a la proyección del cangilón (225,6 [mm]) más el espesor de la banda (6 [mm]) (231,6 [mm]).

- La distancia entre pantalones **C** (485 [mm]) es menor al diámetro de los tambores (505 [mm]).
- La altura del centro del tambor inferior **J** (972 [mm]) es mayor a la suma del radio del tambor inferior (300 [mm]) y la proyección del cangilón (225,6 [mm]) (525,6 [mm]).
- La altura del cabezal **R** (737 [mm]) es mayor a la suma del radio del tambor superior (257,5 [mm]) y la proyección del cangilón (225,6 [mm]) (483,1 [mm]).

Se cumplen todas las condiciones.

2.2.4.11.1. Verificación del Área de la Boca de Descarga del Elevador N° 1

Del Inciso [2.2.2.8.](#) se tiene que el flujo volumétrico mínimo para asegurar el caudal es $\dot{U} = 0,031 \left[\frac{m^3}{s} \right]$. Con una velocidad de banda de $v = 2,72 \left[\frac{m}{s} \right]$, el área mínima de la boca de descarga del elevador para cumplir con el flujo volumétrico debe ser:

$$A_{min} = \frac{\dot{U}}{v} = \frac{0,031}{2,72} = 0,0113 \Rightarrow A_{min} = 0,0113 [m^2] = 113,97 [cm^2]$$

Según sus dimensiones, la boca de descarga del Elevador N° 1 tiene la siguiente área A_{DE} :

$$A_{DE} = N \cdot A = 20,6 \cdot 76,26 = 1.570,96 \Rightarrow A_{DE} = 1.570,96 [cm^2]$$

Se verifica que $A_{DE} \geq A_{min}$.

2.2.4.12. Cálculo de Cañerías de Descarga hacia los Redlers

Desde el Elevador N° 1 hacia los redlers, el trigo se moverá por gravedad a través de las cañerías de descarga **CB1** y **CB2**, de igual diámetro y longitud. Se tiene que el caudal deseado es $Q_d = 90 \left[\frac{tn}{h} \right]$ y la velocidad aproximada para el cereal es de $v = 2,7 \left[\frac{m}{s} \right]$, por lo que la sección mínima $A_{mín}$ del caño vendrá dada por:

$$Q_d = v \cdot A_{mín} \Rightarrow A_{mín} = \frac{Q_d}{v} = \frac{90 \cdot 0,795}{2,7 \cdot 3.600} = 0,0073 \Rightarrow A_{mín} = 0,00736 [m^2]$$

Para los caños se adopta una sección circular, por lo que el diámetro mínimo teórico $d_{mín t}$ viene dado por la siguiente expresión:

$$A_{mín} = \frac{\pi \cdot d_{mín t}^2}{4} \Rightarrow d_{mín t} = \sqrt{\frac{4 A_{mín}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,00736}{\pi}} = 0,09681 \Rightarrow$$

$$\Rightarrow d_{mín t} = 0,09681 [m] = 96,81 [mm]$$

Adoptando un coeficiente de llenado $\xi = 0,7$ y teniendo en cuenta el espesor del revestimiento antiabrasivo $e = 3[mm]$ se obtiene que:

$$d_{mín} = \frac{d_{mín t}}{\xi} + 2 \cdot e = \frac{96,81}{0,7} + 2 \cdot 3 = 144,3 \Rightarrow d_{mín} = 144,3 [mm]$$

Se adopta un diámetro estándar de $146,16 [mm] = 5,75 [pulg]$.

Haciendo referencia a la Figura N° 54 [Inciso 2.2.4.1.](#) se obtiene la longitud de los caños l_c :

$$l_c = \sqrt{c^2 + h_{mín}^2} = \sqrt{12,68^2 + 12,68^2} = 17,93 \Rightarrow l_c = 17,93 [m]$$

2.2.5. Elevador a Cangilones N° 2

Es el elevador que se utiliza para el vaciado de los silos de fondo cónico (Silos del 1 al 9). Se pretende elevar un caudal de cereal de $45 \left[\frac{tn}{h} \right]$.

2.2.5.1. Cálculo de la Altura del Elevador N° 2

Se calcula la altura del elevador en base a la altura mínima necesaria para el llenado de carros o camiones. Se deben considerar las dimensiones máximas del camión (Ancho Máximo $w_c = 2,7 [m]$ y Altura Máxima $h_c = 4 [m]$) y, a su vez, hay que tener en cuenta el ángulo de caída del cereal ($\alpha = 45^\circ$). Además, se contemplan $b = 1 [m]$ y $e = 1 [m]$ como distancias de seguridad.

Como se puede observar en la Figura N° 61, la distancia x viene dada por:

$$x = \frac{w_c}{2} + e = \frac{2,7}{2} + 1 = 2,35 \Rightarrow x = 2,35 \text{ [m]}$$

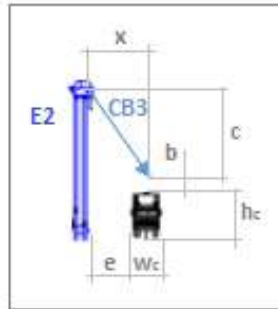


Figura N° 61. Croquis con Dimensiones para la Cañería de Descarga N° 3 (CB3).

Por otra parte, considerando un ángulo de 45° para la caída del cereal se tiene que:

$$c = x \cdot \text{tg}(\alpha) = 2,35 \cdot \text{tg}(45) = 2,35 \Rightarrow c = 2,35 \text{ [m]}$$

Finalmente, la Altura de Descarga del Elevador N° 2 $h_{descarga}$ se determina según:

$$h_{descarga} = h_c + b + c = 4 + 1 + 2,35 = 7,35 \Rightarrow h_{descarga} = 7,35 \text{ [m]}$$

Al no agregarse ningún accesorio la altura de descarga coincide con la altura del pantalón:

$$h_{pantalon} = h_{descarga} = 7,35 \text{ [m]}$$

2.2.5.2. Selección de Cangilones para el Elevador N° 2

Se selecciona un cangilón de la Página N° 12 del Catálogo de Maxi-Lift. En base al tipo de descarga (descarga centrífuga), la velocidad (entre 210 y 900 FPM o 1 y 4 m/s) se adopta el tipo de cangilón a utilizar. En este caso: CC-MAX Carga Pesada.

Tabla N° 45. Especificaciones de Cangilones CC-MAX Carga Pesada.

TAMAÑO DEL CANGILÓN, PULGADAS*					PERFORACIONES, PULGADAS				PESO, LBS			CAPACIDAD, PULGADAS CU.		
DIMENS	Longitud	Proy.	Prof.	Grosor Pared Post	Centros	Perfor.	Dimensión Tomillos	Borde al agujero	HDPE	Nylon	Uretano	Nivel Agua	Nivel Agua+10%	Espacio Estándar
12 x 8	12-9/16	8-7/8	8-1/4	0.35	3-3/8	4	5/16	2	3.25	3.74	4.39	373.00	409.00	10
13 x 8	13-9/16	8-7/8	8-1/4	0.35	3-5/8	4	5/16	2	3.51	4.03	4.73	404.00	440.00	10
14 x 8	14-9/16	8-7/8	8-1/4	0.35	3	5	5/16	2	3.76	4.32	5.08	435.07	478.58	10
16 x 8	16-9/16	8-7/8	8-1/4	0.38	2-7/8	6	5/16	2	4.30	4.95	5.81	515.62	567.18	10
18 x 8	18-9/16	8-7/8	8-1/4	0.39	3-1/8	6	5/16	2	4.79	5.51	6.47	580.61	638.67	10
20 x 8	20-9/16	8-7/8	8-1/4	0.42	3-1/2	6	5/16	2	5.85	6.73	7.90	655.00	720.00	10

* Las dimensiones reales pueden variar ligeramente en todos los cangilones elevadores, dependiendo de los materiales que se utilicen..

■ - Indica que el patrón de perforaciones del CC-MAX es diferente al del HD-MAX.

Seleccionamos el cangilón 12 x 8 con las siguientes especificaciones:

Tabla N° 46. Especificaciones de Cangilones 12 x 8.

Especificaciones Cangilones 12 x 8		
Longitud	12 + 9/16"	319,33 [mm]
Proyección	8 + 7/8"	225,6 [mm]
Profundidad	8 + 1/4"	209,71 [mm]
Capacidad	373 [in ³]	5,97 [l]
Peso	4,39 [lbs]	1,99 [kg]

El peso de la carga a transportar por cada cangilón P viene dado por [10] (Página N° 63 Inciso [2.2.4.2.](#)):

$$P = \eta \cdot V_{cang} \cdot \gamma = 0,8 \cdot \frac{5,97}{1000} \cdot 795 = 3,79 \Rightarrow P = 3,79 \left[\frac{kg}{cangilón} \right]$$

El caudal a transportar Q_{nec} viene dado por [11] (Página N° 63 Inciso [2.2.4.2.](#)). Entonces, para transportar el caudal deseado de $45 \left[\frac{tn}{h} \right]$, se requieren:

$$C_t = \frac{Q_{nec}}{P} = \frac{45.000}{3,79} = 11.873,35 \Rightarrow C_t = 11.873,35 \left[\frac{cangilón}{h} \right] = 3,3 \left[\frac{cangilón}{s} \right]$$

Teniendo en cuenta que la saliente del cangilón es de 225,6 [mm], el paso viene dado por [12] (Página N° 64 Inciso [2.2.4.2.](#)):

$$p = k \cdot a = 2,2 \cdot 225,6 = 496,32 \Rightarrow p = 496,32 [mm]$$

Con lo cual la velocidad de la banda v resulta ser:

$$v = \frac{p \cdot C_t}{1000} = \frac{496,32 \cdot 3,3}{1000} = 1,64 \Rightarrow v = 1,64 \left[\frac{m}{s} \right]$$

Se debe verificar que la velocidad de la banda está entre 0,9 y 2,8 $\left[\frac{m}{s} \right]$, lo cual se cumple.

2.2.5.3. Cálculo de Caudal del Elevador N° 2

Como el paso es de 496,32 [mm], se tiene que la cantidad de cangilones por metro z es:

$$z = \frac{1.000}{p} = \frac{1.000}{496,32} = 2,01 \Rightarrow z = 2,01 \left[\frac{cangilón}{m} \right]$$

Luego, de [13] (Página N° 65 Inciso [2.2.4.3.](#)) el caudal es:

$$Q = 3,6 \cdot z \cdot q \cdot \varphi \cdot v \cdot \gamma = 3,6 \cdot 2,01 \cdot \left(\frac{5,97}{1000}\right) \cdot 0,8 \cdot 1,64 \cdot 795 = 45,06 \Rightarrow Q = 45,06 \left[\frac{tn}{h}\right]$$

Se verifica el caudal necesario $Q_{nec} = 45 \left[\frac{tn}{h}\right]$.

2.2.5.4. Cálculo de Potencia para la Impulsión del Elevador N° 2

Para obtener la potencia mínima necesaria para la impulsión del elevador, se debe calcular la Fuerza Periférica F_U . La misma está dada por [14] (Página N° 65 Inciso [2.2.4.4.](#))

Tal se puede observar en la Tabla N° 33 (Página N° 66 Inciso [2.2.4.4.](#)), para granos como el trigo, H_0 viene dada por la siguiente ecuación:

$$H_0 = 4 \cdot v + 1,5 = 4 \cdot 1,64 + 1,5 = 8,06 \Rightarrow H_0 = 8,06 [m]$$

Por lo tanto, de [14] se obtiene:

$$F_U = 1,1 \frac{45 \cdot 9,81 \cdot (7,35 + 8,06)}{3,6 \cdot 1,64} = 1.267,45 \Rightarrow F_U = 1.267,45 [N]$$

Luego, la potencia mínima necesaria (en el tambor conductor) para transportar el material viene dada por [15] (Página N° 66 Inciso [2.1.2.4.4.](#)):

$$N_{min} = \frac{F_U \cdot v}{1000} = \frac{1.267,45 \cdot 1,64}{1000} = 2,08 \Rightarrow N_{min} = 2,08 [kW] = 2,76 [HP]$$

2.2.5.5. Selección de la Banda del Elevador N° 2

2.2.5.5.1. Número Mínimo de Telas y Tipo de Telas

En función al tipo de material a transportar y al ancho del cangilón, se determina el número mínimo de telas necesario y el tipo de tela. Para ello se emplea la Tabla N° 47, extraída de la Página N° 9 del Catálogo de TRACSA. En este caso, se observa que se necesitan 4 telas como mínimo y un tipo de tela que resista entre 100[N.cm] y 160 [N.cm].

Tabla N° 47. Número mínimo y tipo de telas a utilizar.

Table for Number of Plies

Load Bulk Density ρ (t/m ³) Lump size (mm)	Bucket width (mm)										Ply type	
	100	125	160	200	250	315	400	500	630	800		1000
$\rho \leq 1$ t/m ³ light flowinge grain, fertilizer oil seed	3	4	4	4	4	4	4	4	5	5	5	EP 100 EP 125 EP 160
$\rho = 1 - 1.5$ t/m ³ 0 - 30 mm 0 - 60 mm 0 - 100 mm	3	3 4	4 4	4 5	5 5	5 5	5 5	5 6	5 6	6 6	6 6	EP 160 EP 200
$\rho \geq 1.5$ t/m ³ 0 - 30 mm 0 - 60 mm 0 - 80 mm				4	5 4	5 5	5 6	5 6	6 6	6 6	6 6	EP 200 EP 250

Luego, se preselecciona una banda y un diámetro de tambor para el cálculo de las tensiones del sistema. De la ficha técnica de Bandas Velta de TRACSA, se selecciona la Banda **Velta VT-EP 800/4** (Figura N° 55 Página N° 67 Inciso [2.2.4.5.1.](#)) que presenta las siguientes especificaciones:

Número de telas: 4

Tensión de Trabajo: $80 \frac{kg}{cm}$

Peso por unidad de área: $9,4 \frac{kg}{m^2}$

De las especificaciones de la ficha técnica (Figura N° 55) se obtiene un diámetro mínimo de polea de $\phi_t = 500$ [mm]. Tanto la polea superior (motriz) como la inferior (conducida) tendrán las mismas dimensiones. Así mismo se verifica que la proyección máxima del cangilón es correcta (ya que el cangilón tiene una proyección de 225,6 [mm] y la máxima es de 230 [mm]).

2.2.5.5.2. Ancho de la Banda

Para determinar el ancho mínimo de la banda b_{min} se considera el ancho del cangilón más un adicional de 30 a 100 [mm] (Página N° 4 Catálogo TRACSA) para evitar el desgarramiento de las zonas donde están los agujeros para el anclaje (mayor concentración de tensiones) y el roce de los cangilones con el pantalón.

El ancho del cangilón es de 319,33 [mm], por lo que:

$$b_{\min} = 319,33 + 70 = 389,33 \Rightarrow b_{\min} = 389,33 \text{ [mm]}$$

De la Figura N° 56 (Página N° 68 Inciso [2.2.4.5.2.](#)), se adopta un ancho de banda estándar de:

$$b = 400 \text{ [mm]}$$

Haciendo uso de [16] y [17] (Página N° 68 Inciso [2.2.4.5.2.](#)), extraídas del Libro *Trasporti Meccanici*, se verifica el ancho de la banda b como:

$$b = \frac{1}{0,9} \left(\sqrt{\frac{Q}{0,122 \cdot \gamma \cdot v}} + 0,05 \right) = \frac{1}{0,9} \left(\sqrt{\frac{45,06}{0,122 \cdot 0,795 \cdot 1,64 \cdot 3600}} + 0,05 \right) = 0,36724 \Rightarrow$$

$$\Rightarrow b = 0,36724 \text{ [m]} = 367,24 \text{ [mm]}$$

Se determina un ancho mínimo de tambor de $w_t = 500 \text{ [mm]}$.

2.2.5.5.3. Tensión Admisible Máxima de la Banda

El tipo de tejido debe ser para transporte de uso alimenticio, resistente a aceites y grasas, apto para la humedad y para trabajar a la intemperie. En la Figura N° 57 (Página N° 70 Inciso [2.2.4.5.3.](#)), se puede observar las diferentes fuerzas que componen T_1 :

- i) La fuerza perimetral F_U ya fue calculada para la obtención de la potencia del elevador.
- ii) Por un lado, la resistencia que ejerce la banda en vacío F_S que depende de m_B y m_G . Se presenta una distribución lineal de $z = 2,01 \left[\frac{\text{cangilón}}{\text{m}} \right]$ y cada cangilón pesa $P_t = 1,99 \text{ [kg]}$, por lo que el peso de cangilones vacíos en un metro de banda m_B es:

$$m_B = z \cdot P_t = 2,01 \cdot 1,99 = 3,99 \Rightarrow m_B = 3,99 \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}} \right]$$

El peso de la banda por unidad de área es $W_b = 9,4 \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^2} \right]$ y el ancho de la misma es de $b = 0,4 \text{ [m]}$, por ende, el peso de un metro de banda m_G es:

$$m_G = W_b \cdot b = 9,4 \cdot 0,4 = 3,76 \Rightarrow m_G = 3,76 \left[\frac{kg}{m} \right]$$

Luego, de [21] (Página N° 70 Inciso [2.2.4.5.3.](#)) se determina que:

$$F_S = 7,35 \cdot (3,99 + 3,76) = 56,96 \Rightarrow F_S = 56,96 [kg]$$

iii) La tensión ejercida por el peso del tambor T_T depende del peso G_T . En base al ancho $w_t = 550 [mm]$ y el diámetro del tambor $\phi_t = 500 [mm]$ se escoge un peso estimado:

Tabla N° 48. Peso del tambor conductor según sus dimensiones.

Weight G_T (kg) of Take-up Pulley

Pulley Width (mm)	Pulley Diameter (mm)						
	315	400	500	630	800	1000	1250
125	16	20	27	35	45	70	110
160	20	25	35	45	60	80	135
250	25	30	45	55	80	115	175
350	40	45	70	90	125	180	270
450	42	60	75	115	160	230	310
550	50	70	80	130	190	300	360
650	55	75	95	150	210	350	420
850	65	90	115	180	250	450	550
1000	80	100	140	200	300	540	680
1250	100	115	160	230	350	670	840
1400	110	125	175	260	370	750	959

De la Tabla N° 48, se obtiene $G_T = 80 [kg]$. Luego, T_T viene dada por:

$$T_T = \frac{G_T}{2} = \frac{80}{2} = 40 \Rightarrow T_T = 40 [kg]$$

iv) Finalmente, la tensión de pretensado T_V depende del coeficiente c_2 (que contempla la fricción y el ángulo de contacto entre banda y tambor) y del Factor de Corrección de Arranque k_A . De la Página N° 6 del Catálogo de TRACSA, se determina que $c_2 = \mu_A + 0,05$, siendo μ el coeficiente de fricción entra la banda y el tambor, el cual se escoge de la Tabla N° 36 (Página N° 72 Inciso [2.2.4.5.3.](#)):

$$\mu_A = 0,45 \qquad \mu_B = 0,35$$

Para un tambor que trabaja en seco se obtiene un $\mu_A = 0,45$ para la situación más desfavorable (arranque), por ende:

$$c_2 = \mu_A + 0,05 = 0,45 + 0,05 = 0,5 \Rightarrow c_2 = 0,5$$

Por otro lado, el factor k_A se calcula según [23] (Página N° 72 Inciso [2.2.4.5.3.](#)). Por recomendaciones del fabricante, se adopta un valor de $k_c = 2,2$, considerando que se emplea un motor y un reductor. Luego, de [23] se determina:

$$k_A = 2,2 \frac{4}{2,76} = 3,19 \Rightarrow k_A = 3,19$$

Luego, se obtiene el valor del pretensado T_V con [22] (Página N° 71 Inciso [2.2.4.5.3.](#)):

$$T_V = 0,5 \cdot 3,19 \cdot 126,745 - 56,96 - 40 = 105,19 \Rightarrow T_V = 105,19 \text{ [kg]}$$

Si $T_V > 0$ es necesario disponer de un elemento tensor, si no el sistema es autotensante. En este caso, se dispone de un tensor a tornillo (el más utilizado en estos elevadores).

