

Informe Final de Práctica Profesional Supervisada

Cálculo y diseño de un transportador a cadena tipo redler para una planta de extracción de aceite de soja.

Facultad de Ingeniería

Universidad Nacional de La Pampa

Autor: RAMIREZ, Santiago Matías

Carrera: Ingeniería Electromecánica (plan 2004)

Empresa: GENTE DE LA PAMPA S.A. (Catriló, La Pampa)

Tutor de la Facultad: Ing. SCHPETTER, Nicolás (*Instalaciones Industriales*. Prof. Adjunto)

Tutor de la Empresa: Ing. MANASSERO, Federico

Lugar de Presentación: General Pico, La Pampa.

Aprobado: 16 de junio de 2023

Jurado Evaluador:

MASSOLO, Alejandro Luis. (*Componentes de Sistemas de Control*. Prof. Adjunto – *Tecnología Mecánica, Física I*. JTP).

LEGUIZAMÓN, Lucas Oscar. (*Teoría de Control Clásico, Instalaciones eléctricas*. Prof. adjunto).

BERTI, Hugo. (*Control de procesos discontinuos. Control de procesos continuos*. Prof. Adjunto – *Métodos numéricos*. JTP).

Año: 2023

Resumen

En la industria moderna es crucial diseñar y fabricar equipos altamente confiables y resistentes para satisfacer las demandas de un mercado cada vez más exigente y globalizado. Además, es fundamental documentar todo el proceso de cálculo y diseño a fin de tener una base para estudiar, analizar y proponer mejoras en el diseño de estos equipos.

En este informe se detalla el diseño de un transportador a cadena tipo redler, ampliamente utilizado en las industrias locales, para una planta de extracción de aceite de soja. Se lleva a cabo el cálculo y la verificación de los diferentes elementos que conforman el equipo, como el motor, el reductor y los rodamientos, teniendo en cuenta los aspectos teóricos correspondientes comparándolos con los conocimientos adquiridos desde la experiencia. Para complementar el diseño del redler se realiza un breve estudio de la estructura para soportar la maquinaria y se calcula la instalación eléctrica con sus correspondientes verificaciones según la normativa vigente.

Por último, se hace resalta la importancia de desarrollar un plan de mantenimiento preventivo para garantizar la confiabilidad del equipo y prolongar su vida útil.

Palabras Clave: redler, agroindustria, diseño, transporte

Abstract

In the modern industry, it is crucial to design and manufacture highly reliable and durable equipment to meet the demands of an increasingly demanding and globalized market. Additionally, it is essential to document the entire calculation and design process in order to have a foundation for studying, analyzing, and proposing improvements in the design of these equipment.

This report details the design of a Redler-type chain conveyor, widely used in local industries, for a soybean oil extraction plant. The calculation and verification of the different components that make up the equipment, such as the motor, reducer, and bearings, are carried out, taking into account the corresponding theoretical aspects and comparing them with the knowledge acquired from experience. To complement the Redler design, a brief study of the structure to support the machinery is conducted, and the electrical installation is calculated with its corresponding verifications according to current regulations.

Finally, the importance of developing a preventive maintenance plan is highlighted to ensure the reliability of the equipment and extend its lifespan.

Keywords: redler, industry, design, conveyor

INDICE

1 - Introducción	4
2 - Descripción de la empresa	5
3 - Descripción del transporte	7
Transportadores a cadena	7
Características del redler 501 A	10
4 – Memoria de cálculo	13
4.1 Sección útil de transporte	13
4.2 Potencia	14
4.3 Selección del motor	19
4.4 Reducción de velocidad	20
4.4.1 Selección del reductor	21
4.4.2 Cálculo de la transmisión secundaria	24
4.4.3 Acople Motor reductor	27
4.5 Cadena de arrastre	28
4.5.1 Corona	31
4.6 Cálculo y diseño de los ejes	32
4.7 Rodamientos	42
4.8 Cajones	46
4.8.1 Guías	46
4.8.2 Laterales	47
4.8.3 Pisos	48
4.8.4 Techos	48
4.8.5 Cabezal de Mando	48
4.8.6 Cabezal Tensor	49
4.9 Estructura	49
4.9.1 Consideraciones para el cálculo estructural	50
4.10 Circuito de alimentación eléctrica	56
4.10.1 Sección del cable	57
4.10.2 Esquema eléctrico	60
5 – Plan de mantenimiento preventivo	62
6 – Conclusiones	63

ANEXO I – Ficha técnica del redler	64
ANEXO II – Planilla de plan de Mantenimiento	65
ANEXO III – Diagrama Multifilar	69
ANEXO IV – Planos del Equipo	70
Bibliografía	71

1 - Introducción

En el presente trabajo se muestra el cálculo y diseño detallado de un transportador a cadena tipo redler¹ para una planta de Extracción de aceite de soja. Dicho transporte se ubica en el primer tramo del proceso, para transportar laminado o expandido de soja, proveniente de la planta de Preparación de Soja, en la empresa Gente de La Pampa S. A.

En este informe se describe brevemente la empresa en donde fue realizada la presente Practica Profesional, además de dar una explicación general de la Molienda de Soja, para entender ciertas razones sobre algunas consideraciones tomadas durante el desarrollo del cálculo del transporte.

El cálculo y diseño realizado tiene en cuenta los factores propios del proceso (caudal, volumen, velocidad, potencia) y otros factores como el ambiente explosivo, la altura, etc. En este informe se abordan todos los cálculos con sus respectivas justificaciones teóricas, dando una explicación general de las fórmulas utilizadas y las diferentes variables a considerar.

Se desarrolla una aproximación al cálculo de la estructura que debe soportar a dicho transporte considerando la altura y otras cuestiones de suma importancia.

También se muestra el cálculo de la instalación eléctrica según reglamento, junto con la selección de los diferentes elementos de protección.

Por último, se propone un plan de mantenimiento preventivo y se anexan planos del transporte diseñado.

¹ Llamado así en honor a su inventor Arnold Redler.

2 - Descripción de la empresa

Gente de la Pampa S.A. es una empresa agroindustrial radicada en Catriló, provincia de La Pampa, que se dedica principalmente a la producción de Aceite de Girasol y Mayonesa, bajo la marca “Lágrimas del Sol”, muy popular en la región. La fábrica está conformada por varios sectores, entre los cuales se destacan la Moliendas de Girasol y Soja, la planta de Fraccionado y Mayonesa, y la Refinería de aceite.

Molienda de Girasol

Si bien este proyecto muestra el diseño de un equipo de la Molienda de Soja, se considera importante mencionar, a grandes rasgos, en qué consiste la planta de Girasol. El proceso comienza con el ingreso de la semilla a la planta de Acopio, y luego de su paso por una etapa de secado y pre-limpieza, ingresa a la planta de *Preparación de Girasol*, para pasar por las descascaradoras y zarandas, las cuales separan la pepa de la cáscara. La pepa es transportada hacia un molino laminador, y luego de laminarse y mezclarse con borra de aceite (proveniente de una etapa posterior), ingresa a los cocinadores para luego ser prensada. Este aceite pasa por el *borrero*, en donde se hace una primera separación de fase pesada y fase liviana. La fase pesada (borra) retorna a un punto anterior del proceso, para mezclarse con la pepa laminada, y la fase liviana ingresa a las centrífugas en donde se termina de realizar la separación de fases, y el aceite crudo (fase liviana) es enviado a los tanques de stock.

El residuo sólido del proceso de prensado, llamado *expeller*, es transportado a la planta de *Extracción* por solvente, para ser lavado con Hexano (C_6H_{14}). El objetivo de este lavado es extraer el aceite restante que no pudo ser extraído mediante las prensas. Luego de pasar por el Extractor, la miscela (aceite + solvente) ingresa a la etapa de destilación, en la cual el aceite y hexano se separan, y la harina restante es transportada a la planta de *Pelleteado*, la cual produce *pellet* de girasol que sirve como alimento de consumo animal.

A diario, se muelen aproximadamente 400 toneladas de semilla de girasol, lo que resulta en un promedio de 170 toneladas de aceite crudo al día. De la cantidad restante, menos del 15% corresponde a cáscara (30 toneladas diarias), mientras que el resto se convierte en pellet de girasol (200 toneladas por día).

Molienda de Soja

En esta planta, el proceso comienza con el ingreso de soja a la planta de Acopio, y después de pasar por el proceso de pre-limpieza y secado, el poroto ingresa a la planta de *Preparación de Soja* para ser transportado al molino quebrador. Después de pasar por la cocina, ingresa a los molinos laminadores, y una vez laminado, se dirige al Expander para formar el llamado “expandido”, el cual tiene más superficie de contacto, favoreciendo la extracción de aceite en una etapa posterior. En esta planta no se extrae aceite por prensado, ya que el poroto de soja tiene, en proporción, menos aceite que la semilla de girasol. Una vez que la soja ha pasado las etapas mencionadas, se enfría y transporta mediante un redler hacia la planta de *extracción*, la cual cuenta con un Extractor y un sistema de destilación parecido a la línea de girasol. Después de que el aceite y solvente han sido separados, el aceite se dispone en los tanques de crudo y el solvente vuelve al proceso para ser reutilizado. La harina que sale del Extractor pasa por el *Toaster*, el cual termina de evaporar el solvente residual y toda esa harina es transportada hacia la planta de *Pelleteado* para producir el pellet de soja. A diario, se muelen 450 toneladas de poroto de soja, lo que resulta en un promedio de 70 toneladas de crudo de soja al día. El resto se convierte en pellet de soja (380 toneladas diarias).

El aceite crudo de girasol, almacenado en los tanques de stock, ingresa a la planta de refinado, donde se somete a un complejo proceso para eliminar el olor, sabor y color, con el fin de producir aceite apto para el consumo humano. Además de venderse a granel, el aceite refinado es enviado a la planta de Fraccionado la cual es la encargada de envasar el aceite en botellas de 900cc, 1500cc y 3000cc. Tal sector cuenta también con la línea de producción de mayonesa, la cual utiliza aceite de girasol refinado, huevo y jugo de limón. La marca más reconocida de la empresa tanto para aceites y mayonesa es “Lágrimas del Sol”, aunque también envasan mayonesa bajo la marca “Majesta”.

En la planta de Refinado de Aceite, también se produce Neutro Seco, a partir del aceite crudo de soja, para luego ser utilizado en la planta de Biodiésel, que funciona como una empresa separada, con el nombre “Energía Renovable S.A.” (ENRESA).

Gente de La Pampa S.A. cuenta con una planta de producción de Alimento Balanceado, la cual funciona como una empresa separada llamada “GrowUP Nutrición Animal”. Además, posee una planta de producción de subproductos del aceite, como la oleína vegetal, obtenida a partir de las gomas no hidratables del proceso de refinado de girasol y soja, y la lecitina de girasol, cuya materia prima son las gomas hidratables provenientes de la planta de Extracción por solvente.

La fábrica dispone de dos calderas: una de mayor tamaño alimentada con cáscara de girasol y otra de menor tamaño alimentada con gas. La capacidad de generación de vapor en la fábrica es de 20 toneladas por hora a una presión de 10 bar. Del total de la generación de vapor, el 60% proviene de la combustión de cáscara de girasol, mientras que el 40% restante se genera utilizando gas (siempre y cuando la molienda de girasol esté en funcionamiento).

3 - Descripción del transporte

El transporte diseñado que se muestra en este informe está calculado para ser el reemplazo del redler “501A” el cual se ubica al final de la planta de Preparación de Soja conectándola con el primer tramo del proceso de extracción por solvente. Este transporte se encarga de llevar laminado o expandido de soja desde el equipo que vacía el *enfriador de expandido* (denominado “TP1B”), hasta el redler “501B”, el cual finalmente deposita la soja en el Extractor.

El actual redler 501A debe ser reemplazado, ya que se encuentra deteriorado, su rendimiento es menor y en los últimos años ha representado un gran costo de mantenimiento debido a los repuestos utilizados y a las paradas no programadas en la planta causadas por su rotura.

A continuación, se describen algunas características generales de estos tipos de transportes.

Transportadores a cadena

Este tipo de transportes, en inglés llamado “*En-Masse Conveyor*” o conocido mundialmente con el nombre “redler”, por su inventor Arnold Redler (1875-1956), es un equipo ampliamente utilizado en diversas industrias para el transporte de una gran variedad de materiales. Se los llama “transporte en masa” porque hacen que el material fluya de manera compacta e ininterrumpida a través de un conducto. Está compuesto principalmente de un cuerpo estático (cuerpo o carcasa) dentro del cual se arrastra un elemento móvil y articulado (cadena) que transporta el material de un lugar a otro (ver Figura 3.1). Dicha cadena ocupa solo una parte de la sección útil del transporte y el resto del área es cubierta por el material, que se arrastra juntamente con las partes móviles siempre y cuando el diseño sea el correcto.

Entre las ventajas más importantes de este tipo de transportes se puede nombrar:

- Son inherentemente cerrados;
- Son versátiles en cuanto a diseño;
- Tienen una sección transversal relativamente reducida;

Cuando la disposición es complicada o el espacio es limitado, los transportadores en masa suelen proporcionar la mejor y, en ocasiones, la única solución factible, ya que pueden diseñarse de diversas formas.

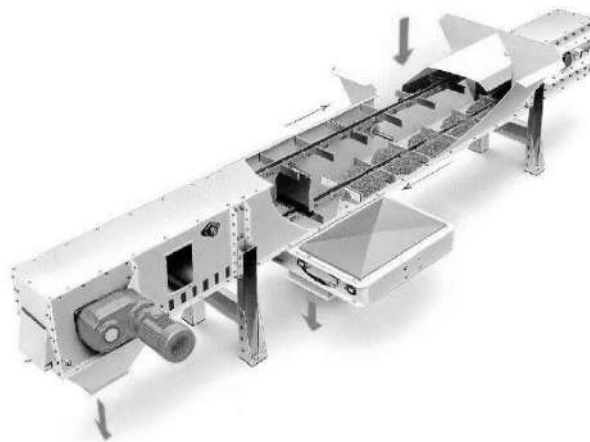


Figura 3.1 – Transportador a cadena tipo “redler”.

La cadena de arrastre no siempre es igual en todos los transportes ya que varía en función del material a transportar, la inclinación y la forma del equipo. La cadena puede estar compuesta por partes móviles con paletas que cubran prácticamente toda el área útil del redler (Figura 3.2 b y 3.2 c), o bien, por eslabones con barras o planchuelas estrechas que recorren el perímetro interno del cajón (Figura 3.2 a). Según varios fabricantes, el espaciamiento o paso entre estas paletas debe mantenerse dentro de ciertos límites y nunca exceder el ancho promedio de la sección transversal del transporte, con el fin de garantizar un mejor rendimiento.

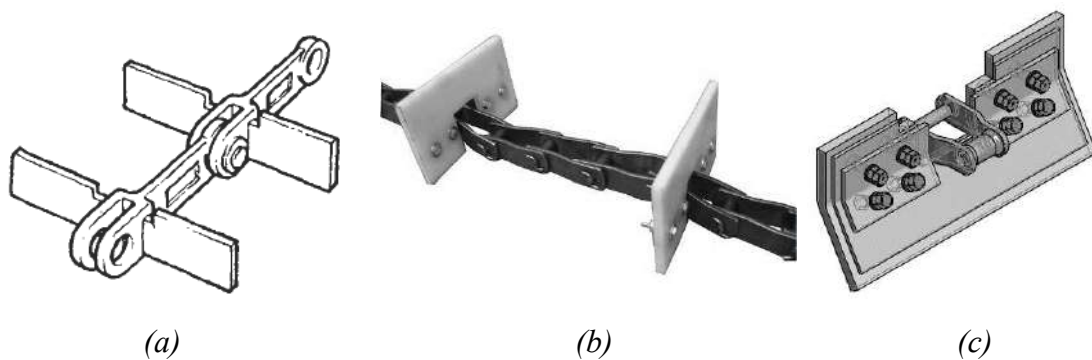


Figura 3.2 - Tipos de cadena de arrastre: (a) Para flujo horizontal recto, de eslabones forjados; (b) Cadena tipo WH con accesorios de polietileno UHMW; (c) Para transportes inclinados, tipo “J” o “Z” (Bulk Flow).

Un factor determinante en el diseño de estos transportes es la velocidad de la cadena, que impacta directamente en el caudal del equipo. Por lo tanto, al realizar el cálculo, se debe buscar una solución de compromiso para encontrar la relación velocidad/sección óptima

que asegure el caudal necesario a transportar, una vida útil máxima y dimensiones adecuadas para su construcción.

Como regla general, y de acuerdo con varios fabricantes, la velocidad máxima permitida para la cadena, para materiales no abrasivos de flujo libre (como granos) es de aproximadamente 0,5 m/s. Para materiales como cemento u otros áridos se recomienda una velocidad máxima de 0,25 m/s. Sin embargo, no se recomienda trabajar con la velocidad más alta permitida, ya que este factor desempeña un papel muy importante en la vida útil del equipo y sus partes.

Un factor determinante para el largo máximo de estos transportes está limitado por la tensión que puede soportar la cadena y demás partes móviles. Se pueden lograr transportes más largos, pero eso implicaría construirlos con una cadena de arrastre más resistente y por lo tanto más costosa.

Una característica destacable de este tipo de transportes es la capacidad de auto alimentarse, es decir que no requieren de un equipo adicional para recibir material a la velocidad correcta. Debido a esto, diseñar las entradas del material al redler casi nunca presenta un problema. Sin embargo, el material es relativamente compacto e inactivo en estos conductos de entrada, por lo que es probable que se formen bóvedas de material, y por lo tanto éste no fluya hacia adelante. Para solucionar este problema se suele ampliar la boca de entrada, pero con cierto límite, ya que al hacer esto, el material ejerce una presión mayor sobre el fondo del equipo implicando una fuerza tangencial mayor en la cadena de arrastre.

En cuanto a la potencia, el redler opera con valores mayores al de un transporte vertical (noria) o al de una cinta transportadora. Pero esos valores de potencia no representan impedimento alguno para su uso en la industria. El cálculo preciso de la potencia requerida debe tener en cuenta las características del material a transportar, ya que la mayoría de las veces éste es el que determina el tipo de redler que se va a diseñar, y dichas características van a influir mayoritariamente en el rendimiento general del equipo. Además, dado que la mayoría de los materiales transportados poseen propiedades que solo se pueden identificar mediante la experiencia, se recomienda realizar una verificación minuciosa de la potencia del sistema, ya que esto puede ser un factor crítico dependiendo de la aplicación.

La potencia de diseño debe contemplar lo siguiente:

- Fricción por deslizamiento del material transportado con el cuerpo del equipo;
- Fricción por deslizamiento de la cadena (lado de retorno);
- Aumento de energía potencial del material (redler inclinado);
- Fricción de la cadena con la guía y las paredes;

Generalmente, el redler se diseña para transportar un caudal mayor al necesario, con el objetivo de compensar las variaciones de las características del material transportado,

como la humedad, y contrarrestar el hecho de que los rendimientos mecánicos de los componentes del equipo nunca alcanzan el 100%.

Características del redler 501 A

El transporte diseñado en este informe cumple con varias características presentes en el redler que actualmente está en funcionamiento en la planta.

El caudal másico de la planta de Soja es considerado el valor más importante con el cual comenzar el cálculo. Si bien la planta está diseñada para operar teóricamente con 25 t/h de soja, en la actualidad el caudal máximo en régimen es de 17,5 t/h. Debido a que el material sólo fluye a través de una línea y no se divide como ocurre en la planta de girasol, donde la pepa y la cáscara siguen diferentes líneas de procesamiento, el redler 501 A debe ser capaz de transportar ese caudal.

El redler se encuentra después del equipo “TP 1B”, el cual es el transportador que descarga el enfriador de expandido. En teoría sólo debería transportar expandido de soja (Figura 3.3), pero el “*Expander*” es un equipo bastante crítico en el proceso y debe parar con frecuencia para tareas de mantenimiento, es por eso que la línea de soja cuenta con un bypass entre los molinos laminadores y el expander para seguir con la continuidad del proceso. Por consiguiente, el 501 A debe estar diseñado para transportar expandido y laminado de soja (Figura 3.4). La extracción de aceite a este último no es tan efectiva, pero los tiempos de mantenimiento del expander son elevados, por lo que siempre es más conveniente continuar con el proceso que detener la producción para repararlo. El laminado y expandido poseen distintas densidades, ya que en el proceso de expandido se utiliza vapor, que le agrega agua a la soja, aumentando así la densidad de éste con respecto al laminado.

Las densidades son:

$$\delta_L = 0,25 \frac{t}{m^3} \quad \text{laminado}$$

$$\delta_E = 0,5 \frac{t}{m^3} \quad \text{expandido}$$



Figura 3.3 – *Expandido de soja*



Figura 3.4 – Laminado de soja

En la fábrica se trabaja con una velocidad de 0,35 m/s para las cadenas de arrastre de los transportes a cadena. Por lo tanto, se adopta dicho valor para el diseño, considerándolo como un valor intermedio entre el valor máximo y mínimo permitidos, el cual asegura una velocidad de transporte óptima, sin afectar negativamente la vida útil de las cadenas.

$$V = 0,35 \text{ m/s}$$

El equipo que actualmente funciona en planta posee 13 cajones estándar (L_E) de 2,4 metros cada uno; el cajón lado mando (L_M) es de 0,6 m; el cajón lado tensor (L_T) es de 0,6 m y el cajón de ajuste (L_A) es de 0,805 m. Por lo tanto, el largo total del redler es de 33,205 metros.

$$L = 13 * L_E + L_M + L_T + L_A = 33,205 \text{ m}$$

El redler 501 A se encuentra en la altura, montado sobre una estructura metálica con su parte más baja a 6,64 metros del suelo y la más elevada a 10,25 metros. Para que este transporte descargue su contenido en el redler siguiente, debe tener una elevación de 0,8 metros respecto de la plataforma (en su lado más elevado), lo que hace que el transporte tenga una inclinación de $7,62^\circ$ respecto de la horizontal. Para el diseño del redler solo se tiene en cuenta la diferencia de alturas entre los cabezales, ya que esta diferencia sirve para calcular el aumento de energía potencial necesaria para elevar el material.

$$H = 10,25 - 6,64 + 0,80 = 4,41 \text{ m}$$

Un requerimiento muy importante a la hora del diseño es tener en cuenta que el equipo debe trabajar en atmósfera explosiva. El 501 A descarga en el redler 501 B, el cual termina descargando en el extractor, equipo en el cual el expandido (o laminado) es lavado con

Hexano (C_6H_{14}). Los gases de este solvente ascienden por la tolva de descarga del 501 B, hasta llegar al 501 A, por lo tanto, se debe diseñar un equipo que no genere chispa. Por lo general ésta es generada por la acumulación de electricidad estática o por la fricción. Normalmente este tipo de transportes están contruidos íntegramente con metal y están vinculados a tierra (por medio de estructuras enteramente metálicas), por esto se descarta la generación de chispas por estática. Por otro lado, una baja velocidad reduce en forma considerable la probabilidad de chispa. En el diseño de este equipo se considera la opción seleccionar un motor antiexplosivo.

