

Diseño de una línea de producción para tostar semillas de zapallo

Roberto Andrés Spesot

Universidad Nacional de Rosario
Facultad de Ciencias Exactas, Ingeniería y Agrimensura
Escuela de Ingeniería Mecánica
Rosario, Argentina
Año 2026

Diseño de una línea de producción para tostar semillas de zapallo

Roberto Andrés Spesot

Proyecto Final de Ingeniería Mecánica presentado como requisito parcial para optar al título de:

Ingeniero Mecánico

Directores:

Ing. Pedro Sismondi – Ing. Guillermo Rodríguez – Ing. Juan Sismondi

Universidad Nacional de Rosario

Facultad de Ciencias Exactas, Ingeniería y Agrimensura

Escuela de Ingeniería Mecánica

Rosario, Argentina

Año 2026

A mi esposa María Inés, a mis padres y hermanos.

Agradecimientos

Al concluir una nueva etapa en mi vida y mirar el camino recorrido solo tengo hermosos recuerdos y sentimientos de inmensa gratitud. Por ello, quiero agradecer a todas aquellas personas que me ayudaron a recorrer este trayecto y contribuyeron a que hoy pueda ser Ingeniero Mecánico.

Gracias a mis padres y hermanos por ser mi sostén, mis consejeros. Gracias porque, si bien viven lejos, siempre están para lo que se los necesite.

Gracias a mi esposa por acompañarme en todos estos años, por alentarme a seguir adelante en cada paso de mi carrera, por su comprensión y su apoyo incondicional.

Mi gratitud hacia los profesores por su dedicación al leer este trabajo, por sus enriquecedores comentarios y contribuciones.

Agradezco también a la Facultad de Ciencias Exactas, Ingeniería y Agrimensura de la Universidad Nacional de Rosario, a su personal docente y no docente por hacer posible todos estos años de formación académica. En particular, doy gracias a los docentes de las materias de Ingeniería Mecánica por haber contribuido en mi aprendizaje.

Gracias también a mis amigos tanto de la facultad como fuera de ella, con los cuales he compartido tantas horas de estudio y trabajo, contribuyendo a que esta etapa sea llevadera y hermosa.

Finalmente agradezco a Dios y María por estos años vividos y por los logros alcanzados.

Roberto Andrés Spesot

Resumen

Cucurbita pepo variedad styriaca es un tipo de zapallo cuya semilla posee diversas propiedades medicinales, alimenticias e industriales, siendo consumida de múltiples formas. En los últimos años, la comercialización de estas semillas tostadas ha crecido considerablemente en nuestro país. Ante el aumento de la demanda, un emprendedor argentino que comercializaba este producto mediante un proceso de tostado artesanal se vio en la necesidad de tercerizar dicha etapa. Sin embargo, este proceso industrial no logra reproducir las mismas características obtenidas mediante el tostado artesanal.

En este trabajo se presenta el diseño de un equipo capaz de tostar semillas de Cucurbita pepo variedad styriaca de manera controlada y homogénea. El objetivo del diseño es reproducir las mismas características de calidad y sabor propias del proceso artesanal.

El equipo propuesto es compacto y está compuesto por dos unidades principales: un tostador y un enfriador. Asimismo, permite a la persona que ejecuta el tostado por medio de este equipo estar observando constantemente la fase de dicho proceso, replicando una de las ventajas del método artesanal

Mientras que en el proceso artesanal se obtienen aproximadamente 350 gramos de semillas tostadas en 15 minutos, el equipo diseñado permite procesar hasta 25 kilogramos en el mismo intervalo de tiempo, posibilitando la inserción del emprendimiento en el mercado industrial de este producto.

Palabras clave: TOSTADORA, EQUIPO COMPACTO, EFICIENCIA.

Abstract

Cucurbita pepo variety styriaca is a type of squash whose seed has various medicinal, nutritional, and industrial properties, and it is consumed in different ways. In recent times, the commercialization of these seeds in roasted form has grown considerably in our country. Faced with the increase in demand, an Argentine entrepreneur who marketed this product by carrying out an artisanal roasting process was forced to outsource this roasting process. This process does not achieve the desired result, since the same characteristics obtained through artisanal roasting are not achieved.*

In this work, the design of a piece of equipment capable of roasting Cucurbita pepo variety styriaca seeds in a controlled and homogeneous manner is presented. It is envisaged in the design that the equipment achieves the same results and the same characteristics, in terms of quality and taste, as those obtained in the artisanal roasting process.

The designed equipment is compact and is basically composed of two fundamental parts: the roaster and the cooler. As in the artisanal roasting process, it allows the person who carries out the roasting by means of this equipment to constantly observe the phase of the process. While in the artisanal roasting process approximately 350 grams of roasted seeds are obtained in about 15 minutes, the equipment designed in this work manages, in the same time, to efficiently roast 25 kilograms of seeds, thus allowing the entrepreneur to enter the industrial market of these seeds.

Keywords: ROASTER, COMPACT EQUIPMENT, EFFICIENCY.

Contenido

Agradecimientos **4**

Resumen **5**

Abstract **6**

Contenido **7**

Introducción **12**

Capítulo 1: Preliminares **17**

1.1 Generalidades del Cucurbita pepo styriaca 17

1.1.1 Descripción del Cucurbita pepo styriaca 17

1.1.2 Origen del Cucurbita pepo styriaca 18

1.1.3 Requisitos de clima y suelo para el Cucurbita Pepo Styriaca 19

1.1.4 Morfología del Cucurbita 19

1.2 Semilla de Cucurbita 21

1.3 Uso y beneficio del Cucurbita 22

1.4 Proceso de cultivo, cosecha y post-cosecha 23

1.4.1 Cultivo 23

1.4.2 Cosecha y tratamiento post-cosecha 24

1.5 Tostado 25

1.5.1 Tostado Artesanal 25

1.5.2 Tostado Industrial 28

Capítulo 2: Prefactibilidad **33**

2.1 Definición de problema 33

2.1.1 Estado inicial: Diagnóstico 33

2.1.2 Estado final: Variables y Objetivos 34

2.2 Análisis de las restricciones del medio 38

2.3 Especificaciones del producto 39

2.3.1 Parámetros Funcionales 39

2.3.2 Materiales 41

Capítulo 3: Propósitos y Análisis de alternativas **43**

3.1 Propósitos 43

3.2 Análisis de alternativas 44

3.2.1 Propuesta 1 44
3.2.2 Propuesta 2 46
3.2.3 Propuesta 3 47
3.2.4 Propuesta 4 49
3.3 Selección de la alternativa 50

Capítulo 4: Diseño de la tostadora y del enfriador 53
4.1 Cálculos para la producción del tostado por tandas 57
4.1.1 Análisis morfológico de la semilla 58
4.1.2 Determinación de volumen y densidad de la tanda total de semillas a tostar. 60
4.2 Diseño estructural y térmico de la unidad de tostado 61
4.2.1 Dimensionamiento de la cámara tostadora 61
4.2.2 Balance térmico y requerimiento de energía 63
4.2.3 Sistema de combustión y control 75
4.2.4 Aspecto tecnológico: monitoreo térmico digital y trazabilidad operativa 80
4.3 Sistema de accionamiento y transmisión de potencia 83
4.3.1 Análisis dinámico, inercia y requerimientos de potencia 83
4.3.2 Selección del conjunto motoreductor 88
4.3.3 Transmisión por correas y poleas 95
4.4 Diseño del eje principal del conjunto de paletas del cilindro de tueste 102
4.4.1 Diseño de elementos de máquinas 107
4.4.2 Análisis de cargas, reacciones y momentos 123
4.4.3 Validación estructural mediante elementos finitos 126
4.4.4 Estudio estático del eje principal del tostador con su dimensión final 131
4.5 Sistema de descarga de semilla tostada 145
4.5.1 Análisis de cadena cinemática de palanca de descenso de pala de descarga de semilla y apertura de puerta de descarga 145
4.5.2 Selección de crapodina o rodamiento axial de bolas 148
4.5.3 Verificación de vida útil y capacidad térmica 149
4.5.4 Cálculo del resorte de la pala de descarga 150
4.5.5 Cálculos de la paleta de descarga 155
4.5.6 Dimensionamiento de la puerta de descarga de semillas 158
4.6 Diseño del enfriador 161
4.6.1 Dimensiones del enfriador 161
4.6.2 Geometría del lecho granular 162
4.6.3 Análisis de fuerzas y torque requerido 162
4.6.4 Selección del motoreductor 163

4.6.5 Dimensionamiento estructural del eje (código ASME)..... 164
4.6.6 Validación estructural mediante elementos finitos (agregar imagen rober)... 165
4.6.7 Configuración de chumaceras y detalles críticos 167
4.6.8 Buje de Transición 168
4.6.9 Dimensionamiento de la puerta de descarga de semillas del enfriador..... 171
4.6.10 Selección de tacos antivibratorios para el ventilar centrífugo..... 177
4.6.11 Verificación de la resistencia de los brazos de las paletas del enfriador 183
4.6.12 Cálculo resorte puerta descarga enfriador 187
4.6.13 Selección de ventilador centrífugo 191
4.7 Verificación estructural de la plataforma de operación..... 197

Capítulo 5: Montaje de la máquina y planos 209
5.1 Logística y recepción de componentes 209
5.1.1 Inspección dimensional básica 209
5.1.2 Control de componentes comerciales..... 209
5.2 Secuencia del montaje..... 210
5.3 Pruebas de funcionamiento y puesta en marcha..... 212
5.3.1 Prueba de giro y comportamiento mecánico..... 213
5.4 Seguridad industrial y elementos de protección personal..... 213
5.5 Planos del proyecto..... 214

Conclusiones y recomendaciones..... 215
Conclusiones..... 215
Recomendaciones..... 216

Bibliografía 219

Anexo A: Fichas técnicas de quemadores COFACO - Serie QPL (Extracto)..... 223

Anexo B: Catálogo Lentax N.º 222 (Extracto)..... 230

Anexo C: Fundamentos analíticos de transmisión por correas (Teoría de Prony). 245

Anexo D: Catálogo de correas de Transmisión industrial DUNLOP (Extracto) 255

Anexo E: Disposiciones de rodamientos para la compensación de desplazamientos axiales..... 267

Anexo F: Tabla matriz de idoneidad de rodamientos 272

Anexo G: Manual de controlador NOVUS N1200 (Extracto). 274

Anexo H: Rodamiento axial de bolas de simple efecto 51109 SKF (Extracto) 278

Anexo I: Especificaciones técnicas de acoplamientos elásticos KTR – ROTEX (Extracto) 282

Anexo J: Hoja técnica de tacoas AC 288

Anexo K: Especificaciones técnicas de ciclón 289

Anexo L: Especificaciones técnicas del ventilador centrífugo 293

Anexo M: Catálogo Lentax N.º 122 (Extracto) 297

Introducción

El tostado de semillas y granos es una práctica conocida y extendida a nivel mundial. Tradicionalmente, semillas como el sésamo, girasol, calabaza y chía, así como granos entre los que destacan el maní y el café, se someten a este tratamiento térmico. Este procedimiento consiste en la aplicación de calor durante un período que oscila entre los 10 y 20 minutos. Su implementación persigue dos objetivos principales: primero, optimizar las propiedades organolépticas del alimento (sabor, color, aroma, textura y apariencia); y segundo, permitir que los alimentos se puedan digerir mejor y la absorción de nutrientes, ofreciendo una alternativa de consumo saludable que evita el uso de aceites y frituras.

Este proyecto se centra específicamente en el diseño de una máquina tostadora para semillas de zapallo, particularmente de la variedad Cucurbita pepo variedad styriaca. El propósito es desarrollar un equipo capaz de alcanzar una producción industrial para abastecer a un emprendedor que procura ingresar al creciente mercado de este rubro en Argentina. Se pretende que el equipo permita un proceso controlado que logre los mismos resultados, en la calidad y el gusto, característicos del tostado artesanal.

Estructuralmente, la máquina se compone de dos unidades fundamentales: el tostador propiamente dicho y un sistema de enfriamiento.

El módulo de tostado consiste en un recipiente cilíndrico construido en acero inoxidable. En la base se instala quemador tipo atmosférico comercial con la potencia requerida para el proceso de tostado. Para maximizar la eficiencia energética y minimizar la dispersión de calor, las paredes de la unidad cuentan con un sistema de aislamiento térmico. En la zona superior del recipiente, se coloca un conducto circular con pequeñas perforaciones para rociar a las semillas con salmuera (agua caliente con sal disuelta en ella) de forma controlada desde una tolva de alimentación.

Internamente, el tostador dispone de un sistema de doble par de palas con funciones diferenciadas: el primer par garantiza la homogeneidad del tueste mediante el mezclado y volteo constante de las semillas con la salmuera. Mediante un mecanismo manual de palancas, se pueden accionar éstas, y e l operador puede accionar el segundo par de palas y, simultáneamente, abrir la compuerta de salida. Este segundo conjunto cumple la función de expulsar el producto de manera eficiente, direccionándolo hacia la unidad de enfriamiento.

Por su parte, el equipo enfriador presenta dimensiones análogas al tostador y emplea también una estructura cilíndrica de acero inoxidable. Su base está conformada por una malla perforada del mismo material diseñada para retener las semillas mientras permite el libre paso de un caudal de aire frío, generado por un ventilador centrífugo ubicado en la sección inferior. Este flujo de aire es fundamental para reducir la temperatura de forma abrupta y detener la inercia térmica del tostado. Finalmente, un sistema de palas internas remueve el grano para acelerar el enfriamiento y facilitar la descarga hacia la tolva para su posterior envasado.

El zapallo Cucurbita pepo variedad styriaca cultivado en regiones como Austria, Hungría, China, México, Nueva Zelanda y Uruguay, es altamente valorado en la industria debido a que su semilla posee una película exterior delicada en vez de una cáscara dura, lo que la hace atractiva tanto para su consumo como para el prensado directo para extraer aceite. Como subproducto de la elaboración del aceite virgen se obtiene una torta de prensado y esta torta se puede moler y obtener harina como resultado.

Estas semillas son muy interesantes para el consumo humano dado el alto potencial que tienen con respecto a su valor nutricional. Además, tienen varios beneficios con respecto a la salud. Estas características despertaron el interés de analizar y estudiar su composición físico-química. El laboratorio tecnológico del Uruguay (LATU) en conjunto con la empresa Uru-Kurbis (Uruguay) realizaron un estudio de la composición físico-química de estas semillas [1].

Dicho estudio se realizó con muestras de harina provenientes de semillas Cucurbita pepo variedad styriaca cultivadas en Europa y en Uruguay. Se determinó humedad, materia grasa, proteínas, cenizas, fibras, sodio, vitamina B1, vitamina E, perfil de ácidos grasos, esteroles, aminoácidos y carbohidratos. También se estudió la estabilidad físico química y microbiológica durante 12 meses con la harina envasada en trilaminado con polietileno y poliéster aluminizado, almacenado en condiciones ambientales. La harina caracterizada es un producto proteico vegetal (48.3 % proteína) y una importante fuente de fibras (11% fibra). Tiene 21.7% de lípidos, del cual el 38% son ácidos mono insaturados AGM y el 53.4% de ácidos grasos poliinsaturados AGP, destacándose el ácido oleico y el linoleico que lo hacen deseable desde el punto de vista nutricional y culinario. Presenta 3.7 mg de vitamina E cada 100 g y 2967 mg/kg de esteroles [1].

Este proyecto surge por iniciativa de un productor agropecuario de Venado Tuerto, (Santa Fe- Argentina), quien, tras observar el cultivo de la Cucurbita pepo variedad styriaca en Austria, identificó una oportunidad estratégica en el mercado argentino, analizó el negocio

de venta de semillas tostadas en Argentina y viendo su viabilidad comenzó con el emprendimiento de ventas de semillas tostadas. Actualmente, las regiones de venta son: Capital Federal, Gran Buenos Aires, Córdoba, Mendoza, Bahía Blanca, Cerrillas Salta y San Salvador de Jujuy. El productor cuenta con un campo de su propiedad para cultivar, la capacidad de siembra es de 300 hectáreas. Inició con una producción piloto de 20 hectáreas sembradas que rindieron 10 toneladas de semillas. El promedio de ventas proyectado es de 1 Tn por mes en esta primera etapa del negocio.

Como referencia en el mercado argentino se consumen 400 Tn de estas semillas al año y se desea, en un futuro, llegar a cubrir un 37.5% de dicha demanda.

Para alcanzar esta cuota de mercado y mantener costos competitivos, es imperativo eliminar la dependencia de servicios externos. Actualmente, el tostado se subcontrata a hornos de panadería, lo que genera sobrecostos logísticos e impacta negativamente en la estructura de precios. En respuesta a esto, el equipo diseñado en este trabajo busca una capacidad de procesamiento de entre 80 y 100 kg/h, permitiendo al productor gestionar internamente su stock, no depender de terceros para realizar el tostado. y transformar un proceso doméstico en uno industrial y continuo.

La principal limitante del proyecto, es contar con las semillas ya listas como materia prima para ser tostadas. El cultivo es estacional, ya que se siembra en primavera y se cosecha en verano y los factores que más afectan son: condiciones climáticas para cultivar, localidad y cantidad de agua, el suelo, las plagas, maquinaria para realizar la cosecha, el lavado, el secado, la clasificación mecánica y el almacenaje de las semillas.

Aunque la producción está sujeta a la estacionalidad del cultivo y a las variables agrícolas mencionadas (clima, suelo y sanidad), este proyecto permite al productor contar con una tostadora de fácil operación, gran capacidad de tostado, reducir tiempos de operaciones y número del personal operador, poder crear stock y almacenar, bajar los costos de producción sin tener que enviar a tostar a terceros. Además, permite ahorrar en el transporte y la logística, y sobre todo poder transformar un proceso artesanal y doméstico en un proceso continuo e industrial si quisiera.

Para garantizar la calidad del producto final, el proceso debe respetar estrictamente la fórmula de hidratación: por cada kilogramo de semilla cruda, se adicionan 50 ml de agua apta para consumo y entre 20 y 30 gramos de sal de mesa.

El proceso de tostado industrial se rige por una secuencia operativa estricta diseñada para garantizar la uniformidad del producto final:

1. Hidratación y Salado: Se vierte la salmuera (mezcla de agua y sal) sobre las semillas crudas, manteniendo el sistema de palas en movimiento hasta asegurar la absorción total del líquido.

2. Fase Térmica: Con la materia prima hidratada, se activan los quemadores. Durante un periodo aproximado de 15 minutos, se mantiene un removido constante para asegurar un tueste homogéneo. El fin de esta fase se identifica por el cambio en la morfología y color de la semilla, así como por la aparición del sonido característico de crepitación (pop o crack).

3. Enfriamiento Crítico: Una vez finalizado el tueste, se desactivan los quemadores y se transfiere el producto al enfriador. Esta etapa es vital para detener la inercia térmica y evitar que las semillas se quemen por exposición residual al calor.

4. Envasado: El producto final se fracciona en bolsas de polipropileno laminado con una capacidad de 20 kg, material seleccionado para preservar las condiciones del grano durante su transporte.

5. Cumplimiento Normativo y Seguridad Alimentaria: En estricta observancia del Código Alimentario Argentino, la totalidad de la producción se somete a un tratamiento de radiación ionizante con partículas gamma en la planta de la empresa Lonics S.A. Este procedimiento tecnológico es fundamental para alcanzar los estándares de calidad exigidos por el mercado nacional e internacional, persiguiendo los siguientes objetivos estratégicos:

- Optimización de la Vida Comercial: Incrementa la conservación del producto sin depender de cadenas de frío o conservantes químicos, asegurando el cumplimiento de las políticas de control fitosanitario.
- Seguridad Microbiológica: Garantiza la descontaminación fúngica y microbiana, así como la desinsectación y esterilización de cualquier forma biológica, sin alterar las propiedades organolépticas de la semilla.
- Eficiencia Logística: La estabilización del producto reduce significativamente los costos derivados de desperdicios o rechazos de lotes, mejorando la competitividad del emprendimiento en el mercado de alimentos saludables.

Capítulo 1: Preliminares

1.1 Generalidades del Cucurbita pepo styriaca

El género Cucurbita representa uno de los grupos más significativos dentro de la familia Cucurbitaceae. Esta familia botánica se caracteriza por integrar plantas de hábito rastrero o trepador, con ciclos de vida que pueden ser anuales o perennes. Actualmente, está constituida por aproximadamente 118 géneros y 825 especies. La distribución ecológica de sus miembros es notablemente amplia, desarrollándose de manera óptima desde el nivel del mar hasta los 1800 metros de altitud, principalmente en regiones de climas cálido-húmedos o subhúmedos; no obstante, diversas especies logran prosperar por encima de estos límites altitudinales [2].

El género Cucurbita es originario del continente americano y comprende las plantas comúnmente conocidas como calabazas o zapallos. Dentro de su vasta diversidad, destacan cinco especies de especial relevancia agronómica y económica: *Cucurbita argyrosperma*, *Cucurbita ficifolia*, *Cucurbita máxima*, *Cucurbita pepo* y *Cucurbita moschata*

1.1.1 Descripción del Cucurbita pepo styriaca

Una de las características fundamentales para la diferenciación de las especies de Cucurbita es la morfología de sus pedúnculos (la estructura que une el fruto al tallo de la planta) [3]. Las principales especies se describen a continuación:

- **Cucurbita argyrosperma:** se caracteriza por poseer un pedúnculo rígido de consistencia corchosa y diámetro ensanchado; sin embargo, este no se expande en el punto de inserción con el fruto. Sus hojas carecen de espinas.
- **Cucurbita ficifolia:** presenta un tallo robusto, velloso y acanalado longitudinalmente. A diferencia de otras variedades, es una planta perenne (capaz de producir semillas durante varios ciclos de vida) y sus semillas presentan una coloración negra o parda.
- **Cucurbita máxima:** posee tallos de consistencia suave y sección circular. Su pedúnculo es redondo y engrosado por tejido corchoso. Las hojas son redondeadas, carecen de manchas blancas y sus semillas son de color blanco.
- **Cucurbita moschata:** sus tallos son rígidos y angulares. El pedúnculo presenta surcos leves y un ensanchamiento distintivo en la unión con el fruto. Sus hojas, aunque carecen de espinas, son de vello suave y muestran manchas blancas en la

intersección de las nervaduras (es decir en la distribución de los nervios que componen el tejido vascular de la hoja de una planta).

- **Cucurbita pepo:** presenta tallos y pedúnculos de forma angular y acanalada, con hojas provistas de espinas finas.

Dentro de esta última especie destaca la Cucurbita pepo styriaca, una variedad de zapallo cuyas semillas poseen una película exterior sumamente delicada en lugar de la cáscara dura convencional. Esta particularidad morfológica las hace ideales tanto para el consumo gastronómico como para el prensado directo en la industria aceitera.

En conjunto, estas especies integran un grupo diverso de calabazas cuyas variedades cultivadas se cosechan en distintos estados de madurez. Dependiendo de la región y el uso culinario, reciben nombres comunes como zapallos, calabacines, zapallitos, zapallo italiano, auyamas, pipianes, ayotes o zucchini, entre otros.

1.1.2 Origen del Cucurbita pepo styriaca

La familia Cucurbita pepo variedad styriaca, conocida comúnmente como la "pipa de calabaza sin cáscara", se originó hace aproximadamente un siglo como consecuencia de una mutación natural de un gen recesivo en la provincia de Estiria, Austria. Esta alteración genética produjo cambios morfológicos profundos, destacándose la obtención de semillas de color verde oscuro con una cubierta excepcionalmente delgada o inexistente. Este fenómeno se debe a una reducción significativa en los niveles de lignina y celulosa en los tejidos de la cubierta de la semilla [4].

Desde una perspectiva histórica, la Cucurbita pepo se posiciona como una de las especies cultivadas más antiguas del mundo. Es nativa del sur de América del Norte y Mesoamérica, regiones donde ha sido objeto de actividad agrícola durante milenios [5]. En la actualidad, su cultivo se ha globalizado, extendiéndose a naciones como Austria, Hungría, China, México y Nueva Zelanda. En la región rioplatense, se destaca su producción en departamentos uruguayos como Montevideo, Canelones y Tacuarembó [1].

El valor arqueológico de esta especie es notable; en el Valle de Oaxaca, México, se hallaron fósiles de fragmentos de Cucurbita pepo comestible con una antigüedad de 8000 años, lo que evidencia su rol fundacional en la agricultura americana [6]. Asimismo, las investigaciones sugieren que las calabazas fueron utilizadas por las civilizaciones antiguas mucho antes de la invención de la cerámica, empleándose principalmente como recipientes funcionales para el transporte y almacenamiento de agua, miel y otros alimentos.

1.1.3 Requisitos de clima y suelo para el Cucurbita Pepo Styriaca

En términos climáticos, la *Cucurbita pepo variedad styriaca* demuestra una notable plasticidad ecológica, lo que le permite desarrollarse en condiciones ambientales diversas. Si bien es un cultivo característico de regiones con climas templados y fríos, existen variedades adaptadas a zonas situadas al nivel del mar. El éxito de la germinación depende de que el suelo alcance una temperatura de entre 20 y 25 °C, mientras que el desarrollo vegetativo óptimo de la planta requiere una temperatura atmosférica de 25 a 30 °C. Durante la floración, el rango ideal de temperatura se sitúa entre los 20 y 25 °C; es fundamental monitorear este periodo, ya que temperaturas excesivamente elevadas tienden a incrementar la proporción de flores estaminadas (masculinas) que pueden limitar el rendimiento final ya que no produce frutos [7].

Asimismo, la luminosidad es importante, especialmente durante los periodos de crecimiento inicial y floración. La deficiencia de luz repercutirá directamente en la disminución del número de frutos en la cosecha [7].

En cuanto a las condiciones del suelo, este cultivo destaca por su versatilidad y capacidad de adaptación a diversos sustratos, aunque manifiesta preferencia por aquellos de textura franca, profundos y con drenaje eficiente. No obstante, se trata de una planta muy exigente en materia orgánica. Los valores de pH óptimos oscilan entre 5.6 y 6.8 (suelos ligeramente ácidos), aunque puede adaptarse a terrenos con valores de pH entre 5 y 7. A pH básico pueden aparecer síntomas carenciales, excepto si el suelo está enarenado. Es una especie medianamente tolerante a la salinidad del suelo y del agua de riego. Se trata de un cultivo más o menos exigente de humedad, si es cultivo de riego en zonas secas precisara de este vital líquido con la aparición de los primeros frutos. Los riegos deben de aplicarse durante todo el desarrollo de la planta a unas dosis de 2000 y 2500 m^3/ha [7].

1.1.4 Morfología del Cucurbita

El género Cucurbita presenta una notable variabilidad morfológica, la cual se manifiesta en la diversidad de formas, tamaños y coloraciones de sus frutos y semillas, así como en sus distintos perfiles de sabor. En la Tabla 1-1 se detallan las características físicas predominantes de los frutos de las variedades cultivadas de Cucurbita. Dentro de este esquema, la Cucurbita pepo variedad styriaca se identifica en la cuarta fila, siendo comúnmente reconocida bajo las denominaciones de calabaza o zapallo de Halloween. Esta variedad se distingue por producir frutos de geometría esférica u ovalada, que en ocasiones presentan un ligero aplanamiento en sus extremos.

Tabla 1-1: Características de los frutos de las variedades de Cucurbita.

Variedad	Imagen	Descripción
Zapallo tipo Lande.		Turbinados (con forma de trompo), más anchos en el extremo del pedúnculo y en punta en el extremo distal, fuertemente surcados.
Zapallito largo tipo Cocozelle.		Frutos de forma larga, clavada (agarrotada), cilíndrica, bulbosa hacia el extremo del perianto.
Crookneck o cuello curvo.		Es un fruto elongado con cuello delgado, largo, ligeramente curvado, la mitad distal del fruto es más ancha.
Calabaza, Ayote sazón, zapallo de Halloween o tipo Pumpkin.		Cucurbita pepo de frutos esféricos, ovalados, redondos o aplanados en los extremos.
Escalopado.		Fruto aplanado, casi con forma de disco, con los bordes con pequeñas ondulaciones.

Fuente: Adaptado de [8].

Tabla 1-1: (Continuación)

Variedad	Imagen	Descripción
Straightneck (cuello recto).		Fruto cilíndrico con cuello corto, ligeramente constreñido, hacia el pedúnculo, y la parte distal del fruto más ancha.
Zapallito alargado.		Fruto cilíndrico, corto y clavado (con forma de garrote). Es más delgado del lado del pedúnculo y gradualmente amplía su diámetro hacia el extremo distal.
Zapallito largo tipo Zucchini		Fruto largo y cilíndrico no clavado (sin forma de garrote) o levemente clavado, el largo excede en 3,5cm al ancho.

Fuente: Adaptado de [8].

1.2 Semilla de Cucurbita

Las semillas del género Cucurbita son clasificadas como oleaginosas de alto valor estratégico debido a sus propiedades medicinales, alimenticias e industriales. Su versatilidad permite el consumo en diversas formas —enteras, asadas, tostadas o molidas—, siendo además un componente esencial en la elaboración de salsas y preparados culinarios. El valor económico y funcional de la semilla reside principalmente en su densa composición nutricional, caracterizada por un contenido promedio de 39% de aceite y 44% de proteína. En el caso específico de la Cucurbita pepo, el aceite es particularmente rico en ácidos grasos poliinsaturados, donde destacan los ácidos linoleico (43-56%) y oleico (24-38%), junto con una presencia significativa de tocoferoles (vitamina E) y carotenoides como la luteolina y el beta-caroteno [3].

El reconocimiento medicinal de estas semillas se atribuye fundamentalmente a su elevada concentración de extracto etéreo. Esto la hace ser supremamente importante; pues el extracto etéreo es sinónimo de energía y la energía es, básicamente, la capacidad para realizar un trabajo. Bajo esta premisa, en Europa se consume el aceite de semillas de

zapallo como aceite de cocina para ensaladas para aliviar o prevenir enfermedades relacionadas con la próstata. Este aceite tiene un alto contenido de ácidos grasos poliinsaturados de cadena larga. Además, se usa como constituyente de otros alimentos comunes como el pan, mostaza y dulce. Se ha evaluado el contenido de extracto etéreo y proteína en la semilla, destacándose valores altos de proteína verdadera (275 a 318.3 g/kg) y extracto etéreo (335,8 a 346,3 g/kg), convirtiéndose en un alimento proteico y energético, además, el contenido de aminoácidos en la semilla es alto, principalmente en metionina, treonina, lisina y arginina [3].

1.3 Uso y beneficio del Cucurbita

Hoy en día el cultivo de esta variedad del zapallo en Uruguay se destina a la producción de aceite virgen a partir de la semilla y a la venta de la semilla de zapallo tostada. Como subproducto de la elaboración del aceite virgen de la semilla de zapallo Cucurbita pepo variedad styriaca se obtiene la torta de prensado, con la harina como resultado de su molienda. En estudios realizados en aceite proveniente de cultivares de semilla de zapallo se encontró que dicho aceite es rico en vitamina E, esteroles vegetales, y que los ácidos grasos presentes en cantidad mayoritaria son el linoleico, oleico, palmítico y esteárico. En torta de prensado de semilla de zapallo, se reportaron valores de 59,8 % de proteínas y al ácido oleico y linoleico como ácidos grasos encontrados en mayor proporción. Debido a su origen vegetal, al alto contenido de proteínas vegetales y la ausencia de contaminantes químicos, es atractiva para su uso en el área alimentaria [1].

En [1] se determina la composición de la harina elaborada a partir de la molienda de la torta de prensado (subproducto de la producción del aceite virgen de semilla de zapallo), a los efectos de que pueda ser utilizada como ingrediente y determinar si puede cumplir los estándares para la futura categorización como “producto proteínico vegetal”. Para esto se analizó la composición de la harina, sus fitoesteroles, el perfil de ácidos grasos, el contenido de sodio, vitaminas y aminoácidos en muestras provenientes de seis regiones de cultivo de semilla de zapallo y se estudió su estabilidad durante un año. Para dicho estudio se realizaron cuatro elaboraciones con semillas de Cucurbita pepo variedad styriaca provenientes de cultivos de distintas regiones de Uruguay y las otras dos con semillas de Austria y Hungría. Se obtuvo la siguiente conclusión:

- La harina presenta un porcentaje de proteína del 48,3 g /100 g en base seca, lo que permite que pueda ser comercializada como “producto proteínico vegetal” según Codex Alimentarius, que establece que se deberá presentar por lo menos un 40 % de proteína en base seca.

- Es fuente de fibra, con 10,8 g /100 g, así como de vitamina E, con 3,4 mg /100 g de harina, además de contener aminoácidos esenciales.
- Tiene ventajas en su composición nutricional, ya que presenta una relación de grasas insaturadas/saturadas de 5,5 y su ácido graso principal es el ácido linoleico cis (49,1 %), el cual se considera esencial para el crecimiento.
- La harina proveniente de la torta de prensado como subproducto del aceite virgen de la semilla de zapallo mantiene estables la acidez y humedad, mientras que la carga de hongos y levaduras disminuye a lo largo de 12 meses, en el envase utilizado en este estudio, de trilaminado de polietileno, poliéster y aluminizado almacenado en condiciones ambientales.

Esta base de datos constituye el sustento técnico fundamental para una caracterización avanzada del producto, lo que facilitará su posicionamiento y comercialización efectiva en el mercado alimentario. Por otra parte, se entienden convenientes los estudios a futuro de la incorporación de la harina como ingrediente en productos panificados y de aceptación de los productos por parte de los consumidores [1].

1.4 Proceso de cultivo, cosecha y post-cosecha

Esta sección analiza las etapas esenciales en la cadena productiva de la semilla de Cucurbita pepo variedad styriaca. En ella se examinan los parámetros técnicos de la siembra, los índices de madurez requeridos para la recolección y los protocolos de procesamiento postcosecha, factores que resultan determinantes para optimizar el rendimiento y la calidad del producto final.

1.4.1 Cultivo

Con respecto al cultivo del zapallo Cucurbita pepo, se puede realizar a cielo abierto o en algunas regiones en invernaderos [4].

La siembra se suele realizar directamente en el suelo o en la capa de arena, a razón de 2-3 semillas por golpe, cubriéndolas con 3-4 cm de tierra o arena, según corresponda. La cantidad de semilla utilizadas suele ser de unos 10 kg/ha en siembra directa. Algunas ocasiones se realiza el trasplante, germinando las semillas por separado generalmente de 5 a 7 semanas antes de colocarlas en el campo, teniendo con ello un mayor costo, debido a que la producción de frutos es muy similar en los dos casos [7].

Los marcos de la siembra, suelen oscilar entre 1,4 metros entre surcos. Se siembra con una densidad de 15.000 a 20.000 plantas por hectárea, con una sembradora mecánica en las que modifica las placas de siembra, nunca se debe realizar pre-mojado porque se

pierde poder germinativo. Se debe elegir un lugar protegido del viento, porque este produce daños irreversibles en las plantas durante las primeras etapas del ciclo. Luego debe realizarse un aporcado a los 15-20 días de la germinación de la semilla, que consiste en cubrir con tierra parte del tronco de la planta para reforzar su base y favorecer el desarrollo radicular. Es aconsejable no sobrepasar la altura de los cotiledones (primeras hojas que brotan de la semilla tras la germinación) [4].

La poda de formación radica en la limpieza de los brotes secundarios que deben ser eliminados cuanto antes. También debe llevarse a cabo un aclareo de las plantas cuando nace más de una de golpe, dejando la más vigorosa y eliminando las restantes. En el cultivo tradicional, se mantiene el curso rastrero de la planta, sin embargo, si se quiere, puede realizarse el tutorado cuando el tallo comienza a inclinarse, con el objetivo de mantenerlos en forma vertical. El aclareo es una técnica que consiste en la eliminación selectiva de una parte de los frutos o de las plantas jóvenes para favorecer el desarrollo óptimo de los que quedan. En este caso, el aclareo de hojas sólo se recomienda cuando la hoja de la parte baja de la planta están muy envejecidas o cuando su excesivo desarrollo dificulte la luminosidad o la aireación, ya que de lo contrario traería consigo una reducción de la producción [4].

1.4.2 Cosecha y tratamiento post-cosecha

Con respecto a la cosecha la fecha varía dependiendo del inicio de siembra, sin embargo, es común que se presente en el cuarto o quinto mes de haberse sembrado si es para verdura y en el sexto o séptimo mes si es para semillas.

En Argentina a fines de mayo, es el momento que se considera que la semilla en el interior está suelta o separada de la pulpa, debe realizarse la cosecha mecánicamente si es una producción a escala o manualmente en predios chicos, hilerando los frutos para que la cosechadora pueda procesarlos y separarlos [4].

En la Figura 1-1 se presenta una imagen de la cosechadora separando la pulpa de las semillas del zapallo cucurbita pepo. Dichas semillas las almacena en su interior para que luego se pueda realizar el lavado y secado de ellas.



Figura 1-1: Cosechadora separando la pulpa de las semillas del zapallo Cucurbita pepo.
Fuente: Material proporcionado por el emprendedor.

- **Limpieza y secado de semillas**

El manejo de pos cosecha involucra un lavado con abundante agua limpia, a fin de separar los restos de pulpa adheridos y además sacar el mucílago que cubre la semilla. El mucílago es una sustancia orgánica de textura viscosa y pegajosa, similar a una gelatina, que produce la calabaza; se encuentra principalmente rodeando a las semillas y formando parte de la pulpa interna (la placenta). Es esa sustancia resbaladiza que hace que las semillas estén adheridas al interior del fruto.
A partir de ese momento se procede al secado mecánico de las semillas, para el almacenamiento sin riesgo de enranciamiento, que provoca acidez y pérdida de calidad. En el caso de consumo de la semilla se debe realizar un cepillado de la misma y la clasificación por tamaño [4].

1.5 Tostado

El tostado es un proceso fisicoquímico a partir del cual se crean aromas, sabores, acidez y se modifican las semillas: cambian de volumen, peso, densidad, color, etc. Se realiza en una máquina simple o compleja, mediante la transmisión calorífica hacia las semillas de zapallo, las cuales se irán cocinando (deshidratando) y desarrollando las características que el tostador desea [9].
Por medio de una máquina tostadora, en este trabajo se pretende lograr el tostado de las semillas de zapallo Cucurbita pepo variedad styriaca obteniendo los mismos resultados en calidad y gusto que el tostado artesanal.

1.5.1 Tostado Artesanal

El método de tostado artesanal permite procesar pequeñas cantidades de semillas de zapallo en un periodo aproximado de 15 minutos. A continuación, se detalla los diferentes

pasos del tostado artesanal de 1 kg de semillas de zapallo, en tres etapas de tostados en las cuales en cada una de ellas se tuestan aproximadamente 350 gr de semillas. Para dicho proceso de tostado, como se muestra en la Figura 1-2, se necesita:

- 1 kilo de semillas,
- 50ml de agua y
- 30g de sal (ya sea gruesa, marina o Himalaya).



Figura 1-2: Ingredientes necesarios para tostar 1 kg de semillas.
Fuente: Material proporcionado por el emprendedor.

Los pasos para ejecutar el tostado artesanal se detallan a continuación:

1. **Disposición de la materia prima:** Se colocan las semillas de zapallo crudas en un recipiente limpio y seco (Figura 1-3).



Figura 1-3: Primer paso del tostado artesanal.
Fuente: Material proporcionado por el emprendedor.

2. **Preparación de la salmuera:** Se procede a disolver una cucharada sopera de sal en un recipiente con agua caliente, asegurando la completa homogeneización de la mezcla (Figura 1-4).



Figura 1-4: Salmuera (agua+sal).

Fuente: Material proporcionado por el emprendedor.

3. **Hidratación y salado:** Se vierte la salmuera sobre el kilogramo de semillas naturales. Es fundamental remover la mezcla de forma constante hasta que el grano haya absorbido la totalidad del líquido (Figura 1-5).



Figura 1-5: Hidratación de las semillas cucurbita pepo con salmuera.

Fuente: Material proporcionado por el emprendedor.

4. **Carga del sistema de cocción:** Se deposita una tanda de aproximadamente 350 g de semillas hidratadas en una sartén de dimensiones estándar, precalentada a fuego medio-alto (Figura 1-6).



Figura 1-6: Tostado artesanal de 350 gr de semillas.

Fuente: Material proporcionado por el emprendedor.

5. Se debe mantener una agitación constante de la materia prima hasta observar una alteración en su morfología y coloración, lo cual vendrá acompañado por el sonido

característico de crepitación (*pop* o *crack*). Esta fase final del tueste suele completarse en un intervalo de aproximadamente 15 minutos.



Figura 1-7: Tostado artesanal en sartén.
Fuente: Material proporcionado por el emprendedor.

1.5.2 Tostado Industrial

En esta sección se analizan algunas variables a considerar al momento de realizar un tostado a gran escala, industrial. Asimismo, se presentan observaciones técnicas y especificaciones operativas inherentes al proceso de tostado de las semillas de *Cucurbita pepo variedad styriaca*, para garantizar la eficiencia y la calidad en una producción de gran volumen.

- **Variables básicas del tueste**

Calor y Temperatura

El concepto de temperatura se origina con la percepción de nuestros sentidos. Dicho concepto se basa en la noción de “calor” o “frío” que transmite un cuerpo. Cuando la temperatura de un cuerpo cambia, otras propiedades lo hacen también [10].

El calor es la transferencia de energía, y la temperatura es la medida de la energía calórica en un momento dado. Calor es un tipo de energía que se produce por la vibración de moléculas y que provoca la subida de temperatura, la dilatación de cuerpos, la fundición de sólidos y la evaporación de líquido. La tasa de incremento es una derivada de la temperatura a lo largo del tiempo que muestra la aceleración o desaceleración del cambio de temperatura. La temperatura se mide en grados centígrados o grados Fahrenheit, mientras que el calor se mide en kilojulios o en unidades británicas [9].

Termodinámica Básica

Como se explica en [9], el proceso de tostar es un proceso donde se trasmite calor. Las formas que podemos transferir esas energías calóricas a las semillas es por conducción, convección y radiación, una ilustración de esto se presenta en la Figura 1-8.

La conducción en el proceso de tueste se produce cuando se transfiere la energía calórica de la olla caliente a las semillas al hacer contacto directo con ella. La olla en la cual se realizará el tostado, es calentada por una llama y esa olla caliente va a transferir calor a su vez al tocar las semillas.

La transferencia de energía calórica por convección, en el proceso de tostado, es por las moléculas de aire que se calientan, esas moléculas son las que están en contacto con las llamas. Hay dos tipos de convección: el aire que pasa a través de una turbina y que se puede optar por calentar las semillas con dicho aire, o el aire que naturalmente al calentarse se hace menos denso, sube y desplaza al aire frío de los costados de la olla.

La radiación es aquella transferencia de calor que se hace a través del espacio vacío, no necesita moléculas, como son los rayos de sol que son atrapados en la atmósfera y la calienta manteniéndola tibia. Esto también sucede en el transcurso del tostado, donde las distintas partes de la olla se calientan tanto que empiezan a emitir radiación también hacia las semillas.



Figura 1-8: Formas de transferir la energía calórica.
Fuente: [9].

Se concluye que en el proceso de tostado el calor se transmite de varias maneras: semilla a semilla (las semillas empiezan a absorber energía y cuando las semillas se van chocando se transfieren energía de una a otra), olla a semilla, ambiente a semilla y aire a la semilla.

- **Detalle del proceso de tueste**

Cuando se tuestan semillas de zapallo, las modificaciones que van sufriendo las mismas se hallan en función del tiempo y de la temperatura que van adquiriendo en dicho proceso

de transferencia de energía calórica. En la Figura 1-9 se presentan las diferentes etapas en el proceso de tostado, que se detallan a continuación, en función de la temperatura con el tiempo.

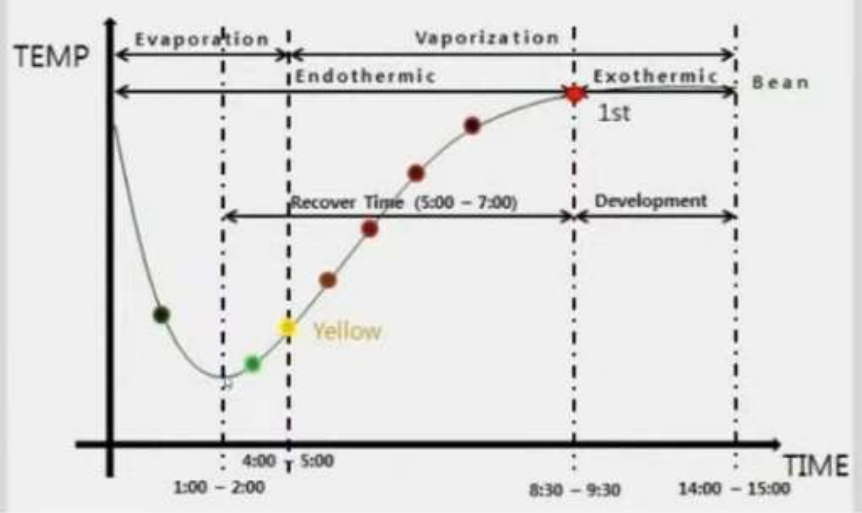


Figura 1-9: Proceso y momentos críticos en el tostado de semilla de zapallo.
Fuente: [9].

En efecto el proceso de tostado tiene una primera etapa que consiste en precalentar la olla donde se vierten las semillas hasta cierta temperatura, por ejemplo, a 180°C. Luego se colocan las semillas en la olla y comienza la fase que se llama endotérmica, en ella la semilla está absorbiendo calor.

Al ubicar las semillas dentro de la olla, una está a mayor temperatura que las otras. Las semillas están a temperatura ambiente, al ponerse en contacto con la olla, se produce una interacción térmica (calor). Durante esta interacción se observará que esas semillas hacen que descienda la temperatura de la olla. Las semillas absorben calor tanto de la olla como del ambiente aumentando así su temperatura hasta que, la olla como las semillas llegan al equilibrio térmico.

El equilibrio térmico entre las semillas y la olla se produce cuando sus temperaturas son iguales. A partir de ahí ganan temperaturas juntas (olla y semillas) y comienza el proceso de deshidratación de las semillas. Desde ese momento las semillas empiezan a perder agua hasta llegar a una fase que se llama yellow (ver Figura 1-9). La fase denominada yellow se llega aproximadamente a los 4/ 5 minutos desde el inicio del tostado y es cuando vemos en las semillas un color amarillo.

A partir de la fase yellow las semillas comienzan a tostarse y absorben energía hasta que se llega a un momento en el cual absorbió tanta energía que el agua que le queda a la

semilla empieza a evaporarse. Eso hace que las moléculas se distancian y obliga a la semilla que crepite y se expanda también, hace que la semilla gane volumen y su densidad disminuye. Ahí es donde ocurre el mayor cambio de las mismas, se produce un sonido que es crucial para el proceso de tostado, se realiza el primer “POP” o “CRAKC indicando que terminó el tueste y se da por finalizada la etapa endotérmica.

Si se sigue prolongando el tueste puede que haya un segundo crack, pero esto no se recomienda ya que es señal que el último vapor de agua se elimina de la semilla y sus moléculas empiezan a degradarse, perdiendo de esta manera calidad. Es así como luego del primer crack se da por finalizado el proceso de tostado y se comienza la fase llamada exotérmica (ver Figura 1-9), es decir se inicia la etapa de enfriamiento de las semillas cucurbita pepo.

Capítulo 2: Prefactibilidad

El estudio de prefactibilidad constituye una evaluación preliminar para determinar la viabilidad técnica y económica de la tostadora de semillas de zapallo. Este análisis integra una investigación inicial sobre los diversos factores que inciden en el proyecto, permitiendo definir formalmente el problema, establecer las limitaciones y restricciones pertinentes, y determinar las especificaciones generales que regirán el diseño y desarrollo del equipo

2.1 Definición de problema

2.1.1 Estado inicial: Diagnóstico

Con un proceso de tostado manual y artesanal, se consigue como resultado semillas tostadas en forma óptima y a gusto del consumidor, pero el costo final es elevado, la productividad es baja debido por la poca capacidad de tueste y por el tiempo no productivo pero necesario entre cada etapa de un proceso de tostado no continuo.

Por otro lado, la poca capacidad de tueste en cada etapa de tostado artesanal hace que no se llegue a cumplir con la entrega de los pedidos originados por la demanda, con las ventas de las semillas tostadas en tiempo y forma. Además, el tostado artesanal no permite generar stock y todo esto lleva a que el negocio pierda rentabilidad y sea inviable.

Este proyecto surgió para responder a una problemática de una situación de la vida real de un emprendedor argentino: la necesidad de tostar mayor cantidad de semillas de zapallo para satisfacer la demanda de sus clientes. Es un emprendimiento personal desarrollado con este producto en la ciudad de Buenos Aires, y tiene expectativas a futuro, además de incrementar su producción, de expandirse comercializando el producto en otras provincias del país.

Por el momento se consigue el tostado de las semillas de dos maneras:

1) Ocupándose personalmente de realizar el tostado, de manera artesanal y controlando: tiempo de cocción, temperatura, cantidad de semillas utilizadas, volumen de agua y la cantidad de sal necesaria para conseguir el gusto ideal.

2) Enviando volúmenes de semillas a una empresa para que se ocupe de tostarlas.

En los últimos meses se vio un incremento considerable en la demanda de este producto. Este crecimiento mencionado saturó su capacidad de producción e imposibilitó el tostado

de manera artesanal de tales semillas de zapallo. El emprendedor se vio obligado a tercerizar el tostado del excedente de producción para cumplir las demandas de sus clientes.

Se realizaron pruebas con máquinas existentes para tostar otro tipo de semillas, por ejemplo, las máquinas tostadoras de café. Los resultados obtenidos no fueron aptos, cambió su color, su sabor, su textura con respecto del producto obtenido con el proceso artesanal realizado inicialmente.

Es aquí donde el productor se plantea la necesidad de contar con una máquina/proceso para tostar las semillas de zapallo cucurbita pepo variedad stryriaca y cumplir con la demanda actual, teniendo además en cuenta el incremento de volumen solicitado.

El emprendedor posee un campo en la provincia de Santa Fe; en una fracción del mismo cultiva los zapallos y obtiene las semillas que luego tostará, fraccionará y despachará a sus clientes.

2.1.2 Estado final: Variables y Objetivos

Contar con la máquina tostadora de semillas de zapallos, permite lograr aumentar la capacidad de semillas tostadas en cada tanda, cubrir la demanda de las ventas proyectadas y generar stock. Por otro lado, esta máquina se diseña para obtener los mismos resultados óptimos, en cuanto a forma y gusto, del tostado artesanal ya que el operador podrá controlar el proceso de tostado en todo momento, de la misma manera que aquel proceso realizado en casa.

El destinatario de este proyecto es la persona que llamamos emprendedor y el alcance del mismo es: desarrollo de una línea de producción que permita el procesamiento de los volúmenes planteados manteniendo la calidad obtenida en el proceso de tostado artesanal. La línea de producción consiste en, al recibir la materia prima, tostar (agregándole agua y sal para obtener el gusto), enfriar y acondicionar.

En la Tabla 2-1, se presentan las variables a considerar en el diseño de una línea de producción para tostar semillas de zapallos.

Tabla 2-1: Variables del diseño de una máquina tostadora de semillas de zapallos.

VARIABLES:		
Número	**Nombre de la Variable**	**Descripción**
1	Tipo de semilla	De acuerdo a la variedad de zapallo, podemos tener otro tipo de semillas y grados de humedad, por ejemplo.
2	Limpieza de semilla	En el proceso de cosecha, se puede realizar la limpieza de la semilla, según el tipo de máquina utilizada.
3	Volumen de semillas a tostar	Según el volumen de semillas a tostar, se puede dimensionar la máquina.
4	Ingredientes	Como ingredientes adicionales, para lograr el gusto deseado de las semillas tostadas, se debe adicionar sal y agua en cantidades específicas.
5	Tiempo de cocción	Para el tostado aspirado de semillas, el tiempo debe ser estrictamente definido y controlado en el proceso.
6	Calor (temperatura)	Energía necesaria que debemos aportar a las semillas, para alcanzar la temperatura ideal para el tostado.

Tabla 2-1: (Continuación)

VARIABLES:		
Número	**Nombre de la Variable**	**Descripción**
7	Homogeneidad del tostado de las semillas	Es fundamental que las semillas se logren tostar en toda su superficie. Para ello se deberá diseñar un dispositivo de tal manera que pueda tostar toda la superficie.
8	Grado de tostado	De acuerdo a la receta artesanal del productor, se deberá lograr el tostado pretendido.
9	Velocidad de enfriamiento de las semillas tostadas	Una vez alcanzado el grado óptimo de tostado, se debe inmediatamente enfriar las semillas a una velocidad determinada, para evitar que la inercia del calentamiento continúe luego de haber alcanzado el tostado óptimo.
10	Materiales	Para la selección de los materiales de cada pieza de la máquina, se evaluará según la funcionalidad a la cual están destinadas a cumplir, por ejemplo: estado de solicitación, vida útil, condiciones propias del proceso, sanidad e higiene alimentaria.

Tabla 2-1: (Continuación)

VARIABLES:		
Número	**Nombre de la Variable**	**Descripción**
11	Tipo/diseño de embalaje	De acuerdo al volumen de semillas que se colocará en los envases, se deberá diseñar la máquina y la manera de hacerlo. Envase: vidrio, plástico, metálico, polietileno, etc. Forma de envasado (al vacío), forma etiquetado, loteo, fecha vencimiento.
12	N° de operarios	De acuerdo al tipo de máquina y su forma de operar se definirá el número necesario de operarios para cumplir con la producción demandada.

Los objetivos que se plantean en el diseño de una línea de producción para tostar semillas de zapallos son los presentados en la siguiente Tabla 2-2.

Tabla 2-2: Objetivos del diseño de una máquina tostadora de semillas de zapallos.

OBJETIVOS	
Número	**Descripción**
1	Diseñar una línea de producción para tostar, enfriar y envasar las semillas cargadas en el equipo.

Tabla 2-2: (Continuación)

OBJETIVOS	
Número	**Descripción**
2	Posibilidad de cumplir con las necesidades actuales y proyecciones solicitadas: actualmente se requiere tostar/enfriar y embalar 1 tonelada de semilla mensualmente.
3	Cumplir con la reglamentación sanitaria: es fundamental para alcanzar las exigencias gubernamentales actuales y obtener las habilitaciones correspondientes que regulan el marco legal y comercial.
4	Análisis de condiciones actuales de fraccionado, packaging e implementación de mejoras sobre el mismo.
5	Determinación de consumos específicos para el proceso.

2.2 Análisis de las restricciones del medio

Para el estudio de las restricciones del medio se considera los siguientes factores:

Tiempo: La máquina a diseñarse debe de tener la capacidad de tostar entre 80-100 Kg/hs de semillas de zapallo, esta velocidad es necesaria para cubrir la demanda de ventas.

Desgaste de materiales: La máquina tostadora se usará de manera intensiva, por lo tanto, cada pieza que conforma la tostadora se debe diseñar para que tenga una vida útil prolongada, siendo resistente al ambiente, a las condiciones de temperaturas y a los esfuerzos sometidos.

Mantenimiento: La máquina debe tener un mínimo de piezas móviles, las cuales deberán ser de fácil acceso para realizar limpieza o reparación. Se realizará un check list para realizar un mantenimiento preventivo programado.

Costo: La inversión inicial para el desarrollo y fabricación de la máquina se debe amortizar lo más pronto posible con el incremento de la producción de semillas tostadas de zapallo con relación al tostado artesanal de forma manual.

Físicas: Se debe tomar en cuenta la forma y el peso de la máquina para una fácil instalación, operación y transporte.

Tecnológicas: Los elementos constitutivos de la máquina deben estar disponibles en el mercado local, es decir no deben ser elementos especiales que requieran ser conseguidos bajo pedido en el exterior, porque esto aumentaría el costo, en caso de algún imprevisto por mantenimiento generaría tener la máquina fuera de servicio, lo cual se debe evitar de ser posible para no sufrir pérdidas innecesarias.

La operación de la máquina debe ser simple, esto evita una capacitación intensiva del operador.

Seguridad: La máquina trabaja con altas temperaturas por lo que se debe considerar un equipo de protección para la persona encargada de su operación y elementos térmicos para la máquina. También la máquina tiene partes rotantes por lo que se debe realizar todo el esfuerzo posible en cuestiones de seguridad de la misma para minimizar los riesgos por accidentes.

2.3 Especificaciones del producto

En este apartado se detallan las especificaciones del producto, las cuales constituyen la definición formal de los requerimientos técnicos, funcionales y de rendimiento que deben orientar el diseño y desarrollo de la máquina tostadora. Estas especificaciones actúan como las directrices fundamentales para garantizar que el equipo final cumpla con las prestaciones necesarias para el procesamiento eficiente de la semilla.

2.3.1 Parámetros Funcionales

- **Sanidad:**

El diseño de la máquina tostadora de semillas de zapallos va orientada a la industria alimenticia por esta razón debe cumplir con todos los requisitos de salubridad determinadas y ordenadas por el ministro de la salud, por ello, los elementos constitutivos de la máquina que estén en contacto directo con las semillas, no deben producir focos de oxidación en ningún momento de su vida útil.

- **Ambiente de trabajo**

Para que la máquina realice un tostado uniforme en todo el producto, es necesario conocer las condiciones ambientales de la provincia de Santa Fe, ya que es el lugar donde se realizará el cultivo y la cosecha del zapallo.

Las condiciones ambientales pueden afectar a las semillas y por lo tanto al tostado de las mismas. En la Tabla 2-3 y 2-4 se presentan las condiciones externas e internas.

Tabla 2-3: Condiciones ambientales externas que afecta a las semillas.

Condiciones Externas	
Altitud	53 m s.n.m. (superficie nivel del mar)
Clima	templado húmedo
Temperatura	4 - 29 °C
Humedad relativa	64%

Tabla 2-4: Condiciones ambientales internas que afecta a las semillas.

Condiciones Internas	
Iluminación	400 lux
Ventilación	40 cfm /persona
Temperatura	23 ° C
Humedad relativa	50%

- **Formación del operario**

Los requisitos que deben poseer los operarios designados al manejo y control de la máquina se indican en la Tabla 2-5.

Tabla 2-5: Requisitos para el operario de la máquina tostadora.

Operario	
Grado de instrucción	Primera
Destrezas	Manuales – Físicas
Capacidad	Levantar y ubicar el producto

- **Capacidad**

La máquina tostadora debe tener la capacidad de procesar 80-100 kg/hs de semillas de zapallos, este valor es el estimado para alcanzar la demanda de ventas.

- **Presentación requerida**

La semilla tostada no debe presentar un color negro, ya que esto muestra que ha sido quemada, y no sería agradable al gusto de los clientes. El color ideal recomendado de un tostado es dorado oscuro. El color va depender del tiempo que quede expuesta las semillas en el tostador.

2.3.2 Materiales

Los materiales principales que se tienen en cuenta para el diseño y construcción de la tostadora son:

- Acero inoxidable AISI 304: Es el material predominante para todos los elementos en contacto directo con las semillas, como el cilindro tostador, el enfriador, la base de la cámara y el sistema de paletas. Se selecciona por su resistencia a la oxidación y cumplimiento de las normas de sanidad alimentaria.
- Acero inoxidable AISI 431 (1.4057): Seleccionado para el cuerpo del eje principal tras simulaciones de fatiga y resistencia, dado que posee un límite elástico elevado (66.3 kg/mm²) capaz de soportar los esfuerzos de torsión y flexión del sistema.
- Manta KAOWOOL ZR (fibra cerámica): Utilizada como aislante térmico en las paredes de la olla para minimizar las pérdidas de calor hacia el ambiente y optimizar el consumo de energía de los quemadores.
- Fundición gris (ASTM A48-40B): Material constitutivo de las poleas de transmisión, seleccionado por su durabilidad en sistemas de reducción de velocidad.