Una vez calculadas todas las fuerzas involucradas, de [22] (Página N° 71 Inciso [2.2.4.5.3.](#)) se determina:

$$T_1 = F_U + F_S + T_V + T_T = 126,745 + 56,96 + 105,19 + 40 = 328,89 \Rightarrow T_1 = 328,89 \text{ [kg]}$$

De [18] y [19] (Página N° 70 Inciso [2.2.4.5.3.](#)) se obtiene:

$$T_{max} = T_1 \cdot s = 328,89 \cdot 5 = 1.644,45 \Rightarrow T_{max} = 1.644,45 \text{ [kg]}$$

$$T_{nom} = \frac{T_{max}}{b} = \frac{1.644,45}{40} = 41,11 \Rightarrow T_{nom} = 41,11 \left[\frac{\text{kg}}{\text{cm}} \right]$$

Se verifica que T_{nom} es menor a la tensión de trabajo de la banda $T_w = 80 \left[\frac{\text{kg}}{\text{cm}} \right]$.

2.2.5.5.4. Verificación de Tensiones (Ecuación de Eytelwein)

Una vez determinada la tensión máxima, se debe verificar la ecuación fundamental de las poleas para el arranque ([24] Página N° 73 Inciso [2.2.4.5.4.](#)) como para el régimen de marcha ([25] Página N° 73 Inciso [2.2.4.5.4.](#)). Para ello es necesario calcular la tensión en el ramal conducido T_2 y la tensión de arranque T_{A1} :

$$T_2 = F_S + T_V + T_T = 56,96 + 105,19 + 40 = 202,15 \Rightarrow T_2 = 202,15 \text{ [kg]}$$

$$T_{A1} = F_A + F_S + T_V + T_T = k_A \cdot F_U + F_S + T_V + T_T =$$

$$= 3,19 \cdot 126,745 + 56,96 + 105,19 + 40 = 606,47 \Rightarrow T_{A1} = 606,47 \text{ [kg]}$$

Por otra parte, α es el ángulo de contacto entre la banda y el tambor. Considerando que ambos tambores tienen las mismas dimensiones, se tiene $\alpha = 180^\circ$. Haciendo uso de la Tabla N° 38 (Página N° 74 Inciso [2.2.4.5.4.](#)), con μ y α , se determina que:

En régimen (marcha), se debe verificar que $\frac{T_1}{T_2} \leq e^{\mu_B \cdot \alpha}$ según [24] (Página N° 73):

$$\frac{T_1}{T_2} = \frac{328,89}{202,15} = 1,63 \leq 4 = e^{\mu_B \cdot \alpha}$$

Para el arranque, se debe cumplir que $\frac{T_{A1}}{T_2} \leq e^{\mu_A \cdot \alpha}$ de acuerdo a [25] (Página N° 73):

$$\frac{T_{A1}}{T_2} = \frac{606,47}{202,15} = 3 \leq 4,11 = e^{\mu_A \cdot \alpha}$$

Ambas ecuaciones verifican, o sea se cumplen las condiciones necesarias en la banda.

2.2.5.5.5. Verificación del Número de Telas

El número mínimo de telas n_{telas} se calcula según [26] (Página 75 Inciso [2.2.4.5.5.](#)):

$$n_{telas} = \frac{T_{max}}{b \cdot z} = \frac{1.644,45}{40 \cdot 20} = 2,05 \Rightarrow n_{telas} = 2,05 \text{ [telas]}$$

Se verifica que el número de telas de la banda preseleccionada (4) es correcto. Por lo tanto, se adopta la Banda **Velta VT-EP 800/4** de TRACSA (la preseleccionada).

2.2.5.6. Selección de Tambores del Elevador N° 2

Tambor Superior: Como se determinó en los Incisos [2.2.5.5.1.](#) y [2.2.5.5.2.](#) en función a la banda seleccionada se determinó un diámetro mínimo del tambor de $\phi_t = 500 \text{ [mm]}$ y un ancho mínimo de tambor de $w_t = 500 \text{ [mm]}$. En base a dichas dimensiones, de la Página N° 12 del Catálogo de Tambores ROTRANS se escoge un **Tambor Banda 500** con las siguientes especificaciones (ver croquis en Figura N° 22 Inciso [2.1.2.2.3.](#)):

Tabla N° 49. Tabla de Dimensiones para Tambores Superiores 500 de ROTRANS.

D	A	B	C	d	d1	d2	S	R	SOPORTE
216 241	600	755	980	50	40	35	162,5	100	SNL-509
		765	1020	60	50	45	187,5	120	SNL-511
		780	1065	70	60	55	210	135	SNL-513
320	600	765	1020	60	50	45	187,5	120	SNL-511
		780	1065	70	60	55	210	135	SNL-513
		790	1100	80	70	65	230	150	SNL-516
505 404	600	780	1065	70	60	55	210	135	SNL-513
		790	1100	80	70	65	230	150	SNL-516
		810	1150	90	80	75	250	160	SNL-518
		830	1215	100	90	85	280	175	SNL-520

La longitud total del eje así como el diámetro "d2" y la longitud "R" dependerán del tipo y modelo de reductor.

Como se ve en la Figura N° 58 (Inciso [2.2.4.6.](#)), el sistema de fijación utilizado entre el eje y el tambor es con anillos de presión.

Tambor Inferior: Presenta las mismas dimensiones que el tambor superior, pero su configuración es de jaula de ardilla. En base a dichas dimensiones, de la Página N° 12 del Catálogo de Tambores ROTRANS se escoge un **Tambor Banda 500** con las siguientes especificaciones (ver croquis en Figura N° 23 Inciso [2.1.2.2.4.](#)):

Tabla N° 50. Tabla de Dimensiones para Tambores Inferiores 500 de ROTRANS.

D	A	B	C	d	d1	SOPORTE
216 241	600	755	880	50	40	SNL-509
		765	900	60	50	SNL-511
		780	930	70	60	SNL-513
320	600	765	900	60	50	SNL-511
		780	930	70	60	SNL-513
		790	950	80	70	SNL-516
505 404	600	780	930	70	60	SNL-513
		790	950	80	70	SNL-516
		810	990	90	80	SNL-518
		830	1040	100	90	SNL-520

Como se ve en la Figura N° 59 (Inciso [2.2.4.6.](#)), el sistema de fijación utilizado entre el eje y el tambor es por soldadura. Por otra parte, por tratarse de un sistema jaula de ardilla no se emplea recubrimiento de goma.

2.2.5.7. Cálculo de Longitud y Peso de la Banda del Elevador N° 2

La longitud de la banda viene dada por [27] (Página N° 77 Inciso [2.2.4.7.](#)):

$$L_{banda} = \frac{\pi(d_{inf} + d_{sup} + e)}{2} + 2 H_{descarga} = \frac{\pi(0,505 + 0,505 + 0,005)}{2} + 2 \cdot 7,35 =$$

$$= 16,29 \Rightarrow L_{banda} = 16,29 [m]$$

La banda seleccionada pesa $w_A = 9,4 \left[\frac{kg}{m^2} \right]$ y el área total de la banda A viene dada por:

$$A = L_{banda} \cdot b = 16,29 \cdot 0,4 = 6,52 \Rightarrow A = 6,52 [m^2]$$

Luego, es peso total de la banda w_{banda} se obtiene como:

$$w_{banda} = w_A \cdot A = 9,4 \cdot 6,52 = 61,29 \Rightarrow w_{banda} = 61,29 [kg]$$

2.2.5.7.1. Selección del Empalme de la Banda del Elevador N° 2

Se utilizará un sistema de mordazas de la marca 4B (Figura N° 60 [Inciso 2.2.4.7.1.](#)). En base a la tensión de la banda, se seleccionó el modelo Vise Splice que soporta hasta $1.400 \left[\frac{kg}{cm} \right]$, de material no ferroso (antichispa y anticorrosivo). Se requiere una mordaza por cada $50 [mm]$ de ancho de banda, por lo que se emplearán 8 mordazas. Como el espesor de la banda es mayor a $\frac{1}{2}''$, se emplearán pernos de $9/16'' \times 5''$.

2.2.5.8. Cálculo de Cantidad de Cangilones del Elevador N° 2

La cantidad de cangilones n_{cang} a emplear viene dada por:

$$n_{cang} = \frac{L_{banda}}{paso} = \frac{16,29}{0,49632} = 32,82 \Rightarrow n_{cang} = 33 [cangilones]$$

2.2.5.9. Unidad de Accionamiento del Elevador N° 2

2.2.5.9.1. Selección del Motor

Del Inciso [2.2.5.4.](#) se tiene que la potencia mínima para transportar el material es $N_{min} = 2,76 [HP]$. Luego, adoptando una potencia mayor de la Página N° 34 del Catálogo de Motores se escoge el Motor WEG Línea W22 de $N_{mot} = 4 [HP]$ de Potencia, 4 polos y $n_{mot} = 1.500 [r.p.m.]$ de Velocidad. El mismo tiene una carcasa tipo 100 L.

2.2.5.9.2. Selección del Acoplamiento Elástico N° 1

De la Tabla N° 25 (Página N° 50) se selecciona el factor de servicio f_s de acuerdo a la aplicación (transportador a cinta). En este caso: $f_s = 1,5$.

Luego, se tiene que la potencia necesaria a transmitir por el acople P_{nec} es de:

$$P_{nec} = P \cdot f_s = 4 \cdot 1,5 = 6 \Rightarrow P_{nec} = 6 [HP]$$

Con la P_{nec} y la velocidad angular $n_{mot} = 1.500 [r.p.m.]$ de la Tabla N° 26 (Página N° 51) se obtiene el modelo de acople: **A20**. Se verificó que el acople soporta el torque nominal y el torque de arranque.

Se estima un rendimiento del 98% por parte del acople elástico, por lo que la potencia y la velocidad de salida estarán afectadas por este:

$$N_{AE_1} = \eta \cdot N_{mot} = 0,98 \cdot 4 = 3,92 \Rightarrow N_{AE_1} = 3,92 [HP]$$

$$n_{AE_1} = \eta \cdot n_{mot} = 0,98 \cdot 1.500 = 1.470 \Rightarrow n_{AE_1} = 1.470 [r.p.m.]$$

2.2.5.9.3. Selección del Reductor de Ejes Paralelos

La velocidad de salida del reductor se puede estimar por la velocidad de la banda del elevador $v = 1,64 \left[\frac{m}{s} \right]$ y el diámetro del tambor superior $d_{sup} = 0,505 [m]$, por lo que se puede determinar ω y n según las siguientes expresiones:

$$\omega = \frac{v}{r} = \frac{1,64}{0,25} = 6,56 \Rightarrow \omega = 6,56 \left[\frac{rad}{s} \right]$$

$$n = \omega \frac{60}{2\pi} = \frac{v \cdot 60}{r \cdot 2\pi} = \frac{v \cdot 60}{r_{sup} \cdot 2\pi} = \frac{1,64 \cdot 60}{0,25 \cdot 2\pi} = 62,64 \Rightarrow n = 62 [r.p.m.]$$

Siguiendo los pasos del Catálogo de Reductores Lentax para la selección se determina:

1) Potencia Efectiva: Es la potencia mínima necesaria para el accionamiento del Elevador: $N_{mín} = 2,76 [HP]$. Teniendo en cuenta que a la salida del reductor se colocará un acoplamiento elástico, se debe afectar por el rendimiento de este (estimado en 98%). De esta manera, la potencia mínima necesaria a la salida del reductor $N_{mín sr}$ es:

$$N_{mín sr} = \frac{N_{mín}}{\eta_{AE_2}} = \frac{2,76}{0,98} = 2,82 \Rightarrow N_{mín sr} = 2,82 [HP] = 2,13 [kW]$$

Adoptando 2 etapas de reducción, el rendimiento del reductor se obtiene según:

$$\eta_{reductor} = (0,98)^{n'} = (0,98)^2 = 0,96 \Rightarrow \eta_{reductor} = 0,96$$

Luego, la potencia efectiva N_{ef} viene dada por la expresión:

$$N_{ef} = \eta_{reductor} \cdot N_{min\ sr} = 0,96 \cdot 2,82 = 2,71 \Rightarrow N_{ef} = 2,71 [HP] = 2,04 [kW]$$

Se debe verificar que la potencia a la entrada del reductor N_{AE_1} (salida del acople elástico N° 1) sea mayor a la potencia efectiva N_{ef} . Esto se cumple ya que:

$$N_{AE_1} = 3,92 [HP] = 2,96 [kW] \geq 2,04 [kW] = N_{ef}$$

2) Factor de Servicio: De la Página N° 8 del Catálogo de Reductores Lentax se determina el f_1 , en base al tipo de máquina a accionar y el tiempo de servicio. Al ser un elevador de cangilones para granos que funcionará durante 24 horas se tiene que: $f_1 = 1,6$. De la Página N° 12 del mismo catálogo se determina el f_2 , en función al tipo de motor que impulsa el elevador. Por tratarse de un motor eléctrico: $f_2 = 1$. Así mismo, se escoge el f_3 , según la frecuencia de maniobras. Se considera que en condiciones normales el motor no arrancará más de 20 veces por hora por lo que: $f_3 = 1,2$.

Luego, el factor de servicio del reductor f_s viene dado por:

$$f_s = f_1 \cdot f_2 \cdot f_3 = 1,6 \cdot 1 \cdot 1,2 = 1,92 \Rightarrow f_s = 1,92$$

3) Potencia Equivalente: La potencia equivalente N_{eq} viene dada por:

$$N_{eq} = f_s \cdot N_{ef} = 1,92 \cdot 2,71 = 5,2 \Rightarrow N_{eq} = 5,2 [HP] = 3,92 [kW]$$

4) Relación de Transmisión: La relación de transformación i se obtiene según:

$$i = \frac{n_{ent}}{n_{sal}} = \frac{n_{AE_1}}{n_{sal}} = \frac{1.470}{62} = 23,7 \Rightarrow i = 23,7$$

Se adopta la menor relación de transmisión que le sigue por catálogo ($i = 20$).

5) **Preselección de Reductor:** Entrando en la Tabla N° 51 (Página N° 16 Catálogo Lentax) con una velocidad de salida de 1.500 [r.p.m.] y una relación de transmisión $i = 20$, se busca una potencia nominal mayor a la potencia equivalente $N_{eq} = 3,92 [kW]$. Se preselecciona el Modelo DP 100 con una potencia nominal de 8,61 [kW].

Tabla N° 51. Preselección de Reductor de Ejes Paralelos.

POTENCIAS MECANICAS (kW) Y RELACIONES NOMINALES POWER RATING (kW) AND NOMINAL RATIO Doble Reducción -Ejes Paralelos. Double Reduction -Helical Gear Units											
Modelo Model	n1 (r.p.m.)	Relaciones Nominales Nominal Ratio									
		6,3*	8*	10*	12,5*	16	20	22,5	25	28	31,5
DP 100	1800	25,1	24,6	20,5	13,9	12,7	10,0	8,60	6,81	6,72	5,37
	1500	21,7	21,3	17,7	12,0	11,0	8,61	7,43	5,89	5,81	4,64
	1200	17,9	17,5	14,6	10,1	8,73	6,89	5,93	4,70	4,62	3,67
	1000	15,3	14,9	12,5	8,76	7,21	5,74	4,93	3,90	3,83	3,02
	900	14,0	13,4	11,3	7,94	6,53	5,18	4,46	3,52	3,45	2,72
	750	12,1	11,2	9,42	6,70	5,52	4,34	3,75	2,94	2,87	2,28

6) **Potencia Térmica:** De la Tabla N° 52 (Página N° 13 Catálogo de Reductores Lentax) se obtiene la potencia térmica básica, que corresponde a un funcionamiento continuo con 20° de temperatura ambiente.

Tabla N° 52. Potencia Térmica Nominal del Reductor.

b) Doble reducción
b) Double reduction

Tipo de Refrigeración Type of cooling Ventilación natural Natural cooling	Velocidad del aire Air velocity	Tamaño Unit size									
		100	125	140	160	180	200	225	250	280	320
Espacios cerrados muy reducidos Reduced clearances	>=0,5 m/seg	13,4	22	26	35	51	71	90	122	183	210
Espacios cerrados normales Normal clearances	>=1,4 m/seg	18,2	30	37	51	73	99	129	175	254	292
A la intemperie In the open	>=3,7 m/seg	24,9	41	50	68	99	130	169	232	342	395

Se observa que para un Modelo 100 de dos etapas, con ventilación natural e instalado a la intemperie, la potencia térmica es $N_{ter} = 24,9 [kW]$. Dicha potencia debe ser corregida por un factor de temperatura f_w , en función de las condiciones reales de trabajo. El mismo se obtiene de la Tabla N° 43 (Página N° 82 Inciso 2.2.4.9.4.) siendo $f_w = 0,63$. Luego, la potencia térmica real N_{tr} viene dada por:

$$N_{tr} = f_w \cdot N_{ter} = 0,63 \cdot 24,9 = 15,69 \Rightarrow N_{tr} = 15,69 [kW]$$

Se debe verificar que la potencia térmica real N_{tr} sea mayor a la potencia efectiva N_{ef} , lo cual se cumple ya que: $N_{tr} = 15,69[kW] \geq 2,04[kW] = N_{ef}$.

Por otra parte, se corroboró que el reductor cumpla con la potencia de arranque y verifique las cargas radiales. Por lo tanto, se selecciona el Reductor Modelo DP 120 ($i = 20$).

El rendimiento del reductor es de 96% por lo que la potencia a la salida de este es:

$$N_{red} = \eta_{reductor} \cdot N_{AE_1} = 0,96 \cdot 3,92 = 3,76 \Rightarrow N_{red} = 3,76 [HP]$$

La velocidad de salida es afectada por dicho rendimiento y por la relación de transmisión:

$$n_{red} = \eta_{reductor} \cdot \frac{n_{AE_1}}{i} = 0,96 \cdot \frac{1.470}{20} = 70 \Rightarrow n_{red} = 70 [r.p.m.]$$

2.2.5.9.4. Selección del Acoplamiento Elástico N° 2

De la Tabla N° 25 (Página N° 50), se selecciona el factor de servicio f_s de acuerdo a la aplicación (transportador a cinta). En este caso: $f_s = 1,5$. Luego, se tiene que la potencia necesaria a transmitir por el acople P_{nec} (según dicho factor) es:

$$P_{nec} = P \cdot f_s = 4 \cdot 1,5 = 6 \Rightarrow P_{nec} = 6 [HP]$$

Con la P_{nec} y la velocidad angular $n_{red} = 70 [r.p.m.]$ de la Tabla N° 26 (Página N° 51) se obtiene el modelo de acople: **A50**. Se verificó que el acople soporta el torque nominal y el torque de arranque.