En cuanto al material de construcción del redler, se opta por trabajar con acero inoxidable que, si bien aumenta el costo de construcción, presenta buenas propiedades mecánicas y químicas que logran un equipo más resistente a la abrasión mecánica y corrosión química.

El equipo transporta laminado o expandido a una temperatura constante de $60^{\circ}C$, que es la temperatura que optimiza la acción del solvente sobre la soja para que la extracción de aceite sea más efectiva. No es recomendable que el equipo opere una temperatura mayor a $60^{\circ}C$ ya que esto provocaría la evaporación del solvente.

La humedad del material transportado también debe mantenerse constante, aproximadamente un 10% tanto para el laminado como para el expandido. Una humedad mayor a 10% provocaría complicaciones en la extracción, ya que el agua y el solvente no son miscibles; y un valor de humedad menor implica problemas en el quebrado del poroto. El proceso impone que la humedad sea fija, y por lo tanto asegura que el material transportado no sea tan variable. La humedad del laminado o del expandido se relaciona directamente con la fricción del material con las paredes internas del redler, factor determinante en el cálculo de la potencia.

4 – Memoria de cálculo

A continuación, se muestra todo el procedimiento detallado de cálculo y diseño del transporte. Se comienza por determinar la sección útil de transporte para luego calcular la potencia del redler, teniendo en cuenta los requerimientos del sector, las características del material a transportar, entre otros aspectos.

4.1 Sección útil de transporte

La fórmula del caudal volumétrico permite calcular la sección útil del transporte, dada una velocidad fija para la cadena de arrastre. La fórmula utilizada es:

$$Q = V \times A$$

Donde Q es caudal (m^3/s); V es velocidad (m/s) y A es área (m^2)

Suponiendo que en la práctica la sección útil calculada nunca está completamente llena de material, se adopta un “coeficiente de llenado” (β). Para el caso del laminado o expandido de soja, el coeficiente es $\beta=0,8$.

Se expresa la fórmula en términos de horas y se multiplica por la densidad de ambos para trabajar con caudales máscicos. También se lo afecta por el rendimiento del transporte (γ_R)
La fórmula para el caudal queda:

$$Q = V \times A \times \gamma_R \times \beta \times 3600 \times \delta$$

Teniendo los valores:

$$Q = 17,5 \left[\frac{t}{h} \right]; V = 0,35 \left[\frac{m}{s} \right]; \gamma_R = 0,95; \delta_E = 0,5 \left[\frac{t}{m^3} \right]; \delta_L = 0,25 \left[\frac{t}{m^3} \right]$$

Donde δ_E es la densidad del expandido, y δ_L la densidad del laminado.

Por lo tanto, el área de trabajo resulta:

$$A_E = \frac{17,5}{0,35 * 0,8 * 0,95 * 3600 * 0,5} = 0,037 m^2$$

$$A_L = \frac{17,5}{0,35 * 0,8 * 0,95 * 3600 * 0,25} = 0,073 m^2$$

Se elige el área más grande:

$$A = 0,073 m^2$$

A partir del área calculada y definiendo un ancho útil (b_{util}) se procede a determinar las dimensiones de la sección transversal:

$$b_{util} = 0,4 \text{ m}$$

Por lo tanto, la altura útil (h_{util}) resulta:

$$h_{util} = 0,18 \text{ m}$$

Se tienen en cuenta las posibles variaciones del material, y se trabaja con un coeficiente de seguridad en el cálculo de la sección transversal. Se toma un coeficiente de 1,5 y se recalcula la altura útil:

$$h = 0,18 * 1,5 = 0,27 \text{ m}$$

Con el fin de simplificar los cálculos se redefine una altura útil de 0,3 metros, y quedan determinadas las dimensiones de la sección útil del transportador:

$$b = 0,4 \text{ m de ancho}$$

$$h = 0,3 \text{ m de alto}$$

$$A = 0,12 \text{ m}^2$$

Cabe aclarar que estas medidas corresponden a la sección por la cual va a circular el material transportado, no corresponden a las dimensiones finales de la sección transversal del redler.

Para concluir este apartado del informe, se calcula el caudal másico del equipo teniendo en cuenta las dimensiones obtenidas y únicamente la densidad del laminado, para no sobredimensionar el equipo.

$$Q = 0,35 \text{ [m/s]} \times 0,12 \text{ [m}^2 \text{]} \times 0,95 \times 0,8 \times 3600 \times 0,25 \text{ [t/m}^3 \text{]} = 28,72 \text{ t/h}$$

4.2 Potencia

En los cálculos siguientes, se determina la potencia efectiva para transportar dicho caudal. Esta potencia es la sumatoria de tres potencias calculadas por separado:

- Potencia necesaria para elevar el material una altura H (vertical);
- Potencia necesaria para transportar el material a una distancia L (horizontal);
- Potencia necesaria para vencer el rozamiento de las partes móviles;

Se trabaja con un valor de caudal aproximado de 30 t/h, para simplificar cálculos y conseguir un valor de potencia más conservador.

Potencia efectiva para elevar el material (W_V)

La fórmula que se va a utilizar es la siguiente:

$$W_V = Q * H$$

Se reacomoda para poder tener un resultado de potencia en kW, utilizando caudal en t/h y altura en metros:

$$W_V = \left(\frac{5}{18}\right) * Q * H * \left(\frac{9,8}{1000}\right) \text{ kW}$$

Teniendo los valores de Q y H (diferencia de altura entre los ejes del redler):

$$Q = 30 \left[\frac{tn}{h}\right]; H = 4,41 [m]$$

Se calcula:

$$W_V = \frac{5}{18} * 30 * 4,41 * \frac{9,8}{1000} = 0,36 \text{ kW}$$

$$W_V = 0,36 \text{ kW}$$

Potencia efectiva para transportar el material a una distancia L (W_H)

Para esta parte se calcula el volumen de material que la cadena tiene que mover. Tal material tiene un roce contra las paredes internas del redler, y dicho rozamiento está expresado en un coeficiente μ .

La fórmula que se va a utilizar es la siguiente:

$$W_H = Q * \mu * L$$

Se tienen los valores de Q=30 t/h y L=33,2 m.

Se procede a determinar el valor del rozamiento de la soja con el piso del equipo. En esta instancia, las características del material juegan un papel importante en el dimensionamiento del equipo.

En la Tabla 4.1, se especifican diferentes valores del coeficiente de rozamiento, dependiendo de la humedad de la soja. Como se trabaja con humedad al 10%, se hace una interpolación para determinar el coeficiente de rozamiento. Si bien esta tabla representa valores de rozamientos para el poroto de soja, se estima que el laminado y expandido se comportan casi de la misma manera al rozar con las paredes de acero inoxidable:

Soybean variety	Moisture content % (d.b.)	Stainless steel	Aluminium	Galvanized iron	Mild steel	Plywood	Rubber
TAMS-38	7.30	0.37 (0.021)	0.98 (0.012)	1.03 (0.004)	1.13 (0.004)	1.16 (0.015)	1.18 (0.002)
	13.15	0.55 (0.001)	1.00 (0.100)	1.06 (0.002)	1.15 (0.015)	1.17 (0.002)	1.19 (0.001)
	19.10	0.63 (0.002)	1.01 (0.002)	1.13 (0.020)	1.16 (0.020)	1.91 (0.030)	1.20 (0.002)
	24.90	0.87 (0.001)	1.07 (0.002)	1.17 (0.001)	1.20 (0.002)	1.23 (0.003)	1.24 (0.003)
	30.80	0.85 (0.050)	1.17 (0.002)	1.30 (0.025)	1.32 (0.007)	1.37 (0.002)	1.39 (0.001)

Tabla 4.1 – Coeficientes de rozamiento del poroto de soja en relación a diferentes materiales y niveles de humedad.

Se interpola entre dichos valores, para encontrar el rozamiento correspondiente a una humedad del 10%:

$$\mu = 0,45$$

A continuación, se acomoda la fórmula para obtener valores de potencia en kW, usando largos en metros y caudales en t/h:

$$W_H = \frac{5}{18} * Q * \mu * L * \frac{9.8}{1000} \text{ kW}$$

Teniendo que:

$$Q = 30 \frac{t}{h}; \quad L = 33,2 \text{ m}$$

$$W_H = \frac{5}{18} * 30 * 0,45 * 33,2 * \frac{9.8}{1000} = 1,23 \text{ kW}$$

$$W_H = 1,23 \text{ kW}$$

Potencia efectiva necesaria para vencer el rozamiento de las partes móviles (W_C)

Se calcula la fuerza de rozamiento necesaria para mover la cadena, considerando tanto el lado cargado como el lado vacío, el rozamiento entre la cadena y las guías, y su peso por metro. Para hallar este último valor, se preselecciona una cadena, usando el catálogo del fabricante POWER CHAIN S. A.

La cadena es del tipo *WH* ya que es el tipo más recomendado por los fabricantes para esta aplicación, ya que sus laterales generalmente son tratados térmicamente para mayor durabilidad y resistencia; no posee rodillos, en cambio tiene cilindros soldados a los laterales, por los cuales pasa el perno de un metal endurecido favoreciendo la resistencia global de la cadena. La otra razón importante por la que se eligió esta cadena es porque

se encuentra también en varios equipos de la planta y es más práctico tener repuestos intercambiables entre varios equipos para simplificar las compras.

Se calcula la fuerza necesaria para mover la cadena con la siguiente fórmula:

$$T_C = 2 * \mu_C * L * q_C$$

Donde q_C es el peso por metro de la cadena seleccionada y μ_C es el coeficiente de rozamiento entre la cadena y las guías. Se calcula considerando $\mu_C = 0,25$ aproximadamente ².

Del catálogo de POWERCHAIN S.A. se ven los valores de la cadena seleccionada en la Tabla 4.2:

CADENAS SERIE WH								
Nº CADENA	PASO (mm)	CARGA ROTURA (Kg)	PESO x METRO (Kg)	ANCHO INTERNO W (mm)	ESPESOR PLACAS T (mm)	ALTURA PLACAS H (mm)	DIÁMETRO PERNO ØE (mm)	DIÁMETRO BUJE ØD (mm)
W... 78	66,27	13.500	6,00	28,7	6,35	28,58	12,70	22,20
W... 82	78,10	15.800	8,00	31,75	6,35	31,75	14,30	31,00
W... 124	101,60	27.000	12,50	41,30	9,52	38,10	19,05	36,60
W... 111	120,90	27.000	12,50	41,30	9,52	38,10	19,05	36,60
W... 720	152,40	24.400	8,90	28,70	7,94	38,10	19,05	36,60
W... 106	152,40	27.000	10,00	41,30	9,52	38,10	19,05	34,90
W... 110	152,40	22.800	9,40	47,75	9,52	38,10	19,05	31,75
W... 132	153,67	45.000	21,00	70	12,70	50,80	25,40	44,45
W... 150	153,67	56.500	25,00	70	12,70	63,50	25,40	44,45
W... 157	153,67	65.000	29,60	70	15,80	63,50	28,60	44,45
W... 159	155,57	92.450	39,00	70	15,80	76,20	31,75	50,80

Tabla 4.2 – Dimensiones de cadenas “POWERCHAIN”

El peso por metro es $q_C = 8 \text{ kg/m}$.

Se calcula la fuerza:

$$T_C = 2 * 0,25 * 33,2 * 8 = 132,8 \text{ kg} = 1301,64 \text{ N}$$

$$T_C = 1301,64 \text{ N}$$

Se multiplica dicho valor por la velocidad de la cadena y se obtiene la potencia necesaria para mover la cadena:

$$W_C = T_C * V = 1301,64 * 0,35 = 465,64 \text{ W}$$

$$W_C = 0,46 \text{ kW}$$

² Se tomo un valor intermedio entre el coeficiente de rozamiento entre un acero SAE1010 y un AISI304, con el coeficiente de fricción entre el AISI304 y polímero UHMW.

Se suman dichas potencias:

$$W_R = W_V + W_H + W_C$$

$$W_R = 0,36 + 1,23 + 0,46 = 2,04 \text{ kW}$$

$$W_R = 2,74 \text{ hp}$$

La potencia calculada no contempla diferentes variables que se dan en la práctica y que no se reflejan en las fórmulas. Es por tal motivo que se hacen diferentes correcciones para asegurar que el motor que se seleccione más adelante cumpla con los requerimientos.

En cuanto al transporte vertical, cuando se calcula la potencia necesaria para elevar el material, se le suma un 50% debido a los choques por retorno de este. Se corrige entonces el valor de W_V :

$$W_V = 0,36 * 1,5 = 0,54 \text{ kW}$$

Debido a rozamientos varios dentro del transporte, algunos fabricantes agregan un 10% más a la potencia necesaria:

$$W_R = 1,1 * (0,54 + 1,23 + 0,46) = 2,45 \text{ kW}$$

Afectando ese valor por el rendimiento del transporte $\eta_R = 0,85$

$$W_R = 2,88 \text{ kW}$$

Finalmente, para poder seleccionar el motor que se va a utilizar, se afecta el último valor calculado por el rendimiento del motor $\eta_M = 0,75$ (rendimiento de un motor eléctrico en plena carga):

$$W_R = 3,843 \text{ kW}$$

Expresado en hp:

$$W_R = 5,15 \text{ hp}$$

A modo de resumen, se muestra a continuación la fórmula completa utilizada para calcular la potencia efectiva necesaria para un redler, sumando W_V , W_H y W_C , aplicando las respectivas correcciones y acomodando los términos:

$$W_R = \frac{10,78}{\eta_R * \eta_M} \left(\frac{Q}{3600} \left(\frac{3}{2} H + \mu_M * L \right) + 2 * \mu_C * L * q_C * V \right) \quad \text{kW}$$

Donde:

Q es el caudal másico en t/h;

H es la diferencia de altura en metros entre los ejes;

L es el largo del redler en metros;

η_R es el rendimiento del redler;

η_M es el rendimiento del motor;

μ_M es el coeficiente de rozamiento del material con los laterales y pisos del redler;

μ_C es el coeficiente de rozamiento de la cadena de arrastre con las guías;

q_C es el peso de la cadena, expresado en kg/m;

V es la velocidad de la cadena en m/s;

4.3 Selección del motor

La potencia calculada para transportar el material es de:

$$W_R = 5,15 \text{ hp}$$

Para ser más conservador, se elige un motor de potencia más alta para contrarrestar las pérdidas de rendimiento por rozamiento, construcción del equipo, variables no contempladas, entre otros. Por lo tanto, se trabaja con una potencia de 7,5 hp.

Como el motor debe ser antiexplosivo, se selecciona del catálogo de WEG, la línea w21, que corresponde a los motores anti-explósión.

En cuanto a la velocidad se elige un motor de 4 polos (1500 rpm). Las características del motor se muestran en la Tabla 4.3:

Motor	
Marca:	WEG
Serie:	W21
Trifásico	Cantidad de polos
50 Hz	4
Potencia	
5,5 kW	7,5 HP
RPM	1500
Torque a plena carga	
3,68	kgf.m
Peso	62 kg
IP55	60 dB
Carcasa	132S
Montaje	B5
Corriente nominal	10,3 A

Tabla 4.3– Características del motor seleccionado.

4.4 Reducción de velocidad

Para saber cuánto debe reducirse la velocidad en el eje de la cadena de arrastre, primero es necesario conocer el diámetro de la corona adoptada. Con la cadena preseleccionada se busca una corona adecuada para el equipo, y teniendo en cuenta las dimensiones del cajón, se elige una cantidad intermedia de dientes.

En la Tabla 4.4 se muestran las dimensiones de la corona para la cadena de arrastre (POWERCHAIN) según el paso y la cantidad de dientes:

DIÁMETROS PRIMITIVOS (mm.)											
PASEO P (mm)	N° DE DIENTES										
	7	7,5	8	8,5	9	9,5	10	10,5	11	11,5	12
66,27	152,74	162,93	173,17	183,45	193,76	204,10	214,45	224,83	235,22	245,63	256,05
78,10	180	192,92	204,00	216,20	228,35	240,53	252,74	264,97	277,21	289,48	301,76
101,6	234,16	249,79	265,49	281,25	297,06	312,90	328,78	344,69	360,63	376,58	392,55
120,9	278,65	297,24	315,93	334,68	353,49	372,34	391,24	410,17	429,13	448,12	467,12
152,4	351,25	374,69	398,24	421,88	445,59	469,36	493,18	517,04	540,94	564,87	588,83
153,67	354,17	377,81	401,56	425,39	449,30	473,27	497,29	521,35	545,45	569,58	593,74
155,57	358,55	382,48	406,52	430,65	454,86	479,12	503,44	527,79	552,19	576,62	601,08

Tabla 4.4 – Dimensiones de la corona.

Se obtiene entonces el diámetro primitivo de la corona preseleccionada, para encontrar el valor de la velocidad angular.

$$d_p = 252,74 \text{ mm}$$

$$\rightarrow r_p = 126,37 \text{ mm}$$

Teniendo en cuenta la fórmula para calcular la velocidad tangencial en una rotación, se encuentra la velocidad angular:

$$V = w * R$$

Con $V=0,35 \text{ m/s}$ y $R=0,126 \text{ m}$ se encuentra el valor de la velocidad angular:

$$w = 2,77 \text{ rad/s}$$

Se expresa en términos de rpm:

$$w = 2,77 * \frac{60}{2\pi} = 26,45 \text{ rpm}$$

Como el motor seleccionado trabaja a 1500 rpm aproximadamente, la relación de reducción total es:

$$r_T = \frac{1500}{26,45} = 56,71$$

Debido a que no se recomienda trabajar con relaciones tan altas para un reductor, se decide hacer la reducción de velocidad en dos etapas: con reductor a engranajes más una reducción secundaria de piñón y corona.

4.4.1 Selección del reductor

Se opta por trabajar con un reductor de engranajes de trenes paralelos y ejes ortogonales (Figura 4.1) por varias razones: el tamaño y la configuración de ejes ortogonales permite posicionar al reductor encima del cajón del redler sin afectar el paso del personal por la pasarela del equipo; este tipo de reductores tiene buen rendimiento mecánico y por lo general requiere menor mantenimiento; la forma que tiene el reductor permite que su montaje sea cómodo por cualquiera de sus seis lados. Son muy silenciosos. Además, estos reductores son muy recomendados en aplicaciones de carga pesada como transportadores, agitadores, extrusoras, etc.



Figura 4.1 – Reductor de engranajes de trenes paralelos y ejes ortogonales.

Teniendo en cuenta esto se procede con la selección del reductor, con el catálogo de selección de reductores LENTAX n° 523, de trenes de engranajes paralelos. La potencia efectiva de trabajo es la potencia adoptada para el motor:

$$W_M = 7,5 \text{ hp}$$

Siguiendo los pasos del catálogo, se procede a determinar los diferentes factores de servicio:

El primer factor de servicio f_1 está relacionado al tipo de máquina y al tiempo de funcionamiento. Como se trata de un transportador a cadena con funcionamiento ininterrumpido, el factor queda:

$$f_1 = 1,8$$

El segundo factor de servicio está relacionado al tipo de motor de mando utilizado, en este caso el motor es eléctrico:

$$f_2 = 1$$

El tercer factor tiene en cuenta la cantidad de arranques por hora y el primer factor de servicio, como el redler va a estar en continuo funcionamiento (teóricamente):

$$< 1 \text{ arranques por hora y } f_1 = 1,8$$

$$f_3 = 1$$

El factor de servicio total es:

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

El rendimiento del reductor, según el fabricante es $\eta_{rd} = 0,94$

La potencia equivalente es:

$$W_E = W_R * \frac{f_s}{\eta_{rd}} = 5,15 * \frac{1,8}{0,94} = 9,86 \text{ hp}$$

En cuanto a la relación de reducción, debe verse primero qué modelos y relaciones ofrece el fabricante, para luego determinar la relación en la transmisión secundaria. Esta última se trabaja en valores cercanos a 2.

Modelo	n1 (r.p.m.)	Relaciones Nominales												
		Nominal Ratio												
Model		12,5	16	20	25	31,5	40	50	63	71	80	90	100	112
KTP 200 KVP 200	1800	106	90	72	57	44,9	39,7	30,7	24,3	22,4	20,3	17,5	14,7	11,4
	1500	92	78	62	49,7	38,8	34,3	26,6	21,0	19,4	17,5	15,1	12,7	9,86
	1200	77	63	51,1	40,5	31,9	27,9	22,1	17,2	16,0	14,5	12,3	10,3	7,96
	1000	67	54	43,6	34,3	27,2	23,6	19,1	14,7	13,7	12,5	10,5	8,76	6,70
	900	61	48,9	39,7	30,9	24,9	21,5	17,1	13,2	12,4	11,3	9,57	7,99	6,11
	750	52	42,0	33,9	25,8	21,3	18,4	14,0	11,0	10,4	9,57	8,24	6,84	5,23

Tabla 4.5 – Potencias mecánicas transmitidas por los reductores según relación de reducción y velocidad en eje de entrada.

Con la Tabla 4.5, se preselecciona un modelo de reductor de trenes paralelos y ejes ortogonales del catálogo de una relación $r_{RED} = 1:25$.

El modelo preseleccionado es el LENTAX KTP 200. Dicho modelo tiene potencia nominal igual a:

$$W_N = 49,7 \text{ kW} \quad \rightarrow \quad W_N = 66,71 \text{ hp}$$

Si la potencia nominal que muestra el fabricante es mayor a la potencia equivalente, el reductor cumple con lo requerido.

como $66,71 \text{ hp} > 9,86 \text{ hp}$ el reductor seleccionado cumple

El fabricante pide verificar la potencia térmica, por lo que ofrece una tabla en donde se determina el factor de temperatura f_w del equipo. Para encontrar ese valor se estima que la temperatura ambiente promedio es de 30°C y que el redler está el 100% del tiempo en marcha sin sistema de enfriamiento. Se determina tal factor utilizando la Tabla 4.6

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

Tabla 4.6 – Factores de temperatura.

Por lo tanto:

$$f_w = 0,88$$

La potencia térmica según el fabricante es de 68 kW, es decir:

$$W_T = 91,27 \text{ hp}$$

La potencia térmica admisible se calcula multiplicando W_T por f_w :

$$W_{AD} = 0,88 * 91,27 = 80,31 \text{ hp}$$

Y se verifica que W_{AD} sea mayor que W_E :

$$W_{AD} = 80,31 \text{ hp} > 9,86 \text{ hp} = W_E$$

El factor de arranque (f_{ARR}) del motor es $3,0^3$ y se lo multiplica por la potencia nominal del motor para calcular la potencia de arranque:

$$W_{ARR} = f_{ARR} * W_N = 3 * 7,5 = 22,5 \text{ hp}$$

En el cálculo siguiente se comprueba que la potencia nominal, multiplicada por un factor de 2,5 sea mayor a la potencia de arranque:

$$W_N = 66,71 * 2,5 = 166,7 \text{ hp} > 22,5 \text{ hp} = W_{ARR}$$

Por lo tanto, el reductor seleccionado verifica con las exigencias de la aplicación.