- Acero AISI 1020 CD: Empleado para la fabricación de las chavetas de transmisión, debido a su buena ductilidad y resistencia de fluencia adecuada para aplicaciones de acople mecánico.

Capítulo 3: Propósitos y Análisis de alternativas

3.1 Propósitos

El diseño de una línea de producción industrial para el tratamiento de las semillas *Cucurbita pepo variedad styriaca* requiere, como paso fundamental, la definición de los objetivos estratégicos que regirán cada etapa del proceso. El objetivo es garantizar una transición eficiente desde el método artesanal hacia una escala mayor, asegurando que la calidad sensorial y el gusto del producto final se mantengan inalterados. Bajo esta premisa, los propósitos fundamentales que guían el desarrollo de este equipo se detallan de manera estructurada en la **Tabla 3-1**.

Tabla 3-1: Propósitos del diseño de una máquina para tostar las semillas de zapallos.

PROPÓSITOS	
Número	**Propósito**
1	Agregar agua y sal a las semillas a tostar en proporción justa.
2	Mezclar la solución de agua y sal con la cantidad de semillas según la receta en un recipiente.
3	Lograr tostar la semilla homogéneamente: Diseñar un equipo que pueda tostar las semillas de manera controlada y homogénea.
4	Lograr un tiempo de tostado aproximadamente de 15 minutos.
5	Enfriar las semillas pos-tostado. Una vez que se alcanza el tostado deseado, enfriar las semillas para que no se sigan cocinando.

Tabla 3-1: (Continuación)

PROPÓSITOS	
Número	**Propósito**
6	En todo el proceso, preservar el estado o aspecto de las semillas, que se mantengan sin ser dañadas o quemadas.
7	Lograr que el procedimiento aplicado sea el mismo, para que la calidad del producto se mantenga en todas las partidas producidas.
8	La línea debe ser diseñada de manera tal que el proceso sea continuo.
9	El equipo debe lograr tostar la producción diaria que necesita el emprendedor. Fundamental para cumplir con la demanda 100 kg/hs.
10	La línea debe ser operada y controlada con la menor cantidad de operarios posibles (máximo 2 operadores).

3.2 Análisis de alternativas

En esta sección se detallan diferentes propuestas posibles para el diseño de la máquina tostadora de semillas. De cada alternativa, se hace un análisis de las ventajas y desventajas de la misma.

3.2.1 Propuesta 1

- **Especificaciones de la propuesta 1:**

La primera propuesta para realizar la máquina tostadora de semillas, ver Figura 3-1, consiste en diseñar un recipiente donde se pueda verter la solución de agua y sal más las

semillas y mezclar todo al mismo tiempo. Luego realizar el tostado y alcanzado el tostado, volcar las semillas a un recipiente donde se puedan enfriar.

Etapas del proceso:

1 Etapa: mezclar la sal y el agua junto a las semillas y tostar.

2 Etapa: enfriar las semillas tostadas.

3 Etapa: Fraccionar y embalar.

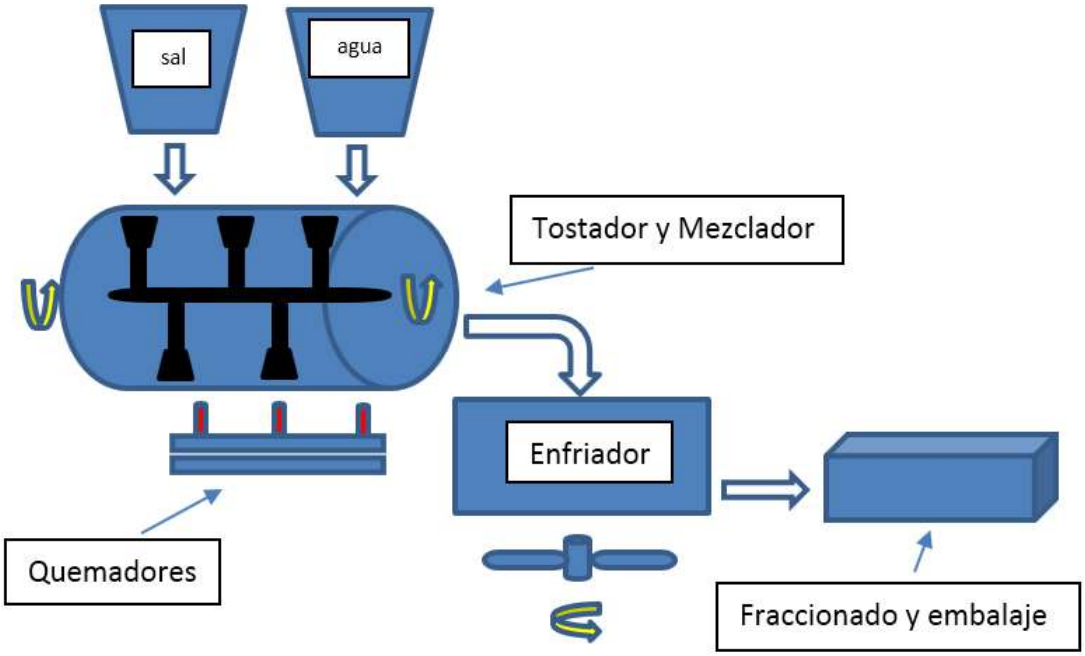


Figura 3-1: Primera propuesta para el diseño de la máquina tostadora de semillas.

Las ventajas y desventajas de esta propuesta se detallan a continuación.

Ventajas:

1) Mezclado y calentamiento de semillas con salmuera en el tambor de manera eficiente.

2) Enfriamiento de semillas pos-tostado eficiente.

3) Fraccionado y embalaje versátil o adaptable.

Desventajas:

1) No permite al operador observar y controlar el tostado en todo momento, lo cual no satisface la petición del productor.

2) Posible daños y golpes entre semillas dentro del tambor, las cuales pueden dañarse y generaría pérdidas.

3.2.2 Propuesta 2

- **Especificaciones de la propuesta 2:**

La segunda propuesta, ilustrada en la Figura 3-2, consiste en diseñar una línea que cuente con una cinta transportadora que tenga unas bandejas incorporadas para verter las semillas, previamente mezcladas con la salmuera y que avance hacia un horno tostador, luego del tostado óptimo, que continúe avanzando hacia un equipo enfriador sobre la misma cinta.

Etapas del proceso:

1 Etapa: agregar la sal y agua a las semillas

2 Etapa: hornear las semillas para tostar.

3 Etapa: enfriar las semillas tostadas.

4 Etapa: Fraccionar y embalar.

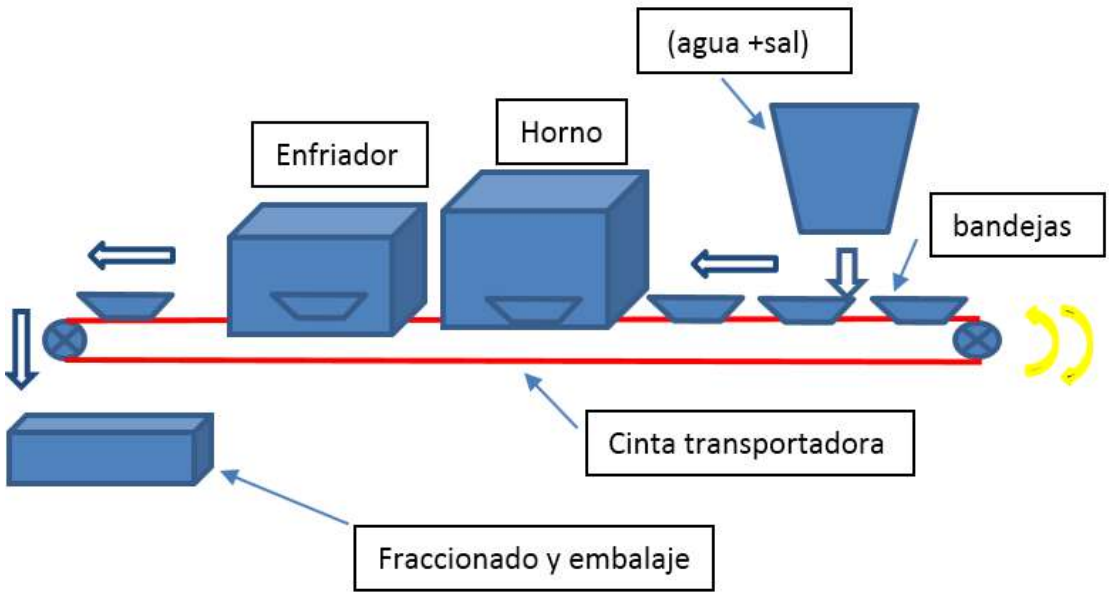


Figura 3-2: Segunda propuesta para el diseño de la máquina tostadora de semillas.

Las ventajas y desventajas de esta propuesta se detallan a continuación.

Ventajas:

1) Se podría lograr un proceso completamente continuo.

2) Se puede lograr tener una capacidad de producción alta.

3) Fraccionado y embalaje versátil o adaptable.

Desventajas:

1) No permite una absorción homogénea de la salmuera en la primera etapa.

2) No permite al operador observar y controlar el tostado en todo momento, lo cual no satisface la petición del productor.

3) Se requiere una puesta a punto compleja de la cinta, horno y enfriador.

4) Se requiere un espacio físico considerable.

3.2.3 Propuesta 3

- **Especificaciones de la propuesta 3:**

La tercera alternativa, ver Figura 3-3, consiste en diseñar una línea por estaciones en serie, donde en cada estación se cumpla una parte del proceso, sería como un proceso en cascada.

Etapas del proceso:

1 Etapa: mezclar la sal y el agua a las semillas.

2 Etapa: mezclar las semillas hasta que se absorban la salmuera.

3 Etapa: tostar las semillas.

4 Etapa: enfriar las semillas tostadas.

5 Etapa: Fraccionar y embalar.

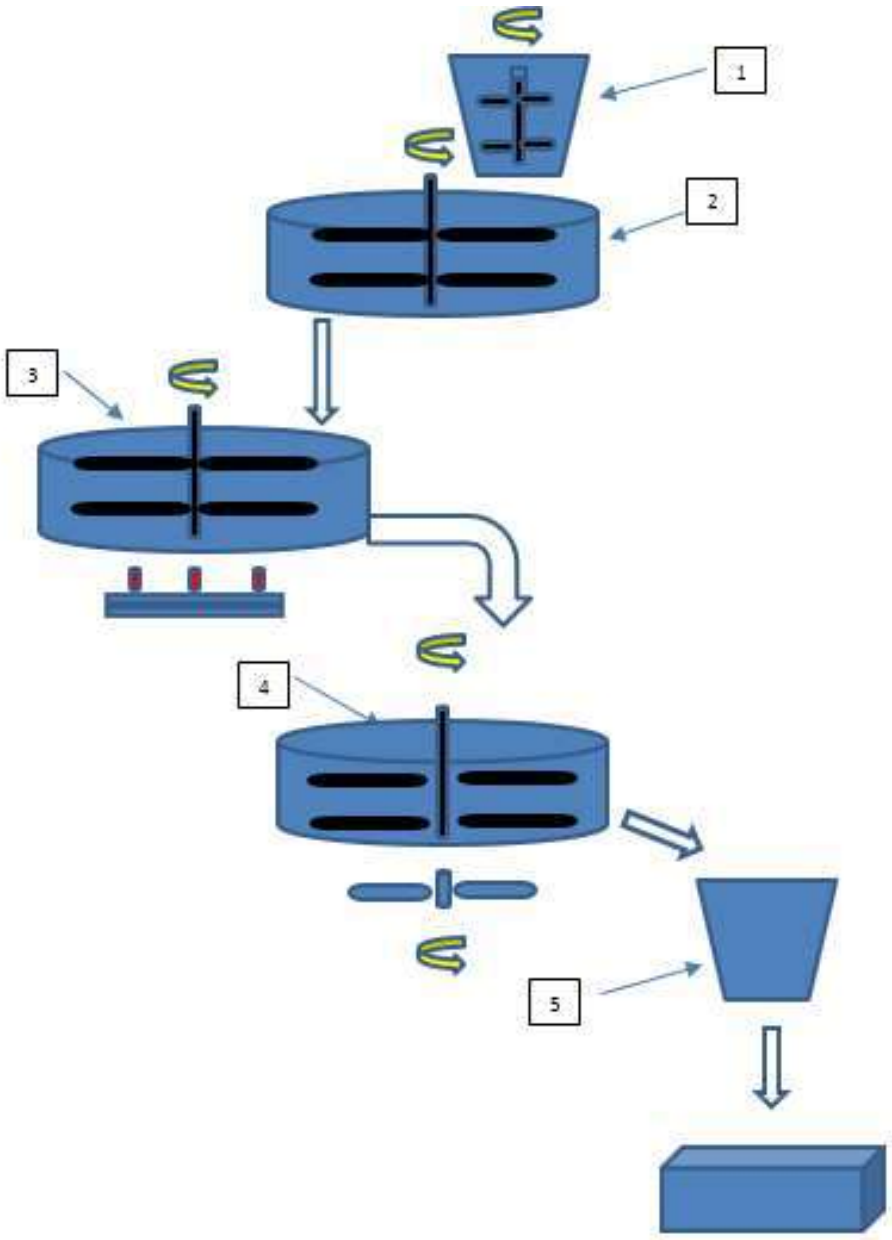


Figura 3-3: Tercera propuesta para el diseño de la máquina tostadora de semillas.

Las ventajas y desventajas de esta tercera propuesta se detallan a continuación.

Ventajas:

1) Se puede tener un control de cada etapa.

2) Se puede observar el proceso de tostado como pretende el productor.

3) Fraccionado y embalaje versátil o adaptable.

Desventajas:

1) Al ser un proceso en serie cada etapa depende de la anterior.

2) La estructura de la máquina requiere mucho espacio físico.

3) Se podría necesitar de dos operadores o más.

3.2.4 Propuesta 4

- **Especificaciones de la propuesta**

En la Figura 3-4 se presenta ilustrada la cuarta propuesta la cual consiste en diseñar una línea de dos estaciones, donde en la primera estación se vierta las semillas, la sal con el agua y se realice el tostado; mientras que en la segunda estación se enfríe y luego se envase dichas semillas.

Etapas del proceso:

1 Etapa: verter semillas, agua con sal, mezclar y toscar las semillas.

2 Etapa: Enfriar las semillas en el enfriador y luego fraccionar y embalar.

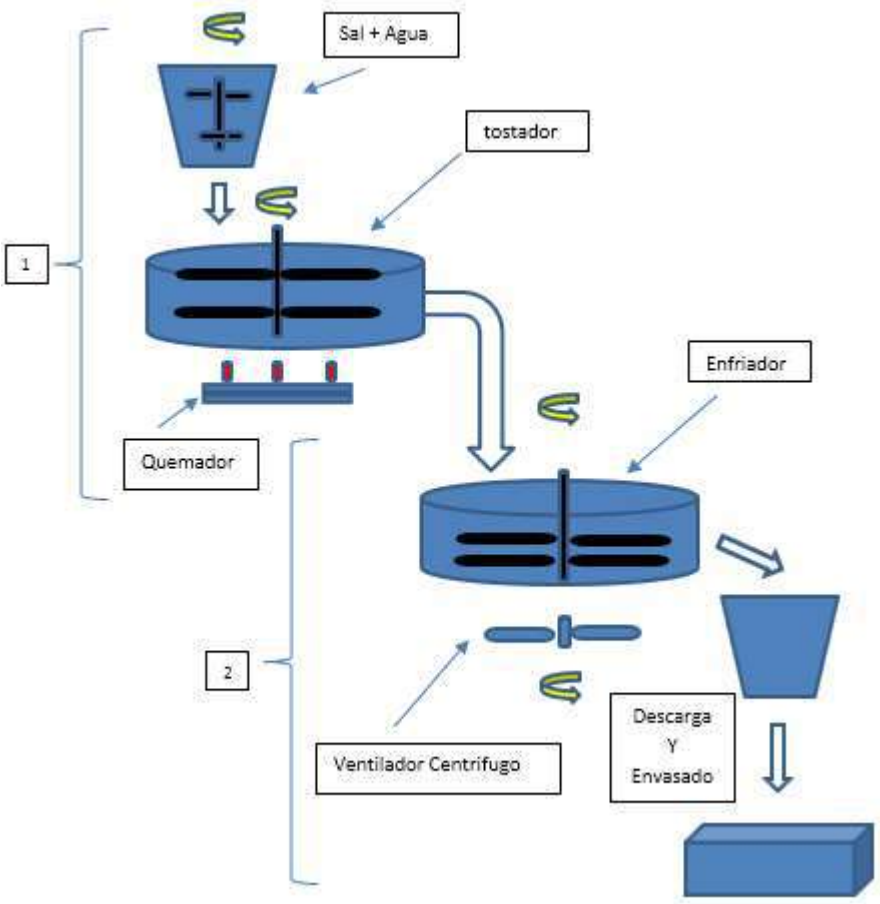


Figura 3-4: Cuarta propuesta para el diseño de la máquina tostadora de semillas.

Las ventajas y desventajas de esta cuarta propuesta se detallan a continuación.

Ventajas:

1) Se logra un proceso más compacto, no se requiere de mucho espacio físico y es eficiente.

2) Se puede en todo momento observar y controlar el proceso.

3) Puede ser operado por 1 operador.

Desventajas:

1) Es un sistema de tostado por tanda, se requiere de práctica y experiencia para llevarlo al tipo continuo.

2) El operador debe estar entrenado y ganar experiencia.

3.3 Selección de la alternativa

De las cuatro propuestas presentadas, la cuarta es la seleccionada para su desarrollo. El método empleado para dicha selección es por puntajes de ponderación de los objetivos que se deben alcanzar; en este caso, la cuarta alternativa resultó ser la de mayor puntaje. En la Tabla 3-2 se presentan dichos puntajes.

Si bien las cuatro opciones permiten cumplir con los objetivos planteados, la última propuesta es la que mejor se adapta para lograr un tostado similar al obtenido de manera artesanal.

Por otro lado, esta alternativa resulta la más conveniente para el emprendedor, ya que la máquina es más compacta y puede ser operada por un solo operario.

Tabla 3-2: Puntajes de ponderación de las cuatro propuestas en función de los propósitos planteados a lograr.

PUNTUCIONES PONDERADAS										
			opcion		opcion		opcion		opcion	
	Proposito	peso	1		2		3		4	
1	Agregar sal y agua a las semillas a tostar en proporcion justa.	2%	8	0,16	5	0,1	9	0,18	9	0,18
2	Mezclar la solución de agua y sal con la cantidad de semillas según la receta en un recipiente.	20%	6	1,2	5	1	8	1,6	8	1,6
3	Lograr tostar la semilla homogéneamente: Diseñar un equipo que pueda tostar las semillas de manera controlada y homogénea.	25%	6	1,5	6	1,5	9	2,25	9	2,25
4	Lograr un tiempo de tostado aproximadamente de 15 minutos.	5%	8	0,4	6	0,3	8	0,4	9	0,45
5	Enfriar las semillas pos-tostado. Una vez alcanzado el tostado deseado, enfriar las semillas para que no se sigan cocinando.	20%	7	1,4	7	1,4	7	1,4	7	1,4
6	El todo el proceso, preservar el estado o aspecto de las semillas, que se mantengan sin ser dañadas o quemadas.	3%	5	0,15	6	0,18	6	0,18	8	0,24
7	Lograr que el procedimiento aplicado sea el mismo, para que la calidad del producto se mantenga en todas las partidas producidas.	5%	5	0,25	6	0,3	8	0,4	9	0,45
8	La línea debe ser diseñada de manera tal que el proceso sea continuo.	10%	7	0,7	8	0,8	8	0,8	9	0,9
9	El equipo debe lograr tostar la producción diaria que necesita el emprendedor. Fundamental para cumplir con la demanda 100 kg/hs.	5%	7	0,35	6	0,3	8	0,4	9	0,45
10	La línea debe ser operado y controlada con la menor cantidad de operarios posibles (máximo 2 operadores).	5%	8	0,4	7	0,35	6	0,3	9	0,45
		100%		6,5		6,2		7,9		8,4

Capítulo 4: Diseño de la tostadora y del enfriador

A modo esquemático, se presenta en la Tabla 4-1, las diferentes partes que conforman la línea de producción para tostar semillas de zapallo: la máquina tostadora y el enfriador de semilla Cucurbita pepo Stryriaca. Así mismo, en las Figuras 4-1 a la Figura 4-5 se exponen diferentes imágenes del prototipo de la máquina tostadora y del enfriador.

Tabla 4-1: Sistemas constitutivos de la máquina tostadora.

ESTRUCTURA	SISTEMA DE CARGA DE SEMILLAS EN EL TOSTADOR	TOLVA CON SALMUERA Y CONTROL DE CAUDAL	CILINRO TOSTADOR	CILINDRO ENFRIADOR	SISTEMA DE CONTROL
			QUEMADORES - EXTRACTOR DE HUMOS	SISTEMA DE ENFRIAMIENTO POR CONVECCIÓN FORZADA - VENTILADOR CENTRÍFUGO	
			SISTEMA MOTRIZ DE ROTACIÓN Y VOLTEO DE LAS SEMILLAS	SISTEMA MOTRIZ DE ROTACIÓN Y MOVIMIENTO DE LAS SEMILLAS	
			SISTEMA DE DESCARGA	SISTEMA DE DESCARGA	

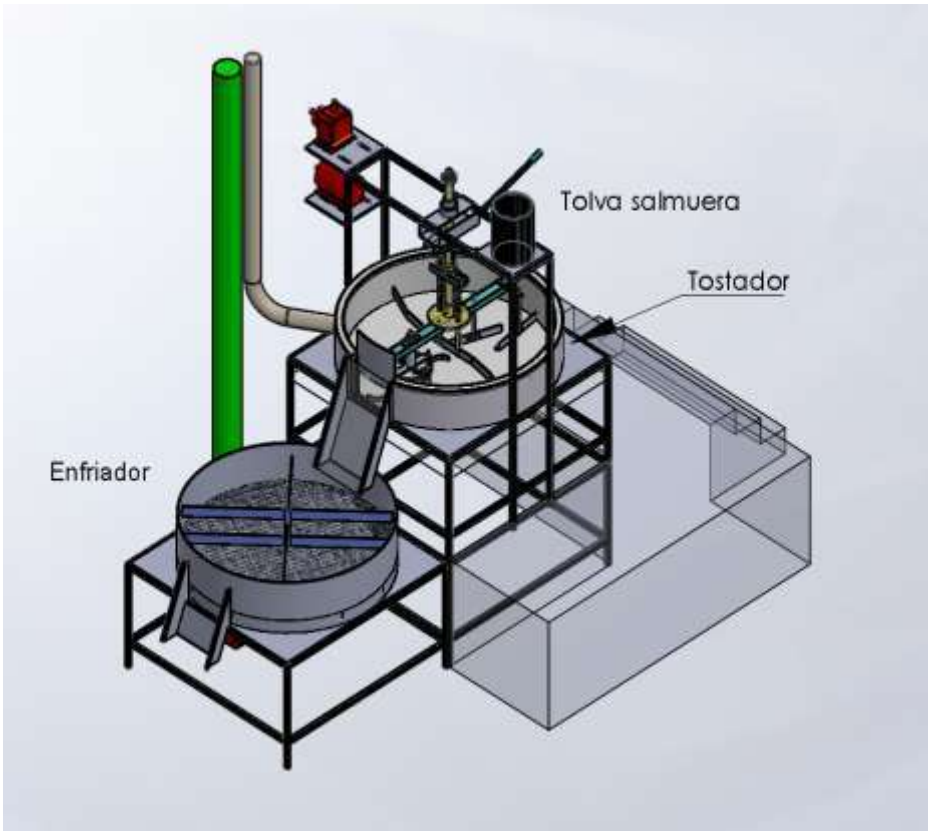


Figura 4-1: Prototipo general de la máquina tostadora y del enfriador de semilla.

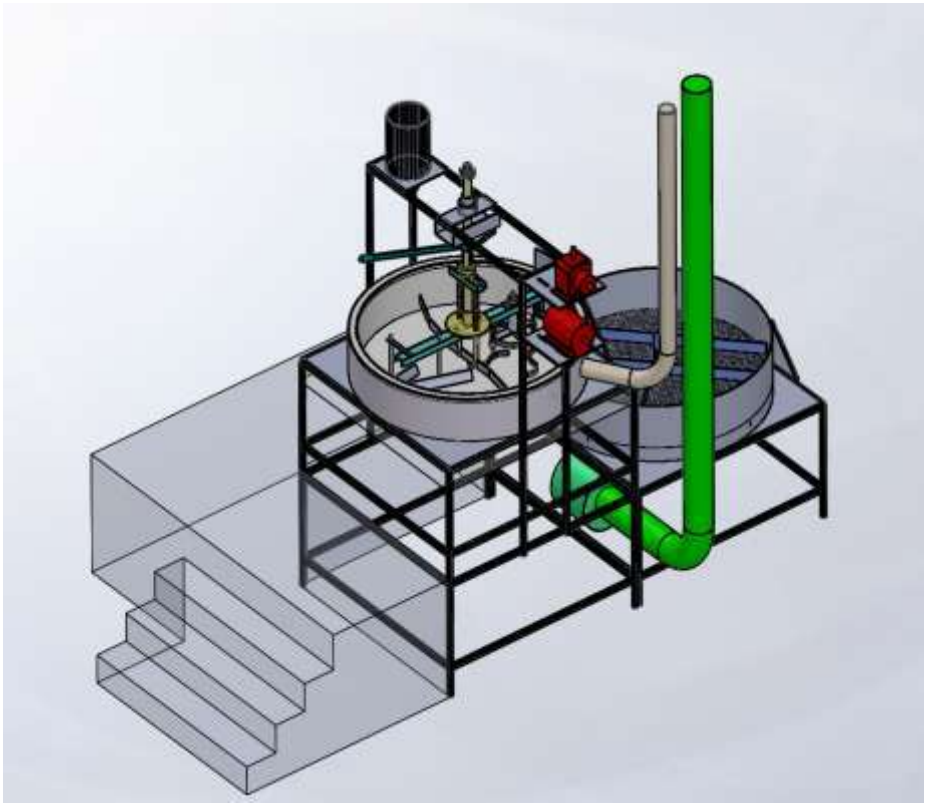


Figura 4-2: Prototipo de la plataforma de trabajo del operador.

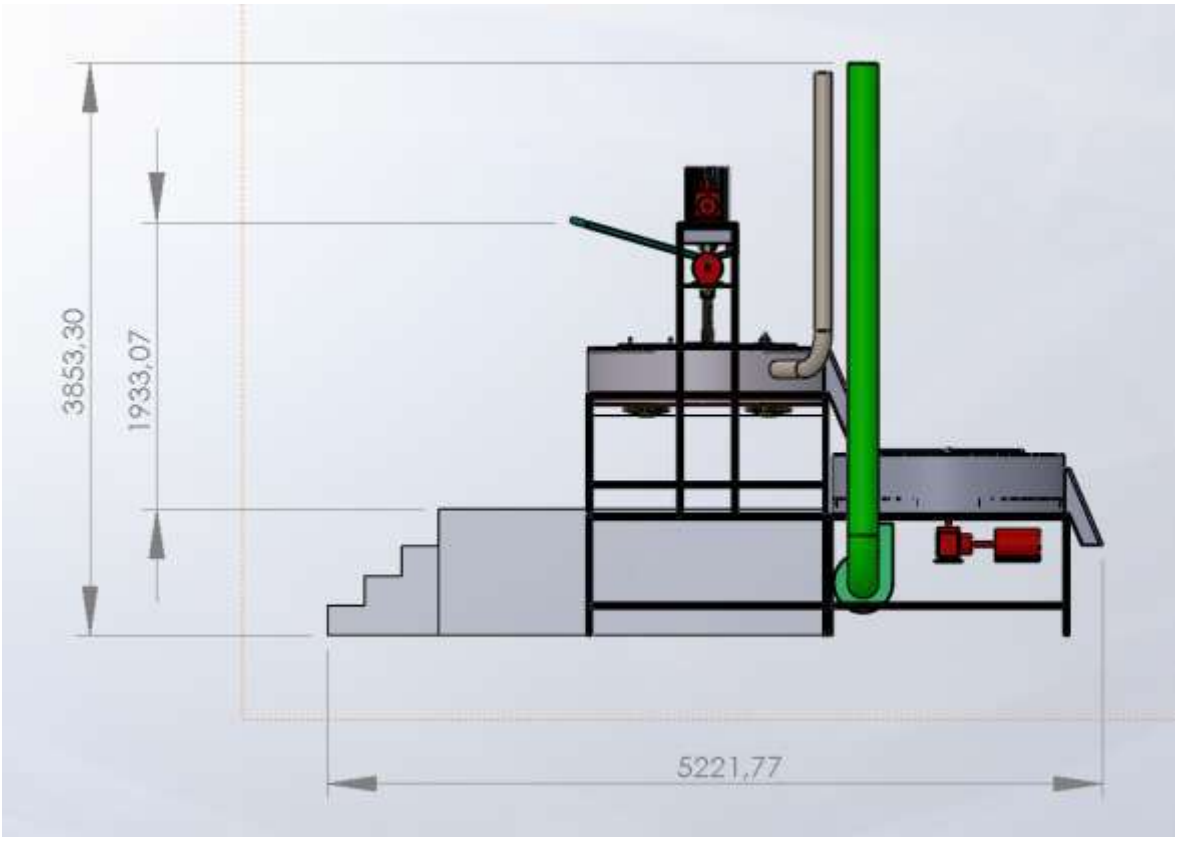


Figura 4-3: Dimensiones generales de altura y largo de la máquina tostadora y del enfriador.

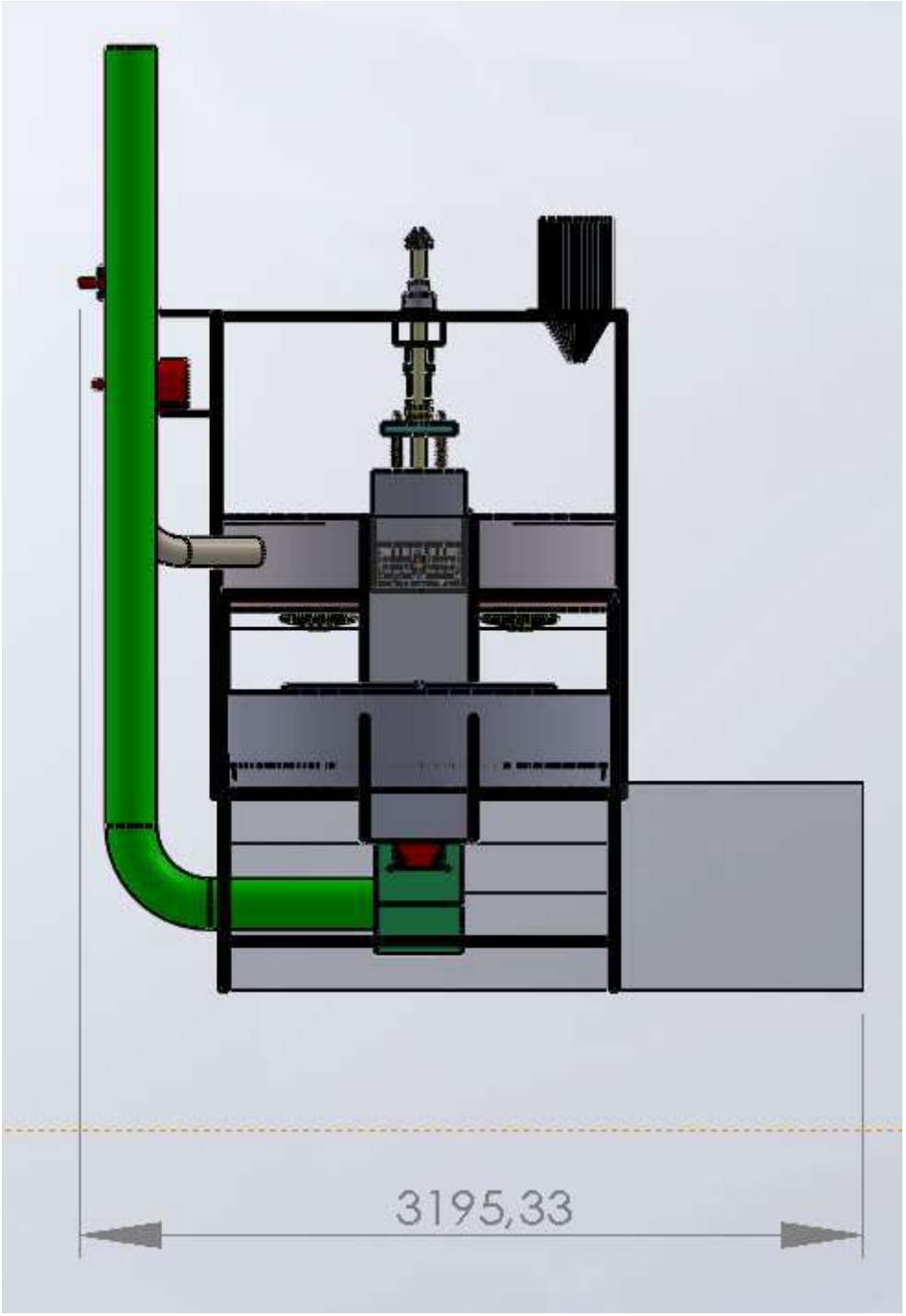


Figura 4-4: Dimensiones de ancho de la máquina tostadora de semilla.

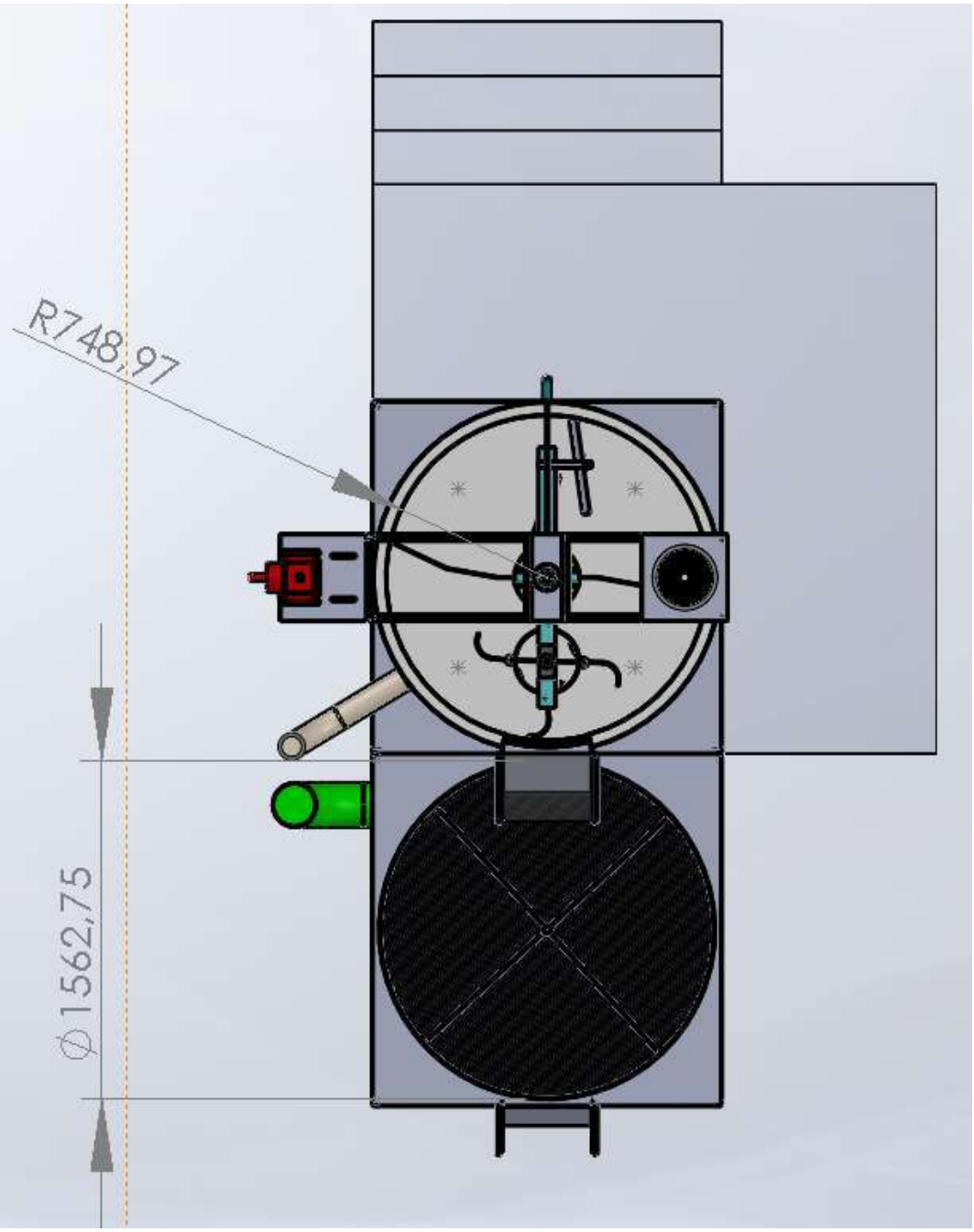


Figura 4-5: Dimensiones del radio y diámetro del cilindro tostador y del enfriador.

4.1 Cálculos para la producción del tostado por tandas

En esta sección se realizan los cálculos de volumen y densidad para justificar la capacidad de la máquina.

Para ello, se necesita calcular el volumen total de la tanda de semillas que se verterán en la tostadora, ver Ecuación (4.1):

$$V(tanda) = \frac{m\,(tanda)}{\rho} \quad (4.1)$$

Se conoce como dato la masa de la tanda de semillas, $m(tanda)$, pero no la densidad, ρ . Para determinar la densidad se necesita conocer el volumen de una semilla.

4.1.1 Análisis morfológico de la semilla

Con el propósito de poder hallar el volumen de una semilla, se toma una muestra de 20 semillas de Cucurbita pepo variedad styriaca para realizar un muestreo estadístico de sus dimensiones (largo, ancho y espesor). De tal muestreo se observa que la forma aproximada de una semilla es la que se detalla en la Figura 4-6:

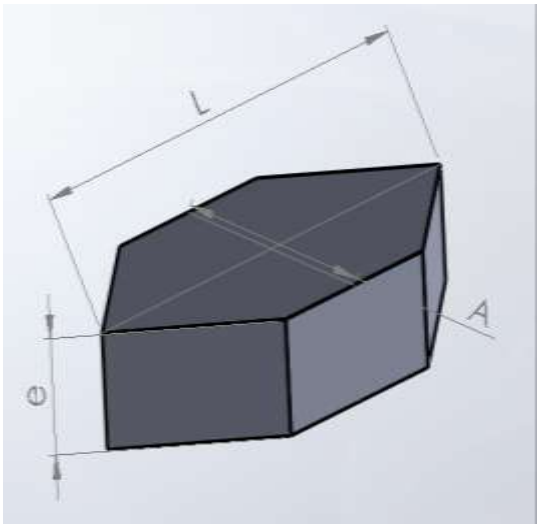


Figura 4-6: Forma aproximada de una semilla Cucurbita pepo variedad styriaca.

En la Tabla 4-2 se presentan las dimensiones de largo (L), ancho (A) y espesor (e) de las 20 semillas del muestreo. Para esto se utilizó como instrumento de medición un calibre vernier marca ASIMETO digital de 150 mm y una resolución de 0.02 mm.

Tabla 4-2: Dimensiones generales de la muestra de 20 semillas.

Muestra	L (mm)	A (mm)	e (mm)
1	13,8	7,1	2,8
2	13,2	6,8	3,6
3	14,2	6,6	3,9
4	13,1	6,7	3,5
5	13,7	7,2	2,7
6	12,5	7,1	3,3
7	14,5	7,3	3,5

Tabla 4-2: (Continuación)

Muestra	L (mm)	A (mm)	e (mm)
8	12,8	7,0	3,1
9	13,3	6,9	2,9
10	13,6	6,8	3,0
11	12,9	6,1	3,7
12	14,3	6,5	3,8
13	12,7	7,3	3,6
14	13,2	7,1	2,6
15	12,9	6,3	2,9
16	14,2	6,2	3,1
17	12,8	6,7	3,3
18	13,4	6,9	3,6
19	13,5	7,2	3,4
20	14,4	7,3	2,9
Promedio	**13,45**	**6,855**	**3,26**

Considerando la forma de la semilla presentada en la Figura 4-6, para poder determinar su volumen total se divide la semilla en tres partes: dos prismas triangulares, y un paralelepípedo. En la Figura 4-7 se denota por VB y VC al volumen de los dos prismas triangulares respectivamente y con VA al volumen del paralelepípedo.

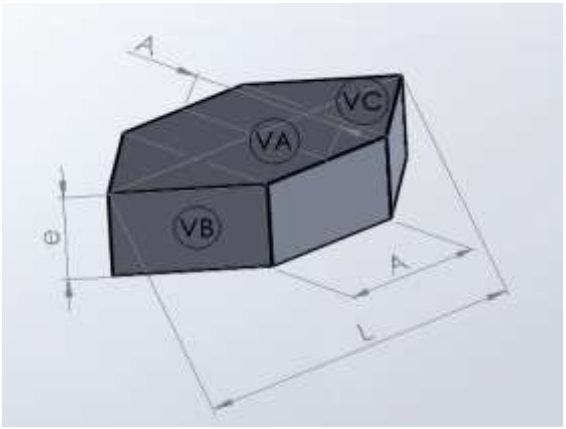


Figura 4-7: Las tres partes de una semilla: VA, VB y VC.

Entonces el volumen total de la semilla esta expresado en la Ecuación (4.2):

$$\mathrm{VT} = \mathrm{VA} + \mathrm{VB} + \mathrm{VC} \quad (4.2)$$

Donde cada volumen que aparece en los términos de la Ecuación (4.2) se calculan de la siguiente manera, ver Ecuación (4.3):

$$\mathrm{VA} = \mathrm{A} \times \mathrm{A} \times \mathrm{e}, \qquad \mathrm{VB} = \frac{A \times \frac{L-A}{2}}{2} \times e, \qquad VB = VC \quad (4.3)$$

Si en las Ecuaciones (4.3) se reemplaza los parámetros involucrados con los valores promedio de la Tabla 4-2, obtenemos los siguientes volúmenes:

$$VA = 6{,}8 \times 6{,}8 \times 3{,}26 = 150{,}74\ mm^3$$

$$VB = \frac{6{,}8 \times \frac{13{,}45 - 6{,}8}{2}}{2} \times 3{,}26 = 36{,}8\ mm^3 \quad y \quad VC = 36{,}8 mm^3$$

Sustituyendo estos valores hallados en la Ecuación (4.2) se llega a que el volumen total de una semilla es:

$$VT = 36{,}8\ mm^3 + 36{,}8 mm^3 + 150{,}74\ mm^3 = 224{,}34\ mm^3 = 0{,}00022434 dm^3$$

4.1.2 Determinación de volumen y densidad de la tanda total de semillas a tostar

A partir del volumen de una semilla, se puede calcular el volumen de 100 semillas:

$$V(100\ semillas) = V(1\ semilla) \times 100 = 0{,}00022434\ dm^3 \times 100 = 0{,}022434\ dm^3$$

Por otro lado, se conoce que 100 semillas de Cucúrbita pepo pesan alrededor de 12,196 gr por lo que 1 semilla pesa 0,122 gr. [11].

Ahora conociendo el volumen de una semilla y el peso de 100 semillas, obtenemos la densidad:

$$\rho = \frac{masa(100\ semillas)}{V(100\ semillas)} = \frac{12{,}196\ g}{0{,}022434\ dm^3} = 543{,}64\ g/dm^3$$

De la Ecuación (4.1), se calcula el volumen total de la tanda de semillas que se verterán en la tostadora:

$$V(tanda) = \frac{m(tanda)}{\rho} = \frac{25000 g}{543{,}64\ g/dm^3} = 45{,}98\ dm^3 \cong 46\ l$$

4.2 Diseño estructural y térmico de la unidad de tostado

4.2.1 Dimensionamiento de la cámara tostadora

En esta subsección se calcula el volumen de la cámara tostadora y se realiza la selección de sus espesores.

- **Volumen de la cámara tostadora**

La cámara de tostado consiste en un recipiente cilíndrico por lo que su volumen, indicado con **V,** será el presentado en la Ecuación (4.4):

$$\mathrm{V} = \frac{\prod\times\ d^2 \times\ h}{4} \quad (4.4)$$

donde d es el diámetro de la cámara de tostado y h su altura.

Para el cálculo del volumen final se desprecia el volumen del eje y de las aspas que van a mover las semillas.

Finalmente se selecciona las siguientes dimensiones:

d: diámetro de la cámara de tostado = 1,5 m.

h: altura de la cámara de tostado = 0,30 m.

Reemplazando estas dimensiones en la Ecuación (4.4), se obtiene el volumen de la cámara de tostado.

$$V = \frac{3{,}14 \times\ 1{,}5 \times 1{,}5 \times\ 0{,}30}{4} = 0{,}529875\ m^3 = 530\ dm^3$$

Si bien el volumen requerido de la tanda es chico con respecto al volumen final que tendrá la cámara, por experiencia empírica conviene contar con suficiente espacio para permitir que las semillas tengan mayor movilidad.

- **Selección del espesor del cámara tostadora**

El material que se selecciona es Acero Inoxidable AISI 304, el cual tiene las siguientes propiedades mecánicas:

- Resistencia de fluencia $\mathrm{Sy} = \ 40.0\ \mathrm{Kpsi}\ = \ 28{,}57\ kg/mm^2$.

- Resistencia última $\mathrm{Sut} = 82.4\ \mathrm{Kpsi} = 58{,}86\ kg/mm^2$.

La presión que soporta el cilindro en su interior está dada por la siguiente Ecuación (4.5):

$$P = \frac{Masa\ de\ la\ tanda}{Area\ semillas} \quad (4.5)$$

donde la masa de la tanda es de 25kg y el área de semillas es el área que ocupan las semillas en la base del tostador y, será aproximada.

Para aproximar el área de las semillas, por un lado, se tendrá en cuenta las siguientes áreas presentadas en las siguientes Ecuaciones (4.6) y (4.7).

$$Área(base\ tostadora) = \pi \times r^2 = 3{,}14 \times (750mm)^2 = 1766250\ mm^2 \quad (4.6)$$

$$Área(semilla) = Área(paralelepípedo) + 2 \times Área(Prisma\ triangular) \quad (4.7)$$

Reemplazando por los valores correspondientes en la Ecuación (4.7) se obtiene:

$$Área(semilla) = (6{,}8 \times 6{,}8 + 2 \times 11{,}305)mm^2 = 68{,}85\ mm^2$$

Con estos datos, la cantidad de semillas que serán tostadas en una misma tanda será:

$$N°\ Semillas\ (capa\ base) = \frac{Área(base\ tostadora)}{Área(\ semilla)} = \frac{1766250}{68{,}85} = 25653$$

De esta manera se optimiza la cantidad de semillas a tostar en cada tanda debido a que las 25653 semillas que serán tostadas ocupan un área de **1766250 mm^2** coincidente con el área de la base de la tostadora.

Reemplazando los valores correspondientes en la Ecuación (4.5) se llega a que la presión que soporta el cilindro en su interior es:

$$P = \frac{Masa\ de\ la\ tanda}{Area\ semillas} = \frac{25\ kg}{1766209} = \mathbf{1415 \times 10^{-5}\ kg/mm^2}$$

Tomando al cilindro como de pared delgada, en la siguiente Ecuación (4.8) se muestra los esfuerzos a los que esta sometidos el cilindro donde se llevará a cabo el tostado de las semillas [12]:

$$\frac{P * di}{2 * t} = \delta_1$$

$$\frac{P * di}{4 * t} = \delta_2$$

$$\delta_2 = \frac{\delta_1}{2} \quad (4.8)$$

donde:

δ_1: esfuerzo circunferencial o de aro, [kg/mm^2].

δ_2: esfuerzo longitudinal, [kg/mm^2].

P: presión que ejercen las semillas sobre las paredes del cilindro, [kg/mm^2].

di: diámetro interior del cilindro, [mm].

t: espesor, [mm].

Se selecciona una plancha con un espesor de 4 mm.

$$\delta_1 = \frac{1.415 \text{ x } 10^{-5}\, kg/mm^2 \times\ 1500\ \text{mm}}{2\ \times 4\, mm} = 2{,}65 \times 10^{-3}\, kg/mm^2$$

$$\delta_2 = \frac{2{,}65\ \times 10^{-3}\ kg/mm^2}{2} = 1{,}325 \times 10^{-3}\, kg/mm^2$$

Se ve que los esfuerzos son muy bajos comparados con la resistencia a la fluencia del material que es 28,57 kg/mm^2 por lo que se asegura un buen funcionamiento del elemento diseñado. La selección de la medida es para tener mayor resistencia y rigidez.

4.2.2 Balance térmico y requerimiento de energía

Se realiza un análisis de flujos de calor (aprovechado/perdido), resistencias térmicas y potencia calórica requerida, para alcanzar y mantener la temperatura de tostado durante el ciclo de procesamiento de la semilla.

- **Cálculo de Temperaturas**

Se definen y se calculan varios parámetros funcionales de la cámara de tostado, para poder conocer la cantidad de energía que debemos aportar y poder lograr el tostado deseado.

Para el sistema de tostado de semillas se tiene dos flujos de calor, uno que sale hacia el medio ambiente y que constituye las pérdidas del sistema Q_{sale} y el otro Q_{entra} que sirve para calentar el cilindro donde se encuentra ubicada la carga, estos flujos están orientados como se observan en la Figura 4-8.

Para calcular el flujo de calor que entra y el flujo de calor que sale se utiliza el método de resistencia térmica equivalente tanto para conducción y convención en cilindros [13].

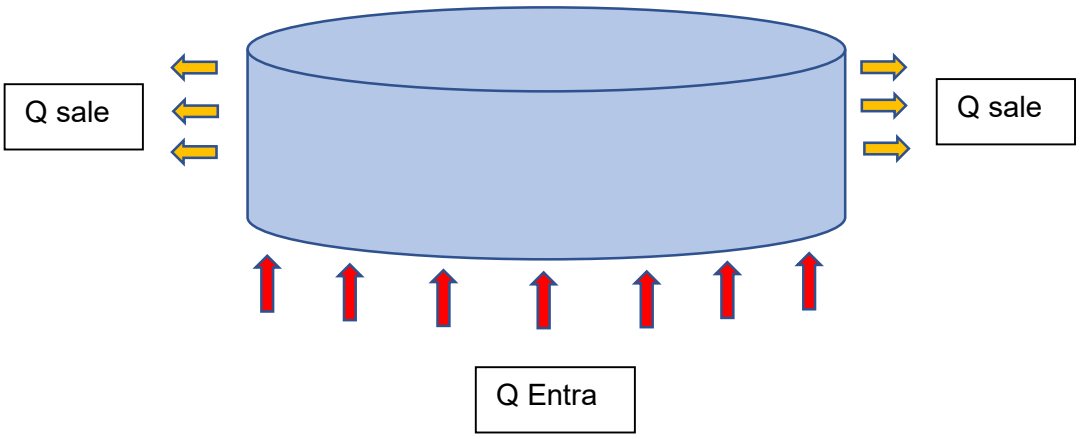


Figura 4-8: Flujos de calor en la cámara de combustión.

Cálculo del Calor que sale Q_{sale}:

En la Figura 4-9 se esquematiza los diferentes elementos que intervienen en el flujo de calor perdido a los alrededores.

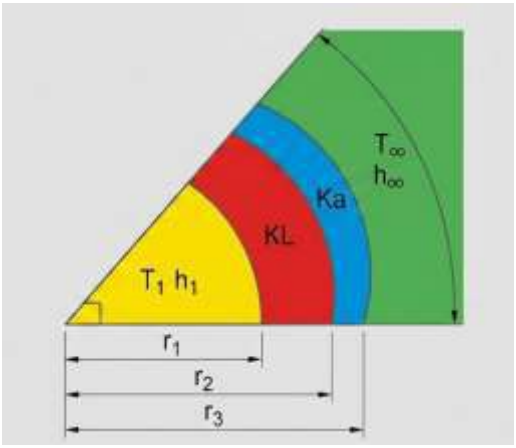


Figura 4-9: Capas externas de la cámara de tostado.

Donde:

r1: radio interior de la manta cerámica KAOWOOL 1400°C ZR (espesor = 25 mm) = 0,8032 [m].

r2: radio exterior la manta cerámica KAOWOOL = 0,8282 [m].

r3: radio interior de la chapa de acero INOXIDABLE (espesor = 3,2 mm) = 0,8282 [m].

r4: radio exterior de la chapa de acero INOXIDABLE (espesor = 3,2 mm) = 0,8114 [m].

T1: temperatura en el interior de la cámara de tostado [°C].

T∞: temperatura del ambiente [°C].

Ka: conductividad térmica del acero inoxidable [W/ m°C].

KL: conductividad térmica de lA MANTA CERAMICA KAOWOOL [W/ m°C].

h1: coeficiente de convección en la cámara de tostado.

h∞: coeficiente de convección del aire a temperatura ambiente.

El circuito térmico equivalente se detalla en la Figura 4-10.

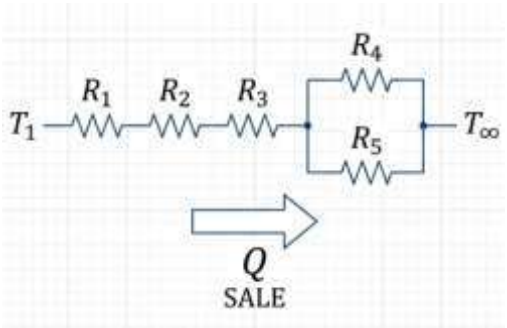


Figura 4-10: Circuito térmico del calor que sale de la cámara de tostado.

Donde:

T1: temperatura en el interior de la cámara de tostado [°C].

R1: resistencia térmica por convección [°C/W].

R2: resistencia térmica por conducción en la MANTA CERAMICA [°C/W].

R3: resistencia térmica por conducción en la chapa de acero inoxidable [°C/W].

R4: resistencia térmica por convección [°C/W].

R5: resistencia térmica por radiación [°C/W].

T∞: temperatura del ambiente o exterior [°C].

De [13] la resistencia térmica por convección es presentada en la Ecuación (4.9):

$$R_{t,conv} = \frac{1}{h \times A} \quad (4.9)$$

Donde:

$R_{t,conv}$: resistencia térmica por convección [°C/W].

h: coeficiente de convección [W / m^2°C].

A: área transversal al flujo de calor [m^2].

En la Ecuación (4.10) se presenta la resistencia térmica por conducción para cilindros [13]:

$$R_{t,cond} = \frac{\ln\left(\frac{rext}{rint}\right)}{2 \times \pi \times L \times K} \quad (4.10)$$

Donde:

$R_{t,cond}$: resistencia térmica por conducción [°C/W].

r ext: radio externo del cilindro [m].

r int: radio interno del cilindro [m].

L: longitud del cilindro [m].

K: conductividad térmica del elemento [W/m°C].

Para el flujo de calor que sale al medio ambiente se tienen las siguientes condiciones:

- Número capas 2.
- Chapa de acero inoxidable $k_a = 14{,}9 \frac{w}{m^\circ c}$.
- Manta de cerámica 80 mm $k_L = 0{,}046 \frac{w}{m^\circ c}$.
- Coeficiente de radiación temperatura ambiente $h_r = 11 \frac{w}{m^{2\,\circ} c}$.
- Coeficiente convección en la cámara tostada $k_1 = 70 \frac{w}{m^{2\,\circ} c}$.

- Coeficiente convección del aire y la temperatura ambiente $h_\infty = 5\,\frac{w}{m^2\,^\circ c}$.
- Temperatura exterior $T_\infty = 20\,°C$.
- Temperatura interna $T_1 = 180\,°C$.
- Longitud del cilindro $L = 0{,}300\,m$.
- Radios:

  r1= 0,8032 m.

  r2= 0,8282 m.

  r3= 0,8314 m.

- Área transversal al flujo de calor del interior de la cámara de tostado:

$$A_1 = \pi \times 2 \times r_1 \times L = 3{,}14 \times 2 \times 0{,}8032 \times 0{,}300 \cong 1{,}51\,m^2.$$

- Área transversal al flujo de calor interior de la chapa de 3,2m:

$$A_2 = \pi \times 2 \times r_2 \times L = 3{,}14 \times 2 \times 0{,}8282 \times 0{,}30\text{m}0 \cong 1{,}56\,m^2.$$

- Área trasversal al flujo de calor exterior de la chapa de 3,2 mm:

$$Área\ Exterior\ (A_3) = 2 \cdot \pi \cdot r_3 \cdot L \approx 1{,}56715\,m^2$$

Utilizando las ecuaciones de resistencias térmicas (4.9) y (4.10), se tiene que las ecuaciones de resistencia térmica equivalente de la perdida de calor vienen dadas por las Ecuaciones (4.11) y (4.12).

Donde:

R1 = Resistencia por convección.

R2= R_{manta}.

R3= R_{acero}.

R4 y R5 = $R_{paralela}$ (Resistencia por convección y radiación).

$$R_{T,1} = \text{R1} + \text{R2} + \text{R3} + \left(\frac{1}{R4} + \frac{1}{R5}\right)^{-1} = \quad (4.11)$$

$$R_{T,1} = \frac{1}{h_1 \times A_1} + \frac{ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{2 \times \Pi \times k_a \times L} + \frac{ln\left(\frac{r_3}{r_2}\right)}{2 \times \Pi \times k_L \times L} + \frac{ln\left(\frac{r_4}{r_3}\right)}{2 \times \Pi \times k_t \times L} + \frac{1}{(h_\infty + h_r) \times A_2} \quad (4.12)$$

Convección Interna (R_1):

$$R_1 = \frac{1}{h_1 \cdot A_1} = \frac{1}{150 \cdot 1{,}514} \approx 0{,}0014\ °C/W$$

Conducción Manta (R_{manta}):

$$R_{manta} = \frac{ln\left(\frac{0{,}8282}{0{,}8032}\right)}{2\pi \cdot 0{,}300 \cdot 0{,}046} \approx 0{,}3535\ °C/W$$

Conducción Acero (R_{acero}):

$$R_{acero} = \frac{ln\left(\frac{0{,}8314}{0{,}8282}\right)}{2\pi \cdot 0{,}300 \cdot 14{,}9} \approx 0{,}00014\ °C/W$$

Al estar en paralelo, los coeficientes se suman directamente sobre el área:

$$R_{paralelo} = \frac{1}{(h_\infty + h_r) \cdot A_3} = \frac{1}{(5 + 11) \cdot 1{,}56715} = \frac{1}{25{,}0744} \approx 0{,}0399\ °C/W$$

Nueva resistencia equivalente total *(R_{eq}):*

$$R_{eq} = R_1 + R_{manta} + R_{acero} + R_{paralelo}$$

$$R_{eq} = 0{,}0014 + 0{,}3535 + 0{,}00014 + 0{,}0399 = 0{,}39794\ °C/W$$

Recálculo final del flujo de calor perdido ($Q_{perdido}$)

Con el salto térmico corregido (ΔT = 509,16 °C - 20 °C = 489,16 °C):

$$Q_{perdido} = \frac{489{,}16\ °C}{0{,}39794\ °C/W} \approx 1229{,}23\ W$$

Expresado en kilocalorías por hora (× 0,859845):

$$Q_{perdido} \approx 1056{,}95\ kcal/h$$

$$Q_{sale} = Q_{perdido}$$

Cálculo del calor que ingresa $Q_{ingreso}$:

En la Figura 4-11 se esquematiza los diferentes elementos que intervienen en el flujo de calor que ingresa a la cámara de tostado (flechas de color roja). La cámara de tostado se compone por dos cilindros en acero inoxidable: en el cilindro exterior la pared interna está rodeado por un material aislante con el objetivo de reducir las pérdidas de calor hacia el exterior. En la base de la cámara de tostado, también de acero inoxidable se encuentran quemadores que suministran un flujo de calor hacia el interior del sistema. Este calor eleva la temperatura del fluido o aire dentro de la cámara, generando un gradiente térmico entre la región inferior y superior, representadas por temperaturas T2 y T1, y coeficientes de transferencia de calor convectivo h2 y h1, respectivamente. El esquema incluye además dimensiones geométricas características, como la altura L, y flechas que ilustran la dirección del flujo de calor y los mecanismos de transferencia involucrados, principalmente conducción a través de las paredes y convección en las superficies interna y externa. La Figura 4-11 sintetiza los distintos procesos de transferencia de calor por conducción y convección aportado por los quemadores.