Se estima un rendimiento del 98% por parte del acople elástico, por lo que la potencia y la velocidad de salida estarán afectadas por dicho factor, resultando:

$$N_{AE_2} = \eta \cdot N_{red} = 0,98 \cdot 3,76 = 3,68 \Rightarrow N_{AE_2} = 3,68 [HP]$$

$$n_{AE_2} = \eta \cdot n_{red} = 0,98 \cdot 70 = 68 \Rightarrow n_{AE_2} = 68 [r.p.m.]$$

Se debe verificar que la potencia a la salida del acoplamiento elástico N° 2 N_{AE_2} sea mayor a la mínima necesaria para impulsar el elevador N_{min} , lo cual se cumple ya que:

$$N_{AE_2} = 3,68 [HP] \geq 2,76 [HP] = N_{min}$$

2.2.5.10. Verificación de Velocidad de Banda y Caudal del Elevador N° 2

Una vez seleccionado el mando, se debe verificar la velocidad lineal de la banda. Se tiene que la velocidad angular del transporte será $n_{AE_2} = 68 [r.p.m.]$, por lo que:

$$n = \omega \frac{60}{2\pi} = \frac{v 60}{r 2\pi} \Rightarrow v = \frac{n \cdot r \cdot 2\pi}{60} = \frac{n_{AE_2} \cdot r_{sup} \cdot 2\pi}{60} = \frac{68 \cdot 0,25 \cdot 2\pi}{60} = 1,75 \Rightarrow$$

$$\Rightarrow v = 1,75 \left[\frac{m}{s} \right]$$

Se debe verificar que la velocidad de la banda está entre 0,9 y 2,8 $\left[\frac{m}{s} \right]$, lo cual se cumple.

Así mismo, se cumple que $Q \geq Q_{nec} = 45 \left[\frac{tn}{h} \right]$ ya que:

$$Q = 3,6 \cdot z \cdot q \cdot \varphi \cdot v \cdot \gamma = 3,6 \cdot 2,02 \cdot \left(\frac{5,97}{1000} \right) \cdot 0,8 \cdot 1,75 \cdot 795 = 48,32 \Rightarrow Q = 48,32 \left[\frac{tn}{h} \right]$$

2.2.5.11. Selección y Dimensionamiento de Estructuras del Elevador N° 2

De la Página N° 13 del Catálogo de Elevadores SCAFCO, se eligen las dimensiones estándares del Modelo SSB48-200 Supreme para los pantalones, la base y el cabezal del elevador, las cuales se pueden observar en la Tabla N° 6 (Página N° 28 Inciso [2.1.2.2.5.3](#)).

La profundidad total del elevador V viene dado por el largo de la transmisión según:

$$V = A + l_1 + l_2 + l_3 + l_4 = 762,6 + 376 + 80 + 230 + 140 = 1.588,6 \Rightarrow$$

$$\Rightarrow V = 1.588,6 [mm]$$

Donde:

l_1 = Largo del motor eléctrico [mm],

$l_2 =$ Ancho del acoplamiento elástico N° 1 [mm],

$l_3 =$ Largo del reductor [mm],

$l_4 =$ Ancho del acoplamiento elástico N° 2 [mm].

Al no agregarse ningún accesorio la altura de descarga se relaciona con la altura del pantalón de acuerdo a la siguiente expresión:

$$h_{descarga} = h_{pantalón} + J \Rightarrow h_{pantalón} = h_{descarga} - J = 7,35 - 0,972 = 6,38$$

$$\Rightarrow h_{pantalón} = 6,38 [m]$$

La altura total del elevador N° 2 h_{total} es:

$$h_{total} = J + h_{pantalón} + R = 0,972 + 6,38 + 0,737 = 8,09 \Rightarrow h_{total} = 8,09 [m]$$

Se debe verificar (dimensionalmente) que:

- El ancho del pantalón **A** (762,6 [mm]) es mayor al ancho de los tambores (600 [mm]).
- La profundidad del pantalón **B** (364 [mm]) es mayor a la proyección del cangilón (225,6 [mm]) más el espesor de la banda (6 [mm]) (231,6 [mm]).
- La distancia entre pantalones **C** (485 [mm]) es menor al diámetro de los tambores (505 [mm]).
- La altura del centro del eje del tambor inferior **J** (972 [mm]) es mayor a la suma del radio del tambor inferior (252,5 [mm]) y la proyección del cangilón (225,6 [mm]) (478,1 [mm]).
- La altura del cabezal **R** (737 [mm]) es mayor a la suma del radio del tambor superior (252,5 [mm]) y la proyección del cangilón (225,6 [mm]) (478,1 [mm]).

Se cumplen todas las condiciones.

2.2.5.11.1. Verificación del Área de la Boca de Descarga del Elevador N° 2

Del Inciso [2.2.3.8.](#) se tiene que el flujo volumétrico mínimo para asegurar el caudal es $\dot{U} = 0,016 \left[\frac{m^3}{s} \right]$. Con una velocidad de banda de $v = 1,75 \left[\frac{m}{s} \right]$, el área mínima de la boca de descarga del elevador para cumplir con el flujo volumétrico debe ser:

$$A_{min} = \frac{\dot{U}}{v} = \frac{0,016}{1,75} = 0,0091 \Rightarrow A_{min} = 0,0091 [m^2] = 91,43 [cm^2]$$

Según las dimensiones especificadas anteriormente, la boca de descarga del Elevador N° 2 tiene la siguiente área A_{DE} :

$$A_{DE} = N \cdot A = 20,6 \cdot 76,26 = 1.570,96 \Rightarrow A_{DE} = 1.570,96 [cm^2]$$

Se verifica que $A_{DE} \geq A_{min}$.

2.2.5.12. Cálculo de Cañerías de Descarga

Desde el Elevador N° 2 hacia los camiones o carros a llenar, el trigo se moverá por gravedad a través de una cañería de descarga **CB3**. Se tiene que el caudal deseado es $Q_d = 45 \left[\frac{tn}{h} \right]$ y la velocidad aproximada para el cereal es de $v = 2,7 \left[\frac{m}{s} \right]$, por lo que la sección mínima $A_{mín}$ del caño vendrá dada por:

$$Q_d = v \cdot A_{mín} \Rightarrow A_{mín} = \frac{Q_d}{v} = \frac{45 \cdot 0,795}{2,7 \cdot 3.600} = 0,00368 \Rightarrow$$

$$\Rightarrow A_{mín} = 0,00368 [m^2]$$

Se adopta una sección circular, por lo que el diámetro mínimo teórico $d_{mín t}$ es:

$$A_{mín} = \frac{\pi \cdot d_{mín t}^2}{4} \Rightarrow d_{mín t} = \sqrt{\frac{4 A_{mín}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,00368}{\pi}} = 0,06845 \Rightarrow$$

$$\Rightarrow d_{mín t} = 0,06845[m] = 68,45[mm]$$

Adoptando un coeficiente de llenado $\xi = 0,7$ y teniendo en cuenta el espesor del revestimiento antiabrasivo $e = 3[mm]$ se obtiene que:

$$d_{\min} = \frac{d_{\min t}}{\xi} + 2 \cdot e = \frac{68,45}{0,7} + 2,3 = 103,78 \Rightarrow d_{\min} = 103,78 \text{ [mm]}$$

Se adopta un diámetro estándar de $108,03 \text{ [mm]} = 4,25 \text{ ''}$.

Haciendo referencia a la Figura N° 61 (Página N° 88 Inciso [2.2.5.1.](#)) se obtiene la longitud del caño de bajada l_c como:

$$l_c = \sqrt{c^2 + x^2} = \sqrt{2,35^2 + 2,35^2} = 3,32 \Rightarrow l_c = 3,32 \text{ [m]}$$

2.2.6. Redlers (Transportadores a Cadena)

Para el cálculo y dimensionamiento de los redlers se tomaron como guía los catálogos y recomendaciones de los fabricantes Metalmax S.R.L. y Power Chain S.A.

2.2.6.1. Redlers N° 3, 5, 7 y 9

Son los redlers que realizan el llenado de los primeros silos de las Líneas N° 1, 2, 3 y 4.

2.2.6.1.1. Cálculo de Capacidad de Transporte

En los casos de disposición horizontal, la masa de producto que se desliza en la caja del transportador obedece a la siguiente ecuación (Página N° 65 Catálogo Metalmax):

$$Q_t = 3600 \cdot S_u \cdot v_t \cdot \gamma \quad [28]$$

Donde:

$$Q_t = \text{Caudal Teórico de Cereal} \left[\frac{tn}{h} \right],$$

$$S_u = \text{Sección Útil} [m^2],$$

$$v_t = \text{Velocidad Tangencial de la Cadena} \left[\frac{m}{s} \right],$$

$$\gamma = \text{Peso Específico del Material a transportar} \left[\frac{tn}{m^3} \right].$$

La capacidad de transporte deseada es $Q_d = 90 \left[\frac{tn}{h} \right]$, por lo que se debe adoptar una velocidad tangencial de la cadena v_t y una sección útil de trabajo S_u (según recomendaciones del fabricante), para luego con [28] verificar que el caudal de trabajo sea el adecuado.

Para transportes livianos (de capacidades hasta $Q = 40 \left[\frac{tn}{h} \right]$) se adoptan velocidades inferiores a $v = 0,4 \left[\frac{m}{s} \right]$, mientras que para capacidades de hasta $Q = 150 \left[\frac{tn}{h} \right]$ se admiten velocidades de hasta $v = 0,8 \left[\frac{m}{s} \right]$ (Página N° 65 Catálogo Metalmax).

En casos de redlers horizontales, es recomendable que la sección de la caja sea cuadrada. Se adopta una sección de $25 [cm] \times 25 [cm]$ o sea $S_u = 0,0625 [m^2]$

Luego, el caudal de trabajo es, según [28]:

$$Q_t = 3600 \cdot S_u \cdot v_t \cdot \gamma = 3600 \cdot 0,0625 \cdot 0,8 \cdot 0,795 = 143,1 \Rightarrow Q_t = 143,1 \left[\frac{tn}{h} \right]$$

Para transportadores con cierta inclinación (ángulo α), la capacidad teórica Q_t debe afectarse por un coeficiente de inclinación k_α y así resulta:

Tabla N° 53. Factor de Corrección de Caudal por Inclinación.

Ángulo de Inclinación α	Coefficiente k_α	Caudal $Q_\alpha = k_\alpha \cdot Q_t$
$\alpha = 0^\circ$	1	Q_t
$0^\circ < \alpha < 5^\circ$	0,9	$0,9 \cdot Q_t$
$6^\circ < \alpha < 10^\circ$	0,8	$0,8 \cdot Q_t$
$11^\circ < \alpha < 15^\circ$	0,7	$0,7 \cdot Q_t$

Estimando una inclinación menor al 5° , de la Tabla N° 53 se obtiene:

$$Q_\alpha = k_\alpha \cdot Q_t = 0,9 \cdot 143,1 = 128,79 \Rightarrow Q_\alpha = 128,79 \left[\frac{tn}{h} \right]$$

Una vez determinado el Q_α se obtiene el caudal de trabajo real Q , afectando al mismo por un coeficiente de llenado que suele ser del 80%. Por lo tanto:

$$Q = 0,8 \cdot Q_{\alpha} = 0,8 \cdot 128,79 = 103,03 \Rightarrow Q = 103,03 \left[\frac{tn}{h} \right]$$

Se debe verificar que el caudal de trabajo real sea mayor al caudal deseado ($Q > Q_d$).

2.2.6.1.2. Selección de la Cadena de Transporte

Según las recomendaciones de Power Chain, de acuerdo al ancho de la caja de transporte se puede elegir una serie de cadena:

* Anchos promedios usados para el cálculo de los pesos indicados:
 De G-1000 a G-1650 A= 200 mm ; CAJA= 230 mm
 De G-1700 a G-2200 A= 400 mm ; CAJA= 430 mm
 De G-2300 a G-3000 A= 600 mm ; CAJA= 630 mm
 ** El ancho A será 30 mm menor que el ancho de la caja de transporte
 "A": se fabrican en los anchos que se soliciten

Figura N° 62. Series de Cadenas de Redlers.

Se observa que la caja más aproximada es la de la serie G-1000 a G-1650, por lo que se adopta la cadena de la **Serie G-1300** que tiene un Paso de $P_c = 100[mm]$, un Peso por unidad de longitud de $W_c = 4,6 \left[\frac{kg}{m} \right]$ y una Carga de Rotura Nominal $T_r = 6.000 [kg]$ (Página N° 4 Catálogo Power Chain).

Tabla N° 54. Tabla para Selección de Cadena de Transporte.

Cadenas serie G								
Cadena Poch N°	Paso (mm)	Carga rotura (Kg)	Peso x metro (Kg/mt)	Ancho interno W (mm)	Diámetro buje B (mm)	Diámetro perno E (mm)	Altura placa H (mm)	Espesor placa T (mm)
G-1000	101,6	6.000	4,50	25,4	17	11,1	38,1	4,76
G-1100		10.000	7,00	31,7	19	12,7	38,1	6,35
G-1200		13.000	8,10	31,7	20	14	44,4	6,35
G-1300	100	6.000	4,60	25,4	17	11,1	38,1	4,76
G-1400		10.000	7,20	31,7	19	12,7	38,1	6,35
G-1500		13.000	8,30	31,7	20	14	44,4	6,35
G-1600	152,4	6.000	3,75	25,4	17	11,1	38,1	4,76

2.2.6.1.3. Cálculo de la Potencia a Transmitir por la Cadena de Transporte

Del layout se relevan las distancias que debe cubrir el redler. La distancia horizontal entre ejes es de $L_H = 31,4 [m]$ y se estima que la distancia vertical entre ejes es de $L_V = 1 [m]$.

Esta última dimensión se tiene en cuenta por que estos redlers van “montados” sobre los siguientes a los que abastecen (el R3 alimenta al R4, el R5 al R6 y el R7 al R8). Si bien el Redler N° 9 no alimenta a ningún otro, se dimensiona de la misma forma por dos motivos: **(I)** para estandarizar los activos (repuestos) y **(II)** para contemplar si en el futuro se quiere ampliar la capacidad de acopio de la planta, sumando más silos a la Línea N° 4.

La potencia básica necesaria para el transporte del material N_0 viene dada por [29] (extraída de la Página N° 66 del Catálogo de Metalmax):

$$N_0 = \frac{Q_d (L_H + 3L_V) + 7,2 \cdot W_c \cdot L_H \cdot v}{C_f \cdot 540} \text{ [CV]} \quad [29]$$

Donde:

L_H = Distancia Horizontal entre Ejes [m],

L_V = Distancia Vertical entre Ejes [m],

C_f = Coeficiente de Fricción. Para trigo y maíz se adopta el valor $C_f = 0,85$.

Se debe incrementar en un 10% la potencia para contemplar los arranques con el transportador cargado, por lo que se toma un factor de arranque $f_a = 1,1$. La potencia mínima necesaria $N_{mín}$ viene dada por [30] (extraída de la Página N° 66 del Catálogo de Metalmax):

$$N_{mín} = f_a \cdot N_0 \quad [30]$$

Luego, de [29] se determina N_0 como:

$$N_0 = \frac{90 (31,4 + 3 \cdot 1) + 7,2 \cdot 4,6 \cdot 31,4 \cdot 0,8}{0,85 \cdot 540} = 8,56 \Rightarrow N_0 = 8,56 \text{ [CV]} = 8,39 \text{ [HP]}$$

De [30], la potencia mínima necesaria para el transporte $N_{mín}$ viene dada por:

$$N_{mín} = f_a N_0 = 1,1 \cdot 8,39 = 9,23 \Rightarrow N_{mín} = 9,23 \text{ [HP]}$$

2.2.6.1.4. Selección de las Ruedas

De la Página N° 8 del Catálogo de Power Chain, con el paso y el número de dientes se determina el Diámetro Primitivo de la Corona $D_p = 230,48 [mm]$ (Tabla N° 55).

Tabla N° 55. Diámetro Primitivo de la Corona.

Diámetros Primitivos (mm)										
N° de dientes Paso P (mm)	6	6.5	7	7.5	8	8.5	9	9.5	10	10.5
100	200	215,18	230,48	245,86	261,31	276,82	292,38	307,98	323,61	339,26
101,6	203,2	218,62	234,16	249,79	265,49	281,25	297,06	312,90	328,78	344,69
150	300	322,77	345,71	368,79	391,97	415,23	438,57	461,96	485,41	508,90
152,4	304,8	327,94	351,25	374,69	398,24	421,88	445,59	469,36	493,17	517,04
200	400	430,36	460,95	491,72	522,62	553,65	584,76	615,95	647,21	678,53
203,2	406,4	437,25	468,32	499,59	530,98	562,50	594,12	625,81	657,57	689,39

Luego, la velocidad tangencial de la cadena v_t viene dada por la expresión [31] (Página N° 8 del Catálogo de Power Chain):

$$v_t = \pi \frac{D_p}{1.000} \frac{n}{60} \quad [31]$$

Donde:

n = Velocidad angular de la corona [r. p. m.].

Despejando [31] y usando que $v = 0,8 \left[\frac{m}{s} \right]$, se obtiene:

$$n = \frac{v_t \cdot 60 \cdot 1.000}{\pi \cdot D_p} = \frac{0,8 \cdot 60 \cdot 1.000}{\pi \cdot 230,48} = 66,29 \Rightarrow n = 66 [r. p. m.]$$

De la Tabla N° 54 (Página N° 107) se observa que el ancho interno de la cadena es $W = 25,4 [mm]$. Luego, el espesor de la corona t viene dado por:

$$t = 0,9 W = 0,9 \cdot 25,4 = 22,86 \Rightarrow t = 22,86 [mm]$$

Para una rueda de cubo a ambos lados, el ancho total de la misma L_2 se obtiene como:

$$L_2 = t + 90 = 22,86 + 90 = 112,86 \Rightarrow L_2 = 112,86 [mm]$$

Teniendo en cuenta que el diámetro del buje $B = 17$ [mm] (Tabla N° 54 Página N° 107), se determina el diámetro exterior D_e de la corona como:

$$D_e = D_p + 0,8 \cdot B = 230,48 + 0,8 \cdot 17 = 244,08 \Rightarrow D_e = 244,08 \text{ [mm]}$$

2.2.6.1.5. Selección del Motor

De [30] se tiene que la potencia mínima para transportar el material es $N_{mín} = 9,23$ [HP]. Luego, adoptando una potencia mayor de la Página N° 34 del Catálogo de Motores WEG, se escoge el Motor WEG Línea W22 de $N_{mot} = 12,5$ [HP] de Potencia, 4 polos y $n_{mot} = 1.500$ [r.p.m.]. El mismo presenta una carcasa tipo 160 M.

2.2.6.1.6. Selección del Acoplamiento Elástico N° 1

De la Tabla N° 25 (Página N° 50), se selecciona el factor de servicio f_s de acuerdo a la aplicación (transportador a cadena). En este caso: $f_s = 1,5$. Luego, se tiene que la potencia necesaria a transmitir por el acople P_{nec} (según dicho factor) es de:

$$P_{nec} = P \cdot f_s = 12,5 \cdot 1,5 = 18,75 \Rightarrow P_{nec} = 18,75 \text{ [HP]}$$

Con la P_{nec} y la velocidad angular $n_{mot} = 1.500$ [r.p.m.] de la Tabla N° 26 (Página N° 51) se selecciona el modelo de acople: **A35**. Se verificó que el acople soporta el torque nominal y el torque de arranque.