4.4.2 Cálculo de la transmisión secundaria

Se tiene que el reductor elegido tiene relación 1:25. Por lo tanto, en la transmisión secundaria, la relación de transmisión debe ser de:

$$r_s = \frac{56,71}{25} = 2,26$$

Como el reductor tiene $r_{RED} = 1:25$ y la velocidad del motor es $v_m = 1500 \text{ rpm}$, la velocidad de ese piñón es de:

$$v_p = \frac{1500}{25} = 60 \text{ rpm}$$

³ Cociente entre torque de arranque y torque nominal para un motor de 7,5 hp de 4 polos según el catálogo del fabricante (WEG).

Se utiliza para este sistema una cadena a rodillos. El tamaño se determina utilizando el gráfico siguiente (Figura 4.2), en el cual, entrando con la velocidad del piñón y la potencia, se determina el tamaño de la cadena:

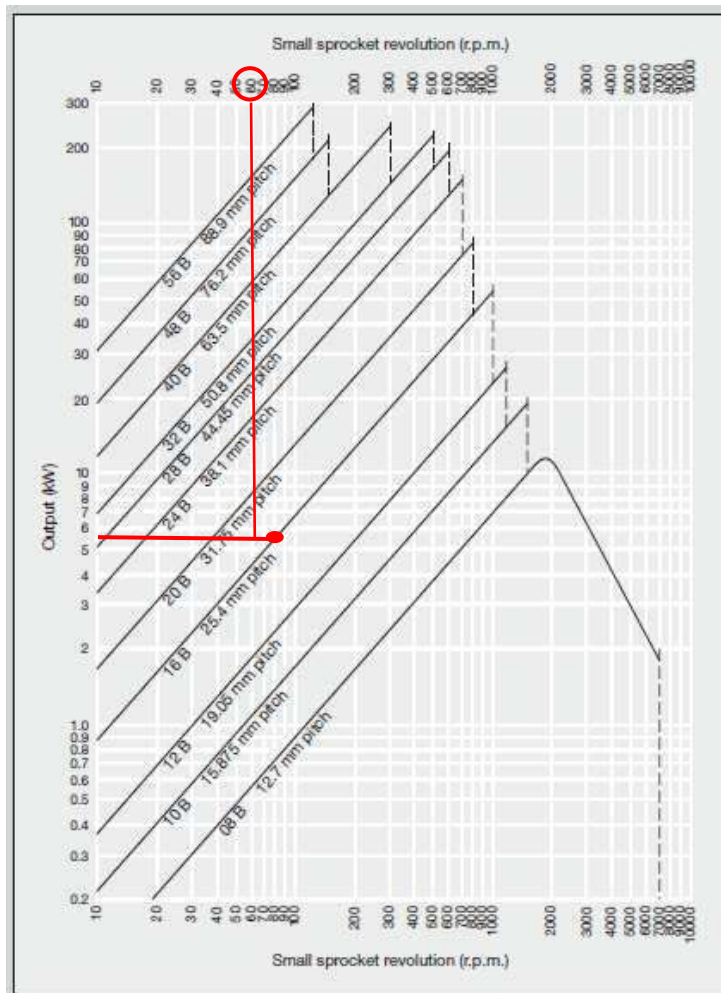


Figura 4.2 – Selección de del tamaño de cadena de transmisión.

Según lo anterior, el tipo de cadena a utilizar es una cadena de 25,4 mm de paso, es decir una cadena ASA 80. Dicha selección conviene, además, porque es la más utilizada en los redlers de capacidades similares que hay en la empresa.

Para esta transmisión secundaria se trabaja con piñón y corona ASA 80 de hilera doble.

Factores de hileras múltiples Multiple Line Factor	
Hileras	Factor hilera
1	1.0
2	1.9
3	2.8
4	3.7

Tabla 4.7 – Tabla de factor de hileras múltiples.

Si un piñón de hilera simple transmite una potencia P , un piñón semejante, pero de hilera doble, no transmite una potencia $2P$. Sino que la potencia se multiplica por uno de los factores mostrados en la Tabla 4.7 dependiendo de la cantidad de hileras del sistema.

Se divide la potencia transmitida por el factor mostrado en la Tabla 4.6 correspondiente a un piñón de 2 hileras, para seleccionar el número de dientes del piñón dependiendo también de su velocidad angular.

Para ser más conservador, se utiliza el valor de la potencia total del motor en lugar de la potencia absorbida por la máquina (5,15 hp). La potencia total es $W_T = 7,5 \text{ hp}$, entonces por hilera se tiene que la potencia transmitida es:

$$W_1 = \frac{7,5}{1,9} = 3,94 \text{ hp}$$

Se busca con esos dos últimos valores calculados la cantidad de dientes que debe tener el piñón, y luego con la relación de transmisión r_s se determina la cantidad de dientes de la corona. Se buscan los valores más próximos a los calculados en la Tabla 4.8:

N° dientes z	Revoluciones por minuto (RPM) engranaje más chico - RPM Sprocket																			
	25	50	100	200	300	400	500	700	900	1000	1200	1400	1600	1800	2000	2200	2400	2700	3000	3400
11	0.97	1.8	3.36	6.28	9.04	11.7	14.3	19.4	23	19.6	14.9	11.8	9.69	8.12	6.93	6.01	5.27	4.42	3.77	1.7
12	1.06	1.98	3.69	6.89	9.93	12.9	15.7	21.3	26.2	22.3	17	13.5	11	9.25	7.9	6.85	6.01	5.04	4.3	-
13	1.16	2.16	4.03	7.52	10.8	14	17.1	23.2	29.1	25.2	19.2	15.2	12.5	10.4	8.91	7.72	6.78	5.68	4.85	-
14	1.25	2.34	4.36	8.14	11.7	15.2	18.6	25.1	31.5	28.2	21.4	17	13.9	11.7	9.96	8.83	7.57	6.35	5.42	-
15	1.35	2.52	4.7	8.77	12.6	16.4	20	27.1	34	31.2	23.8	18.9	15.4	12.9	11	9.57	8.4	7.04	6.01	-
16	1.45	2.7	5.04	9.41	13.5	17.6	21.5	29	36.4	34.4	26.2	20.8	17	14.2	12.2	10.5	9.25	7.76	6.62	-
17	1.55	2.88	5.38	10	14.5	18.7	22.9	31	38.9	37.7	28.7	22.7	18.6	15.6	13.3	11.5	10.1	8.49	7.25	-
18	1.64	3.07	5.72	10.7	15.4	19.9	24.4	33	41.4	41.1	31.2	24.8	20.3	17	14.5	12.6	11	9.25	7.9	-
19	1.74	3.25	6.07	11.3	16.3	21.1	25.8	35	43.8	44.5	33.9	26.9	22	18.4	15.7	13.6	12	10	8.57	-
20	1.84	3.44	6.41	12	17.2	22.3	27.3	37	46.3	48.1	36.6	29	23.8	19.9	17	14.7	12.9	10.5	-	-
21	1.94	3.62	6.76	12.6	18.2	23.5	28.8	39	48.9	51.7	39.4	31.2	25.6	21.4	18.3	15.9	13.9	11.7	-	-
22	2.04	3.81	7.11	13.6	19.1	24.8	30.3	41	51.4	55.5	42.2	33.5	27.4	23	19.6	17	14.9	12.5	-	-
23	2.14	4	7.46	13.9	20.1	26	31.8	43	53.9	59.3	45.1	35.8	29.3	24.6	21	18.2	15.9	13.4	-	-
24	2.24	4.19	7.81	14.6	21	27.2	33.2	45	56.4	62	48.1	38.2	31.2	26.2	22.3	19.4	17	14.2	-	-
25	2.34	4.37	8.16	15.2	21.9	28.4	34.7	47	59	64.8	51.1	40.6	33.2	27.8	23.8	20.6	18.1	15.1	-	-
26	2.45	4.56	8.52	15.9	22.9	29.7	36.2	49.1	61.5	67.6	54.2	43	35.2	29.5	25.2	21.8	19.2	16.1	-	-
28	2.65	4.94	9.23	17.2	24.8	32.1	39.3	53.2	66.7	73.3	60.6	48.1	39.4	33	28.2	24.4	21.4	-	-	-
30	2.85	5.33	9.94	18.5	26.7	34.6	42.3	57.3	71.8	78.9	67.2	53.3	43.6	36.6	31.2	27.1	23.8	-	-	-
32	3.06	5.71	10.7	19.9	28.6	37.1	45.4	61.4	77	84.6	74	58.7	48.1	40.3	34.4	29.8	26.2	-	-	-
35	3.37	6.29	11.7	21.9	31.6	40.9	50	67.6	84.8	93.3	84.7	67.2	55	46.1	39.4	34.1	-	-	-	-
40	3.89	7.27	13.6	25.3	36.4	47.2	57.7	78.1	98	108	103	82.1	67.2	56.3	47.1	20	-	-	-	-
45	4.4	8.25	15.4	28.7	41.4	53.6	65.6	88.7	111	122	123	98	80.2	67.2	54.1	-	-	-	-	-

Tabla 4.8 – Selección de cantidad de dientes.

Se determina la cantidad de dientes del piñón y de la corona:

$$Z_p = 23 \text{ dientes}$$

$$Z_c = Z_p * r_s = 23 * 2,26 \cong 52 \text{ dientes}$$

Los diámetros primitivos de cada uno se calculan con la fórmula siguiente:

$$d_{Primitivo} = \frac{Paso}{\sin\left(\frac{\pi}{Z}\right)}$$

Se tiene entonces:

$$d_p = \frac{25,4 \text{ mm}}{\sin\left(\frac{\pi}{23}\right)} = 183,53 \text{ mm}$$

$$d_c = \frac{25,4 \text{ mm}}{\sin\left(\frac{\pi}{52}\right)} = 420,67 \text{ mm}$$

Siempre se recomienda que, si en los engranajes el número de dientes es impar debe procurarse que el número de eslabones sea par, así de esta manera los dientes no siempre están en contacto con los mismos eslabones de la cadena y así el desgaste es mucho menor. Cuando más grande es la cantidad de dientes y por ende el diámetro primitivo, el desgaste de la cadena es menor, ya que el ángulo recorrido por el eslabón es mucho menor.

4.4.3 Acople Motor reductor

El tipo de montaje para el motor seleccionado es B5, es decir, es un motor bridado. El acoplamiento entre éste y el reductor se hace a través de una linterna de acople, tal como se ve en la Figura 4.3. Entre los ejes del motor y del reductor, se propone usar un acople semi elástico “Serie T”, con estrella de nitrilo.

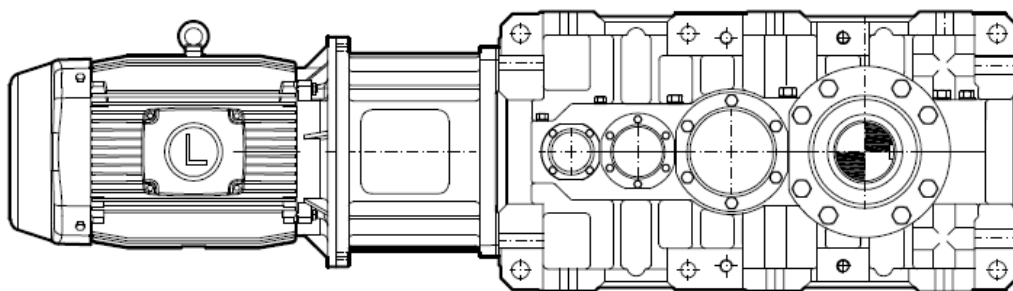


Figura 4.3 – Motor y reductor acoplados.

Con la potencia del motor y la velocidad angular se calcula el momento de torsión, de acuerdo con la siguiente fórmula:

$$M_T = \frac{716,2 * S * N}{n}$$

Con $S = 1$, el factor de servicio por tratarse de un motor eléctrico; $N = 7,5 \text{ HP}$; y finalmente $n = 1500 \text{ rpm}$ se calcula y se revisa la Tabla 4.9 para encontrar el tamaño del acople:

$$M_T = 3,58 \text{ kg.m}$$

Momento en Kgm. Par máximo				TABLA N° 2			
01	02	03	04	05	06	07	08
*	Desde 3,20	Desde ** 9,54	Desde 21,50	Desde 54,20	Desde 95,40	Desde 242	Desde 730
Hasta 3,20	Hasta 9,54	Hasta 21,50	Hasta 54,20	Hasta 95,40	Hasta 242	Hasta 730	Hasta 1460

Tabla 4.9 – Selección de tamaño de acople.

Con el momento torsor máximo, se elige el tamaño “02” del acople. En la Tabla 4.10 Se elige entre el tamaño 02A y 02B.

TABLA N° 3 DIMENSIONES	01A	01B	02A	02B	03A	03B	04A	04B	05A	05B	06A	06B	07A	07B	08A
Ø DEL EJE MÁXIMO	20	30	35	45	40	65	50	75	85	110	100	140	140	170	200
Ø DE LA MASA	40	55	60	80	70	95	90	130	140	180	180	240	240	280	280
Ø DEL CUERPO	60	60	89	89	110	110	140	140	195	195	250	250	300	300	350
LARGO TOTAL	60	60	100	100	110	120	145	150	200	200	220	220	280	280	350
∠ DE FLEXIÓN EN GRADOS NORMALES	3	2	2	2	1	1	1	1	1	--	--	--	--	--	--
R.P.M. MÁXIMO	6000	6000	5000	5000	4000	4000	3500	3500	2500	2500	2000	2000	1500	1500	1500
PESO EN KG.	1	1,8	3	4	3	6	8	16	25	35	50	65	75	95	115

Tabla 4.10 – Dimensiones de los diferentes tamaños de acoples.

El diámetro del eje del motor seleccionado es de 38mm, por lo tanto, el tamaño a seleccionar es el “02B”.

Finalmente, el motor y reductor quedan acoplados a través de linterna de acople, con un acople serie T 02B.

4.5 Cadena de arrastre

En la sección 4.2 y 4.4 se preseleccionó una cadena de arrastre del fabricante POWERCHAIN, del tipo WH-82, de paso 78,1 mm, que se muestra en la Figura 4.4.

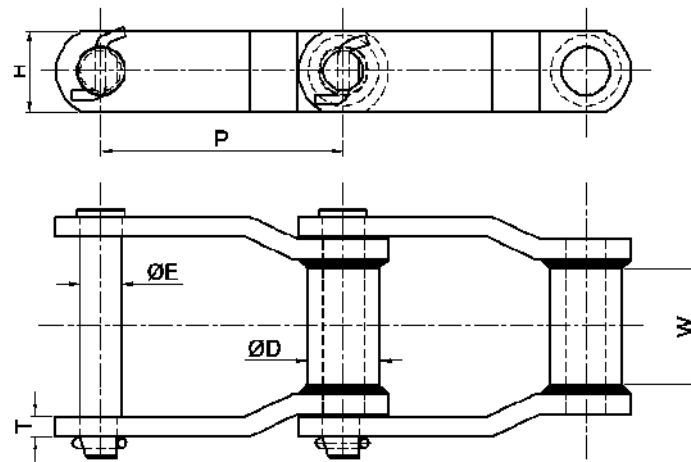


Figura 4.4 - Dibujo de la cadena utilizada.

En la sección 4.2 se seleccionó este tipo de cadena para trabajar con el valor del peso por metro de ésta. Y en la sección 4.4 se determinó la cantidad de dientes de la corona, para obtener el diámetro primitivo y poder trabajar con el valor de la velocidad tangencial.

Como se trata de un redler recto, las paletas de la cadena consisten en planchuelas rectas⁴ soldadas al cuerpo de la cadena y comúnmente se le colocan accesorios de UHMW⁵, para disminuir el desgaste entre la cadena y el piso del equipo. Se usa este tipo de accesorios ya que no existe un retorno de material como pasa en el caso de los redlers tipo “Bulk Flow”, en los cuales hay que utilizar accesorios que cubran toda la sección útil del redler. El accesorio es el “PLA 90°”, según el catálogo POWERCHAIN, mostrado en la Figura 4.5:



Figura 4.5 – Paleta y accesorio utilizado en la cadena de arrastre.

Además, las paletas no se colocan en todos los eslabones, sino que se utilizan en 1 cada cierta cantidad de pasos de la cadena. El paso entre paletas nunca debe superar al valor del ancho promedio del transporte, para no afectar al rendimiento de éste.

⁴ También llamados “attach” por la mayoría de los fabricantes de estos transportes.

⁵ Polietileno de ultra alto peso molecular, su nombre proviene de las siglas en inglés para “ultra-high-molecular-weight polyethylene”.

Para este caso particular, se define que las paletas estén colocadas 1 cada 3 pasos de cadena, con accesorios de UHMW, tal como se muestra en la Figura 4.6.

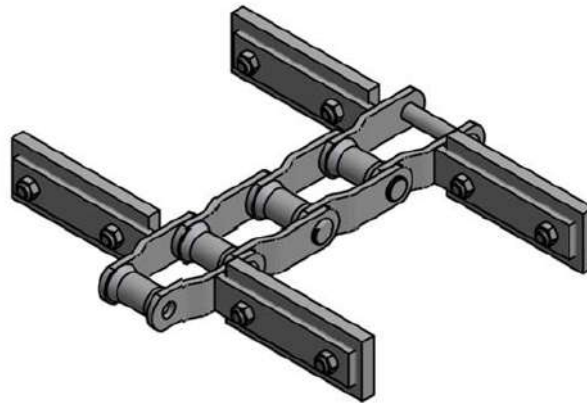


Figura 4.6 – Disposición de las paletas y accesorios en la cadena seleccionada.

A continuación, se calcula la tensión máxima que soporta la cadena y más adelante se la compara con el valor de tensión de rotura que proporciona el fabricante.

Dicha tensión se calcula con la siguiente fórmula:

$$Z = \frac{75 * P * \eta}{v} + q_c * H$$

Donde:

Z es la tensión de la cadena en kg;

P es la potencia transmitida a la cadena de arrastre, en hp;

η es el rendimiento del transporte;

H es la diferencia de alturas entre ejes, en metros;

q_c es el peso de la cadena, expresado en kg/m;

v es la velocidad de la cadena en m/s;

Se tiene:

$$Z = \frac{75 * 5,15 * 0,85}{0,35} + 8 * 4,41 = 973,68 \text{ kg}$$

El valor de la carga de rotura de la cadena proporcionado por el fabricante es:

$$q_{MAX} = 15800 \text{ kg}$$

Por lo tanto, la cadena seleccionada cumple con los requerimientos.

$$f_s \Rightarrow \frac{15800 \text{ kg}}{973,68 \text{ kg}} \cong 16$$

Coefficiente de seguridad de la cadena de arrastre

4.5.1 Corona

La corona elegida para la cadena de arrastre, mostrada en la Figura 4.7 tiene 10 dientes, tal como se preseleccionó en el apartado 4.4.

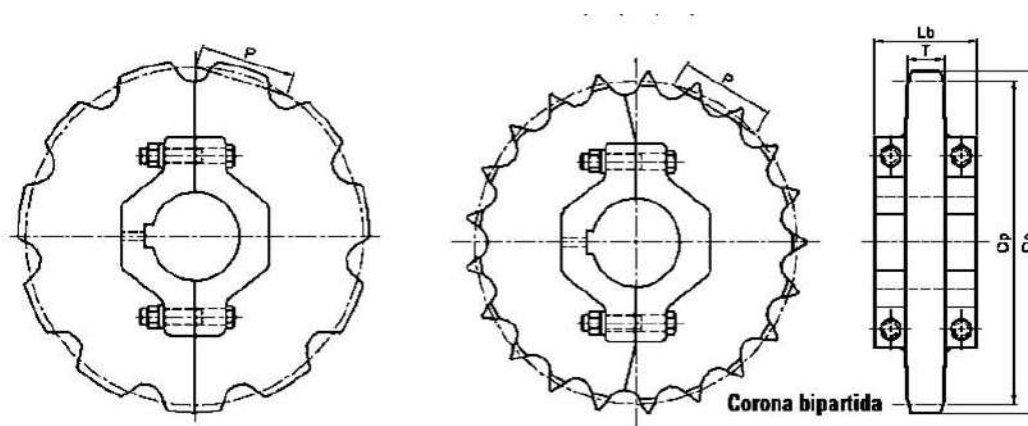


Figura 4.7 – Tipo de corona bipartida para la cadena de arrastre.

Se elige la corona del tipo bipartida, con la cual no se requiere desmontar todo el cabezal durante las tareas de mantenimiento. El tipo elegido es de *dientes enteros* (a la izquierda en la Figura 4.8). La corona de tipo *dientes intercalados* (a la derecha en la Figura 4.8) facilita el engrane con la cadena de arrastre.

El dato del diámetro primitivo D_p de la corona es proporcionado por el fabricante, siguiendo la siguiente fórmula:

$$D_p = \frac{\text{paso}}{\sin\left(\frac{180^\circ}{Z}\right)}$$

Donde Z es el número de dientes.

$$D_p = \frac{78,1 \text{ mm}}{\sin\left(\frac{180^\circ}{10}\right)} = 252,74 \text{ mm}$$

El espesor T de la corona se calcula con la siguiente igualdad:

$$T = 0,9 \times w$$

Donde w es el ancho interno de la cadena, que para la cadena seleccionada (WH82) se tiene que $w = 31,75 \text{ mm}$:

$$T = 0,9 \times 31,75 \text{ mm} = 28,57 \text{ mm}$$

El ancho final L_b se calcula con la siguiente fórmula (proporcionada por el fabricante para la corona de paso 78,1 mm):

$$L_b = T + 90 \text{ mm}$$

$$L_b = 118,57 \text{ mm}$$

4.6 Cálculo y diseño de los ejes

A continuación, se utiliza un método empírico para el diseño de ejes de transmisión. Teniendo en consideración que el eje es relativamente corto y que en su rotación se generan esfuerzos de torsión constantes y esfuerzos de flexión variables (esfuerzos invertidos). El cálculo se realiza mediante el método de la Teoría de la Falla por Distorsión de la Energía (Teoría de Von Mises). Dicho método requiere del cálculo de los momentos máximos (flector y torsor), y con los valores de resistencia a la fatiga, punto de fluencia, etc., se determina el diámetro del eje utilizando la ecuación siguiente:

$$d = \left[10,19N \left[\left(\frac{k_F M_{MAX}}{S_N} \right)^2 + 0,694 \left(\frac{T}{S_Y} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right]^{\frac{1}{3}}$$

Donde:

d es el diámetro en metros;

N es el coeficiente de seguridad;

k_F es el factor de concentración de esfuerzos a flexión;

M_{MAX} es el momento flector máximo, en N.m;

S_N es la resistencia a la fatiga en Pa;

T es el momento torsor en N.m

S_Y es la resistencia a la fluencia en Pa;

Se determinan primero las fuerzas que actúan sobre el eje y los momentos, para luego confeccionar los diagramas de esfuerzo y momento para obtener los valores máximos y así poder calcular el mínimo diámetro del eje que cumpla con las exigencias.