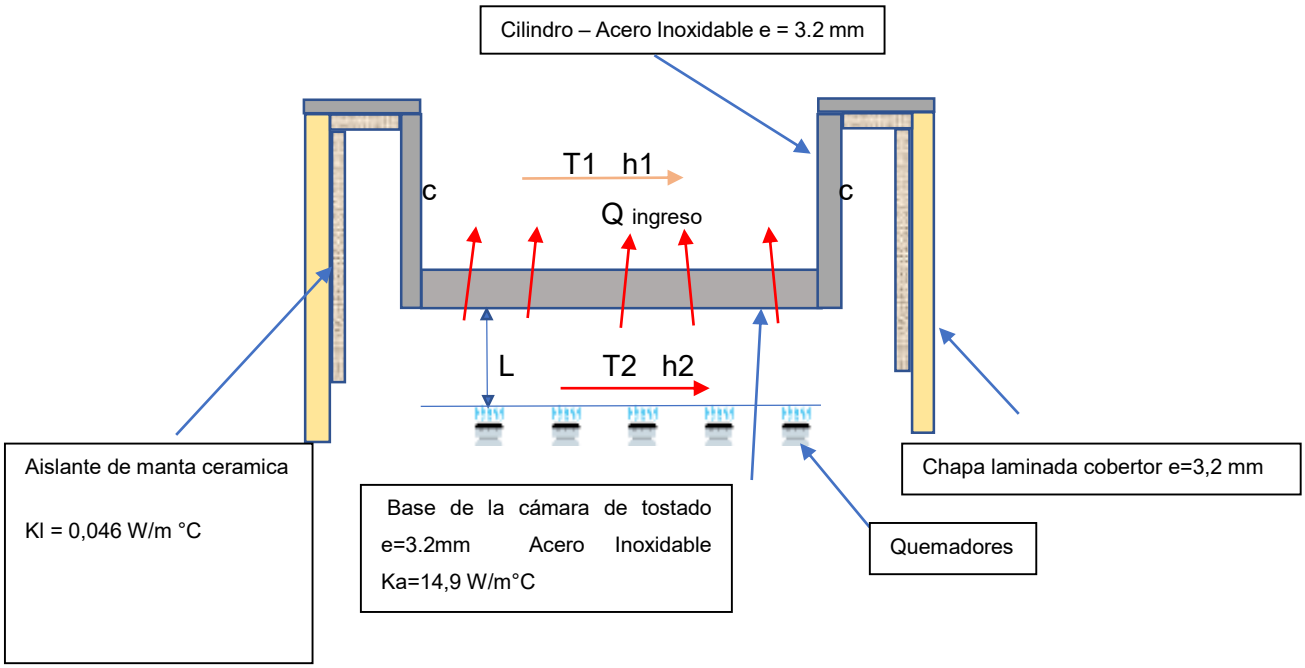


Figura 4-11: Base de la cámara de tostado.

Para el flujo de calor que ingresa al cilindro tostador se tiene las siguientes condiciones:

- Número capa 1.

- Chapa de acero inoxidable $1/8'' = 3{,}2\ mm.$ $k_a = 14{,}9\ {}^{W}/_{m°c}$.
- Coeficiente de convección en el cámara tostado $h_2 = 70\ {}^{W}/_{m^2°c}$.
- Coeficiente de convección en la cámara combustión $h_1 = 150\ {}^{W}/_{m^2°c}$.
- Temperatura inferior $T_1 = 180\ °c$.
- Espesor base cilindro $L_1 = 3{,}2\ mm$.
- Radio exterior del cilindro tostador $r_{\ 1} = 0{,}750\ mm$.
- Área transversal al flujo de calor basen cilindro $A_4 = \pi\ x\ r^2 = 3{,}14\ x\ 0{,}750^2\ m^2$.

$$A_4 \cong 1{,}7671\ m^2.$$

El calor que ingresa a la cámara de tostado se esquematiza en el circuito térmico de la Figura 4-12.

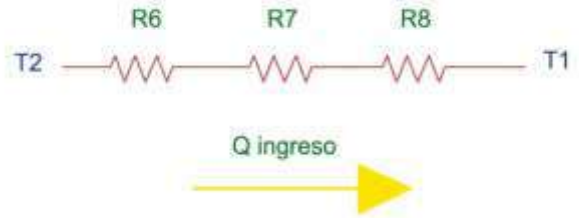


Figura 4-12: Base de la cámara de tostado.

Utilizando las ecuaciones de resistencia térmicas (4.9) y (4.10), se llega a la ecucación de resistencia térmica del calor que se aprovecha en la cámara de tostado:

A. Convección en la cámara de combustión (R_6)

$$R_6 = \frac{1}{h_1 \cdot A_3} = \frac{1}{150 W/m^2°C\ \cdot\ 1{,}7671\ m^2} = \frac{1}{265{,}065} \approx 0{,}003772\ °C/W$$

B. Conducción en la chapa de acero inoxidable (R_7)

El espesor es 3,2 mm = 0,0032 m:

$$R_7 = \frac{L_1}{k_a \cdot A_3} = \frac{0{,}0032\ m}{14{,}9 W/m°C\ \cdot\ 1{,}7671\ m^2} = \frac{0{,}0032}{26{,}3298} \approx 0{,}000122\ °C/W$$

C. Convección en la cámara de tostado (R_8)

$$R_8 = \frac{1}{h_2 \cdot A_3} = \frac{1}{70\ W/m^2°C\ \cdot\ 1{,}7671\ m^2} = \frac{1}{123{,}697} \approx 0{,}008084\ °C/W$$

Resistencia equivalente total (R_{eq}):

Como las tres resistencias se encuentran conectadas en serie, su valor total es la suma directa:

$$R_{eq} = R_6 + R_7 + R_8$$

$$R_{eq} = 0{,}003772 + 0{,}000122 + 0{,}008084 = 0{,}011978\,°C/W$$

La Ecuación (4.13) expresa la cantidad de flujo de energía necesaria para obtener el tostado.

$$q = \frac{\Delta T}{R_{T,2}} \quad (4.13)$$

Donde:

q: flujo de calor [W].

ΔT: variación de temperaturas [°C].

R_T: resistencia térmica [°C/ W].

En la Figura 4-13 se presenta un esquema del balance térmico del sistema de tostado, en el cual se identifican las principales temperaturas de operación y los flujos de calor involucrados. Se distinguen el calor aprovechado en el proceso, las pérdidas térmicas hacia el ambiente y las resistencias térmicas consideradas, lo que permite una mejor comprensión del comportamiento térmico del equipo.

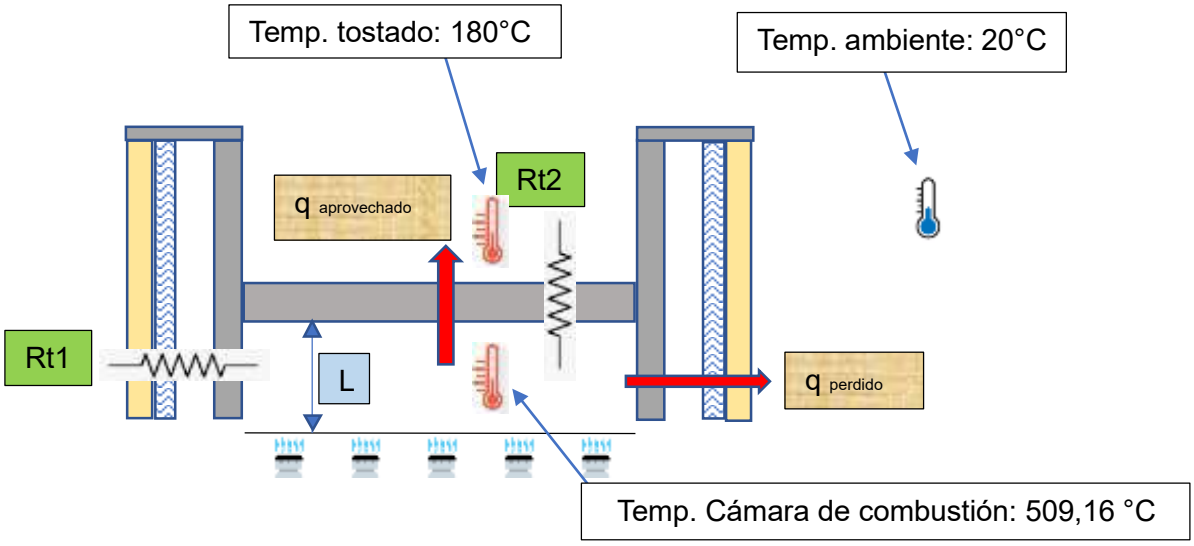


Figura 4-13: Esquema del balance térmico del sistema de tostado, incluyendo el calor aprovechado y las pérdidas hacia el ambiente.

Para calcular el calor aprovechado y el calor perdido, se necesita conocer el valor de las resistencias equivalente que atraviesan los flujos y además se debe conocer el flujo másico de las semillas.

- **Calor aprovechado:**

  m: masa de semillas a tostar =25kg.

  $\Delta t = 15 \times 60\, seg = 900\, seg$

En la siguiente Ecuación (4.14) se presenta la transferencia de calor por flujo de masa.

$$q_{aprovechado} = \dot{m} \times c_p \times (T_i - T_{amb}) \quad (4.14)$$

Donde:

$\dot{m}$ flujo masico de semillas [Kg/s].

Cp calor especifico de la semilla = 6,171 [Kj/Kg °C].

T_i temperatura de tostado °C.

T_{amb} temperatura ambiente °C.

Recordar que: 1Kj = 1000 Ws

Reemplazando los valores correspondientes en la Ecuación (4.14) obtenemos:

$$q_{aprovechado} = \frac{25\, kg}{900\, s} \times \frac{6{,}171 Kj}{Kg.°C}.\times (180 - 20)°C \cong 27{,}43\, KW \cong 27.430\, W.$$

Con el valor del calor aprovechado y la resistencia, se puede conocer la temperatura en la cámara de combustión que se debe alcanzar y mantener para lograr el tostado.

$q_{aprov} = \frac{T_1 - T_i}{R_{T,2}}$

Entonces $T_1 = q_{aprov} \times R_{T,2} + T_i$

Donde T_1 es la temperatura de la cámara de combustión.

$T_i = 180\, °C$ temperatura cámara tostado.

$T_1 = 27.430 \times 0{,}012 + 180 = 509{,}16\, °C.$

Cálculo de la diferencia de temperatura (ΔT)

$$\Delta T = T_2 - T_1 = 509{,}16\,°C - 180\,°C = 329{,}16\,°C$$

Cálculo final del flujo de calor ($Q_{ingreso}$)

Utilizando la resistencia equivalente que calculamos en el paso anterior (R_{eq} = 0,011978 °C/W):

$$Q_{ingreso} = \frac{\Delta T}{R_{eq}} = \frac{329{,}16\,°C}{0{,}011978\,°C/W} \approx 27480{,}38\,W$$

Expresado en kilovatios (dividiendo por 1000):

$$Q_{ingreso} \approx 27{,}48\,kW$$

Balance de energía

$$Q_{quemadores} = Q_{ingreso} + Q_{perdido}$$

Suma de los flujos de calor calculados

Reemplazamos con los valores exactos que obtuvimos en los pasos anteriores:

- $Q_{ingreso}$ **(Aprovechado):** 27480,38 W.
- $Q_{perdido}$ **(Pérdidas):** 1242,97 W.

$$Q_{quemadores} = 27480{,}38\,W + 1242{,}97\,W = 28723{,}35\,W$$

Expresado en kilovatios:

$$Q_{quemadores} \approx 28{,}72\,kW$$

Rendimiento térmico de la cámara

$$\eta = \frac{Q_{ingreso}}{Q_{quemadores}} \cdot 100 = \frac{27480{,}38}{28723{,}35} \cdot 100 \approx 95{,}68\,\%$$

Esto demuestra que el diseño con la manta cerámica Kaowool de 25 mm en las paredes laterales es altamente eficiente, reteniendo la gran mayoría del calor dentro de la cámara de combustión.

Teniendo en cuenta según el fabricante una eficiencia del quemador del η_q = 0,8:

$$Q_{real\ del\ quemador} = \frac{Q_{requerido}}{\eta_q}$$

- $Q_{requerido}$: $28723{,}35\ W$ (el calor total que calculamos para el sistema).
- Factor de Rendimiento (η_q): 0,8.

$$Q_{real\ del\ quemador} = \frac{28723{,}35W}{0{,}8} = 35904{,}19\ W$$

Expresado en kilovatios:

$$Q_{real\ del\ quemador} \approx 35{,}90\ kW$$

$$q_{requerido} \cong 35900{,}19[W] \rightarrow \left[\frac{Kcal}{hora}\right]$$

Para convertir la potencia de vatios a kcal/h (kilocalorías por hora), utilizamos el factor de conversión estándar de la termodinámica:

$$1\ W = 0{,}859845\ kcal/h$$

$$q_{requerido} \cong 30872{,}04\left[\frac{Kcal}{hora}\right]$$

Calor real de los quemadores (potencia bruta con rendimiento 0,8)

$$Q_{realdelquemador} = 35904{,}19\ W \cdot 0{,}859845 \approx 30872{,}04\ kcal/h$$

Calor de ingreso al tostador (calor aprovechado)

$$Q_{ingreso} = 27480{,}38\ W \cdot 0{,}859845 \approx 23628{,}88\ kcal/h$$

Calor perdido por las paredes de manta cerámica

$$Q_{perdido} = 1242{,}97\ W \cdot 0{,}859845 \approx 1068{,}76\ kcal/h$$

Conclusión: para este sistema tostador de semillas de zapallos se selecciona 4 quemadores atmosféricos tipo plato de la marca Cofaco modelo QPL 150, y se distribuirán en forma de cruz en un diámetro de 1000 mm debajo de la superficie del tostador a una distancia de 110 mm, con posibilidad de regular la altura, ya que el quemador cuenta con esa característica.

4.2.3 Sistema de combustión y control

Se presenta las especificaciones de los quemadores elegidos y de los dispositivos de seguridad.

- **Selección de quemadores**

Se utilizan quemadores atmosféricos que se colocan en la parte inferior de la cámara de tueste, ver Figura 4-14.



Figura 4-14: Quemador atmosférico tipo plato o radial.
Fuente: [14].

Una parte del aire necesario para la combustión (aire primario) se induce en el propio quemador por el chorro de gas salido de un inyector (efecto Venturi); el aire restante (aire secundario) se obtiene por difusión del aire ambiente alrededor de la llama. En este tipo de quemadores se tiene combustión con altos índices de exceso de aire. La principal ventaja de este sistema es su simplicidad y bajo costo. En la Figura 4-15 se muestra un esquema técnico de un quemador de gas con efecto Venturi, es un diagrama en corte longitudinal de un quemador, donde se observan las diferentes etapas del flujo del gas y del aire desde la entrada hasta la salida de la llama.

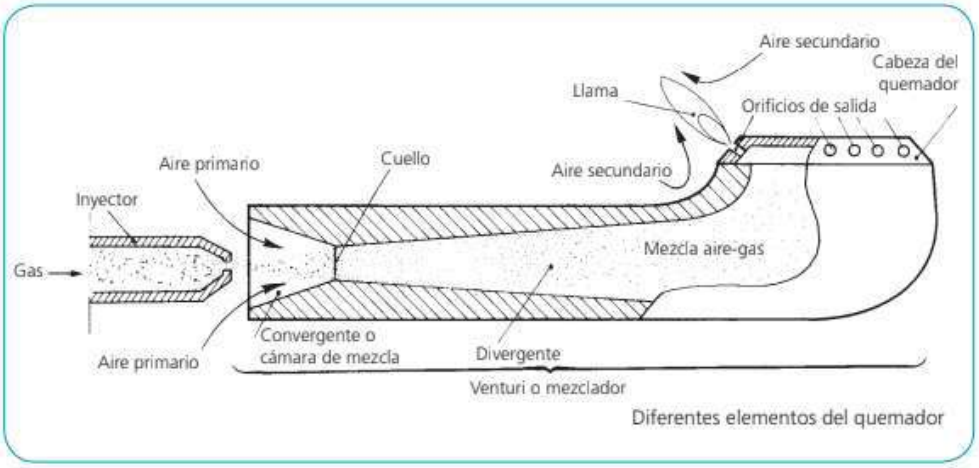


Figura 4-15: Esquema técnico de un quemador de gas con efecto Venturi.

Fuente: [15].

- **Válvula de seguridad**

El flujo de gas se controla mediante el uso de una válvula que regula la presión del gas en el quemador, exteriormente consta de un acople para el ingreso del gas y sus respectivos acoples para la salida hacia los quemadores.

Ignitor

El ignitor eléctrico, es un electrodo que proporciona la chispa para encender la llama en los quemadores. Está constituido por un filamento incandescente con propiedades resistivas, el mismo debe estar junto al quemador para encender la llama cuando sea necesario.

Termostato

Es un componente muy importante en el sistema de combustión porque controla la temperatura deseada en la cámara de tueste, también regula el paso de GLP a los quemadores. Otra función del termostato es controlar el ignitor para encender los quemadores.

La Figura 4-16 presenta un esquema de control y encendido de un quemador atmosférico.

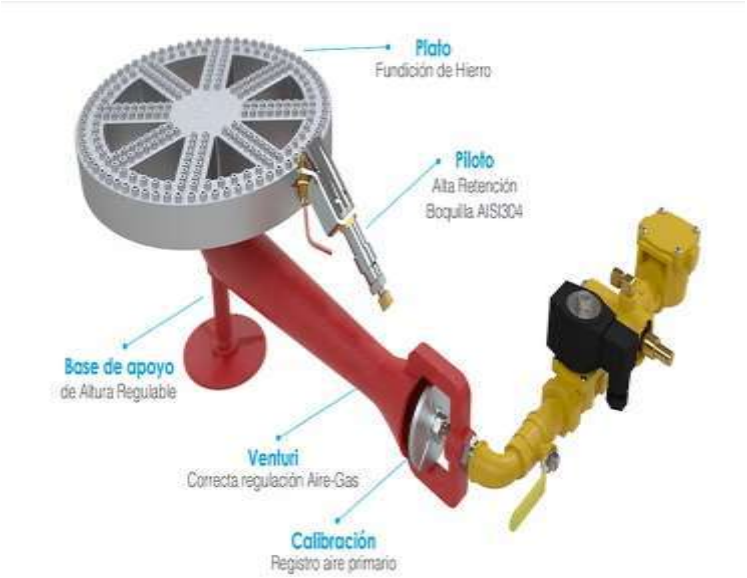


Figura 4-16: Quemador atmosférico.
Fuente: [14]**.**

En la Figura 4-17 se presentan las dimensiones principales del sistema de combustión correspondiente al quemador utilizado, junto con una vista detallada de sus componentes. Se identifican tanto las medidas características como los elementos que intervienen en el proceso, permitiendo una mejor comprensión de la geometría y del funcionamiento del conjunto.

En la Figura 4-18 se muestra una vista en elevación del conjunto del quemador, en la cual se identifican sus dimensiones principales, la disposición de sus componentes, y se destaca la superficie de calentamiento y el sistema de regulación de altura.

El detalle del tren de válvulas correspondiente al sistema de alimentación de gas del quemador puede observarse en la Figura 4-19. En dicha imagen se identifican los principales componentes que lo conforman, tales como la válvula de bloqueo, la válvula solenoide, la válvula de corte total, la válvula de seguridad y el filtro de gas, los cuales intervienen en la regulación y control del flujo de combustible.

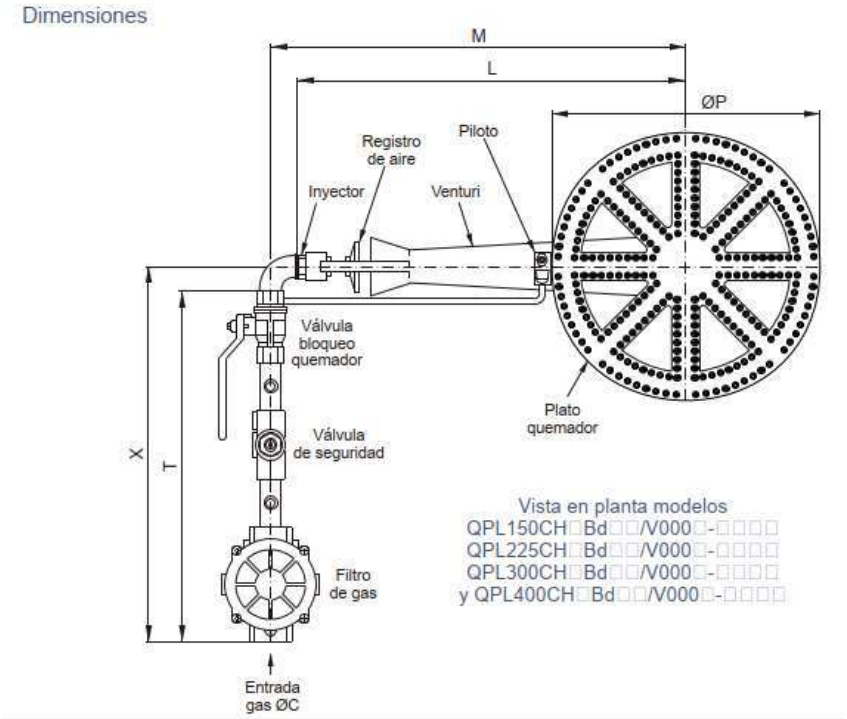


Figura 4-17: Componentes y dimensiones del quemador.

Fuente: [14].

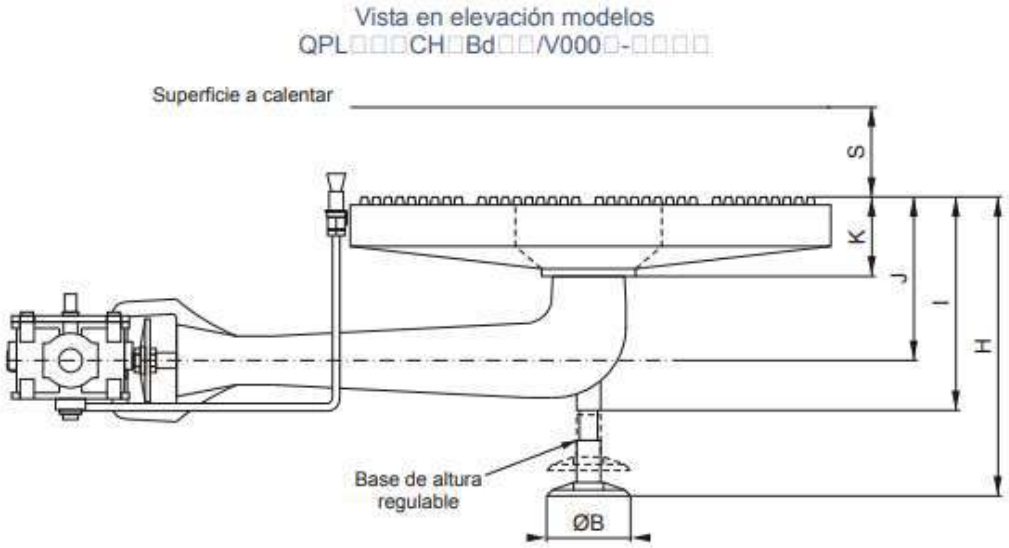


Figura 4-18: Vista en elevación del conjunto del quemador.

Fuente: [14].

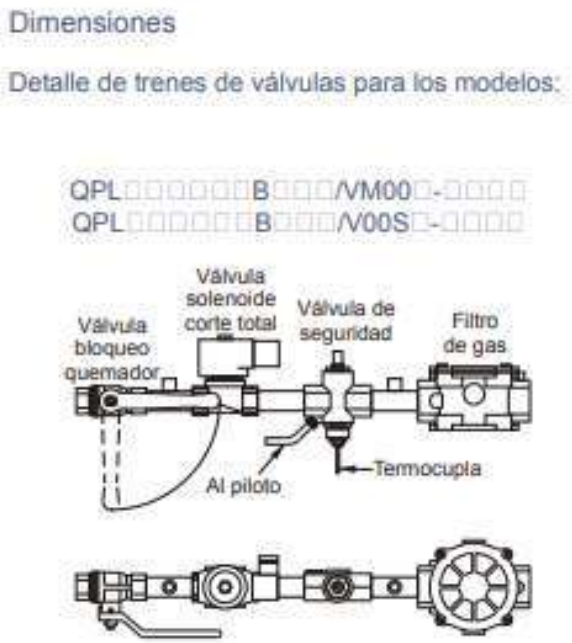


Figura 4-19: Tren de válvulas del sistema de alimentación de gas del quemador.

Fuente: [14]**.**

Seleccionamos cuatro quemadores atmosféricos tipo plato, marca COFACO, modelo QPL 150C /Bd13/ TMOS/ 10000 Kcal/h Std, ver la siguiente Figura 4-20.

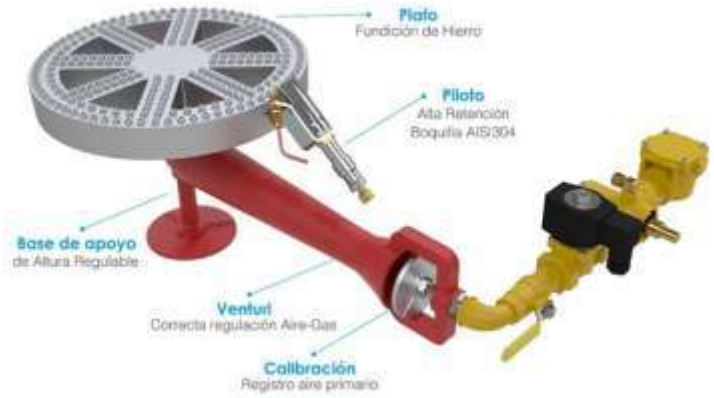


Figura 4-20: Quemador atmosférico tipo plato seleccionado.

Fuente: [14].

La Figura 4-21 que se presenta a continuación, señala el modelo de los cuatro quemadores seleccionados.

Modelos	Potencias [Kcal/hora]			Dimensiones [mm]																
	G.L.P.	G.N.		ØC [BSP]	H		I	J	K	L	M	ØP	PA	PL	S (aprox.)			T	X	ØB
		Std.	Max.		Min.	Max.									G.L.P.	G.N. Std.	G.N. Max.			
QPL080C g g Bd13 / V000 g -g g g g	12.500	18.000	23.000	13	194	249	126	87	49	305	333	--	81	400	50	100	150	367	392	110
QPL080C g g Bd13 / VM00 g -g g g g	12.500	18.000	23.000	13	194	249	126	87	49	305	333	--	81	400	50	100	150	489	514	110
QPL080C g g Bd13 / V00S g -g g g g	12.500	18.000	23.000	13	194	249	126	87	49	305	333	--	81	400	50	100	150	489	514	110
QPL080C g g Bd13 / VM0S g -g g g g	12.500	18.000	23.000	13	194	249	126	87	49	305	333	--	81	400	50	100	150	591	616	110
QPL080C g g Bd13 / TM00 g -g g g g	12.500	18.000	23.000	13	194	249	126	87	49	305	333	--	81	400	50	100	150	447	472	110
QPL080C g g Bd13 / TM0S g -g g g g	12.500	18.000	23.000	13	194	249	126	87	49	305	333	--	81	400	50	100	150	549	574	110
QPL130C g g Bd13 / V000 g -g g g g	21.500	37.000	47.000	13	234	289	162	121	69	406	434	--	133	405	115	130	190	367	392	110
QPL130C g g Bd13 / VM00 g -g g g g	21.500	37.000	47.000	13	234	289	162	121	69	406	434	--	133	405	115	130	190	489	514	110
QPL130C g g Bd13 / V00S g -g g g g	21.500	37.000	47.000	13	234	289	162	121	69	406	434	--	133	405	115	130	190	489	514	110
QPL130C g g Bd13 / VM0S g -g g g g	21.500	37.000	47.000	13	234	289	162	121	69	406	434	--	133	405	115	130	190	591	616	110
QPL130C g g Bd13 / TM00 g -g g g g	21.500	37.000	47.000	13	234	289	162	121	69	406	434	--	133	405	115	130	190	447	472	110
QPL130C g g Bd13 / TM0S g -g g g g	21.500	37.000	47.000	13	234	289	162	121	69	406	434	--	133	405	115	130	190	549	574	110
QPL150C g g Bd13 / V000 g -g g g g	5.800	10.000	12.500	13	--	--	95	70	46	193	221	156	--	--	50	110	135	367	392	-
QPL150C g g Bd13 / VM00 g -g g g g	5.800	10.000	12.500	13	--	--	95	70	46	193	221	156	--	--	50	110	135	489	514	-
QPL150C g g Bd13 / V00S g -g g g g	5.800	10.000	12.500	13	--	--	95	70	46	193	221	156	--	--	50	110	135	489	514	-
QPL150C g g Bd13 / VM0S g -g g g g	5.800	10.000	12.500	13	--	--	95	70	46	193	221	156	--	--	50	110	135	591	616	-
QPL150C g g Bd13 / TM00 g -g g g g	5.800	10.000	12.500	13	--	--	95	70	46	193	221	156	--	--	50	110	135	447	472	-
QPL150C g g Bd13 / TM0S g -g g g g	5.800	10.000	12.500	13	--	--	95	70	46	193	221	156	--	--	50	110	135	549	574	-
QPL225C g g Bd13 / V000 g -g g g g	15.500	20.000	26.000	13	203	258	133	94	56	305	333	225	--	--	50	100	150	367	392	110
QPL225C g g Bd13 / VM00 g -g g g g	15.500	20.000	26.000	13	203	258	133	94	56	305	333	225	--	--	50	100	150	489	514	110
QPL225C g g Bd13 / V00S g -g g g g	15.500	20.000	26.000	13	203	258	133	94	56	305	333	225	--	--	50	100	150	489	514	110
QPL225C g g Bd13 / VM0S g -g g g g	15.500	20.000	26.000	13	203	258	133	94	56	305	333	225	--	--	50	100	150	591	616	110
QPL225C g g Bd13 / TM00 g -g g g g	15.500	20.000	26.000	13	203	258	133	94	56	305	333	225	--	--	50	100	150	447	472	110
QPL225C g g Bd13 / TM0S g -g g g g	15.500	20.000	26.000	13	203	258	133	94	56	305	333	225	--	--	50	100	150	549	574	110
QPL300C g g Bd13 / V000 g -g g g g	26.500	40.000	50.000	13	228	283	159	118	66	406	434	305	--	--	115	140	200	367	392	110
QPL300C g g Bd13 / VM00 g -g g g g	26.500	40.000	50.000	13	228	283	159	118	66	406	434	305	--	--	115	140	200	489	514	110
QPL300C g g Bd13 / V00S g -g g g g	26.500	40.000	50.000	13	228	283	159	118	66	406	434	305	--	--	115	140	200	489	514	110
QPL300C g g Bd13 / VM0S g -g g g g	26.500	40.000	50.000	13	228	283	159	118	66	406	434	305	--	--	115	140	200	591	616	110
QPL300C g g Bd13 / TM00 g -g g g g	26.500	40.000	50.000	13	228	283	159	118	66	406	434	305	--	--	115	140	200	447	472	110
QPL300C g g Bd13 / TM0S g -g g g g	26.500	40.000	50.000	13	228	283	159	118	66	406	434	305	--	--	115	140	200	549	574	110
QPL400C g g Bd19 / V000 g -g g g g	37.500	58.000	70.000	19	236	291	167	126	74	406	447	405	--	--	115	160	215	377	407	110
QPL400C g g Bd19 / VM00 g -g g g g	37.500	58.000	70.000	19	236	291	167	126	74	406	447	405	--	--	115	160	215	503	533	110
QPL400C g g Bd19 / V00S g -g g g g	37.500	58.000	70.000	19	236	291	167	126	74	406	447	405	--	--	115	160	215	503	533	110
QPL400C g g Bd19 / VM0S g -g g g g	37.500	58.000	70.000	19	236	291	167	126	74	406	447	405	--	--	115	160	215	609	639	110
QPL400C g g Bd19 / TM00 g -g g g g	37.500	58.000	70.000	19	236	291	167	126	74	406	447	405	--	--	115	160	215	456	486	110
QPL400C g g Bd19 / TM0S g -g g g g	37.500	58.000	70.000	19	236	291	167	126	74	406	447	405	--	--	115	160	215	562	592	110

Figura 4-21: Tabla de modelos, potencias y medidas.

Fuente: Adaptado de [14]

Las especificaciones técnicas detalladas de los quemadores seleccionados, se encuentran documentados para su consulta en el Anexo A.

4.2.4 Aspecto tecnológico: monitoreo térmico digital y trazabilidad operativa

Controlador de temperatura:

Para este proceso, el controlador ideal en el tablero seleccionado es el NOVUS N1200, ver Figura 4-22.



Figura 4-22: Controlador de temperatura NOVUS N1200.

Fuente: [16].

La selección de este modelo se debe a los siguientes motivos:

- Algoritmo PID autoadaptativo: el tostado de semillas a 180 °C es crítico; si la temperatura se excede, el aceite de las semillas se quema y amarga el producto. El PID autoadaptativo de NOVUS calcula la inercia térmica de los quemadores para evitar que la temperatura “sobrepase” (overshoot) los 180 °C, manteniéndola estable durante todo el proceso.
- Perfiles de rampas y mesetas: permite programar recetas de operación, por ejemplo, aumentar gradualmente la temperatura desde 20 °C hasta 150 °C en un tiempo determinado (10 minutos) y mantener 180 °C durante los últimos 5 minutos.
- Puerto USB e interfaz RS485 (Modbus RTU): estas interfaces permiten la comunicación con otros dispositivos y facilitan la adquisición y almacenamiento de datos del proceso, contribuyendo a la trazabilidad requerida.

Trazabilidad del proceso:

La trazabilidad implica registrar el historial térmico de cada tanda de 25 kg de semillas para demostrar que el proceso de tostado fue correcto. Para implementar esta función con el controlador NOVUS se utiliza software local sin costo: el controlador se conecta mediante su red RS485 o el puerto USB a una computadora ubicada junto a la cámara de tostado. Se instala el software gratuito SuperView de NOVUS o QuickTune. Este programa genera un gráfico en tiempo real, registra las temperaturas segundo a segundo en una base de datos y permite exportar un reporte en Excel o PDF por cada tanda de semillas de zapallo.

Un extracto de las especificaciones técnicas de uso, programación del controlador NOVUS N1200, se encuentran documentadas en el Anexo G: Manual de controlador NOVUS N1200 (Extracto).

Estrategia de control eléctrico y seguridad para quemadores COFACO:

Con cuatro quemadores Cofaco que suman 40.000 kcal/h instalados en un espacio cerrado y debajo del cilindro tostador, la seguridad ante fallas de gas es prioritaria (según normas de ENARGAS).

El controlador NOVUS se encarga de la lógica de temperatura, pero nunca debe comandar las válvulas de gas directamente. Se configura una arquitectura en dos etapas:

1. La etapa de seguridad (módulos de llama): cada quemador Cofaco cuenta con su propio sistema de seguridad. Si un quemador se apaga accidentalmente por el flujo de aire, el

módulo corta el gas de esa línea. Cuentan con una válvula solenoide de corte total y/o parcial, interruptor de seguridad a termocupla, control electrónico de llama con encendido automático, transformador de encendido y válvula esférica de paso total [14].

2. La etapa de control (NOVUS): la salida de control principal del NOVUS N1200 comandará un Relé de Estado Sólido (SSR) o un contactor auxiliar. Este relé habilitará o deshabilitará la energía general hacia las electroválvulas de gas de los quemadores de forma sintonizada por el PID [16].

Tipo de sensor:

Para medir los 180 °C en un ambiente con movimiento de paletas y semillas, se selecciona una Termocupla Tipo K con vaina de Acero Inoxidable de 1/4" de diámetro. El cable de compensación hacia el tablero debe ser mallado para evitar que las interferencias eléctricas de los motores de la máquina alteren las lecturas del controlador y arruinen la trazabilidad del proceso.

Tablero de comando y control:

Se selecciona el tablero presentado en la siguiente Figura 4-23 para el comando de los cuatro quemadores, control de temperatura y/o tiempo del proceso y comando de motoreductor del tostador, motoreductor del enfriador y encendido del ventilador centrífugo.

Este tablero se puede conseguir o encargar a la firma COFACO, teniendo en cuenta que venga con la incorporación del controlador NOVUS N1200.



Figura 4-23: Tablero de comando y control.
Fuente: [14].

4.3 Sistema de accionamiento y transmisión de potencia

Consta de un motoreductor, y sistemas de poleas que acciona el eje del cilindro de la cámara de tostado.

4.3.1 Análisis dinámico, inercia y requerimientos de potencia

- **Dimensionamiento del motor:**

Para determinar la potencia del motor que se debe seleccionar, se calcula la inercia que debe vencer el motoreductor debido a los componentes que debe mover, esto se realiza por medio de la Ecuación (4.15):

$$\sum M = \sum I \times \propto \quad (4.15)$$

Donde:

M: momento [Nm].

I: inercia de las masas [Kg.m^2].

α: aceleración angular [rad/s^2].

- **Inercia de la masa de las semillas**

La Ecuación (4.16) presenta la expresión del momento de inercia de un disco respecto a su eje de rotación, en el cual se considera una aproximación del espacio que ocupan las semillas en el tostador. El mayor esfuerzo que realiza el motor es en el momento del arranque porque las semillas se encuentran en reposo, suponiendo esa condición extrema, las semillas ocupan un volumen de un cilindro de diámetro 1,5 m y altura 0,0163 m, cuya masa es de 25 kg, entonces:

$$Iz = \frac{1}{2} \times\ m \times\ r^2 = \frac{m\ \times D^2}{8} \quad (4.16)$$

Donde:

m: masa de las semillas [Kg] = 25 Kg

d: diámetro de la cámara de tostado [m] = 1,5 m

$$Iz = \frac{25\ \times 1{,}5^2}{8} = \ 7{,}03\ \text{Kg.}\ m^2$$

- **Inercia del conjunto de eje y paletas**

Con el software de diseño SolidWorks se puede determinar de manera rápida la inercia del conjunto eje y paletas, se dibuja cada componente y se asigna el material con el cual se fabricarán (ejemplo eje principal acero SAE 1045, los componentes como las paletas que tendrán contacto con los alimentos Acero Inoxidable 304). Luego se ensamblan para armar el conjunto y con el comando de cálculo de propiedades físicas se determina la inercia del mismo con respecto al eje de rotación principal, ver Figuras 4-24 y Figura 4-25.

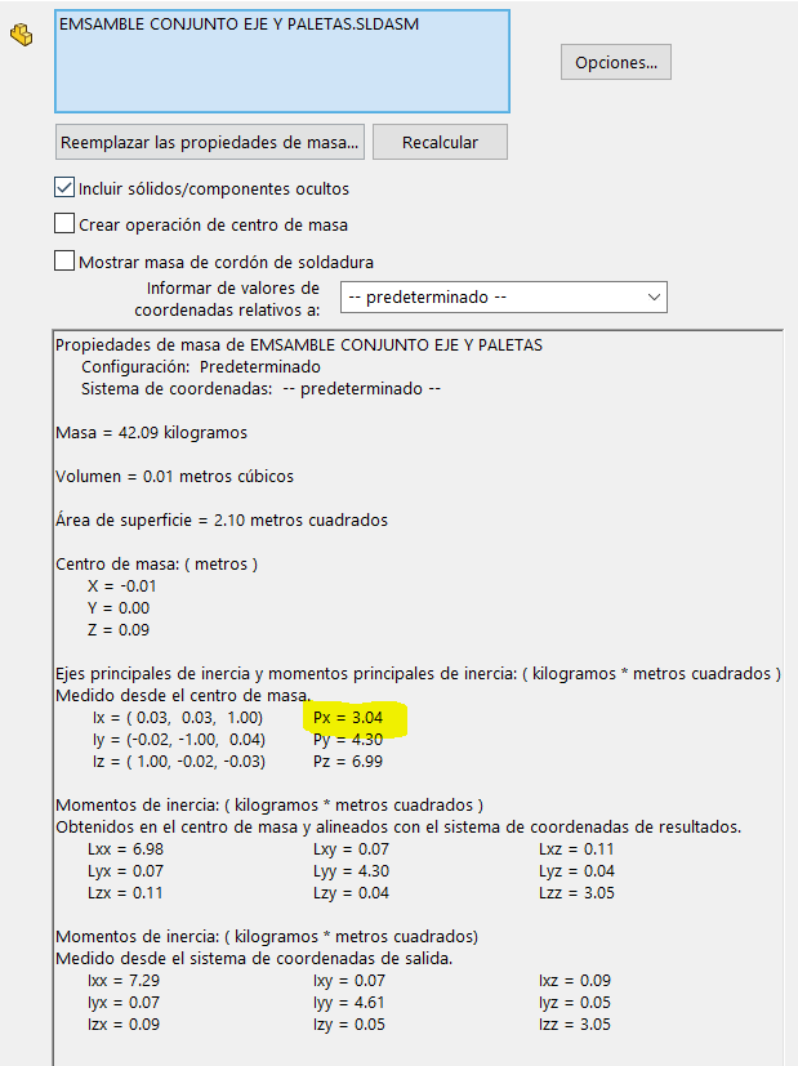


Figura 4-24: Propiedades físicas del sistema motriz obtenidas mediante SolidWorks.

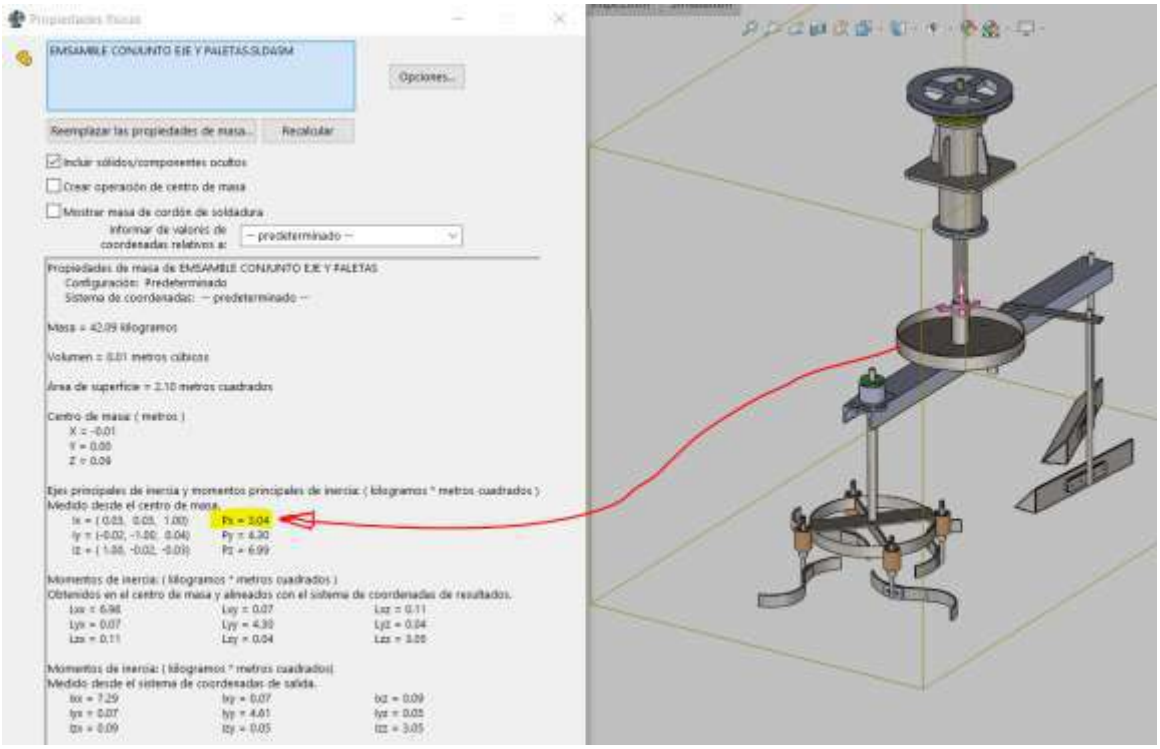


Figura 4-25: Visualización del sistema motriz de la tostadora (modelo 3D) junto con sus propiedades físicas asociadas.

Realizando una investigación sobre la velocidad de giro que deberían tener las paletas, de una tostadora con similares características, se concluye que el motor alcanza en 1 segundo 20 rpm, lo que lleva a definir que la aceleración angular es de 2,09 $\frac{rad}{s^2}$.

$$n = 20\frac{rev}{min} \times \frac{2\prod rad}{1\,rev} \times \frac{1\,min}{60\,s} = 2{,}09\ \frac{rad}{s}$$

Luego conocida la inercia de la masa de semillas y del conjunto eje-paletas, se determina la inercia total en la Ecuación (4.17):

$$\sum I\ total = \sum I\ semillas\ + \sum I\ eje\ y\ paletas \quad (4.17)$$

$$\sum I\ total = \sum 7{,}03\ \ Kg.m^2 + \sum 3{,}04\ Kg.m^2 = 10{,}07\ Kg.m^2$$

- **Momento torsor total**

En la Ecuación (4.18) se presenta la ecuación fundamental de la dinámica rotacional (segunda ley de Newton para rotación).

$$\boldsymbol{Mt} = \sum \boldsymbol{It} \times \propto \quad (4.18)$$

Donde:

Mt: momento [Nm].

$\sum I\,t$: inercia total eje y paletas [Kg.m^2].

$\propto$: aceleración angular [$\frac{rad}{s^2}$].

Mt =10,07 $Kg.m^2$ × 2,09 $\frac{rad}{s^2} = 21{,}04$ [N.m] .

- **Potencia:**

La expresión de la potencia mecánica en sistemas rotativos se presenta en la Ecuación (4.19).

$$P = Mt \times \omega \quad (4.19)$$

ω : velocidad angular [rad/s].

Por lo tanto:

$$P = 21{,}04[N.m] \times 2{,}09[rad/s] \approx 43{,}97\left[\frac{N.m}{s}\right] = 44[Watt].$$

Teniendo en cuenta que:

1 Hp = 746 W.

Entonces: 44 W ≈ 0,06Hp.

Luego de conocer la potencia requerida para que el conjunto de paletas rotantes voltee las semillas para su correspondiente tostado homogéneo, se plantea una condición más crítica para determinar un momento torsor total.

Esta condición se refiere específicamente al momento del proceso donde se produce la descarga de las semillas al enfriador, y es aquí donde el accionamiento manual de la palanca que permite bajar la paleta que empuja a las semillas de la cámara de tostado, se produce un momento en el que el eje también estará sometido.

Para determinar este momento, se supone que la fuerza se aplica en los extremos de la pala. Ver Figura 4-26.

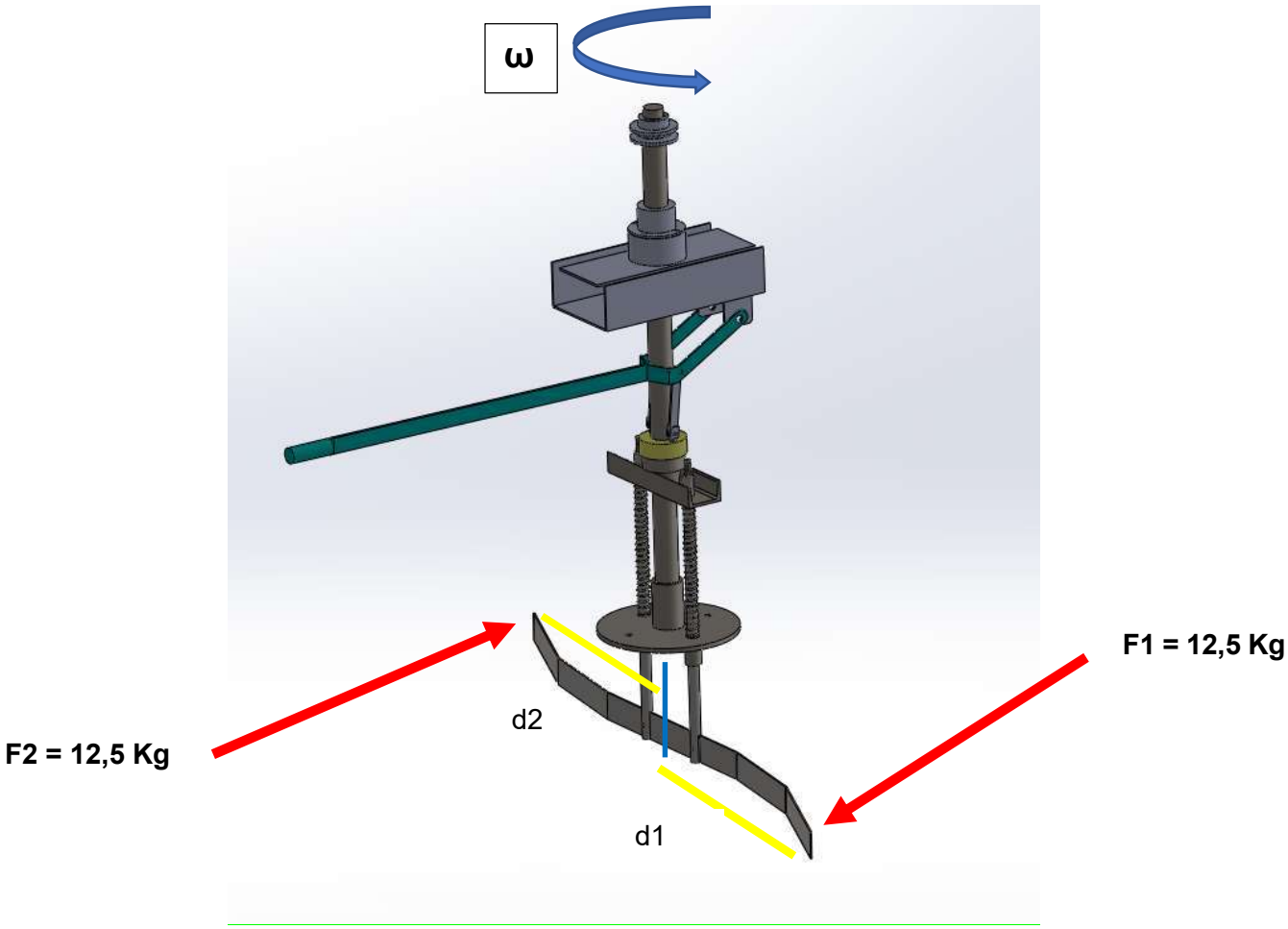


Figura 4-26: Modelo tridimensional del sistema de descarga de semillas del tostador.

La Ecuación (4.20) de momento torsor estático se presenta a continuación. Expresa el momento total Mt como la suma de los momentos generados por dos fuerzas aplicadas en sentidos opuestos a una misma distancia del eje.

$$Mt = F1 \times d1 + F2 \times d2 = 2 \times F1 \times d1 \quad (4.20)$$

Donde:

- Mt: es el momento torsor total.
- F1= F2: es la fuerza que producen las semillas en el extremo de la pala.
- d1= d2: es la distancia del centro del eje al punto de aplicación de la fuerza.

F1= F2 = 12 ,5 Kg * 9,81 m/s2 = 122,625 N

d1= d2 = 0,75 m

Reemplazando estos valores en la Ecuación (4.20) y luego en la Ecuación (4.19) obtenemos:

$$Mt = 2 \times F1 \times d1 = 2 \times 122{,}625\ N \times 0{,}75\ m = \mathbf{183{,}94\ Nm}$$

$$P = 183{,}94\ [N.m] \times 2{,}09\ [rad/s] \approx 384{,}43\ [\frac{N.m}{s}] = \mathbf{384{,}43\ [\ Watt\ ]}$$

Teniendo en cuenta que:

1 Hp = 746 W.

Entonces: 384,43 W = 0,51 Hp.

Este valor de momento se tomará de referencia para seleccionar el motoreductor.

4.3.2 Selección del conjunto motoreductor

Para la selección del motoreductor, se busca y utiliza el catálogo de ***Lentax N°222*** de la **línea coaxial**, del cual se presenta un extracto técnico en el Anexo B.

Se elige esta marca porque es una marca reconocida y brinda confiabilidad en sus productos, además que comercialmente se consiguen en el país.

La serie se elige porque presenta algunas ventajas y características que conviene para el

proyecto, por ejemplo, las siguientes:

1) Diseño modular con reducida cantidad de componentes y amplia gama de relaciones disponibles.
2) Engranajes y piñones cementados y templados.
3) Alto rendimiento (98.5 % en cada etapa) funcionamiento suave y silencioso.
4) Alta duración.
5) Diseño compacto.

Selección del reductor

Se siguen las recomendaciones de ***Lentax:***

1) Calcular la potencia absorbida Nabs.
2) Calcular la potencia de entrada Ne.

3) Determinar el factor de servicio fs.
4) Calcular la potencia de mando Nm = Ne ×fs.
5) Calcular la relación i= $\frac{ne}{ns}$.
6) Preseleccionar un modelo.
7) Comprobar que Nm > Ne.
8) Verificar la potencia del motor x Fz ≥ Nm.
9) Controlar las cargas radiales Pr < Padm .
10) Selección de posición de montaje.

1) La potencia absorbida: es la potencia que se calculó para el sistema.

Nabs = 0,51 Hp

2) Ne = $\frac{Nabs}{r}$, dónde: r (rendimiento) = $\frac{\eta}{100}$ =$\frac{98,5}{100}$ = 0,985

Ne = $\frac{0,51}{0,985}$ ≈ 0,52 , **Ne= 0,52 Hp**

3) Determinación del factor de servicio fs:

El fs se selecciona de acuerdo a la cantidad de hs de servicio por día que se usa la máquina y al tipo de máquina.

INDUSTRIA QUIMICA			
Agitadores (livianos - baja densidad)	1.15	1.4	1.5
Agitadores (pesados - alta densidad)	1.3	1.5	1.7
Centrífugas (uso liviano)	1.15	1.4	1.5
Centrífugas (uso pensado)	1.3	1.5	1.7
Mezcladoras	1.5	1.6	1.6
Tambores de refrigeración	1.5	1.6	1.6
Tambores secadores	1.5	1.6	1.6

Figura 4-27: Coeficientes de diseño para el dimensionamiento de equipos.

Fuente: Adaptado de [17].

4) Cálculo de la potencia de entrada equivalente o de mando:

$$Nm = Ne \times fs = 0,52 \times 1,5 = 0,78\,Hp\,,\ \boldsymbol{Nm = 0,78\,Hp.}$$

5) Los valores **ne** se extraen de la tabla del catálogo de ***Lentax N°222***, con las características del motor, y **ns** es la velocidad de salida del motoreductor.

$$i = \frac{ne}{ns} = \frac{1410}{35} \approx 40.28$$

6) El modelo preseleccionado: **COT3 1**

Para la selección del sistema de transmisión, se recurre a catálogos comerciales de moto-reductores de velocidad, con el fin de determinar el modelo más adecuado en función de

la potencia requerida, la relación de transmisión y las condiciones de operación del equipo. En la Figura 4-28 se presenta una tabla comparativa de distintas configuraciones disponibles, junto con sus parámetros característicos, que permiten justificar la elección adoptada en el diseño.

Potencia Entrada		Velocidad Salida aprox.	Relación	MODELO		Factor de Seguridad	Momento Util	Velocidad Entrada aprox.	Carga Radial adm.	Carga Axial adm.	Peso aprox.	Medidas	Repuestos
kW	HP	(RPM)	(i)			(fz)	(Nm)	(RPM)	(kg)	(kg)	(kg)	Página	Página
		30,0	46,65	C1T3	1,00	2,85	226	1410	990	396	42	pag 57	pag 76
		35,0	40,09	C1T3	1,00	3,35	194	1410	990	396	42	pag 57	pag 76
		41,0	34,31	C1T3	1,00	4,00	166	1410	990	396	42	pag 57	pag 76
		16,8	83,98	C0T3	1,00	0,95	407	1410	815	326	32	pag 57	pag 76
		18,8	75,10	C0T3	1,00	1,05	364	1410	815	326	32	pag 57	pag 76
		20,0	69,59	C0T3	1,00	1,15	338	1410	815	326	32	pag 57	pag 76
		22,0	63,30	C0T3	1,00	1,25	307	1410	775	310	32	pag 57	pag 76
		24,0	58,65	C0T3	1,00	1,35	285	1410	775	310	32	pag 57	pag 76
		26,0	54,02	C0T3	1,00	1,45	262	1410	775	310	32	pag 57	pag 76
		28,0	50,06	C0T3	1,00	1,60	243	1410	775	310	32	pag 57	pag 76
		30,0	46,54	C0T3	1,00	1,70	226	1410	775	310	32	pag 57	pag 76
		33,0	43,13	C0T3	1,00	1,85	209	1410	775	310	32	pag 57	pag 76
0,75 kW	1,00 HP	35,0	40,38	C0T3	1,00	1,95	196	1410	775	310	32	pag 57	pag 76
		38,0	37,42	C0T3	1,00	2,15	182	1410	775	310	32	pag 57	pag 76
		43,0	32,98	C0T3	1,00	2,60	160	1410	700	280	32	pag 57	pag 76
		50,0	28,41	C0T3	1,00	3,05	138	1410	700	280	32	pag 57	pag 76
		57,0	24,65	C0T3	1,00	3,50	120	1410	700	280	32	pag 57	pag 76
		46,0	30,82	C0T2	1,00	2,70	152	1410	700	280	30	pag 57	pag 75
		49,0	28,55	C0T2	1,00	2,85	141	1410	700	280	30	pag 57	pag 75
		56,0	25,05	C0T2	1,00	3,20	123	1410	700	280	30	pag 57	pag 75
		61,0	23,21	C0T2	1,00	3,50	114	1410	700	280	30	pag 57	pag 75

Figura 4-28: Selección de motoreductor de velocidad.

Fuente: Adaptado de [17].

7) Comprobar **Nm > Ne**

Nm = 0,78 Hp > Ne= 0,52Hp "se comprueba".

8) Potencia del motor **Pm = 1 Hp** (dato de catálogo Lentax N°222- ver Anexo B).
Factor de seguridad **Fz = 1,95** (dato de catálogo Lentax N°222- ver Anexo B).

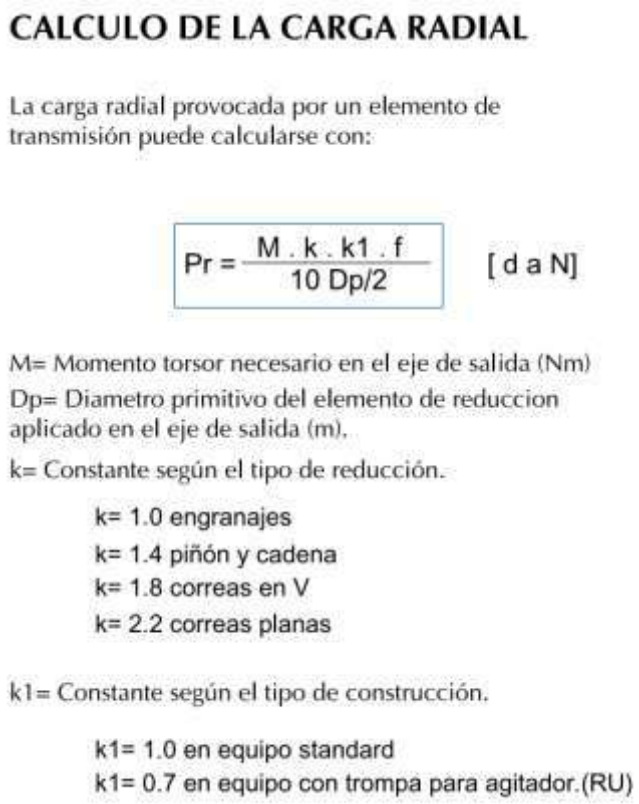
Pm $\times$ **Fz ≥ Nm** $\rightarrow$ [1 $\times$1,95 ≥ 0,78] $\rightarrow$ [1,95 ≥ 0,78] "**se verifica"**.