Se estima un rendimiento del 98% por parte del acople elástico, por ende, la potencia y la velocidad de salida estarán afectadas por dicho factor:

$$N_{AE_1} = \eta \cdot N_{mot} = 0,98 \cdot 12,5 = 12,25 \Rightarrow N_{AE_1} = 12,25 \text{ [HP]} = 9,24 \text{ [kW]}$$

$$n_{AE_1} = \eta \cdot n_{red} = 0,98 \cdot 1.500 = 1.470 \Rightarrow n_{AE_1} = 1.470 \text{ [r.p.m.]}$$

2.2.6.1.7. Selección del Reductor de Ejes Paralelos

1) Potencia Efectiva: Es la potencia teórica necesaria para el accionamiento del redler $N_{mín} = 9,23$ [HP]. Teniendo en cuenta que a la salida del reductor se colocará un acoplamiento elástico, se debe afectar por el rendimiento del mismo. De esta manera, la potencia mínima necesaria a la salida del reductor $N_{mín sr}$ es:

$$N_{\min sr} = \frac{N_{\min}}{\eta_{AE_2}} = \frac{9,23}{0,98} = 9,42 \Rightarrow N_{\min sr} = 9,42 [HP] = 7,11 [kW]$$

Adoptando 2 etapas de reducción, el rendimiento del reductor se obtiene según:

$$\eta_{reductor} = (0,98)^{n'} = (0,98)^2 = 0,96 \Rightarrow \eta_{reductor} = 0,96$$

Luego, la potencia efectiva N_{ef} viene dada por la expresión:

$$N_{ef} = \eta_{reductor} \cdot N_{\min sr} = 0,96 \cdot 9,42 = 9,04 \Rightarrow N_{ef} = 9,04 [HP] = 6,82 [kW]$$

Se debe verificar que la potencia a la entrada del reductor N_{AE_1} (salida del acople elástico N° 1) sea mayor a la potencia efectiva N_{ef} . Esto se cumple ya que:

$$N_{AE_1} = 12,25 [HP] = 9,24 [kW] \geq 6,82 [kW] = N_{ef}$$

2) Factor de Servicio: De la Página N° 8 del Catálogo de Reductores Lentax se determina el f_1 , en base al tipo de máquina a accionar y el tiempo de servicio. Al ser un redler que funcionará durante 24 horas se tiene que: $f_1 = 1,6$. De la Página N° 12 del Catálogo de Reductores Lentax se escoge el f_2 en función al tipo de motor que impulsa el redler. Por tratarse de un motor eléctrico: $f_2 = 1$. Así mismo, se escoge el f_3 según la frecuencia de maniobras (el número de arranques por hora). En condiciones normales de operación el motor no arrancará más de 20 veces por hora, por lo que $f_3 = 1,2$.

Luego, el factor de servicio del reductor f_s viene dado por:

$$f_s = f_1 \cdot f_2 \cdot f_3 = 1,6 \cdot 1 \cdot 1,2 = 1,92 \Rightarrow f_s = 1,92$$

3) Potencia Equivalente: La potencia equivalente N_{eq} viene dada por:

$$N_{eq} = f_s \cdot N_{ef} = 1,92 \cdot 9,04 = 17,36 \Rightarrow N_{eq} = 17,36 [HP] = 13,1 [kW]$$

4) Relación de Transmisión: La relación de transformación i viene dada por:

$$i = \frac{n_{ent}}{n_{sal}} = \frac{n_{AE_1}}{n_{sal}} = \frac{1.470}{66} = 22,27 \Rightarrow i = 22,27$$

Se adopta la menor relación de transmisión que le sigue por catálogo ($i = 20$).

5) Preselección: Entrando en la Tabla N° 42 (Página N° 82 Inciso [2.2.4.9.4](#)) con una velocidad de salida de 1.500 [r. p. m.] y una relación de transmisión $i = 20$, se busca una potencia nominal mayor a la potencia equivalente $N_{eq} = 13,1 [kW]$. Se preselecciona el Modelo DP 140 con una potencia nominal de 21,9 [kW].

6) Verificación de Potencia Térmica: De la Tabla N° 43 (Página N° 82 Inciso [2.2.4.9.4](#)) se obtiene la potencia térmica básica. Para un Reductor Modelo 140 de dos etapas, con ventilación natural e instalado a la intemperie, la potencia térmica es $N_{ter} = 50 [kW]$. Dicha potencia debe ser corregida por un factor de temperatura f_w en función de las condiciones reales de trabajo. El mismo se obtiene de la Tabla N° 44 (Página N° 83 Inciso [2.2.4.9.4](#)) siendo $f_w = 0,63$. Luego, la potencia térmica real N_{tr} viene dada por:

$$N_{tr} = f_w \cdot N_{ter} = 0,63 \cdot 50 = 31,5 \Rightarrow N_{tr} = 31,5 [kW]$$

Se debe verificar que la potencia térmica real N_{tr} sea mayor a la potencia efectiva N_{ef} , lo cual se cumple ya que: $N_{tr} = 31,5 [kW] \geq 6,82 [kW] = N_{ef}$.

Por otra parte, corroboró que el reductor cumpla con la potencia de arranque y verifique las cargas radiales. Por lo tanto, se selecciona el Reductor Modelo DP 140 ($i = 20$).

El rendimiento del reductor es de 96% por lo que la potencia a la salida de este es:

$$N_{red} = \eta_{reductor} \cdot N_{AE_1} = 0,96 \cdot 12,25 = 11,76 \Rightarrow N_{red} = 11,76 [HP]$$

La velocidad de salida es afectada por dicho rendimiento y por la relación de transmisión:

$$n_{red} = \eta_{reductor} \cdot \frac{n_{AE_1}}{i} = 0,96 \cdot \frac{1.470}{20} = 70 \Rightarrow n_{red} = 70 [r. p. m.]$$

2.2.6.1.8. Selección del Acoplamiento Elástico N° 2

De la Tabla N° 25 (Página N° 50) del Manual de Gummi, se selecciona el factor de servicio f_s de acuerdo a la aplicación (transportador a cadena). En este caso: $f_s = 1,5$.

Luego, se tiene que la potencia necesaria a transmitir por el acople P_{nec} (según dicho factor) es de:

$$P_{nec} = P \cdot f_s = 12,5 \cdot 1,5 = 18,75 \Rightarrow P_{nec} = 18,75 \text{ [HP]}$$

Con la P_{nec} y la velocidad angular $n_{red} = 70 \text{ [r.p.m.]}$ de la Tabla N° 26 (Página N° 51) se obtiene el modelo de acople: **A70**. Se verificó que el acople soporta el torque nominal y el torque de arranque.

Se estima un rendimiento del 98% por parte del acople elástico, por lo que la potencia y la velocidad de salida estarán afectada por dicho factor:

$$N_{AE_2} = \eta \cdot N_{red} = 0,98 \cdot 11,76 = 11,52 \Rightarrow N_{AE_2} = 11,52 \text{ [HP]}$$

$$n_{AE_2} = \eta \cdot n_{red} = 0,98 \cdot 70 = 68 \Rightarrow n_{AE_2} = 68 \text{ [r.p.m.]}$$

Se debe verificar que la potencia a la salida del acoplamiento elástico N° 2 N_{AE_2} sea mayor a la mínima necesaria para impulsar el redler N_{min} , lo cual se cumple ya que:

$$N_{AE_2} = 11,52 \text{ [HP]} \geq 9,23 \text{ [HP]} = N_{min}$$

Para el modelo A70 el diámetro del eje que impulsa la cadena debe estar entre $D_{min} = 25 \text{ [mm]}$ (agujero de la masa) y $B = 100 \text{ [mm]}$ (diámetro de la masa) (Página N° 6 Catálogo de Gummi). Se adopta un diámetro $D_{eje} = 40 \text{ [mm]}$.

2.2.6.1.9. Verificación de Velocidad de la Cadena

La Velocidad de la Cadena v_t viene dada por la ecuación:

$$v_t = \pi \frac{D_p}{1000} \frac{n}{60} = \pi \frac{230,48 \cdot 68}{1.000 \cdot 60} = 0,82 \Rightarrow v_t = 0,82 \left[\frac{m}{s} \right]$$

2.2.6.1.10. Cálculo de la Carga en la Cadena

Se calcula la carga de trabajo en la cadena T_w como:

$$T_w = \frac{75 \cdot N_{mot}}{v_t} = \frac{75 \cdot 12,5}{0,82} = 1.143,29 \Rightarrow T_w = 1.143,29 \text{ [kg]}$$

Luego, la carga de rotura T_k se obtiene según:

$$T_k = x \cdot T_w = 5 \cdot 1.143,29 = 5.716,45 \Rightarrow T_k = 5.716,45 \text{ [kg]}$$

Donde:

x = Coeficiente de seguridad.

Se debe verificar que la cadena seleccionada soporte la carga de rotura T_k , o sea que la carga nominal de la cadena T_{nom} sea mayor a T_k . De la Tabla N° 54 (Página N° 107) se tiene que $T_{nom} = 6.000 \text{ [kg]}$ por lo que se cumple esta condición.

2.2.6.1.11. Cálculo de Boca de Descarga en los Redlers Sigüientes y en los Silos

El área de la boca de descarga en los redlers sigüientes (R4, R6 y R8) se determina según:

$$A = \frac{\dot{U}}{v_t} \quad [32]$$

El flujo volumétrico \dot{U} se obtiene de la sigüiente manera:

$$\dot{U} = \frac{Q_c}{\gamma \cdot 3600} = \frac{90}{0,795 \cdot 3600} = 0,031 \Rightarrow \dot{U} = 0,031 \left[\frac{m^3}{s} \right] \quad [33]$$

Por lo tanto, el área mínima de la boca de descarga es:

$$A_{min} = \frac{\dot{U}}{v} = \frac{0,031}{0,82} = 0,0378 \Rightarrow A_{min} = 0,0378 \text{ [m}^2\text{]} = 378,05 \text{ [cm}^2\text{]}$$

Adoptando una boca de descarga de 20 [cm] por lado, se obtiene un área de 400 [cm²] que asegura el flujo volumétrico mínimo.

Así mismo, el área mínima para alimentar los silos es $A_{min} = 378,05 \text{ [cm}^2\text{]}$. Al tener una sección circular, el diámetro mínimo debe ser de:

$$A_{min} = \pi \cdot r_{min}^2 \Rightarrow r_{min} = \sqrt{\frac{A_{min}}{\pi}} = \sqrt{\frac{378,05}{\pi}} = 10,97 \Rightarrow d_{min} = 21,94 \text{ [cm]}$$

Adoptando una sección de 9" de diámetro (22,87 [cm]) se calcula el área de descarga de los redlers en los silos como:

$$A = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{\pi \cdot 22,87^2}{4} = 410,79 \Rightarrow A = 410,79 \text{ [cm}^2\text{]}$$

Por lo tanto, se verifica que $A > A_{min}$.

2.2.6.2. Redlers N° 4, 6 y 8

Son los redlers de final de línea (están a continuación del R3, R5 y R7, respectivamente).

2.2.6.2.1. Cálculo de Capacidad de Transporte

La capacidad de transporte deseada es $Q_d = 90 \left[\frac{tn}{h} \right]$. Para capacidades de hasta $Q = 150 \left[\frac{tn}{h} \right]$ se admiten velocidades de hasta $v = 0,8 \left[\frac{m}{s} \right]$, por lo que se adopta ese valor. Así mismo, es recomendable que la sección de la caja del transportador sea cuadrada. Se adopta una sección de 25 cm x 25 cm o sea $S_u = 0,0625 \text{ [m}^2\text{]}$.

Luego, el caudal de trabajo, según [28] (Página N° 105 Inciso [2.2.6.1.1.](#)) es:

$$Q_t = 3600 \cdot S_u \cdot v_t \cdot \gamma = 3600 \cdot 0,0625 \cdot 0,8 \cdot 0,795 = 143,1 \Rightarrow Q_t = 143,1 \left[\frac{tn}{h} \right]$$

La capacidad teórica Q_t se afecta por un coeficiente de inclinación k_α que se obtiene de la Tabla N° 53 (Página N° 106 Inciso [2.2.6.1.1.](#)):

$$Q_\alpha = k_\alpha \cdot Q_t = 0,9 \cdot 143,1 = 128,79 \Rightarrow Q_\alpha = 128,79 \left[\frac{tn}{h} \right]$$

Una vez determinado el Q_α se obtiene el caudal de trabajo real Q , afectando al mismo por un coeficiente de llenado que suele ser del 80%. Por lo tanto:

$$Q = 0,8 \cdot Q_\alpha = 0,8 \cdot 128,79 = 103,03 \Rightarrow Q = 103,03 \left[\frac{tn}{h} \right]$$

Se debe verificar que el caudal de trabajo real sea mayor al caudal deseado ($Q > Q_d$).

2.2.6.2.2. Selección de la Cadena de Transporte

Según las recomendaciones de Power Chain, de acuerdo al ancho de la caja de transporte se puede elegir una serie de cadena, según la Figura N° 62 (Página N° 107 Inciso [2.2.6.1.2.](#)). Se observa que la caja más aproximada es la de la serie G-1000 a G-1650, por lo que se adopta la cadena de la **Serie G-1400** que tiene un Paso de $P_c = 100[mm]$, un Peso por unidad de longitud de $W_c = 7,2 \left[\frac{kg}{m} \right]$ y una Carga de Rotura Nominal $T_r = 10.000 [kg]$ (Página N° 4 Catálogo Power Chain).

Tabla N° 56. Tabla para Selección de Cadena de Transporte.

Cadenas serie G								
Cadena Poch N°	Paso (mm)	Carga rotura (Kg)	Peso x metro (Kg/mt)	Ancho interno W (mm)	Diámetro buje B (mm)	Diámetro perno E (mm)	Altura placa H (mm)	Espesor placa T (mm)
G-1000	101,6	6.000	4,50	25,4	17	11,1	38,1	4,76
G-1100		10.000	7,00	31,7	19	12,7	38,1	6,35
G-1200		13.000	8,10	31,7	20	14	44,4	6,35
G-1300	100	6.000	4,60	25,4	17	11,1	38,1	4,76
G-1400		10.000	7,20	31,7	19	12,7	38,1	6,35
G-1500		13.000	8,30	31,7	20	14	44,4	6,35
G-1600	152,4	6.000	3,75	25,4	17	11,1	38,1	4,76
G-1650	150	6.000	3,75	25,4	17	11,1	38,1	4,76

2.2.6.2.3. Cálculo de la Potencia a Transmitir por la Cadena de Transporte

Del layout se relevan las distancias. Se tiene que la distancia horizontal entre ejes es de $L_H = 41,4 [m]$ y se estima que la distancia vertical entre ejes es de $L_V = 1 [m]$. De [29] (Página N° 108 Inciso [2.2.6.1.3.](#)) se obtiene la potencia básica para el transporte N_0 :

$$N_0 = \frac{90 (41,4 + 3 \cdot 1) + 7,2 \cdot 7,2 \cdot 41,4 \cdot 0,8}{0,85 \cdot 540} = 12,44 \Rightarrow N_0 = 12,44 [CV] = 12,19 [HP]$$

De [30] (Página N° 108 Inciso [2.2.6.1.3.](#)), se determina la potencia mínima $N_{mín}$:

$$N_{mín} = f_a N_0 = 1,1 \cdot 12,19 = 13,41 \Rightarrow N_{mín} = 13,41 [HP]$$

2.2.6.2.4. Selección de las Ruedas

De la Tabla N° 55 (Página N° 109 Inciso [2.2.6.1.4.](#)), con el paso y el número de dientes se determina el diámetro primitivo de la corona $D_p = 230,48 [mm]$.

Luego, despejando [31] (Página N° 109 Inciso [2.2.6.1.4.](#)) se obtiene:

$$n = \frac{v_t \cdot 60 \cdot 1.000}{\pi \cdot D_p} = \frac{0,8 \cdot 60 \cdot 1.000}{\pi \cdot 230,48} = 66,29 \Rightarrow n = 66 \text{ [r.p.m.]}$$

De la Tabla N° 56 se observa que el ancho interno de la cadena es $W = 31,7 \text{ [mm]}$. Luego, el Espesor de la Corona t viene dado por:

$$t = 0,9 W = 0,9 \cdot 31,7 = 28,53 \Rightarrow t = 28,53 \text{ [mm]}$$

Para una rueda de cubo a ambos lados, se tiene que el ancho total de la misma L_2 es:

$$L_2 = t + 90 = 28,53 + 90 = 118,53 \Rightarrow L_2 = 118,53 \text{ [mm]}$$

Teniendo en cuenta que el diámetro del buje $B = 19 \text{ [mm]}$ (Tabla N° 56), se determina el diámetro Exterior D_e de la corona como:

$$D_e = D_p + 0,8 \cdot B = 230,48 + 0,8 \cdot 19 = 245,68 \Rightarrow D_e = 245,68 \text{ [mm]}$$

2.2.6.2.5. Selección del Motor

Del Inciso [2.2.6.2.3.](#) se tiene que la potencia mínima para transportar el material es $N_{\min} = 13,41 \text{ [HP]}$. Luego, adoptando una potencia mayor se escoge el Motor WEG de la Línea W22 de $N_{\text{mot}} = 15 \text{ [HP]}$ de Potencia, 4 polos y $n_{\text{mot}} = 1.500 \text{ [r.p.m.]}$ de velocidad de salida. El mismo tiene una carcasa tipo 160 M.

2.2.6.2.6. Selección del Acoplamiento Elástico N° 1

De la Tabla N° 25 (Página N° 50), se selecciona el factor de servicio f_s de acuerdo a la aplicación (transportador a cadena). En este caso: $f_s = 1,5$. Luego, se tiene que la potencia necesaria a transmitir por el acople P_{nec} (según dicho factor) es de:

$$P_{nec} = P \cdot f_s = 15 \cdot 1,5 = 22,5 \Rightarrow P_{nec} = 22,5 \text{ [HP]}$$

Con la P_{nec} y la velocidad angular $n_{\text{mot}} = 1.500 \text{ [r.p.m.]}$ de la Tabla N° 26 (Página N° 51) se obtiene el modelo de acople: **A45**. Se verificó que el acople soporta el torque nominal y el torque de arranque.

Se estima un rendimiento del 98% por parte del acople elástico por lo que:

$$N_{AE_1} = \eta \cdot N_{mot} = 0,98 \cdot 15 = 14,7 \Rightarrow N_{AE_1} = 14,7 [HP]$$

$$n_{AE_1} = \eta \cdot n_{red} = 0,98 \cdot 1.500 = 1.470 \Rightarrow n_{AE_1} = 1.470 [r.p.m.]$$

2.2.6.2.7. Selección del Reductor de Ejes Paralelos

1) **Potencia Efectiva:** Es la potencia teórica necesaria para el accionamiento del redler $N_{mín} = 13,41 [HP]$. Teniendo en cuenta que a la salida del reductor se colocará un acoplamiento elástico, se debe afectar por el rendimiento del mismo. De esta manera la potencia mínima necesaria a la salida del reductor $N_{mín sr}$ es:

$$N_{mín sr} = \frac{N_{mín}}{\eta_{AE_2}} = \frac{13,41}{0,98} = 13,68 \Rightarrow N_{mín sr} = 13,68 [HP] = 10,32 [kW]$$

Adoptando 2 etapas de reducción, el rendimiento del reductor se obtiene según:

$$\eta_{reductor} = (0,98)^{n'} = (0,98)^2 = 0,96 \Rightarrow \eta_{reductor} = 0,96$$

Luego, la potencia efectiva N_{ef} viene dada por la expresión:

$$N_{ef} = \eta_{reductor} \cdot N_{mín sr} = 0,96 \cdot 13,68 = 13,13 \Rightarrow N_{ef} = 13,13 [HP] = 9,91 [kW]$$

Se debe verificar que la potencia a la entrada del reductor N_{AE_1} (salida del acople elástico N° 1) sea mayor a la potencia efectiva N_{ef} . Esto se cumple ya que:

$$N_{AE_1} = 14,7 [HP] = 11,09 [kW] \geq 9,91 [kW] = N_{ef}$$

2) **Factor de Servicio:** Se determina de la misma forma que en el Inciso [2.2.6.1.7](#). Página N° 111, obteniéndose un factor de servicio de $f_s = 1,92$.

3) **Potencia Equivalente:** La potencia equivalente N_{eq} viene dada por:

$$N_{eq} = f_s \cdot N_{ef} = 1,92 \cdot 13,13 = 25,21 \Rightarrow N_{eq} = 25,21 [HP] = 19,03 [kW]$$

4) **Relación de Transmisión:** La relación de transformación i se obtiene según:

$$i = \frac{n_{ent}}{n_{sal}} = \frac{n_{AE_1}}{n_{sal}} = \frac{1.470}{66} = 22,27 \Rightarrow i = 22,27$$

Se adopta la menor relación de transmisión que le sigue por catálogo ($i = 20$).