Para comenzar, se deben determinar las dimensiones longitudinales del eje. Tomando como referencia los valores calculados para el ancho del redler, y ciertas medidas tomadas de equipos reales instalados en la fábrica. El ancho del redler es 400 mm, y desde la pared de éste hasta el centro de la caja de rodamiento del eje, hay una distancia de 105 mm. Teniendo en cuenta el ancho de la corona de transmisión seleccionada (43 mm), la medida del eje de salida del reductor, y la distancia desde el centro de la caja al punto donde actúa la fuerza de la cadena de transmisión es de 205 mm. La corona de la cadena de arrastre queda justo en medio del cajón del redler, por lo tanto, entre pared y centro hay 200 mm.

Se hace un esquema aproximado del eje (Figura 4.8), con las coronas y las dos cajas de rodamientos, para hacer un planteo de fuerzas y momentos, y luego hacer los cálculos.

Los esfuerzos cortantes transmitidos por la cadena de transmisión y la cadena de arrastre son mayores en proporción a los pesos de las coronas, pero para hacer el cálculo más aproximado se los tiene en cuenta. Para calcular el peso de las coronas se usa el comando PROPFIS de AutoCad y se multiplica por la densidad del acero (7800 kg/m^3).

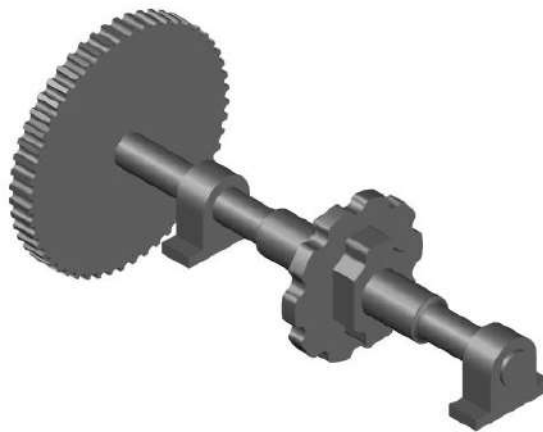


Figura 4.8 – Eje y engranajes en cabezal de mando del redler.

El planteo de fuerzas queda mostrado en la Figura 4.9:

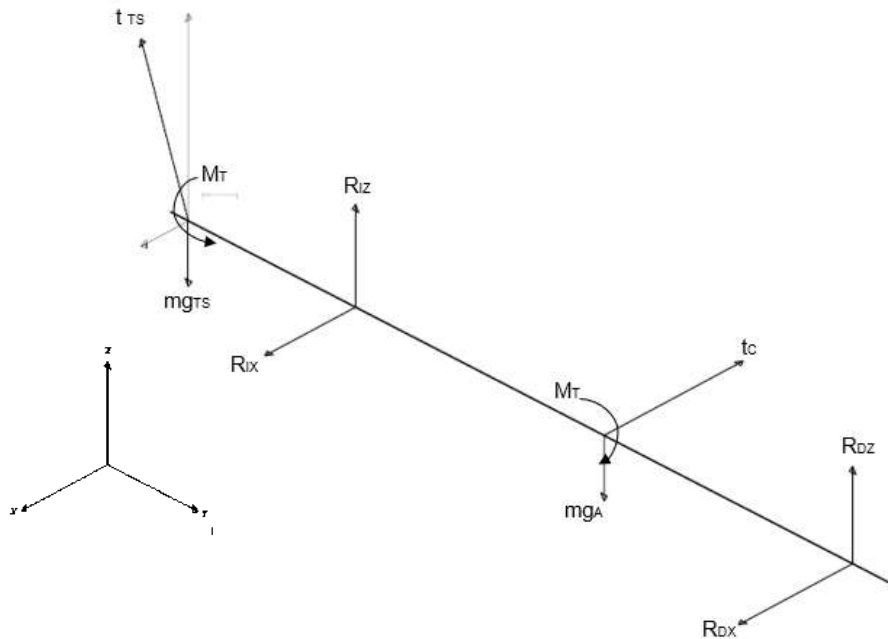


Figura 4.9 – Diagrama de fuerzas y momentos sobre el eje.

El peso de la corona de transmisión secundaria y la corona para la cadena de arrastre son respectivamente:

$$mg_{TS} = 0,0059m^3 \times 7800 \frac{kg}{m^3} = 46 kg = 456 N$$

$$mg_A = 0,0027m^3 \times 7800 \frac{kg}{m^3} = 21 kg = 212 N$$

Se tiene que la potencia del sistema es 5,15 hp, pero se utiliza el valor de la potencia nominal del motor elegido para obtener un resultado más conservador al momento de calcular el momento torsor en el eje:

$$P = 7,5 hp = 5587,5 W$$

Y la velocidad angular en la corona de arrastre es:

$$w = 2,77 \frac{rad}{seg}$$

Con esos valores se calcula el momento torsor:

$$M = \frac{P}{w} = \frac{5587,5}{2,77} = 2017,5 \text{ N.m}$$

Para calcular las fuerzas de corte que actúan sobre el eje, se consideran los diámetros primitivos de las coronas (transmisión secundaria y arrastre):

$$dp_{TS} = 420,67 \text{ mm} \rightarrow rp_{TS} = 0,21 \text{ m}$$

$$dp_A = 252,74 \text{ mm} \rightarrow rp_A = 0,126 \text{ m}$$

Por lo tanto, las fuerzas de corte en la corona de transmisión y en la corona de arrastre son:

$$t_{TS} = \frac{2017,5}{0,21} = 9605,47 \text{ N}$$

$$t_C = \frac{2017,5}{0,126} = 16009,1 \text{ N}$$

Para hacer un análisis más aproximado se considera la distancia entre el eje del redler y el eje de salida del reductor, así como también los diámetros de piñón y corona, para determinar el ángulo de la fuerza que incide sobre el eje en la posición de la corona de la transmisión secundaria.

$$d_P = 183,53 \text{ mm}$$

$$d_C = 420,67 \text{ mm}$$

El alto del redler es de 400 mm aproximadamente, y según el catálogo LENTAX, en el reductor elegido (KTP-200) el centro del eje de salida está a 225 mm de la base, por lo tanto, la distancia de eje a eje es de:

$$d_E = \frac{400}{2} + 225 = 425 \text{ mm} = 0,425 \text{ m}$$

La diferencia de radios entre piñón y corona es:

$$\frac{420,67}{2} - \frac{183,53}{2} = 118,57 \text{ mm}$$

El ángulo de la fuerza en el extremo del eje es:

$$\theta = \arctan\left(\frac{425}{118,57}\right) \cong 74^\circ$$

Las fuerzas de tensión cortante respecto de los ejes x y z son:

$$t_{TSx} = t_{TS} \cos(74) = 2647,62 \text{ N}$$

$$t_{TSz} = t_{TS} \sin(74) = 9233,37 \text{ N}$$

Se hace la sumatoria de fuerzas según el eje z:

$$\sum F_z = t_{TSz} - mg_{TS} + R_{IZ} - mg_A + R_{DZ} = 0$$

$$9233,37 - 456 + R_{IZ} - 212 + R_{DZ} = 0$$

$$R_{IZ} = -8565,37 - R_{DZ}$$

Se hace sumatoria de momentos en el punto donde actúa el peso de la corona de la transmisión secundaria (se considera positivo el giro antihorario):

$$\sum M_{TS-z} = R_{IZ} \cdot 205 - mg_A \cdot 510 + R_{DZ} \cdot 815 = 0$$

$$(-8565,37 - R_{DZ}) \cdot 205 - 108120 + R_{DZ} \cdot 815 = 0$$

$$R_{DZ} = 3055,77 \text{ N}$$

$$R_{IZ} = -11621,14 \text{ N}$$

Se sigue con la sumatoria de fuerzas según el eje x:

$$\sum F_x = t_{TSx} + R_{IX} - t_c + R_{DX} = 0$$

$$R_{DX} = 13361,48 - R_{IX}$$

Sumatoria de momentos respecto del mismo punto que en el cálculo anterior:

$$\sum M_{TS-x} = -R_{IX} \cdot 205 + t_c \cdot 510 - R_{DX} \cdot 815 = 0$$

$$-R_{IX} \cdot 205 - (13361,48 - R_{IX}) \cdot 815 = -8164641 \text{ N}$$

$$R_{IX} = 4467,15 \text{ N}$$

$$R_{DX} = 8894,33 \text{ N}$$

Plano y-z

En la Figura 4.10 se reacomoda el sentido de la fuerza Rdx para mostrar solo valores positivos. Seguido del diagrama de fuerzas, se muestra el diagrama de corte (Figura 4.11) y más adelante el diagrama de momentos (Figura 4.12):

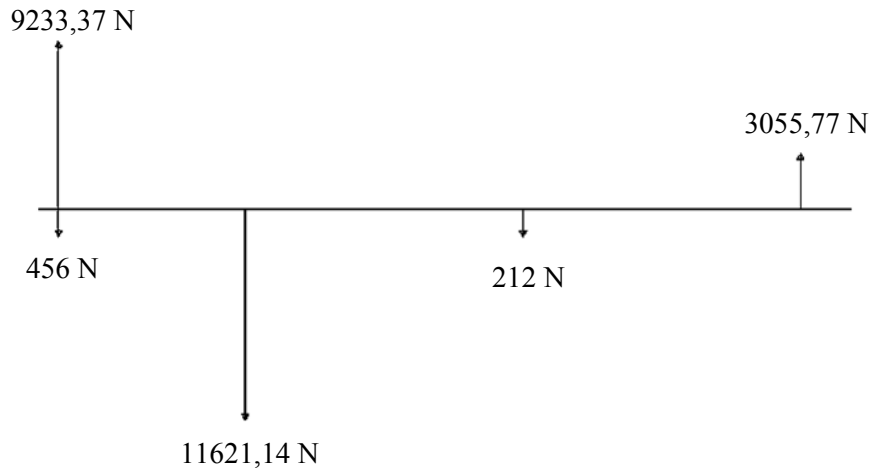


Figura 4.10 – Diagrama de fuerzas en el plano y-z.

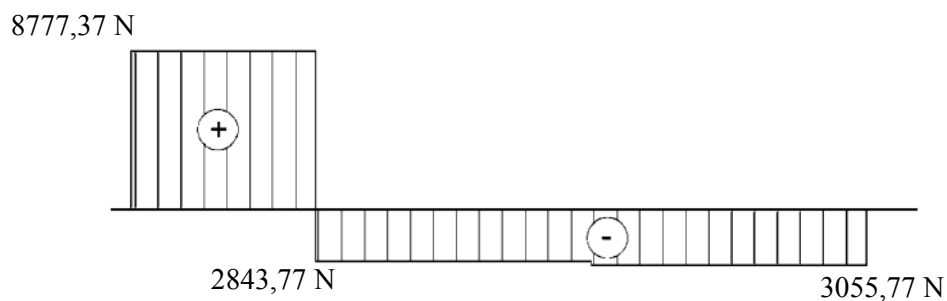


Figura 4.11 – Diagrama de corte en el plano y-z.

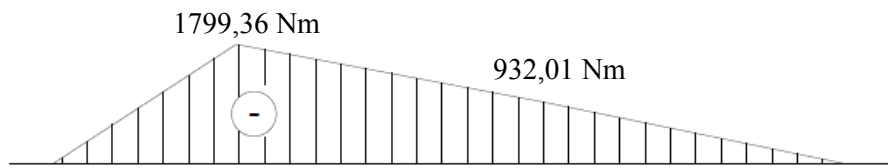


Figura 4.12 – Diagrama de momentos en el plano y-z.

Plano x-y

Se muestran el diagrama de fuerzas (Figura 4.13), diagrama de corte (Figura 4.14) y el diagrama de momentos (Figura 4.15).

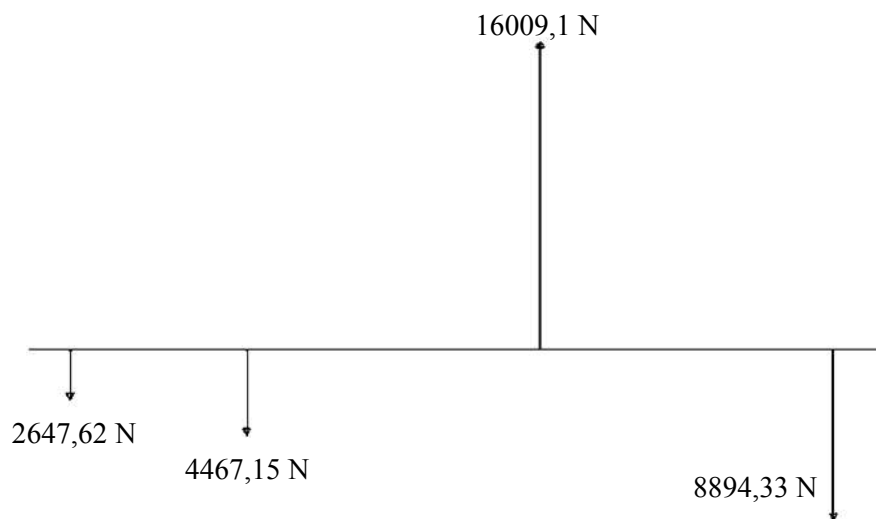


Figura 4.13 – Diagrama de fuerzas plano x-y.

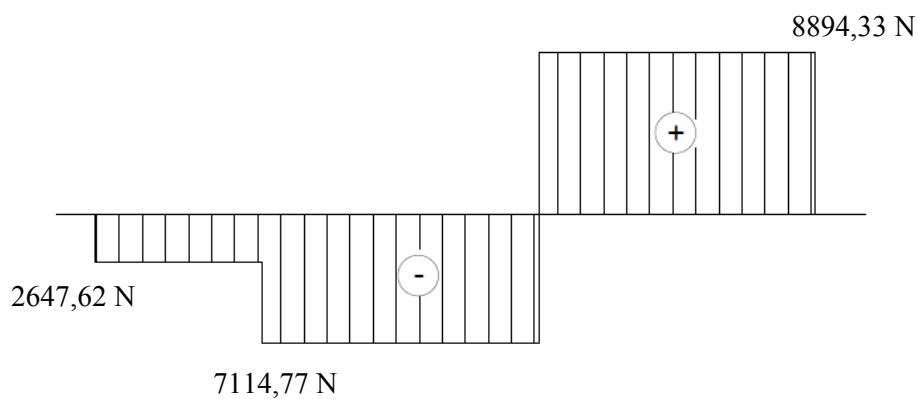


Figura 4.14 – Diagrama de corte plano x-y.

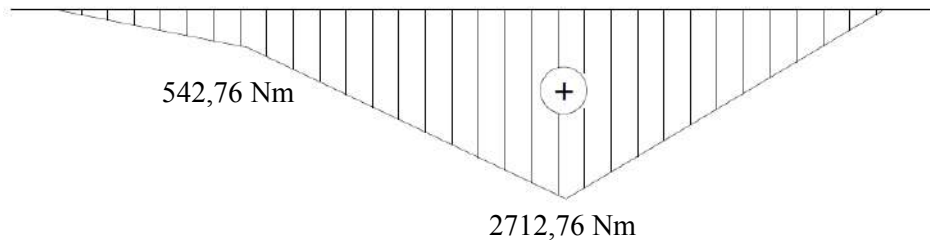


Figura 4.15 – Diagrama de momentos plano x-y.

Por último, para determinar el momento flector máximo al que va a estar sometido el eje, se encuentra el módulo del momento flector en el punto más comprometido (al centro de la corona de arrastre) tal como se muestra en la Figura 4.16:

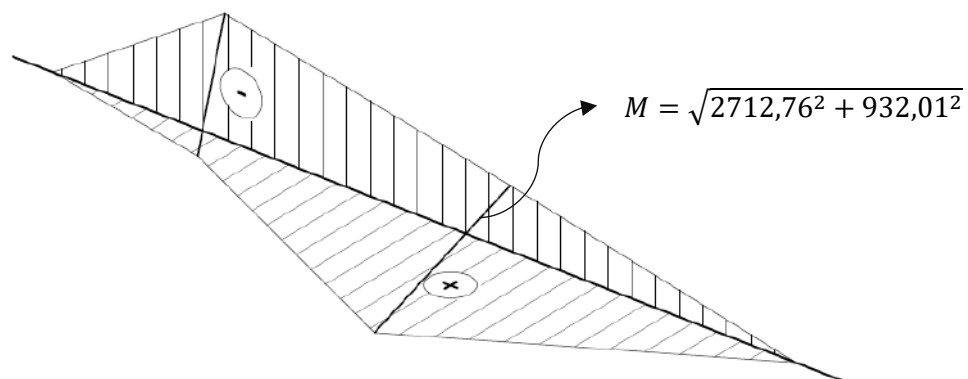


Figura 4.16 – Diagrama de momentos en el espacio x-y-z.

El momento flector máximo es:

$$M_{MAX} = 2868,39 \text{ Nm}$$

Para el eje se utiliza un acero SAE 4140 estirado en frío. Este acero es un material de baja aleación al cromo molibdeno, es utilizado principalmente en aplicaciones de medianas dimensiones que requieran alta resistencia mecánica y tenacidad. Este acero tiene buena resistencia a la torsión y fatiga, buena maquinabilidad y baja soldabilidad. Es muy utilizado en ejes, pasadores, cigüeñales, barras de torsión, etc.

Se utiliza entonces la ecuación para encontrar el diámetro mínimo del eje:

$$d = \left[10,19N \left[\left(\frac{k_F M_{MAX}}{S_N} \right)^2 + 0,694 \left(\frac{T}{S_Y} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right]^{\frac{1}{3}}$$

El valor de **la resistencia a la fatiga** S_N se calcula con la siguiente fórmula:

$$S_N = C_B \cdot C_S \cdot C_R \cdot C_O \cdot S'_N$$

Se explica a continuación cada uno de esos coeficientes con su respectivo valor para este caso.

El **límite de fatiga del material** S'_N se calcula como:

$$S'_N = 0,5 \cdot S_U$$

donde S_U es la resistencia máxima del material

Para el SAE 4140 estirado en frío la máxima resistencia es:

$$S_U = 703 \text{ MPa}$$

Por lo tanto:

$$S'_N = 351,5 \text{ MPa}$$

El **factor de corrección por temperatura** C_B está relacionado con la temperatura de trabajo del eje, que para este caso es menor a 100 °C, entonces:

$$C_B = 1$$

El **factor de confiabilidad funcional** C_R está referido a la “probabilidad de supervivencia” del material, y se obtiene mediante la fórmula:

$$C_R = 1 - 0,076 \cdot B$$

Donde B es el factor de desviación

El factor de desviación relacionado a una probabilidad de supervivencia estimada del 95% es $B = 1,6$. Se tiene entonces:

$$C_R = 0,878$$

El **factor de corrección por superficie** C_S está relacionado con la fabricación del eje, que en esta aplicación se trata de un eje mecanizado. Para estimar este factor se utiliza el gráfico mostrado en la Figura 4.17:

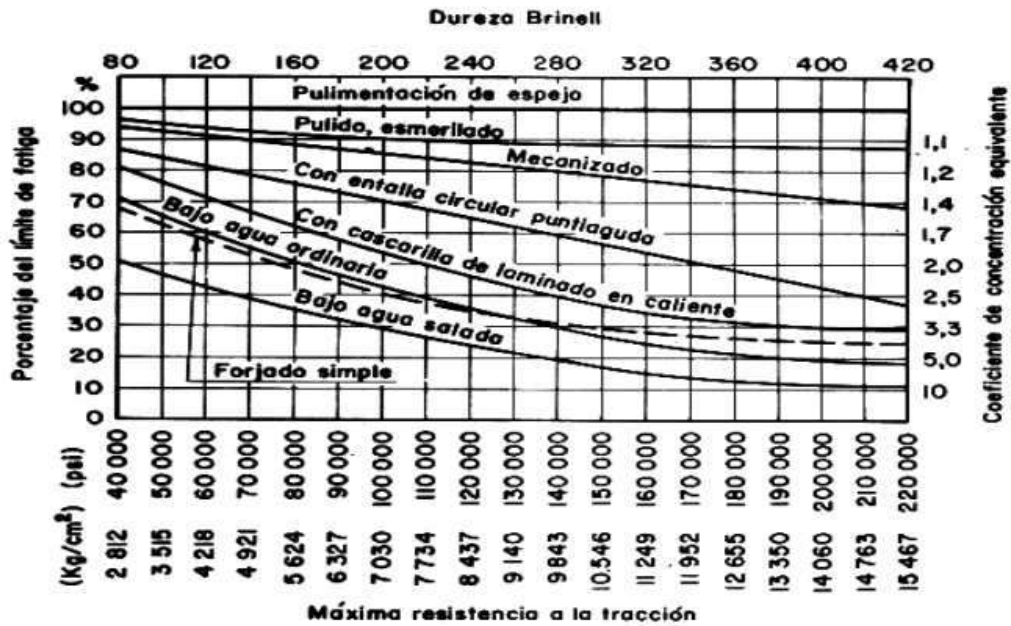


Figura 4.17 – Gráfico para la determinación del factor de corrección por superficie.

Teniendo en cuenta el valor de la máxima resistencia a la tracción de una pieza mecanizada, el valor de tal coeficiente es:

$$C_R = 0,85$$

El **factor de corrección por esfuerzos residuales** C_O , también está relacionado con el tipo de fabricación del acero (el material utilizado es estirado en frío), el valor queda:

$$C_O = 1,3$$

Finalmente, el valor de la resistencia a la fatiga queda:

$$S_N = 1 * 0,878 * 0,85 * 1,3 * 351,5 \text{ MPa} = 341,02 \text{ MPa}$$

El momento flector máximo es $M_{MAX} = 2868,39 \text{ Nm}$.

La resistencia a la fluencia S_Y , para el acero SAE 4140, estirado en frío es:

$$S_Y = 620 \text{ MPa}$$

El momento torsor T es el calculado anteriormente:

$$T = 2017,5 \text{ Nm}$$

Y, por último, el coeficiente relacionado a la concentración de esfuerzos k_F está relacionado a los puntos del eje donde se producen concentración de tensiones, en este caso es en la reducción de área que tiene en las cercanías de las cajas de rodamiento. Según la bibliografía consultada tal valor es:

$$k_F = 1,5$$

El coeficiente de seguridad N adoptado es 2. Finalmente, el diámetro mínimo para el eje, que cumple con todas las exigencias es:

$$d = \left[10,19 * 2 \left[\left(\frac{1,5 * 2868,39 \text{ [Nm]}}{341,02 \text{ [MPa]}} \right)^2 + 0,694 \left(\frac{2017,5 \text{ [Nm]}}{610 \text{ [MPa]}} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$d = 0,064 \text{ m} \cong 65 \text{ mm}$$

Tal valor calculado es el diámetro mínimo, que corresponde al diámetro interno de los rodamientos. En el lugar de la corona de arrastre el diámetro es mayor (80 mm).

4.7 Rodamientos

Para la selección de los rodamientos se utiliza el catálogo de Rodamientos FAG (Catálogo WL 41 520/3 SE). Se debe tener en cuenta que la carga que debe soportar el rodamiento es mayormente radial, por lo tanto, se opta por uno que tenga piezas cilíndricas como elementos rodantes.