9) Controlar las cargas radiales **Pr < Padm**
Se utiliza como guía el catálogo de ***Lentax N°222***

Cálculo de la carga radial:

En el dimensionamiento del sistema de transmisión resulta necesario considerar las cargas radiales que actúan sobre los elementos mecánicos, ya que estas influyen directamente en la selección de rodamientos y en la vida útil del conjunto. A continuación, en la Figura 4-29,

se presenta la expresión utilizada para el cálculo de la carga radial en función del momento transmitido y de los parámetros geométricos y constructivos del sistema.



CALCULO DE LA CARGA RADIAL

La carga radial provocada por un elemento de transmisión puede calcularse con:

$$Pr = \frac{M \cdot k \cdot k1 \cdot f}{10\ Dp/2} \quad [\text{d a N}]$$

M= Momento torsor necesario en el eje de salida (Nm)
Dp= Diametro primitivo del elemento de reduccion aplicado en el eje de salida (m).
k= Constante según el tipo de reducción.

k= 1.0 engranajes
k= 1.4 piñón y cadena
k= 1.8 correas en V
k= 2.2 correas planas

k1= Constante según el tipo de construcción.

k1= 1.0 en equipo standard
k1= 0.7 en equipo con trompa para agitador.(RU)

Figura 4-29: Expresión para el cálculo de la carga radial.
Fuente: [17].

Cuando la carga aplicada no actúa en el centro del extremo del eje, es necesario introducir un factor de corrección que tenga en cuenta el efecto del brazo de palanca adicional generado. En la Figura 4-30 se presenta la expresión utilizada para calcular dicho factor, así como el esquema asociado que permite interpretar geométricamente las variables involucradas.

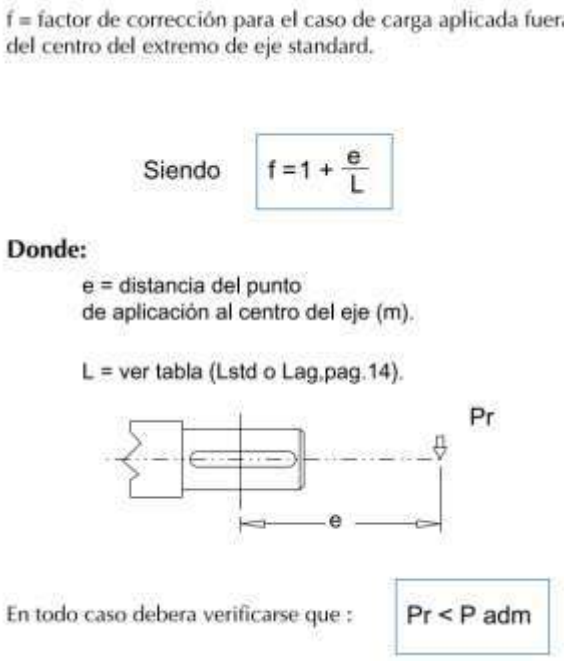


Figura 4-30: Factor de corrección para la carga aplicada fuera del centro del extremo del eje standard.
Fuente: [17].

La Ecuación (4.21) es para calcular la carga radial Pr que actúa sobre un elemento de transmisión (por ejemplo, un eje o rodamiento), a partir del momento torsor transmitido.

$$Pr = \frac{M \times K \times K1 \times f}{10 \times \frac{DP}{2}} \quad (4.21)$$

Donde:

M = Momento que requiere el sistema = 183,94 Nm.

K= 1,8.

K1= 1.

DP = Diámetro primitivo polea motora 140 mm = 0,140 m.

Padm = 775 Kg =775 kg * 9,81 m/s2 = 7602,75 N.

Reemplazando los valores correspondientes en la Ecuación (4.21) obtenemos:

$$Pr = \frac{183{,}94 \times 1{,}8 \times 1 \times 1}{10 \times 0{,}140/2} = \frac{331{,}1\ Nm}{0{,}7\ m} \approx 473\ \text{N}$$

Conclusión: Se verifica Pr < P adm → **473 N < 7602,75 N**

Por lo tanto, se selecciona un motor eléctrico de 0,75 KW y 1 Hp marca Lentax.

10) Selección de posición de montaje.

En la Figura 4-31 se presenta una vista del conjunto motoreductor, lo que permite visualizar la disposición general.



Figura 4-31: Vista del conjunto motoreductor.

Fuente: [17].

Dimensiones:

Para la correcta integración del sistema motriz en el equipo, es necesario considerar las dimensiones generales del motoreductor de velocidad seleccionado, a fin de garantizar su adecuada disposición, montaje y compatibilidad con el resto de los componentes. En la Figura 4-32 se presentan las dimensiones principales correspondientes a la serie adoptada.

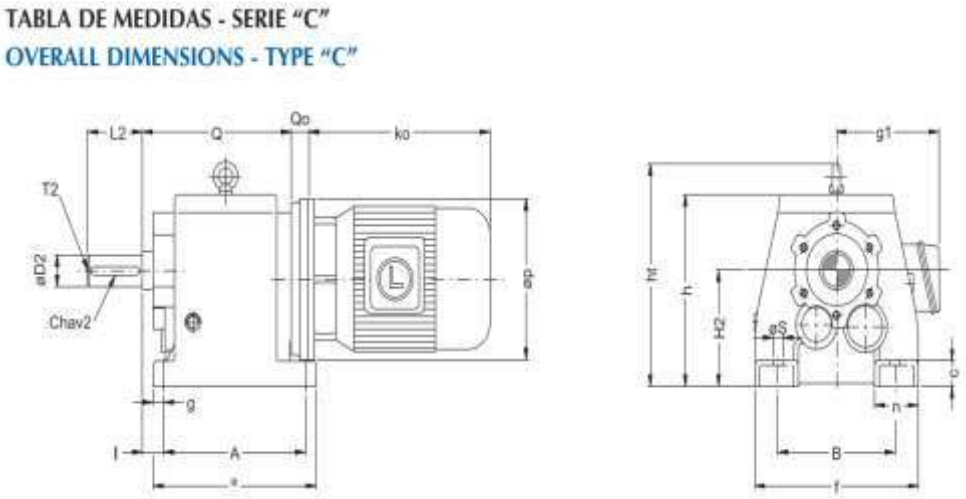


Figura 4-32: Dimensiones generales del motoreductor de velocidad.

Fuente: [17].

En la Figura 4-33 se presentan las dimensiones correspondientes a los distintos modelos disponibles, destacándose el seleccionado para el presente diseño.

Modelo / Model		D2ø	L2	chav 2 / keway 2	T2	H2	A	B	So	I	Q0 IEC 71	Q0 IEC 80-90	Q0 IEC 100-112	Q0 IEC 132	Q0 IEC 160-200	Q0 IEC 225-280
C00T	mm	25	50	8x7	M10	90	130	110	9	25	20	35	----	----	----	----
	inch	1.000	2	1/4 x 1/8	UNC 3/8"	3.543	5 1/8	4 11/32	3/8"	1	25/32	1 3/8	----	----	----	----
C0T	mm	30	60	8x7	M10	115	165	135	14	30	20	35	—	—	—	—
	inch	1.188	2 3/8	1/4 x 1/8	UNC 3/8"	4.528	6 1/2	5 5/16	9/16	1 3/16	25/32	1 3/8	—	—	—	—
C1T	mm	35	70	10x8	M12	130	195	150	14	30	20	35	42	64	----	----
	inch	1.375	2 3/4	5/16 x 5/32	UNC 1/2"	5.118	7 11/16	5 29/32	9/16	1 3/16	25/32	1 3/8	1 21/32	2 17/32	----	----
C2T	mm	40	80	12x8	M16	140	205	170	18	35	20	35	42	64	----	----
	inch	1.625	3 1/8	3/8 x 3/16	UNC 5/8"	5.512	8 1/16	6 11/16	23/32	1 3/8	25/32	1 3/8	1 21/32	2 17/32	----	----
C3T	mm	50	100	14x9	M16	180	260	215	18	40	----	32	32	52	82	----
	inch	2.000	4	1/2 x 1/4	UNC 5/8"	7.087	10 1/4	8 15/32	23/32	1 9/16	----	1 1/4	1 1/4	2 1/16	3 7/32	----
	mm	60	120	18x11	M20	225	310	250	22	40	----	32	32	52	82	----

Figura 4-33: Dimensiones de eje y acoplamiento del reductor.

Fuente: Adaptado de [17].

Para la selección definitiva del motoreductor, es necesario verificar las dimensiones específicas del modelo elegido a partir de los datos proporcionados por el fabricante. En la Figura 4-34 se presentan las dimensiones normalizadas correspondientes a los distintos modelos disponibles, destacándose el seleccionado para el presente diseño.

Modelo / Model		Q	B1ø	R1ø	S1ø	a1ø	c	c1	e	f	g	h	ht	n	Peso kg / Weight lb	aceite lts / oil fl.oz
C00T	mm	151	110	130	9	160	20	10	155	150	11.5	155	165	40	12	0.65
	inch	5 15/16	4.331	5 1/8	3/8	6 5/16	13/16	3/8	6 1/8	5 7/8	7/16	6 1/8	6 1/2	1 5/8	26	22
C0T	mm	186	130	165	11	200	25	12	195	195	15	190	200	57.5	21	0.8
	inch	7 5/16	5.118	6 1/2	7/16	7 7/8	1	1/2	7 3/4	7 3/4	5/8	7 1/2	7 7/8	2 1/4	46	28
C1T	mm	210.5	180	215	14	250	30	12	230	215	18.5	218	270	62.5	31	1.1
	inch	8 9/32	7.087	8 15/32	9/16	9 7/8	1 3/16	1/2	9 1/8	8 1/2	3/4	8 5/8	10 5/8	2 1/2	68	38
C2T	mm	232	230	265	14	300	30	14	245	240	19	240	290	65	44	1.9
	inch	9 1/8	9.055	10 7/16	9/16	11 7/8	1 3/16	9/16	9 5/8	9 1/2	3/4	9 1/2	11 1/2	2 5/8	97	66
C3T	mm	273	250	300	18	350	40	18	300	300	20	300	370	80	75	3.1
	inch	10 3/4	9.843	11 13/16	11/16	13 13/16	1 9/16	11/16	11 7/8	11 7/8	3/4	1 7/8	14 1/2	3 3/16	165	107
C4T	mm	335	350	400	18	450	50	18	358	350	23	375	440	95	130	6.0
	inch	13 3/16	13.780	15 3/4	11/16	17 3/4	2	11/16	14 1/8	13 13/16	7/8	14 3/4	17 3/8	3 3/4	287	207

Figura 4-34: Dimensiones y características geométricas de los modelos de motoreductores disponibles, según datos de catálogo.

Fuente: Adaptado de [17].

En la Figura 4-35 se presenta el esquema dimensional correspondiente, incluyendo las principales cotas y notas técnicas para la implementación del motoreductor.

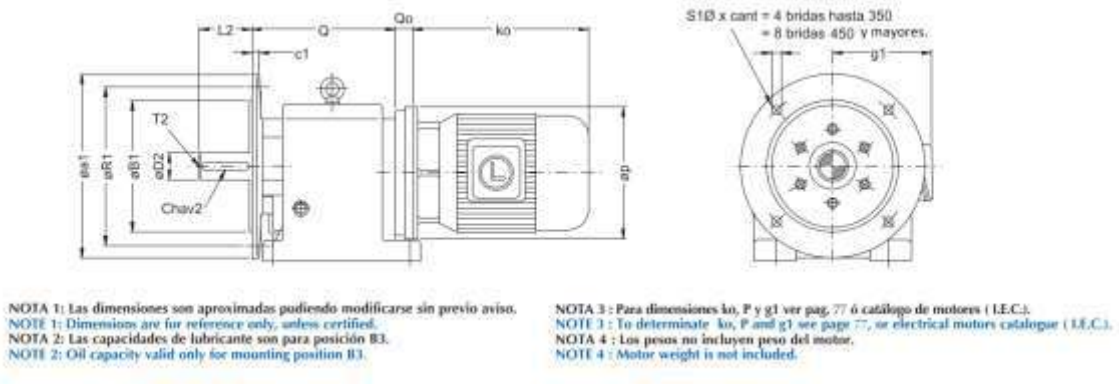


Figura 4-35: Plano con cotas y especificaciones de montaje del motoreductor.

Fuente: [17].

4.3.3 Transmisión por correas y poleas

Dimensionamiento del sistema de reducción de velocidad y transmisión de potencia:

Para transmitir la potencia que entrega el eje del motoreductor al eje de la tostadora, se elige un sistema de poleas y correa trapezoidal V.

El motivo de la elección se debe a las siguientes ventajas:

1) Absorbe sobrecargas y vibraciones.
2) Suavidad de marcha.
3) Bajo costo inicial.
4) Poco mantenimiento.
5) Trasmisiones alejadas.

Análisis de esfuerzos en la correa (Ecuación de bandas o Prony)

Las correas se usan para transmitir potencias entre ejes y trabajan por fricción que se genera entre las poleas y la correa.

La fuerza de fricción se puede expresar: **Ff = f** $\times$**N**

f= es el coeficiente de fricción dinámico.

N= fuerza normal.

Por eso para lograr una elevada fuerza de fricción, los materiales de las correas deben tener elevado coeficiente de fricción **f** y la correa se debe tensar para producir también una elevada fuerza normal **N**. Es aquí que se debe contar con un sistema de tensado de la

correa, el cual para este caso se diseña un sistema de corredera de ajuste manual, ver Figura 4-36.

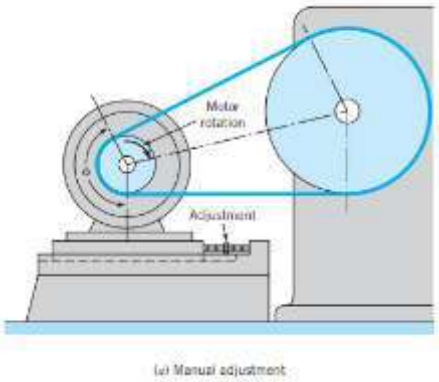


Figura 4-36: Sistema de transmisión por correa con ajuste manual.
Fuente: [18].

En el Anexo C se encuentra el desarrollo de los esfuerzos en la correa, que incluye la derivación de la Ecuación de Prony (o Ecuación de Bandas) y el análisis de tensiones tangenciales y radiales. A continuación, se procede directamente con la ingeniería aplicada para la selección de los componentes comerciales del sistema.

Selección de correa tipo V, polea motriz y polea conducida de la trasmisión:

Como se menciona en [19], algunos lineamientos de diseño a tener en cuenta son:

a) La distancia entre centro debe poder ajustarse, de manera que en el momento de la instalación de la banda permita que la distancia entre centros se pueda acortar y luego debe permitir el aumento de la distancia para lograr el tensado inicial de la banda. En general se acompaña el sistema con una unidad tensora.
b) El intervalo de distancias nominales entre centros debe ser:

$$D < C < 3.(D + d).$$

Donde:

D: diámetro primitivo de la polea mayor.

d: diámetro primitivo de la polea menor.

C: distancia entre centros de las poleas.

c) El ángulo de contacto de la polea menor debe ser mayor que 120°.

d) Las poleas comerciales en general son de fundición (hierro colado) y se limitan a una velocidad de banda de 1980 m/min.
e) Se puede considerar un tipo alternativo de transmisión, como engranajes o cadenas si la velocidad es menor a 304,8 m/min.
f) Evitar temperaturas elevadas alrededor de las bandas.
g) Los ejes que soportan las poleas deben estar paralelos y las poleas alineadas.

Según [20]**, los datos básicos necesarios para seleccionar correa tipo V y las poleas motriz y conducidas de una transmisión son:**

1. La potencia a transmitir.
2. Factor de corrección de potencia.
3. Sección de la correa.
4. Relación de transmisión.
5. Elección de los diámetros primitivos de las poleas.
6. Distancia entre centros.
7. Longitud primitiva de la correa.
8. Factor de corrección de la longitud de la correa.
9. Determinación del arco de contacto.
10. Factor de corrección del arco de contacto.
11. Velocidad de contacto.
12. Prestación base.
13. Potencia efectiva por correa.
14. Cantidad de correas.

A continuación se procede al procedimiento de diseño y selección de una transmisión por correa en V a partir de un catálogo industrial (Dunlop [20]), del cual se presenta un extracto técnico en el Anexo D: Catálogo de correas de Transmisión industrial DUNLOP (Extracto).

Potencia corregida del motor:

Pc = P * Fcp = 1 hp * 1,2 = 1,2 hp.

1. Factor de corrección de la potencia (tabla N°3 pág. 36 Catalogo-DUNLOP)

Fcp = 1,2.

2. Sección de la correa, se determina por medio del grafico N°1 (pág. 39 Catalogo-DUNLOP). Con el valor de la potencia corregida vs r.p.m polea menor

Gráficamente se proyecta sobre la zona B, ver Figura 4-37.

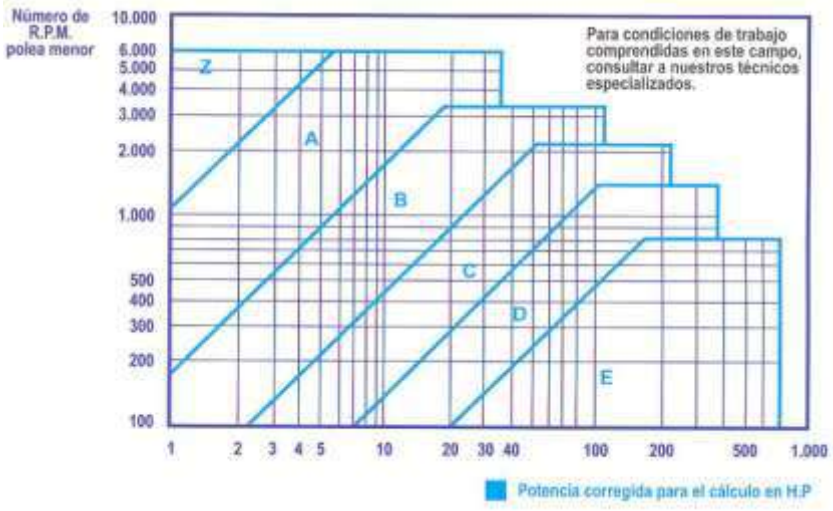


Figura 4-37: Diagrama de selección de la sección de la correa en función de la potencia corregida y la velocidad de la polea menor.

Fuente: [20]**.**

3. Relación de transmisión se calcula:

$$K = \frac{N}{n} = \frac{D}{d} = \frac{35}{20} = 1{,}75$$

Donde:

K: relación de transmisión.

N: cantidad de revoluciones por minuto de la polea menor.

n: cantidad de revoluciones por minuto de la polea mayor.

D: diámetro de la polea mayor.

d: diámetro de la polea menor.

4. Elección de los diámetros primitivos de las poleas.

   Para la correcta selección de los diámetros de poleas en una transmisión por correa, es necesario considerar las dimensiones normalizadas recomendadas por normas industriales. En la Figura 4-38 se presentan los valores de diámetros admisibles y recomendados para distintas secciones de correas, lo que permite garantizar un funcionamiento adecuado y una mayor vida útil del sistema.

   Se selecciona para la polea menor d= 140 mm, sección B

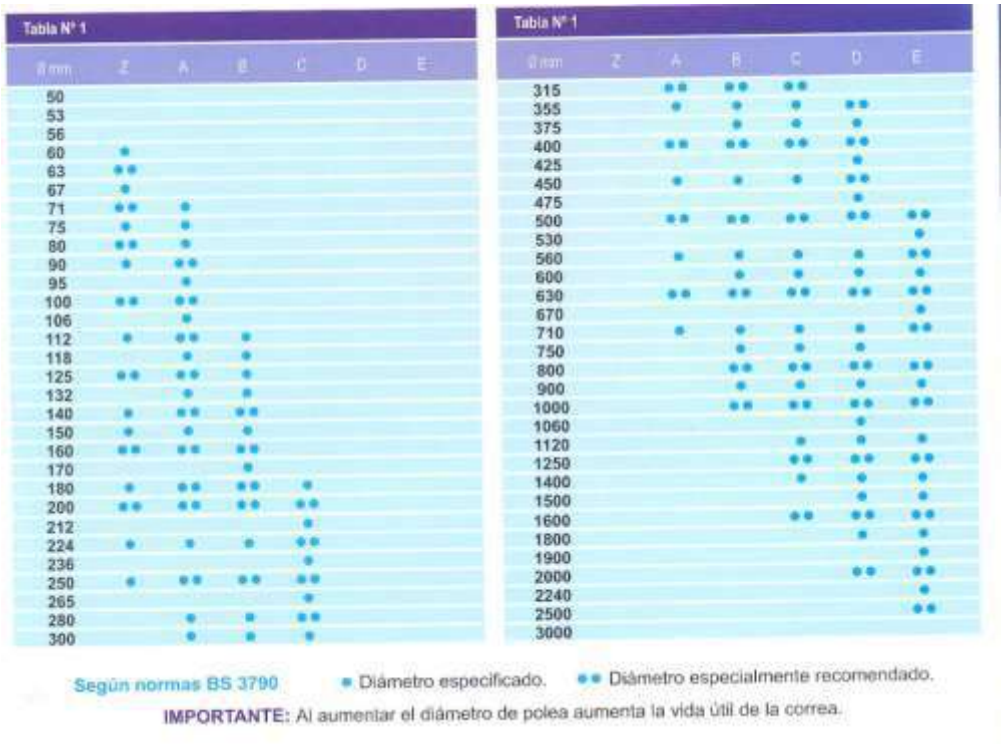


Figura 4-38

Fuente: [20]**.**

El diámetro de la polea mayor es: D = K × d = 1,75 × 140 mm = 245 mm

5. Distancia entre ejes C: para 1 < K < 3 entonces:

   Se puede usar el siguiente criterio:

$$C > \frac{(k+1) * d}{2} + d$$

$$C > \frac{(1{,}75+1) * 140}{2} + 140 = 402{,}5mm$$

O este otro criterio, teniendo en cuenta que: $D < C < 3 \times (D + d)$.

Entonces: 245 < C < 3* (245 + 140)

245 < C < 1155

Se propone C= 1000 mm (implica que cumple la condición).

6. Longitud primitiva de la correa:

$$L = 2 \times C + 1{,}57 \times (D + d) + \frac{(D-d)^2}{4 \times C}$$

$$L= 2.\ 1000\ mm + 1{,}57.\ (245\ mm + 140\ mm\ ) + \frac{(\ 245\ mm - 140\ \ mm)^2}{4\ .\ 1000\ mm}$$

$$L= 2.607{,}2\ mm \approx 2.609\ mm$$

Se selecciona: correa B101, ver Figura 4-39.

Tabla N° 6 — Longitud primitiva nominal

Correa (in)	Sección Z (mm)	Sección A (mm)	Sección B (mm)	Sección C (mm)	Sección D (mm)	Sección E (mm)
41	1066	1075	1086	-	-	-
42	1092	1106	1100	-	-	-
43	1117	1134	1140	-	-	-
44	1143	1153	1156	1191	-	-
45	1168	1186	1184	1217	-	-
46	1193	1199	1204	1242	-	-
47	1219	1232	1237	1267	-	-
48	1244	1262	1268	1293	-	-
49	1270	1280	1288	1318	-	-
50	1295	1306	1318	1344	-	-
51	1320	1330	1328	1357	-	-
52	1346	1354	1367	1394	-	-
53	1371	1381	1392	1429	-	-
54	1397	1405	1410	1442	-	-
55	1422	1429	1443	1460	-	-
56	1447	1459	1460	1497	-	-
57	1473	1492	1491	1527	-	-
58	1498	1507	1512	1550	-	-
59	1524	1532	1541	1576	-	-
60	1549	1556	1556	1598	-	-
61	-	1584	1601	1623	-	-
62	-	1605	1626	1648	-	-
63	-	1633	1641	1674	-	-
64	-	1658	1674	1699	-	-
65	-	1683	1695	1725	-	-
66	-	1714	1724	1745	-	-
67	-	1742	1743	1775	-	-
68	-	1767	1770	1788	-	-
69	-	1785	1794	1826	-	-
70	-	1813	1818	1847	-	-
71	-	1841	1846	1877	-	-
72	-	1862	1878	1897	-	-
73	-	1887	1900	1928	-	-
74	-	1913	1924	1953	-	-
75	-	1937	1947	1979	-	-
76	-	1963	1973	1989	-	-
77	-	1989	1999	2015	-	-
78	-	2013	2024	2042	-	-
79	-	2033	2043	2068	-	-
80	-	2065	2075	2094	-	-
81	-	2093	2103	2119	-	-
82	-	2116	2126	2145	-	-
83	-	2133	2151	2170	-	-
84	-	2167	2177	2196	-	-
85	-	2193	2203	2221	-	-
86	-	2220	2230	2247	-	-
87	-	2245	2258	2273	-	-
88	-	2273	2283	2299	2313	-
89	-	2299	2304	2326	2339	-
90	-	2319	2329	2348	2366	-
91	-	2344	2355	2374	2392	-
92	-	2370	2380	2400	2418	-
93	-	2393	2403	2422	2445	-
94	-	2421	2431	2448	2471	-
95	-	2446	2456	2475	2497	-
96	-	2471	2481	2500	2523	-
97	-	2497	2508	2524	2550	-
98	-	2533	2543	2562	2576	-
99	-	2554	2558	2587	2602	-
100	-	2573	2583	2602	2629	-
101	-	2599	2609	2622	2655	-
102	-	2624	2643	2653	2681	-

Figura 4-39: Tabla de catálogo de correas en V, utilizada en el diseño de transmisiones.

Fuente: Adaptado de [20].

7. Factor de corrección de la longitud de la correa: Fcl : 1,04. Ver Figura 4-40.

TABLA Nº 4 - FACTOR DE CORRECCION EN FUNCION DE LA LONGITUD DE LA CORREA

Tabla Nº 4	Sección de la correa					
Longitud correa	Z	A	B	C	D	E
16	0.80	-	-	-	-	-
24	0.83	-	-	-	-	-
26	0.84	0.81	-	-	-	-
31	0.89	0.84	-	-	-	-
35	0.92	0.87	0.81	-	-	-
38	0.93	0.88	0.83	-	-	-
42	0.95	0.90	0.85	-	-	-
46	0.97	0.92	0.87	-	-	-
51	0.99	0.94	0.89	0.80	-	-
55	1.00	0.96	0.90	0.81	-	-
60	-	0.98	0.92	0.82	-	-
68	-	1.00	0.95	0.85	-	-
75	-	1.02	0.97	0.87	-	-
80	-	1.04	0.98	0.89	-	-
81	-	1.04	0.98	0.89	-	-
85	-	1.05	0.99	0.90	-	-
90	-	1.06	1.00	0.91	-	-
96	-	1.08	1.02	0.92	-	-
97	-	1.08	1.02	0.92	-	-
105	-	1.10	1.04	0.94	-	-
112	-	1.11	1.05	0.95	-	-
120	-	1.13	1.07	0.97	0.86	-
128	-	1.14	1.08	0.98	0.87	-
144	-	-	1.11	1.00	0.90	-
158	-	-	1.13	1.02	0.92	-

Figura 4-40: Factor de corrección de la potencia en función de la longitud primitiva de la correa para distintas secciones.

Fuente: Adaptado de [20].

8. Determinación del arco de contacto:

$$\alpha = 180 - 57 \times \frac{(D-d)}{C} = 180 - 57 \times \frac{(245-140)}{2609} \approx 177{,}7°$$

9. Factor de corrección del arco de contacto:

En el dimensionamiento de transmisiones por correa, resulta necesario considerar el efecto del arco de contacto entre la correa y la polea, ya que este influye directamente en la capacidad de transmisión de potencia. A continuación, en la Figura 4-41, se presenta una tabla que permite determinar el factor de corrección correspondiente en función del ángulo de contacto y del tipo de polea empleada.

TABLA Nº 5 - FACTOR DE CORRECCION EN FUNCION DEL ARCO DE CONTACTO

Tabla Nº 5	Factor de corrección	
Arco de contacto sobre polea menor	Poleas acanaladas	Poleas acanalada/plana
180°	1.00	0.75
175°	0.99	0.76
170°	0.98	0.77
167°	0.97	0.78
164°	0.96	0.79
160°	0.95	0.80
157°	0.94	0.81
154°	0.93	0.81
150°	0.92	0.82
147°	0.91	0.83
144°	0.90	0.83
140°	0.89	0.84
137°	0.88	0.85
134°	0.87	0.85
130°	0.86	0.86
127°	0.85	0.85
124°	0.84	0.84
120°	0.82	0.82
118°	0.81	0.81
115°	0.80	0.80
113°	0.79	0.79
110°	0.78	0.78

Figura 4-41

Fuente: Adaptado de [20].

10. Velocidad de la correa:

$$Vt = \frac{\Pi \,.\, d \,.\, N}{60 \,.\, 1000} = \frac{3{,}14 \,.\, 140\, mm \,.\, 35\, r.m.p}{60\, seg \,.1000\, mm} = 0{,}256 m/s$$

4.4 Diseño del eje principal del conjunto de paletas del cilindro de tueste

Un eje (o árbol) es un componente mecánico que transmite movimiento rotatorio y potencia.

De [19] **, el procedimiento para diseñar un eje es:**

1) Determinar la velocidad de giro del eje.
2) Determinar la potencia o el par torsional que debe transmitir el eje.
3) Determinar el diseño de los componentes transmisores de potencia, u otras piezas que se montaran en el eje y especificar el lugar de cada uno.

4) Especificar la ubicación de los cojinetes en el eje.

   Su posición: las reacciones en los ejes que soportan cargas radiales actúan en el punto medio de los cojinetes, si existen cargas de empuje (axiales), se debe especificar que cojinete reaccionará contra el empuje. El que no resiste el empuje se debe poder moverse un poco en dirección axial, para asegurarse que en él no se ejerza una fuerza de empuje inesperada y no deseada.

   Si es posible, los cojinetes se deben colocar a cada lado de los elementos trasmisores de potencia, para obtener un soporte estable en el eje y para producir cargas balanceadas en los cojinetes. La ubicación de éstos debe ser lo más cerca posible del elemento de transmisión de potencia para minimizar los momentos flexionantes.

   También se debe mantener bastante pequeña la longitud general del eje para mantener las deflexiones dentro de los valores razonables.

5) Proponer la forma general de los detalles geométricos para el eje, considerando la forma de posición axial en que se mantendrá cada elemento sobre el eje, y la forma en que vaya a efectuarse la transmisión de potencia de cada elemento del eje. Para asegurar que cada elemento mantenga su posición durante su funcionamiento, hay varias formas de hacerlo, pero en este caso se propone mecanizar escalones en el eje para que tenga superficies contra las cuales asentar los cojinetes y polea por uno de los lados en cada caso. El otro lado se puede colocar anillos de retención colocados a presión en ranuras fabricadas en el eje, también se pueden emplear tuercas y arandelas de bloqueo.

   Tener en cuenta que debe mecanizarse los correspondientes desahogos en el eje.

6) Determinar la magnitud del par torsional que se desarrolla en cada punto del eje.
7) Determinar las fuerzas que obran sobre el eje, en dirección radial y axial.
8) Descomponga las fuerzas en direcciones radiales y verticales.
9) Calcule las reacciones en cada plano sobre todos los cojinetes de soporte.
10) Generar los diagramas de esfuerzos cortantes y momento flexionantes completos, para determinar la distribución de momentos flexionantes en el eje.
11) Seleccionar el material con el que se fabricara el eje y especificar su condición: Estirado en frio y con tratamiento térmico entre otros.

    Se recomienda que la ductilidad sea buena, y que el porcentaje de elongación sea mayor que 12% aproximadamente.

Determinar la resistencia ultima, la resistencia de fluencia y el porcentaje de elongación del material seleccionado.

12) Determinar un esfuerzo de diseño adecuado, contemplando la forma de aplicar la carga (uniforme, choque, repetida e invertida u otras más).
13) Analice cada punto crítico del eje, para determinar el diámetro mínimo aceptable del mismo, y para garantizar la seguridad frente a las cargas en ese punto.
    Por ejemplo, donde están aplicados los pares torsionales y momentos flexionantes, y donde haya concentraciones de esfuerzos.
14) Especificar las dimensiones finales para cada punto en el eje.
    Especificar los detalles del diseño, como las tolerancias, donde asientan los rodamientos, los radios del chaflán, la altura de los escalones y dimensiones del cuñero.

Configuración de apoyo y selección de rodamientos

Cálculos del eje principal

- Disposiciones de rodamientos del Velocidad de giro = 20 rpm.
- Se toma como base la potencia y torque útil del motoreductor seleccionado.

  Pot= 1 Hp.

  Mt= 196 Nm.

- Los elementos que se montaran en el eje son:
  En un extremo se coloca 1 polea conducida de diámetro primitivo 245 mm, la cual tendrá un cuñero y se mantendrá en su posición por medio de una tuerca y arandela de presión.
  El en otro extremo se monta el conjunto de palas, el cual se fijan al eje por medio de dos tornillos.
- Disposiciones de los rodamientos o cojinetes:
  Se define la disposición de los apoyos con el fin de garantizar un correcto comportamiento frente a cargas axiales y efectos térmicos. En la Figura 4-42 se presenta la configuración de apoyo fijo y apoyo libre.

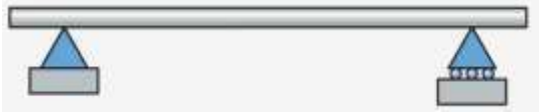


Figura 4-42: Configuración de apoyo fijo y apoyo libre.
Fuente: [21].

El apoyo del lado fijo proporciona al eje la fijación axial respecto al soporte.

El apoyo del lado libre soporta los desplazamientos axiales que se producen cuando la dilatación térmica del eje con respecto al soporte modifica la distancia entre los dos rodamientos. Además, compensa la acumulación de tolerancias de los componentes, que afecta a la distancia entre los dos rodamientos.

De la gran cantidad de combinaciones posibles de rodamientos del lado fijo/libre, se detallan para su consulta en el Anexo E: Disposiciones de rodamientos para la compensación de desplazamientos axiales las configuraciones más frecuentes.

De todos los casos presentados en el Anexo E: Disposiciones de rodamientos para la compensación de desplazamientos axiales, se elige como configuración fija/libre el último caso, con la salvedad que, del lado fijo en vez de usar 2 rodamientos de una hilera de contacto angular apareados, usaremos 1 rodamiento de contacto angular de doble hilera, ya que cumple con las funciones mecánicas para la posición fija, y además tiene una característica de diseño que se requiere para este caso que es el sellado integral.

Para el lado libre se escoge 1 rodamiento rígido de bolas, el cual también cumple con las funciones mecánicas que se requieren.

Vale recordar que este último rodamiento contempla el desplazamiento axial del eje en caso de dilatación térmica, además contempla un juego necesario en el aro exterior del rodamiento para que, en el momento de la expansión axial el conjunto (eje – rodamiento) se mueva libremente.

En la tabla de idoneidad de los rodamientos para aplicaciones industriales, ver Anexo F: Tabla matriz de idoneidad de rodamientos, se puede observar para los distintos tipos de rodamientos sus características, lo cual ayuda a la hora de tomar una decisión en la selección.

Selección de rodamientos:

Observación: previo se debe conocer los diámetros del eje.

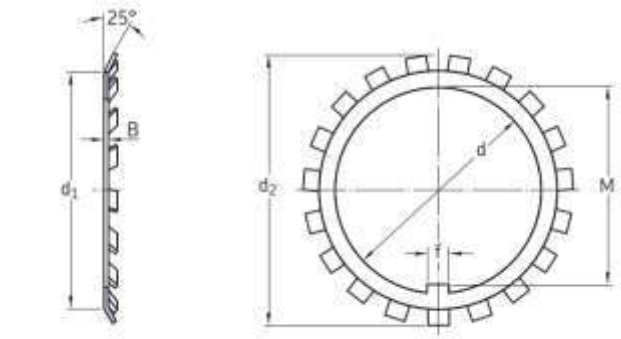
Lado fijo se selecciona un rodamiento de doble hilera de contacto angular.

Marca **FAG** código: **3307B.TVH** $Øi = 35\ mm$, $Øe = 80\ mm$, B = 34,9 mm.

Lado libre se selecciona un rodamiento rígido de bolas.

Marca **FAG** código: **62207.2RSR** $\emptyset i = 35\ mm$, $\emptyset e = 72\ mm$, B = 23 mm.

Selección de arandela de fijación: se presentan en la Figura 4-43 las características dimensionales de la arandela de fijación seleccionada según datos de catálogo.

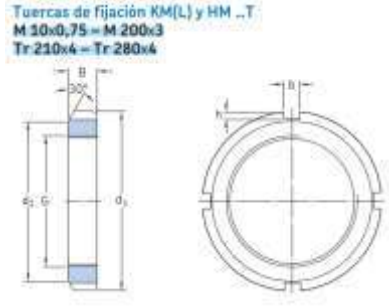


Designación	Dimensiones						Masa
	d	d_1	d_2	B	f	M	
–	mm						kg
MB 0	10	13,5	21	1	3	8,5	0,001
MB 1	12	17	25	1	3	10,5	0,002
MB 1 A	12	17	25	1,2	3	10,5	0,0025
MB 2	15	21	28	1	4	13,5	0,003
MB 2 A	15	21	28	1,2	4	13,5	0,0035
MB 3	17	24	32	1	4	15,5	0,003
MB 3 A	17	24	32	1,2	4	15,5	0,0035
MB 4	20	26	36	1	4	18,5	0,004
MB 4 A	20	26	36	1,2	4	18,5	0,005
MB 5	25	32	42	1,25	5	23	0,006
MB 5 A	25	32	42	1,8	5	23	0,0085
MB 6	30	38	49	1,25	5	27,5	0,008
MB 6 A	30	38	49	1,8	5	27,5	0,011
MB 7	35	44	57	1,25	6	32,5	0,011
MB 7 A	35	44	57	1,8	6	32,5	0,016
MB 8	40	50	62	1,25	6	37,5	0,013
MB 8 A	40	50	62	1,8	6	37,5	0,018
MB 9	45	56	69	1,25	6	42,5	0,015
MB 9 A	45	56	69	1,8	6	42,5	0,021

Figura 4-43

Fuente: Adaptado de [21].

Selección de tuerca de seguridad: se presentan en la Figura 4-44 las características dimensionales de la tuerca de seguridad seleccionada según datos de catálogo [21].



Dimensiones						Capacidad de carga axial estática	Masa	Designaciones Tuerca de fijación	Apropiada arandela de fijación	Base
G	d_1	d_1	B	b	h					
mm						kN	kg	–		
M 10x0,75	13,5	18	4	3	2	9,8	0,004	KM 0	MB 0	HM 0
M 12x1	17	22	4	3	2	11,8	0,006	KM 1	MB 1	HM 1
M 15x1	21	25	5	4	2	14,6	0,009	KM 2	MB 2	HM 2-3
M 17x1	24	28	5	4	2	19,6	0,012	KM 3	MB 3	HM 2-3
M 20x1	26	32	6	4	2	24	0,025	KM 4	MB 4	HM 4
M 25x1,5	32	38	7	5	2	31,5	0,028	KM 5	MB 5	HM 5-6
M 30x1,5	38	45	7	5	2	36,5	0,039	KM 6	MB 6	HM 5-6
M 35x1,5	44	52	8	5	2	50	0,059	KM 7	MB 7	HM 7
M 40x1,5	50	58	9	6	2,5	62	0,078	KM 8	MB 8	HM 8-9
M 45x1,5	56	65	10	6	2,5	78	0,11	KM 9	MB 9	HM 8-9

Figura 4-44

Fuente: Adaptado de [21].

4.4.1 Diseño de elementos de máquinas

4.4.1.1 Selección e instalación de chavetas

Selección de chaveta cuadrada

El tipo más común de chavetas para ejes, hasta 6 ½ pulgadas de diámetro, es la chaveta cuadrada, la cual esta ilustrada en la Figura 4-45 (b). La chaveta rectangular, Figura 4-45 (c), se recomienda para ejes más grandes y para ejes pequeños donde se pueda tolerar la menor altura. A las chavetas cuadradas y rectangulares se la llama chavetas paralelas, porque sus caras superiores e inferior y laterales son paralelas.

La tabla 11-1 en la Figura 4-46 muestra las dimensiones preferidas de chavetas paralelas, en función del diámetro del eje, tal como se especifica en la norma ANSI B17.1-1967.

El ancho es nominalmente la cuarta parte del diámetro del eje.

Los cuñeros en el eje y en el cubo se diseñan para que exactamente la mitad de la altura de la chaveta se recargue en el lado del cuñero del eje, y la otra mitad este en el cuñero del cubo.

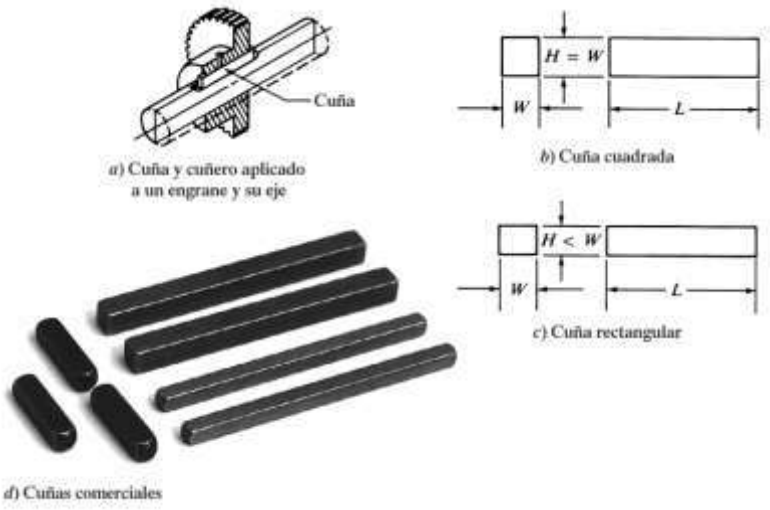


Figura 4-45

Fuente: [19]**.**

TABLA 11-1 Tamaño de la cuña en función del diámetro del eje

Tamaño nominal del eje		Tamaño nominal de la cuña		
			Altura, *H*	
Más de	Hasta (incl.)	Ancho, W	Cuadrada	Rectangular
5/16	7/16	3/32	3/32	
7/16	9/16	1/8	1/8	3/32
9/16	7/8	3/16	3/16	1/8
7/8	1 1/4	1/4	1/4	3/16
1 1/4	1 3/8	5/16	5/16	1/4
1 3/8	1 3/4	3/8	3/8	1/4
1 3/4	2 1/4	1/2	1/2	3/8
2 1/4	2 3/4	5/8	5/8	7/16
2 3/4	3 1/4	3/4	3/4	1/2
3 1/4	3 1/2	7/8	7/8	5/8
3 1/2	4 1/2	1	1	3/4
4 1/2	5 1/2	1 1/4	1 1/4	7/8
5 1/2	6 1/2	1 1/2	1 1/2	1
6 1/2	7 1/2	1 3/4	1 3/4	1 1/4
7 1/2	9	2	2	1 1/2
9	11	2 1/2	2 1/2	1 3/4
11	13	3	3	2
13	15	3 1/2	3 1/2	2 1/2
15	18	4		3
18	22	5		3 1/2
22	26	6		4
26	30	7		5

Fuente: Reimpreso de la norma ANSI B17.1-1967 (R98) con autorización de la American Society of Mechanical Engineers. Todos los derechos reservados.

Nota: Se prefieren los valores en las áreas no sombreadas. Las dimensiones están en pulgadas.

Figura 4-46

Fuente: Adaptado de [19].

Las imágenes que se presentan en la Figura 4-47, muestran las dimensiones resultantes.

La distancia Y es la distancia radial de la parte superior teórica del eje, antes de mecanizar el cuñero, a la orilla superior del cuñero terminado, para producir una profundidad de cuñero exactamente igual a H/2.

Para ayudar a mecanizar e inspeccionar el eje o el cubo, se pueden calcular las dimensiones S y T, que aparecen en los dibujos.

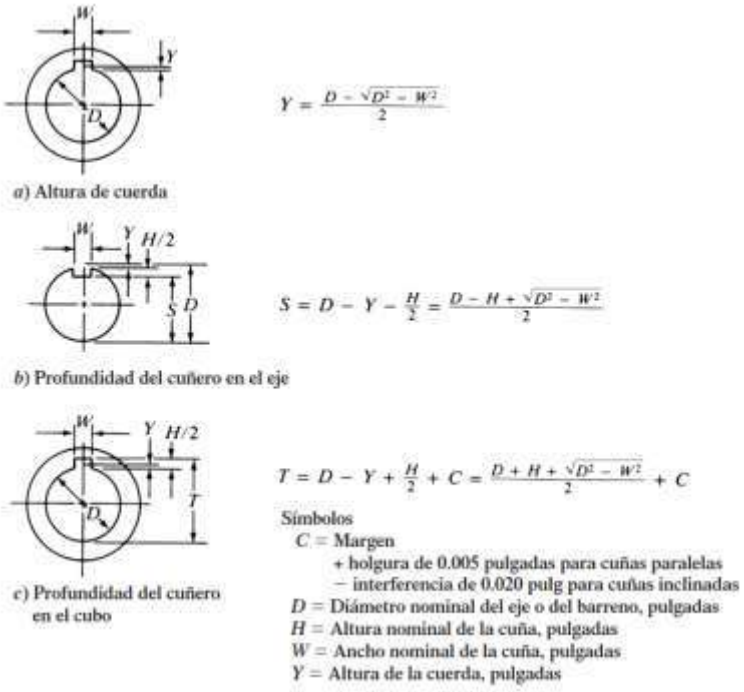


Figura 4-47

Fuente: [19]**.**

En la práctica general, los cuñeros se dejan con las esquinas cuadradas, pero se pueden usar con radio de transición y biseles, para reducir las concentraciones de esfuerzos.

La siguiente tabla, presentada en la Figura 4-48, muestra valores sugeridos por la norma ANSI B17.1.

Cuando se usan biseles sobre una cuña, se debe asegurar la consideración del factor en el cálculo del esfuerzo de empuje sobre el lado de la chaveta.

TABLA 11-2 Radios de transición y biseles sugeridos para las cuñas

H/2, profundidad del cuñero			
Más de	Hasta (incl.)	Radio de transición	Bisel de 45°
1/8	1/4	1/32	3/64
1/4	1/2	1/16	5/64
1/2	7/8	1/8	5/32
7/8	1 1/4	3/16	7/32
1 1/4	1 3/4	1/4	9/32
1 3/4	2 1/2	3/8	13/32

Fuente: Reimpreso de ASME B17.1-1967, con autorización de la American Society of Mechanical Engineers. Todos los derechos reservados.
Nota: Todas las dimensiones están en pulgadas.

Figura 4-48

Fuente: [19]**.**

Selección e instalación de chavetas y cuñeros

La chaveta y el cuñero en general son diseñados después de haberse especificado el diámetro del eje. Luego con el diámetro del eje como guía, se selecciona el tamaño de la chaveta en la tabla 11-1 (ver Figura 4-46) [19].

Por ultimo las únicas variables que quedan por definir son la longitud y el material, se

Puede especificar una de ellas y calcular los requisitos de la otra.

En el caso típico, la longitud de la cuña se especifica como una porción apreciable de la longitud del cubo donde se va a instalar, para tener un buen alineamiento y una operación estable. Pero si el cuñero del eje va a estar cerca de escalones achaflanados o ranuras de aro, es importante proporcionar cierta holgura axial entre ellos, para que no interactúen los efectos de las concentraciones de esfuerzos.

A la chaveta se la puede cortar y dar forma cuadrada en sus extremos, o colocar un radio en cada uno de ellos, mejorando la ubicación.

Materiales para las cuñas

Con más frecuencia, las chavetas se fabrican con acero de bajo % C de carbono, estirado en frio. Por ejemplo, el acero AISI 1020 CD tiene buena resistencia ultima a la tensión de 61 KSI (420 Mpa), resistencia de fluencia de 51 KSI (352 MPa) equivalente a 35,89 kg/mm2 y 15 % de elongación.

Tienen una resistencia y ductilidad ideal para la mayoría de las aplicaciones.

El diseñador o fabricante debe revisar el material real y la resistencia, para garantizar que los materiales para las chavetas se puedan usar en aplicaciones críticas sin inconvenientes.

Si el acero de bajo carbono no tiene la resistencia suficiente, se podría usar uno con mayor contenido de carbono, como el ANSI 1040 o 1045, también laminado en frio, o en caso de requerir mayor resistencia se podría buscar algún acero al que se le pueda realizar un tratamiento térmico. Sin embargo, el material debe conservar una buena ductilidad, indicada con el porcentaje de elongación, mayor que 10% aproximadamente, en particular cuando haya cargas de choque o impacto.

En el caso del tostador, como se trata de alimentos, se debe tener en cuenta un material específico para tal utilización, y es aquí donde se podría seleccionar un acero inoxidable

AISI 316 por ejemplo para el lado del eje donde se acoplan las paletas, ya que es el lado más próximo al contacto con las semillas.

Análisis de esfuerzos para determinar la longitud de las chavetas

Existen dos modos básicos de falla potencial de las cuñas que transmiten potencia:

1) Corte a través de la interface eje/cubo.
2) Falla por compresión, debido a la acción del empuje entre los lados de la cuña y el material del eje o del cubo.

Para analizar cada uno de esos modos de falla, es necesario comprender las fuerzas que actúan sobre la cuña.
La Figura 4-49 muestra el caso idealizado, donde el par torsional sobre el eje crea una fuerza sobre la cara izquierda de la cuña [19].
A su vez, la cuña ejerce una fuerza sobre la cara derecha del cuñero del cubo.
La fuerza de reacción del cuñero, de regreso hacia la cuña, produce entonces un conjunto de fuerzas opuestas que someten a la cuña a un esfuerzo cortante directo a través de su sección trasversal.

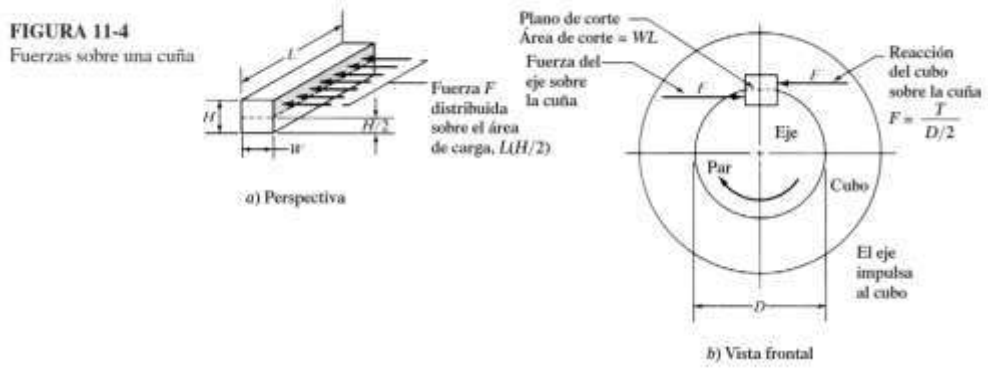


Figura 4-49

Fuente: [19]**.**

La magnitud de la fuerza cortante: se puede calcular según la Ecuación (4.23).

$$F = \frac{T}{\left(\frac{D}{2}\right)} \quad (4.23)$$

El esfuerzo cortante: es el presentado en la Ecuación (4.24)

$$T = \frac{F}{As} = \frac{T}{\frac{D}{2}.\ W.L} = \frac{2T}{D.W.L} \quad (4.24)$$

En los diseños se puede igualar el esfuerzo cortante y el esfuerzo de diseño al cortante, para la teoría de falla por esfuerzo cortante máximo, ver la Ecuación (4.25):

$$Td = \frac{0.5\ .\ Sy}{N} \quad (4.25)$$

Entonces la longitud de la cuña: es la presentada en la siguiente Ecuación (4.26)

$$L = \frac{2\ .T}{\mathrm{T}d\ .\ D.\ W} \quad (4.26)$$

La falla por empuje se relaciona con el esfuerzo de compresión en el lado de la chaveta,

el lado del cuñero en el eje, o el lado del cuñero en el cubo.

El área a la compresión es igual para cualquiera de esas zonas, L.(H/2).

Así la falla sucede en la superficie que tenga la menor resistencia a la fluencia por compresión. Se define un **esfuerzo de diseño para compresión** como sigue:

$$\sigma\mathrm{d} = \frac{\mathrm{Sy}}{\mathrm{N}}$$

Entonces el **esfuerzo de compresión** es el presentado en la Ecuación (4.27):

$$\sigma = \frac{F}{Ac} = \frac{T}{\frac{D}{2}.\ L\ .\ \frac{H}{2}} = \frac{4.T}{D\ .\ L\ .H} \quad (4.27)$$

Si se iguala este esfuerzo de diseño para compresión, se puede calcular la longitud necesaria de la cuña, para este método de falla:

$$L = \frac{4.T}{\sigma\ .D\ .H}$$

En aplicaciones típicas N=3 es adecuado.

Conclusión:

Para diseñar una chaveta cuadrada con menor resistencia que la resistencia del eje o del cubo, se puede usar cualquiera de las dos ecuaciones vistas anteriormente para calcular su longitud, obteniéndose el mismo resultado. Al sustituir el esfuerzo de diseño en cualquiera de ellas se obtiene la Ecuación (4.28):

$$\mathrm{L} = \frac{4.\mathrm{T.N}}{\mathrm{D}\ .\ \mathrm{W}\ .\ \mathrm{Sy}} \quad (4.28)$$

Si el eje o el cubo tiene una resistencia de fluencia menor que la de la cuña, asegurarse de evaluar su longitud con la ecuación:

$$L = \frac{4.T}{\sigma . D . H}$$

Procedimiento de diseño para chavetas paralelas [19]**:**

1) Terminar el diseño del eje en el cual se instalará la chaveta, y especificar el diámetro real en el lugar donde estará el cuñero.
2) Seleccionar el tamaño de la chaveta en la tabla 11-1, si el diámetro del eje es menor o igual a 6,5 pulgadas, usar una chaveta cuadrada, si es mayor a 6,5 pulgadas usar un chaveta rectangular. Usar las ecuaciones anteriores para calcular la longitud.
3) Especificar el material de la chaveta, en general acero AISI 1020 CD. Se puede usar un material de mayor resistencia.
4) Determinar la resistencia a la fluencia de los materiales de la chaveta, eje y cubo.
5) Si se usa una chaveta cuadrada y su material tiene la menor resistencia, emplee la última ecuación mencionada para calcular su longitud.
6) Especificar que la longitud real de la chaveta sea igual o mayor que la longitud mínima calculada. La chaveta debe pasar por toda la longitud del cubo, o al menos por una parte apreciable. El cuñero no debe penetrar en otros concentradores de esfuerzos, como los escalones o las ranuras.
7) Se puede consultar a la norma ANSI B17.1 para dar las tolerancias estándar a las dimensiones de cuña y cuñero.

Diseño de chavetas paralelas (cuadradas) para el conjunto de paletas del tostador:

1) Se define el diseño del eje y posición de ambas chavetas en los extremos:
   A) En un extremo se acoplará la polea de mayor diámetro de 250 mm,
      - Torque disponible de 196 Nm.
      - Diámetro del eje en esa posición es de 25 mm.
      - Largo máximo del cubo de la polea es de 30 mm.
   B) En el otro extremo se acopla el conjunto de paletas para voltear las semillas,
      - Torque que demandaría la carga es de 184 Nm.
      - Diámetro del eje en esta posición es de 25 mm.
      - Largo máximo del cuñero es de 80 mm.

2) De acuerdo a la tabla 11-1 presentada en la Figura 4-50 el tamaño de la chaveta en función del diámetro del eje se selecciona para un rango de diámetro de eje que

van de 7/8” = 22,2 mm y 1 1/4” = 31,75 mm, lo cual los diámetros caen dentro de este rango, siendo así, el ancho W es de 1/4” = 6,35 mm y la altura H es de 1/4” = 6,35 mm.

TABLA 11-1 Tamaño de la cuña en función del diámetro del eje

Tamaño nominal del eje		Tamaño nominal de la cuña		
			Altura, *H*	
Más de	Hasta (incl.)	Ancho, W	Cuadrada	Rectangular
5/16	7/16	3/32	3/32	
7/16	9/16	1/8	1/8	3/32
9/16	7/8	3/16	3/16	1/8
7/8	1 1/4	1/4	1/4	3/16
1 1/4	1 3/8	5/16	5/16	1/4
1 3/8	1 3/4	3/8	3/8	1/4
1 3/4	2 1/4	1/2	1/2	3/8
2 1/4	2 3/4	5/8	5/8	7/16
2 3/4	3 1/4	3/4	3/4	1/2
3 1/4	3 3/4	7/8	7/8	5/8
3 3/4	4 1/2	1	1	3/4
4 1/2	5 1/2	1 1/4	1 1/4	7/8
5 1/2	6 1/2	1 1/2	1 1/2	1
6 1/2	7 1/2	1 3/4	1 3/4	1 1/2
7 1/2	9	2	2	1 1/2
9	11	2 1/2	2 1/2	1 1/4
11	13	3	3	2
13	15	3 1/2	3 1/2	2 1/2
15	18	4		3
18	22	5		3 1/2
22	26	6		4
26	30	7		5

Fuente: Reimpreso de la norma ANSI B17.1-1967 (R98) con autorización de la American Society of Mechanical Engineers. Todos los derechos reservados.
Nota: Se prefieren los valores en las áreas no sombreadas. Las dimensiones están en pulgadas.

Figura 4-50

Fuente: Adaptado de [19]**.**

3) Selección del material para las chavetas:

1) El material que se selecciona es un acero inoxidable para el lado del eje donde se acoplan las paletas, ver las tablas presentada en la Figura 4-51:

Catálogo Comercial

Propiedades del Acero

Propiedades mecánicas

Temperatura ambiente

Tipo Acero	Rango de dimensiones	Límite Elástico 0,2% ($R_{p0,2}$) mín. N/mm²	Resistencia a la tracción (R_m) N/mm²	Elongación (A_5) mín. %
316	Laminado en frío e ≤ 6 mm.	≥240	530 - 680	≥ 40
	Laminado en caliente e ≤ 12 mm.	≥220		
316L	Laminado en frío e ≤ 6 mm.	≥240	530 - 680	≥ 40
	Laminado en caliente e ≤ 12 mm.	≥220		

Temperatura variable

Tipo Acero	Temperatura °C	50	100	150	200	250	300	350	400	450	500	550
316	Límite elástico 0,2% ($R_{p0,2}$) mín. N/mm²	196	177	162	147	137	127	120	115	112	110	108
316L		182	166	152	137	127	118	113	108	103	100	98

Figura 4-51

Fuente: Adaptado de [22].

Limite elástico: 162 N/mm2 equivalente a 16,51 Kg/mm2 a una temperatura de 150 °C.