- 4) **Preselección:** Entrando en la Tabla N° 42 (Página N° 82 Inciso [2.2.4.9.4.](#)) con una velocidad de salida de 1.500 [r.p.m.] y una relación de transmisión $i = 20$, se busca una potencia nominal mayor a la potencia equivalente $N_{eq} = 19,03$ [kW]. Se preselecciona el Modelo DP 140 con una potencia nominal de 21,9 [kW].

6) Potencia Térmica: De la Tabla N° 43 (Página N° 82 Inciso [2.2.4.9.4.](#)) se obtiene la potencia térmica básica. Se observa que para un Reductor Modelo 140 de dos etapas, con ventilación natural e instalado a la intemperie la potencia térmica es $N_{ter} = 50$ [kW]. Dicha potencia debe ser corregida por un factor de temperatura f_w en función de las condiciones reales de trabajo. El mismo se obtiene de la Tabla N° 44 (Página N° 83 Inciso [2.2.4.9.4.](#)) siendo $f_w = 0,63$. Luego, la potencia térmica real N_{tr} viene dada por:

$$N_{tr} = f_w \cdot N_{ter} = 0,63 \cdot 50 = 31,5 \Rightarrow N_{tr} = 31,5 \text{ [kW]}$$

Se debe verificar que la potencia térmica real N_{tr} sea mayor a la potencia efectiva N_{ef} , lo cual se cumple ya que: $N_{tr} = 31,5$ [kW] \geq $9,91$ [kW] = N_{ef} .

Por otra parte, se corroboró que el reductor cumpla con la potencia de arranque y verifique las cargas radiales. Por lo tanto, se selecciona el Reductor Modelo DP 140 ($i = 20$).

El rendimiento del reductor es de 96% por lo que la potencia a la salida de este es:

$$N_{red} = \eta_{reductor} \cdot N_{AE_1} = 0,96 \cdot 14,7 = 14,11 \Rightarrow N_{red} = 14,11 \text{ [HP]}$$

La velocidad de salida es afectada por dicho rendimiento y por la relación de transmisión:

$$n_{red} = \eta_{reductor} \cdot \frac{n_{AE_1}}{i} = 0,96 \cdot \frac{1.470}{20} = 70 \Rightarrow n_{red} = 70 \text{ [r.p.m.]}$$

2.2.6.2.8. Selección del Acoplamiento Elástico N° 2

De la Tabla N° 25 (Página N° 50), se selecciona el factor de servicio f_s de acuerdo a la aplicación (transportador a cadena). En este caso: $f_s = 1,5$. Luego, se tiene que la potencia necesaria a transmitir por el acople P_{nec} (según dicho factor) es de:

$$P_{nec} = P \cdot f_s = 15 \cdot 1,5 = 22,5 \Rightarrow P_{nec} = 22,5 [HP]$$

Con la P_{nec} y la velocidad angular $n_{red} = 70 [r.p.m.]$ de la Tabla N° 26 (Página N° 51) se obtiene el modelo de acople: **A80**. Se verificó que el acople soporta el torque nominal y el torque de arranque.

Considerando un rendimiento del 98% por parte del acople elástico se tiene que:

$$N_{AE_2} = \eta \cdot N_{red} = 0,98 \cdot 14,11 = 13,83 \Rightarrow N_{AE_2} = 13,83 [HP]$$

$$n_{AE_2} = \eta \cdot n_{red} = 0,98 \cdot 70 = 68 \Rightarrow n_{AE_2} = 68 [r.p.m.]$$

Se debe verificar que la potencia a la salida del acoplamiento elástico N° 2 N_{AE_2} sea mayor a la mínima necesaria para impulsar el redler N_{min} , lo cual se cumple ya que:

$$N_{AE_2} = 13,83 [HP] \geq 13,41 [HP] = N_{min}$$

Para el modelo A80 el diámetro del eje que impulsa la cadena debe estar entre $D_{min} = 30 [mm]$ (agujero de la masa) y $B = 116 [mm]$ (diámetro de la masa) (Página N° 6 Catálogo de Gummi). Se adopta un diámetro $D_{eje} = 40 [mm]$.

2.2.6.2.9. Verificación de Velocidad Tangencial de la Cadena

Se calcula igual que en Inciso [2.2.6.1.9](#). Página N° 113: $v_t = 0,82 \left[\frac{m}{s} \right]$

2.2.6.2.10. Cálculo de la Carga en la Cadena

Se calcula la carga de trabajo en la cadena T_w como:

$$T_w = \frac{75 \cdot N_{mot}}{v_t} = \frac{75 \cdot 15}{0,82} = 1.371,95 \Rightarrow T_w = 1.371,95 [kg]$$

Luego, la carga de rotura T_k se obtiene según:

$$T_k = x \cdot T_w = 5 \cdot 1.371,95 = 6.859,75 \Rightarrow T_k = 6.859,75 \text{ [kg]}$$

Se debe verificar que la cadena seleccionada soporte la carga de rotura T_k , o sea que la carga nominal de la cadena T_{nom} sea mayor a T_k . De la Tabla N° 55 (Página N° 109) se tiene que $T_{nom} = 10.000 \text{ [kg]}$ por lo que se cumple.

2.2.6.2.11. Cálculo de Boca de Descarga en los Silos

Las bocas de descarga de los redlers en los silos son iguales a las del Inciso [2.2.6.1.11.](#) (por lo que se adopta una sección circular de 9" de diámetro).

2.2.6.3. Redler N° 10

Es el redler transversal a las Líneas N° 2, 3 y 4 (alimenta a los redlers N° 3, 5 y 7).

2.2.6.3.1. Cálculo de Capacidad de Transporte

La capacidad de transporte deseada es $Q_d = 90 \left[\frac{tn}{h} \right]$. Para capacidades de hasta $Q = 150 \left[\frac{tn}{h} \right]$ se admiten velocidades de hasta $v = 0,8 \left[\frac{m}{s} \right]$, por lo que se adopta ese valor. Así mismo, es recomendable que la sección de la caja del transportador sea cuadrada. Se adopta una sección de 25 cm x 25 cm o sea $S_u = 0,0625 \text{ [m}^2\text{]}$.

Luego, el caudal de trabajo, según [28] (Página N° 105 Inciso [2.2.6.1.1.](#)) es:

$$Q_t = 3600 \cdot S_u \cdot v_t \cdot \gamma = 3600 \cdot 0,0625 \cdot 0,8 \cdot 0,795 = 143,1 \Rightarrow Q_t = 143,1 \left[\frac{tn}{h} \right]$$

La capacidad teórica Q_t se afecta por un coeficiente de inclinación k_α que se obtiene de la Tabla N° 53 (Página N° 106 Inciso [2.2.6.1.1.](#)):

$$Q_\alpha = k_\alpha \cdot Q_t = 0,9 \cdot 143,1 = 128,79 \Rightarrow Q_\alpha = 128,79 \left[\frac{tn}{h} \right]$$

Una vez determinado el Q_α se obtiene el caudal de trabajo real Q , afectando al mismo por un coeficiente de llenado que suele ser del 80%. Por lo tanto:

$$Q = 0,8 \cdot Q_{\alpha} = 0,8 \cdot 128,79 = 103,03 \Rightarrow Q = 103,03 \left[\frac{tn}{h} \right]$$

Se debe verificar que el caudal de trabajo real sea mayor al caudal deseado ($Q > Q_d$).

2.2.6.3.2. Selección de la Cadena de Transporte

De acuerdo al ancho de la caja de transporte se puede elegir una serie de cadena, según la Figura N° 62 (Página N° 107 Inciso [2.2.6.1.2.](#)). Se observa que la caja más aproximada es la de la serie G-1000 a G-1650, por lo que de la Tabla N° 56 (Página N° 116 Inciso [2.2.6.2.2](#)) se adopta la cadena de la **Serie G-1400** que tiene un Paso de $P_c = 100[mm]$, un Peso por unidad de longitud de $W_c = 7,2 \left[\frac{kg}{m} \right]$ y una Carga de Rotura Nominal $T_r = 10.000 [kg]$.

2.2.6.3.3. Cálculo de la Potencia a Transmitir por la Cadena de Transporte

Del layout se relevan las distancias. Se tiene que la distancia horizontal entre ejes es de $L_H = 40,2 [m]$ y se estima que la distancia vertical entre ejes es de $L_V = 1 [m]$. De [29] (Página N° 108 Inciso [2.2.6.1.3.](#)) se obtiene la potencia básica para el transporte N_0 :

$$N_0 = \frac{90 (40,2 + 3 \cdot 1) + 7,2 \cdot 7,2 \cdot 40,2 \cdot 0,8}{0,85 \cdot 540} = 12,10 \Rightarrow N_0 = 12,1 [CV] = 11,86 [HP]$$

De [30] (Página N° 108 Inciso [2.2.6.1.3.](#)), se determina la potencia mínima N_{min} :

$$N_{min} = f_a N_0 = 1,1 \cdot 11,86 = 13,05 \Rightarrow N_{min} = 13,05 [HP]$$

2.2.6.3.4. Selección de las Ruedas Dentadas

Se calcula de la misma forma que en el Inciso [2.2.6.2.4.](#) obteniéndose: diámetro primitivo de la corona $D_p = 230,48 [mm]$, velocidad angular de la corona $n = 66 [r.p.m.]$, espesor de la corona $t = 28,53 [mm]$, ancho total de la corona $L_2 = 118,53 [mm]$ y diámetro exterior de la corona $D_e = 245,68 [mm]$.

2.2.6.3.5. Selección del Motor

Del Inciso [2.2.6.3.3.](#) se tiene que la potencia mínima para transportar el material es $N_{min} = 13,05 [HP]$. Luego, adoptando una potencia mayor de la Página N° 34 del Catálogo de

Motores WEG se escoge el motor WEG de la línea W22 de $N_{mot} = 15 [HP]$ de potencia, 4 polos y $n_{mot} = 1.500 [r.p.m.]$ de velocidad de salida. El mismo tiene una carcasa tipo 160 M.

2.2.6.3.6. Selección del Acoplamiento Elástico N° 1

De la Tabla N° 25 (Página N° 50), se selecciona el factor de servicio f_s de acuerdo a la aplicación (transportador a cadena). En este caso: $f_s = 1,5$. Luego, se tiene que la potencia necesaria a transmitir por el acople P_{nec} (según dicho factor) es de:

$$P_{nec} = P \cdot f_s = 15 \cdot 1,5 = 22,5 \Rightarrow P_{nec} = 22,5 [HP]$$

Con la P_{nec} y la velocidad angular $n_{mot} = 1.500 [r.p.m.]$ de la Tabla N° 26 (Página N° 51) se obtiene el modelo de acople: **A45**. Se verificó que el acople soporta el torque nominal y el torque de arranque.

Se estima un rendimiento del 98% por parte del acople elástico, por lo que la potencia y la velocidad de salida estarán afectadas por dicho factor:

$$N_{AE_1} = \eta \cdot N_{mot} = 0,98 \cdot 15 = 14,7 \Rightarrow N_{AE_1} = 14,7 [HP]$$

$$n_{AE_1} = \eta \cdot n_{red} = 0,98 \cdot 1.500 = 1.470 \Rightarrow n_{AE_1} = 1.470 [r.p.m.]$$

2.2.6.3.7. Selección del Reductor de Ejes Paralelos

1) Potencia Efectiva: Es la potencia teórica necesaria para el accionamiento del redler $N_{mín} = 13,05 [HP]$. Teniendo en cuenta que a la salida del reductor se colocará un acoplamiento elástico, se debe afectar por el rendimiento del mismo (que se estima en un 98%). De esta manera la potencia mínima necesaria a la salida del reductor $N_{mín sr}$ es:

$$N_{mín sr} = \frac{N_{mín}}{\eta_{AE_2}} = \frac{13,05}{0,98} = 13,31 \Rightarrow N_{mín sr} = 13,31 [HP] = 10,04 [kW]$$

Adoptando 2 etapas de reducción, el rendimiento del reductor se obtiene según:

$$\eta_{reductor} = (0,98)^2 = 0,96 \Rightarrow \eta_{reductor} = 0,96$$

Luego, la potencia efectiva N_{ef} viene dada por la expresión:

$$N_{ef} = \eta_{reductor} \cdot N_{mín\ sr} = 0,96 \cdot 13,31 = 12,78 \Rightarrow N_{ef} = 12,78 [HP] = 9,64 [kW]$$

Se debe verificar que la potencia a la entrada del reductor N_{AE_1} (salida del acople elástico N° 1) sea mayor a la potencia efectiva N_{ef} . Esto se cumple ya que:

$$N_{AE_1} = 14,7 [HP] = 11,09 [kW] \geq 9,64 [kW] = N_{ef}$$

2) **Factor de Servicio:** Se determina de la misma forma que en el Inciso [2.2.6.1.7](#). Página N° 111, obteniéndose un factor de servicio de $f_s = 1,92$.

3) **Potencia Equivalente:** La potencia equivalente N_{eq} viene dada por:

$$N_{eq} = f_s \cdot N_{ef} = 1,92 \cdot 12,78 = 24,54 \Rightarrow N_{eq} = 24,54 [HP] = 18,52 [kW]$$

4) **Relación de Transmisión:** La relación de transformación i se obtiene según:

$$i = \frac{n_{ent}}{n_{sal}} = \frac{n_{AE_1}}{n_{sal}} = \frac{1.470}{66} = 22,27 \Rightarrow i = 22,27$$

Se adopta la menor relación de transmisión que le sigue por catálogo ($i = 20$).

5) **Preselección:** Entrando en la Tabla N° 42 (Página N° 82 Inciso [2.2.4.9.4](#)) con una velocidad de salida de 1.500 [r. p. m.] y una relación de transmisión $i = 20$, se busca una potencia nominal mayor a la potencia equivalente $N_{eq} = 18,52 [kW]$. Se preselecciona el Modelo DP 140 con una potencia nominal de 21,9 [kW].

6) **Potencia Térmica:** De la Tabla N° 43 (Página N° 82 Inciso [2.2.4.9.4](#)) se obtiene la potencia térmica básica. Para un Reductor Modelo 140 de dos etapas, con ventilación natural e instalado a la intemperie la potencia térmica es $N_{ter} = 50 [kW]$. Dicha potencia debe ser corregida por un factor de temperatura f_w en función de las condiciones reales de trabajo. El mismo se obtiene de la Tabla N° 44 (Página N° 83 Inciso [2.2.4.9.4](#)), siendo $f_w = 0,63$. Luego, la potencia térmica real N_{tr} viene dada por:

$$N_{tr} = f_w \cdot N_{ter} = 0,63 \cdot 50 = 31,5 \Rightarrow N_{tr} = 31,5 [kW]$$

Se debe verificar que la potencia térmica real N_{tr} sea mayor a la potencia efectiva N_{ef} , lo cual se cumple ya que: $N_{tr} = 31,5[kW] \geq 9,64[kW] = N_{ef}$.

Por otra parte, se corroboró que el reductor cumpla con la potencia de arranque y verifique las cargas radiales. Por lo tanto, se selecciona el Reductor Modelo DP 140 ($i = 20$).

El rendimiento del reductor es de 96% por lo que la potencia a la salida de este es:

$$N_{red} = \eta_{reductor} \cdot N_{AE_1} = 0,96 \cdot 14,7 = 14,11 \Rightarrow N_{red} = 14,11 [HP]$$

La velocidad de salida es afectada por dicho rendimiento y por la relación de transmisión:

$$n_{red} = \eta_{reductor} \cdot \frac{n_{AE_1}}{i} = 0,96 \cdot \frac{1.470}{20} = 70 \Rightarrow n_{red} = 70 [r. p. m.]$$

2.2.6.3.8. Selección del Acoplamiento Elástico N° 2

De la Tabla N° 25 (Página N° 50), se selecciona el factor de servicio f_s de acuerdo a la aplicación (transportador a cadena). En este caso: $f_s = 1,5$. Luego, se tiene que la potencia necesaria a transmitir por el acople P_{nec} (según dicho factor) es de:

$$P_{nec} = P \cdot f_s = 15 \cdot 1,5 = 22,5 \Rightarrow P_{nec} = 22,5 [HP]$$

Con la P_{nec} y la velocidad angular $n_{red} = 70 [r. p. m.]$ de la Tabla N° 26 (Página N° 51) se obtiene el modelo de acople: **A80**. Se verificó que el acople soporta el torque nominal y el torque de arranque.

Se estima un rendimiento del 98% por parte del acople elástico por lo que:

$$N_{AE_2} = \eta \cdot N_{red} = 0,98 \cdot 14,11 = 13,83 \Rightarrow N_{AE_2} = 13,83 [HP]$$

$$n_{AE_2} = \eta \cdot n_{red} = 0,98 \cdot 70 = 68 \Rightarrow n_{AE_2} = 68 [r. p. m.]$$

Se debe verificar que la potencia a la salida del acoplamiento elástico N° 2 N_{AE_2} sea mayor a la mínima necesaria para impulsar el redler N_{min} , lo cual se cumple ya que:

$$N_{AE_2} = 13,83 [HP] \geq 13,05 [HP] = N_{min}$$

Para el modelo A80 el diámetro del eje que impulsa la cadena debe estar entre $D_{min} = 30 [mm]$ (agujero de la masa) y $B = 116[mm]$ (Diámetro de la masa) (Página N° 6 Catálogo de Gummi). Se escoge un diámetro $D_{eje} = 40 [mm]$.

2.2.6.3.9. Verificación de Velocidad Tangencial de la Cadena

Se calcula igual que en Inciso [2.1.2.6.1.9.](#) Página N° 113: $v_t = 0,82 \left[\frac{m}{s} \right]$

2.2.6.3.10. Cálculo de la Carga en la Cadena

Se calcula la carga de trabajo en la cadena T_w como:

$$T_w = \frac{75 \cdot N_{mot}}{v_t} = \frac{75 \cdot 15}{0,82} = 1.371,95 \Rightarrow T_w = 1.371,95 [kg]$$

Luego, la carga de rotura T_k se obtiene según:

$$T_k = x \cdot T_w = 5 \cdot 1.371,95 = 6.859,75 \Rightarrow T_k = 6.859,75 [kg]$$

Se debe cumplir que la cadena soporte la carga de rotura T_k , o sea que $T_{nom} > T_k$. De la Tabla N° 55 (Página N° 109) $T_{nom} = 10.000 [kg]$ por lo que se verifica.

2.2.6.3.11. Verificación de Boca de Descarga en los Redlers N° 3, 5 y 7

Las bocas de descarga en los redlers iguales a las del Inciso [2.2.6.1.11.](#) (por lo que se adopta una sección cuadrada de $20 [cm]$ de lado para cumplir con el flujo volumétrico).

2.2.6.4. Redlers N° 1 y 2

Son los redlers que se utilizan para el vaciado de los silos de la Línea N° 1 (fondo cónico).

2.2.6.4.1. Cálculo de Capacidad de Transporte

La capacidad de transporte deseada es $Q_d = 45 \left[\frac{tn}{h} \right]$. Para capacidades de hasta $Q = 150 \left[\frac{tn}{h} \right]$ se admiten velocidades de hasta $v = 0,8 \left[\frac{m}{s} \right]$, por lo que se adopta ese valor. Así

mismo, es recomendable que la sección de la caja del transportador sea cuadrada. Se adopta una sección de 20 [cm] x 20 [cm] o sea $S_u = 0,04 \text{ [m}^2\text{]}$.