Se calculan los módulos de las reacciones en los vínculos RI y RD:

$$R_I = \sqrt{R_{IX}^2 + R_{IZ}^2} = \sqrt{4467,15^2 + (-11621,14)^2} = 12450,15 \text{ N}$$

$$R_D = \sqrt{R_{DX}^2 + R_{DZ}^2} = \sqrt{8894,33^2 + 3055,77^2} = 9404,61 \text{ N}$$

El proceso de dimensionado del rodamiento consiste en preseleccionar uno y verificar que cumple con las exigencias de la aplicación. Para el redler se considera que la carga

predominante sobre el rodamiento es radial y que el eje sufre flexión debido a las elevadas fuerzas transmitidas por la cadena de transmisión. Por esto último se opta por un rodamiento que sea capaz de soportar desalineaciones por flexión.

También se tiene en cuenta el montaje del rodamiento, porque esto puede ser favorable o no a la hora de realizar una tarea de mantenimiento. Debido a que el equipo opera en atmósfera explosiva y en la altura, fijar el rodamiento al eje significa un entorpecimiento en algún cambio futuro de rodamiento y es por esto que se necesita contar con rodamientos de agujero cónico para poder colocarlos con un manguito de montaje.

Utilizando el cuadro sinóptico del catálogo FAG (pág. 20) se elige un rodamiento de rodillos oscilantes (Figura 4.18).



Figura 4.18 – Rodamiento de rodillos oscilantes.

Generalmente, el diámetro interno viene dado por el diseño original del equipo. Sin embargo, para determinar finalmente las demás medidas principales y el tipo de rodamiento, se debe verificar mediante un cálculo de dimensionado si se satisfacen las exigencias de vida útil, seguridad estática y rentabilidad. En este cálculo se hace una comparación entre la sollicitación del rodamiento y su capacidad de carga.

Se preselecciona entonces un rodamiento de rodillos oscilantes, marca FAG, teniendo en cuenta que el eje tiene diámetro 65 mm y que el montaje es con manguito. Se elige un rodamiento 22215EK, con diámetro interno 75 mm y agujero cónico, con un manguito H315.

Solicitud de carga estática

Bajo una solicitud a carga estática se calcula el factor de esfuerzos estáticos f_s para demostrar que se ha elegido un rodamiento con suficiente capacidad de carga. Dicho factor se calcula con la fórmula siguiente:

$$f_s = \frac{C_0}{P_0}$$

Donde C_0 es la capacidad de carga estática en kN, y P_0 es la carga estática equivalente en kN.

Según la tabla del catálogo FAG la capacidad de carga es:

$$C_0 = 236 \text{ kN}$$

La carga estática equivalente P_0 se calcula con la fórmula siguiente (específica para este tipo de rodamiento):

$$P_0 = F_R + Y_0 \cdot F_A$$

Donde F_R es la fuerza radial en kN, Y_0 es el factor de carga axial y F_A es la carga axial. Como esta última es cero, la carga estática equivalente es igual a la fuerza radial. Se toma el valor de la carga en el vínculo RI, por ser la más exigida, para hacer el cálculo del factor f_s :

$$F_R = R_I = 12450,15 \text{ N} = 12,45 \text{ kN}$$

$$P_0 = F_R$$

Entonces:

$$f_s = \frac{236}{12,45} = 18,95$$

El valor recomendado para el factor en aplicaciones con exigencias elevadas es de 2,5, por lo que el rodamiento seleccionado es apto.

Solicitud de Carga Dinámica

Los rodamientos solicitados dinámicamente son propensos a fallar por fatiga debido a la aparición de corrosión por picadura (*pitting*). La vida útil del rodamiento se calcula teniendo en cuenta la fatiga del material, por medio de un método de cálculo normalizado (DIN/ISO 281). La fórmula es la siguiente:

$$L_{10} = L = \left(\frac{C}{P}\right)^P [10^6 \text{ revoluciones}]$$

L_{10} es la vida nominal en millones de revoluciones alcanzada o rebasada por lo menos de un 90% de un gran lote de rodamientos iguales. La capacidad de carga dinámica C , en kN, se indica en tablas para cada rodamiento. La carga dinámica P , para rodamientos oscilantes de rodillos con fuerza axial nula, es un valor teórico que se calcula conforme al catálogo FAG con la siguiente expresión:

$$P = 0,67 \cdot F_R$$

El exponente (p) que aparece en la fórmula para la vida nominal del rodamiento es el exponente de vida, que para los rodamientos de rodillos vale:

$$p = \frac{10}{3}$$

Entonces la ecuación para L_{10} en el caso de un rodamiento a rodillos es:

$$L_{10} = L = \left(\frac{C}{P}\right)^{\frac{10}{3}} [10^6 \text{ revoluciones}]$$

Entonces se tiene que:

$$P = 0,67 * 12,45 = 8,34 \text{ kN}$$

Según el catálogo, el valor de C para el rodamiento 22215EK es:

$$C = 183 \text{ kN}$$

Por lo tanto, la vida nominal del rodamiento es:

$$L_{10} = \left(\frac{183}{8,34}\right)^{10/3} = 29576 \times 10^6 \text{ revoluciones}$$

Si se calcula la vida nominal en horas se hace la siguiente fórmula:

$$L_{h10} = \frac{L \cdot 10^6}{n \cdot 60} [h]$$

Siendo n la velocidad angular del eje en r.p.m.;

$$L_{h10} = \frac{29576 * 1000000}{26,45 * 60} = 18,63 * 10^6 [h]$$

Tal valor calculado no debe considerarse como la vida efectiva de los rodamientos, ya que los cálculos no tienen en cuenta muchos factores que se dan en la práctica y que además son difíciles de medir. Sin embargo, el valor de L_{h10} da la pauta de que el rodamiento seleccionado es apto para cumplir con las exigencias de la aplicación.

Rodamiento seleccionado: FAG 22215EK, manguito H315.

A continuación, se selecciona la caja que va a alojar al rodamiento seleccionado:

Para el tipo de rodamiento seleccionado el alojamiento adecuado es una caja bipartida serie SNV, el cual tiene varias ventajas:

- Posee elevada capacidad de carga;
- Sirve para varios diámetros de eje;
- Tiene puntos marcados para poder hacerle agujeros y conectarle algún sistema de lubricación.

Utilizando la tabla correspondiente del catálogo FAG se selecciona el alojamiento SNV130 con obturaciones recomendadas de doble labio DH515 y tapa DKV130.

4.8 Cajones

Teniendo en cuenta el valor calculado para la sección transversal útil del redler, calculado en 4.1, se determinan los valores finales de los laterales, piso y techo del transporte, considerando también la altura de la cadena de arrastre, la altura de las guías y el canal de retorno.

Se diseña primero la sección transversal del transporte, definiendo así cuestiones importantes como el plegado de las chapas, la ubicación de los agujeros para los bulones, la altura de la guía, etc. Teniendo en cuenta el largo del redler 501A, el equipo diseñado tiene un largo total de 33,2 metros, estando compuesto por dos cuerpos en los extremos (cabezales de mando y tensor), que alojan a los ejes para la cadena de arrastre. Ambos cabezales se diseñan en chapa más gruesa que en el resto de los cajones, ya que deben contar con refuerzos para soportar las exigencias en las cajas de rodamientos y el peso del conjunto motor-reductor. Considerando el largo de esta base, y la longitud de registro para el sistema tensor de la cadena de arrastre, se define que el cabezal de mando tenga 1,8 metros; el cabezal tensor, 1,4 metros y 10 cajones iguales de 3 metros cada uno. De esta manera y con esas longitudes no se requiere “cajón de ajuste”.

4.8.1 Guías

La cadena de arrastre es del tipo WH-82, con lo cual el tipo de guía para estas cadenas consiste en dos pistas, a cada lado de la misma, justo por debajo de los extremos de las paletas. Tales pistas consisten en planchuelas de 2” x 3/16” de espesor, dispuestas en “V”. Esto permite un desgaste más parejo de los accesorios de UHMW. La guía recorre todo

el ancho de la paleta en una distancia de 3 metros. Cabe aclarar que se construye la guía sólo para la parte del retorno de la cadena.

Dichas planchuelas están soldadas a travesaños de planchuela también de 2" x 3/16", plegadas en "U" para atornillarlas a los laterales. Se utilizan bulones W-3/8", cabeza hexagonal con arandela plana y grover. El agujero se ubica a 20 mm del borde de un ala del ángulo y el centro se ubica a 300 mm del piso.

El material para las guías es de acero inoxidable 304 (AISI 304), ya que es un acero de una dureza moderada y principalmente resistente a la corrosión. Es fácil trabajarlo en frío y debido a su composición química no necesita tratamientos adicionales posterior al proceso de soldadura. Otra razón importante para la selección de este material es su costo, ya que es el tipo de acero inoxidable más comercializado y económico que el AISI 316, también muy usado en la industria.

4.8.2 Laterales

Los laterales del redler están diseñados en chapa AISI 304, de 1/8" de espesor, con dos plegados simples de 1 ½" a los extremos, formando una pestaña a lo largo de la chapa, para permitir el empalme de pisos y techos. En cada extremo se suelda una planchuela del mismo espesor, también de AISI 304, perforada, que sirve para empalmar los cajones.

Considerando lo establecido en 4.8.1 y adoptando una altura de 180 mm para el canal de retorno, en la Tabla 4.11 se muestran las dimensiones para calcular la altura total de la chapa a plegar:

Lateral			
Parte	Símbolo	mm	
Sección útil calculada	S	300	
Canal de retorno	CR	180	
Guía	G	50,8	
Distancia a la perforación	D	20	
Espesor de la chapa	E	20	
Ancho solapa	SLP	38,1	
Alto total	AT	587	

Tabla 4.11 – Partes del lateral del transporte

$$AT = S + CR + (G - D) + 2 \times SLP$$

$$AT = 300 + 180 + (50,8 - 20) + 2 \times 38,1 = 587 \text{ mm}$$

Para unir los laterales con el techo se disponen de perforaciones a lo largo de toda la solapa. La perforación no es circular, sino que el agujero es *coliso*, para tener cierto margen en el armado y contrarrestar un posible desfase al momento del armado del cajón. En dichas perforaciones se utilizan bulones W-5/16". El largo total de cada lateral es de 3 metros.

4.8.3 Pisos

Para los pisos se usa chapa de AISI 304 de 3/16" de espesor, con perforaciones de agujero coliso para bulón de 5/16" para unirse a los laterales.

En los extremos se suelda una barra ángulo de alas iguales, de 1 ½" y 1/8" de espesor, con tres perforaciones que sirven para empalmar los pisos entre sí.

Las dimensiones del piso son 476 mm de ancho y 3000 mm de largo.

4.8.4 Techos

La chapa es de AISI 304 con espesor de 1/8". Se hace un pequeño plegado a lo largo (de 2 mm de ancho), en ambos lados, evitando que quede algún filo de chapa hacia afuera. En cada extremo se suelda un ángulo de alas iguales, de 1 ½" y 1/8" de espesor, con tres perforaciones para empalmar los techos entre sí. Las dimensiones de la chapa que conforma el techo es 480 mm de ancho por 3000 mm de largo.

4.8.5 Cabezal de Mando

El cabezal de mando tiene un largo total de 1800 mm. En este tramo del equipo se debe tener en cuenta la posición del eje de la cadena de arrastre, así como también los refuerzos correspondientes ya que esta parte tiene que soportar los esfuerzos provenientes del conjunto motor reductor. Por esto se diseña el cabezal de mando con una chapa de ¼" de espesor.

En el cabezal de mando se hace la descarga del material hacia el redler 501B, y debido a que no hay partes móviles presentes en la tolva de descarga es importante determinar correctamente las dimensiones del cajón, para evitar la adhesión y acumulamiento de material en las paredes interiores del cabezal.

Para los laterales de cada cabezal se diseña un sistema para sellar la entrada del eje hacia dentro del cajón y así evitar pérdidas de material. Dicho sistema consiste en una platina mecanizada y un retén.

El retén elegido es un DBH lx 65-85-10 y la platina es una especie de brida de 133 mm de diámetro exterior con una cavidad para alojar al retén, con cuatro orificios para fijarlo al lateral.

4.8.6 Cabezal Tensor

A diferencia del cabezal de mando, esta parte del transporte debe contar con un sistema que permita desplazar el eje horizontalmente, con el fin de ajustar la tensión de la cadena de arrastre (cuando ésta se estire). Las cajas de rodamiento quedan montadas en una platina reforzada, que corre a lo largo de guías hechas con planchuela, fijadas al cajón.

Se decide hacer las guías con un sistema de dos planchuelas perforadas por dos motivos:

- Mejorar el ajuste de la placa contra el cajón, con el fin de sellar lo mejor posible para evitar la salida de material;
- Mejorar el desarme y prevenir complicaciones durante el mantenimiento del equipo.

El espesor de la chapa del cabezal tensor es de $\frac{1}{4}$ " y tiene un largo de 1,4 metros. El sistema de retén y brida es el mismo que en el cabezal de mando. Sin embargo, dicho sistema no resulta tan efectivo para evitar que salga material, ya que el roce entre el lateral del cajón y la placa porta rodamiento del sistema tensor no hace un sello efectivo.

4.9 Estructura

En este trabajo también se pretende hacer un acercamiento al dimensionamiento de la estructura que va a soportar el equipo. Si bien el redler diseñado reemplaza al antiguo 501A y la estructura que lo soporta es la misma, es necesario hacer una comprobación de la resistencia de ésta o bien proponer un diseño que cumpla con las exigencias. Se debe tener en cuenta que dicha estructura no es exclusiva del redler 501A, sino que además debe soportar al redler 501B además de servir de apoyo para otras plataformas en el sector Preparación y en Extracción Soja. Diseñar y calcular esta estructura para que cumpla con los requerimientos necesarios excede el objetivo de este trabajo, es por esto que se decide hacer un cálculo estimado.

No solamente se debe tener en cuenta las cuestiones de resistencia de materiales, sino que dicha estructura debe contar con una plataforma adecuada y segura para realizar tareas operativas y de mantenimiento. Dicha estructura no tiene su plataforma a nivel, sino que forma un ángulo de $6,24^\circ$ con la horizontal, y un ángulo de $1,38^\circ$ con el piso del equipo, lo que hace aún más complejo el cálculo. Por esta razón se busca simplificar el problema considerando al equipo en posición horizontal.

Otra cuestión importante en el diseño de soportes es considerar las eventuales tareas de mantenimiento. Permitiendo que sea cómodo para el operario ya sea que deba desarmar una parte del equipo o hacer una reparación *in situ*.

Para hacer una estimación de la sollicitación en los materiales a usar en la estructura, se confecciona el diagrama de fuerzas teniendo en cuenta que es una versión muy simplificada pero que los resultados sirven de guía para un estudio rápido de la situación.

4.9.1 Consideraciones para el cálculo estructural

Tomando como referencia la estructura existente para el redler 501A, se procede a diseñar una estructura de 4 columnas equidistantes que sirvan de apoyo para la plataforma y los soportes del redler. Tales columnas se disponen a 11 metros entre sí, ubicando una de ellas en cada cabezal del equipo y dos en los tramos intermedios.

A continuación, se hacen estimaciones del peso del redler, y de la carga, en su caso más desfavorable, así como también se confecciona el diagrama simplificado para realizar los cálculos.

Se confeccionaron planos en 3D del equipo, con cada una de sus partes, por lo que calcular el volumen/peso resulta mucho más rápido y exacto. Tal como se hizo en el cálculo del eje, se usa el comando PROPFIS del AutoCAD, para obtener un valor bastante aproximado del volumen de las chapas de los cajones, guías, ejes, coronas, etc. Luego, multiplicando por la densidad de cada material, se obtiene el peso aproximado de cada elemento medido.

Para los pesos del motor y reductor, se consulta los catálogos correspondientes.

Para el caso del redler lleno de material, se considera el caso más desfavorable: toda la sección (400 mm x 300 mm) completa con material (expandido, $0,5 \text{ t/m}^3$), en la totalidad del redler:

$$P_M = 0,4 * 0,3 * 33,2 * 500 = 1992 \text{ kg}$$

En la Tabla 4.12 se detallan los pesos:

Redler 501 A		
Elemento	Volumen (m3)	Peso (kg)
Cajón Estándar	0,021277697	155,33
Cajón Mando	0,029747417	217,16
Cajón Tensor	0,026321599	192,15
Motor		62,00
Reductor		415,00
Cadena		531,20
Material (expandido)	3,984	1992
Peso Vacío		2439,58 kg
Peso Lleno		4431,58 kg

Tabla 4.12 - Peso aproximado del equipo.

Se divide el peso total del redler cargado, por el largo de este, para obtener el valor de una carga uniforme q expresada en kg/m :

$$q = \frac{4431,58}{33.2} = 133,4 \left[\frac{kg}{m} \right] \approx 140 \left[\frac{kg}{m} \right]$$

Se hace el diagrama simplificado (mostrado en la Figura 4.19), tomando un valor de $q = 140 \text{ kg/m}$

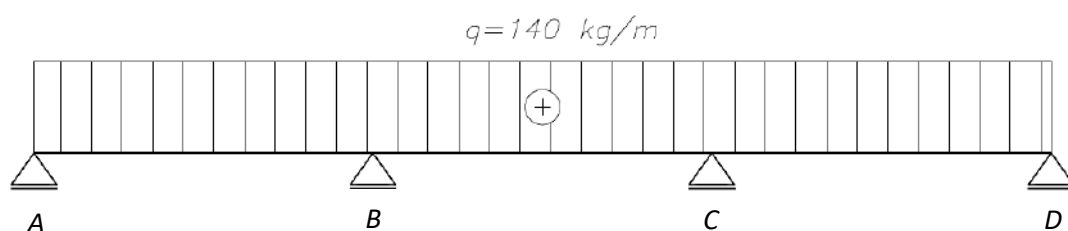


Figura 4.19 – Diagrama de carga uniforme distribuida.

Como se puede apreciar en la Figura 4.19, se trata de una viga *hiperestática* (un caso de “vigas continuas”), es decir que está estáticamente indeterminada. Para resolver este tipo de problemas se recurre al análisis de deformaciones. Usando el principio de superposición, se pueden hallar los valores de las reacciones, descomponiendo la viga inicial en varias vigas cuyo efecto sumado equivale a la situación original.

Al tratarse de un problema simple (una viga hiperestática con una sola carga uniformemente distribuida) no es necesario hacer todo el cálculo completo, ya que se pueden obtener de tablas las expresiones para las reacciones y los momentos máximos.

Dividiendo el problema en tres tramos diferentes, tal como se muestra en la Figura 4.20, se considera que en cada apoyo la tangente trazada en un lado es igual y opuesta en el otro, de esta manera se pueden obtener expresiones equivalentes y así armar un sistema de ecuaciones con solución determinada. Se utilizan entonces estos resultados ya calculados y obtenidos de tablas. En las Figuras 4.21, 4.22 y 4.23 se muestra la confección de los diagramas de corte, momento y deformación para cada tramo mostrado en la Figura 4.20.

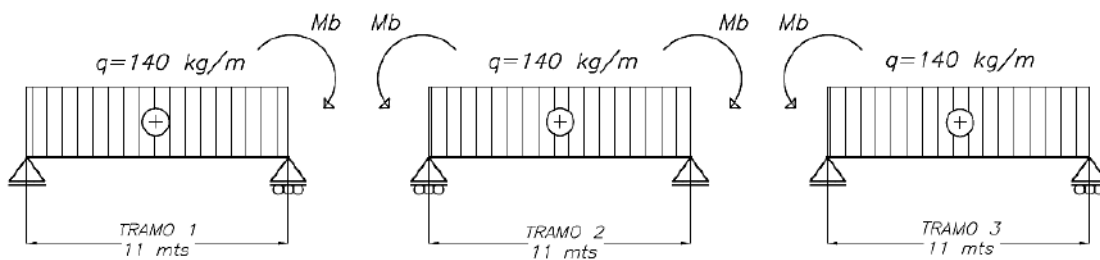


Figura 4.20 – Descomposición de la viga en tres tramos.

Tramo 1

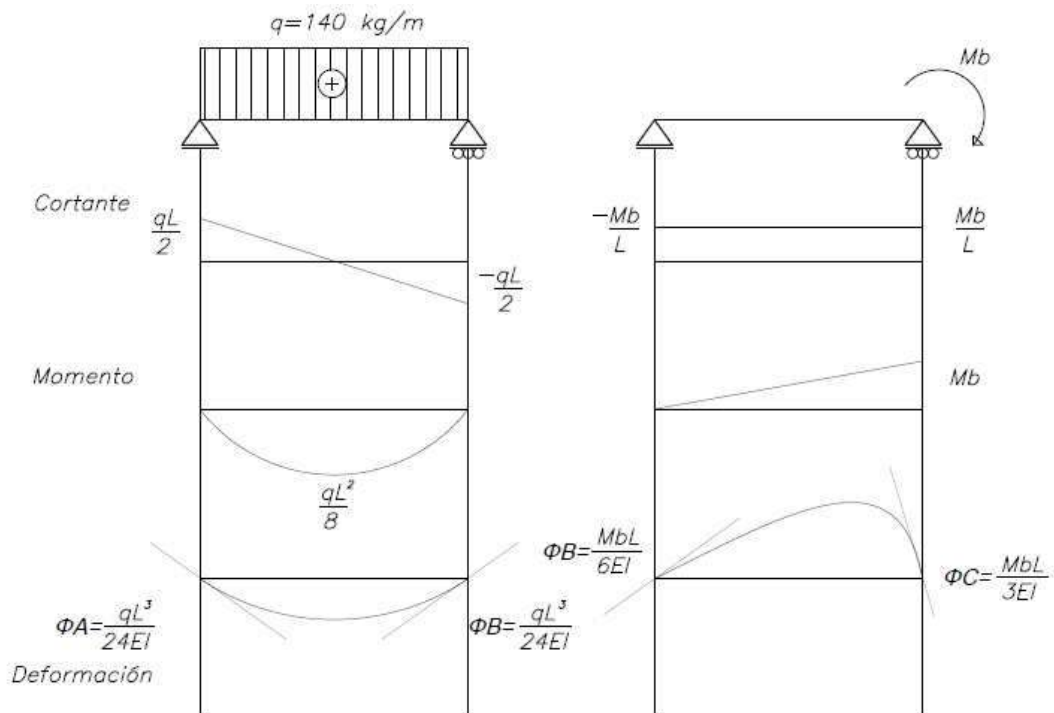


Figura 4.21 – Descomposición, diagramas de corte, momento y deformación, tramo 1.