2) Resistencia de la chaveta del lado del eje donde se acopla la polea de 250 mm de diámetro, ver Figura 4-52 a la Figura 4-56:



ACERO SAE 1045

DIN	CK - 45
UNI	C - 45
AFNOR	XC - 45
SAE	1045

CARACTERÍSTICAS DE EMPLEO

SAE 1045 es un acero grado ingeniería de aplicación universal que proporciona un nivel medio de resistencia mecánica y tenacidad a bajo costo con respecto a los aceros de baja aleación. Frecuentemente se utiliza para elementos endurecidos a la llama ó por inducción. Este acero puede ser usado en condiciones de suministro: laminado en caliente o con tratamiento térmico (templado en aceite y revenido; ó templado en agua y revenido).

SAE 1045 es un acero de baja templabilidad que puede ser endurecido totalmente en espesores delgados por temple en agua. En secciones más gruesas se puede obtener un endurecimiento parcial de la sección de la pieza y el incremento de la resistencia será proporcional a la capa o espesor endurecido, al ser deformado en frío se presenta un incremento en la dureza y la resistencia mecánica.

COMPOSICION QUIMICA	C %	Mn %	P máx. %	S máx. %	Si máx. %
Análisis típico en %	0.43 0.50	0.6 0.9	0.04	0.05	0.2 0.4

Figura 4-52

Fuente: [23].

PROPIEDADES TÍPICAS A TEMPERATURA AMBIENTE SIN ENDURECIMIENTO
Diámetro de la barra: 12 a 38 mm

Propiedad	Laminado en caliente	Normalizado	Recocido
Resistencia a la tracción MPa	655	655	620
Punto de fluencia MPa	413	413	379
% de elongación	23	23	26
% de reducción de área	44	45	53
Dureza brinell (3000 kg.)	190	190	180

Figura 4-53

Fuente: [23].

PROPIEDADES TÍPICAS A TEMPERATURA AMBIENTE CON TEMPLE EN ACEITE - REDONDO DE 25 MM
(Temple en aceite desde 820°c, revenido a la temperatura indicada)

Temperatura de revenido °C	Resistencia a la tracción MPa	Punto de Fluencia MPa	Elongación (en 50 mm) %	Reducción de área %	Dureza Brinell (3000 Kg.)
320	965	655	11	34	278
430	875	621	15	39	257
540	793	558	18	45	228
650	703	482	23	51	203
705	641	462	25	55	195

Figura 4-54

Fuente: Adaptado de [23].

PROPIEDADES TÍPICAS A TEMPERATURA AMBIENTE CON TEMPLE EN AGUA - REDONDO DE 25 MM
(Temple en agua desde 820°c, revenido a la temperatura indicada)

Temperatura de revenido °C	Resistencia a la tracción N/mm²	Punto de Fluencia N/mm²	Elongación (en 50 mm) %	Reducción de área %	Dureza Brinell (3000 Kg.)	Impacto Izod ft - lb
320	1034	786	8	33	313	15
430	965	731	13	43	281	24
540	827	621	19	52	242	38
650	717	503	24	60	210	61
705	669	455	27	62	198	70

Figura 4-55

Fuente: [23].

APLICACIONES

Este acero de medio carbono se usa cuando la resistencia y dureza obtenidas por el tratamiento térmico o por deformación en frio, son suficientes para satisfacer las condiciones de servicio requeridas.

Es ampliamente utilizado en la industria automotriz (productos forjados y estampados). Se usa en partes de máquinas que requieran dureza y tenacidad como: manivelas, chavetas, pernos, bulones, engranajes de baja velocidad, acoplamientos, árboles, bielas, cigüeñales, ejes de maquinaria de resistencia media, piezas de armas, cañones de fusiles, espárragos, barras de conexión, tornillería grado 5, pernos de anclaje, fabricación de herramientas agrícolas, mecánicas y de mano forjadas de todo tipo como: hachas, azadones, rastrillos, picas, martillos, palas, barretones, llaves, etc.

Figura 4-56

Fuente: Adaptado de [23].

Limite elástico: 558 Mpa equivalente a 56.9 Kg/mm2 (templado en aceite desde 820 °C y luego revenido a 540 °C).

4) **<u>Resistencia de fluencia de las chavetas</u>**:

Chaveta lado de acople paletas: Sy = 16,51 Kg/ mm^2.

Chaveta lado de acople polea: Sy = 56,9 Kg/mm^2.

<u>Resistencia de fluencia del eje</u>: Sy = 66,3 kg/mm^2.

<u>Resistencia de Fluencia de la polea</u>: Fundición gris ASTM A48-40B (no posee una resistencia de fluencia, si se puede expresar una resistencia a la tracción y resistencia a la compresión para el caso de la fundición ASTM.

Para los cálculos de la longitud de la chaveta se toma la resistencia a la compresión 965 Mpa, que es equivalente a 98,4 Kg/mm^2, ver Figura 4-57.

Propiedades según la ASTM A48 para las clases de fundiciones grises

Clase	Resistencia a la tracción	Resistencia a la compresión	Módulo de tracción (E)
20	22 ksi (151 MPa)	33 ksi (227 MPa)	10×10^6 psi (69 GPa)
30	31 ksi (213 MPa)	109 ksi (751 MPa)	14×10^6 psi (96 GPa)
40	42.5 ksi (293 MPa)	140 ksi (965 MPa)	18×10^6 psi (124 GPa)
60	62.5 ksi (430 MPa)	187.5 ksi (1292 MPa)	21×10^6 psi (144 GPa)

Propiedades según la SAE J431 para los grados de fundiciones grises

Grado	Dureza Brinell	t/h†	Descripción
G1800	120–187	135	Ferrítica-perlítica
G2500	170–229	135	Ferrítica-perlítica
G3000	187–241	150	Perlítica
G3500	207–255	165	Perlítica
G4000	217–269	175	Perlítica

†t/h = Resistencia a la tracción/Dureza Brinell

Figura 4-57

Fuente: [24].

5) <u>Cálculo de la longitud de las chavetas</u>:

$$L = \frac{4.T.N}{D.\ W.\ Sy} \quad (4.28)$$

Donde:

- L: es la longitud de la chaveta (mm).
- T: es el torque en la sección del eje (kg.mm).
- D: diámetro del eje (mm).
- W: ancho de la chaveta seleccionado de tabla (mm).
- Sy: resistencia de fluencia del material de la chaveta(Kg/mm2).

<u>Calculo de longitud de chaveta para la sección del eje de diámetro de 25 mm.</u>

<u>Lado del eje donde se acoplan las paletas</u>:

<u>Datos</u>:

T= 196 Nm = 19,98 Kgm = 19980 Kgmm.

D = 25 mm.

W = 1/4” = 6,35 mm.

Sy = 16,51 kg/mm.

Reemplazando estos datos en la Ecuación (4.28), obtenemos:

$$L = \frac{4.T.N}{D\ .\ W\ .\ Sy} = \frac{4\ .\ 19980\ kg.mm\ .\ 3}{25\ mm\ .\ 6{,}35\ \ mm\ .\ 16{,}51\frac{kg}{mm2}} = \frac{239760\ kg.mm}{2620{,}9625\ kg} \approx 91{,}5\ mm$$

L= 91,5 mm (longitud mínima de la chaveta)

Calculo de longitud de chaveta para la sección del eje de diámetro de 30 mm.

Lado del eje donde se acopla la polea de diámetro 250 mm:

Datos:

T= 196 Nm = 19,98 Kg.m = 19980 Kg.mm.

D = 25 mm.

W = 1/4" = 6,35 mm.

Sy = 56,9 kg/mm^2.

En este caso se calcula la longitud con la Ecuación (4.34),

$$L = \frac{4.T.N}{D\ .\ W\ .\ Sy} = \frac{4\ .\ 19980\ kg.mm\ .\ 3}{25\ mm\ .\ 6{,}35\ mm\ .\ 56{,}9} = \frac{239760\ kg.mm}{9032{,}875\ kg} \approx 26{,}5\ mm$$

L= 26,5 mm (longitud mínima de la chaveta)

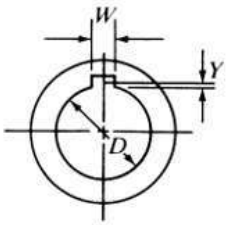
6) Longitud real de las chavetas:

Lado del eje donde se acoplan las paletas. L= 95 mm

Lado del eje donde se acopla polea 250 mm diámetro. L= 27 mm.

Cálculos adicionales para ayudar a mecanizar los chaveteros en el eje y el cubo:

En la siguiente figura se presenta el esquema utilizado para calcular la **altura de cuerda**, ver Figura 4-58.



$$Y = \frac{D - \sqrt{D^2 - W^2}}{2}$$

Figura 4-58: Esquema para la determinación de la altura de cuerda Y en un chavetero.
Fuente: [19].

Lado paletas:

Datos:

D = 25 mm.

H = 1/4” ≈ 6,35 mm.

W = 1/4” ≈ 6,35 mm.

$Y = \frac{25 - \sqrt{25^2 - 6{,}35^2}}{2} \approx 0{,}41$ mm.

Lado polea:

Datos:

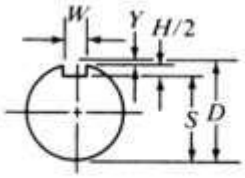
D = 25 mm.

H = 1/4” ≈ 6,35 mm.

W = 1/4” ≈ 6,35 mm.

$Y = \frac{25 - \sqrt{25^2 - 6{,}35^2}}{2} \approx 0{,}41$ mm.

En la siguiente Figura 4-59 se presenta el esquema utilizado para calcular la **profundidad del chavetero en el eje**, parámetro fundamental para asegurar un adecuado acoplamiento entre el eje, la chaveta y el cubo.



$$S = D - Y - \frac{H}{2} = \frac{D - H + \sqrt{D^2 - W^2}}{2}$$

b) Profundidad del cuñero en el eje

Figura 4-59: Esquema para la determinación de la profundidad del chavetero en el eje.
Fuente: [19].

Lado paletas:

Datos:

D = 25 mm.

H = 1/4” = 6,35 mm.

W= 1/4” = 6,35 mm.

Y= 0,41 mm.

S= $\frac{25-6,35+\sqrt{25^{2}-6,35^{2}}}{2}$ ≈ 21,41mm.

Lado polea:

Datos:

D = 25 mm.

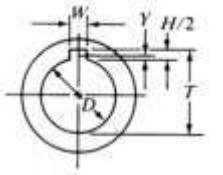
H = 1/4” = 6,35 mm.

W= 1/4” = 6,35 mm.

Y= 0,41 mm.

S= $\frac{25-6,35+\sqrt{25^{2}-6,35^{2}}}{2}$ ≈ 21,41 mm.

En la Figura 4-60 se presenta el esquema utilizado para determinar la profundidad del chavetero en el cubo, junto con la expresión de cálculo y la nomenclatura de las variables involucradas según las dimensiones normalizadas de la chaveta.



c) Profundidad del cuñero en el cubo

$$T = D - Y + \frac{H}{2} + C = \frac{D + H + \sqrt{D^2 - W^2}}{2} + C$$

Símbolos

C = Margen
+ holgura de 0.005 pulgadas para cuñas paralelas
− interferencia de 0.020 pulg para cuñas inclinadas
D = Diámetro nominal del eje o del barreno, pulgadas
H = Altura nominal de la cuña, pulgadas
W = Ancho nominal de la cuña, pulgadas
Y = Altura de la cuerda, pulgadas

Figura 4-60: Determinación de la profundidad del cuñero en el cubo a partir de las dimensiones normalizadas de la chaveta.

Fuente: [19].

C = 0,005” = 0,127 mm ≈ 0,15 mm.

Lado paletas:

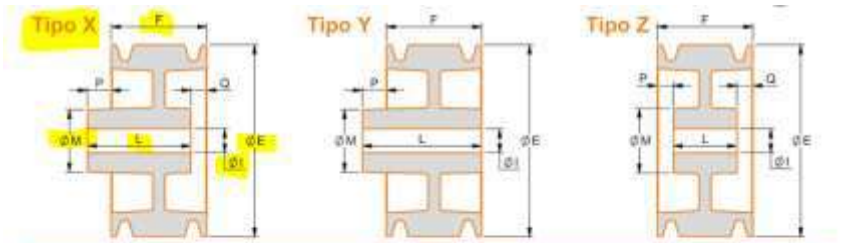
$$T = \frac{25+6,35+\sqrt{25^2-6,35^2}}{2} + C \approx 27,91 \text{ mm}$$

Lado polea:

$$T = \frac{25+6,35+\sqrt{25^2-6,35^2}}{2} + C \approx 27,91 \text{ mm}$$

4.4.1.2 Selección de las poleas de transmisión

Polea menor: diámetro 140 mm, ver Figura 4-61.



1 CANAL (PERFIL "B")

ØE	Tipo	F	ØM	Ø1	L	P	Q	Rayos
50	X	22	34	12	35	16	3	Disco
60	X	22	37	12	34	16	4	Disco
70	X	22	39	12	32	16	6	Disco
80	X	22	43	12	28	16	10	Disco
90	X	21	44	12	29	16	8	Disco
100	X	22	44	12	30	16	8	Disco
110	X	22	46	12	34	16	4	Disco
120	X	24	47	12	34	16	6	Disco
130	X	23	49	12	33	16	6	Disco
140	X	23	51	12	34	16	5	Disco

2 CANAL (PERFIL "B")

ØE	Tipo	F	ØM	Ø1	L	P	Q	Rayos
50	X	42	36	12	54	16	4	Disco
60	X	42	38	12	48	15	9	Disco
70	X	42	44	12	43	16	15	Disco
80	X	41	44	12	42	16	15	Disco
90	X	41	46	12	43	17	15	Disco
100	X	42	47	14	44	16	14	Disco
110	X	41	50	14	44	17	14	Disco
120	X	42	50	14	42	16	16	Disco
130	X	42	53	14	45	17	14	Disco
140	X	42	54	14	45	16	13	Disco

Figura 4-61: Polea menor (motriz).

Fuente: [25].

Polea mayor: diámetro 250 mm, ver Figura 4-62.

1 CANAL (PERFIL "B")

ØE	Tipo	F	ØM	ØI	L	P	Q	Rayos
50	X	22	34	12	35	16	3	Disco
60	X	22	37	12	34	16	4	Disco
70	X	22	39	12	32	16	6	Disco
80	X	22	43	12	28	16	10	Disco
90	X	21	44	12	29	16	8	Disco
100	X	22	44	12	30	16	8	Disco
110	X	22	46	12	34	16	4	Disco
120	X	24	47	12	34	16	6	Disco
130	X	23	49	12	33	16	6	Disco
140	X	23	51	12	34	16	5	Disco
150	X	22	50	12	33	17	6	Disco
160	X	24	51	12	32	15	7	3
170	X	24	50	12	32	16	8	3
180	X	23	54	12	34	16	5	4
190	X	25	56	12	32	15	8	4
200	X	23	56	12	34	16	5	4
210	Y	23	70	16	29	6	-	4
220	Y	23	71	16	31	8	-	4
230	Y	23	72	16	31	8	-	4
240	Y	22	71	16	32	10	-	4
250	Y	22	75	16	30	8	-	4

Figura 4-62: Polea mayor (conducida).

Fuente: [25].

- **Forma general del eje:**

Una vez definidos los elementos de transmisión y puntos de posición de los rodamientos, se procede al diseño del eje principal. En la Figura 4-63 se presenta el modelo tridimensional del eje, identificando las zonas de montaje de los rodamientos y las chavetas.

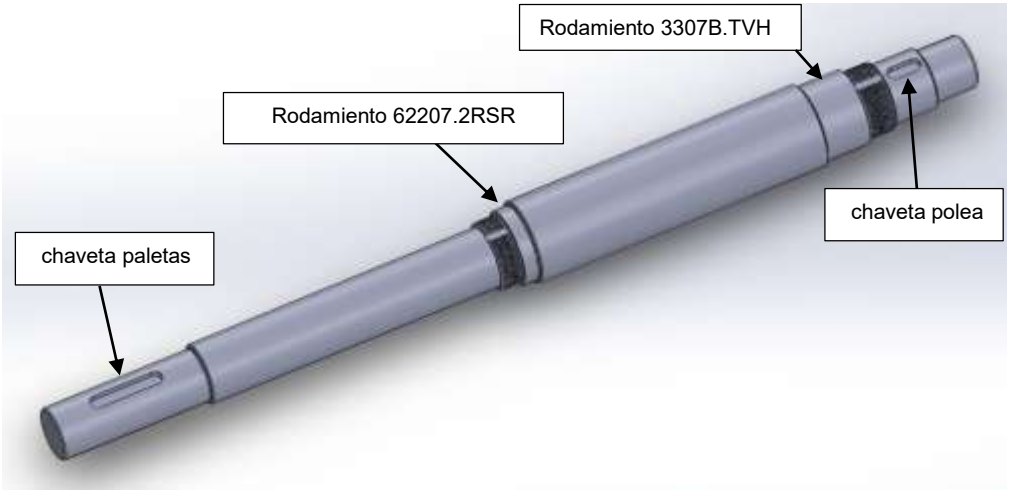


Figura 4-63: Modelo esquemático del eje principal.

4.4.2 Análisis de cargas, reacciones y momentos

En el siguiente diagrama, ver Figura 4-64, se puede observar las fuerzas relevantes que interactúan en el eje:

- Magnitud del par torsional que se desarrolla en cada punto del eje.
- Fuerzas en dirección radial.
- Descomposición de fuerzas (no se consideran fuerzas axiales).

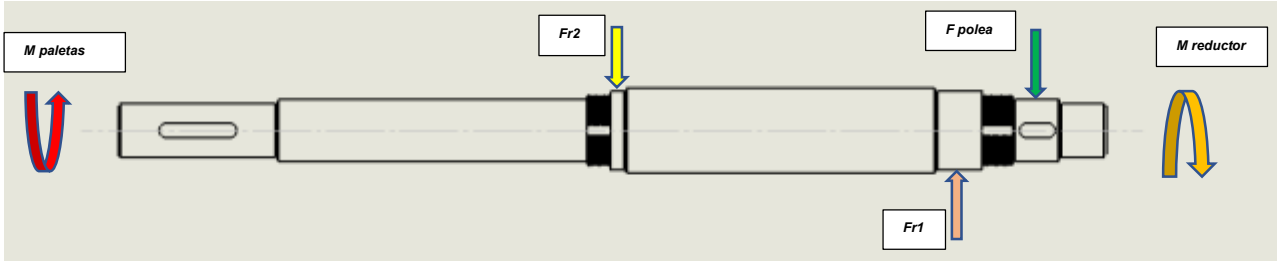


Figura 4-64: Diagrama de cuerpo libre del eje principal, indicando los momentos transmitidos por el reductor y las paletas, así como las fuerzas radiales actuantes sobre los apoyos y la polea.

Para este caso para simplificar el análisis y posteriores cálculos se desprecian las fuerzas en la dirección axial, producto del empuje que las semillas contra las palas inclinadas.

En el siguiente esquema, ver Figura 4-65, se puede observar los puntos donde se aplican las fuerzas y momentos.

Con este esquema se realizar el análisis de fuerzas y calcular las reacciones en los rodamientos producto de la fuerza de la polea.

Con el cálculo de la fuerza de la polea y las distancias entre las reacciones, se puede determinar los valores de las mismas, para luego determinar los esfuerzos de corte y momentos flexionantes.

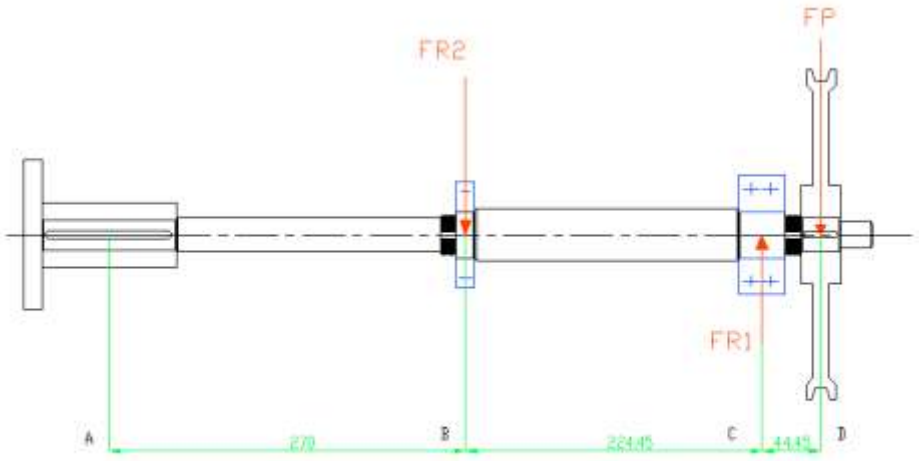


Figura 4-65: Esquema de fuerzas y reacciones actuantes sobre el eje para el cálculo de esfuerzos.

Los momentos torsores producto de la carga y del motoreductor no incluyen para esta etapa de análisis.

Primero se calcula la fuerza Fp, usando de [19] la Ecuación (4.29) de fuerza flexionantes para transmisión de bandas:

$$Fp = 1{,}5 \times FN = 1{,}5 \times \frac{T\ (Nm)}{(\frac{D\ (m)}{2})} = 1{,}5 \times \frac{196\ N}{(\frac{0{,}245}{2})} = 2400\ N\ (unidad\ Newton) \quad (4.29)$$

Donde:

- FN= fuerza impulsora neta
- T= torque
- D primitivo Polea Mayor = diámetro = 245 mm

Luego, se aplica sumatoria de momento respecto al punto B respetando la convención de signo, ver Ecuaciones (4.30) y (4.31):

↷ +

$\sum M\ B = 0$ ⟶ -FR1. 0,22445 m + Fp. (0,24455 m + 0,04445 m) = 0

$$FR1 = \frac{FP\ .\ 0{,}2689\ m}{0{,}22445\ m} = \frac{2400\ N.\ 0{,}2689\ m}{0{,}22445\ m} = \frac{645{,}36\ Nm}{0{,}22445\ m} \approx 2875{,}3\ N \quad (4.30)$$

↷ +

$\sum M\ C = 0$ ⟶ -FR2. 0,22445 m + Fp. 0,04445 m = 0

$$FR2 = \frac{FP\ .\ 0{,}04445\ m}{0{,}22445\ m} = \frac{2400\ N.\ 0{,}04445\ m}{0{,}22445\ m} = \frac{106{,}68\ Nm}{0{,}22445\ m} \approx 475{,}29\ N \quad (4.31)$$

Diagrama de corte y momento flector

A partir de las fuerzas y reacciones previamente determinadas, se procede a construir los diagramas de esfuerzo cortante y momento flector del eje, ver Figura 4-66. Estos diagramas permiten identificar las secciones críticas y determinar las cargas mecánicas que serán utilizadas posteriormente en la verificación resistente y el dimensionamiento del eje.

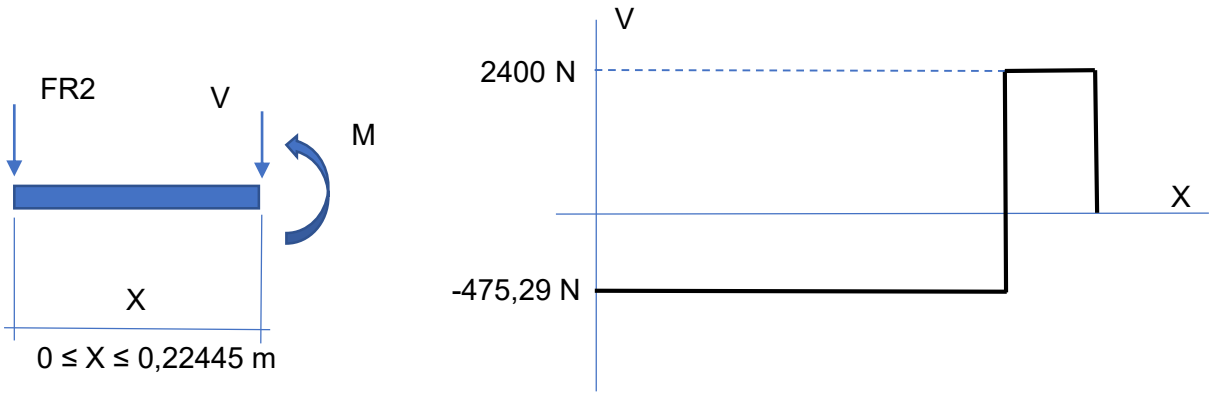


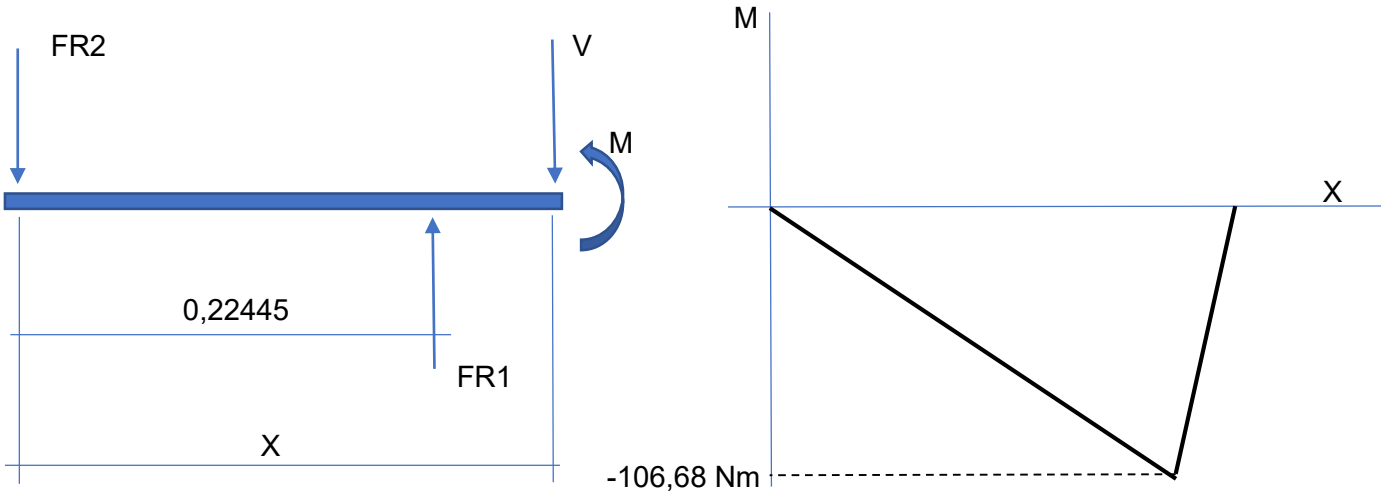
Figura 4-66: Diagrama de esfuerzo cortante y momento flector del eje para el tramo comprendido entre los apoyos considerados.

A partir de las reacciones obtenidas previamente, se analiza el comportamiento interno del eje en el tramo comprendido entre los apoyos, ver Figura 4-67. Mediante las ecuaciones de equilibrio se determina la variación del momento flector a lo largo de dicho tramo, permitiendo identificar los valores máximos que serán empleados en la verificación resistente del eje.

$\sum M = 0$ ⟶ M+FR2.X =0

M= -FR2.X

M= 475,29 N .0,22445 m ⟶ M ≈ -106.68 Nm



0,22445 ≤ X ≤ 0,2689 m

Figura 4-67: Determinación del momento flector y diagrama de momentos para el tramo analizado del eje.

$\sum M = 0$ ⟹ M+FR2.X - FR1. (X - 0,22445) = 0

M+FR2.X - FR1. X - FR1. 0,22445 = 0

M = -FR2.X + FR1.X - FR1.0,22445

X= 0,22445 ⟹ M = - FR2 . 0,22445 + FR1 . 0,22445 - FR1 . 0,22445

M = - FR2 . 0,22445 = - 475,29 N . 0,22445 m = 106,68 Nm

X= 0,2689 ⟹ M = -FR2.X + FR1.X - FR1.0,22445

M = - 475,29 N . 0,2689 m + 2875,3 N . 0,2689 m – 2875,3 . 0,22445 m

M = - 127,80 Nm + 773, 17 Nm – 645,36 Nm

M ≈ 0

4.4.3 Validación estructural mediante elementos finitos

Con el apoyo del software SolidWorks y la herramienta de complemento Simulation se puede dibujar el eje y realizar un estudio estático del mismo para verificar los valores calculado de forma manual:

Como observación fundamental es necesario que el eje se trate como una **viga** para poder obtener los gráficos de cortes y momento flexionante.

1) Primero se realiza el dibujo o modelo en 3D, ver Figura 4-68, del eje con dimensiones previamente calculadas de las secciones de interés, también se asigna el material.

   Material: AISI 4340 acero normalizado

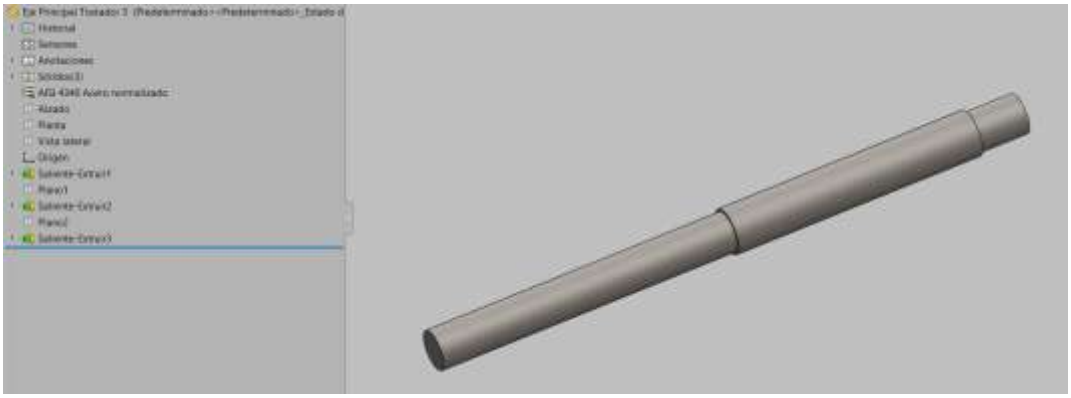


Figura 4-68: Modelo tridimensional del eje principal.

2) Se realiza un estudio estático del modelo 3D. Donde se asignan restricciones, cargas y momentos que actúan sobre los nodos el eje, luego el mallado y finalmente se ejecuta el resultado, ver Figura 4-69.

   Restricciones:

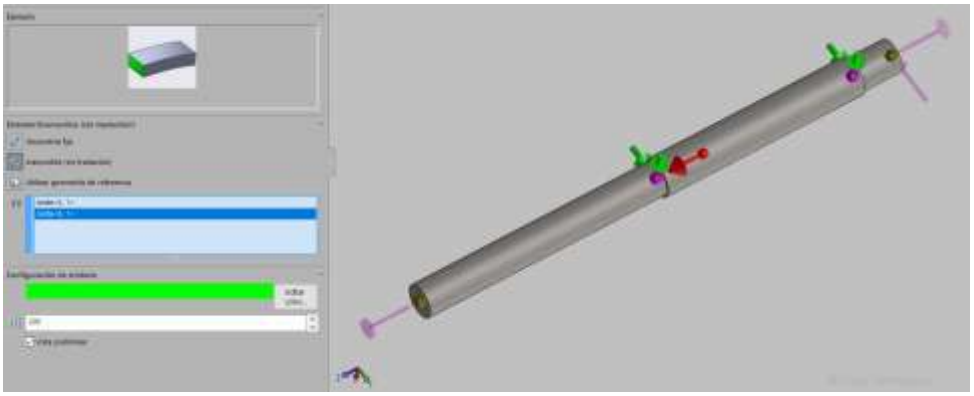


Figura 4-69: Definición de las restricciones y condiciones de contorno aplicadas al modelo del eje para el análisis estático.

Cargas y momentos: se coloca la carga que ejerce la transmisión por banda que es Fp y los momentos torsores en los extremos del eje. Estas acciones permiten evaluar la respuesta mecánica del eje mediante el análisis por elementos finitos y verificar su comportamiento frente a las cargas de servicio.

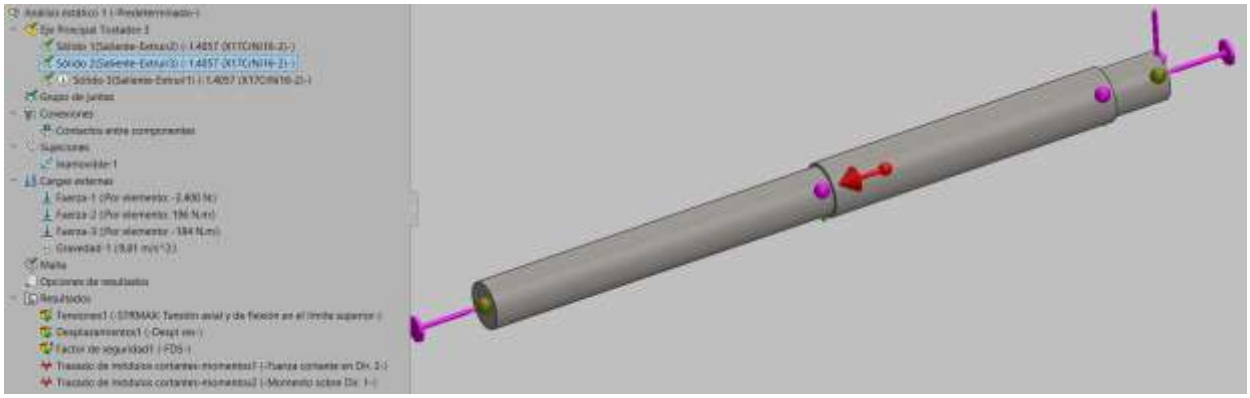


Figura 4-70: Aplicación de cargas y momentos sobre el modelo del eje para el análisis estático por elementos finitos.

Mallado: Una vez definidas las condiciones de contorno y las cargas aplicadas al modelo, se procede a generar el mallado de elementos finitos, ver Figura 4-71. Este proceso consiste en discretizar el eje en un conjunto de elementos de menor tamaño sobre los cuales se resuelven las ecuaciones del problema, permitiendo obtener una aproximación numérica de su comportamiento mecánico.

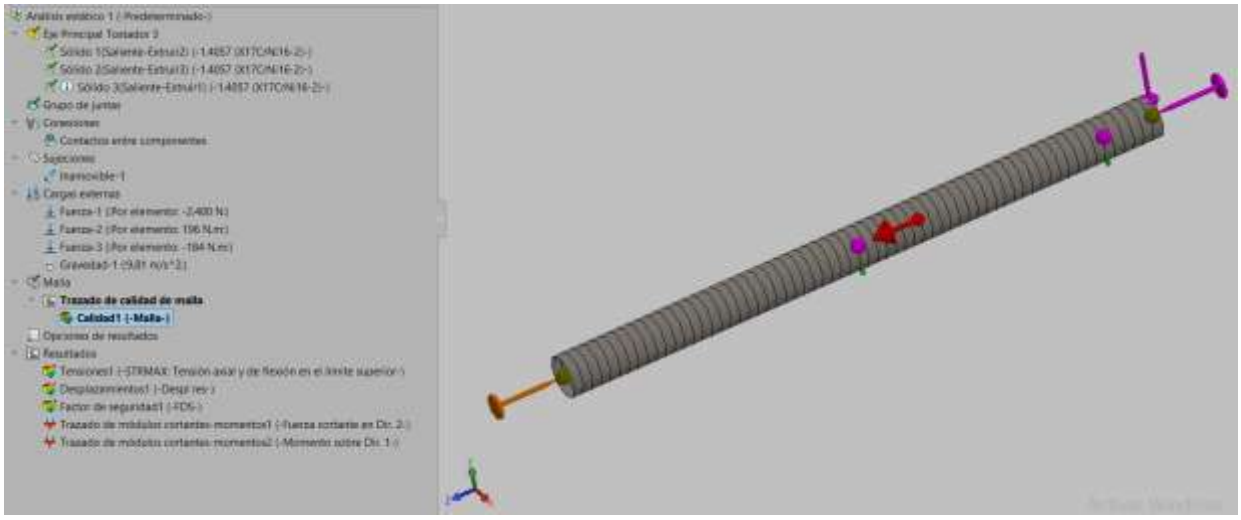


Figura 4-71: Mallado de elementos finitos aplicado al modelo del eje para la realización del análisis estático.

Finalmente se ejecuta el estudio y se obtiene los resultados:

Una vez ejecutado el análisis estático por elementos finitos, se obtienen los resultados correspondientes a la distribución de tensiones en el eje, ver Figuras desde la 4-72 a la 4-76. Estos resultados permiten identificar las zonas más exigidas del eje y verificar que las tensiones máximas desarrolladas durante el funcionamiento permanezcan por debajo del límite elástico del material seleccionado.

Observar que el limite elástico del material es mayor a la tensión a la cual está sometido el eje.

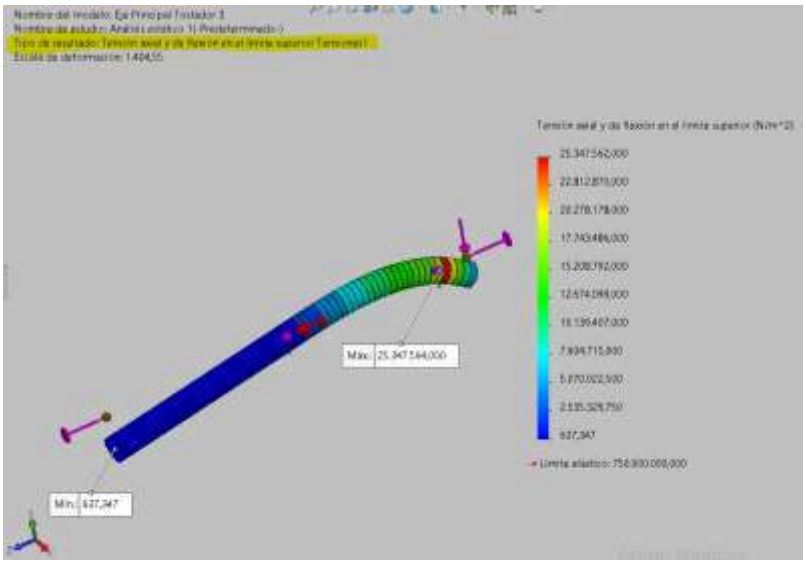


Figura 4-72: Distribución de tensiones obtenida mediante análisis por elementos finitos, mostrando los valores máximos y mínimos presentes en el eje.

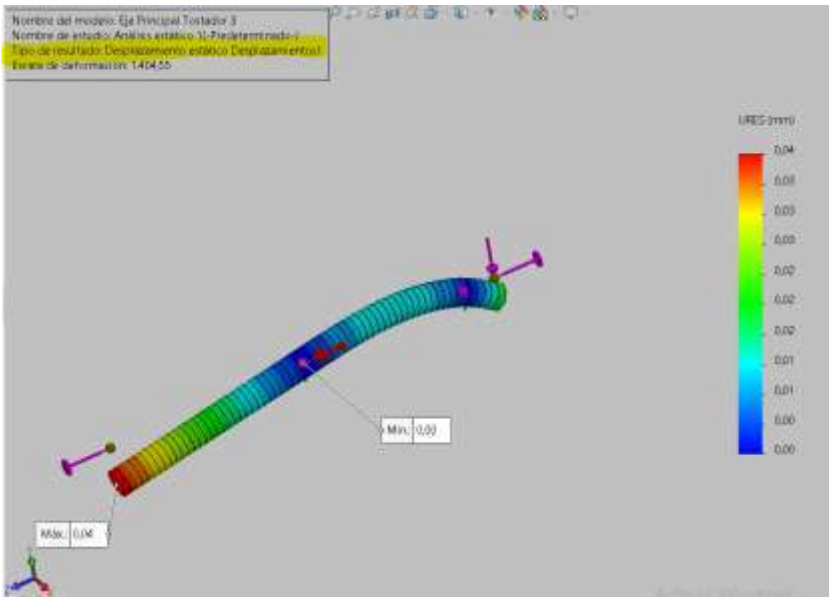


Figura 4-73: Distribución de desplazamientos obtenida mediante análisis estático por elementos finitos.

Como complemento de los resultados de tensiones y desplazamientos, se evalúa el factor de seguridad del eje mediante el análisis por elementos finitos, ver Figura 4-74. Este parámetro permite verificar el nivel de seguridad del diseño frente a las cargas consideradas y determinar si el componente opera dentro de condiciones admisibles respecto de la resistencia del material.

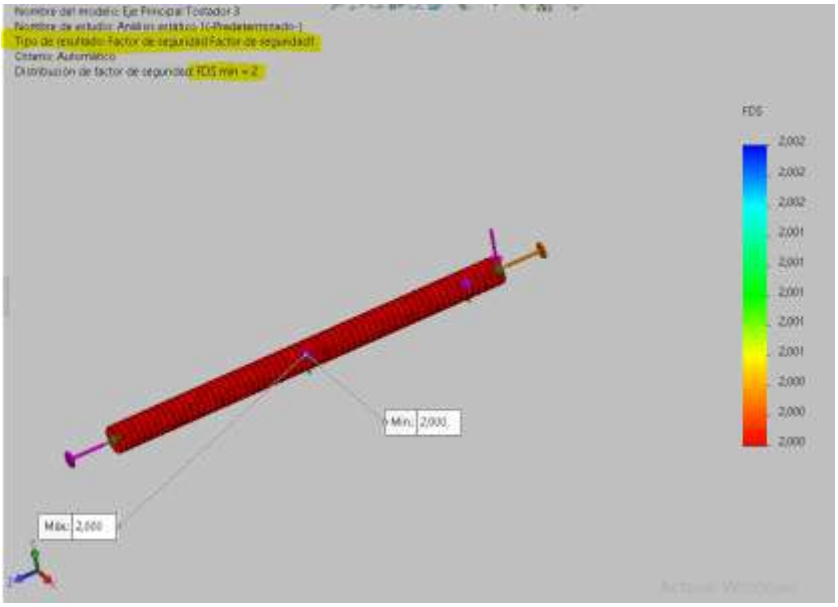


Figura 4-74: Distribución del factor de seguridad obtenida mediante análisis estático por elementos finitos para el eje principal.

Además de evaluar tensiones, desplazamientos y factor de seguridad, el análisis por elementos finitos permite obtener la distribución del esfuerzo cortante a lo largo del eje, ver Figura 4-75. Estos resultados posibilitan verificar la correspondencia entre el modelo numérico y los cálculos analíticos realizados durante el dimensionamiento del componente.

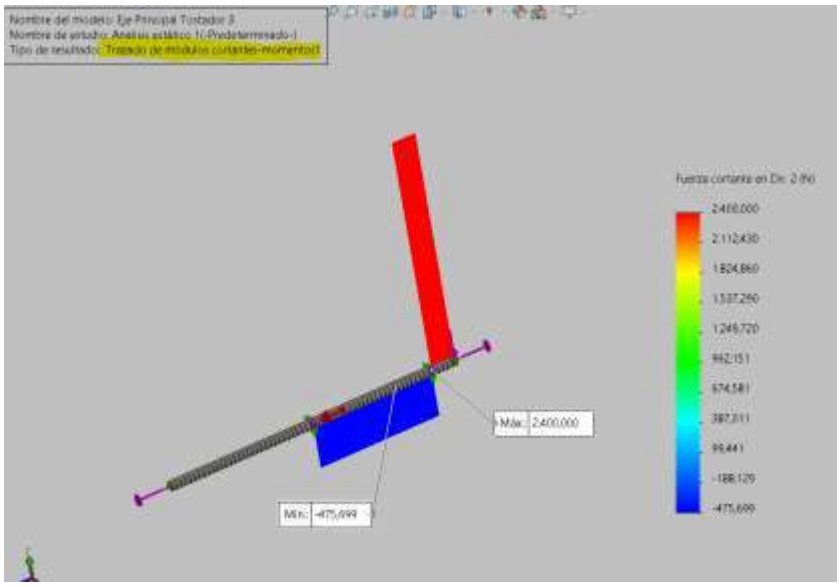


Figura 4-75: Distribución de la fuerza cortante obtenida mediante análisis estático por elementos finitos para el eje principal.

Para completar la evaluación del comportamiento mecánico del eje, se analiza la distribución del momento flector obtenida mediante el modelo de elementos finitos, ver

Figura 4-76. Estos resultados permiten identificar las zonas sometidas a las mayores solicitaciones por flexión y contrastar los valores obtenidos mediante el método numérico con los cálculos analíticos realizados durante el dimensionamiento.

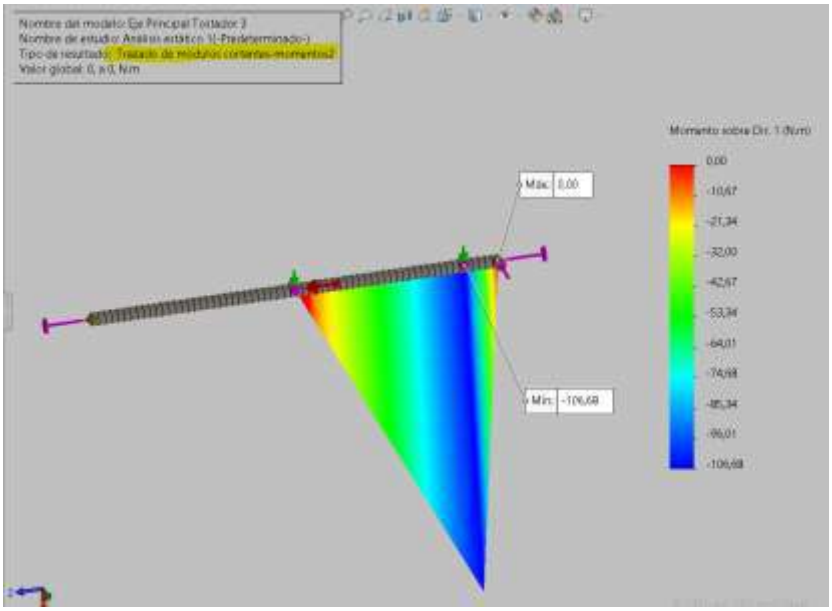


Figura 4-76: Distribución del momento flector obtenida mediante análisis estático por elementos finitos para el eje principal.

4.4.4 Estudio estático del eje principal del tostador con su dimensión final

Se realiza un estudio estático del eje, pero con su configuración final para poder evaluar con el criterio de falla de Von Mises si realmente puede resistir los esfuerzos de trabajo o fallar.

ESQUEMA DEL EJE PROPUESTO

En la Figura 4-77 se presenta el esquema dimensional del eje, donde se identifican las distintas secciones, diámetros y longitudes características necesarias para el montaje de los elementos de transmisión y apoyo del eje.

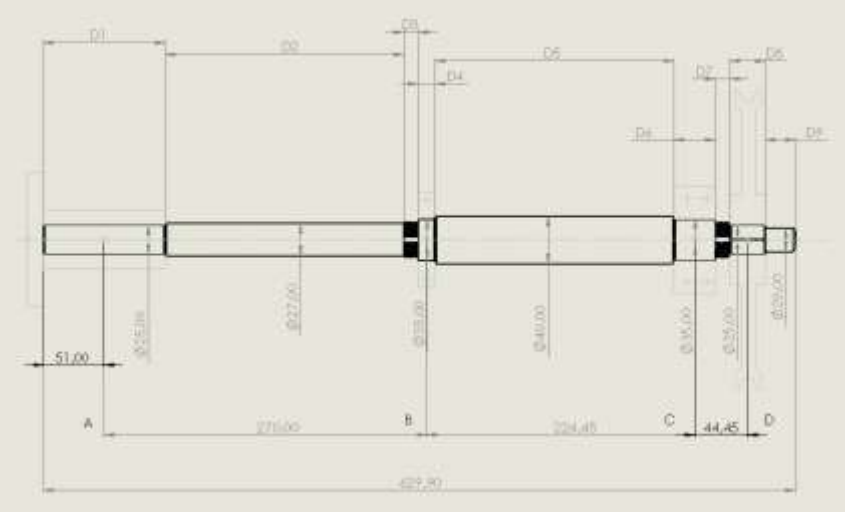


Figura 4-77: Esquema del eje principal propuesto, indicando los diámetros y longitudes de las distintas secciones que lo componen.

Estudio estático del eje tratándolo como sólido:

Pasos:

1) Se dibuja el eje completo y se asigna un tipo de material, ver Figura 4-77.
2) Se define las restricciones del eje en sentido axial en los resaltos entre la ubicación de los rodamientos, también se restringe colocando los soportes de rodamiento en la posición de los mismos, ver Figura 4-78.
3) Se colocan todos los esfuerzos de trabajo: Fuerza Polea, Torque de Cargas y peso, ver Figura 4-78.
4) Crear el mallado, ver Figura 4-79.
5) Se ejecuta el estudio y se evalúan los resultados, ver de la Figura 4-80 a la Figura 4-84.

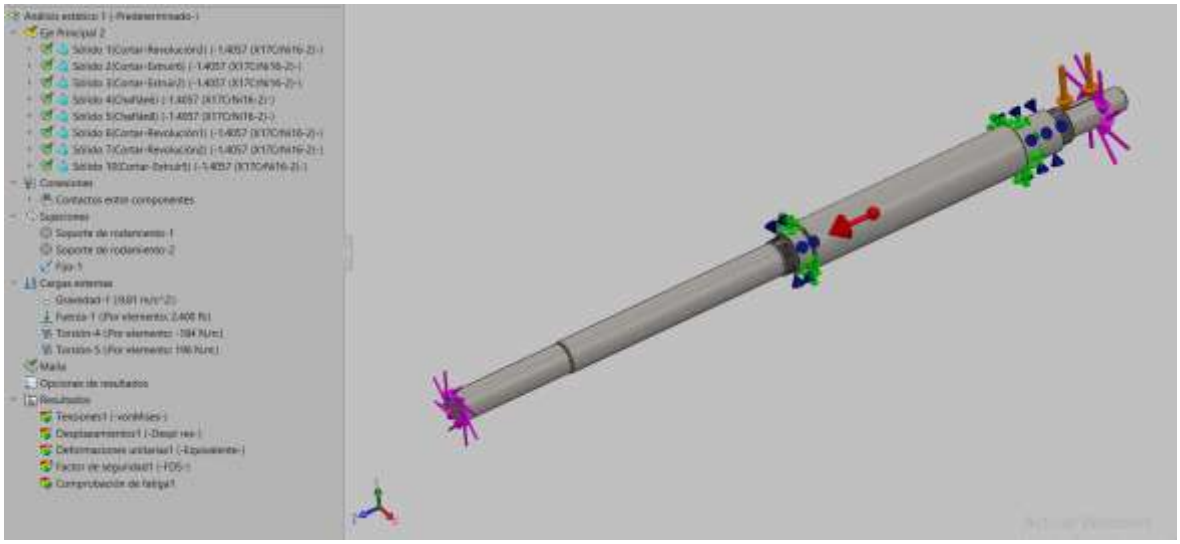


Figura 4-78: Definición de las restricciones, cargas y momentos aplicados al modelo del eje para el estudio estático por elementos finitos.

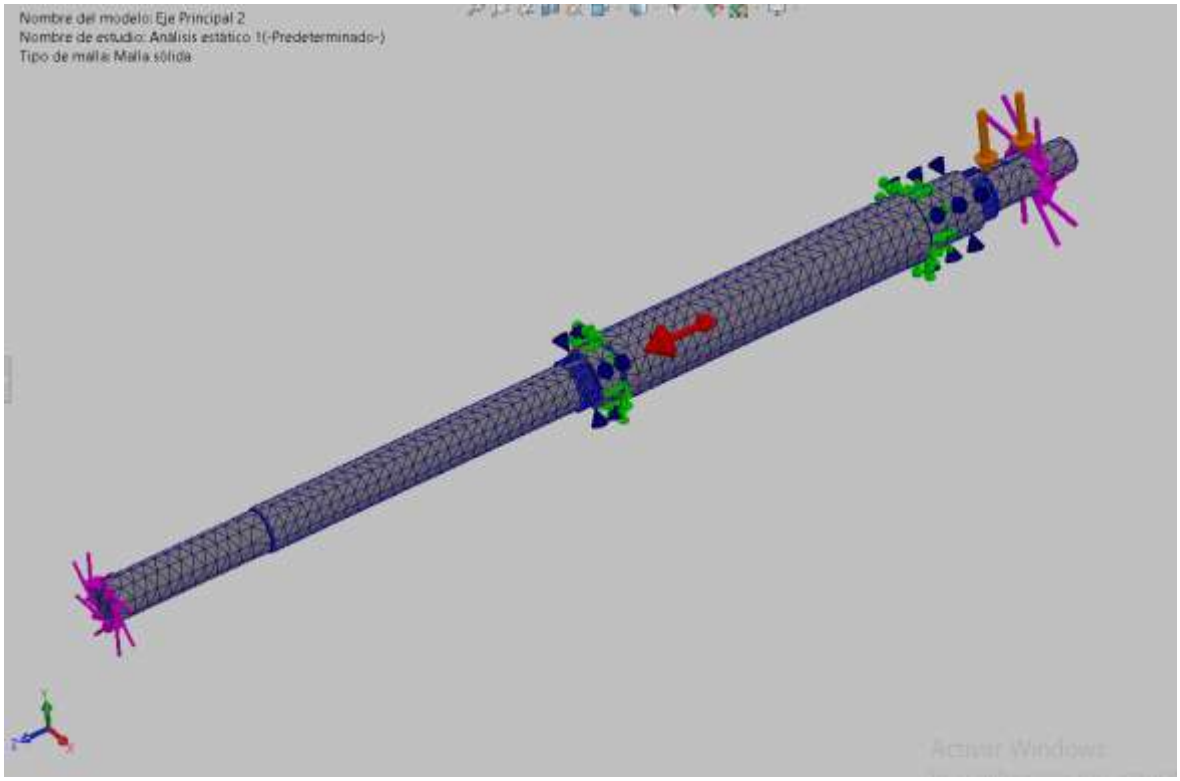


Figura 4-79: Malla de elementos finitos generada para el análisis estático del eje.

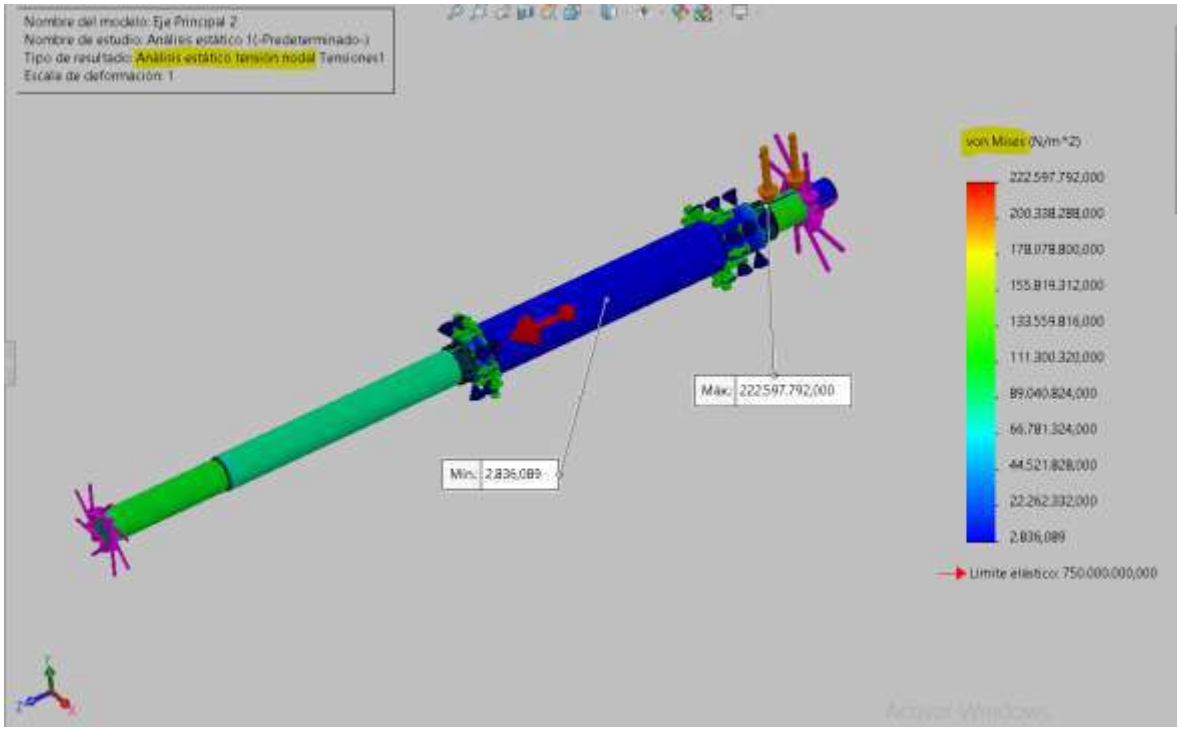


Figura 4-80: Distribución de tensiones de Von Mises en el eje principal, mostrando los valores máximos y mínimos obtenidos durante el análisis estático.

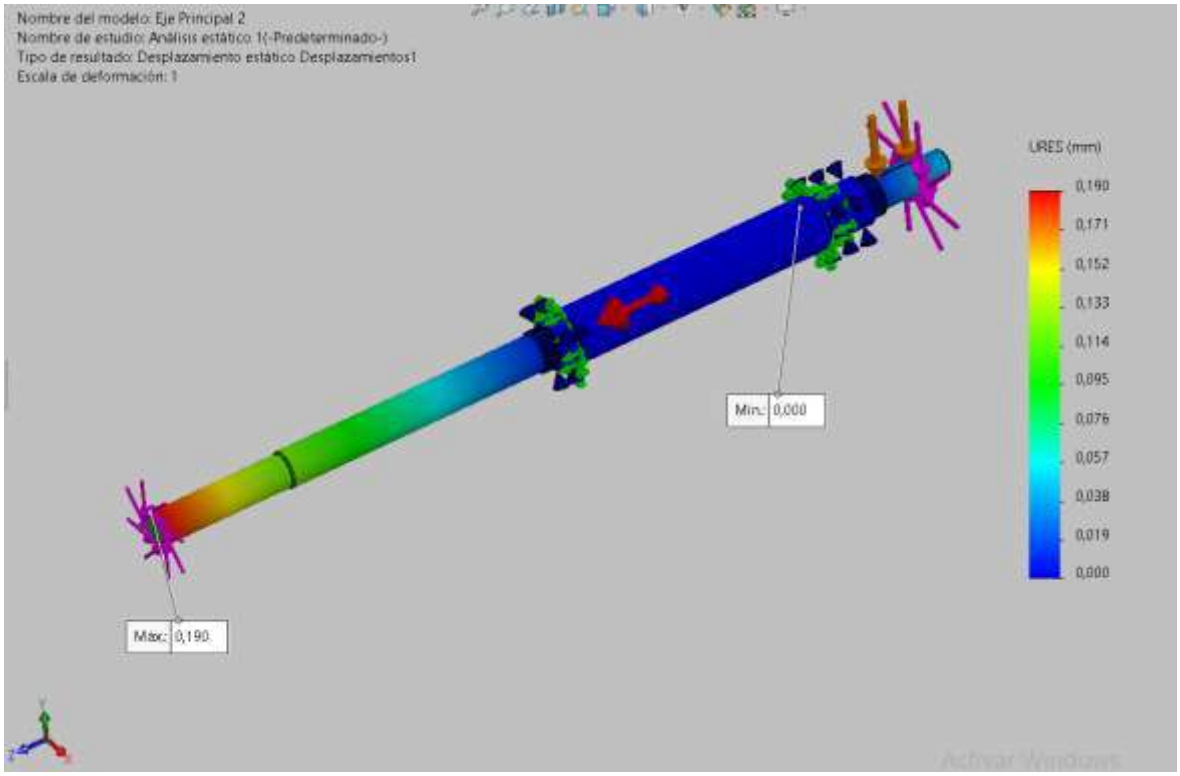


Figura 4-81: Desplazamientos del eje principal bajo las condiciones de carga y restricción consideradas en el análisis estático.

Además de las tensiones y desplazamientos, resulta de interés analizar la distribución de deformaciones unitarias en el eje, ya que estas permiten evaluar el comportamiento del material frente a las cargas aplicadas, ver Figura 4-82. Los resultados obtenidos mediante elementos finitos posibilitan identificar las zonas de mayor deformación y complementar la verificación estructural del eje.