Luego, el caudal de trabajo, según [28] (Página N° 105 Inciso [2.2.6.1.1.](#)) es:

$$Q_t = 3600 \cdot S_u \cdot v_t \cdot \gamma = 3600 \cdot 0,04 \cdot 0,8 \cdot 0,795 = 91,58 \Rightarrow Q_t = 91,58 \left[\frac{tn}{h} \right]$$

La capacidad teórica Q_t se afecta por un coeficiente de inclinación k_α que se obtiene de la Tabla N° 53 (Página N° 106 Inciso [2.2.6.1.1.](#)):

$$Q_\alpha = k_\alpha \cdot Q_t = 0,9 \cdot 91,58 = 82,42 \Rightarrow Q_\alpha = 82,42 \left[\frac{tn}{h} \right]$$

Afectando por el coeficiente de llenado (80%), se obtiene:

$$Q = 0,8 \cdot Q_\alpha = 0,8 \cdot 82,42 = 65,94 \Rightarrow Q = 65,94 \left[\frac{tn}{h} \right]$$

Se debe verificar que el caudal de trabajo real sea mayor al caudal deseado ($Q > Q_d$).

2.2.6.4.2. Selección de la Cadena de Transporte

Según las recomendaciones de Power Chain, de acuerdo al ancho de la caja de transporte se puede elegir una serie de cadena, según la Figura N° 62 (Página N° 107 Inciso [2.2.6.1.2.](#)). Se observa que la caja más aproximada es la de la serie G-1000 a G-1650, por lo que de la Tabla N° 54 (Página N° 107 Inciso [2.2.6.1.2.](#)) se adopta la cadena de la **Serie G-1300** que tiene un Paso de $P_c = 100 \text{ [mm]}$, un peso por unidad de longitud de $W_c = 4,6 \left[\frac{kg}{m} \right]$ y una carga de rotura nominal $T_r = 6.000 \text{ [kg]}$.

2.2.6.4.3. Cálculo de la Potencia a Transmitir por la Cadena de Transporte

Del layout se relevan las distancias. Se tiene que la distancia horizontal entre ejes es de $L_H = 36,4 \text{ [m]}$ y se estima que la distancia vertical entre ejes es de $L_V = 1 \text{ [m]}$. De [29] (Página N° 108 Inciso [2.2.6.1.3.](#)) se obtiene la potencia básica para el transporte N_0 :

$$N_0 = \frac{45 (36,4 + 3 \cdot 1) + 7,2 \cdot 4,6 \cdot 36,4 \cdot 0,8}{0,85 \cdot 540} = 5,96 \Rightarrow N_0 = 5,96 \text{ [CV]} = 5,84 \text{ [HP]}$$

De [30] (Página N° 108 Inciso [2.2.6.1.3.](#)), se determina la potencia mínima N_{min} :

$$N_{min} = f_a N_0 = 1,1 \cdot 5,84 = 6,42 \Rightarrow N_{min} = 6,42 [HP]$$

2.2.6.4.4. Selección de las Ruedas Dentadas

Se calcula de la misma forma que en el Inciso [2.2.6.1.4.](#), obteniendo: diámetro primitivo de la corona $D_p = 230,48 [mm]$, velocidad angular de la corona $n = 66 [r.p.m.]$, espesor de la corona $t = 22,86 [mm]$, ancho total de la corona $L_2 = 112,86 [mm]$ y diámetro exterior de la corona $D_e = 244,08 [mm]$.

2.2.6.4.5. Selección del Motor

Del Inciso [2.2.6.4.3.](#) se tiene que la potencia mínima para transportar el material es $N_{min} = 6,42 [HP]$. Luego, adoptando la mayor potencia siguiente de la Tabla de la Página N° 34 del Catálogo de Motores WEG se escoge el motor WEG de la línea W22 de $N_{mot} = 7,5 [HP]$ de potencia, 4 polos y $n_{mot} = 1.500 [r.p.m.]$ de velocidad de salida. El mismo tiene una carcasa tipo 132S.

2.2.6.4.6. Selección del Acoplamiento Elástico N° 1

De la Tabla N° 25 (Página N° 50), se selecciona el factor de servicio f_s de acuerdo a la aplicación (transportador a cadena). En este caso: $f_s = 1,5$. Luego, se tiene que la potencia necesaria a transmitir por el acople P_{nec} (según dicho factor) es de:

$$P_{nec} = P \cdot f_s = 7,5 \cdot 1,5 = 11,25 \Rightarrow P_{nec} = 11,25 [HP]$$

Con la P_{nec} y la velocidad angular $n_{mot} = 1.500 [r.p.m.]$ de la Tabla N° 26 (Página N° 51) se obtiene el modelo de acople: **A25**. Se verificó que el acople soporta el torque nominal y el torque de arranque.

Se estima un rendimiento del 98% por parte del acople elástico por lo que:

$$N_{AE_1} = \eta \cdot N_{mot} = 0,98 \cdot 7,5 = 7,35 \Rightarrow N_{AE_1} = 7,35 [HP]$$

$$n_{AE_1} = \eta \cdot n_{mot} = 0,98 \cdot 1.500 = 1.470 \Rightarrow n_{AE_1} = 1.470 [r.p.m.]$$

2.2.6.4.7. Selección del Reductor de Ejes Paralelos

1) **Potencia Efectiva:** Es la potencia mínima necesaria para accionar el redler $N_{mín} = 6,42 [HP]$. Teniendo en cuenta que a la salida del reductor se colocará un acoplamiento elástico, se debe afectar por el rendimiento del mismo (que se estima en un 98%). De esta manera la potencia mínima necesaria a la salida del reductor $N_{mín sr}$ es:

$$N_{mín sr} = \frac{N_{mín}}{\eta_{AE_2}} = \frac{6,42}{0,98} = 6,55 \Rightarrow N_{mín sr} = 6,55 [HP] = 4,94 [kW]$$

Adoptando 2 etapas de reducción, el rendimiento del reductor se obtiene según:

$$\eta_{reductor} = (0,98)^{n'} = (0,98)^2 = 0,96 \Rightarrow \eta_{reductor} = 0,96$$

Luego, la potencia efectiva N_{ef} viene dada por la expresión:

$$N_{ef} = \eta_{reductor} \cdot N_{mín sr} = 0,96 \cdot 6,55 = 6,29 \Rightarrow N_{ef} = 6,29 [HP] = 4,74 [kW]$$

Se debe verificar que la potencia a la entrada del reductor N_{AE_1} (salida del acople elástico N° 1) sea mayor a la potencia efectiva N_{ef} . Esto se cumple ya que:

$$N_{AE_1} = 7,35 [HP] = 5,55 [kW] \geq 4,74 [kW] = N_{ef}$$

2) **Factor de Servicio:** Se determina de la misma forma que en el Inciso [2.2.6.1.7](#). Página N° 111, obteniéndose un factor de servicio de $f_s = 1,92$.

3) **Potencia Equivalente:** La potencia equivalente N_{eq} viene dada por:

$$N_{eq} = f_s \cdot N_{ef} = 1,92 \cdot 6,29 = 12,08 \Rightarrow N_{eq} = 12,08 [HP] = 9,11 [kW]$$

4) **Relación de Transmisión:** La relación de transformación i se obtiene según:

$$i = \frac{n_{ent}}{n_{sal}} = \frac{n_{AE_1}}{n_{sal}} = \frac{1.470}{66} = 22,27 \Rightarrow i = 22,27$$

Se adopta la menor relación de transmisión que le sigue por catálogo ($i = 20$).

5) **Preselección:** Entrando en la Tabla N° 57 con una velocidad de salida de 1.500 [r.p.m.] y una relación de transmisión $i = 20$, se busca una potencia nominal mayor a la potencia equivalente $N_{eq} = 9,11$ [kW]. Se preselecciona el Modelo DP 125 con una potencia nominal de 13,8 [kW].

Tabla N° 57. Preselección del Reductor.

POTENCIAS MECANICAS (kW) Y RELACIONES NOMINALES POWER RATING (kW) AND NOMINAL RATIO Doble Reducción -Ejes Paralelos. Double Reduction -Helical Gear Units											
Modelo Model	n1 (r.p.m.)	Relaciones Nominales Nominal Ratio									
		6,3*	8*	10*	12,5*	16	20	22,5	25	28	31,5
DP 125	1800	48,8	46,7	36,7	26,4	20,2	16,0	13,7	11,7	11,0	9,28
	1500	42,2	40,4	31,7	22,8	17,5	13,8	11,8	10,1	9,49	8,02
	1200	35,4	32,3	25,5	19,1	14,0	11,0	9,45	8,06	7,59	6,43
	1000	30,9	26,9	21,3	16,6	11,7	9,20	7,88	6,70	6,33	5,37
	900	28,4	24,2	19,2	15,0	10,5	8,29	7,11	6,02	5,68	4,84
	750	24,7	20,2	16,0	12,5	8,76	6,92	5,96	5,00	4,71	4,05

6) **Potencia Térmica:** De la Tabla N° 58 (extraída de la Página N° 13 del catálogo de reductores Lentax) se obtiene la potencia térmica básica, que corresponde a un funcionamiento continuo con 20° de temperatura ambiente.

Tabla N° 58. Potencia Térmica Nominal del Reductor.

b) Doble reducción
b) Double reduction

Tipo de Refrigeración Type of cooling Ventilación natural Natural cooling	Velocidad del aire Air velocity	Tamaño Unit size									
		100	125	140	160	180	200	225	250	280	320
Espacios cerrados muy reducidos Reduced clearances	>=0,5 m/seg	13,4	22	26	35	51	71	90	122	183	210
Espacios cerrados normales Normal clearances	>=1,4 m/seg	18,2	30	37	51	73	99	129	175	254	292
A la intemperie in the open	>=3,7 m/seg	24,9	41	50	68	99	130	169	232	342	395

Se observa que para un Reductor Modelo 125 de dos etapas, con ventilación natural e instalado a la intemperie, la potencia térmica es $N_{ter} = 41$ [kW]. Dicha potencia debe ser corregida por un factor de temperatura f_w en función de las condiciones reales de trabajo. El mismo se obtiene de la Tabla N° 44 (Página N° 83 Inciso 2.2.4.9.4.) siendo $f_w = 0,63$. Luego, la potencia térmica real N_{tr} viene dada por:

$$N_{tr} = f_w \cdot N_{ter} = 0,63 \cdot 41 = 25,83 \Rightarrow N_{tr} = 25,83 [kW]$$

Se debe verificar que la potencia térmica real N_{tr} sea mayor a la potencia efectiva N_{ef} , lo cual se cumple ya que: $N_{tr} = 25,83 [kW] \geq 4,74 [kW] = N_{ef}$.

Por otra parte, se corroboró que el reductor cumpla con la potencia de arranque y verifique las cargas radiales. Por lo tanto, se selecciona el Reductor Modelo DP 125 ($i = 20$).

El rendimiento del reductor es de 96% por lo que la potencia a la salida de este es:

$$N_{red} = \eta_{reductor} \cdot N_{AE_1} = 0,96 \cdot 7,35 = 7,06 \Rightarrow N_{red} = 7,06 [HP]$$

La velocidad de salida es afectada por dicho rendimiento y por la relación de transmisión:

$$n_{red} = \eta_{reductor} \cdot \frac{n_{AE_1}}{i} = 0,96 \cdot \frac{1.470}{20} = 70 \Rightarrow n_{red} = 70 [r.p.m.]$$

2.2.6.4.8. Selección del Acoplamiento Elástico N° 2

De la Tabla N° 25 (Página N° 50), se selecciona el factor de servicio f_s de acuerdo a la aplicación (transportador a cadena). En este caso: $f_s = 1,5$. Luego, se tiene que la potencia necesaria a transmitir por el acople P_{nec} (según dicho factor) es de:

$$P_{nec} = P \cdot f_s = 7,5 \cdot 1,5 = 11,25 \Rightarrow P_{nec} = 11,25 [HP]$$

Con la P_{nec} y la velocidad angular $n_{red} = 70 [r.p.m.]$ de la Tabla N° 26 (Página N° 51) se obtiene el modelo de acople: **A70**. Se verificó que el acople soporta el torque nominal y el torque de arranque. Se adopta 98% como rendimiento del acoplamiento por lo que:

$$N_{AE_2} = \eta \cdot N_{red} = 0,98 \cdot 7,06 = 6,92 \Rightarrow N_{AE_2} = 6,92 [HP]$$

$$n_{AE_2} = \eta \cdot n_{red} = 0,98 \cdot 70 = 68 \Rightarrow n_{AE_2} = 68 [r.p.m.]$$

Se debe verificar que la potencia a la salida del acoplamiento elástico N° 2 N_{AE_2} sea mayor a la mínima necesaria para impulsar el redler N_{min} , lo cual se cumple ya que:

$$N_{AE_2} = 6,92 [HP] \geq 6,42 [HP] = N_{min}$$

Para el modelo A70 el diámetro del eje que impulsa la cadena debe estar entre $D_{min} = 25 [mm]$ (agujero de la masa) y $B = 100[mm]$ (diámetro de la masa) (Página N° 6 Catálogo de Gummi). Se adopta un diámetro $D_{eje} = 40 [mm]$.

2.2.6.4.9. Verificación de Velocidad Tangencial de la Cadena

Se calcula igual que en Inciso [2.2.6.1.9](#). Página N° 113: $v_t = 0,82 \left[\frac{m}{s} \right]$

2.2.6.4.10. Cálculo de la Carga en la Cadena

Se calcula la carga de trabajo en la cadena T_w como:

$$T_w = \frac{75 \cdot N_{mot}}{v_t} = \frac{75 \cdot 7,5}{0,82} = 685,98 \Rightarrow T_w = 685,98 [kg]$$

Luego, la carga de rotura T_k se obtiene según:

$$T_k = x \cdot T_w = 5 \cdot 685,98 = 3.429,9 \Rightarrow T_k = 3.429,9 [kg]$$

Se debe verificar que la cadena seleccionada soporte la carga de rotura T_k , o sea que la carga nominal de la cadena T_{nom} sea mayor a T_k . De la Tabla N° 54 (Página N° 107) se tiene que $T_{nom} = 6.000 [kg]$ por lo que se cumple la condición.

2.2.6.4.11. Verificación de la Boca de Descarga en el Elevador N° 2

El área de la boca de descarga en el Elevador N° 2 se determina según: $A = \frac{\dot{U}}{v_t}$

El flujo volumétrico \dot{U} se obtiene de la siguiente manera:

$$\dot{U} = \frac{Q_c}{\gamma \cdot 3600} = \frac{45}{0,795 \cdot 3600} = 0,016 \Rightarrow \dot{U} = 0,016 \left[\frac{m^3}{s} \right]$$

Por lo tanto, el área mínima de la boca de descarga es:

$$A_{min} = \frac{\dot{U}}{v} = \frac{0,016}{0,82} = 0,0195 \Rightarrow A_{min} = 0,0195 [m^2] = 195,12 [cm^2]$$

Adoptando una boca de descarga de 15 [cm] por lado, se obtiene un área de 225 [cm²] que asegura el flujo volumétrico mínimo.

2.2.7. Transformador de Energía Eléctrica

Para la selección del transformador es necesario conocer la potencia instalada de la planta. Para ello, se debe sumar la potencia de todos los motores de los equipos instalados. Así mismo, hay que estimar la potencia de los motores de los equipos que se instalarán a futuro (cuyo diseño y cálculo escapan al alcance de este proyecto), los cuales se mencionan a continuación:

Motor del Ventilador del Sistema de Aspiración de Aire Sucio: Debido a que el polvo de cereal es explosivo, se deberá instalar un sistema de aspiración, que extraiga aire sucio (con polvo en suspensión) de los elevadores a cangilones, transportadores a sin fin y redlers. Para ello se debe diseñar un ventilador, los conductos de aspiración y un filtro de mangas (el material que se descargue en el filtro de mangas se enviará a la producción de pellet -subproducto-).

Motor del Transportador a Sin Fin para el Vaciado del Filtro de Mangas: Debajo de la cámara sucia del filtro de mangas, se debe contar con un transportador a sin fin para el transporte del polvo del cereal, que permita vaciar el filtro.

Motor del Compresor de Aire y Motor del Secador de Aire: Para el soplado de las mangas del filtro y para contar una línea de aire comprimido (servicios), es necesario instalar un compresor y un secador de aire.

Secadora de Granos: En el caso de que se desee bajar la humedad de los granos recibidos antes de su acopio, se deberá contar con un equipo de secado de granos.

Por lo tanto, la potencia instalada necesaria para la planta es $P = 303 [HP] = 227,25 [kW]$, tal como se puede observar en la Tabla N° 59. Cabe aclarar que la iluminación exterior, los equipos a conectar en la cabina de mando (PC, aire acondicionado, luz interior, tomacorrientes monofásicos) y la bomba hidráulica de la plataforma volcable, ya se

encuentran alimentados por un cableado subterráneo proveniente de otro transformador, por lo que no se consideran en el cálculo.

Tabla N° 59. Potencia Eléctrica Instalada en Planta.

Equipo	Potencia	
	HP	kW
Elevador N° 1	15	11,25
Elevador N° 2	4	3
Rosca Transportadora N° 1	15	11,25
Roscas Extractoras (9)	49,5	37,13
Redler N° 1	7,5	5,63
Redler N° 2	7,5	5,63
Redler N° 3	12,5	9,38
Redler N° 4	15	11,25
Redler N° 5	12,5	9,38
Redler N° 6	15	11,25
Redler N° 7	12,5	9,38
Redler N° 8	15	11,25
Redler N° 9	12,5	9,38
Redler N° 10	15	11,25
Válvula Desviadora	0,5	0,375
Raseras (34)	17	12,75
Ventilador de Aspiración	25	18,75
Compresor de Aire (Soplado y Servicios)	25	18,75
Secador de Aire	1	0,75
Rosca Filtro de Mangas	1	0,75
Secadora de granos	25	18,75
TOTAL POTENCIA INSTALADA	303	227,25

Estimando el factor de potencia en $\cos(\varphi) = 0,85$, se tiene que la potencia aparente S es:

$$S = \frac{P}{\cos(\varphi)} = \frac{227,25}{0,85} = 267,35 \Rightarrow S = 267,35 \text{ [kVA]}$$

Se estima un coeficiente de simultaneidad de $c_s = 0,85$ (equipos que se van a utilizar al mismo tiempo) y un coeficiente de seguridad de $c_{seg} = 1,2$ (suponiendo una futura ampliación), por lo que la potencia mínima necesaria para el transformador es:

$$S_{min} = c_s \cdot c_{seg} \cdot S = 0,85 \cdot 1,2 \cdot 267,35 = 272,7 \Rightarrow S_{min} = 272,7 \text{ [kVA]}$$

De la Tabla N° 60 (extraída de la Página N° 5 del Catálogo de Transformadores de Distribución Tadeo Czerweny), se escoge un Transformador de Llenado Integral de 315 [kVA] de potencia y una relación de tensión de 13,2 [kV] / 0,4 [kV].

Tabla N° 60. Transformadores de Distribución de Llenado Integral.

IRAM 2250 / IRAM 2269 (#)

Transformadores llenado Integral - Relación 13,2 ± 2 x 2,5% / 0,4 kV								
Potencia	Pérdidas (W)		Ucc	Dimensiones (mm)				Masa
kVA	P ₀	P _{cc}	(%)	Largo	Ancho	Alto	Trocha	kg
** 16*	100	500	4	1000	750	1100	600	350
25*	160	600	4	1000	750	1100	600	400
** 40*	200	900	4	1100	750	1100	600	450
63*	270	1350	4	1150	750	1100	600	550
** 80*	315	1500	4	1200	750	1100	600	600
# 100*	350	1750	4	1200	750	1150	600	650
** 125*	420	2100	4	1450	750	1150	600	700
# 160*	500	2500	4	1500	750	1250	600	800
# 200	600	3000	4	1550	850	1250	600	850
# 250	700	3500	4	1650	900	1250	700	1050
315	850	4250	4	1650	900	1300	700	1250
400	1000	5000	4	1650	950	1500	700	1450
500	1200	6000	4	1650	1050	1650	700	1750
630	1450	7250	4	1650	1050	1650	800	2000
800	1750	8750	5	1800	1050	1675	800	2400
1000	2000	10500	5	1950	1100	1700	800	3150
1250	2200	13000	5	1950	1200	1800	1000	3600

* Se pueden proveer c/sosporte para abrazaderas de sujeción a poste y para plataforma.