Tramo 2

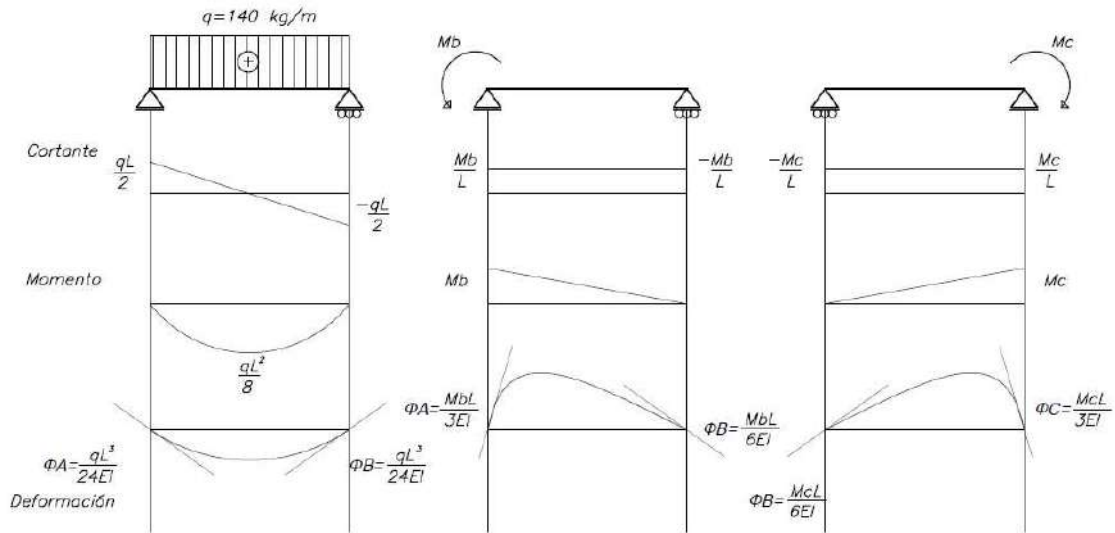


Figura 4.22 – Descomposición, diagramas de corte, momento y deformación, tramo 2.

Tramo 3

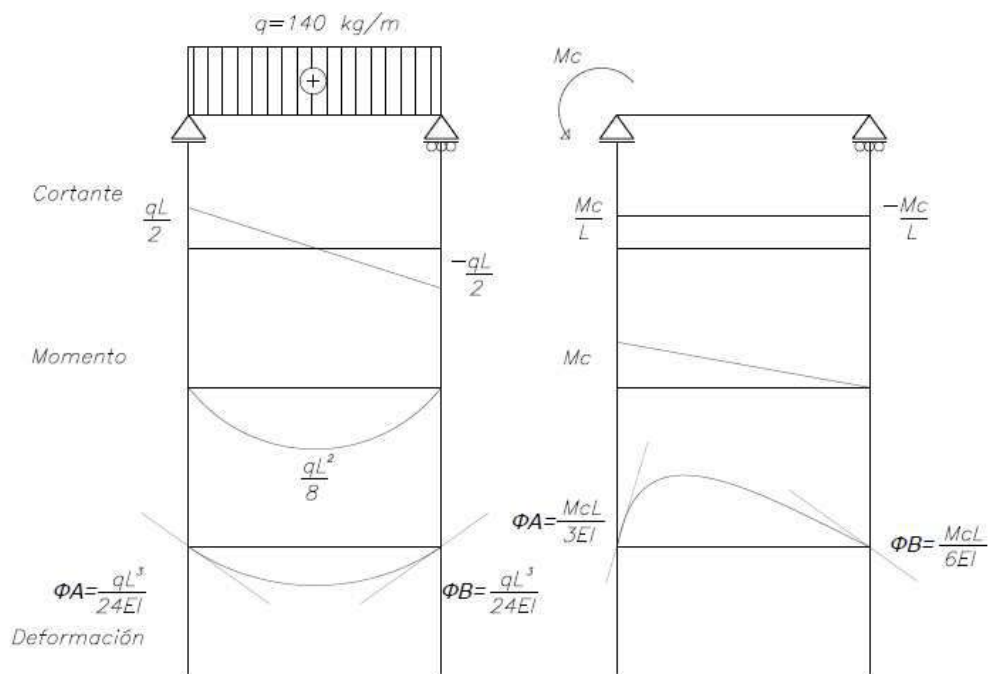


Figura 4.23 – Descomposición, diagramas de corte, momento y deformación, tramo 3.

Ahora se procede a igualar la sumatoria de los ángulos en los puntos B, que son opuestos por el vértice y lo mismo se hace en el punto C.

$$\sum \varphi_{B \text{ izquierdo}} = \sum \varphi_{B \text{ derecho}}$$

$$\frac{qL^3}{24EI} - \frac{MbL}{3EI} = -\frac{qL^3}{24EI} + \frac{MbL}{3EI} + \frac{McL}{6EI}$$

Simplificando queda:

$$\frac{2Mb}{3} + \frac{Mc}{6} = -\frac{2qL^3}{24}$$

En el otro punto se hace lo mismo:

$$\sum \varphi_{C \text{ izquierdo}} = \sum \varphi_{C \text{ derecho}}$$

$$\frac{qL^3}{24EI} - \frac{MbL}{6EI} - \frac{McL}{3EI} = -\frac{qL^3}{24EI} + \frac{McL}{3EI}$$

$$\frac{2Mc}{3} + \frac{Mb}{6} = \frac{2qL^2}{24}$$

La Figura 4.23 muestra que Mb y Mc son simétricos, por lo tanto:

$$Mb = Mc = M$$

$$\frac{5M}{6} = \frac{2qL^2}{24}$$

$$\rightarrow M = \frac{qL^2}{10}$$

En este caso $q=140\text{kg/m}$ y $L=11\text{ m}$. Entonces:

$$M = 16940 \text{ kg.m}$$

Con este resultado, ahora se puede analizar cada tramo como un elemento isostático. Haciendo sumatoria de fuerzas y momentos en cada punto de la viga, tratando cada tramo como una viga estáticamente determinada, se llega a las siguientes expresiones para las reacciones (verticales) en cada vínculo:

$$R_A = \frac{2qL}{5} = R_D$$

$$R_B = \frac{11qL}{10} = R_C$$

Se tiene entonces que:

$$R_A = R_D = 616 \text{ kg}$$

$$R_B = R_C = 1694 \text{ kg}$$

Con respecto a los momentos máximos, se tiene que, tanto en el primer tramo como en el último, los esfuerzos son simétricos, por consiguiente, el momento máximo local para cada uno de ellos es:

$$M_{T1} = M_{T3} = \frac{2qL^2}{25}$$

$$\rightarrow M_{T1} = M_{T3} = 1355,2 \text{ kg.m}$$

En el tramo intermedio (tramo 2), el momento máximo local queda expresado de la siguiente manera:

$$M_{T2} = \frac{qL^2}{40}$$

$$M_{T2} = 423,5 \text{ kg.m}$$

Para el dimensionamiento tanto de las columnas, como de las vigas (ver esquema simplificado mostrado en Figura 4.24), no alcanza con tener los datos de los esfuerzos y momentos, sino que se debe tener en cuenta varias características del tipo de perfil que se va a usar, ya que, dependiendo de su geometría, va a responder de diferente manera ante las solicitaciones estáticas. Además, el tipo de material utilizado tiene mucha incidencia en el valor final del cálculo.

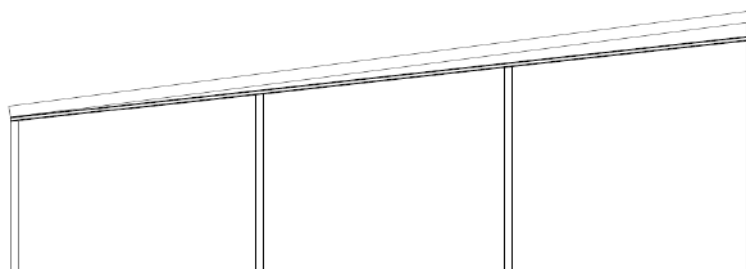


Figura 4.24 – Esquema simplificado de la estructura.

Si bien las reacciones de vínculo se calcularon para un redler horizontal, se consideran esfuerzos similares.

El análisis simplificado permite advertir que los máximos esfuerzos los soportan las columnas intermedias, aproximadamente poco más del doble que los esfuerzos que soportan las columnas de los extremos de la estructura. Asimismo, se puede comprobar,

que el momento flector máximo se da a ambos extremos de la viga, a una magnitud de tres veces el momento máximo local al centro de esta.

Todo este análisis queda incompleto porque deben tenerse en cuenta más factores que están fuera del alcance de este Proyecto. Diseñar una estructura para este tipo de equipos requiere también hacer un análisis de las cuestiones ambientales (efectos de la temperatura, incidencia del viento, etc.), incidencia de las cargas vivas sobre la plataforma; geometría de los perfiles seleccionados y/o características de los reticulados utilizados, propiedades de los materiales utilizados, tipo de anclaje al suelo entre otros factores.

En cuanto al soporte del equipo, basta con hacer estructuras con forma de “U” con perfil UPN80 o UPN100 en las cercanías de las bridas del equipo, es decir, un soporte cada 3 metros. Con esto se asegura una carga bien distribuida sobre la plataforma.

4.10 Circuito de alimentación eléctrica

En esta sección se dimensionan cuestiones generales relacionadas a la alimentación y protección eléctrica del redler, tomando como referencia la teoría, la experiencia de electricistas de la empresa y la normativa vigente para hacer un correcto dimensionamiento de la sección del conductor y una adecuada selección de los materiales eléctricos necesarios.

Basado en el Reglamento AEA 90364, el sistema de alimentación del redler se lo considera un circuito de uso específico, más precisamente un circuito de alimentación de carga única (ACU), en el cual la mayoría de las características referidas a protecciones, tipo de alimentación, etc., son definidas por el proyectista.

Para el diseño del circuito se deben tener en cuenta las exigencias eléctricas y ambientales, siendo el factor más importante la seguridad, tanto de las personas como de la instalación. Es importante considerar que el equipo opera en una atmósfera explosiva y por lo tanto el sistema debe diseñarse para evitar la ignición accidental.

Otros factores determinantes a la hora de diseñar un circuito de alimentación eléctrica son la confiabilidad de la instalación, para asegurar una continuidad en el suministro eléctrico; la flexibilidad de la instalación (adaptación a variaciones en la carga, tensión, etc.) y la simplicidad en la operación son importantes y no deben ignorarse en el diseño.

El equipo se alimenta del tablero del sector *Extracción Soja*, con lo cual se estima que el largo de la línea son 70 metros hasta el mando del redler.

La línea debe ser antiexplosiva, por lo que se decide utilizar un cable armado (malla helicoidal de acero), al igual que el resto de los equipos del sector. Más adelante se detallan otras características del cable seleccionado.

El cálculo de líneas eléctricas consiste en determinar la sección mínima normalizada que cumpla con tres condiciones: la intensidad máxima admisible, la máxima caída de tensión permitida. La intensidad de cortocircuito es un factor que sólo se tiene en cuenta en media y alta tensión, por lo tanto, queda fuera del cálculo de este sistema.

4.10.1 Sección del cable

La única carga del sistema es el motor seleccionado, un WEG w21 trifásico de 7.5 HP (5,5 kW), cuya corriente nominal es de 10,3 A. El cableado se hace por bandeja, con un cable tetrapolar (3 fases y tierra), de cobre, armado y con aislación de XLPE y cubierta exterior de PVC.

Siguiendo la Reglamentación AEA 90364 para la Ejecución de instalaciones eléctricas en Inmuebles se selecciona la sección del cable siguiendo los pasos que en dicha norma se detallan.

Corriente del Proyecto

Se comienza por definir la corriente del proyecto, en este caso, la corriente que consume el motor seleccionado. Según las especificaciones, la corriente nominal es de 10,3 A. Para el diseño de esta instalación se considera una corriente nominal un 25% más alta, es decir:

$$I = I_N * 1,25 = 12,87 A \sim 13 A$$

Todo el cálculo considera una corriente nominal de 13 A.

Canalización

Se define que el cable esté montado sobre una bandeja portacable, perforada (método E). Como el redler está en un lugar bastante alejado del resto de los equipos del sector, solo va a haber una línea en la bandeja, por lo tanto, no hay que hacer consideraciones respecto al agrupamiento de conductores.

Máxima corriente admisible

Entrando a la tabla 771.16.III del reglamento, se hace una selección del área del conductor teniendo en cuenta el método de instalación, en este caso es el método E; la aislación del cable a usar, definida anteriormente de XLPE; el tipo de cable tetrapolar y el material del conductor, que en este caso es cobre. Con estos datos, la norma arroja una sección mínima de 1,5 mm² y una corriente máxima admisible de 21 A.

$$I_B = 13 A$$

$$I_Z = 21 A$$

Corriente del dispositivo de protección

Se hace una selección de la corriente de trabajo del dispositivo de protección, I_n , estando el valor de esta última en medio de I_B y I_Z .

$$I_B < I_n < I_Z$$

Se define que el rango de la intensidad de trabajo del guardamotor ronde los 16 A, un valor entre medio de la nominal establecida y la máxima admisible.

$$I_n = 16 A$$

Actuación de la protección por sobrecarga

Se debe verificar la actuación del dispositivo de protección en caso de una sobrecarga. Para esto se define una corriente I_2 y tiene que cumplir la siguiente relación:

$$I_2 < 1,45 I_Z$$

Como I_n es menor a 63 A, y el dispositivo preseleccionado es un guardamotor ABB MS116 3x16A, fabricado conforme a la norma IEC 60947, se define:

$$I_2 = 1,3 I_n = 20,8 A$$

Entonces se verifica:

$$I_2 = 20,8 < 1,45 I_Z = 30,45 A$$

Corriente de cortocircuito y verificación de exigencia térmica

Se estima una corriente de cortocircuito siguiendo la tabla 771.H.2.2 del reglamento, para un transformador de 100 kVA, entonces:

$$I_k'' = 3,568 kA$$

Para verificar la sección por máxima exigencia térmica debe respetarse esta relación:

$$k^2 S^2 \geq I^2 t$$

El valor de k se saca de la tabla 771.19.II, entrando con el dato del material conductor y la aislación:

$$k = 143$$

En caso de haber cortocircuito, el tiempo de actuación del interruptor es aproximadamente de 0,02 segundos, entonces:

$$k^2 S^2 \geq I^2 t$$
$$S \geq \frac{I\sqrt{t}}{k} = \frac{3568 * \sqrt{0,02}}{143} = 3,52 \text{ mm}^2$$

Por lo tanto, se redefine la sección del conductor a 4 mm².

Verificación de la actuación por la corriente mínima de cortocircuito

Teniendo en cuenta el valor de la sección del cable, la corriente de cortocircuito y el valor de la corriente de trabajo del dispositivo de protección, entrando en la tabla 771-H.VII del reglamento, se tiene que la longitud máxima del cable debería ser **83 metros**, para una corriente de cortocircuito de 4000 A, un dispositivo de 20 A nominales, con curva de disparo C y una sección de 4 mm².

Verificación por caída de tensión

Según el reglamento, la máxima caída de tensión para un circuito de uso específico, y en particular, uno que alimente solo motores, es del 5% funcionando en régimen.

De acuerdo con la norma, la caída de tensión en un sistema trifásico se puede calcular con la siguiente fórmula:

$$\Delta U = \sqrt{3} * I * L * (R \cos\varphi + X \sin\varphi)$$

Donde:

ΔU es la caída de tensión en V;

I es la corriente nominal en A;

L es el largo del conductor en km;

R es la resistencia del conductor en Ω/km ;

X es la reactancia del conductor en Ω/km ;

$\cos\varphi$ es el factor de potencia, siendo φ el ángulo de desfase entre tensión y corriente.

De acuerdo con el fabricante del cable que se va a utilizar, se considera que el valor de la reactancia tiene incidencia en el cálculo, a partir de secciones mayores a 150 mm², por lo

que la impedancia del cable es mayormente resistiva, con un valor de $R=4,95 \Omega/\text{km}$ (a 20°C de temperatura ambiente).

El reglamento sugiere un valor de $\cos\varphi = 0,85$ cuando no se conoce el valor exacto en la instalación, y para el arranque de motores, $\cos\varphi = 0,35$.

Haciendo el cálculo se obtiene que la caída de tensión es:

$$\Delta U = \sqrt{3} * 13 * 0,07 * 4,95 * 0,85 = 6,63 \text{ V}$$

$$\Delta U\% = \frac{6,63}{380} = 0,0174 = 1,74\% < 5\%$$

Finalmente queda seleccionada la sección de 4 mm^2 como el área del conductor a utilizar, ya que verifica las condiciones que exige el Reglamento vigente.

El conductor elegido es un RETENAX FLAM M 4x4 de cobre electrolítico recocido con aislamiento de XLPE. El cable es armado con tejido helicoidal de hilos de acero, ya que el ambiente de trabajo tiene atmósfera explosiva. La cubierta exterior es de PVC. Más adelante se detallan más características.

Por otro lado, también se selecciona el prensacable del motor, que también tiene que ser antiexplosivo. Para su selección se necesita el dato de la carcasa del motor, que en este caso es una carcasa 132S, a la que le corresponde una rosca M32 para el prensacable. El cable seleccionado es 4x4, que según el fabricante tiene un diámetro exterior de 16,3 mm.

Con estos datos se selecciona un prensacable marca GEVELUX, modelo PRAA 3SM32, para cable 4x4 armado.

4.10.2 Esquema eléctrico

El diagrama del circuito de potencia para esta instalación es bastante simple, ya que solo cuenta con un contactor y un guardamotor en el circuito, y el circuito de comando tiene una configuración poco compleja. En este trabajo no se aborda el diseño o cálculo de este último.

El redler 501 A tiene arranque directo, por lo que se continúa con ese esquema de conexión. En el circuito de comando, alimentado con 24VAC, se dispone de un contacto conmutador que es accionado desde un PLC, el cual conecta la bobina del contactor energizándola, cerrando el circuito de potencia y dando marcha al motor. Aguas arriba se coloca un fusible para proteger el circuito. En cuanto a la selección de los dispositivos de accionamiento y protección en el circuito de comando, no se detalla cálculo ni procedimiento alguno ya que se considera fuera del objetivo del proyecto.

Teniendo en cuenta la corriente de trabajo de la instalación y los requerimientos para la protección del circuito, el guardamotor elegido es un ABB MS116 3x16A, fabricado según norma IEC 60947, con curva de disparo tipo 10. Es necesario sumar un accesorio para contacto auxiliar para el circuito de confirmación de marcha.

Con esto, puede confeccionar un diagrama multifilar, mostrado en el Anexo A-III, donde se expone el circuito de fuerza y comando para el arranque del motor del redler.

5 – Plan de mantenimiento preventivo

El correcto funcionamiento del equipo no sólo se debe al buen diseño de éste, sino que también al correcto seguimiento de sus componentes mecánicos y estructurales. Mas allá de la buena calidad de los materiales usados, éstos pueden fallar si no trabajan en las condiciones que deben hacerlo, con el lubricante correcto, con el ajuste preciso, etc.

Son muchos los factores que rodean al equipo y todos influyen en la vida útil del mismo. Es por esto que se recomienda implementar un plan de acción, en el que sistemáticamente se atiendan ciertas cuestiones vinculadas con la integridad del equipo y sus componentes, a fin de prolongar la vida de éste, así como también evitar paradas de planta repentinas que presenten complicaciones en la producción a nivel general en la empresa.

El plan detallado en el ANEXO II corresponde a un instructivo para el correcto mantenimiento del redler, donde se abarcan puntos críticos tales como los rodamientos o la cadena de arrastre, y otros puntos no tan importantes (en cuanto a lo operativo) como el ajuste de las tapas de los cajones, etc.

En dicho reporte se trabaja con una lista de verificación, donde se tildan las acciones realizadas además de anotar diversos valores numéricos (correspondientes a medidas o cantidades) así como también algunos comentarios referidos a inspecciones visuales.

El primer paso corresponde al bloqueo del equipo, paso fundamental para realizar cualquier tarea de mantenimiento, ya que se debe priorizar la seguridad del operario. Igual de importante es conseguir los permisos correspondientes para trabajar en el lugar, ya que debe estar aprobado por un responsable de Seguridad e Higiene. Los trabajos (en este caso específico) son en altura y en atmósfera explosiva, por lo que el responsable de seguridad debe corroborar que la medición de explosividad asegure que la concentración de solvente en el aire es nula. La apertura de estos permisos es lo que les da el inicio a las tareas de mantenimiento.

A continuación, se reportan los estados de los diferentes componentes del redler, pasando por el estado de los cajones; las cajas porta-rodamientos; los retenes de ambos ejes; las coronas conductora y conducida, etc. Se hace una inspección visual de gran parte de los elementos constitutivos y también se registran medidas para hacer la tarea de manera más objetiva. El plan finaliza con un conteo de herramientas y repuestos usados para después continuar con el desbloqueo eléctrico y probar el equipo.

6 – Conclusiones

En el presente trabajo se observa un diseño que contempla los diferentes factores y variables que influyen en el cálculo de una maquinaria destinada a la industria, y se muestra que cada uno de estos condicionantes tienen su importancia en el proceso de cálculo.

Este proyecto aborda una variedad de conceptos teóricos aprendidos durante la cursada, sin dejar de lado lo que ocurre en la práctica. Se puede ver que los rendimientos reales de los diferentes elementos que constituyen un equipo influyen en los cálculos, lo que implica la necesidad de sobredimensionar utilizando coeficientes de seguridad elevados. Esto se debe a que hay una gran cantidad de factores que no se pueden tener en cuenta debido a que es imposible confeccionar una fórmula que contemple todos esos factores.

Durante el desarrollo de este proyecto, se observa continuamente la necesidad de buscar un diseño que favorezca la buena operabilidad por parte del personal de mantenimiento, facilitando las tareas de reparación, lubricación, etc. Un diseño que no afecte el trabajo del operador y una estructura amplia y firme son algunos de los factores que influyen positivamente en los tiempos de las tareas de mantenimiento. Por ejemplo, una mala distribución de los perfiles que soporten los cajones del redler o un mal diseño de la plataforma implica un atraso en las tareas de desarme ya que la circulación por la pasarela es incómoda para los operarios entre otras complicaciones. Un atraso en las tareas de mantenimiento impacta negativamente en la empresa ya que el redler en cuestión se ubica en un punto muy crítico de la línea de producción.

En este equipo la seguridad es fundamental debido a la altura a la que se encuentra montado. Debe contar con una buena plataforma, que brinde seguridad y firmeza para el operario. Pero además es importante tener en cuenta el ambiente explosivo del sector. Son muchos los recaudos que hay que tomar para operar en ese lugar, ya que el solvente es muy peligroso y tan solo un punto caliente basta para generar explosión. El gran volumen de Hexano que maneja la planta de extracción implica que los trabajos a realizar deben contar con una adecuada planificación, para minimizar los riesgos y los tiempos de planta parada.