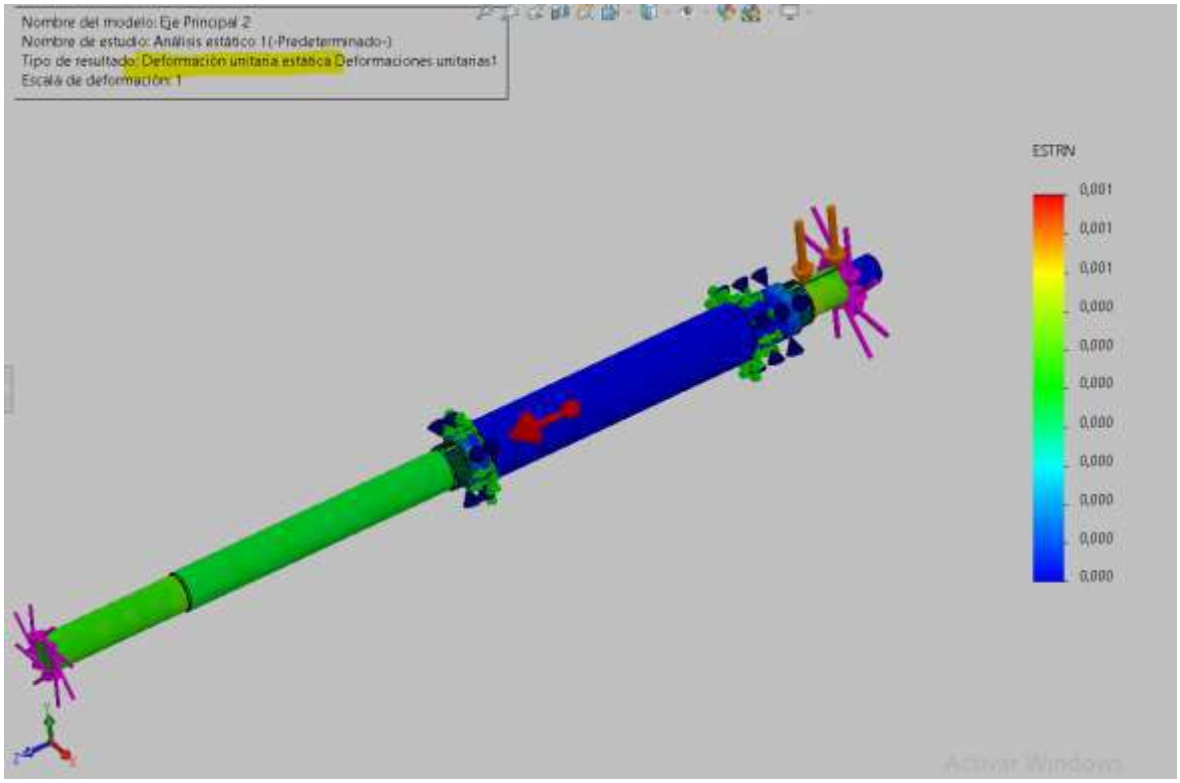


Figura 4-82: Distribución de deformaciones unitarias en el eje principal obtenida mediante análisis estático por elementos finitos.

Como parte de la evaluación de los resultados del análisis estático, se determina la distribución del factor de seguridad del eje, ver Figura 4-83. Este parámetro permite cuantificar el margen existente entre las tensiones desarrolladas en el componente y la resistencia del material, verificando la aptitud del diseño para las condiciones de servicio consideradas.

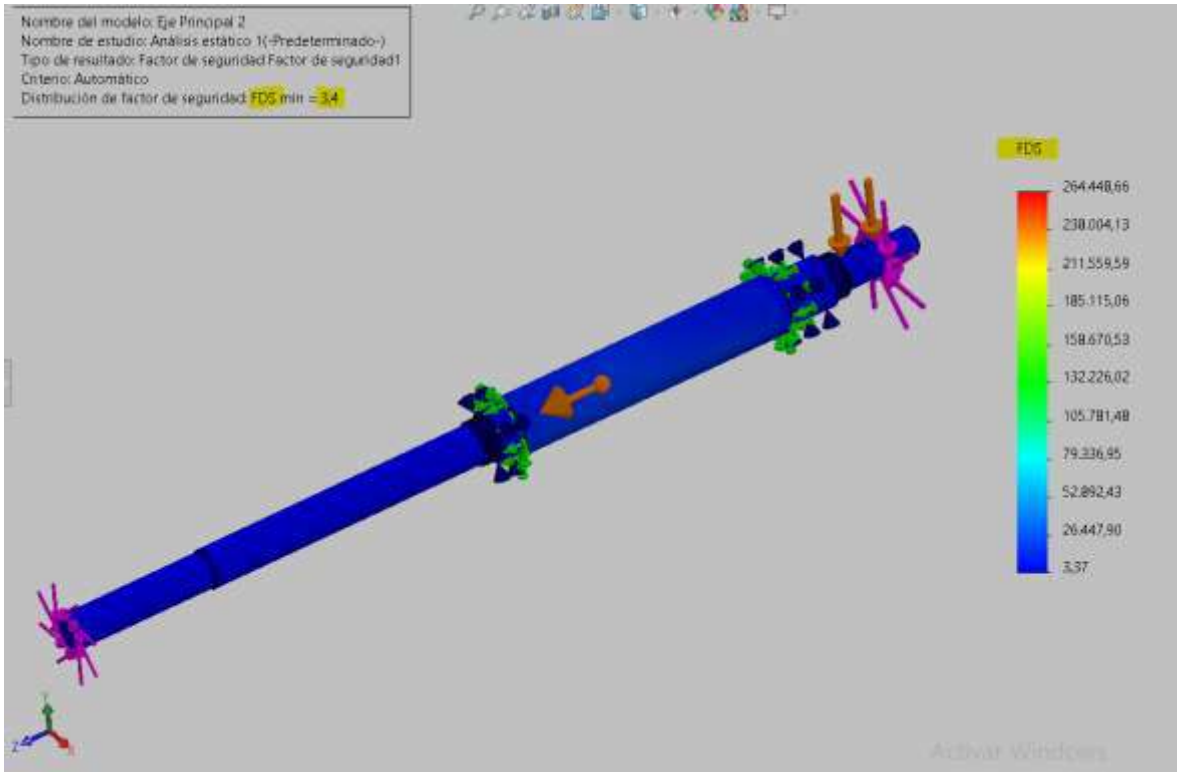


Figura 4-83: Distribución del factor de seguridad obtenida mediante análisis estático por elementos finitos para el eje principal.

Además de la verificación estática, resulta necesario evaluar el comportamiento del eje frente a cargas repetitivas, ya que este tipo de solicitaciones puede provocar fallas por fatiga durante la vida útil del componente. Mediante el análisis de fatiga se verifica que el diseño posea una resistencia adecuada frente a las condiciones de carga cíclica previstas para su funcionamiento, ver Figura 4-84.

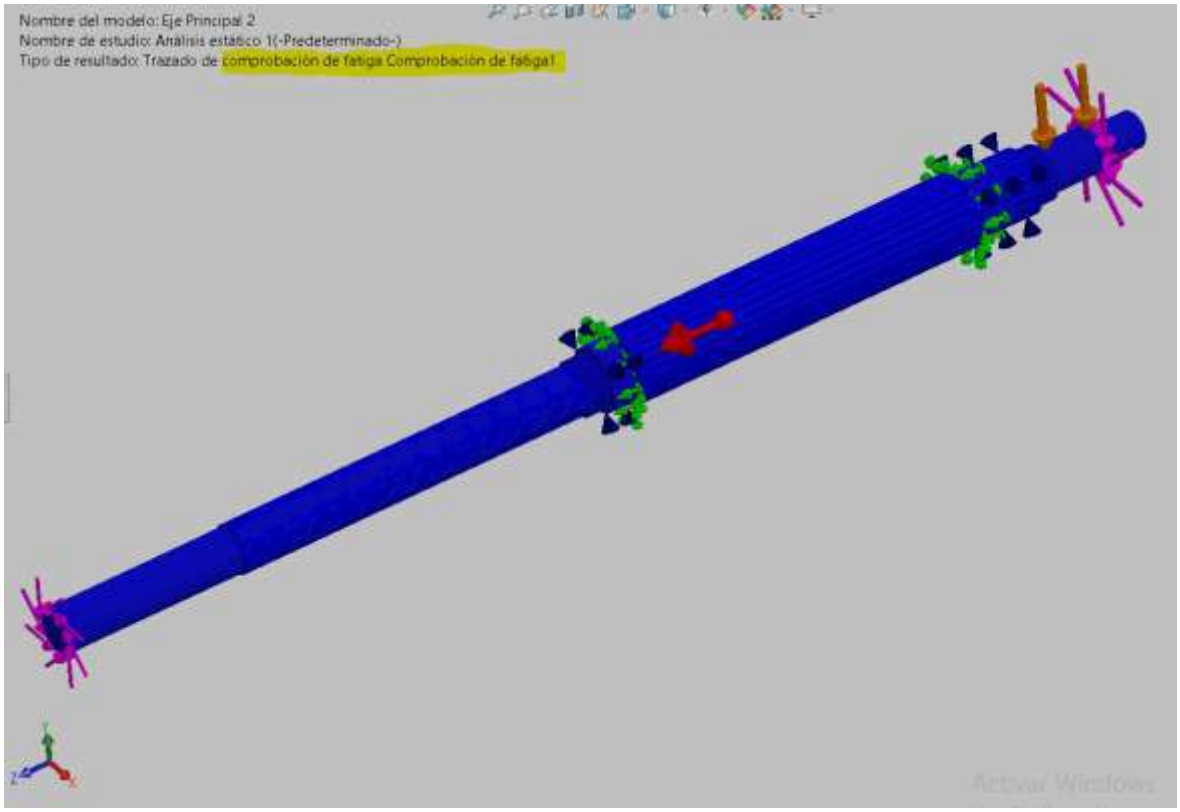


Figura 4-84: Verificación de la resistencia a fatiga del eje principal bajo las condiciones de carga consideradas en el análisis

Resumen de resultados:

1) Según el criterio de von mises, el eje con los esfuerzos de trabajo al cual está sometido se encuentra en condiciones de trabajar sin riesgo de falla, ya que se observan que las tensiones de Von Mises están por debajo del límite elástico del material.
2) Las deformaciones presentan valores insignificantes, lo cual es positivo desde el punto de vista del funcionamiento.
3) Factor de seguridad: valor FDS 3,2, es sinónimo de seguridad y confiabilidad.
4) Comprobación de fatiga: si bien no es un análisis de fatiga completo, pero brinda una comparación rápida entre las tensiones que está siendo sometido el eje y el límite de fatiga del material. Es importante porque no se observan **zonas rojas** (zonas críticas: indican que la pieza fallaría por fatiga antes de alcanzar su vida útil esperada), en cambio se observa a lo largo del eje **zonas azules** (zona segura: esto indica que el eje está sometido por cargas cíclicas por debajo del límite fatiga).

Conclusión: El eje Principal del tostador es viable fabricarlo bajo las condiciones de trabajo expuestas sin que falle.

De [19] la ecuación de diseño para ejes que se utiliza es la Ecuación (4.32):

$$DC = \left[\frac{32 \cdot N}{\Pi} \cdot \sqrt{\left(\frac{Kt \cdot M}{S'n}\right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{T}{Sy}\right)^2} \right]^{\frac{1}{3}} \quad (4.32)$$

Donde:

N= Factor de diseño (=2 cuando hay confianza en los datos de resistencia del material y cargas, >2 se usa cuando hay incertidumbre en los datos o cargas de impacto).

Kt = Factor de concentración de esfuerzos (el valor dependerá del tipo de discontinuidad geométrica que se encuentre en la zona donde se requiere determinar el diámetro del eje).

Chaveteros:

- Cuñeros perfil: Kt = 2.0
- Cuñeros de trineo: Kt = 1.6

Chaflanes en escalones:

- Chaflanes agudos: Kt = 2.5
- Chaflanes transición bien redondeada: Kt: 1.5

S´n = Resistencia de fatiga modificada.

S´n = Sn.Cs.CR.

Sn = Resistencia a la fatiga.

Cs = Factor por tamaño a la resistencia a la fatiga.

CR = Factor confiabilidad.

T = Par torsional en el eje.

Sy = Resistencia a la fluencia.

M = Momento flexionante.

Los 4 puntos críticos del eje donde calculamos el diámetro mínimo necesario corresponde a los puntos: A, B, C, D como podemos ver en el detalle presentado más arriba.

1- PUNTO A: El conjunto de paletas produce torsión en el eje, desde A hacia la derecha.
A la izquierda de A no hay fuerzas, ni flexión ni torsión. El momento flexionante en A es cero porque es un extremo libre del eje.
Se puede emplear la Ecuación (4.32) usando solo el termino de torsión, obteniendo la Ecuación (4.33).

$$DA = [\ \frac{32\ .\ N}{\Pi} . \sqrt{\frac{3}{4}\ \left(\frac{T}{Sy}\right)^2}\ ]^{\ 1/3} \quad (4.33)$$

N = 2

T = 196 N.m ➡ % 9,81 = 19,98 Kg.m x 1000 = 19980 Kg.mm

Reemplazando en la Ecuación (4.33) se tiene:

$$DA = [\ \frac{32\ .\ 2}{3{,}14}\ \sqrt{\frac{3}{4} . \left(\frac{19980\ kg.mm}{66{,}3\ kg/mm2}\right)^2}\ ]^{\ 1/3} = 17{,}45\ \text{mm}$$

Se adopta como diámetro final **DA= 25 mm**

2- PUNTO B: El punto B es el lugar de un rodamiento, es preferible hacer que el diámetro D2 sea menor que D3 para que el rodamiento al momento de montarlo deslice y llegue a su posición final. En este punto el momento flexionante es cero, por lo tanto, el cálculo del diámetro necesario es similar al punto A.

3- PUNTO C: El punto C es otro lugar de un rodamiento, pero aquí si hay momento flexionante, entonces se usa la Ecuación (4.32) completa:

$$DC = [\ \frac{32\ .\ N}{\Pi}\ . \sqrt{(\frac{Kt\ .\ M}{S´n})^2 + \frac{3}{4}\ \left(\frac{T}{Sy}\right)^2}\ ]^{\frac{1}{3}} \quad (4.32)$$

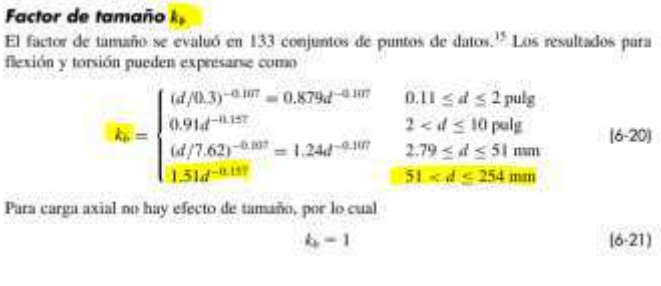
Criterio de estimación de la resistencia a la fatiga:

[**S'n** = 0,5 . **Su**] ------ (si **Su** ≤ 140 Kg/mm^2).

S'n = 0,5 . 91,74 = **45,87** Kg/mm^2.

Como el área de incertidumbre es grande se puede usar una compensación afectando el valor de **S´n** con factores de diseño.

Como pueden ser el Cs o Kb = factor por tamaño y Cf o **Ke**= factor confiabilidad.



Factor de tamaño k_b

El factor de tamaño se evaluó en 133 conjuntos de puntos de datos.[15] Los resultados para flexión y torsión pueden expresarse como

$$k_b = \begin{cases} (d/0.3)^{-0.107} = 0.879d^{-0.107} & 0.11 \le d \le 2 \text{ pulg} \\ 0.91d^{-0.157} & 2 < d \le 10 \text{ pulg} \\ (d/7.62)^{-0.107} = 1.24d^{-0.107} & 2.79 \le d \le 51 \text{ mm} \\ 1.51d^{-0.157} & 51 < d \le 254 \text{ mm} \end{cases} \quad (6\text{-}20)$$

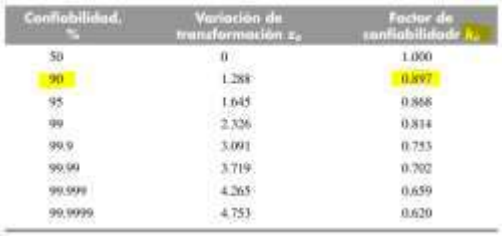
Para carga axial no hay efecto de tamaño, por lo cual

$$k_b = 1 \quad (6\text{-}21)$$

$$\mathbf{Kb} = \left(\frac{d}{7{,}62}\right)^{-0{,}107} = \mathbf{0{,}84}$$

Figura 4-85: Determinación del factor de tamaño Kb empleado en la corrección del límite de resistencia a la fatiga, en función del diámetro equivalente del eje.

Fuente: Adaptado de [26].



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

Ke = 0,89

Figura 4-86: Selección del factor de confiabilidad Ke en función del nivel de confiabilidad requerido, utilizado para la corrección del límite de resistencia a la fatiga.

Fuente: Adaptado de [26].

El valor de la resistencia a la fatiga afectada por los factores queda:

S'n (modificado) = S'n . Kb . Ke = 45,87 kg/mm2 . 0,84 . 0,89 = **36,31** Kg/mm^2.

Recordando:

S'n = resistencia a la fatiga estimada.

Su = resistencia a la tención o tracción del material empleado.

El criterio empleado de estimación se toma debido a que no se cuenta con un dato

preciso de la resistencia a la fatiga para el material del eje. Para determinar la resistencia a la fatiga por ensayos, se requirieren métodos y procesos muy extensos.

En un caso como este en el cual es un diseño preliminar y necesitamos un dato rápido del valor de la resistencia a la fatiga para usar la ecuación de cálculo de diámetro del eje en el punto C se emplea el criterio mencionado.

Se toma como resistencia a la tensión o tracción:

Su = Rm = 900 Mpa = 91,74 Kg/mm2 = 130,46 KPSI.

Ver Figura 4-87 a Figura 4-89.

		Propiedades Mecánicas:		
Ø (mm)	Espessura (t) (mm)	Rm (MPa)	Rp0,2 (MPa)	A% (L0=5do)
≤ 10	≤ 10	850 – 1100	≥ 750	≥ 7
≤ 16	≤ 16	850 – 1100	≥ 700	≥ 7
≤ 40	≤ 40	800 – 1050	≥ 650	≥ 9
≤ 63	≤ 63	800 – 1000	≥ 650	≥ 12

Figura 4-87: Propiedades mecánicas del acero AISI 4340 normalizado utilizadas en el dimensionamiento y verificación del eje principal.

Fuente: Adaptado de [27].

$$S'_e = \begin{cases} 0.5S_{ut} & S_{ut} \le 200 \text{ kpsi } (1\,400 \text{ MPa}) \\ 100 \text{ kpsi} & S_{ut} > 200 \text{ kpsi} \\ 700 \text{ MPa} & S_{ut} > 1\,400 \text{ MPa} \end{cases}$$

Figura 4-88: Determinación del límite de resistencia a la fatiga corregido S'e en función de la resistencia última a la tracción Sut, según los criterios de diseño empleados para el análisis de fatiga.

Fuente: Adaptado de [26].

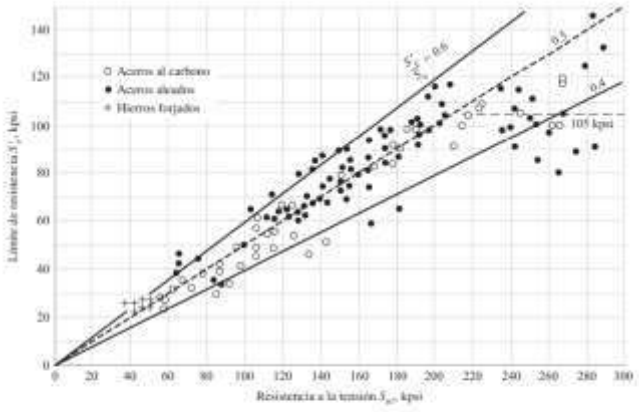


Figura 6-17

Gráfica de límites de resistencia a la fatiga contra resistencias a la tensión de resultados de ensayos reales de un gran número de hierros forjados y aceros aleados. Las relaciones de S'_e/S_{ut} de 0.60, 0.50 y 0.40 se indican por líneas continuas y discontinuas. También, observe que la línea discontinua horizontal de $S'_e = 105$ kpsi. Los puntos que se presentan y que tienen una resistencia a la tensión mayor que 210 kpsi presentan un límite medio de resistencia a la fatiga de $S'_e = 105$ kpsi y una desviación estándar de 13.5 kpsi. (Cotejada de datos compilados por H.J. Grover, S.A. Gordon y L.R. Jackson en *Fatigue of Metals and Structures*, Bureau of Naval Weapons Document NAVWEPS 00-25-534, 1960; y de *Fatigue Design Handbook*, SAE, 1968, p. 42.)

Figura 4-89

Fuente: [26].

Reemplazando en la Ecuación (4.32):

$$DC = [\ \frac{32\ .\ N}{\Pi}\ .\sqrt{(\frac{Kt\ .\ M}{S'n})^2 + \frac{3}{4}\ \left(\frac{T}{Sy}\right)^2}\ ]^{\frac{1}{3}} \quad (4.32)$$

$$DC = [\ \frac{32\ .\ 2}{3{,}14}\ .\sqrt{\left(\frac{2{,}5\ .876{,}12}{36{,}31}\right)^2 + \frac{3}{4}\ .\left(\frac{19980\ kg.mm}{66{,}3\ kg/mm2}\right)^2}\ ]^{\ 1/3}$$

DC = 17,6 mm

Se adopta como diámetro final **DC = 35 mm**

Resumen de los diámetros del eje:

- D1= 25 mm.
- D2 = 27 mm.
- D3 = 30 mm.
- D4 = 35 mm.
- D5 = 40 mm.
- D6 = 35 mm.
- D7 = 30 mm.
- D8 = 25 mm.
- D9 = 20 mm.

11) Selección del material del eje

Para el caso de este tostador, y teniendo en cuenta que se utilizara para el tostado de semillas, la cual está destinada para el consumo humano, se realiza una primera selección como material del eje un acero inoxidable.

Teniendo en cuenta el ambiente al cual estará sometido el eje, las propiedades de este tipo de aceros, lo perfilan como ideal por las ventajas que presentan ante la corrosión y la sanidad.

Primera selección:

Dado que algunos componentes del equipo estarán en contacto con las semillas, resulta necesario seleccionar materiales que garanticen una adecuada resistencia a la corrosión y sean aptos para alimentos. En este contexto, se considera el empleo de acero inoxidable AISI 316, ampliamente utilizado en la industria alimentaria debido a sus propiedades mecánicas y su elevada resistencia a ambientes corrosivos, ver Figura 4-90.



Aceros Inoxidables	Normas		
	AISI	W. Nr.	DIN
Austeníticos	316 316L	1.4401 1.4404	X5CrNiMo17-12-2 X2CrNiMo17-12-2

Figura 4-90: Ficha técnica del acero inoxidable AISI 316/316L utilizada como referencia para la selección del material de componentes en contacto con las semillas.
Fuente: Adaptado de [22].

Como se observa en la tabla de la Figura 4-91, el limite elástico es demasiado bajo como para soportar el esfuerzo, quedando comprometido el eje a los esfuerzos y con posibilidad de falla.

Propiedades del Acero

Propiedades mecánicas

Temperatura ambiente

Tipo Acero	Rango de dimensiones	Limite Elástico 0,2% ($R_{p0,2}$) min. N/mm²	Resistencia a la tracción (R_m) N/mm²	Elongación (A_5) min. %
316	Laminado en frío e ≤ 6 mm.	≥240	530 - 680	≥ 40
	Laminado en caliente e ≤ 12 mm.	≥220		
316L	Laminado en frío e ≤ 6 mm.	≥240	530 - 680	≥ 40
	Laminado en caliente e ≤ 12 mm.	≥220		

Temperatura variable

Tipo Acero	Temperatura °C	50	100	150	200	250	300	350	400	450	500	550
316	Limite elástico 0,2% ($R_{p0,2}$) min. N/mm²	196	177	162	147	137	127	120	115	112	110	108
316L		182	166	152	137	127	118	113	108	103	100	98

Figura 4-91: Propiedades mecánicas del acero inoxidable AISI 316 a temperatura ambiente y a temperaturas elevadas.
Fuente: Adaptado de [22].

Segunda selección:

La selección final del material del eje, se realiza con ayuda de la PC y el Software SolidWorks, primero se realiza una modelación del eje y luego una simulación de tipo estática, donde permite seleccionar y colocar el tipo de material del eje como variable y los esfuerzos al cual está sometido, finalmente se ejecuta el estudio y se puede sacar las conclusiones del comportamiento, funcionamiento o falla del eje.

Es aquí donde luego de probar con varios tipos de acero inoxidable, se observa que la selección de un acero inoxidable que cumpliría con todas las condiciones expuestas, podría ser el acero AISI 431 (1.4057).

En la Figura 4-92 se presenta la ficha técnica del acero inoxidable AISI 431, empleado como referencia para evaluar su aptitud en aplicaciones que requieren elevada resistencia mecánica y resistencia a la corrosión.



DESCRIPCIÓN

Acero inoxidable martensítico con una excelente combinación de propiedades de resistencia a la corrosión, así como una resistencia, mecánica y tenacidad excelentes. Presenta la mejor resistencia a la corrosión de todos los aceros martensíticos. Se puede soldar con algunos cuidados.

APLICACIONES PRINCIPALES

- Eje rotatorio para bombas
- ejes rotatorios para hélice y moldes para vidrio

RAMADA AÇOS
SPECIAL STEEL SOLUTIONS
Azu-Our-Azu

R 17
Aço inoxidável
W.Nr. 1.4057

Normas:
EN ISO: X 19 CrNi 17 2 | AISI: 431 | DIN: X 20 CrNi 17 2
Fornecimento: EN 10088-1; EN 10088-3

Estado de fornecimento:
Tratado

Perfis disponíveis:

∅	▯	▱	Tubo
30 a 200 mm EN 10060	—	—	—

COMPOSIÇÃO QUÍMICA (%):

C	Si	Mn	Ni	P	S	Cr
0,12 – 0,22	≤ 1,00	≤ 1,50	1,50 - 2,50	≤ 0,040	≤ 0,030	15,00-17,00

Propriedades Mecânicas:

∅ (mm)	Espessura (t) (mm)	Rm (MPa)	Rp0,2 (MPa)	A% (L0=5do)
≤ 10	≤ 10	850 – 1100	≥ 750	≥ 7
≤ 16	≤ 16	850 – 1100	≥ 700	≥ 7
≤ 40	≤ 40	800 – 1050	≥ 650	≥ 9
≤ 63	≤ 63	800 – 1000	≥ 650	≥ 12

Figura 4-92: Propiedades del acero inoxidable AISI 431.

Fuente: Adaptado de [27].

Resistencia de fluencia ≥ 650 Mpa es equivalente a 66,3 kg/mm2

- 1 Mpa es equivalente a 0.102 Kg/ mm2
- 650 Mpa es equivalente a 66,3 Kg/ mm2

4.5 Sistema de descarga de semilla tostada

4.5.1 Análisis de cadena cinemática de palanca de descenso de pala de descarga de semilla y apertura de puerta de descarga

Descripción del mecanismo

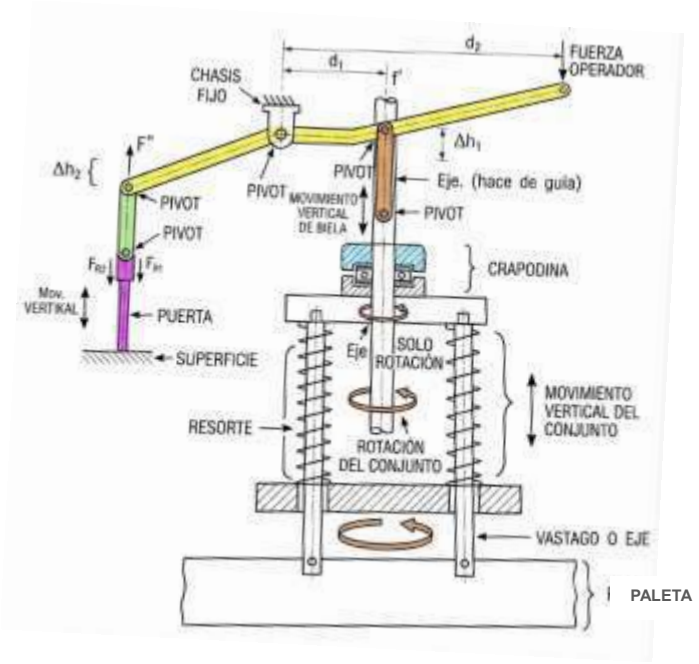


Figura 4-93: Esquema del accionamiento de la puerta lateral y de la paleta de descarga.
Fuente: Elaboración propia utilizando inteligencia artificial.

1) Palanca lado derecho: el operador de la máquina se encarga de accionarla cuando el tostado de la tanda de semillas termina. La acción de esta palanca producirá en forma simultánea el descenso de la paleta de descarga y la apertura de la puerta de descarga.

2) Compuerta lateral del cilindro tostador: por medio de una biela vinculada a la palanca izquierda, al accionar la palanca derecha se mueve el conjunto y desliza por las guías elevándose o bajando la puerta.

3) Paletas de descarga: el movimiento de la palanca del lado derecho por el operador acciona y vence el esfuerzo de empuje de los resortes, haciendo descender verticalmente y de forma guiada la paleta de descarga. Como se puede observar, el conjunto está compuesto parte por un mecanismo que se puede desplazar de forma vertical y otra parte puede desplazarse de forma vertical y girar. Esto se logra por la interacción de una caja que cuenta con una crapodina; la parte superior no gira y la inferior sí lo hace acompañando el giro del eje principal.

Análisis Cinemático: Mecanismo de Accionamiento de Descarga

1. Clasificación de Eslabones y Pares Cinemáticos:

A. Eslabones o Miembros (N)

La siguiente identificación de los eslabones se realiza según los colores mostrada en la Figura 4-93.

- Eslabón 1 (Chasis/Tread): Estructura fija que soporta el pivote central de la palanca, las guías lineales y los apoyos fijos de los resortes.
- Eslabón 2 (Palanca principal - Amarilla): Brazo horizontal rígido que recibe la fuerza de entrada del operador.
- Eslabón 3 (Biela de transmisión - Naranja): Pieza intermedia que conecta articuladamente la palanca con la crapodina derecha.
- Eslabón 4 (Conjunto Crapodina/Vástago/Paletas): Bloque rígido derecho que se traslada verticalmente y transmite el descenso a las paletas.
- Eslabón 5 (Eslabón de acople - Verde): Pieza intermedia izquierda que transmite el movimiento desde la palanca hacia la compuerta.
- Eslabón 6 (Puerta - Violeta): Elemento final izquierdo que desliza sobre las guías para habilitar la descarga.

Total de eslabones: N=6.

B. Pares Cinemáticos de 1 GDL (P_1)

- **Pares de Rotación (Pivotes):**

1- Articulación del Chasis (1) con la Palanca Amarilla (2).

2- Articulación de la Palanca Amarilla (2) con la Biela Naranja (3).

3- Articulación de la Biela Naranja (3) con el Vástago Derecho (4).

4- Articulación de la Palanca Amarilla (2) con el Eslabón Verde (5).

5 - Articulación del Eslabón Verde (5) con la Puerta Violeta (6).

- **Pares de Traslación (Prismáticos / Guías Lineales):**

6 - Desplazamiento lineal de la Puerta Violeta (6) respecto a sus guías en el Chasis (1).

7-Desplazamiento lineal del Vástago Derecho (4) respecto al buje de guía en el Chasis (1).

Total de pares de 1 GDL: P_1=7.

2. Aplicación de la Fórmula de Grübler

Para evaluar la movilidad del mecanismo plano, aplicamos el criterio de Grübler:

$$M = 3(N - 1) - 2P_1 - P_2$$

Sustituyendo los valores del sistema (N=6, P_1=7, P_2=0):

$$M = 3(6 - 1) - 2(7) - 0$$

$$M = 3(5) - 14 = 15 - 14$$

$$M = 1$$

Respuesta del mecanismo

M = 1 significa que el sistema posee un movimiento único y perfectamente predecible para una fuerza de entrada dada.

- Lado Izquierdo (Compuerta): Funciona bajo una configuración clásica de biela-corredora. La articulación pivotante simple del eslabón verde (5) combinada con la guía de la puerta violeta (6) restringe de manera segura cualquier cabeceo o trabamiento angular durante la apertura vertical.
- Lado Derecho (Eje de Paletas): Al incluirse formalmente la restricción prismática del vástago (4) respecto al chasis (1), se evidencia la necesidad crítica de un buje de guía lineal largo o de doble apoyo. Este componente absorberá de forma eficiente el esfuerzo lateral inducido por la biela naranja (3), evitando la flexión del eje o un desgaste prematuro frente a la resistencia de los resortes de retorno.

4.5.2 Selección de crapodina o rodamiento axial de bolas

El enfoque del cálculo se puede orientar a la presión de contacto y la carga equivalente, como en este caso solo se considera carga axial pura, el cálculo es más directo.

Se realiza la selección teniendo en cuenta que el eje ya lo tenemos definido y además un factor muy importante es el de la manipulación de alimentos con este equipo. Por lo tanto, como dato no menor es que a lubricación de un rodamiento no puede contaminar las semillas, para salvar este tema se selecciona una crapodina **serie 51109** con bolas de acero inoxidables y en la caja de alojamiento se diseña un laberinto.

Además, para los casos de lubricación de rodamientos expuestos a alimentos existen lubricantes específicos y aprobados para el uso, por ejemplo, grasa grado NSF H1 marca SKF LGFP 2.

Se define la carga axial total Fa:

Es la sumatoria de todas las fuerzas verticales o de empuje que actúan sobre la pieza móvil.

- Peso propio de las piezas o conjunto.
- Carga de operación.
- Fuerzas dinámicas, si hay aceleraciones o impactos.

Fijamos como valor Fa: 6,5 Kg.

Calculo de la presión en la superficie:

Se calcula la presión de contacto producida por la carga axial transmitida. Esta magnitud se obtiene como el cociente entre la carga aplicada y el área efectiva de apoyo, según la expresión dada por la Ecuación (4.34).

$$P = \frac{Fa}{A_{apoyo}} \quad (4.34)$$

Aa = área de contacto de la arandela del rodamiento.

Calculo de la carga estática equivalente P0:

Como es un rodamiento axial puro, se considera que no hay esfuerzos radiales:

P0 = Fa.

Verificar que la capacidad de carga estática C0 sea mayor que P0. S0 (donde S0 es un factor de seguridad entre 1-3).

Si se quisiera analizar más precisamente el esfuerzo interno entre la bola y la pista, se podría usar la teoría de Hertz, pero no es este caso por lo tanto se desestima.

4.5.3 Verificación de vida útil y capacidad térmica

Factor de vida útil L10:

Con la Ecuación (4.35) se calcula del tiempo que puede resistir el esfuerzo:

$$L10 = \left(\frac{C}{Fa}\right)^3 \quad (4.35)$$

Donde:

- L10: vida nominal del rodamiento.
- C = Capacidad dinámica del catálogo.
- Fa: carga equivalente aplicada al rodamiento.

Cálculos:

1) Carga axial Fa y presión P.

Fa: 6,5 kg. 9,81 m/s = 63,76 N ≈ 0,064 KN.

Capacidad de carga dinámica: 26,5 KN (según fabricante).

Relación de carga: C/P = $26{,}5/0{,}064 \approx 414$ KN.

Calculo de la vida útil:

En un rodamiento de polímero, la vida útil no se calcula como en un rodamiento de acero (por la fatiga del plástico), pero se puede usar las revoluciones como referencia de desgaste.

L10 (millones de rev.) : $(\frac{C}{P})^3 = 414^3 \approx 70957944$ millones de revoluciones.

Vida en horas (L10h) = $\frac{10^6 . L10}{60 . n} = \frac{10^6 . 70990085{,}6}{60 . 20} \approx 5{,}9 \times 10^{10}$ hs.

Mecánicamente el rodamiento no fallara por carga.

Conclusión: respecto a la selección del rodamiento serie 51109, es una buena selección sobredimensionada y segura, ver Figura 4-107.



Figura 4-94: Rodamiento rígido de bolas serie 51109 seleccionado para el soporte del eje principal.
Fuente: [28].

Seleccionada la crapodina, es necesario verificar que sus dimensiones sean compatibles con las características geométricas del eje y del alojamiento. En la Figura 4-95 se presentan las dimensiones normalizadas correspondientes a la crapodina de bolas serie 51109.

Dimensiones

d	45 mm	Diámetro del agujero
D	65 mm	Diámetro exterior
H	14 mm	Altura
d_1	≈ 65 mm	Diámetro exterior de la arandela del eje
D_1	≈ 47 mm	Diámetro interior de la arandela del soporte
$r_{1,2}$	min. 0.6 mm	Dimensión del chaflán de la arandela

Figura 4-95: Dimensiones de la crapodina de bolas serie 51109.
Fuente: [28].

Un extracto de los detalles técnicos del rodamiento axial de bolas de simple efecto 51109 elegido se presenta en el Anexo H: Rodamiento axial de bolas de simple efecto 51109 SKF (Extracto)

4.5.4 Cálculo del resorte de la pala de descarga

En la Figura 4-96 se presenta el esquema del mecanismo de accionamiento de la pala de descarga de semillas, identificando las fuerzas actuantes, el punto de pivote

y la ubicación del resorte, elementos que intervienen en el cálculo del resorte de la pala de descarga.

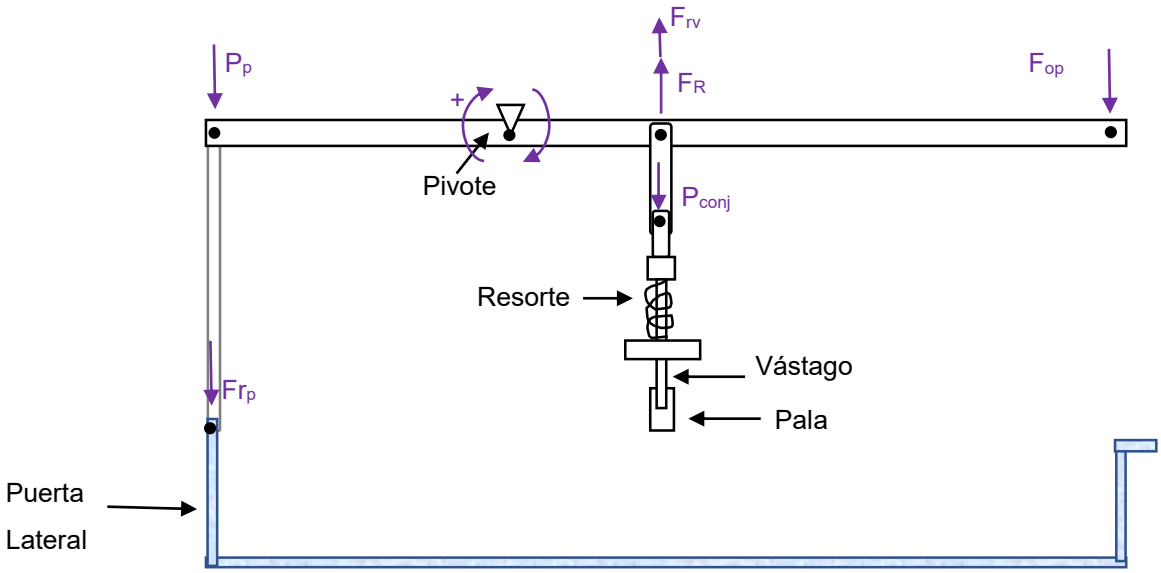


Figura 4-96: Esquema del mecanismo de la pala de descarga de semillas.

$$\sum M_{pivote} = 0$$

$$\sum M_{pivote} = F_{op}.L_{der} + P_{palanca}.L_{cg} + P_{caja}.L_{centro} - F_{resorte}.L_{centro} - F_{roce}.L_{centro} - P_{puerta}L_{izq} - F_{rocepuerta}.L_{izq} = 0$$

$$F_{op} = \frac{1}{L_{der}}\left[\left((F_{resortes} + F_{roce})L_{centro} + \left(P_{puerta} + F_{rocepuerta}\right).L_{izq} - P_{caja}.L_{centro} - P_{palanca}.L_{cg}\right)\right]$$

$$F_{op} = \frac{1}{1066,76}[(321,9 + 20).0,14763 + (36,49 + 15).0,60788 - 44,14 \cdot 0,14763 - 31,98 \cdot 0,23]$$

$$F_{op} = \frac{81,77 - 13,86}{1066,76} = \frac{67,91Nm}{1066,76m} = \underbrace{63,66\ N}_{9,81\ \%}$$

$$Fuerza\ en\ mano = \frac{63,66}{9,81} = 6,49\ kg$$

Ecuación resorte helicoidal: cálculo de la rigidez (un solo resorte).

$$K = \frac{G \cdot d^4}{8 \cdot D^3 \cdot n}$$

Donde K es la contante elástica unitaria.

$$K_T = 2 \cdot K$$

Y la ecuación de la fuerza del resorte:

$$F_R = F_{pre} + (K_{total} \cdot x)$$

$G = 73000 \frac{N}{mm^2}$ (AISI 302). Módulo elasticidad transversal.

$d = 2{,}3\ mm$ (diámetro del alambre).

$\emptyset = 15{,}8\ mm$ (diámetro medio=Dint + d=13,5 + 2.3)

$n = 30$ (n° espiras avtivas)

$$K = \frac{73000 \cdot (2{,}3)^4}{8 \cdot (15{,}8)^3 \cdot 30} = \frac{73000 \cdot 27{,}9841}{8 \cdot 3944{,}312 \cdot 30} = \frac{2042839{,}2}{946634{,}88} = 2{,}158 \frac{N}{mm}.$$

$$K_T = 2 \cdot K = 2 \cdot 2.158 = 4{,}316 \frac{N}{mm}$$

$$F_{resorte}(x) = F_{pre} + (K_{total} \cdot x)$$

Donde:

$$F_{pre} = 106{,}1\ N$$

- F_{pre} = fuerza de pre-compresión inicial calculada para mantener el equilibrio en reposo.
- x = desplazamiento vertical en mm.

En posición de reposo ($x = 0\ mm$)

$$F(0) = 106{,}1\ N + (4{,}316 \cdot 0) = 106{,}1\ N$$

En posición abajo ($x = 50\ mm$)

$$F(50) = 106{,}1\ N + (4{,}316 \cdot 50) = 106{,}1 + 215{,}8 = 321{,}9\ N$$

Brazos de palanca

$$L_{izq}: 0{,}60788\ m$$

$$L_{centro}: 0{,}14763\ m$$

$$L_{der}: 1{,}06676\ m$$

$L_{cg} = 0{,}23$ (centro de gravedad estimado de la palanca).

Pesos de sistemas o conjuntos

$$P = m \cdot g$$

$$P_{puerta} = 3{,}72\ kg \cdot 9{,}81\frac{m}{s^2} = 36{,}49\ N$$

$$P_{caja} = 4{,}50\ kg \cdot 9{,}81\frac{m}{s^2} = 44{,}14\ N$$

$$P_{palanca} = 3{,}26\ kg \cdot 9{,}81\frac{m}{s^2} = 31{,}98\ N$$

Fuerzas de rozamiento dinámico

$$F_{rocecentro} = 20\ N$$

$$F_{rocepuerta} = 15\ N$$

Resultado de la fuerza precarga:

$$F_{pre} = 106{,}1\ N$$

Desarrollo: Se plantea una situación de reposo (palanca toda arriba y el operario sin hacer fuerza)

$$\Rightarrow F_{op} = 0$$

$$\Rightarrow F_{rR} = 0$$

$$\sum M_{pivote} = 0$$

$$\left(P_{palanca} \cdot L_{cg}\right) + \left(P_{caja} \cdot L_{centro}\right) - \left(F_{pre} \cdot L_{centro}\right) - \left(P_{puerta} \cdot L_{izq}\right) = 0$$

Para saber cuánta fuerza hacia arriba deben hacer los dos resortes juntos, despejamos F_{pre} de la ecuación de arriba:

$$F_{pre} = \frac{\left(P_{caja} \cdot L_{centro}\right) + \left(P_{palanca} \cdot L_{cg}\right) - \left(P_{puerta} \cdot L_{izq}\right)}{L_{centro}}$$

Datos:

$P_{caja} = 44{,}14\ N$ (4,5 kg de la caja, crapodina, etc.).

$P_{palanca} = 31{,}98\ N$ (3,26 kg de la palanca).

$P_{puerta} = 36{,}49\ N$ (3,72 kg de la puerta guillotina).

$L_{centro} = 0{,}14763\ m.$

$L_{izq} = 0{,}60788\ m.$

$L_{cg} = 0{,}23\ m$ (centro de gravedad estimado de la palanca).

$$F_{pre} = \frac{(44{,}14 \cdot 0{,}14763) + (31{,}98 \cdot 0{,}23) - (36{,}49 \cdot 0{,}60788)}{0{,}14763}$$

$$F_{pre} = \frac{6{,}516\ Nm + 7{,}355 Nm - 22{,}181 Nm}{0{,}14763}$$

$$F_{pre} = -\frac{8{,}31 m}{0{,}14763 m} = -56{,}29\ N.$$

Es negativo porque el peso de la puerta lateral, junto con las palancas de 0,6 m produce un torque a favor ya que tiende a levantar la caja y la pala.
Además, en la práctica, para que el sistema quede firme arriba, tenso y sin juego libre mecánico (evitando que la palanca vibre), se adicionan 50 N extra de compresión en el armado.

$$F_{pretotal} = 56{,}29\ N + 50\ N = 106{,}29\ N$$

Cálculo máximo que se debe comprimir el resorte:

$$F = K \cdot x$$

Dato:

$$K = 2{,}158 \frac{N}{mm}$$

$$F_{1resorte} = 53{,}05\ N$$

$$x_{pre} = \frac{53{,}05\ N}{2{,}158\ N/mm} = 24{,}58\ \text{mm}$$

$$L_0 = 200\ mm$$

$$L_0 - x_{pre} = 200 - 24{,}58 = 175{,}42\ mm \approx 175{,}5\ mm$$

Verificación Geométrica:

Con el alambre de ∅ 2,3 mm y configurado de 30 vueltas activas, el comportamiento físico del resorte cambia por completo:

Espiras totales = 32 vueltas (30 activas + 2 de apoyo).

Longitud salida (bloqueada): L_s,

$$L_s = 32\ vueltas \cdot 2{,}3\ mm = 73{,}6\ mm$$

→ El resorte se comprime a fondo y se tocan las espiras.

Espacio libre real para comprimirse: si el resorte mide 200 mm en reposo y tiene un recorrido útil máximo disponible $200 - 73{,}6 = 126{,}4\ mm$ antes de volverse un tubo macizo.

Luz entre espiras en reposo: queda una distancia libre muy buena de 4,2 mm entre cada vuelta.

Conclusión: Cuando la palanca baja 50 mm, el resorte comprimido con 175,5 mm medidos queda con: $175{,}5\ mm - 50\ mm = 125{,}5\ mm$ (quedando un margen suficiente sin bloquearse $125{,}5\ mm > 73{,}6\ mm$).

4.5.5 Cálculos de la paleta de descarga

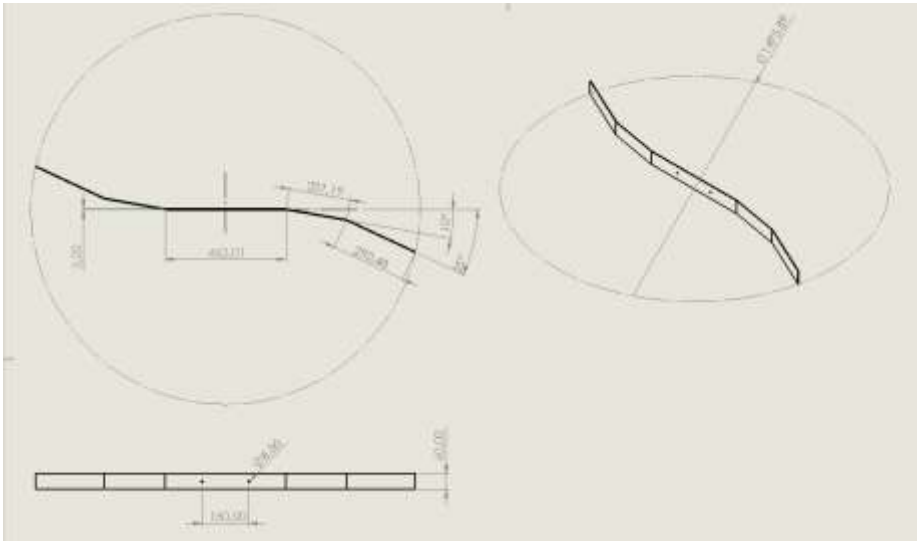


Figura 4-97: Esquema de la paleta de descarga.

1. Datos de entrada y premisas de diseño

- Masa de la tanda (m): 25 kg.
- Diámetro de la olla (D): 1,49589 m ≈ 1,5 m.
- Radio exterior máximo (R): 0,748 m.
- Velocidad de giro (N): 20 RPM.
- Altura de la pala (h): 60 mm = 0,06 m.
- Espesor de la chapa (t): 3,2 mm = 0,0032 m.
- Material: Acero Inoxidable AISI 304 (Grado Alimenticio).
- Límite elástico del material (σ_y): 215 MPa = 215 × 10^6 N/m².

2. Cálculo de fuerzas operativas y dinámicas

Para evaluar la condición de máxima exigencia, se calcula la fuerza de fricción del colchón de semillas sobre el fondo de la olla, considerando un coeficiente de fricción conservador para grano seco sobre acero (μ = 0,6).

Fuerza de fricción estática (F_f):

$$F_f = m \cdot g \cdot \mu$$

$$F_f = 25\ kg \cdot 9{,}81 \frac{m}{s^2} \cdot 0{,}6 = 147{,}15\ N$$

Fuerza Dinámica de Diseño (F_d):

Para absorber el impacto del descenso manual del vástago operado por palanca, se aplica un factor dinámico de sobrecarga (F_c = 2,0):

$$F_d = F_f \cdot F_c$$

$$F_d = 147{,}15\ N \cdot 2{,}0 = 294{,}3\ N$$

Dado que la pala es simétrica y posee anclaje central, la fuerza se distribuye de manera uniforme en las dos alas del perfil.

Fuerza por ala (*Fa):*

$$F_a = \frac{F_d}{2} = 294.3 \frac{N}{2} = 147.15\ N$$

3. Determinación del momento flector crítico

De acuerdo con el plano definitivo, el tramo central plano mide 463,01 mm. Los agujeros de fijación se ubican a 180 mm del centro, dejando una distancia libre hasta el primer quiebre de:

$$L_{libre} = \frac{463{,}01mm}{2} - 180\,mm = 51{,}5\,mm = 0{,}0515\,m$$

Sin embargo, para el cálculo estructural del ala plegada en voladizo (tramos de 237,19 mm y 290,48 mm), la longitud total del brazo de palanca efectivo desde el perno de sujeción hasta el extremo exterior es:

$$L_b = R - 0{,}180\,m = 0{,}748\,m - 0{,}180\,m = 0{,}568\,m$$

Asumiendo una carga distribuida uniformemente sobre el ala, el centro de presiones equivalente actúa exactamente en la mitad de dicho brazo ($L_b/2$).

Momento Flector Máximo en la sección del perno ($M_{máx}$):

$$M_{máx} = F_a \cdot \left(\frac{L_b}{2}\right)$$

Luego:

$$M_{máx} = 147{,}15\,N \cdot \left(\frac{0{,}568m}{2}\right) = 147{,}15\,N \cdot 0{,}284\,m = 41{,}79\,N \cdot m$$

4. Análisis de resistencia y esfuerzo (verificación)

El tramo de chapa plano en la zona del perno posee una sección transversal rectangular de altura h = 60 mm y espesor t = 3,2 mm.

Módulo resistente de la sección rectangular (W):

$$W = \frac{h.t^2}{6}$$

$$W = \frac{0{,}06\,m \cdot (0{,}0032\,m)^2}{6} = \frac{0{,}06 \cdot 1{,}024 \times 10^{-5}}{6} = 1{,}024 \times 10^{-7} m^3$$

Esfuerzo de Flexión Actuante ($\sigma_{trabajo}$):

$$\boldsymbol{\sigma_{trabajo} = \frac{M_{máx}}{W}}$$

$$\sigma_{trabajo} = \frac{41{,}79\ N \cdot m}{1{,}024 \times 10^{-7} m^3} = 40{,}81 \times 10^6 \frac{N}{m^2} = 40{,}81\ MPa$$

5. Factor de seguridad estructural (FS)

El factor de seguridad real del componente se determina comparando el límite elástico del Acero Inoxidable AISI 304 con el esfuerzo máximo de trabajo calculado.

$$FS = \frac{\sigma_y}{\sigma_{trabajo}}$$

$$FS = \frac{215 MPa}{40{,}81\ MPa} = 5{,}27$$

Nota técnica de rigidez: Este factor de seguridad de 5,27 corresponde al análisis de la chapa plana. Debido a que el diseño real incluye pliegues sucesivos a 10° y 25°, el momento de inercia geométrico efectivo es sustancialmente mayor, reduciendo las deflexiones y elevando el factor de seguridad práctico por encima de 10.

6. <u>Conclusión</u>:

El dimensionamiento propuesto en el plano geométrico con espesor de chapa de 3,2 mm (1/8"), altura de 60 mm y fijación mediante pernos a 180 mm del centro es estructuralmente seguro y apto para la operación continua en la tostadora de semillas. Soporta las fuerzas dinámicas de descarga y ofrece un margen óptimo frente al desgaste abrasivo.

4.5.6 Dimensionamiento de la puerta de descarga de semillas

Dimensiones del Tostador

• Diámetro del tambor (D): 1,5 m = 1500 mm.

• Altura del tambor (H): 300 mm.

Capacidad Máxima de Carga (Volumen Total)

Primero calculamos el volumen total del cilindro para entender el espacio disponible:

$$V_{total} = \pi \cdot \left(\frac{D}{2}\right)^2 \cdot H = \pi \cdot (750\,mm)^2 \cdot 300\,mm \approx 530143760\,mm^3 \approx 530\,litros$$

Volumen de descarga

Volumen de la carga: Las semillas de zapallo secas tienen una densidad aproximada de 0.4 kg/litro (400 kg/m³).

$$Volumen\ de\ semillas = 25\frac{kg}{0.4kg/l} = 62{,}5\,litros \quad (0{,}0625\,m^3)$$

Nivel de llenado real

$$Porcentaje\ de\ ocupación = \left(\frac{46\,litros}{530\,litros}\right) \cdot 100 = 8{,}68\,\%$$

Observación: un llenado inferior al 10% es excelente para un tostador. Te asegura que las semillas no se van a amontonar ni a salir despedidas por el borde superior durante la rotación, permitiendo que el aire caliente circule de manera uniforme entre cada grano a 20 RPM.

Altura de semillas en el tostador

Si las semillas se distribuyeran de forma pareja por todo el piso de la olla antes de arrancar, la altura teórica del colchón sería de apenas:

$$Altura\ del\ colchón = \frac{46000\,cm^3}{\pi \cdot (75\,cm)^2} \approx 2{,}6\,cm \quad (26\,mm)$$

Altura y dimensiones de puerta de descarga

- **Brazo de la Puerta (Izquierdo, b):** 607,88 mm.
- **Brazo de las Paletas (Derecho, d_1):** 147,63 mm.

1. El cálculo del ángulo de giro (θ)

Para saber cuánto se inclina la palanca amarilla, usamos el lado de las paletas porque ahí conocemos la restricción física rígida: la paleta tiene que bajar exactamente Δh_1 = 50 mm y su brazo mide d_1 = 147,63 mm.

Usamos la fórmula del arco trigonométrico para ángulos pequeños:

$$\theta = arcsin\left(\frac{\Delta h_1}{d_1}\right)$$

Colocando tus datos reales:

$$\theta = arcsin\left(\frac{50mm}{147{,}63mm}\right) = arcsin(0{,}3386) = 19{,}79°$$

2. El cálculo de la apertura de la puerta (Δh_2 = 206 mm)

Sabiendo que todo el conjunto gira esos 19,79°, calculamos cuánto levanta el extremo izquierdo usando su propio brazo (b = 607,88 mm):

$$\Delta h_2 = b \cdot sin(\theta)$$

Luego:

$$\Delta h_2 = 607{,}88\,mm \cdot sin(19{,}79°) = 607{,}88\,mm \cdot 0{,}3386 = 205{,}82\,mm \approx 206\,mm$$

(Que es lo mismo que hacer la relación directa de transmisión: $50\,mm \cdot \frac{607{,}88}{147{,}63}$).

- **Apertura final de la puerta (Δh_2):** 206 mm hacia ARRIBA.
- **Dimensiones de la ventana de descarga:** Ancho de 200 mm por Alto de 206 mm.
- **Área útil de salida:** 41.200 mm².

Carrera de la mano del operador al accionar la palanca

Carrera real que baja el operador (Δh_{op}): Como el brazo del operador es rígido y gira respecto al mismo pivote esos mismos 6,41°, usamos tu distancia real de 1066,76 mm [3] para calcular el descenso exacto de la manija:

$$\Delta h_{op} = 1066{,}76\,mm \cdot sin(6{,}41°).$$

$$\Delta h_{op} = 1066{,}76\,mm \cdot 0{,}1117 = 119{,}16\,mm.$$

Calculo del caudal barrido por la paleta de descarga

La velocidad angular (ω) para las 20 RPM:

$$\omega = 20 \cdot \frac{2 \cdot \pi}{60} = 2{,}0944\,rad/s$$

La velocidad tangencial (v_t) en el extremo exterior de la paleta (Radio R = 0,75 m):

$$v_t = \omega \cdot R = 2{,}0944\,rad/s \cdot 0{,}75\,m = 1{,}5708\,m/s$$

Área Geométrica de la Ventana de Barrido Ab

Altura real del flujo h_f es la (altura de la paleta h_p + altura del piso l_p)

$$h_f = h_p + l_p = 0{,}05\,m + 0{,}002\,m = 0{,}052\,m \quad (52\,mm)$$

El ancho de la compuerta sigue siendo a_c = 200 mm = 0,2 m. El área de barrido real queda:

$$A_b = a_c \cdot h_f = 0{,}2\,m \cdot 0{,}052\,m = 0{,}0104\,m^2$$

3. Ecuación del Caudal Volumétrico Forzado (Q)

Multiplicamos esta nueva área por la velocidad tangencial del extremo:

$$Q = A_b \cdot v_t = 0{,}0104\,m^2 \cdot 1{,}5708\,m/s = 0{,}016336\,m^3/s$$

Pasamos el caudal a litros por segundo (1 m³ = 1000 L):

$$Q_{litros} = 0{,}016336\,m^3/s \cdot 1000 = 16{,}34\,L/s$$

4. Ecuación del Tiempo de Vaciado Real (t_v)

Dividimos el volumen exacto de tus semillas (V_s = 46 L) por este nuevo caudal de desalojo mecánico:

$$t_v = \frac{V_s}{Q_{litros}} = \frac{46L}{16{,}34L/s} = 2{,}81\,segundos$$

4.6 Diseño del enfriador

4.6.1 Dimensiones del enfriador

Introducción y parámetros de diseño

En esta sección se detalla el cálculo para el dimensionamiento del eje de transmisión, selección de chumaceras y potencia del motoreductor para un sistema de enfriamiento de semillas de zapallo.

Variables de entrada del sistema:

- Capacidad de carga de diseño (m): 25 kg.