** Modelos no contemplados en IRAM 2250.

También se proveen como IRAM 2269 con soporte para sujeción a poste y sin ruedas.

2.2.7.1. Alimentadores

Son los conductores que alimentan los distintos sectores de la planta (Referencia 4 - Figura N° 63) desde el transformador de energía eléctrica (Referencia 2 - Figura N° 63), ingresando en el Centro de Control de Motores (CCM - Referencia 1 - Figura N° 63).

Tabla N° 61. Referencias del Croquis de Planta.

Referencias	
1	CCM - Sala de Mando.
2	Transformador de Energía Eléctrica.
3	Sala de Lubricantes.
4	Línea Subterránea de Alimentadores.
5	Calles de Circulación de Camiones.
6	Futuros Silos.
7	Depósito de Maquinaria.

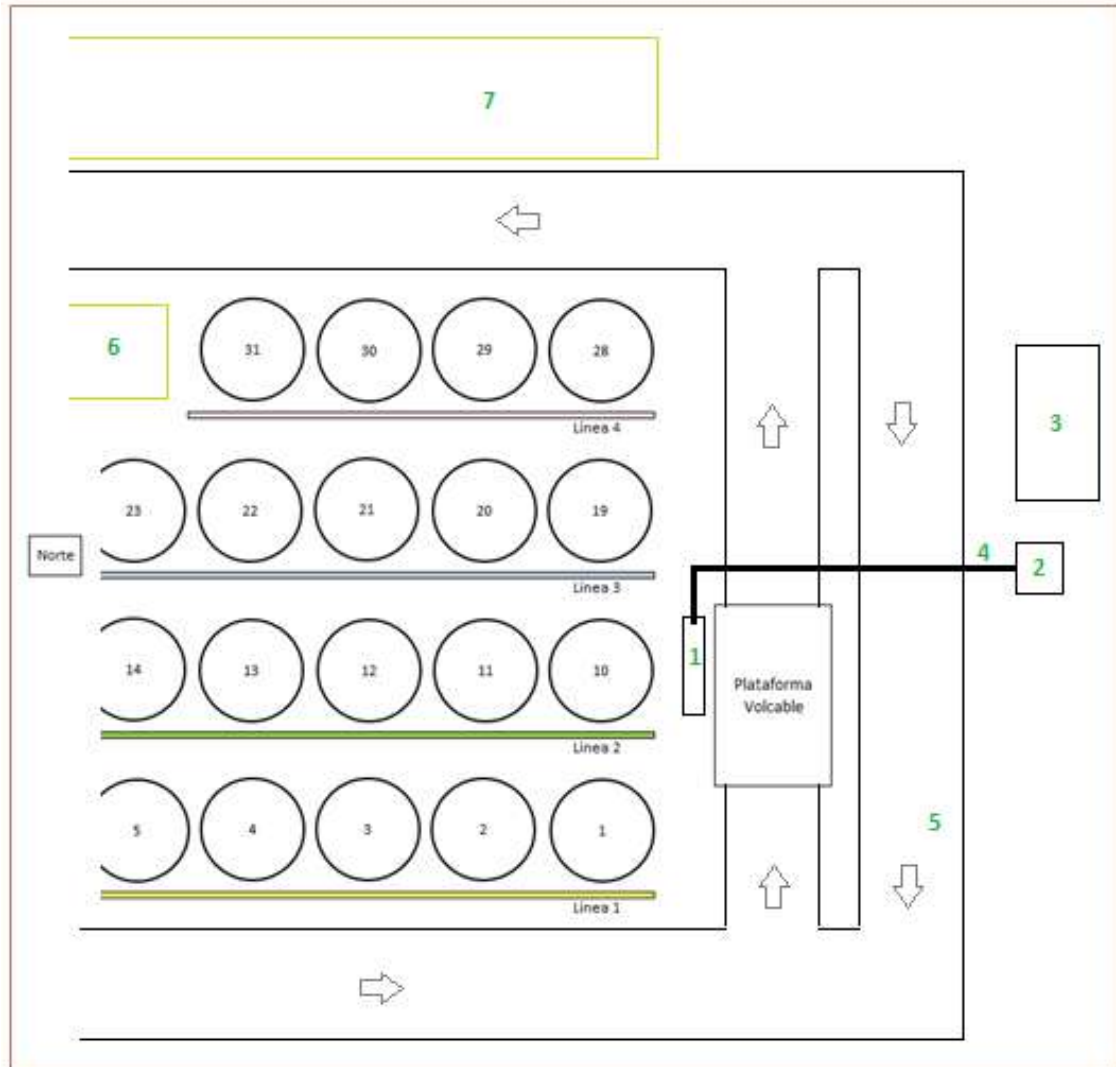


Figura N° 63. Ubicación del Transformador y Línea de Alimentadores en Planta.

La ubicación del transformador se eligió en base al espacio disponible para su instalación, intentando tener la menor longitud posible de los conductores que abastecen a los motores de los equipos (disminuyendo así la caída de tensión en estos).

Para calcular la carga total de cada alimentador, se debe tener en cuenta la cantidad de equipos que éste abastece y la potencia activa de todos ellos (P). Luego, haciendo uso del Factor de Potencia $\cos(\varphi)$ y el Factor de Simultaneidad c_s , se obtiene la Carga Total del Alimentador I_A según la siguiente expresión [34]:

$$I_A = c_s \frac{S \cdot 1.000}{\sqrt{3} \cdot 380} = c_s \frac{\left(\frac{P}{\cos(\varphi)}\right) \cdot 1.000}{\sqrt{3} \cdot 380} \quad [A] \quad [34]$$

De la Ecuación [34], se obtiene el valor de I_A para cada uno de los alimentadores, tal se puede ver en la siguiente tabla:

Tabla N° 62. Carga Total por Alimentador.

Alimentador	P		S [kVA]	I _A [A]
	[HP]	[kW]		
1	79	59,3	92,94	120,03
2	78,5	58,9	92,35	119,27
3	68,5	51,4	80,59	104,07
4	77	57,8	90,59	116,99

A continuación, se muestra cómo están distribuidos los equipos (según los sectores) para cada alimentador:

- **Alimentador N° 1:** Tendrá una carga total de 120,03 [A], alimentando el Elevador a Cangilones N° 1, el Transportador a Sin Fin N° 1, los Redlers N° 3, 4 y 10, la Válvula Desviadora y 12 Raseras ($P = 79$ [HP]).

- **Alimentador N° 2:** Dispondrá de una carga total de 119,27 [A], abasteciendo los Transportadores a Cadena N° 5, 6, 7, 8 y 9 ($P = 78,5$ [HP]).

- **Alimentador N° 3:** Tendrá una carga total de 104,07 [A], alimentando el Elevador a Cangilones N° 2, las 9 Roscas Extractoras de los Silos y los Redlers N° 1 y 2 ($P = 68,5$ [HP]).

- **Alimentador N° 4:** Dispondrá de una carga total de 116,99 [A], abasteciendo los futuros equipos a instalar para la ampliación de la Planta ($P = 77$ [HP]).

Cabe destacar que los Alimentadores N° 1 y 2 abastecerán todos los equipos que permiten el llenado de los silos, mientras que el Alimentador N° 3 hará lo propio con los equipos que se utilizan para el vaciado.

Se utilizarán cables de cobre subterráneos con aislación XLPE con protección de PVC contra rayos UV. Todos los cables utilizados son de aislación Clase II. Los conductores se escogieron del catálogo de la Marca Prysmian, eligiendo el Modelo Retenex Valio IRAM 2178 de acuerdo a sus especificaciones. Los mismos se seleccionaron mediante su corriente admisible y se verificaron según la caída de tensión.

Para los cuatro alimentadores se seleccionó un conductor de tipo 3x50/25 de sección, que presenta una Corriente Admisible $I_{adm} = 163$ [A] (Página N° 76 del Catálogo Prysmian). De acuerdo a la Reglamentación de la A.E.A., dicha corriente I_{adm} debe ser afectada por los coeficientes de agrupamiento, temperatura del terreno y condiciones del terreno:

- Para una disposición de conductores dispuestos en caños metálicos enterrados, separados a 1 [m] de distancia entre sí, se tiene un coeficiente de agrupamiento $c_{agr} = 0,9$ (Página N° 109 de la Reglamentación de la A.E.A.).
- Estimando la temperatura media del terreno en 25°, se elige un coeficiente de temperatura $c_{tem} = 1$ (Página N° 108 de la Reglamentación de la A.E.A.).
- Teniendo en cuenta que las condiciones del terreno se puede calificar como “tierra normal seca”, se escoge un coeficiente de condiciones del terreno $c_{ter} = 1$ (Página N° 108 de la Reglamentación de la A.E.A.).

Haciendo uso de esos tres factores, se determina la corriente real que soporta el conductor en dichas condiciones I_c , según la expresión [35]:

$$I_c = c_{agr} \cdot c_{tem} \cdot c_{ter} \cdot I_{adm} = 0,9 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 163 = 146,7 \Rightarrow I_c = 146,7 \text{ [A]} \quad [35]$$

Tal se puede observar en la Tabla N° 63, se cumple que dicha corriente es mayor a la carga del alimentador: $I_c > I_A$.

Tabla N° 63. Cálculo de las Corrientes en los Alimentadores.

Alimentador	Sección	Material	Aislación	Vaina	I_{adm} [A]	C_{agr}	C_{tem}	C_{ter}	I_c [A]	I_A [A]
1	3x50/25	Cobre	XLPE	PVC	163	0,9	1	1	146,7	120,03
2	3x50/25	Cobre	XLPE	PVC	163	0,9	1	1	146,7	119,27
3	3x50/25	Cobre	XLPE	PVC	163	0,9	1	1	146,7	104,07
4	3x50/25	Cobre	XLPE	PVC	163	0,9	1	1	146,7	116,99

Para los conductores de baja y media tensión, se tiene que la Impedancia del Conductor Z viene dada por [36]:

$$Z = R \cdot \cos(\varphi) + X \cdot \text{sen}(\varphi) \left[\frac{\Omega}{km} \right] \quad [36]$$

Los valores de Resistencia $R = 0,493 \left[\frac{\Omega}{km} \right]$ y de Reactancia $X = 0,0726 \left[\frac{\Omega}{km} \right]$ de los conductores fueron extraídos de la Página N° 73 del Catálogo Prysmian.

Por otra parte, la Caída de Tensión en el Conductor ΔU , se obtiene según [37]:

$$\Delta U = \sqrt{3} \cdot L \cdot Z \cdot I_A [V] \quad [37]$$

Donde:

L = Longitud del conductor [km].

Utilizando [36] y [37] se calcula la caída de tensión de cada conductor, cuyos valores se pueden ver en la Tabla N° 64. En la misma se observa que en ninguno de los casos, el valor porcentual de la caída de tensión ΔU % supera el 1 %, lo que permite tener una caída de tensión máxima del 4 % aproximadamente desde la salida del CCM hasta la bornera de cualquiera de los motores (la caída de tensión total no debe superar el 5%).

Tabla N° 64. Cálculo de la Caída de Tensión en los Alimentadores.

Alimentador	L [km]	Sección	Material	Aislación	Vaina	R [Ω /km]	X [Ω /km]	FP	Z [Ω /km]	I_A [A]	ΔU [V]	ΔU %
1	0,035	3x50/25	Cobre	XLPE	PVC	0,493	0,0726	0,85	0,46	120,03	3,33	0,9
2	0,035	3x50/25	Cobre	XLPE	PVC	0,493	0,0726	0,85	0,46	119,27	3,31	0,9
3	0,035	3x50/25	Cobre	XLPE	PVC	0,493	0,0726	0,85	0,46	104,07	2,89	0,8
4	0,035	3x50/25	Cobre	XLPE	PVC	0,493	0,0726	0,85	0,46	116,99	3,24	0,9

Por lo tanto, se disponen de 4 conductores Marca Prysmian Modelo Retenax Valio de 3x50/25 de 35 [m] de largo para los alimentadores. Los conductores estarán alojados en caños metálicos individuales enterrados a una profundidad de 0,7 [m] desde el nivel del suelo y separados entre sí a 1 [m] de distancia.

Para determinar la sección mínima del caño metálico que aloja a los conductores, se utiliza como referencia el criterio de cálculo de la Reglamentación de la A.E.A. (Página N° 81), donde se indica que la sección del total del conductor no debe superar el 35% de la sección interior del caño.

Teniendo en cuenta que la sección del conductor es $A_c = 165,13 [mm^2]$, se determina que la sección mínima del caño A_{min} debe ser:

$$A_{\min} = \frac{A_c}{0,35} = \frac{165,13}{0,35} = 471,8 \Rightarrow A_{\min} = 471,8 [mm^2]$$

Finalmente, se calcula el diámetro mínimo del caño metálico d_{\min} como:

$$A_{\min} = \frac{\pi \cdot d_{\min}^2}{4} \Rightarrow d_{\min} = \sqrt{\frac{4 A_{\min}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 471,8}{\pi}} = 24,51 \Rightarrow d_{\min} = 24,51 [mm] = 0,96''$$

Por lo tanto, se adopta un diámetro de 1" para cada caño metálico, de esta manera se asegura que la disipación térmica de los conductores será adecuada en condiciones normales de trabajo.

2.3. Cómputo de Materiales y Presupuesto

A continuación, se muestra un Presupuesto Estimado⁴ para llevar a cabo el proyecto:

Tabla N° 65. Presupuesto del Proyecto.

PRESUPUESTO PROYECTO					
Equipo	Precio Unitario		Cantidad	Precio Total	
	AR\$	USD		AR\$	USD
Elevador a Cangilones N° 1	\$ 4.251.445	USD 22.614,1	1	\$ 4.251.445	USD 22.614,1
Elevador a Cangilones N° 2	\$ 2.478.942	USD 13.185,9	1	\$ 2.478.942	USD 13.185,9
Rosca Transpotadora N° 1	\$ 877.941	USD 4.669,9	1	\$ 877.941	USD 4.669,9
Roscas Extractoras de Silos	\$ 518.540	USD 2.758,2	9	\$ 4.666.862	USD 24.823,7
Redlers N° 1 y 2	\$ 2.436.503	USD 12.960,1	2	\$ 4.873.007	USD 25.920,2
Redlers N° 3, 5, 7 y 9	\$ 2.432.272	USD 12.937,6	4	\$ 9.729.089	USD 51.750,5
Redler N° 4, 6 y 8	\$ 3.595.472	USD 19.124,9	3	\$ 10.786.417	USD 57.374,6
Redler N° 10	\$ 3.411.604	USD 18.146,8	1	\$ 3.411.604	USD 18.146,8
Cañerías de Descarga	\$ 173.398	USD 922,3	3	\$ 520.195	USD 2.767,0
Válvula Desviadora	\$ 80.554	USD 428,5	1	\$ 80.554	USD 428,5
Raseras	\$ 70.822	USD 376,7	34	\$ 2.407.962	USD 12.808,3
Tolva de Recepción	\$ 330.900	USD 1.760,1	1	\$ 330.900	USD 1.760,1
Transformador de Energía Eléctrica	\$ 4.038.992	USD 21.484,0	1	\$ 4.038.992	USD 21.484,0
Alimentadores	\$ 5.038	USD 26,8	140	\$ 705.320	USD 3.751,7
Subtotal Equipos, Insumos y Materiales				\$ 49.159.229	USD 261.485,3
Costo de MO para Montaje	\$ 3.225.680	USD 17.157,9	1	\$ 3.225.680	USD 17.157,9
Subtotal Mano de Obra				\$ 3.225.680	USD 17.157,9
TOTAL PROYECTO				\$ 52.384.909	USD 278.643,1

Así mismo, en las siguientes tablas, se observa el Cómputo de Materiales y un Presupuesto Estimado para cada uno de los equipos diseñados o seleccionados:

⁴ El tipo de cambio se adoptó según el valor con el que trabaja la empresa actualmente (188 AR\$ = 1 USD).

Tabla N° 66. Presupuesto del Elevador a Cangilones N° 1.

PRESUPUESTO ELEVADOR A CANGILONES N° 1					
Componente	Precio Unitario		Cantidad	Precio Total	
	AR\$	USD		AR\$	USD
Motor Eléctrico WEQ WE22 15 [HP] 1.500 [r.p.m.]	\$ 200.851	USD 1.068,4	1	\$ 200.851	USD 1.068,4
Acoplamiento Hidráulico TISA Hydro Oil 5000	\$ 187.221	USD 995,9	1	\$ 187.221	USD 995,9
Acoplamiento Elástico Gummi A35	\$ 20.989	USD 111,6	1	\$ 20.989	USD 111,6
Reductor de Ejes Paralelos Lentax DP 140	\$ 253.785	USD 1.349,9	1	\$ 253.785	USD 1.349,9
Acoplamiento Elástico Gummi A80	\$ 70.464	USD 374,8	1	\$ 70.464	USD 374,8
Cangilones CC Max Carga Pesada 16 x 8	\$ 1.579	USD 8,4	90	\$ 142.128	USD 756,0
Bulonería para Cangilones	\$ 75	USD 0,4	90	\$ 6.768	USD 36,0
Banda Velta VT-EP 800/4 por 43 [m]	\$ 11.155	USD 59,3	43	\$ 479.651	USD 2.551,3
Mordazas de Sujeción para Banda 4B Vise Splice	\$ 2.670	USD 14,2	10	\$ 26.696	USD 142,0
Tambor Superior ROTRANS 500	\$ 226.163	USD 1.203,0	1	\$ 226.163	USD 1.203,0
Tambor Inferior ROTRANS 500 Jaula de Ardilla	\$ 214.855	USD 1.142,8	1	\$ 214.855	USD 1.142,8
Chapas y Hierros para Pantalones, Pie y Cabezal	\$ 1.868.218	USD 9.937,3	1	\$ 1.868.218	USD 9.937,3
Recubrimiento Antiabrasivo Cabezal	\$ 93.411	USD 496,9	1	\$ 93.411	USD 496,9
Bulonería para Estructuras	\$ 24.867	USD 132,3	1	\$ 24.867	USD 132,3
Plataforma de Acceso	\$ 373.644	USD 1.987,5	1	\$ 373.644	USD 1.987,5
Sensores de Desvío de Banda y Velocidad	\$ 4.211	USD 22,4	2	\$ 8.422	USD 44,8
Insumos y Accesorios para Montaje	\$ 53.312	USD 283,6	1	\$ 53.312	USD 283,6
Subtotal Equipos, Insumos y Materiales				\$ 4.251.445	USD 22.614,1
Costo de MO para Montaje	\$ 355.416	USD 1.890,5	1	\$ 355.416	USD 1.890,5
Subtotal Mano de Obra				\$ 355.416	USD 1.890,5
TOTAL ELEVADOR A CANGILONES N° 1				\$ 4.606.860	USD 24.504,6

Tabla N° 67. Presupuesto de la Rosca Transportadora N° 1.