ANEXO I – Ficha técnica del redler

Ficha Técnica - Nuevo Redler 501A

Datos del transporte		Mando motriz		Cadena de arrastre		Cajones	
Empresa	Gente de La Pampa S.A	Motor Trifásico		Tipo cadena	WH-82	Largo Mando	1800 mm
Sector	Extracción Soja	Potencia	7,5 HP	Marca	POWERCHAIN	Largo Tensor	1400 mm
Denominación	501 A		5,5 kW	Pasos entre attach	78,1 mm	Cajón Estandar	3000 mm
Tipo	Transporte a cadena	Velocidad	1500 RPM	Tipo Attach	PLA 90°	Cantidad cajones	10
	Simple fondo	Tipo de montaje	B5	Material accesorio	UMHW	Material	AISI 304
Material a transportar		Torque	3,68 kgf.m	Pasos entre attach	3	Cajón ajuste	NO
Expandido de soja	0,5 tn/m3	Marca	WEG -	Peso/metro	8 kg/m	Rodamientos	
Laminado de soja	0,25 tn/m3	Carcaza	132S -	Carga rotura	15800 kg	Tipo Rodamiento	Rodillos oscilantes
Caudal nominal	30 tn/h	Reductor		Alto accesorio	50 mm	Código	22215EK
Caudal calculado	28,72 tn/h	Marca	LENTAX	Ancho total	372 mm	Marca	FAG
Caudal requerido	25 tn/h	Modelo	KTP200	Corona	WH82 Z10	Caja	SNV130
Sección útil	0,12 m2	Relación	1:25	Tipo	Bipartida	Fijación	Manguito H315
Llenado de caja	48%	Vel. Entrada	1500 RPM	Diametro primitivo	252,74 mm	Diámetro interno	75 mm
Alto total	510 mm	Vel. Salida	60 RPM	Guías		Otras características	
Alto sección útil	300 mm	Transmisión secundaria		Material	AISI 304	Sistema tensado	Tornillo
Ancho total	476 mm	Piñon	Z23 ASA80 Doble	Pista	Planchuela 2"x3/16"	Retenes cabezas	DBH lx 65-85-10
Ancho interno	400 mm	Corona	Z52 ASA80 Doble	Travesaño	Planchuela 2"x3/16"	Acople motor/red.	Linterna de acople
Largo total	33,2 m	Cadena	De rodillos ASA80 Doble	Soporte	Planchuela 2"x3/16"		Acople tipo estrella
Potencia necesaria	5,15 HP	∅ menor EJE	65 mm	Fijación	Abulonado	Cantidad tapas inspección	3
Velocidad cadena	0,35 m/s	∅ mayor EJE	80 mm	Bulones	RW-5/16" x 1 1/2"	Prensacable	PRAA 3SM32

ANEXO II – Planilla de plan de Mantenimiento

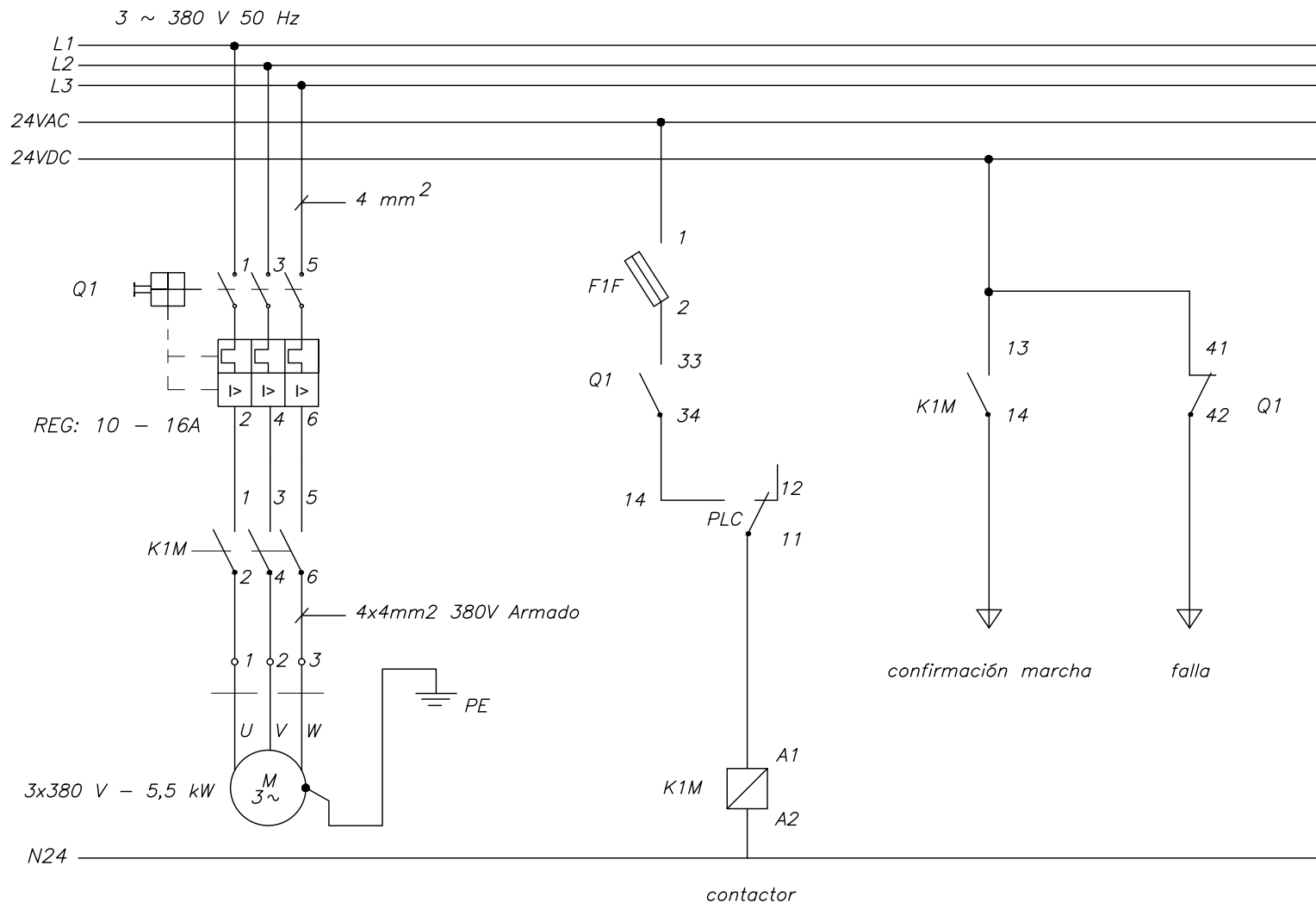
Plan de Mantenimiento Preventivo				
Tipo de Equipo: Redler				
Empresa:		Equipo:		Fecha inicio: ___/___/___
Responsable:		Sector:		Fecha Fin: ___/___/___
Instructivo				
N°	Descripción	Realizado?	Fecha	Responsable
1	Generación de permisos de trabajo y bloqueos			
2	Revisión de estado de tapas y cajones del redler			
	<i>Inspección visual</i>	<i>Bueno</i>	<i>Regular</i>	<i>Malo</i>
	Estado de tapas			
	Estado de interior de cajones			
	Chapa con agujeros?			
	Faltaban bulones?			
	Correcciones realizadas y observaciones:			
3	Revisión de caja porta rodamientos			
	<i>Inspección visual</i>	<i>Bueno</i>	<i>Regular</i>	<i>Malo</i>
	Ajuste de cajas			
	Se realizó ajuste?			
	Estado de cajas (lubricación)			
	Se agregó lubricante?			
	Faltaban bulones?			
Correcciones realizadas y observaciones:				
4	Revisión de retenes en ejes			
	<i>Inspección visual</i>	<i>Bueno</i>	<i>Regular</i>	<i>Malo</i>
	Estado reten eje conductor			
	Perdida de de material?			
	Estado reten eje conducido			
	Perdida de aceite?			
	Correcciones realizadas y observaciones:			

5	Revisión de estado corona de cabezal de mando (cadena de arrastre)	Realizado?	Fecha	Responsable
	<i>Inspección visual</i>	<i>Bueno</i>	<i>Regular</i>	<i>Malo</i>
	Estado general de la corona			
	Estado de prisioneros			
	Estado de tornillos de corona (bipartida)			
	Evidencia de enganches?:			
	Evidencia de desgaste?			
	Bulonería suelta?:		Lado Izq	Lado Der
	Medida del centro de la corona a ambos laterales (en mm)			
	Correcciones realizadas y observaciones:			
6	Revisión de estado corona de cabezal tensor (cadena de arrastre)	Realizado?	Fecha	Responsable
	<i>Inspección visual</i>	<i>Bueno</i>	<i>Regular</i>	<i>Malo</i>
	Estado general de la corona			
	Estado de prisioneros			
	Estado de tornillos de corona (bipartida)			
	Evidencia de enganches?:			
	Evidencia de desgaste?			
	Bulonería suelta?:		Lado Izq	Lado Der
	Medida del centro de la corona a ambos laterales (en mm)			
	Correcciones realizadas y observaciones:			
7	Verificación de estado de cadena	Realizado?	Fecha	Responsable
	<i>Inspección visual</i>	<i>Bueno</i>	<i>Regular</i>	<i>Malo</i>
	Estado general			
	Estado de paletas			
	Estado de accesorios			
	Estado de pernos			
	Estado de chavetas			
	Faltan Paletas?			
	Faltan accesorios?			
	Faltan pernos?			
	Faltan chavetas?			
	Tensión de la cadena:			
	Falta tensor?:			
Porcentaje restante de estira				

7	(1)	Medir estiramiento de cadena (medir 3 pasos de perno a perno) en mm		Hacer:	
	(2)	Valor nominal (3 pasos) en mm		$e\% = \left[\frac{(1)}{(2)} - 1 \right] * 100$	
	(1)	Medir desgaste de cadena (desde piso a centro de perno), en mm			
	(2)	Valor nominal (en mm)		$e\% = \left[\frac{(1)}{(2)} - 1 \right] * 100$	
	Medir dimensiones accesorios				
	Ancho/alto (en mm)	Ancho:	mm	Alto:	mm
	Ancho/alto nominal	Ancho:	mm	Alto:	mm
Espesor					
Espesor nominal					
Correcciones realizadas y observaciones:					
8	Revisión de estado de guías		Realizado?	Fecha	Responsable
	<i>Inspección visual</i>		<i>Bueno</i>	<i>Regular</i>	<i>Malo</i>
	Estado general				
	Faltan bulones?/desperfecto de soldadura?				
	Presenta deformaciones?				
Correcciones realizadas y observaciones:					
9	Revisión de estado de fondo		Realizado?	Fecha	Responsable
	<i>Inspección visual</i>		<i>Bueno</i>	<i>Regular</i>	<i>Malo</i>
	Estado general				
	Cantidad de pérdidas registradas:				
Correcciones realizadas y observaciones:					

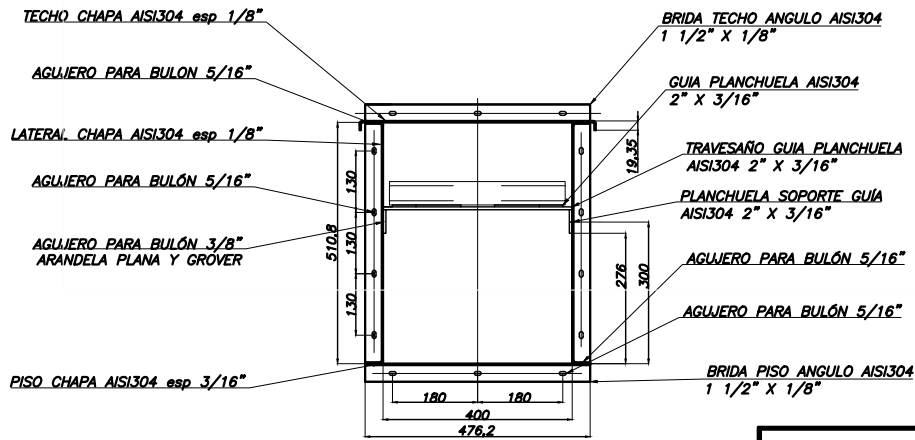
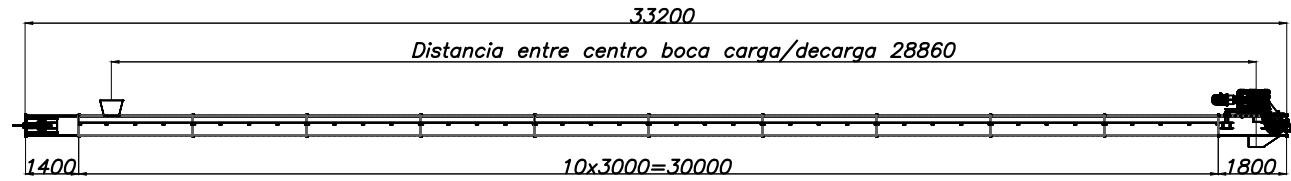
10	Estado exterior de cajón	Realizado?	Fecha	Responsable
	<i>Inspección visual</i>	<i>Bueno</i>	<i>Regular</i>	<i>Malo</i>
	Estado general de pintura			
	Estado de base motor-reductor			
	Estado de bridas			
	Estado de bocas de inspección (manijas, bisagras)			
	Faltan bulones?			
	Desperfectos soldadura?			
	Correcciones realizadas y observaciones:			
11	Revisión de conexión eléctrica	Realizado?	Fecha	Responsable
	<i>Inspección visual</i>	<i>Bueno</i>	<i>Regular</i>	<i>Malo</i>
	Estado general del cableado			
	Estado del prensacable del motor			
	Estado de soportería de caños			
	Estado de caños			
	Estado de sensor 0 velocidad (rueda, sensor, soporte)			
	Correcciones realizadas y observaciones:			
12	Colocar bulones y cerrar tapas	Realizado?	Fecha	Responsable
13	Realizar inventario de repuestos usados y herramientas utilizadas	Realizado?	Fecha	Responsable
14	Levantar bloqueos y permisos. Probar	Realizado?	Fecha	Responsable

ANEXO III – Diagrama Multifilar

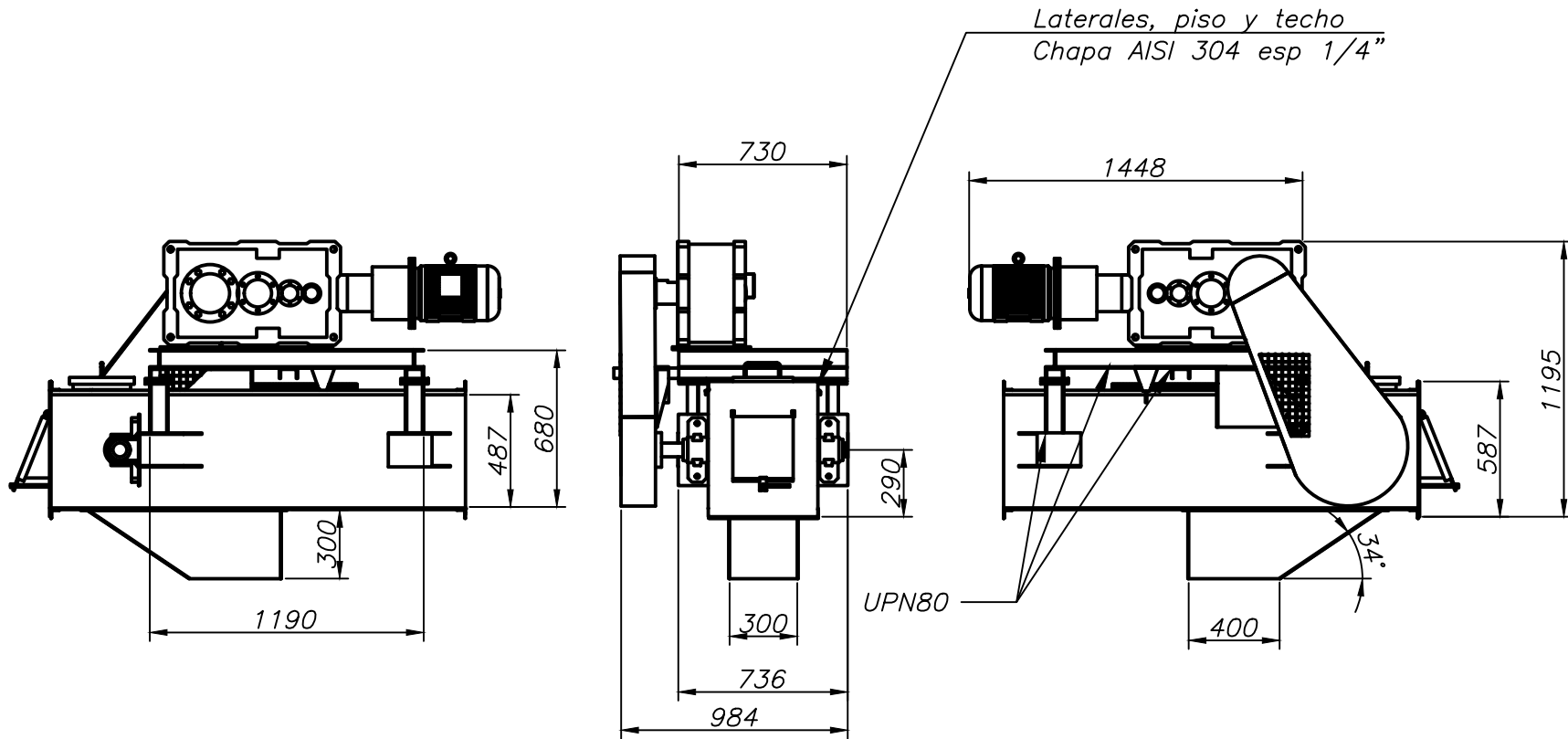


	Fecha	Nombre	Facultad de Ingeniería UNLPam Año 2023	Practica Profesional Supervisada (PPS)		
Dib.	29-1	S.R.				
Rev.	29-1	S.R.				
Apr.						
Esc. s/e	DIAGRAMA MULTIFILAR - CIRCUITO DE POTENCIA Y COMANDO			UNLPam		
Tol. Rug.						
				Plano nro.: PPS04-00		

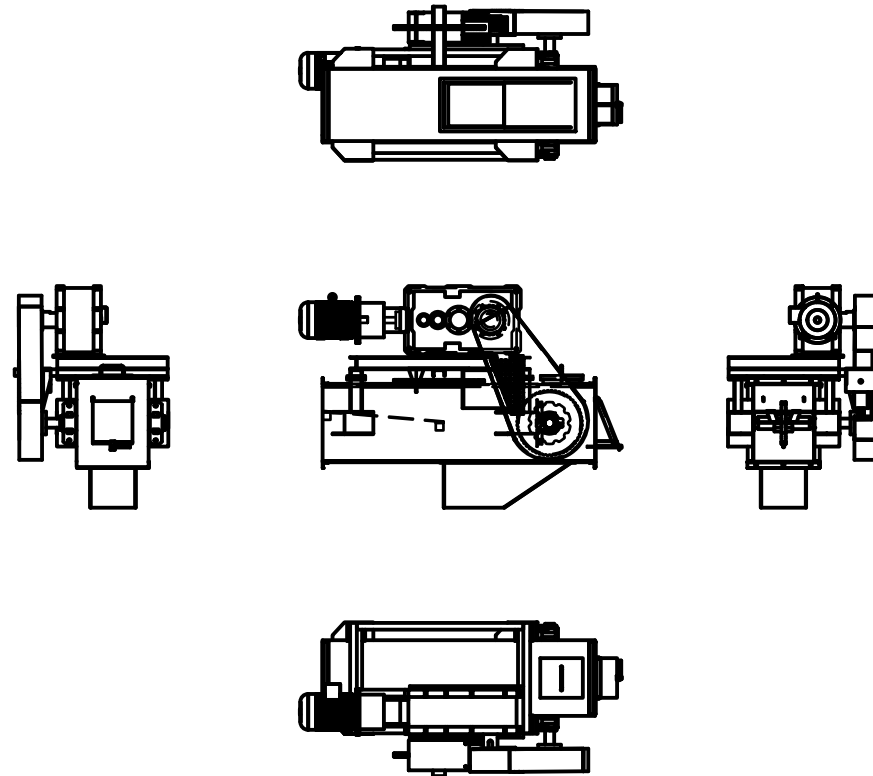
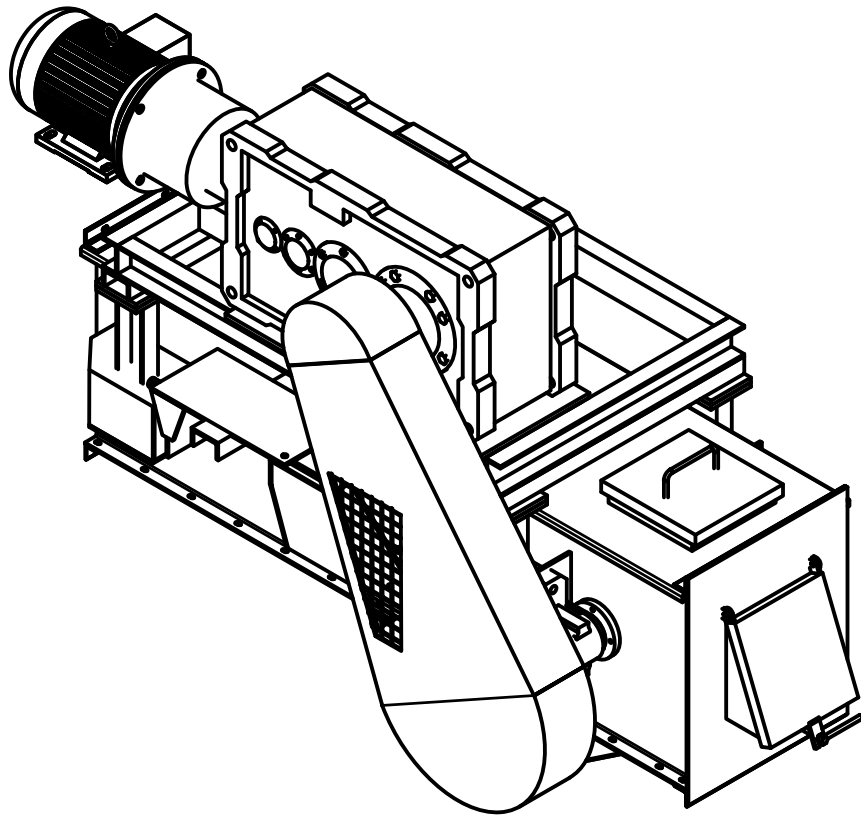
ANEXO IV – Planos del Equipo



	Fecha	Nombre	Facultad de Ingeniería UNLPam	Practica Profesional Supervisada (PPS)
Dib.	29-1	S.R.		
Rev.	29-1	S.R.		
Apr.				
Esc. 1:8	REDLER 501A			UNLPam
Formato A4				Plano nro.: PPS00-00



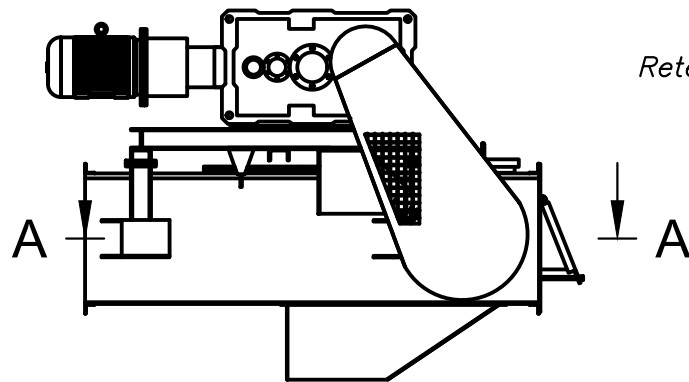
		Fecha	Nombre	Facultad de Ingeniería Año 2023	Practica Profesional Supervisada (PPS)	
	Dib.	28-1	S.R.			
	Rev.	09-2	S.R.			
	Apr.					
	Esc.	REDLER 501A CABEZAL DE MANDO				UNLPam
	1:30					
	Formato A4					
						Plano nro.: PPS01-00