- Velocidad de rotación del eje (N): 20 RPM.
- Geometría del agitador: 4 palas en disposición en cruz.
- Diámetro de la base de la olla (D): 1,5 m.
- Altura de la olla: 246,8 mm.
- Temperatura de ingreso del material T_i: 180°C.
- Temperatura de salida del material (T_f): 20°C.
- Flujo de aire: forzado mediante ventilador centrífugo (sentido de circulación de arriba hacia abajo, succión en la parte inferior del enfriador).
- Condición crítica de operación: Las palas trabajan suspendidas a una distancia fija de 2 mm con respecto al fondo de la olla.

4.6.2 Geometría del lecho granular

Para conocer el comportamiento físico de la masa de semillas sobre las palas, determinamos primero la altura real que ocupan las semillas dentro de la olla.

Área de la base (A):

$$A = \frac{\pi \cdot D^2}{4} = \frac{\pi \cdot (1{,}5\ m)^2}{4} = 1{,}767\ m^2$$

Volumen de la carga (V): Tomando una densidad aparente promedio para la semilla de zapallo de ρ ≈ 400 kg/m^3:

$$V = \frac{m}{\rho} = \frac{25kg}{400kg/m^3} = 0{,}0625\ m^3$$

Altura de lecho estático (h_s):

$$h_s = \frac{V}{A} = \frac{0{,}0625m^3}{1{,}767m^2} = 0{,}0353\ m \approx 35{,}3\ mm$$

Conclusión: Dado que la olla mide 246,8 mm de alto, la capa de semillas de apenas 35,3 mm garantiza una baja resistencia inicial y una transferencia térmica óptima ante el flujo de aire.

4.6.3 Análisis de fuerzas y torque requerido

Al estar las palas suspendidas a 2 mm del fondo, se elimina la fricción directa por rozamiento o aplastamiento cizallante contra la base. El torque se calcula en función de la

resistencia del lecho granular (fuerza de arrastre pasiva) sumado a la compactación generada por la presión de succión del aire.

Fuerza de arrastre por pala (F_{pala}):

Aplicando el modelo de empuje de tierras modificado para el desplazamiento del grano:

$$F_{pala} = (\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot g \cdot h_s^2 \cdot w \cdot K_p) + F_{succión}$$

Donde:

- g = 9,81 m/s^2 (aceleración de la gravedad).
- w = 0,73 m (ancho útil de la pala desde el centro).
- K_p ≈ 3,0 (coeficiente de presión pasiva granular).
- $F_{succión}$ ≈ 45 N (fuerza de compactación vertical estimada por el ventilador por pala).
- $F_{pala} = (0{,}5 \cdot 400 \cdot 9{,}81 \cdot (0{,}0353)^2 \cdot 0{,}73 \cdot 3) + 45 = 0{,}53\ \text{N} + 45\ \text{N} \approx 45{,}53\ \text{N}$.

Torque de arrastre total ($T_{arrastre}$)

Considerando que la fuerza se concentra en el radio medio geométrico de las palas (R_m = 0,375 m):

$$T_{arrastre} = 4\ palas \cdot 45{,}53\ N \cdot 0{,}375\ m = 68{,}3\ N \cdot m$$

Torque de Diseño (T_{dis})

Para absorber sobrecargas puntuales de vertido o picos de arranque con tolva llena, se aplica un factor de servicio de seguridad FS = 1,8:

$$T_{dis} = T_{arrastre} \cdot FS = 68{,}3\ Nm \cdot 1{,}8 = 122{,}94\ Nm$$

4.6.4 Selección del motoreductor

Calculamos la potencia mecánica requerida en el eje a partir del torque de diseño y la velocidad angular.

Velocidad angular (ω):

$$\omega = \frac{2\pi \cdot N}{60} = \frac{2\pi \cdot 20}{60} = 2{,}094\ rad/s$$

Potencia neta del eje (P_{eje}):

$$P_{eje} = T_{dis} \cdot \omega = 122{,}94\, Nm \cdot 2{,}094\, rad/s = 257{,}44\, W \approx 0{,}35\, HP$$

Selección de Potencia Comercial (P_{motor}):

Asumiendo una eficiencia de transmisión por corona-sinfín de η = 80%:

$$P_{motor} = \frac{P_{eje}}{\eta} = \frac{0{,}35HP}{0.80} = 0{,}44\, HP$$

- Selección sugerida: motoreductor comercial de 0,5 HP (0,37 kW).
- Relación de reducción (i): con motor estándar de 4 polos a 1420 RPM, se requiere una relación comercial de i = 70 (salida final a 20,2 RPM).

Conclusión: Se selecciona de catálogo Lentax N° 122, [29], un motoreductor comercial modelo 24FR 1,00 – potencia 0,75 kW = 1HP - N=20,2 - i = 69,79. Un extracto de este catálogo se presenta en Anexo M: Catálogo Lentax N.º 122 (Extracto)

4.6.5 Dimensionamiento estructural del eje (código ASME)

El eje estará dispuesto verticalmente, saliendo desde la parte inferior de la olla hacia arriba. El material seleccionado por normativas higiénico-sanitarias y térmicas es el Acero Inoxidable AISI 304.

Propiedades del Material (AISI 304 a temperatura de operación):

- Límite de fluencia (σy): 215 MPa.
- Límite de tracción (σu): 505 MPa.
- Esfuerzo cortante máximo admisible (τ_{adm}) bajo norma ASME (con presencia de chaveteros):

$$\tau_{adm} = 0{,}30 \cdot \sigma_y \cdot 0{,}75 = 0{,}225 \cdot 215\, MPa = 48{,}37\, MPa$$

Análisis de Cargas Combinadas (torsión y flexión)

Debido a la geometría simétrica en cruz de las 4 palas, las fuerzas radiales netas en régimen permanente se anulan. No obstante, se considera un momento flector transitorio por desbalance dinámico del 15% (F_{radial} = 6,83 N) actuando a un brazo de palanca de 100 mm desde la chumacera superior (M = 0,683 Nm).

Aplicando la ecuación de diámetro de ejes comerciales ASME:

$$d = \left(\left(\frac{16}{\pi \cdot \tau_{adm}}\right) \cdot \sqrt{(K_m \cdot M)^2 + (K_t \cdot T_{dis})^2}\right)^{\frac{1}{3}}$$

Utilizando factores de choque ligero K_m = 1,5 y K_t = 1,0:

$$\sqrt{(1{,}5 \cdot 0{,}683)^2 + (1{,}0 \cdot 122{,}94)^2} \approx 122{,}94\ Nm$$

$$d = \left(\frac{16 \cdot 122{,}94}{\pi \cdot 48{,}37 \cdot 10^6\ Pa}\right)^{\frac{1}{3}} = (1{,}295 \cdot 10^{-5})^{\frac{1}{3}} = 0{,}0234\ m \approx 23{,}4\ mm$$

4.6.6 Validación estructural mediante elementos finitos (agregar imagen rober)

Con el apoyo del software SolidWorks y la herramienta de complemento Simulation se puede dibujar el eje y realizar un estudio estático del mismo para verificar los valores calculados del diámetro. Ver desde la Figura 4-98 a la Figura 4-101.

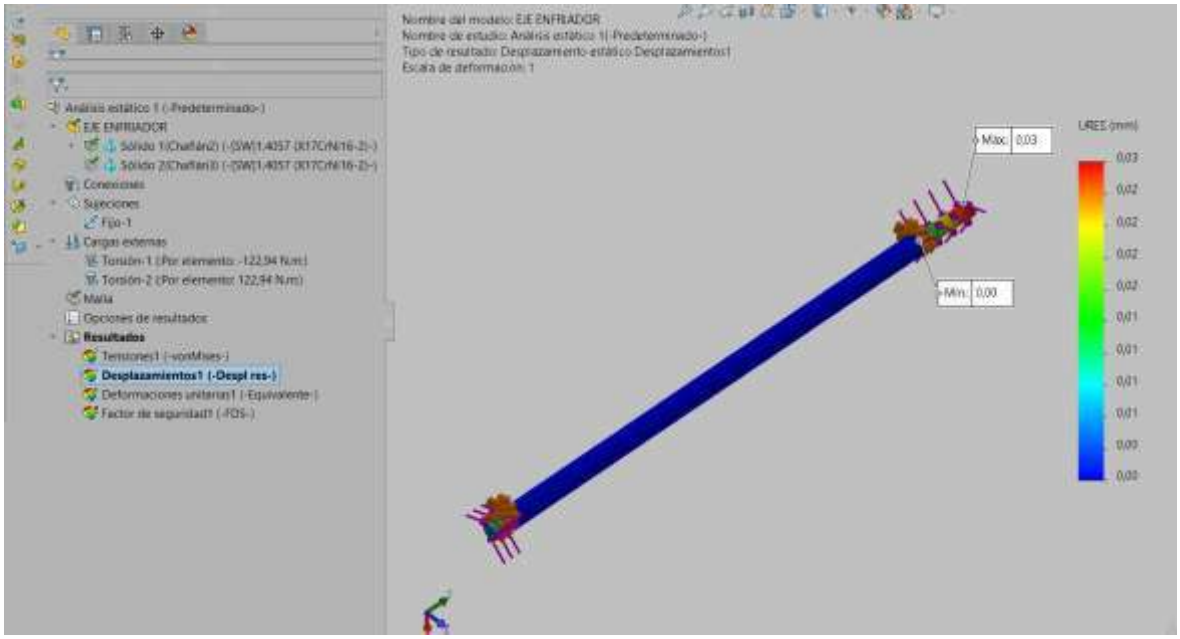


Figura 4-98: Desplazamiento del enfriador.

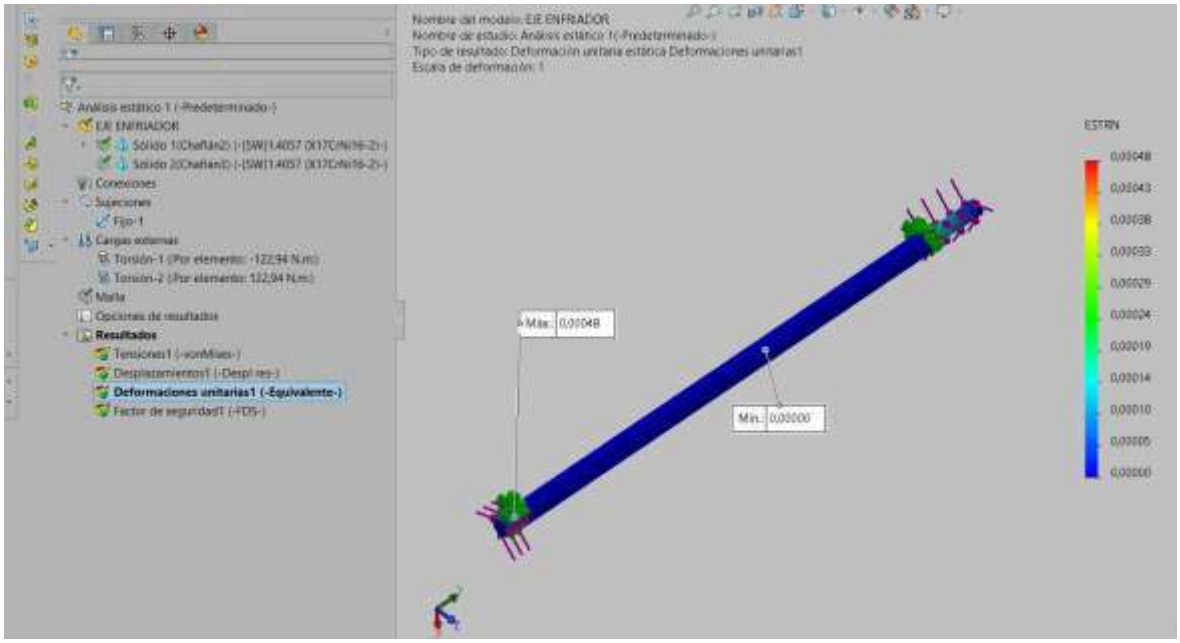


Figura 4-99: Desplazamiento unitario eje enfriador.

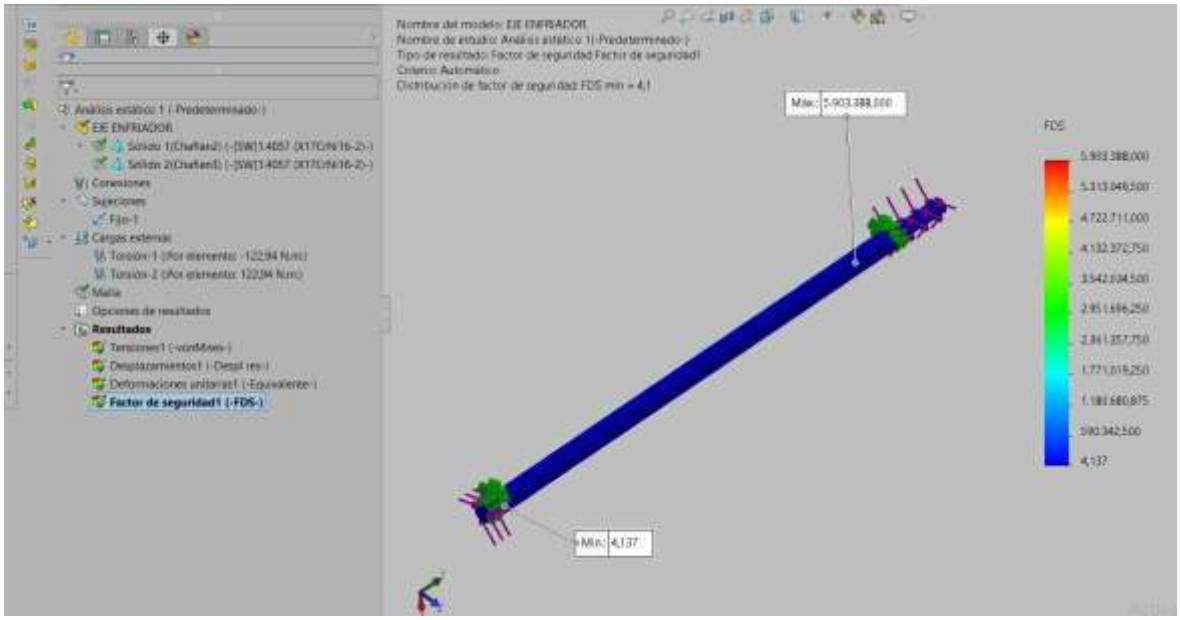


Figura 4-100: Factor de seguridad eje enfriador**.**

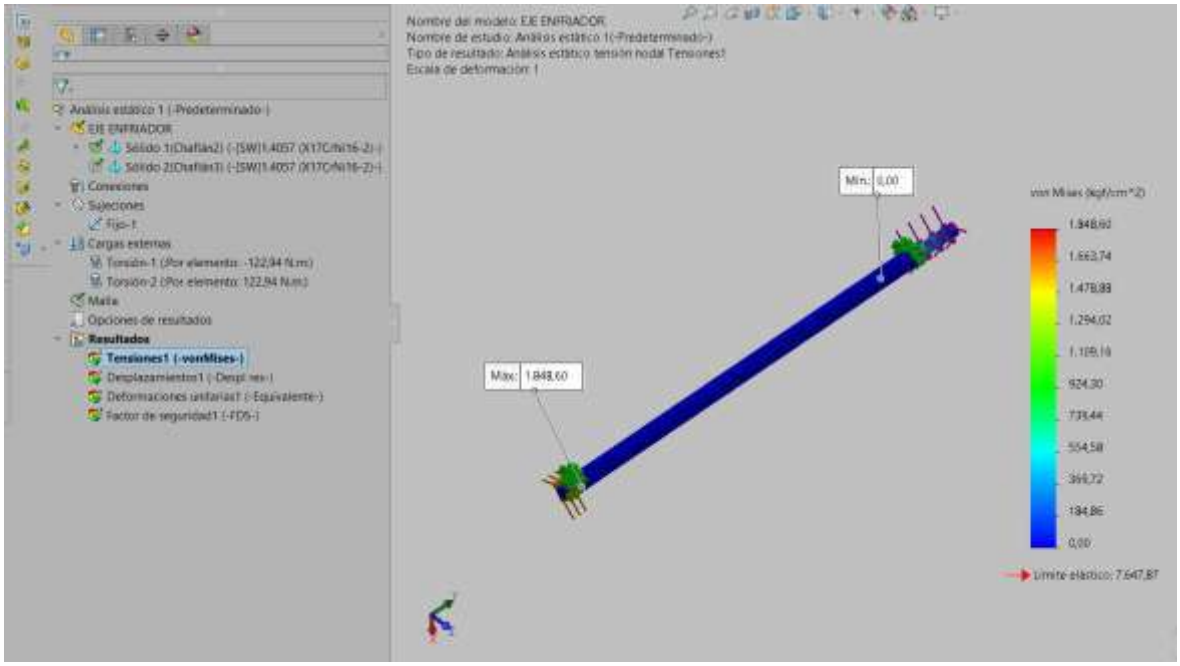


Figura 4-101: Tensión Von Mises eje enfriador.

4.6.7 Configuración de chumaceras y detalles críticos

Distribución de Rodamientos:

Al colocarse el motoreductor en la zona inferior, el eje se sostiene mediante dos puntos de apoyo mecánico antes de la entrada al reductor:

1. Chumacera superior (tipo brida de 4 pernos – SKF FY 35 TF): ubicada inmediatamente por debajo del fondo exterior de la olla. Absorbe las cargas radiales originadas por el mezclado granular.

2. Chumacera inferior (tipo brida de 4 pernos – SKF FY 35 TF): ubicada sobre la base del chasis de la máquina, lo más próxima posible al acoplamiento del motoreductor.

Gestión de Carga Axial (F_{axial}):

El peso del conjunto suma aproximadamente un total de 249 N.

Los prisioneros de fijación de la chumacera inferior de tipo brida de 4 pernos deben clavarse firmemente contra el eje (mediante un plano mecanizado). De esta forma, este rodamiento absorbe el empuje vertical completo, protegiendo los rodamientos internos del motoreductor de esfuerzos axiales destructivos.

Para un diámetro de eje de Ø 25 mm, las dimensiones nominales de la chaveta según la norma ISO 773 / DIN 6885-1 siguen siendo de 8 × 7 mm (ya que esta norma agrupa los ejes entre 22 y 30 mm en la misma categoría), pero cambian por completo las cotas de profundidad de mecanizado para el tornero y los esfuerzos internos del sistema.

A continuación, se detalla las medidas exactas que se usarán para la fabricación:

1. Dimensiones de la Chaveta:

- Ancho (b): 8 mm (Tolerancia h9).
- Altura (h): 7 mm (Tolerancia h11).
- Longitud (L): Se recomienda mantener 40 mm para garantizar una superficie de apoyo segura.

2. Mecanizado del Chavetero en el Eje (Macho de Ø 25 mm)

- Ancho de la ranura: 8 mm (Ajuste N9).
- Profundidad de corte (t_1): 4.0 mm (Tolerancia + 0.2 / 0).
- Cota de control: Al medir con calibre desde la base del eje hasta el fondo de la ranura, la distancia remanente debe ser de exactamente 21,0 mm.

3. Mecanizado del chavetero en la maza (hembra)

- Ancho de la ranura: 8 mm (Ajuste JS9).
- Profundidad en la maza (t_2): 3.3 mm (Tolerancia + 0.2 / 0).
- Cota de control: La medida total desde el fondo de la ranura hembra hasta el extremo opuesto del agujero de la maza debe ser de exactamente 28,3 mm.

4.6.8 Buje de Transición

Se utiliza para adaptar la diferencia de diámetros entre el eje de salida del motoreductor y el eje conducido de las paletas Øm 25 mm, permitiendo un acoplamiento firme y alineado.

Se selecciona como material un acero al carbono SAE 1045.

Acople flexible

Se utiliza entre el buje de transición y el eje conducido de las paletas.

Se elige un acople flexible de la marca Rotex tamaño 28 cada araña (componente 2) de 92 shA (dureza del elastómero estrella o araña).

Sh (escala para medir dureza en plásticos y gomas)

A (escala A especificada para elastómeros blandos o de mediana dureza).

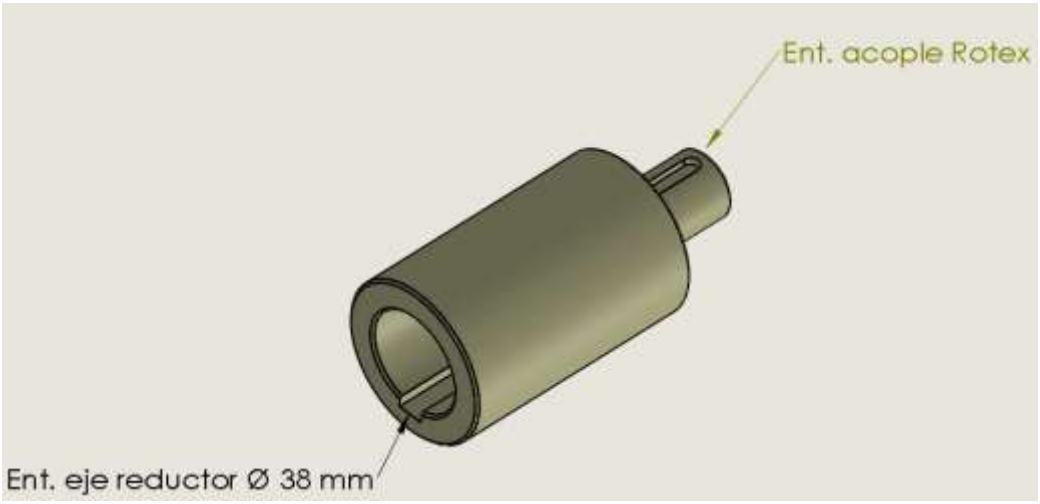


Figura 4-102: Detalle buje transición.

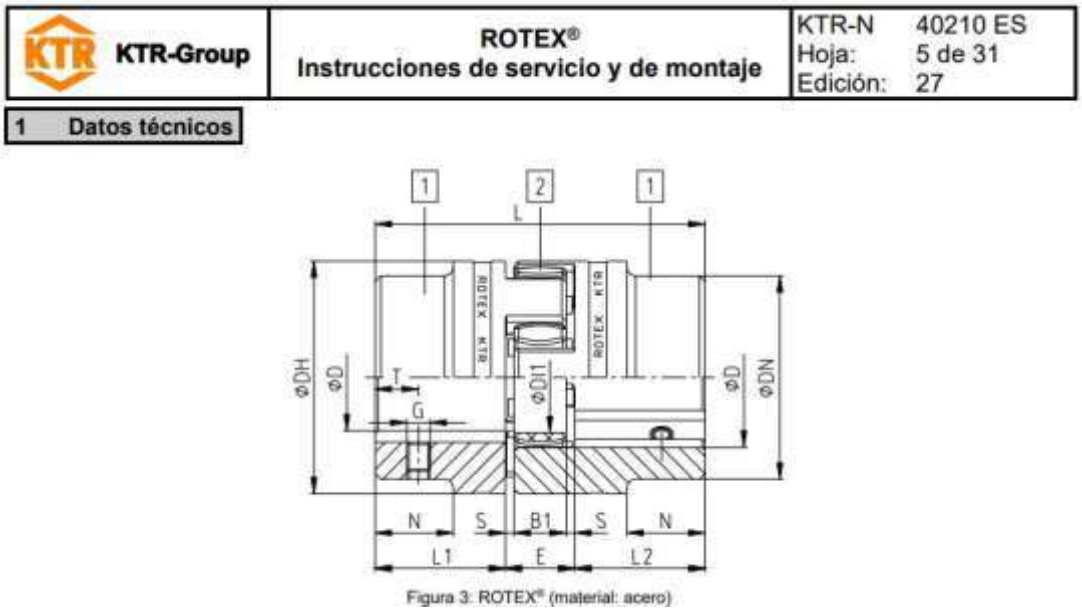


Figura 4-103: Acople Rotex.

Fuente: [30].

Tabla 5: Material acero

Tamaño	Compo-nente	Estrella [1] (Componente 2) Par de giro nominal en Nm			Agujero [2]	Dimensiones en mm [3] Generalidades								
		92 ShA	98 ShA	64 ShD	D (min-max)	L	L1, L2	E	B1	S	DH	DI1	DN1	N
14	1a	7,5	12,5	16	0 - 16	35	11	13	10	1,5	30	10	30	-
	1b					50	18,5							
19	1a	10	17	21	0 - 25	66	25	16	12	2,0	40	18	40	-
	1b					90	37							
24	1a	35	60	75	0 - 35	78	30	18	14	2,0	55	27	55	-
	1b					118	50							
28	1a	95	160	200	0 - 40	90	35	20	15	2,5	65	30	65	-
	1b					140	60							
38	1	190	325	405	0 - 48	114	45	24	18	3,0	80	38	70	27
	1b					164	70						80	-
42	1	265	450	560	0 - 55	126	50	26	20	3,0	95	46	85	28
	1b					176	75						95	-
48	1	310	525	655	0 - 62	140	56	28	21	3,5	105	51	95	32
	1b					188	80						105	-
55	1	410	685	825	0 - 75	160	65	30	22	4,0	120	60	110	37
	1b					210	90						120	-
65	1	625	940	1175	0 - 80	185	75	35	26	4,5	135	68	115	47
	1b					235	100						135	-
75	1	1280	1920	2400	0 - 95	210	85	40	30	5,0	160	80	135	53
	1b					260	110						160	-
90	1	2400	3600	4500	0 - 110	245	100	45	34	5,5	200	100	160	62
	1b					295	125						200	-
100	1	3300	4950	6185	0 - 115	270	110	50	38	6,0	225	113	180	89
110	1	4800	7200	9000	0 - 125	295	120	55	42	6,5	255	127	200	96
125	1	6650	10000	12500	60 - 145	340	140	60	46	7,0	290	147	230	112
140	1	8550	12800	16000	60 - 160	375	155	65	50	7,5	320	165	255	124
160	1	12800	19200	24000	80 - 185	425	175	75	57	9,0	370	190	290	140
180	1	18650	28000	35000	85 - 200	475	195	85	64	10,5	420	220	325	156

1) Par máximo del acoplamiento $T_{K\,máx.}$ = par nominal del acoplamiento T_{KN} x 2
2) Agujeros H7 con chavetero según DIN 6885 hoja 1 [JS9] y tornillo prisionero.
3) Para las dimensiones G y T ver tabla 8; con tornillo prisionero en el chavetero.

Figura 4-104: Selección acoplamiento Rotex.

Fuente: Adaptado de [30].

Camisa de eje

Se utiliza como guía y soporte del eje para mantener la transmisión hasta el extremo donde se acopla el conjunto de paletas.

Se selecciona como material PTFE (politetrafluoroetileno / teflón).

Propiedades:

- Rango térmico esperado (-200 °C a + 260°C).
- Cuenta con certificación FDA para alimentos y normativa local Argentina/ regulaciones en el Mercosur y código Alimenticio Argentina (CAA).

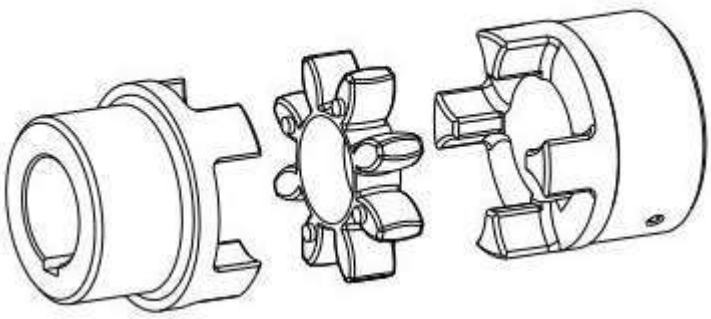


Figura 4-105: Acoplamiento del eje. Modelo N.° 001.

Fuente: [30].

Para la vinculación mecánica y la transmisión de torque entre el eje conducido de las paletas y el buje de transición, se seleccionó un acoplamiento elástico de garras marca ROTEX, modelo estándar (N.º 001) tamaño 28, equipado con una estrella de dureza 92 Shore A (T-PUR naranja). Las especificaciones técnicas se incluyen en el Anexo I: Especificaciones técnicas de acoplamientos elásticos KTR – ROTEX (Extracto) en forma de extracto.

4.6.9 Dimensionamiento de la puerta de descarga de semillas del enfriador

En la siguiente Figura se determina el área de la sección transversal a partir del croquis generado en el software CAD. Se verifica la ubicación del centro de gravedad y las dimensiones principales del perfil, parámetros necesarios para los cálculos posteriores de masa, esfuerzos y comportamiento mecánico del conjunto.

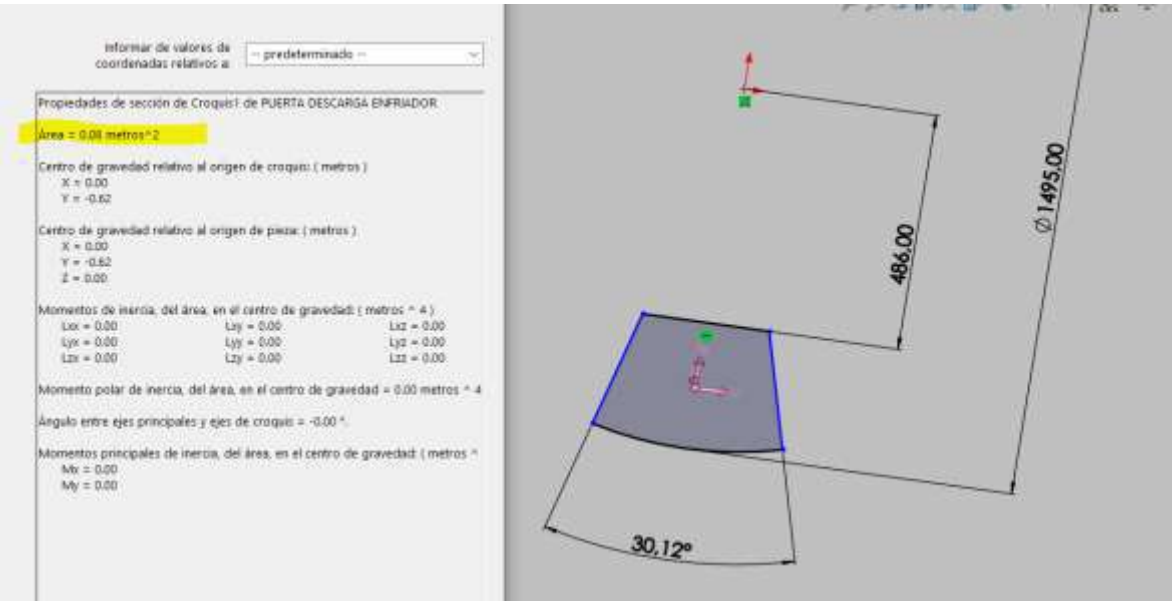


Figura 4-106: Sección transversal de la puerta de descarga del enfriador.

Datos de estrada (parámetros del sistema)

- M = Masa total de semillas de zapallo a enfriar = 25 kg.
- ρ_b = Densidad aparente de la semilla de zapallo tostada = 400 kg/m^3.
- D = Diámetro del enfriador = 1,5 m.
- A_p = Área real de la puerta de descarga (según tu plano) = 0,08 m^2.
- RPM = Revoluciones por minuto del eje = 20 RPM.
- N = Número de brazos barredores periféricos = 4.
- η_v = Eficiencia del barrido mecánico (reducida por giro horario) = 0,75 (75%).

Cálculos paso a paso

- **Paso 1:** Velocidad angular del eje (n).

Convertimos las revoluciones por minuto a revoluciones por segundo.

Fórmula:

$$n = \frac{RPM}{60}$$

Donde:

n = Velocidad de giro del eje en revoluciones por segundo (rev/s).

RPM = Revoluciones por minuto del eje (20).

Cálculo:

$$n = \frac{20}{60} = 0{,}333\ rev/s$$

- **Paso 2:** Espesor del lecho de semillas (e_L)

Calculamos la altura o espesor que ocupan los 25 kg distribuidos uniformemente sobre el fondo plano de 1,5 metros de diámetro antes de abrir la compuerta.

Fórmula:

$$e_L = \frac{M}{\rho_b \cdot \pi \cdot \left(\frac{D}{2}\right)^2}$$

Donde:

e_L = Espesor o altura de la capa de semillas en el enfriador (m).

M = Masa total de semillas (25 kg).

ρ_b = Densidad aparente de la semilla (400 kg/m^3).

π = Número irracional Pi (≈ 3,1416).

D = Diámetro del enfriador (1,5 m).

Cálculo:

$$e_L = \frac{25}{400 \cdot 3{,}1416 \cdot (0{,}75)^2} = \frac{25}{400 \cdot 1{,}767} = \frac{25}{706{,}8} = 0{,}0353\ m\ (3{,}53\ cm)$$

- **Paso 3:** Caudal volumétrico de descarga (Q_v)

Calculamos el volumen de semillas que los 4 brazos empujan activamente a través del área de la puerta por cada segundo de funcionamiento.

Fórmula:

$$Q_v = N \cdot n \cdot \left(A_p \cdot e_L\right) \cdot \eta_v$$

Donde:

Q_v = Caudal volumétrico de descarga (m^3/s).

N = Número de brazos barredores (4).

n = Velocidad del eje en rev/s (0,333).

A_p = Área de la puerta de descarga (0,08 m^2).

e_L = Espesor del lecho de semillas (0,0353 m).

η_v = Eficiencia de barrido por giro horario (0,75).

Cálculo:

$$Q_v = 4 \cdot 0{,}333 \cdot (0{,}08 \cdot 0{,}0353) \cdot 0{,}75$$

$$Q_v = 1{,}332 \cdot 0{,}002824 \cdot 0{,}75 = 0{,}00282\ m^3/s\ (2{,}82\ litros\ por\ segundos)$$

- **Paso 4:** Velocidad de descarga másica (Q_m)

Convertimos el volumen desalojado por segundo en masa (kilogramos por segundo) multiplicando por la densidad del grano.

Fórmula:

$$Q_m = Q_v \cdot \rho_b$$

Donde:

Q_m = Velocidad o caudal de descarga másica (kg/s).

Q_v = Caudal volumétrico de descarga (0,00282 m^3/s).

ρ_b = Densidad aparente de la semilla (400 kg/m^3).

La Ecuación Exacta por Geometría de Paleta

El volumen real de semillas que empuja un brazo por vuelta depende directamente del área frontal de la paleta que barre la periferia:

$$Q_v = N \cdot n \cdot (h_p \cdot b_p \cdot e_L) \cdot sin(\alpha) \cdot \eta_v$$

Donde:

Donde cada letra significa:

Q_v = Caudal volumétrico de descarga (m^3/s).

N = Número de brazos con paletas periféricas (4).

n = Velocidad de giro del eje = 0,333 rev/s (los 20 RPM divididos 60).

h_p = Altura vertical de la paleta (m).

b_p = Ancho radial de la paleta (m).

e_L = Espesor del lecho de semillas = 0,0353 m (los 3,53 cm calculados antes).

α = Ángulo de ataque de la paleta respecto al radio del enfriador (grados). Gobierna el efecto de empuje hacia afuera.

η_v = Eficiencia de barrido mecánico = 0,75 (75% por pérdida por fricción y deslizamiento del grano por encima de la paleta).

¿Qué pasa si las paletas son más bajas o más cortas?

- Si la altura de la paleta (h_p) es menor que el espesor del lecho (e_L = 3,53 cm): El material se va a "desbordar" por arriba de la paleta. En la ecuación se debe usar h_p en lugar de e_L, lo que reducirá el caudal y aumentará el tiempo de vaciado.
- Si el ancho radial de la paleta (b_p) no cubre el ancho de la compuerta: Quedarán zonas muertas en los extremos y el vaciado no será limpio.

- **Paso 5:** Tiempo total de vaciado (t_v)

Calculamos el tiempo neto que demora el equipo en quedar completamente vacío desde que se abre la compuerta.

Fórmula:

$$t_v = \frac{M}{Q_m}$$

Donde:

t_v = Tiempo total de vaciado del lecho (s).

M = Masa total de semillas a descargar (25 kg).

Q_m = Velocidad de descarga másica (1,128 kg/s).

Cálculo:

$$t_v = \frac{25}{1{,}128} = 22{,}16\ segundos$$

$$Q_m = 0{,}00282 \cdot 400 = 1{,}128\ kg/s$$

Datos de entrada reales de la paleta

h_p (altura de la paleta) = 50 mm = 0,05 m.

b_p (ancho radial de la paleta externa) = 230 mm = 0,23 m.

α (ángulo de ataque/retraso) = 15°

e_L (espesor del lecho de semillas) = 0,0353 m (calculado antes).

Cálculo del caudal volumétrico real (Q_v)

La ecuación exacta considerando el ángulo de desvío hacia la periferia es:

$$Q_v = N \cdot n \cdot \left(b_p \cdot e_L \cdot a_c\right) \cdot \cos(\alpha) \cdot \eta_v$$

Donde:

N = 4 (brazos en cruz).

n = 0,333 rev/s (los 20 RPM).

b_p = 0,23 m (ancho de la paleta que cubre la zona de descarga).

e_L = 0,0353 m (espesor del lecho).

a_c = largo de la cuerda de la ventana de descarga ≈ 0,40 m (estimado del plano para dar el área de 0,08 m²).

$cos(15°)$ = 0,966 (efecto de reducción del frente de empuje por la inclinación).

η_v = 0,85 (subimos la eficiencia del 0,75 al 0,85 porque el ajuste de 15° hacia afuera compensa y anula la pérdida por el sentido de giro horario, obligando mecánicamente a la semilla a salir).

$$Q_v = 4 \cdot 0{,}333 \cdot (0{,}23 \cdot 0{,}0353 \cdot 0{,}40) \cdot 0{,}966 \cdot 0{,}85$$

$$Q_v = 1{,}332 \cdot 0{,}003247 \cdot 0{,}966 \cdot 0{,}85 = 0{,}00355 \frac{m^3}{s}.$$

Velocidad de descarga másica real (Q_m)

Multiplicamos el nuevo caudal volumétrico por la densidad aparente de la semilla tostada (400 kg/m^3):

$$Q_m = Q_v \cdot \rho_b$$

$$Q_m = 0{,}00355\ m^3/s \cdot 400\ kg/m^3 = 1{,}42\ kg/s$$

Tiempo de vaciado exacto (t_v)

Para evacuar los 25 kg de carga total con la configuración de paletas:

$$t_v = \frac{M}{Q_m} = \frac{25kg}{1{,}42\ kg/s} = 17{,}6\ segundos$$

CONCLUSIÓN DEL DISEÑO

Al configurar las paletas a 15° de retraso exterior, se mejora la dinámica de salida del equipo:

- Velocidad de descarga: El enfriador va a sacar 1,42 kg de semilla de zapallo por segundo.
- Tiempo de vaciado neto: Toda la tanda de 25 kg se descarga en 17,6 segundos (bajó casi 5 segundos respecto al cálculo estimado anterior).

El diseño de las paletas de 50x230 mm está perfecto para esta carga.

4.6.10 Selección de tacos antivibratorios para el ventilar centrífugo

Selección de tacos antivibratorios para el ventilador centrífugo: LEUCA-MODELO CLS 0403 (unidad centrífuga + motor eléctrico de 3 HP- 1500 RPM).

Para realizar una correcta selección de los tacos anti-vibratorios se realiza un análisis de las vibraciones generadas producto del motor en conjunto con el ventilador centrifugo.

Datos de partida y configuración estructural

- Masa del ventilador centrífugo (m_v): 160,00 kg.

- Masa del bastidor base (m_b): 29,45 kg.
- Masa total operativa (M): 189,45 kg.
- Aceleración de la gravedad (g): 9,81 m/s².
- Fuerza peso total del sistema (P_t):

$$P_t = M \cdot g = 189{,}45\ kg \cdot 9{,}81 \frac{m}{s^2} = 1858{,}5\ N \approx 189{,}45\ kgf$$

- Cantidad de puntos de apoyo (n): 6 unidades (configuración simétrica 3×2).

Cálculo de la frecuencia de excitación dinámica (f_d)

El giro del motor a 1500 RPM define la frecuencia fundamental del forzamiento dinámico. Convertimos la velocidad angular rotacional a ciclos por segundo o Hertz:

$$f_d = \frac{N}{60} = \frac{1500rpm}{60s/min} = 25\ Hz$$

Este valor representa la frecuencia de la perturbación vibratoria principal que el sistema elástico debe aislar.

Distribución de cargas real (motor apoyado)

Al estar el motor asentado firmemente sobre el bastidor, el peso se distribuye de manera estable, pero manteniendo el descentramiento propio del caracol de chapa pesada del ventilador. La carga total de 189,45 kgf se reparte analíticamente sobre los 3 pares de tacos de la siguiente manera:

- Par de apoyos inferior (zona descarga): 33 kgf por taco (323,7 N).
- Par de apoyos intermedio (zona caracol): 35 kgf por taco (343,3 N) → Carga crítica.
- Par de apoyos superior (zona motor): 26,72 kgf por taco (262,1 N).

En la siguiente Figura 4-107 se muestra la configuración geométrica del bastidor y la ubicación de los puntos de apoyo, distinguiéndose las regiones correspondientes al motor, al caracol del ventilador y a la zona inferior de descarga del ventilador.

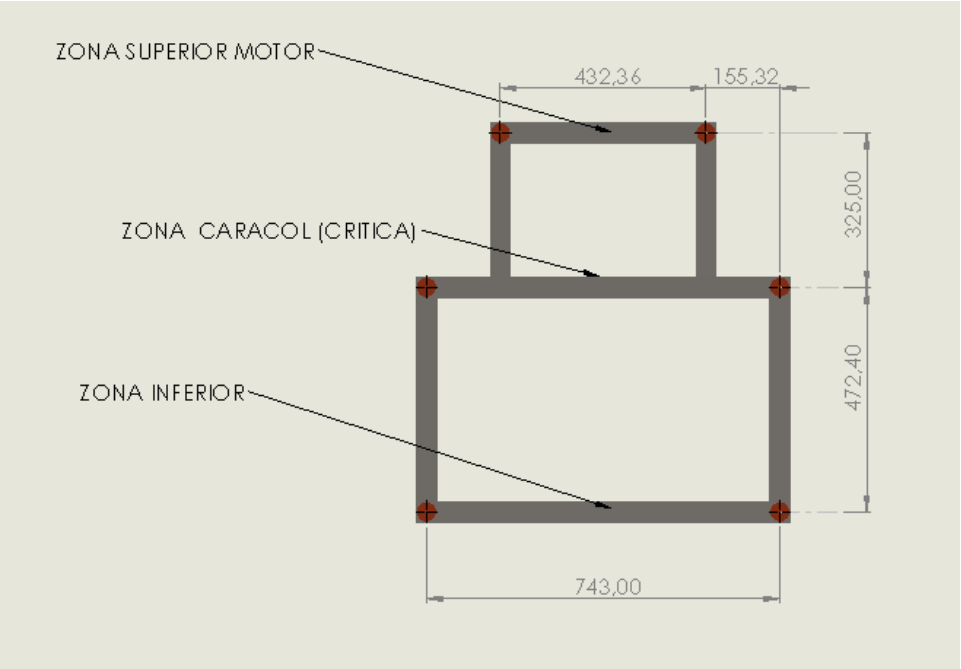


Figura 4-107: Vista inferior de la distribución de los apoyos (la carga es descentrada).

En la Figura 4-108 se desarrolla el modelo tridimensional del conjunto ventilador bastidor, permitiendo identificar la disposición geométrica de los componentes y la ubicación de los puntos de apoyo.

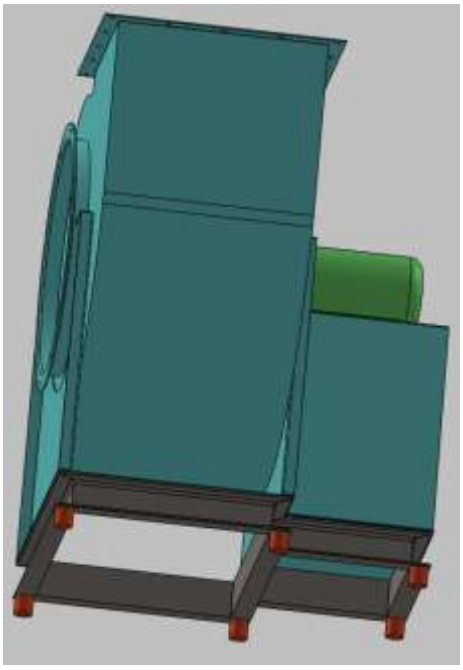


Figura 4-108: Vista del modelo con la base estructural y la distribución de los apoyos antivibratorios.

Criterio de selección y componente adoptado

Para el montaje, se selecciona el mismo componente para los 6 puntos de apoyo: soporte antivibratorio de campana (modelo 40).

Consideración de catálogo: basado en el estándar industrial de diseño para soportes marinos /campana (AMC Mecanocaucho / Paulstra), se adopta una dureza media (55 Shore A) que otorga una rigidez estática nominal de k = 12,50 kgf/mm (122,6 N/mm), derivada de una deflexión máxima estimada de 4 mm a su carga límite de diseño (50 kgf).

En la Figura 4-109 se presentan las dimensiones, capacidades de carga y modelos disponibles de la serie AC, información utilizada para seleccionar el soporte antivibratorio más conveniente para el sistema.



MODELO	PESO (Gs)	ROSCA (W)	CARGA MIN. (Kgs)	CARGA MAX. (Kgs)	A (mm)	B (mm)	C (mm)	D (mm)	E (mm)
40	170	3/8	30	85	40	10x15	108	28	83
60	260	3/8	80	150	62	10x15	108	31	83
80	400	1/2	140	390	80	13x20	138	34	108
100	650	1/2	310	550	96	13x23	153	37	124
120	950	5/8	500	950	119	13x23	172	38	142
150	1680	5/8 y M16	900	2400	145	13x26	225	46	142
200	3200	M20	2300	3200	180	13,5	200	70	165

Figura 4-109: catálogo de soportes antivibratorios serie AC.

Fuente: [31].

Desarrollo matemático paso a paso (Teoría de Rao y Den Hartog)

Dado que las cargas en los apoyos varían debido a la geometría, se calculan las deflexiones estáticas reales (δ_e) y las frecuencias naturales (f_n) resultantes para cada zona utilizando la Ley de Hooke y la ecuación fundamental de vibraciones.

1. Verificación en la zona central - caracol (carga crítica = 35 kgf).

- Deflexión estática real de la goma (δ_e):

$$\delta_e = \frac{Carga}{k} = \frac{35\ kgf}{\frac{12{,}50 kgf}{mm}} = 2{,}80\ mm\ (0{,}00280 m)$$

- Frecuencia natural de la zona (f_n):

$$f_n = \frac{15{,}76}{\sqrt{\delta_e}} = \frac{15{,}76}{\sqrt{2{,}80}} = 9{,}41 Hz$$

- Relación de frecuencias (r):

$$r = \frac{f_d}{f_n} = \frac{25\ Hz}{9{,}41 Hz} = 2{,}657$$

- Coeficiente de transmisibilidad (T) y eficiencia de aislamiento (E):

$$T = \left|\frac{1}{1 - r^2}\right| = \left|\frac{1}{1 - (2{,}657)^2}\right| = \left|\frac{1}{1 - 7{,}06}\right| = 0{,}165$$

$$E = (1 - T) \cdot 100 = (1 - 0{,}165) \cdot 100 = 83{,}5\ \%$$

2. Verificación en la zona posterior - motor (carga = 26,72 kgf).

- Deflexión estática real de la goma (δ_{e3}):

$$\delta_{e3} = \frac{Carga}{k} = \frac{26{,}72\ kgf}{\frac{12{,}50 kgf}{mm}} = 2{,}14\ mm\ \ (0{,}00214\ m)$$

- Frecuencia natural de la zona (f_{n3}):

$$f_{n3} = \frac{15{,}76}{\sqrt{\delta_{e3}}} = \frac{15{,}76}{\sqrt{2{,}14}} = 10{,}77\ Hz$$

- Relación de frecuencias (r_3):

$$r_3 = \frac{f_d}{f_{n3}} = \frac{25\ Hz}{10{,}77\ Hz} = 2{,}321$$

- Coeficiente de transmisibilidad (T_3) y eficiencia de aislamiento (E_3):

$$T_3 = \left|\frac{1}{1-r_3^2}\right| = \left|\frac{1}{1-(2{,}321)^2}\right| = \left|\frac{1}{1-5{,}38}\right| = 0{,}228$$

$$E_3 = (1-T_3)\cdot 100 = (1-0{,}228)\cdot 100 = 77{,}2\%$$

Conclusión industrial y respaldo admisible

- Eficiencia global ponderada: El sistema logra un promedio general de aislamiento del 80,3%. Esto significa que más de las 4/5 partes de la energía vibratoria del motor son absorbidas por el elastómero.
- Seguridad estructural: Al unificar el modelo 40 en los 6 puntos, el equipo mantiene una altura estática idéntica de montaje (D = 28 mm), evitando inclinaciones. Como en todas las zonas la relación de frecuencias es superior a √2 (r > 1,41), el sistema trabaja completamente fuera de la zona de peligro, eliminando riesgos de resonancia estructural bajo los lineamientos de la norma internacional ISO 10816-3.
- Bibliografía de validación: Las ecuaciones mecánicas aplicadas corresponden a la teoría clásica de sistemas con un grado de libertad (SDOF) de Singiresu S. Rao (vibraciones mecánicas) y las simplificaciones de constantes industriales de J.P. Den Hartog (mechanical vibrations).

Detalles geométricos para compra y montaje

- Cantidad a pedir: 6 unidades (modelo 40 - tipo campana o cazoleta).
- Rosca de fijación superior: espárrago central de 3/8" (W).
- Altura libre del taco (D): 28 mm.
- Distancia centro a centro de agujeros base (E): 83 mm.
- Fijación inferior (B): correderas de 10x15 mm (compatibles con bulones M8).

Una vez seleccionado el soporte antivibratorio, es necesario definir el procedimiento de instalación para garantizar una correcta distribución de cargas y un adecuado aislamiento de vibraciones. En la siguiente Figura 4-110 se muestran las etapas recomendadas de montaje del aislador sobre la estructura de soporte de la máquina.



Figura 4-110: Secuencia de montaje del soporte antivibratorio.

Fuente: [31].

Las especificaciones técnicas detalladas de los tacos seleccionados, se encuentran documentados para su consulta en el Anexo J: Hoja técnica de tacoas AC

4.6.11 Verificación de la resistencia de los brazos de las paletas del enfriador

Se selecciona una barra redonda de diámetro 12 mm para fabricar los brazos que colgarán las paletas que se usarán para remover las semillas para lograr enfriarlas y luego verterlas en la bandeja para su posterior envasado.

Especificaciones generales y geometría

1. Datos de operación y geometría de la olla:

- Diámetro del depósito de enfriamiento (D_o): 1500 mm (1,5 m).
- Altura total del depósito (H_o): 300 mm.
- Velocidad de rotación del eje (N): 20 RPM.
- Configuración del agitador: 4 brazos idénticos a 90° con 3 paletas horizontales por brazo.
- Radio máximo de barrido (R_{max}): 690 mm desde el centro del eje.

Una vez definida la geometría del agitador, es necesario verificar las dimensiones de los brazos y la disposición de las paletas respecto del eje de accionamiento. En la Figura 4-111 se presenta el modelo del conjunto agitador, indicando las principales cotas empleadas en los cálculos cinemáticos y en el análisis de capacidad de descarga del sistema.

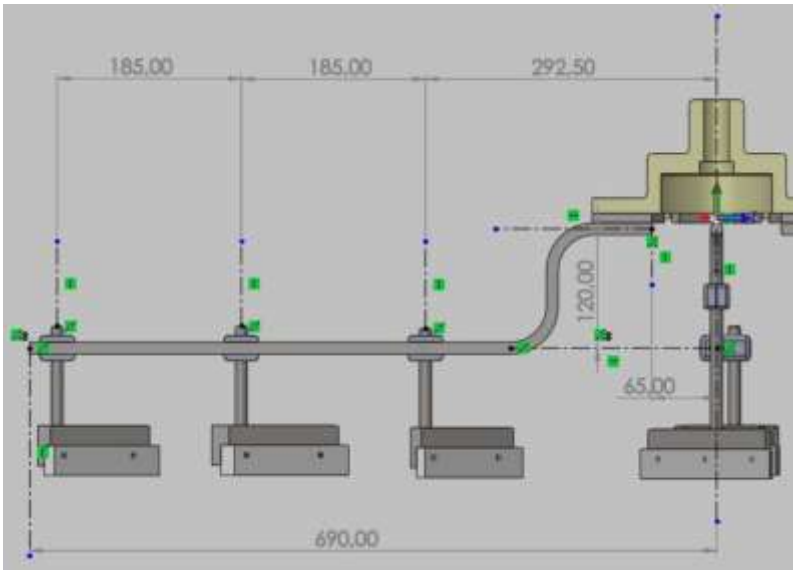


Figura 4-111: Vista lateral del conjunto agitador.

2. Propiedades del producto (semillas de zapallo):

- Masa de la tanda (M): 25 kg.
- Densidad aparente determinada (ρ): 543,64 kg/m³.
- Ángulo de fricción interna estimado (φ): 30°.

3. Especificaciones del material estructural:

- Material: Acero inoxidable AISI 304 (calidad alimenticia).
- Límite elástico mínimo (σ_y): 215 MPa (215 N/mm²).
- Módulo de elasticidad (E): 193 × 10³ MPa.
- Perfil geométrico de los brazos: barra cilíndrica maciza de diámetro d = 12 mm.

Determinación de cargas dinámicas

1. Altura de la capa de semillas en reposo (h):

El volumen ocupado por la tanda se calcula a partir de la densidad aparente:

$$V = \frac{M}{\rho} = \frac{25\ kg}{543{,}64\frac{kg}{m^3}} = 0{,}046 \quad (46\ litros)$$

El área superficial de la olla circular es:

$$A = \frac{\pi \cdot D_o^2}{4} = \frac{\pi \cdot (1{,}5\ m)^2}{4} = 1{,}767\ m^2$$

Por lo tanto, la altura nominal del lecho granular de semillas es:

$$h = \frac{V}{A} = \frac{0{,}046\ m^3}{1{,}767\ m^2} = 0{,}026\ m = 26\ mm$$

2. Cálculo del empuje pasivo de las semillas (fuerza de arrastre)

Utilizando los principios de la mecánica de medios granulares (Teoría de Rankine) para el empuje pasivo de tierras adaptado a paletas sumergidas, el coeficiente de empuje pasivo (Kp) es:

$$K_p = \frac{1 + \sin(30°)}{1 - \sin(30°)} = \frac{1{,}5}{0{,}5} = 3$$

La fuerza teórica por metro lineal (F') debida a la altura de la semilla fija la siguiente resultante en la cara de la paleta:

$$F' = \left(\frac{1}{2}\right) \cdot \rho \cdot g \cdot h^2 \cdot K_p$$

$$F' = \frac{1}{2} \cdot 543{,}64 \frac{kg}{m^3} \cdot 9{,}81 \frac{m}{s^2} \cdot (0{,}026\ m)^2 \cdot 3 = 5{,}42\ N/m$$

Para el diseño dinámico ante sobrecargas mecánicas, apelmazamientos locales o arranques críticos con carga estancada, se aplica un coeficiente de sobrecarga dinámica (C_{sd} = 3,5):

$$F'_{diseño} = F' \cdot C_{sd} = 5{,}42 \frac{N}{m} \cdot 3{,}5 \approx 19 N/m$$

Sabiendo que cada una de las 3 paletas del brazo tiene un largo de ala efectivo sumergido de L_p = 0,25 m, la fuerza resultante sobre cada conjunto de soporte de paleta es:

$$F_{paleta} = F'_{diseño} \cdot L_p = 19\ N/m \cdot 0{,}25\ m = 4{,}75\ N$$

Análisis de torque y potencia del sistema

Las tres paletas por brazo se posicionan a las siguientes distancias radiales medias medidas desde el centro geométrico del eje (según cotas de plano):

- Posición radial 1 (R_1): 292,5 mm = 0,2925 m.
- Posición radial 2 (R_2): 292,5 + 185 = 477,5 mm = 0,4775 m.
- Posición radial 3 (R_3): 477,5 + 185 = 662,5 mm = 0,6625 m.

1. Torque por brazo (T_{brazo}):

$$T_{brazo} = F_{paleta} \cdot (R_1 + R_2 + R_3)$$

$$T_{brazo} = 4{,}75\ N \cdot (0{,}2925\ m + 0{,}4775\ m + 0{,}6625\ m) = 4{,}75\ N \cdot 1{,}4325\ m = 6{,}8\ Nm$$

2. Torque total en el eje agitador (T_{total}):

Dado que el equipo consta de 4 brazos simétricos e idénticos:

$$T_{total} = 4 \cdot T_{brazo} = 4 \cdot 6{,}8\ Nm = 27{,}2\ Nm$$

Verificación estructural de las barras agitadoras

Se analiza mecánicamente la barra principal de Ø12 mm sometida al peor escenario de flexión en su sección de quiebre vertical.

1. Propiedades de la sección transversal:

Para una barra maciza circular de 12 mm de diámetro, el módulo de sección resistente (W_x) es:

$$W_x = \frac{\pi \cdot d^3}{32} = \frac{\pi \cdot (12\ mm)^3}{32} = 169{,}65\ mm^3$$

2. Momento flector de diseño (M_f):

La sumatoria de fuerzas de arrastre en un brazo actúa horizontalmente ($F_{total\ brazo}$ = 3 · 4,75 N = 14,25 N). Debido al desnivel acotado en el plano de H = 120 mm, se induce un momento flector máximo en la transición geométrica del brazo:

$$M_f = F_{total\ brazo} \cdot H = 14{,}25\ N \cdot 120\ mm = 1710\ N \cdot mm$$

3. Cálculo de tensión de trabajo ($\sigma_{trabajo}$):

Aplicando la ecuación fundamental de la flexión pura (σ = M/W):

$$\sigma_{trabajo} = \frac{1710\ N \cdot mm}{169{,}65\ mm^3} = 10{,}08\ MPa$$

4. Factor de seguridad mecánico (FS):

Comparando la tensión máxima admisible del Acero AISI 304 con el esfuerzo real provocado por la masa de semillas de zapallo:

$$FS = \frac{\sigma_y}{\sigma_{trabajo}} = \frac{215\ MPa}{10{,}08\ MPa} = 21{,}3$$

Conclusiones técnicas

Seguridad estructural: el diseño de los brazos construidos en barra redonda maciza de Ø12 mm de Acero Inoxidable AISI 304 está plenamente validado. El factor de seguridad obtenido (FS = 21,3) es sumamente elevado. El componente trabajará en régimen elástico sin peligro de deformaciones permanentes.

Rigidez transversal: gracias al alto valor de FS, las flexiones o flechas elásticas durante el barrido dinámico de los 25 kg de semillas de zapallo serán imperceptibles, garantizando que las paletas mantengan su luz de despeje constante respecto al fondo de la olla.

En la Figura 4-112 se muestra el modelo tridimensional del conjunto agitador.

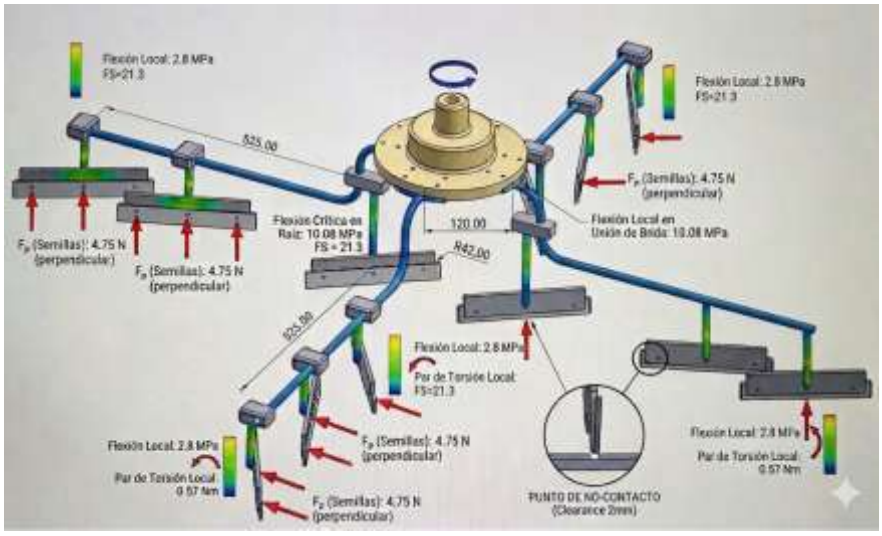


Figura 4-112: Modelo del sistema agitador.