PRESUPUESTO ROSCA TRANSPORTADORA N° 1					
Componente	Precio Unitario		Cantidad	Precio Total	
	AR\$	USD		AR\$	USD
Motoreductor Compacto Lentax F4T2 15 - 15 [HP]	\$ 301.276	USD 1.602,5	1	\$ 301.276	USD 1.602,5
Acoplamiento Elástico Gummi A 80	\$ 70.464	USD 374,8	1	\$ 70.464	USD 374,8
Tornillo Sinfin	\$ 257.089	USD 1.367,5	1	\$ 257.089	USD 1.367,5
Caño Exterior	\$ 231.897	USD 1.233,5	1	\$ 231.897	USD 1.233,5
Insumos y Accesorios para Montaje	\$ 17.215	USD 91,6	1	\$ 17.215	USD 91,6
Subtotal Equipos, Insumos y Materiales				\$ 877.941	USD 4.669,9
Costo de MO para Montaje	\$ 86.073	USD 457,8	1	\$ 86.073	USD 457,8
Subtotal Mano de Obra				\$ 86.073	USD 457,8
TOTAL ROSCA TRANSPORTADORA N° 1				\$ 964.013	USD 5.127,7

Tabla N° 68. Presupuesto del Elevador a Cangilones N° 2.

PRESUPUESTO ELEVADOR A CANGILONES N° 2					
Componente	Precio Unitario		Cantidad	Precio Total	
	AR\$	USD		AR\$	USD
Motor Eléctrico WEQ WE22 4 [HP] 1.500 [r.p.m.]	\$ 55.087	USD 293,0	1	\$ 55.087	USD 293,0
Acoplamiento Elástico Gummi A20	\$ 18.769	USD 99,8	1	\$ 18.769	USD 99,8
Reductor de Ejes Paralelos Lentax DP 100	\$ 208.231	USD 1.107,6	1	\$ 208.231	USD 1.107,6
Acoplamiento Elástico Gummi A50	\$ 28.486	USD 151,5	1	\$ 28.486	USD 151,5
Cangilones CC Max Carga Pesada 12 x 8	\$ 1.260	USD 6,7	33	\$ 41.567	USD 221,1
Bulonería para Cangilones	\$ 75	USD 0,4	33	\$ 2.482	USD 13,2
Banda Velta VT-EP 800/4 por 17 [m]	\$ 8.924	USD 47,5	17	\$ 151.703	USD 806,9
Mordazas de Sujeción para Banda 4B Vise Splice	\$ 2.670	USD 14,2	8	\$ 21.357	USD 113,6
Tambor Superior ROTRANS 500	\$ 226.163	USD 1.203,0	1	\$ 226.163	USD 1.203,0
Tambor Inferior ROTRANS 500 Jaula de Ardilla	\$ 214.855	USD 1.142,8	1	\$ 214.855	USD 1.142,8
Chapas y Hierros para Pantalones, Pie y Cabezal	\$ 1.154.898	USD 6.143,1	1	\$ 1.154.898	USD 6.143,1
Recubrimiento Antiabrasivo Cabezal	\$ 57.745	USD 307,2	1	\$ 57.745	USD 307,2
Bulonería para Estructuras	\$ 13.677	USD 72,7	1	\$ 13.677	USD 72,7
Plataforma de Acceso	\$ 230.980	USD 1.228,6	1	\$ 230.980	USD 1.228,6
Sensores de Desvío de Banda y Velocidad	\$ 4.211	USD 22,4	2	\$ 8.422	USD 44,8
Insumos y Accesorios para Montaje	\$ 44.521	USD 236,8	1	\$ 44.521	USD 236,8
Subtotal Equipos, Insumos y Materiales				\$ 2.478.942	USD 13.185,9
Costo de MO para Montaje	\$ 222.603	USD 1.184,1	1	\$ 222.603	USD 1.184,1
Subtotal Mano de Obra				\$ 222.603	USD 1.184,1
TOTAL ELEVADOR A CANGILONES N° 2				\$ 2.701.545	USD 14.369,9

Tabla N° 69. Presupuesto de las Roscas Extractoras.

PRESUPUESTO ROSCAS EXTRACTORAS					
Componente	Precio Unitario		Cantidad	Precio Total	
	AR\$	USD		AR\$	USD
Motoreductor Compacto Lentax F1T2 5,5 - 5,5 [HP]	\$ 117.257	USD 623,7	9	\$ 1.055.310	USD 5.613,3
Acoplamiento Elástico Gummi A60	\$ 42.538	USD 226,3	9	\$ 382.838	USD 2.036,4
Tornillo Sinfin	\$ 137.983	USD 734,0	9	\$ 1.241.848	USD 6.605,6
Caño Exterior	\$ 185.518	USD 986,8	9	\$ 1.669.658	USD 8.881,2
Sistema Cremallera-Piñon	\$ 14.422	USD 76,7	9	\$ 129.796	USD 690,4
Guillotina de Cierre	\$ 10.656	USD 56,7	9	\$ 95.904	USD 510,1
Insumos y Accesorios para Montaje	\$ 10.167	USD 54,1	9	\$ 91.507	USD 486,7
Subtotal Equipos, Insumos y Materiales				\$ 4.666.862	USD 24.823,7
Costo de MO para Montaje	\$ 50.837	USD 270,4	9	\$ 457.535	USD 2.433,7
Subtotal Mano de Obra				\$ 457.535	USD 2.433,7
TOTAL ROSCAS EXTRACTORAS				\$ 5.124.397	USD 27.257,4

Tabla N° 70. Presupuesto de los Redlers N° 1 y 2.

PRESUPUESTO REDLERS N° 1 Y 2					
Componente	Precio Unitario		Cantidad	Precio Total	
	AR\$	USD		AR\$	USD
Motor Eléctrico WEQ WE22 7,5 [HP] 1.500 [r.p.m.]	\$ 111.171	USD 591,3	2	\$ 222.343	USD 1.182,7
Acoplamiento Elástico Gummi A25	\$ 20.557	USD 109,3	2	\$ 41.113	USD 218,7
Reductor de Ejes Paralelos Lentax DP 125	\$ 235.052	USD 1.250,3	2	\$ 470.104	USD 2.500,6
Acoplamiento Elástico Gummi A70	\$ 56.606	USD 301,1	2	\$ 113.213	USD 602,2
Cadena Power Chain G-1300 por 73,8 [m]	\$ 763.092	USD 4.059,0	2	\$ 1.526.184	USD 8.118,0
Ruedas para Cadena de Transporte	\$ 7.332	USD 39,0	4	\$ 29.328	USD 156,0
Rodillos de Retorno de Polietireno con Eje	\$ 5.076	USD 27,0	68	\$ 345.168	USD 1.836,0
Chapas para Cajón de Transporte	\$ 891.649	USD 4.742,8	2	\$ 1.783.299	USD 9.485,6
Bulonería para Estructuras	\$ 12.180	USD 64,8	1	\$ 12.180	USD 64,8
Recubrimiento Antiabrasivo Piso	\$ 111.456	USD 592,9	2	\$ 222.912	USD 1.185,7
Sensores de Desborde y Corte de Cadena	\$ 4.603	USD 24,5	4	\$ 18.412	USD 97,9
Insumos y Accesorios para Montaje	\$ 44.375	USD 236,0	2	\$ 88.751	USD 472,1
Subtotal Equipos, Insumos y Materiales				\$ 4.873.007	USD 25.920,2
Costo de MO para Montaje	\$ 221.877	USD 1.180,2	2	\$ 443.755	USD 2.360,4
Subtotal Mano de Obra				\$ 443.755	USD 2.360,4
TOTAL REDLERS N° 1 Y 2				\$ 5.316.762	USD 28.280,6

Tabla N° 71. Presupuesto de los Redlers N° 3, 5, 7 y 9.

PRESUPUESTO REDLERS N° 3, 5, 7 Y 9					
Componente	Precio Unitario		Cantidad	Precio Total	
	AR\$	USD		AR\$	USD
Motor Eléctrico WEQ WE22 12,5 [HP] 1.500 [r.p.m.]	\$ 175.447	USD 933,2	4	\$ 701.787	USD 3.732,9
Acoplamiento Elástico Gummi A35	\$ 20.989	USD 111,6	4	\$ 83.956	USD 446,6
Reductor de Ejes Paralelos Lentax DP 140	\$ 253.785	USD 1.349,9	4	\$ 1.015.140	USD 5.399,7
Acoplamiento Elástico Gummi A70	\$ 56.606	USD 301,1	4	\$ 226.426	USD 1.204,4
Cadena Power Chain G-1300 por 64,4 [m]	\$ 665.896	USD 3.542,0	4	\$ 2.663.584	USD 14.168,0
Ruedas para Cadena de Transporte	\$ 7.332	USD 39,0	8	\$ 58.656	USD 312,0
Rodillos de Retorno de Polietireno con Eje	\$ 5.076	USD 27,0	116	\$ 588.816	USD 3.132,0
Chapas para Cajón de Transporte	\$ 891.649	USD 4.742,8	4	\$ 3.566.597	USD 18.971,3
Bulonería para Estructuras	\$ 13.398	USD 71,3	1	\$ 13.398	USD 71,3
Recubrimiento Antiabrasivo Piso	\$ 148.608	USD 790,5	4	\$ 594.433	USD 3.161,9
Sensores de Desborde y Corte de Cadena	\$ 4.603	USD 24,5	8	\$ 36.825	USD 195,9
Insumos y Accesorios para Montaje	\$ 44.868	USD 238,7	4	\$ 179.471	USD 954,6
Subtotal Equipos, Insumos y Materiales				\$ 9.729.089	USD 51.750,5
Costo de MO para Montaje	\$ 168.254	USD 895,0	4	\$ 673.017	USD 3.579,9
Subtotal Mano de Obra				\$ 673.017	USD 3.579,9
TOTAL REDLERS N° 3, 5, 7 Y 9				\$ 10.402.106	USD 55.330,4

Tabla N° 72. Presupuesto de los Redlers N° 4, 6 y 8.

PRESUPUESTO REDLERS N° 4, 6 Y 8					
Componente	Precio Unitario		Cantidad	Precio Total	
	AR\$	USD		AR\$	USD
Motor Eléctrico WEQ WE22 15 [HP] 1.500 [r.p.m.]	\$ 200.851	USD 1.068,4	3	\$ 602.553	USD 3.205,1
Acoplamiento Elástico Gummi A45	\$ 25.891	USD 137,7	3	\$ 77.673	USD 413,2
Reductor de Ejes Paralelos Lentax DP 140	\$ 253.785	USD 1.349,9	3	\$ 761.355	USD 4.049,8
Acoplamiento Elástico Gummi A80	\$ 70.464	USD 374,8	3	\$ 211.393	USD 1.124,4
Cadena Power Chain G-1400 por 83,8 [m]	\$ 945.264	USD 5.028,0	3	\$ 2.835.792	USD 15.084,0
Ruedas para Cadena de Transporte	\$ 7.332	USD 39,0	6	\$ 43.992	USD 234,0
Rodillos de Retorno de Polietireno con Eje	\$ 5.076	USD 27,0	120	\$ 609.120	USD 3.240,0
Chapas para Cajón de Transporte	\$ 1.634.690	USD 8.695,2	3	\$ 4.904.071	USD 26.085,5
Bulonería para Estructuras	\$ 13.398	USD 71,3	3	\$ 40.193	USD 213,8
Recubrimiento Antiabrasivo Piso	\$ 157.835	USD 839,5	3	\$ 473.506	USD 2.518,6
Sensores de Desborde y Corte de Cadena	\$ 4.603	USD 24,5	6	\$ 27.619	USD 146,9
Insumos y Accesorios para Montaje	\$ 66.384	USD 353,1	3	\$ 199.151	USD 1.059,3
Subtotal Equipos, Insumos y Materiales				\$ 10.786.417	USD 57.374,6
Costo de MO para Montaje	\$ 165.959	USD 882,8	3	\$ 497.878	USD 2.648,3
Subtotal Mano de Obra				\$ 497.878	USD 2.648,3
TOTAL REDLERS N° 4, 6 Y 8				\$ 11.284.296	USD 60.022,8

Tabla N° 73. Presupuesto del Redler N° 10.

PRESUPUESTO REDLER N° 10					
Componente	Precio Unitario		Cantidad	Precio Total	
	AR\$	USD		AR\$	USD
Motor Eléctrico WEQ WE22 15 [HP] 1.500 [r.p.m.]	\$ 200.851	USD 1.068,4	1	\$ 200.851	USD 1.068,4
Acoplamiento Elástico Gummi A45	\$ 25.891	USD 137,7	1	\$ 25.891	USD 137,7
Reductor de Ejes Paralelos Lentax DP 140	\$ 253.785	USD 1.349,9	1	\$ 253.785	USD 1.349,9
Acoplamiento Elástico Gummi A80	\$ 70.464	USD 374,8	1	\$ 70.464	USD 374,8
Cadena Power Chain G-1400 por 81,4 [m]	\$ 841.676	USD 4.477,0	1	\$ 841.676	USD 4.477,0
Ruedas para Cadena de Transporte	\$ 7.332	USD 39,0	2	\$ 14.664	USD 78,0
Rodillos de Retorno de Polietireno con Eje	\$ 5.076	USD 27,0	39	\$ 197.964	USD 1.053,0
Chapas para Cajón de Transporte	\$ 1.634.690	USD 8.695,2	1	\$ 1.634.690	USD 8.695,2
Bulonería para Estructuras	\$ 6.699	USD 35,6	1	\$ 6.699	USD 35,6
Recubrimiento Antiabrasivo Piso	\$ 123.964	USD 659,4	1	\$ 123.964	USD 659,4
Sensores de Desborde y Corte de Cadena	\$ 4.603	USD 24,5	2	\$ 9.206	USD 49,0
Insumos y Accesorios para Montaje	\$ 31.750	USD 168,9	1	\$ 31.750	USD 168,9
Subtotal Equipos, Insumos y Materiales				\$ 3.411.604	USD 18.146,8
Costo de MO para Montaje	\$ 158.752	USD 844,4	1	\$ 158.752	USD 844,4
Subtotal Mano de Obra				\$ 158.752	USD 844,4
TOTAL REDLER N° 10				\$ 3.570.356	USD 18.991,3

Tabla N° 74. Presupuesto de las Cañerías de Descarga.

PRESUPUESTO CAÑERÍAS DE DESCARGA					
Componente	Precio Unitario		Cantidad	Precio Total	
	AR\$	USD		AR\$	USD
Cañerías de Descarga Elevador N° 1	\$ 182.205	USD 969,2	2	\$ 364.410	USD 1.938,3
Cañería de Descarga Elevador N° 2	\$ 30.367	USD 161,5	1	\$ 30.367	USD 161,5
Recubrimiento Antiabrasivo	\$ 106.286	USD 565,4	1	\$ 106.286	USD 565,4
Insumos y Accesorios para Montaje	\$ 6.377	USD 33,9	3	\$ 19.131	USD 101,8
<i>Subtotal Equipos, Insumos y Materiales</i>				\$ 520.195	USD 2.767,0
Costo de MO para Montaje	\$ 95.657	USD 508,8	1	\$ 95.657	USD 508,8
<i>Subtotal Mano de Obra</i>				\$ 95.657	USD 508,8
TOTAL CAÑERÍAS DE DESCARGA				\$ 615.852	USD 3.275,8

Tabla N° 75. Presupuesto de la Válvula Desviadora.

PRESUPUESTO VÁLVULA DESVIADORA					
Componente	Precio Unitario		Cantidad	Precio Total	
	AR\$	USD		AR\$	USD
Motor Eléctrico WEQ WE22 0,5 [HP] 1.500 [r.p.m.]	\$ 38.453	USD 204,5	1	\$ 38.453	USD 204,5
Cuerpo de Válvula Desviadora	\$ 32.944	USD 175,2	1	\$ 32.944	USD 175,2
Sensores Inductivos de Posición	\$ 3.456	USD 18,4	2	\$ 6.911	USD 36,8
Insumos y Accesorios para Montaje	\$ 2.246	USD 11,9	1	\$ 2.246	USD 11,9
<i>Subtotal Equipos, Insumos y Materiales</i>				\$ 80.554	USD 428,5
Costo de MO para Montaje	\$ 7.729	USD 41,1	1	\$ 7.729	USD 41,1
<i>Subtotal Mano de Obra</i>				\$ 7.729	USD 41,1
TOTAL VÁLVULA DESVIADORA				\$ 88.283	USD 469,6

Tabla N° 76. Presupuesto de las Raseras.

PRESUPUESTO RASERAS					
Componente	Precio Unitario		Cantidad	Precio Total	
	AR\$	USD		AR\$	USD
Motor Eléctrico WEQ WE22 0,5 [HP] 1.500 [r.p.m.]	\$ 38.453	USD 204,5	34	\$ 1.307.419	USD 6.954,4
Sistema Cremallera-Piñón	\$ 14.422	USD 76,7	34	\$ 490.341	USD 2.608,2
Chapa de Cierre (Compuerta)	\$ 10.656	USD 56,7	34	\$ 362.305	USD 1.927,2
Final de Carrera de Posición	\$ 3.311	USD 17,6	68	\$ 225.171	USD 1.197,7
Insumos y Accesorios para Montaje	\$ 668	USD 3,6	34	\$ 22.727	USD 120,9
<i>Subtotal Equipos, Insumos y Materiales</i>				\$ 2.407.962	USD 12.808,3
Costo de MO para Montaje	\$ 6.684	USD 35,6	34	\$ 227.265	USD 1.208,9
<i>Subtotal Mano de Obra</i>				\$ 227.265	USD 1.208,9
TOTAL RASERAS				\$ 2.635.227	USD 14.017,2

3. Resultados y Conclusiones

Mediante la ejecución de este proyecto se espera aumentar la capacidad de descarga de la planta de acopio y disminuir los costos operativos. Así mismo, se espera contar con instalaciones más seguras y flexibles para el personal en general e integrar adecuadamente los nuevos activos al plan de mantenimiento ya existente.

3.1. Continuación del Proyecto a Futuro

En el futuro se pretende continuar con el proyecto en la Planta de Acopio (dichas tareas escapan al alcance de este proyecto final). La continuación consiste en:

- Cálculo de Sistema de Aspiración (Conductos, Ventilador, Filtros de Mangas e Instalación de Aire Comprimido).
- Cálculo de la Iluminación Exterior.
- Instalación de Banco de Capacitores para Corrección de Factor de Potencia.
- Instalación de Secadora de Granos.
- Diseño de las Instalaciones Eléctricas de Baja Tensión (cableado, protección y comando, diseño de tableros y CCM).
- Automatización de Procesos (mediante PLC y software de mando mediante PC).
- Desarrollo de Plan de Mantenimiento y de Seguridad.
- Diseño de Cabina de Operación.

4. Fuentes

4.1. Bibliografía

Zignoli, V. - Trasporti Meccanici - Volumen II - 1970.

Norton, R. - Diseño de Máquinas, Un enfoque integrado - 4° Edición, Pearson Ed. - 2011.

Lobosco, O., Días, J.L. - Selección y aplicación de motores eléctricos. Tomo I - Marcombo - 1990.

Apuntes y material de la cátedra Instalaciones Industriales.

Apuntes y material de la cátedra Elementos de Máquinas.

4.2. Manuales y Catálogos de Fabricantes

Catálogo de Motorreductores Lentax - Edición 2019.

Catálogo de Transportadores a Cadenas York - Edición 2017.

Catálogo de Sinfines FAS - Edición 2019.

Catálogo de Norias York - Edición 2017.

Catálogo de Cintas para Elevadores Pirelli - Edición 2015.

Catálogo de Motores Eléctricos WEG - Edición 2019.

Catálogo de Elevadores SCAFCO - Edición 2016.

Catálogo de Embragues Hidrodinámicos Hydro Oil TISA - Edición 2016.

Catálogo de Transformadores de Distribución Tadeo Czerweny - Edición 2020.

Catálogo de Conductores Prysmian - Edición 2019.

Reglamento para la Ejecución de Instalaciones Eléctricas - Asociación Electrotécnica Argentina (A.E.A.) - Edición 2016.