---DATOS DEL CABEZAL---

Motor: WEG w21 7.5HP-5,5kW 1500rpm 380V
 Red.: LENTAX KTP200 1:25
 Rod.: FAG 22215EK c/mang H315
 Caja: SNV130
 Reten: DBH lx65-85-10
 Piñon: ASA80 D Z23
 Corona: ASA80 D Z52
 Cadena: ASA80 D
 Cor. Arrastre: POWERCHAIN Z10 (WH82)
 Eje diám. menor: 65mm
 Eje diám. mayor: 80mm
 Chapas: AISI304

	Fecha	Nombre		
Dib.	28-1	S.R.	Facultad de Ingeniería Año 2023	Practica Profesional Supervisada (PPS)
Rev.	09-2	S.R.		
Apr.				
Esc. 1:30	REDLER 501A CABEZAL DE MANDO Vista general		UNLPam	
Formato A4				
			Plano nro.: PPS01-01	

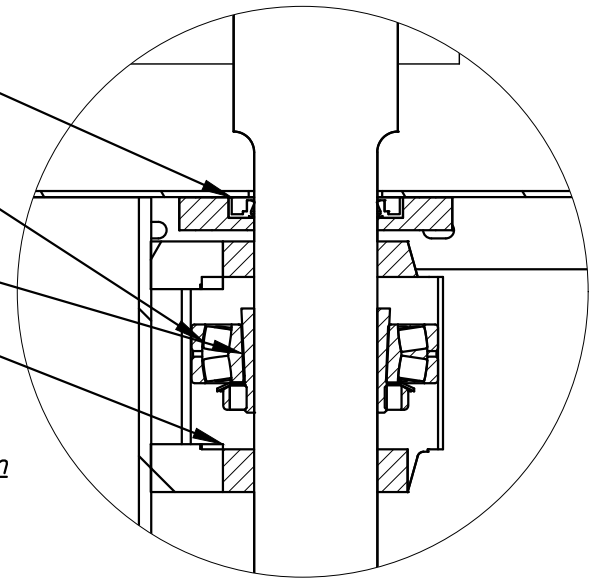


Reten DBH lx 65-85-10

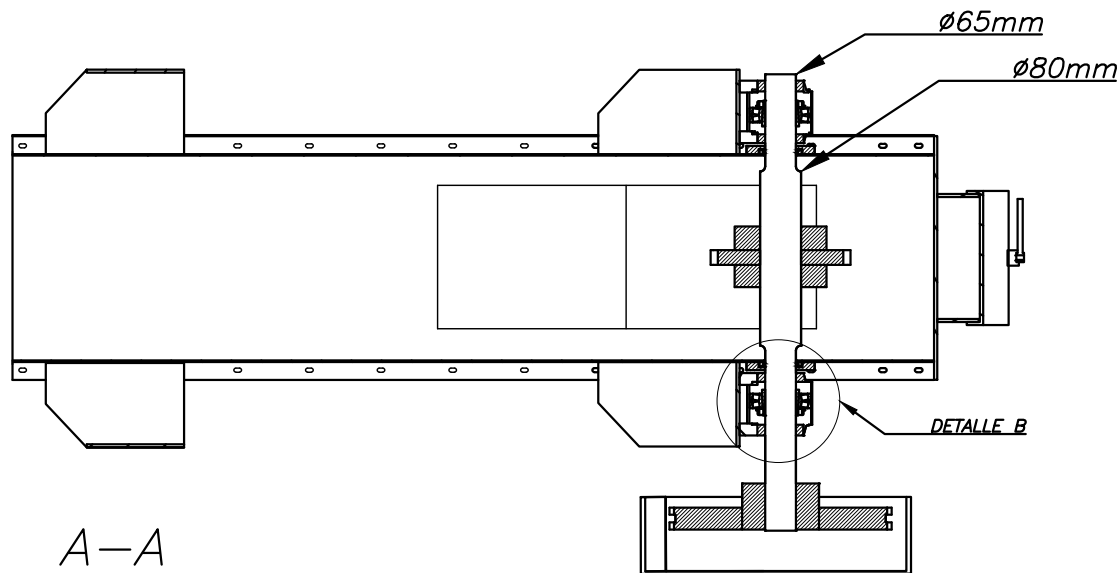
Rod 22215EK

Manguito H315

Caja SNV130



Detalle B



Corte A-A
(1:16)

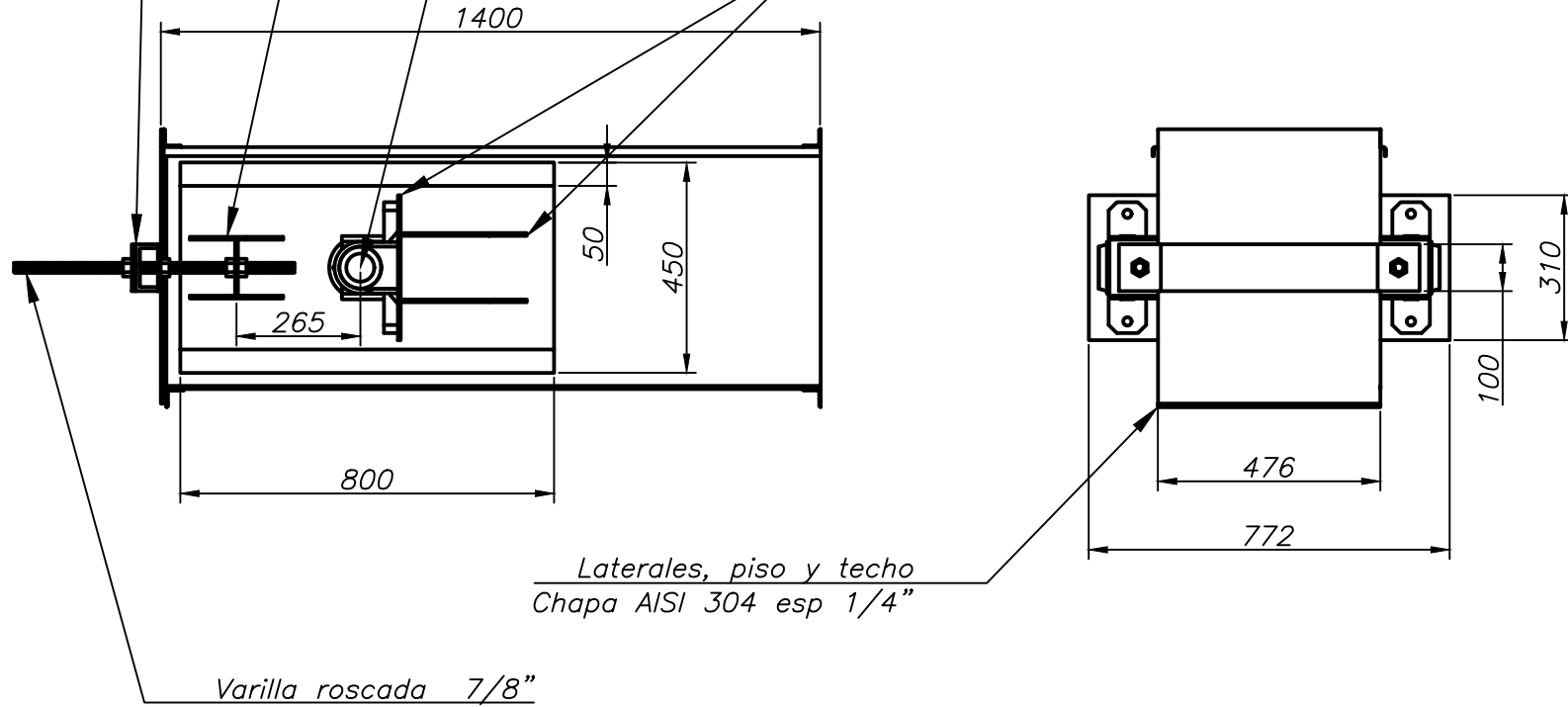
	Fecha	Nombre	Facultad de Ingeniería Año 2023	Practica Profesional Supervisada (PPS)
Dib.	28-1	S.R.		
Rev.	09-2	S.R.		
Apr.				
Esc. 1:16	REDLER 501A CABEZAL DE MANDO Corte lado eje			UNLPam
Formato A4				
				Plano nro.: PPS01-02

Chapa AISI 304 esp 1/4"

Caja SNV130 c/m H315
Rod. 22215EK

Perfil UPN100

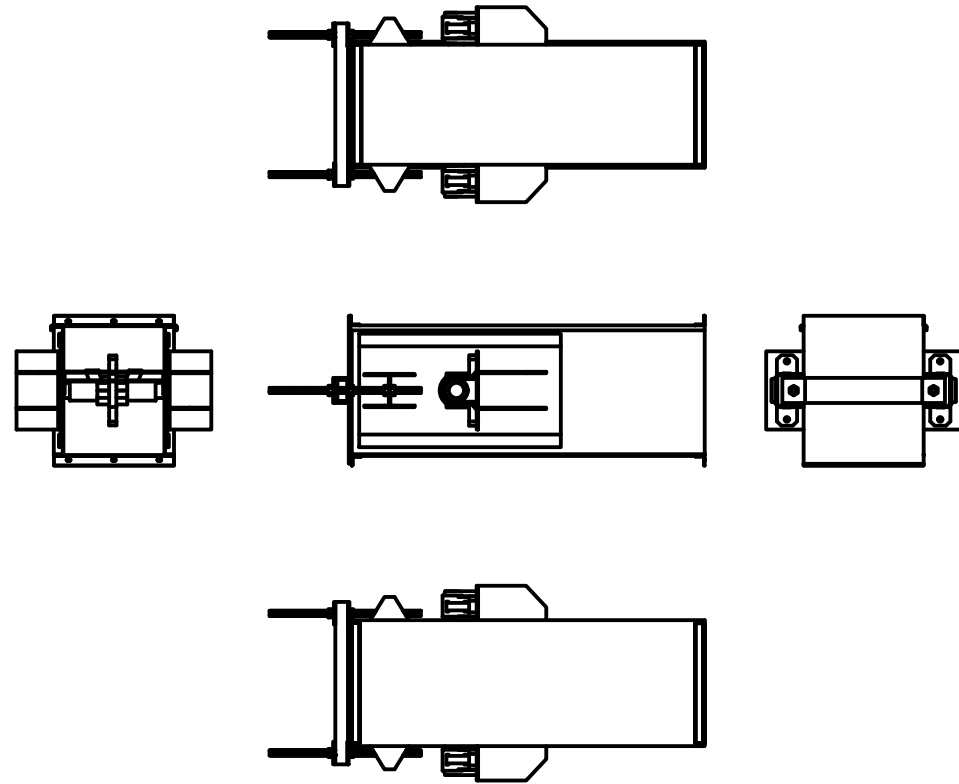
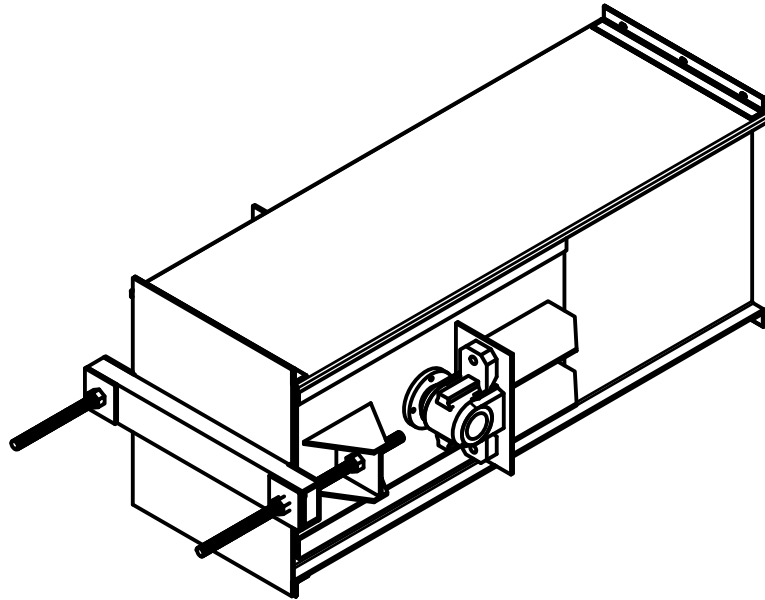
Soporte caja
Chapa AISI 304 esp. 1/4"



Laterales, piso y techo
Chapa AISI 304 esp 1/4"


Varilla roscada 7/8"

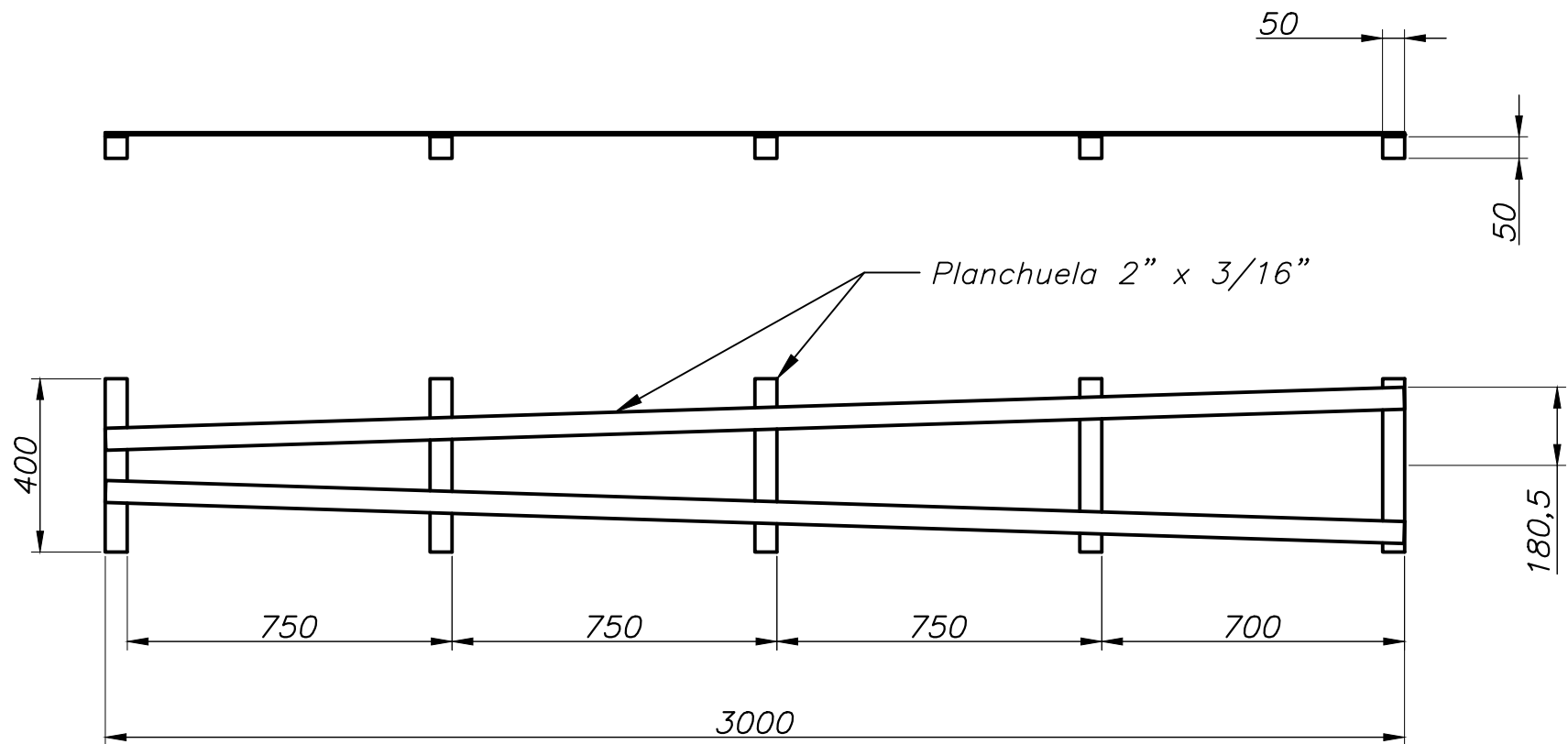
	Fecha	Nombre	Facultad de Ingeniería Año 2023	Practica Profesional Supervisada (PPS)
Dib.	28-1	S.R.		
Rev.	28-1	S.R.		
Apr.				
Esc. 1:16	CABEZAL TENSOR			UNLPam
Formato A4				Plano nro.: PPS02-00



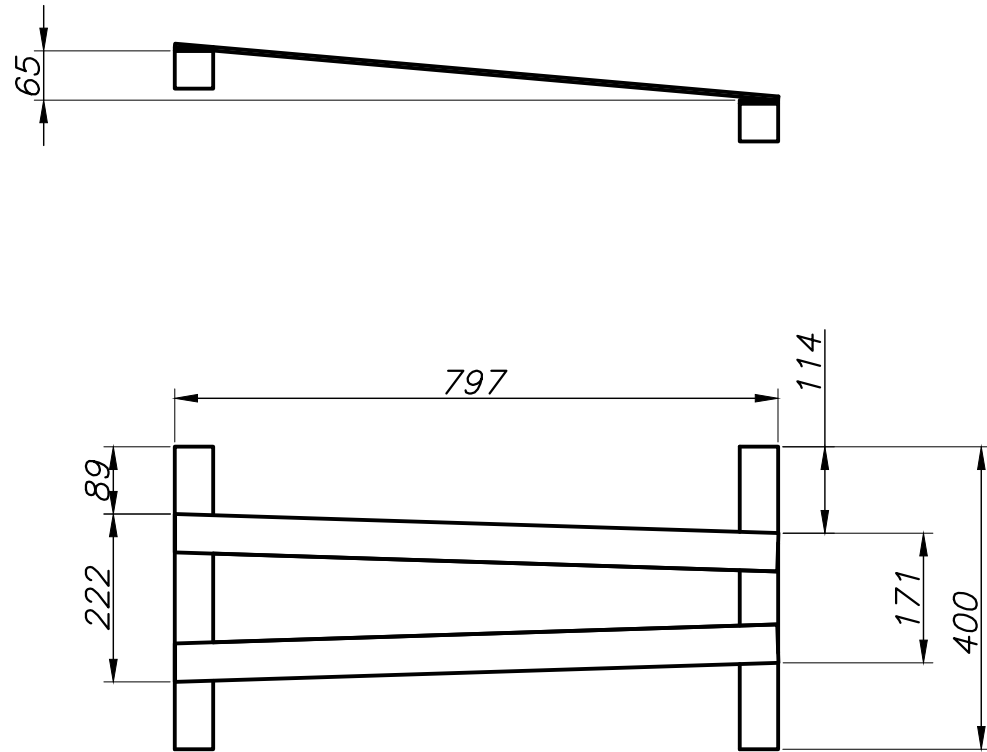
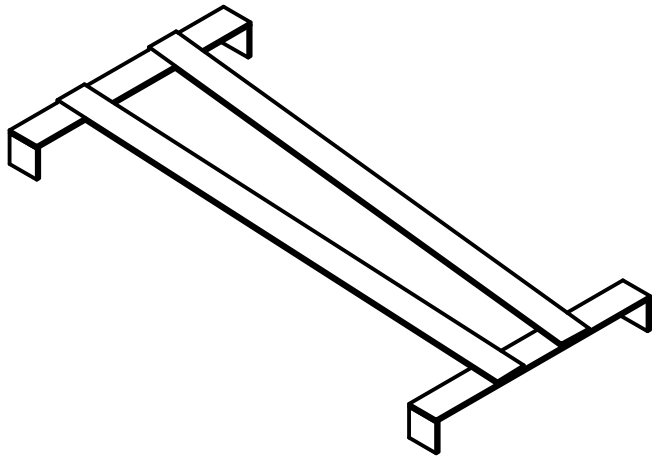
----DATOS DEL CABEZAL----

Rod.: FAG 22215EK
 Caja: SNV130
 Manguito: H315
 Cor. Arrastre: POWERCHAIN Z10 (WH82)
 Retén: DBH 1x65-80-10
 Eje diám. menor: 65mm
 Eje diám. mayor: 80mm
 Chapas: AISI304

	Fecha	Nombre	Facultad de Ingeniería Año 2023	Practica Profesional Supervisada (PPS)
	Dib.	28-1 S.R.		
	Rev.	10-2 S.R.		
	Apr.			
Esc.	1:30	CABEZAL TENSOR Vista general	UNLPam	
				
Formato	A4			
				Plano nro.: PPS02-01



	<i>Fecha</i>	<i>Nombre</i>	<i>Facultad de Ingeniería UNLPam</i>	<i>Practica Profesional Supervisada (PPS)</i>
<i>Dib.</i>	29-1	S.R.		
<i>Rev.</i>	29-1	S.R.		
<i>Apr.</i>				
<i>Esc.</i> 1:8	<i>GUÍA DE CADENA DE ARRASTRE</i>			<i>UNLPam</i>
				
<i>Formato</i> A4				<i>Plano nro.: PPS03-00</i>



	<i>Fecha</i>	<i>Nombre</i>	<i>Facultad de Ingeniería UNLPam</i>	<i>Practica Profesional Supervisada (PPS)</i>
<i>Dib.</i>	29-1	S.R.		
<i>Rev.</i>	29-1	S.R.		
<i>Apr.</i>				
<i>Esc.</i> 1:8	<i>GUÍA DE CADENA DE ARRASTRE Lado Mando y Tensor</i>			<i>UNLPam</i>
				
<i>Formato</i> A4				<i>Plano nro.: PPS03-01</i>

Bibliografía

- Belliardo, Pedro W., (s/f), Dossier Instalaciones Industriales.
- AEA 90364-7-771 (2006). Reglamentación para la Ejecución de Instalaciones Eléctricas en Inmuebles
- Ley Nacional N° 19587 de Higiene y Seguridad en el Trabajo.
- Decreto Nacional N° 351/1979 – Reglamentario de la Ley de Higiene y Seguridad en el Trabajo.
- IRAM (2011), Manual de Normas de Aplicación para Dibujo Técnico. Edición XXVII.
- Theodore Wildi (2006), Máquinas Eléctricas y Sistemas de Potencia.
- S. Timoshenko (1957). Resistencia de Materiales.
- William Callister Jr. (1985) Ciencia e Ingeniería de Los Materiales.
- Antonio Quijorna. Universidad de Castilla-La Mancha (2007) Elementos de máquinas.
- Renold, Conveyor Chain Designer Guide.
- Raymond Kulwiec (1985), Materials Handling Handbook.
- Stanley Walas (1990), Chemical Process Equipment, selection and design.
- Schneider Electric España S.A. (2008) Guía de diseño de instalaciones eléctricas.
- Verónica Veas, Jing Chang Lou, Universidad de Chile (2000). Vigas Hiperestáticas.
- A. Spivakovsky, V. Dyachkov (1965). Conveyor and related equipment.
- R. Holdich (2002). Fundamentals of Particle Technology.
- G. Bavaresco (2009). Procedimiento para el cálculo de ejes.
- K. Leet, C. Huang (2006) Fundamentos del análisis estructural. Segunda edición. Editorial Mc Graw Hill.