4.6.12 Cálculo resorte puerta descarga enfriador

Se realiza un esquema de los componentes que intervienen con algunos datos relevantes para iniciar los cálculos, ver Figura 4-113.

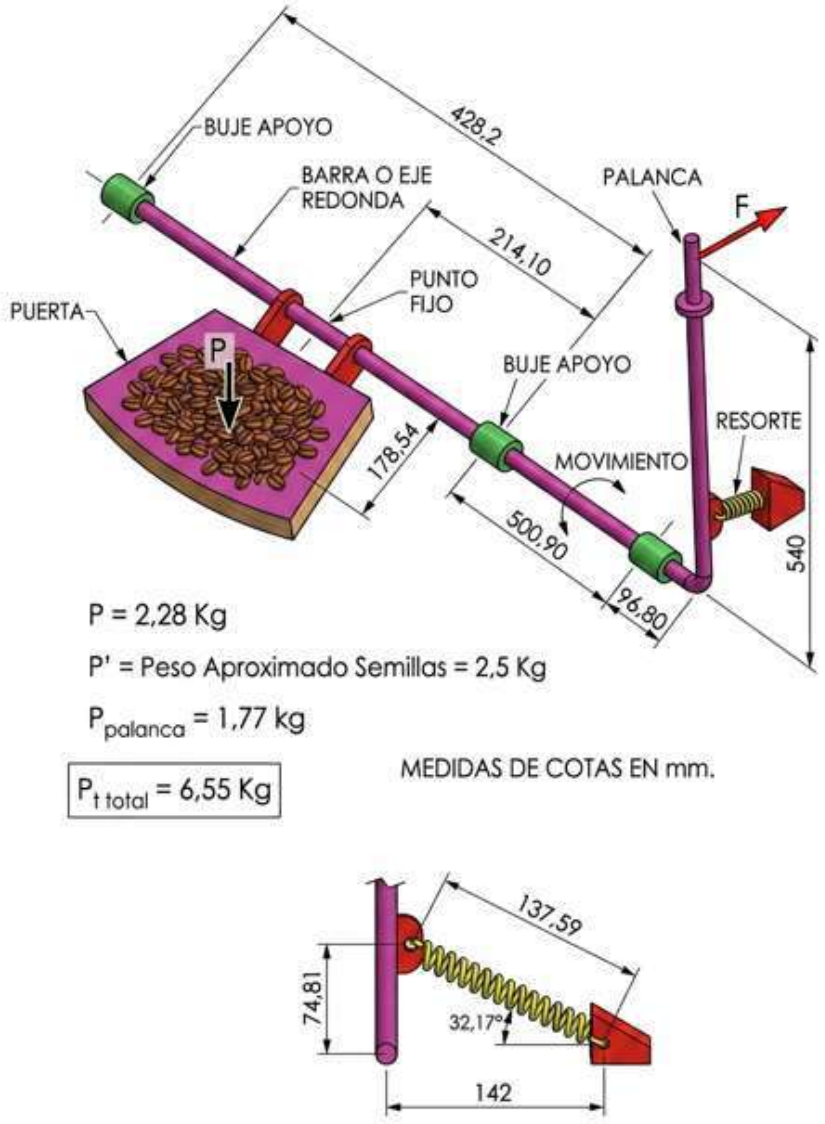


Figura 4-113: Resorte puerta descarga enfriador.

Fuente: Elaboración propia utilizando inteligencia artificial.

Parámetros geométricos

- Masa total del conjunto cargado (puerta + semillas tostadas): $P_{total} = 6{,}55\ kg \rightarrow 64{,}25\ N$.
- Brazo de palanca de la compuerta al eje de giro: $L_c = 178{,}54\ mm = 0{,}1785\ m$.
- Brazo de la palanca manual (mango de accionamiento): $L_p = 540 mm = 0{,}540\ m$.
- Altura vertical del pasador del resorte al eje: $y = 74{,}81\ mm = 0{,}0748\ m$.
- Distancia horizontal total entre apoyos fijos: $x = 142\ mm = 0{,}1420\ m$.
- Longitud instalada del resorte (posición cerrada): $L_{inst\ cerrado} = 137{,}59\ mm$.
- Ángulo inicial de inclinación del resorte: θ = 32,17°.

- Ángulo de apertura total por rotación de palanca: $\Delta\alpha = 85° \ (sentido\ antihorario)$.

Desarrollo del análisis mecánico

1. Brazo de palanca efectivo del resorte (L_{res}):

Debido a la inclinación de 32.17° en el plano horizontal, el brazo de torque efectivo que ejerce el resorte respecto al centro del eje es:

$$L_{res} = y \cdot \cos(\theta) = 74{,}81\ mm \cdot \cos(32{,}17°) = 63{,}33\ mm = 0{,}0633\ m$$

2. Fuerza inicial de retención (F_0) - Sello de compuerta cerrada:

El torque torsor provocado por la gravedad sobre la puerta cargada de semillas es:

$$M_{carga} = P_{total} \cdot L_c = 64{,}25\ N \cdot 0{,}1785\ m = 11{,}47\ N \cdot m$$

Para garantizar que la compuerta no gotee ni filtre grano por vibración, el resorte amarillo a su longitud fija de 137,59 mm debe equilibrar dicho momento:

$$F_0 = \frac{M_{carga}}{L_{res}} = \frac{11{,}47\ N \cdot m}{0{,}0633\ m} = 181{,}20\ N \approx 18{,}5\ kgf$$

3. Fuerza máxima admisible (F_{max}) - Criterio antropométrico legal:

En apertura total, el grano ya ha sido evacuado y la palanca manual es retenida por el usuario. Cumpliendo rigurosamente con el marco legal ergonómico de las normativas ISO 11228-1 y EN 1005-3, la fuerza manual del operario se limita a un máximo de 50 N (~5,1 kgf) en el mango. El torque disponible en el eje es:

$$M_{disponible} = M_{op} + M_{puerta\ vacia} = (50\ N \cdot 0{,}540\ m) + 4\ N \cdot m = 31\ N \cdot m$$

La fuerza máxima del resorte al final del recorrido para no sobrepasar el esfuerzo humano permitido es:

$$F_{\max} = \frac{M_{disponible}}{L_{res}} = \frac{31\ N \cdot m}{0{,}0633\ m} = 489{,}73\ N \approx 49{,}9\ kgf$$

4. Cinemática de rotación y constante elástica (k):

Al rotar la palanca vertical 85° en sentido antihorario, el pasador describe una trayectoria circular. Evaluando vectorialmente la nueva posición del mecanismo respecto al punto de anclaje fijo, la distancia final entre pasadores se extiende a 162,24 mm.

- Carrera de estiramiento neto (Δx): 162,24 mm – 137,59 mm = 24,65 mm.
- Rigidez elástica requerida (k):

$$k = \frac{F_{\max - F_0}}{\Delta x} = \frac{489{,}73\ N\ -\ 181{,}20\ N}{24{,}65\ mm} = 12{,}52 N/mm$$

Ficha técnica industrial para fabricación

Componente diseñado para alta vida útil y resistencia a la fatiga cíclica continua.

- Tipo de resorte: helicoidal de tracción axial.
- Estilo de extremos: ganchos alemanes completos y cerrados.
- Material: acero al carbono aleado para resortes mecánicos (ASTM A228 / DIN 17223 Clase C).
- Módulo de rigidez transversal (G): 78,500 MPa.
- Diámetro nominal del alambre (d): 4 mm (±0,05 mm).
- Diámetro exterior del cuerpo (D_{ext}): 26 mm (±0,2 mm).
- Diámetro medio de espiras (D_m): 22 mm.
- Índice de rigidez de forma ($C = D_m/d$): 5,5 (óptimo factor estructural de manufactura).
- Número de espiras activas (n): 23 espiras (enrolladas en contacto continuo).
- Longitud del cuerpo de espiras (L_C): 92 mm.
- Longitud libre en reposo (gancho a gancho suelto, L_0): 123 mm.

Diagnóstico y validación de montaje

1. Estado pasivo (instalado - puerta cerrada): al alojar el resorte en el chasis, este pasa de sus 123 mm libres a los 137,59 mm acotados entre pasadores. Esta elongación inicial fija de 14,59 mm genera exactamente los 18,5 kgf requeridos para el sellado estanco de la chapa lisa contra el enfriador.
2. Estado activo (operación - puerta abierta): al desplazar la palanca manual los 85° estipulados, el resorte se estira de manera suave hasta los 162,24 mm de longitud. La resistencia del alambre se eleva linealmente hasta los 49,9 kgf internos. Sin embargo, debido a la enorme ventaja mecánica de la palanca de 540 mm, el operario experimenta en su mano una fuerza de accionamiento máxima de apenas 5 kgf, protegiendo su integridad musculoesquelética dentro de las normativas legales de medicina laboral.

4.6.13 Selección de ventilador centrífugo

Para seleccionar el ventilador centrífugo correctamente se sigue los siguientes pasos:

1. **Determinación de los parámetros críticos:**

- Caudal de aire (Q): volumen de aire necesario por unidad de tiempo (ej. m³/h o CFM).
- Presión estática (P_e): resistencia total que ejercen los ductos, filtros y rejillas (ej. mmH_2O o Pa).
- Tipo de fluido: aire limpio, aire con polvo, gases corrosivos o altas temperaturas.
- Densidad del aire: afecta la potencia requerida si el sitio está a gran altura o alta temperatura.

2. **Elegir el tipo de rodete (álabes):**

Según la aplicación y el fluido, se elige el diseño de las palas del ventilador:

- Álabes hacia adelante (forward): caudales altos a bajas velocidades. Ideales para aire limpio y espacios reducidos (aire acondicionado).
- Álabes hacia atrás (backward): alta eficiencia energética y estables ante variaciones de presión. Para aire limpio o con partículas finas.
- Radiales rectos: autolimpiantes y muy robustos. Diseñados para transporte neumático de materiales pesados, virutas o polvo grueso.

3. **Usar las curvas de rendimiento:**

Los fabricantes proporcionan gráficas con curvas de presión versus caudal:

- Cruza tu dato de caudal (eje x) con la presión estática (eje y).
- El punto de intersección determina el modelo específico del ventilador.
- Busca que este punto caiga en la zona de máxima eficiencia de la curva (evita las zonas de inestabilidad o "bombeo").

4. **Calcular la potencia del motor**

Para evitar que el motor se queme, se calcula la potencia absorbida en el eje (BHP o kW) usando la eficiencia del ventilador (η):

$$Potencia = \frac{Caudal \times Presión}{Eficiencia\ del\ ventilador}$$

Suma siempre un margen de seguridad (entre 10% y 20%) al seleccionar el motor comercial.

5. **Consideraciones adicionales:**

- Nivel sonoro: verifica los decibeles (dB) permitidos en el área de instalación.
- Arreglo de transmisión: transmisión directa (menor mantenimiento) o por poleas y correas (permite ajustar la velocidad del ventilador).
- Espacio físico: verifica la orientación de la descarga de la carcasa (ej. vertical, horizontal superior, etc.).

Abordar este diseño requiere un balance de energía térmica y mecánica. Un diámetro de 1,5 m para solo 25 kg de semillas genera un lecho extremadamente delgado (aproximadamente de unos 3,5 cm de espesor).

Al succionar desde abajo de una base tan amplia con un espesor tan bajo, la resistencia del lecho de semillas (presión estática) será mínima, pero el volumen de aire necesario para lograr un enfriamiento flash (en unos 3 minutos) es considerable.

A continuación, se detalla el cálculo y las especificaciones técnicas requeridas para seleccionar el ventilador centrífugo óptimo.

Balance térmico y cálculo de caudal:

- Calor total a extraer (Q): considerando un calor específico (Cp) estimado para semillas de zapallo tostadas de 2500 J/kg·K:

$$Q = m \cdot C_p \cdot \left(T_{inicial} - T_{final}\right) = 25\ kg \cdot 2500\ J/kg \cdot K \cdot (180°C - 20°C)$$
$$= 10000000\ J$$

- Flujo de aire requerido: para un enfriamiento rápido en un ciclo meta de 3 minutos (180 s), la tasa de extracción es de 55,5 kW. El aire ingresa a 20°C y estimamos una temperatura de salida promedio del aire de 60°C (ΔT = 40°C):

$$\dot{m}_{air} = \frac{55{,}555\ W}{1005\ J/kg \cdot K \cdot 40°C} \approx 1.38 kg/s\ de\ aire$$

- Caudal volumétrico de selección (Qv): como el aire pasa por el lecho y se calienta, el ventilador succionará aire caliente por debajo de la tolva (a unos 60°C promedio). Corrigiendo por densidad del aire caliente (ρ ≈ 1,06 kg/m³), se necesita un caudal de:

$$Q_v \approx 4700 m^3 h\ (2766\ CFM)$$

Cálculo de la presión estática (*Pe*):

Dado que las semillas están distribuidas en un área de 1,76 m² (diámetro 1,5 m), el espesor del lecho es bajísimo. La pérdida de carga se compone de:

1. Pérdida por el lecho de semillas: al ser un espesor de ≈ 35 mm y usando la ecuación de Ergun para partículas grandes, la caída de presión es baja, estimada en 20 mmH2O.
2. Pérdida por la chapa perforada: dependiendo de la fracción abierta de la malla (se recomienda mínimo 40%), agregará unos 10 mmH2O.
3. Pérdida en el ducto de succión y plenum: el espacio tipo "olla" inferior y el ducto hacia el ventilador añaden otros 15 mmH_2O.
4. Pérdida de carga del ciclón: 60 mmH_2O.

- Presión estática total de diseño: se establece en 105 mmH_2O para trabajar con un margen de seguridad industrial.

Ficha técnica de selección del ventilador:

Al acudir al catálogo de un fabricante (por ejemplo, Soler & Palau, Chicago Blower, o similares), se deben solicitar las especificaciones detalladas en la Tabla 4-3.

Tabla 4-3:

Parámetro técnico	Valor de selección
Tipo de ventilador	Centrífugo de álabes atrás (backward curved)
Caudal de trabajo (Qv)	4700 m³/h
Presión estática (Pe)	105 mmH_2O
Temperatura del fluido	Soportar picos de hasta 120°C al inicio de la tanda
Tipo de arreglo	Arreglo 4 (acoplamiento directo) o arreglo 1/9 (poleas y correas)
Potencia estimada del motor	5,5 HP a r.p.m. estándar (ej. 1440 r.p.m.)

¿Por qué álabes hacia atrás (backward)?

Tienen alta eficiencia energética y una curva de potencia limitante (no sobrecargarán el motor si la tolva se queda vacía y la presión cae a cero). Además, toleran perfectamente el arrastre de polvillo fino o aceites del tostado sin desbalancearse fácilmente.

Las paletas giran aproximadamente a 20 rpm y se supone un porcentaje de área abierta del 30 %.

Con un 30% de área abierta en la chapa perforada y una agitación constante a 20 rpm, el diseño mecánico entra en una configuración muy favorable.

A 20 rpm, la velocidad periférica en el extremo de la "olla" (diámetro 1,5 m) es de aproximadamente 1,57 m/s. Esta velocidad es lo suficientemente suave como para no dañar las semillas tostadas (evita el desprendimiento de cascarillas), pero lo bastante activa para romper cualquier "camino preferencial" del aire, garantizando que toda la tanda se enfríe de manera homogénea.

Diámetro del ducto de succión: para transportar 4,700 m³/h (1,305 m^3/s) sin generar ruido excesivo ni pérdidas de presión secundarias, el ducto que conecta la olla con la entrada del ciclón y del ventilador debe tener diámetro mínimo de 300 mm (12 pulgadas) equivalente al área de 0,07 m^2. Esto mantendrá la velocidad en el ducto en unos 18,5 m/s. En el caso de los ductos instalados se verifica que los mismos superen el mínimo de 0,07 m^2.

Área del ducto de descarga hacia el ciclón: 256,4 x 356,4 = 91380,96 mm ($\sim 0{,}091 m^2$).

Área del ducto salida de ciclón e ingreso al ventilador:

$$\frac{3{,}14 \text{ x } (433 \text{ mm})^2}{4} = 147178{,}86 \text{ mm } (\sim 0{,}14 m^2)$$

Selección de ciclón baja presión

Para evitar posibles emisiones de partículas hacia el exterior se tiene en cuenta como medio filtrante la instalación de un ciclón de baja presión.

Como parámetros para la selección del mismo necesitamos conocer el caudal del sistema, este dato ya es conocido y es aproximadamente 4,700 m³/h (1,305 m^3/s).

El fabricante del equipo, de la firma Leuca, nos brinda una curva característica donde ingresado con el caudal en el eje horizontal podemos seleccionar el modelo y la presión estática que demanda este equipo para tenerla en cuenta o sumarla a la presión total del sistema y así poder seleccionar el ventilador centrífugo, ver Figura 4-14 y Figura 4-15.

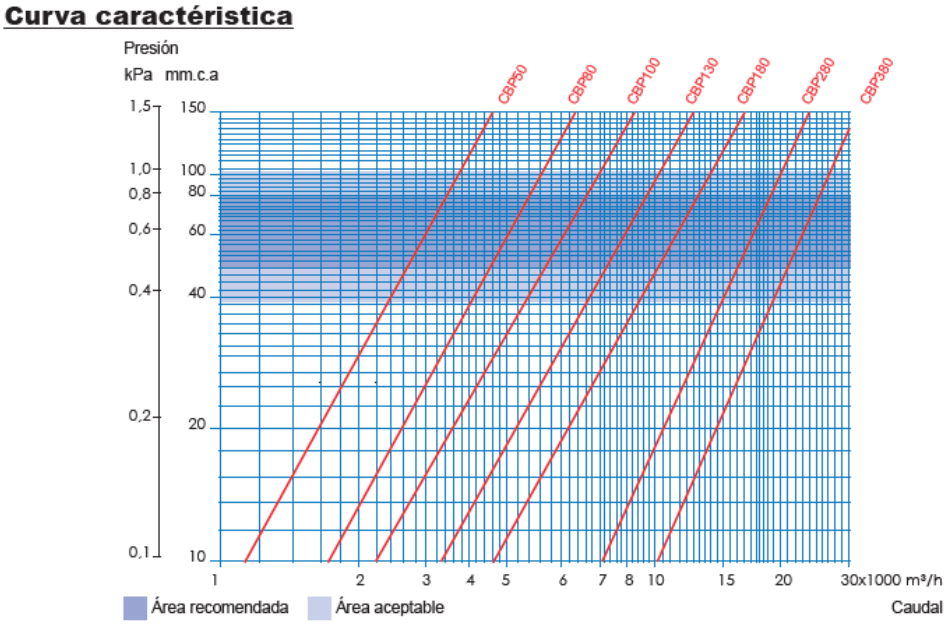


Figura 4-114: Curva característica de ciclón baja presión CBP.

Fuente: [32].

Se selecciona el ciclón de baja presión modelo: CBP 80.

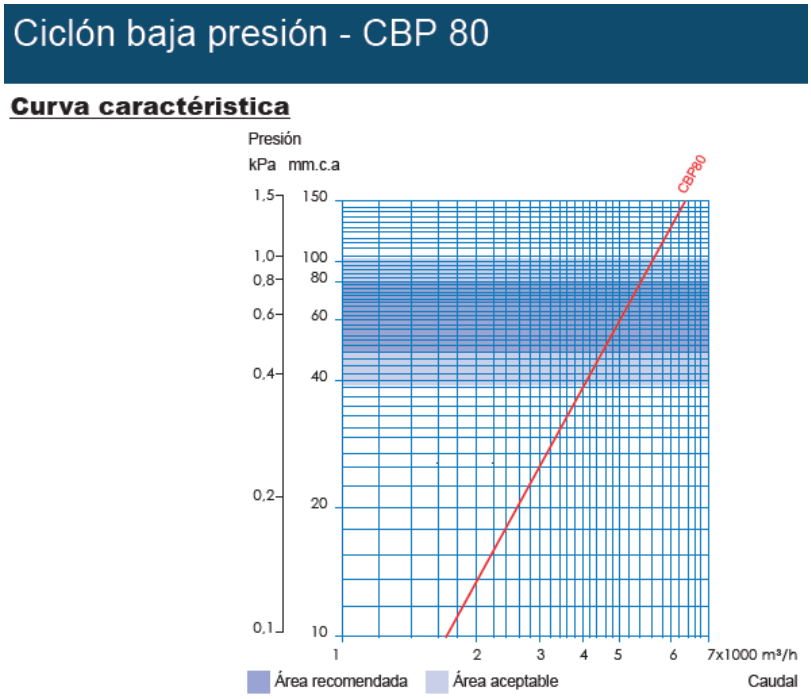


Figura 4-115: Curva característica de ciclón baja presión CBP 80.

Fuente: [32].

En el Anexo K: Especificaciones técnicas de ciclón se presenta la ficha técnica completa del ciclón seleccionado.

Selección del ventilador centrífugo

Para la selección del modelo del ventilador centrífugo se utiliza el caudal del sistema 4,700 m^3/h (1,305 m^3/s) y la presión estática total del sistema de 105 mmH_2O. Ingresando con estos datos en la curva característica dada por el fabricante Leuca, podemos seleccionar el modelo requerido, ver Figura 4-16 y Figura 4-17.

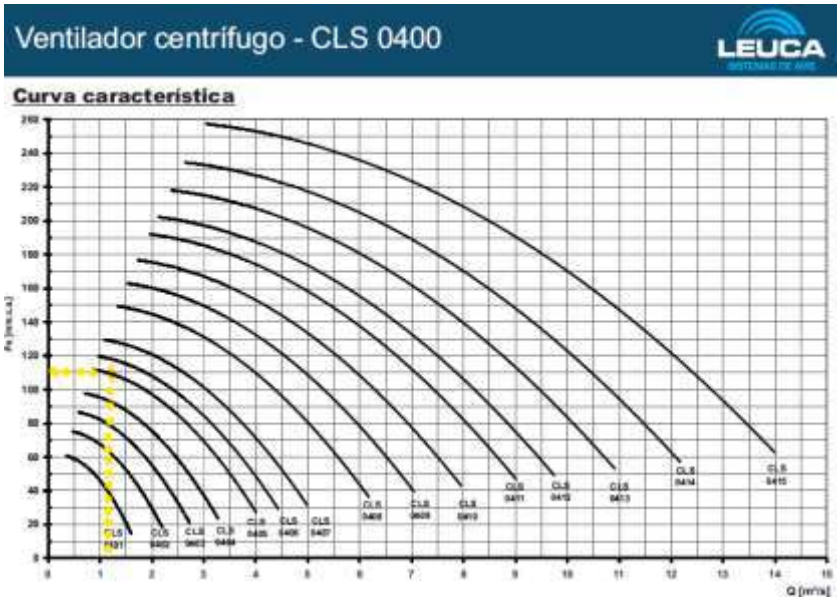


Figura 4-116: Curva característica de ventilador centrífugo - CLS 0400.

Fuente: Adaptado de [33].

Se selecciona un ventilador de la firma Leuca modelo: CLS 0405.

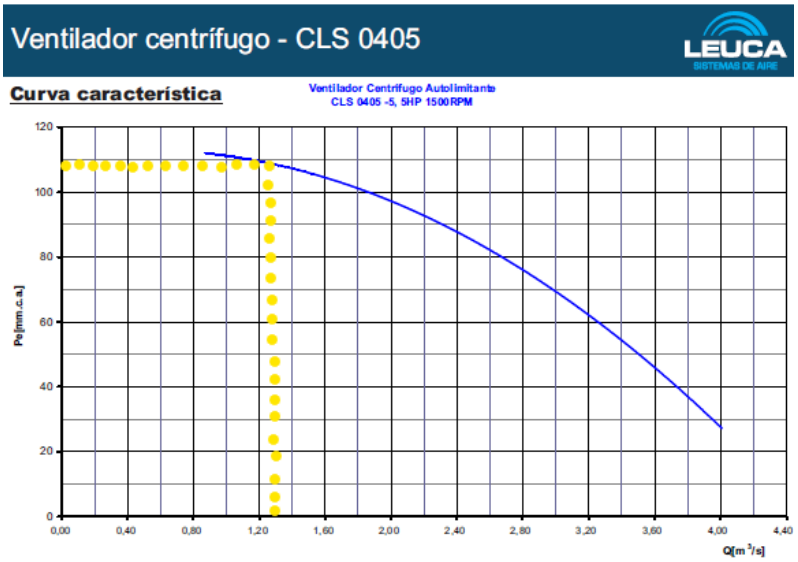


Figura 4-117: Curva característica de ventilador centrífugo - CLS 0405.

Fuente: Adaptado de [33].

En el Anexo L: Especificaciones técnicas del ventilador centrífugo se presenta la ficha técnica completa del ventilador seleccionado.

4.7 Verificación estructural de la plataforma de operación

Para hacer el análisis se procede a realizar un estudio estático con el software SolidWorks, se selecciona 3 módulos que componen la plataforma para simplificar el análisis, ya que si se realiza el estudio de toda la plataforma talvez se podría perder información del comportamiento de cada módulo frente a los esfuerzos, se prefiere tratarlos individualmente a cada uno como una estructura independiente y simplificar el análisis, además de ganar tranquilidad en cuanto a la seguridad, ver Figura 4-118:

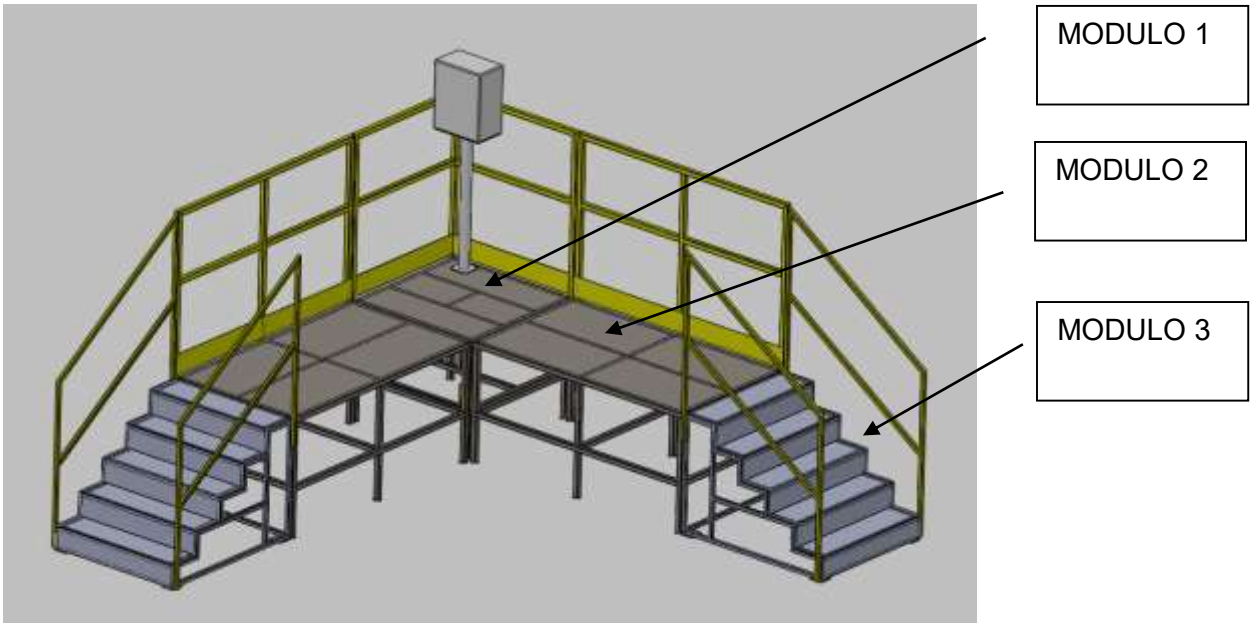


Figura 4-118: Tres módulos que componen la plataforma.

Como condiciones de borde se supone en cada estudio de cada módulo lo siguientes:

Fuerza de aplicación:

Se considera como condición extrema el peso de 3 personas ≈ 3 x 100 kg c/u total = 300 kg.

Herramientas: se considera 150 kg.

Fuerza total: 450 kg x 9,81 m/s2 ≈ 1500 N.

Restricciones: se fija la parte inferior de las patas.

Según [34], los resultados a evaluar con el Sofware SolidWorks son:

A. Tensiones de Von Mises (vonMises)

- Concepto teórico: es un criterio de falla utilizado en ingeniería para materiales dúctiles (como el acero). Combina las tensiones en los tres ejes (x, y, z) en una única "tensión equivalente". Si esta tensión supera el límite elástico del material, la estructura se deforma permanentemente o se rompe.

B. Desplazamientos estáticos (URES)

- Concepto teórico: mide el cambio de posición (deformación geométrica o "flecha") de los nodos de la estructura respecto a su estado original sin carga. Se expresa en milímetros (mm) como la resultante total del movimiento en los tres ejes del espacio.

C. Deformación estática unitaria equivalente (ESTRN)

- Concepto teórico: representa el cambio relativo en la forma o longitud del material por unidad de longitud original ($\Delta L/L_0$). Es un parámetro adimensional que describe la intensidad con la que se estiran o comprimen las fibras internas del metal bajo la acción de una carga estática constante.

D. Factor de seguridad (FDS)

- Concepto teórico: es el cociente entre la resistencia límite del material y la tensión máxima real que experimenta la estructura. Indica cuántas veces es capaz de soportar la carga aplicada antes de alcanzar el punto de falla por deformación plástica.

Pasos para realizar el estudio con SolidWorks:

1) Tener el conjunto o pieza que se analizará con el material asignado.

2) Colocar sujeciones.

3) Colocar cargas externas.

4) Generar el mallado.

5) Ejecutar el estudio.

6) Análisis de resultados.

MODULO ESTRUCTURAL 1

"Se eliminan las barandas y placas perforadas para realizar el estudio".

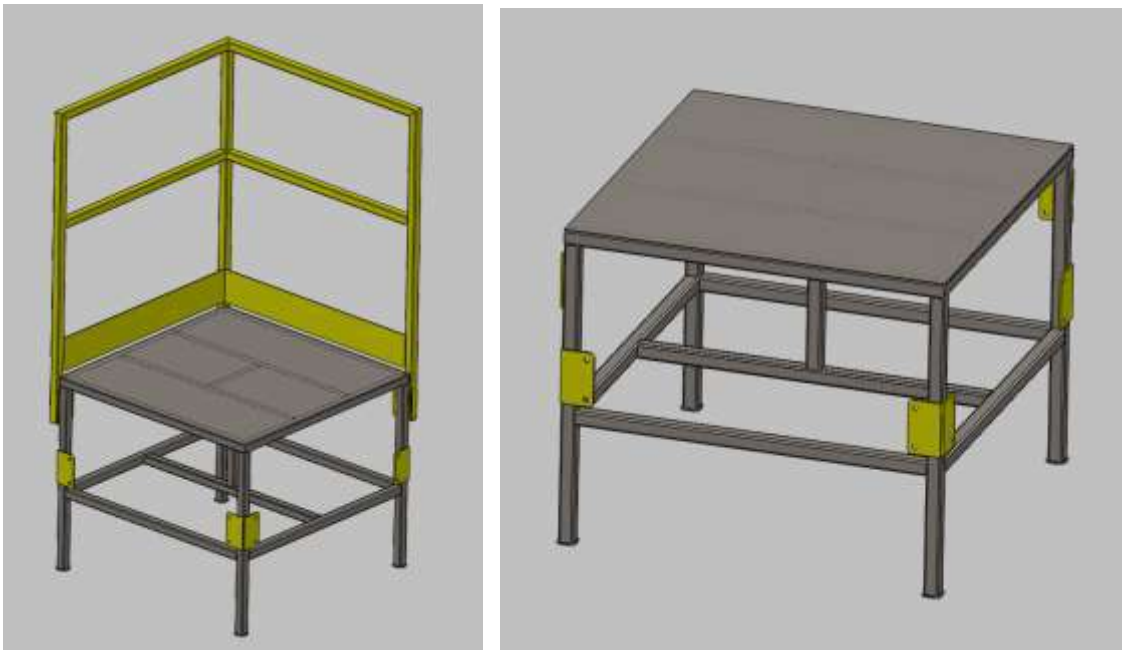


Figura 4-119: Modelo estructural del módulo 1 utilizado para el análisis por elementos finitos.

- Asignación de sujeciones y cargas externas, ver Figura 4-120:

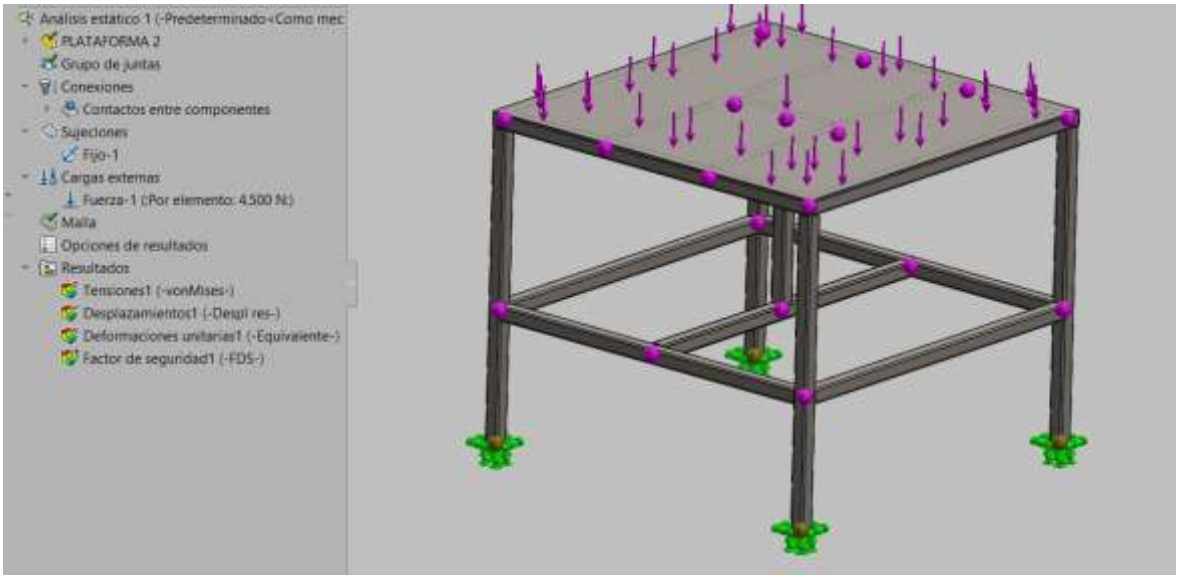


Figura 4-120: Asignación de sujeciones y cargas externas aplicada al modelo estructural para el análisis por elementos finitos.

- Creación de malla, ver Figura 4-121:

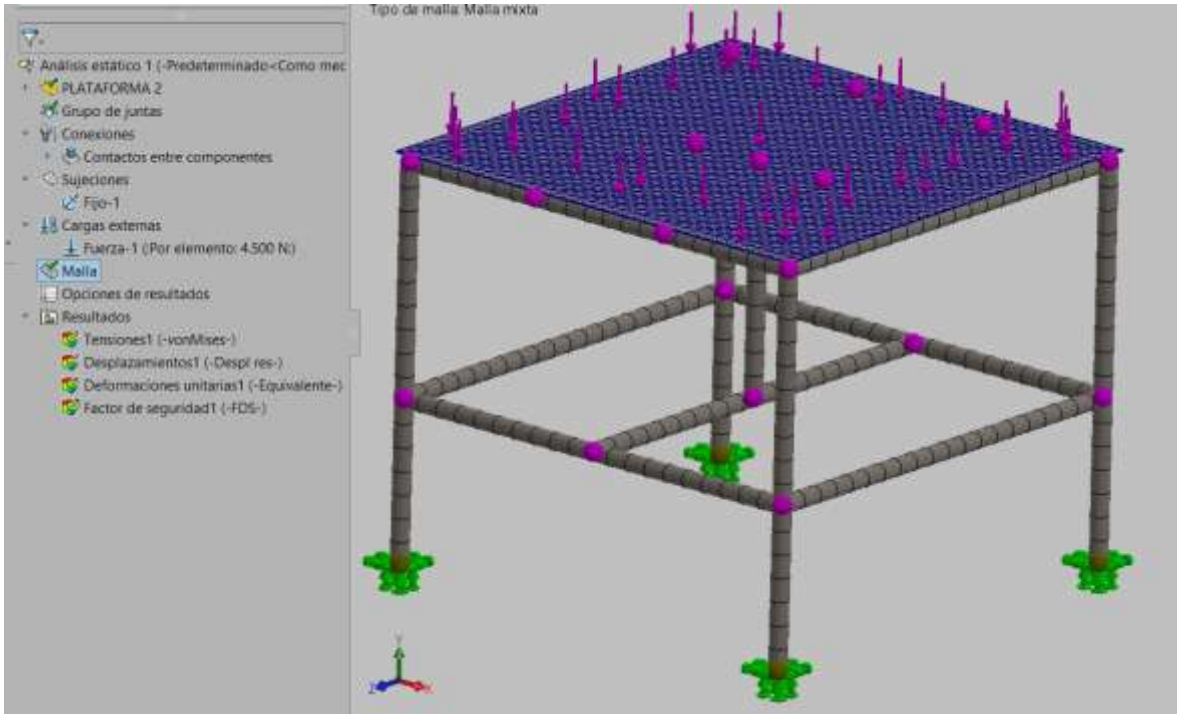


Figura 4-121: Mallado del modelo estructural utilizado para el análisis por elementos finitos.

- Ejecución y resultados: tensión de Von Mises, ver Figura 4-122.

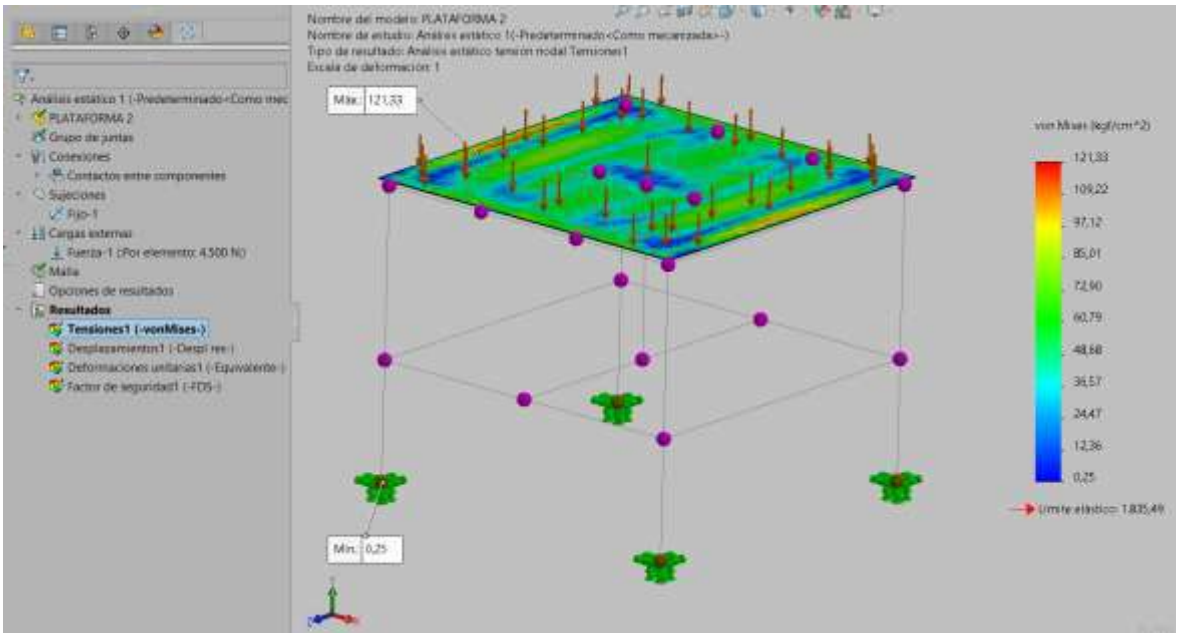


Figura 4-122: Distribución de tensiones equivalentes de Von Mises obtenidas mediante análisis por elementos finitos.

- Resultado: desplazamientos, ver Figura 4-123.

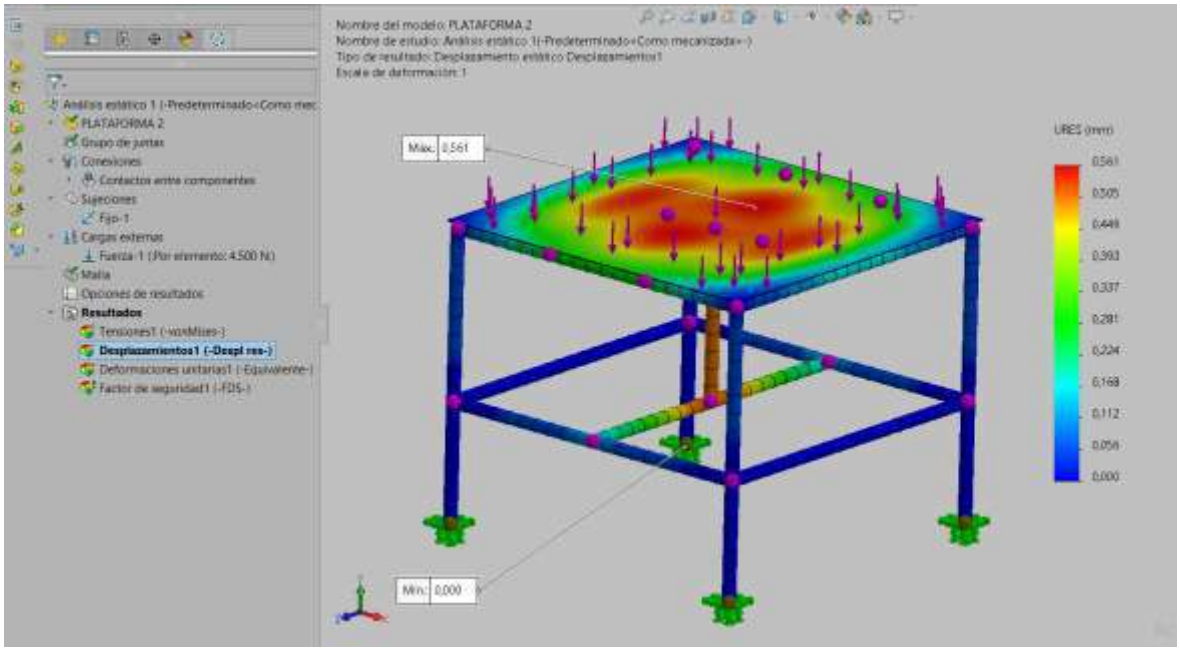


Figura 4-123: Desplazamientos resultantes obtenidos mediante análisis por elementos finitos.

- Resultado: deformación unitaria, ver Figura 4-124.

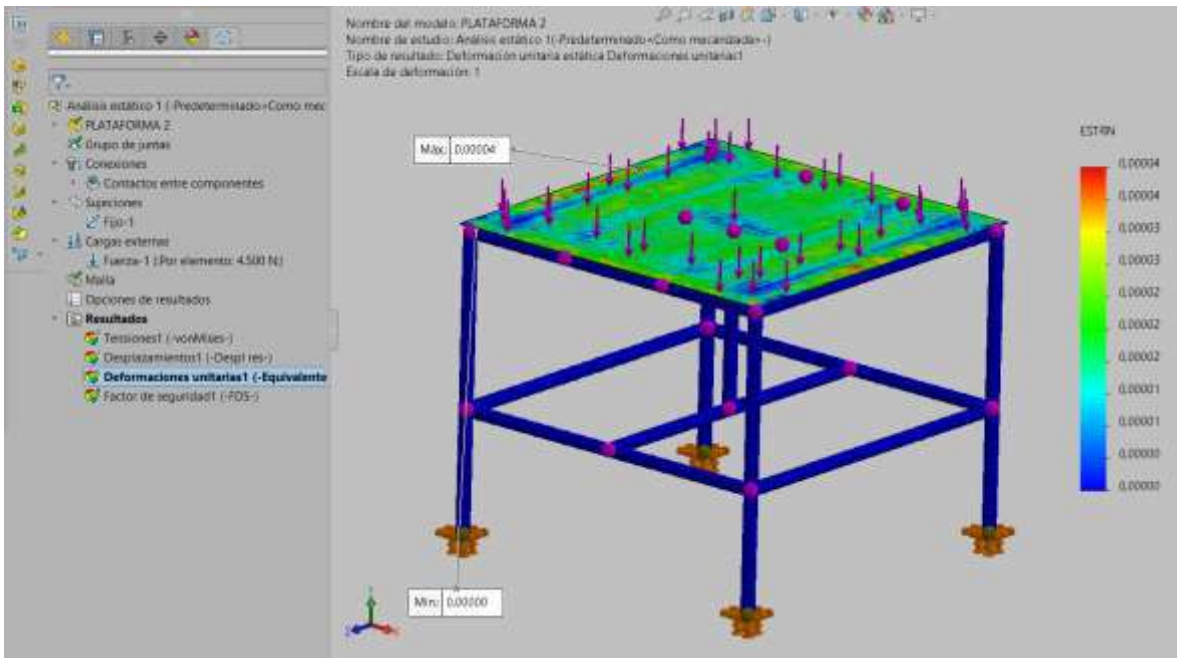


Figura 4-124: Distribución de deformaciones unitarias equivalentes obtenidas mediante análisis por elementos finitos.

- Resultado: calculo automático por el software del factor de seguridad, ver Figura 4-125.

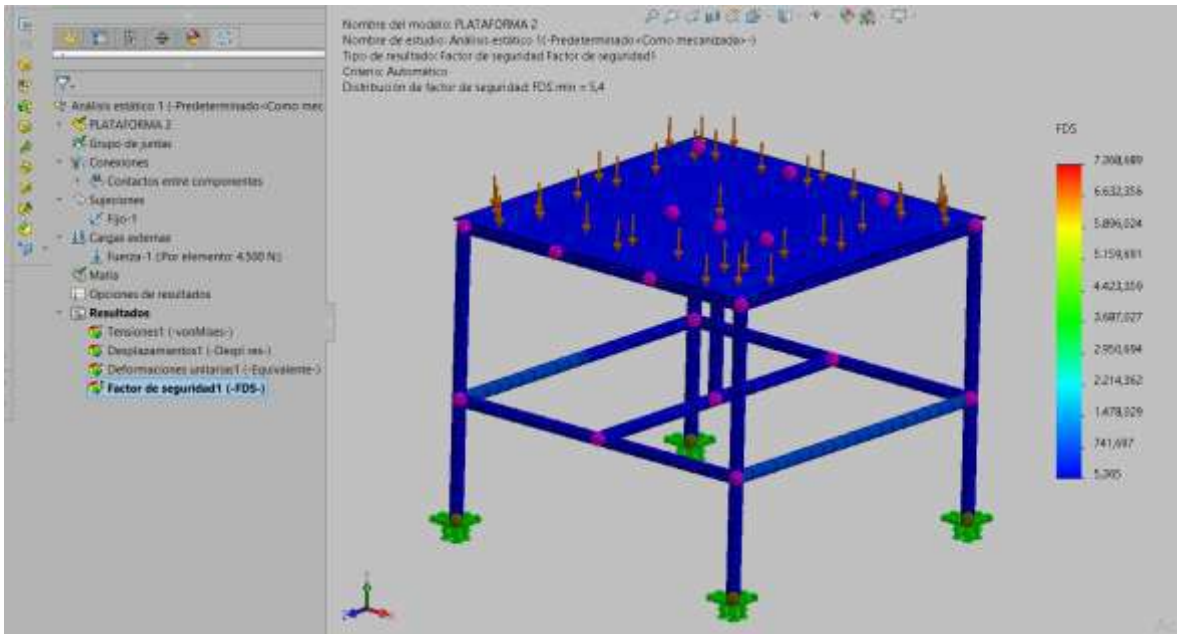


Figura 4-125: Distribución del factor de seguridad obtenida mediante análisis por elementos finitos.

MODULO ESTRUCTURAL 2

“Se eliminan las barandas y placas perforadas para realizar el estudio”.



Figura 4-126: Modelo estructural del módulo estructural 2 empleado para el análisis por elementos finitos.

- Asignación de sujeciones y cargas externas, ver Figura 4-127.

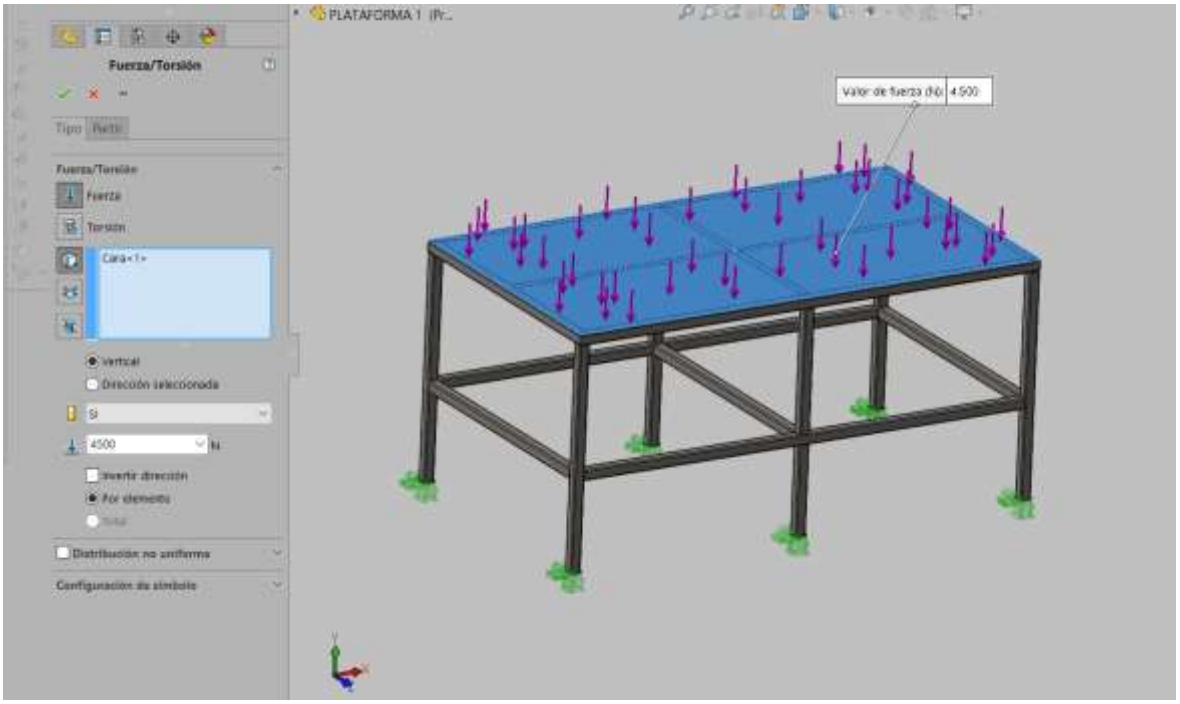


Figura 4-127: Asignación de sujeciones y cargas externas para el análisis por elementos finitos.

- Generación del mallado, ver Figura 4-128.

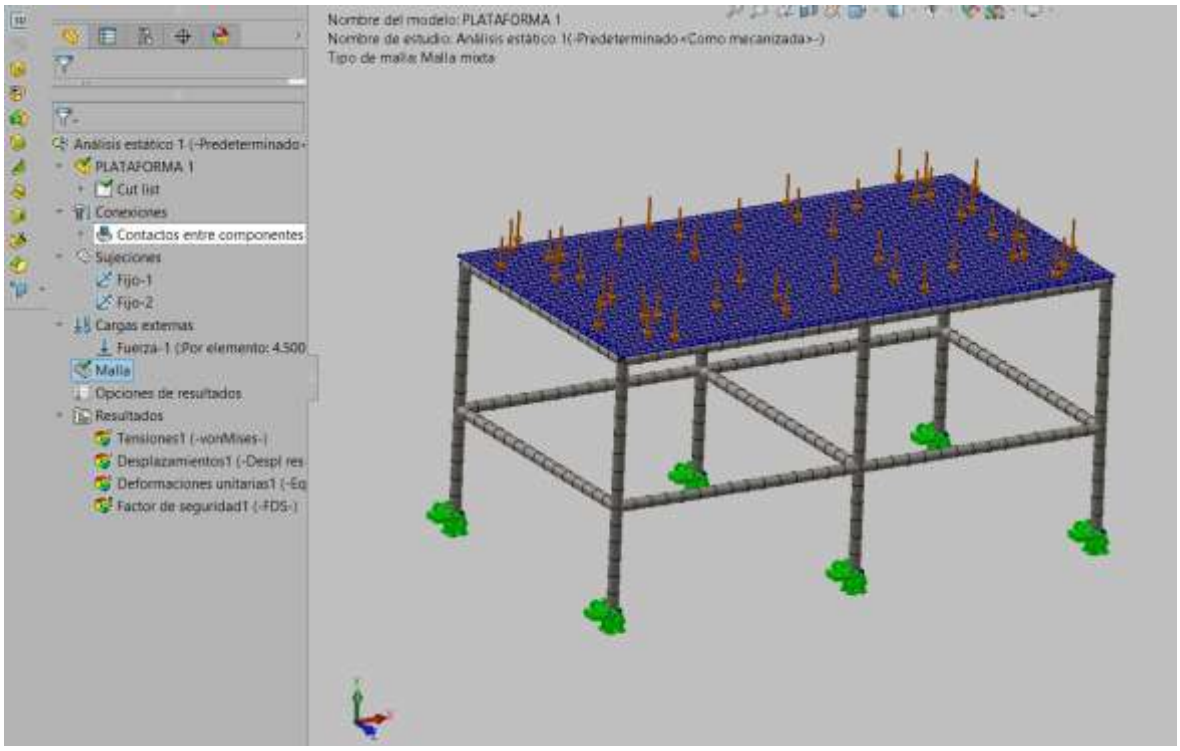


Figura 4-128: Mallado del modelo estructural del módulo 2.

Ejecución del estudio y resultados

- Resultado: tensión de Von Mises, ver Fgura 4-129.

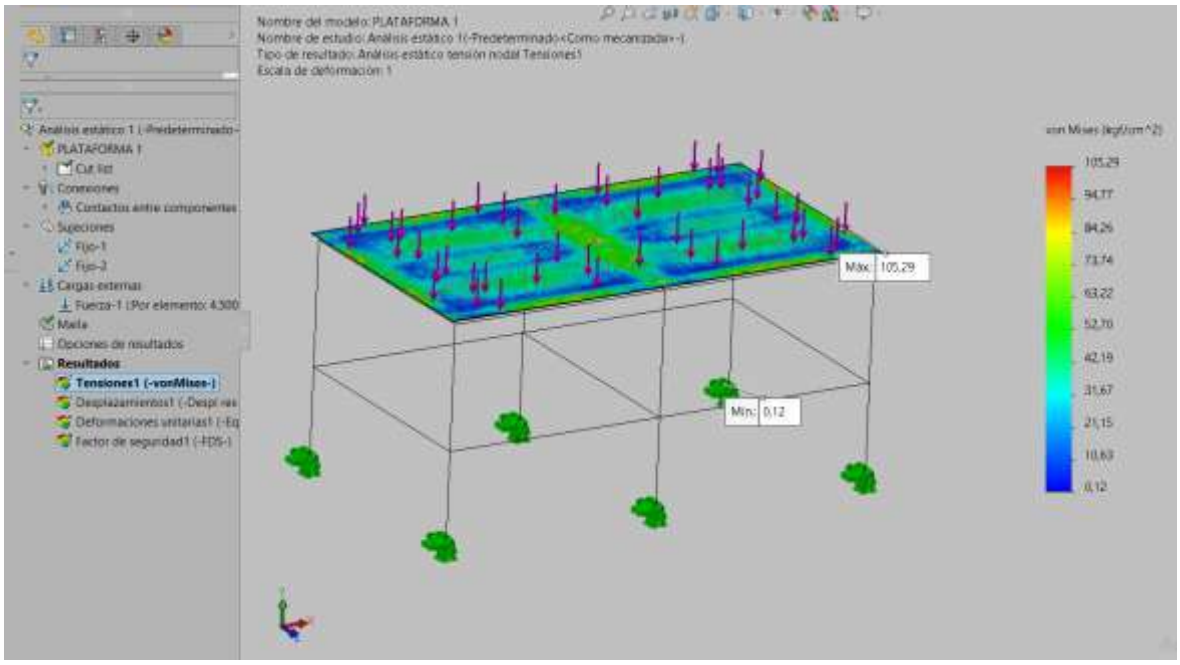


Figura 4-129: Distribución de tensiones equivalentes de Von Mises en el módulo estructural 2.

- Resultado: desplazamiento, ver Figura 4-130.

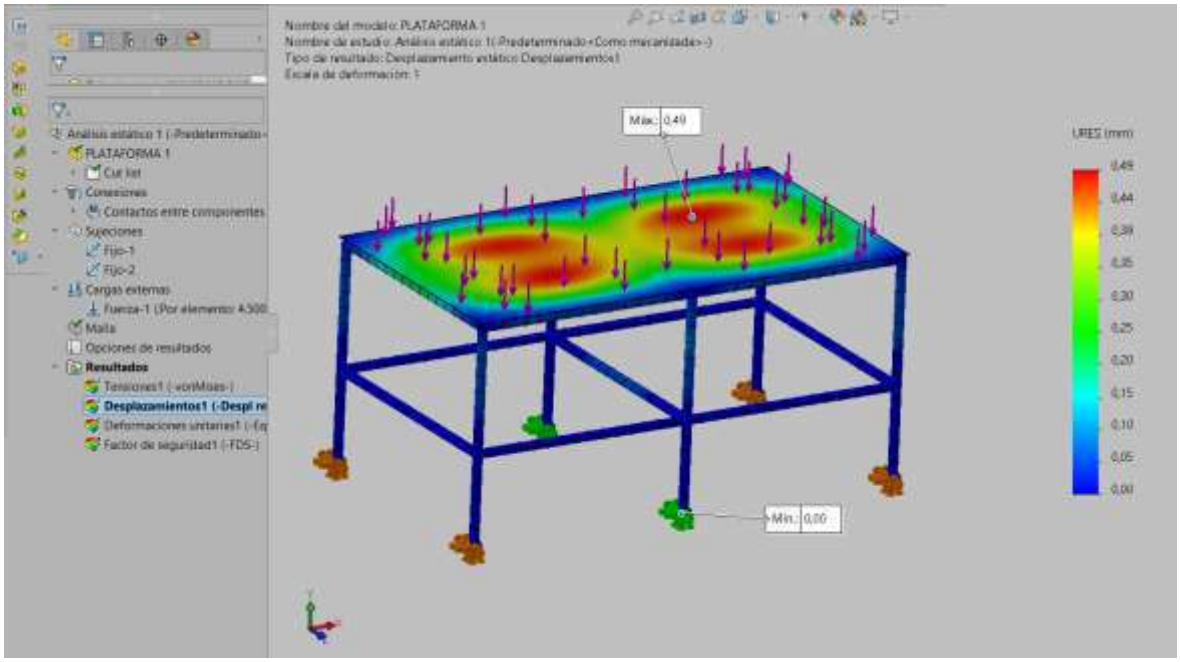


Figura 4-130: Desplazamientos obtenidos mediante análisis por elementos finitos.

- Resultados: deformaciones unitarias, ver Figura 4-131.

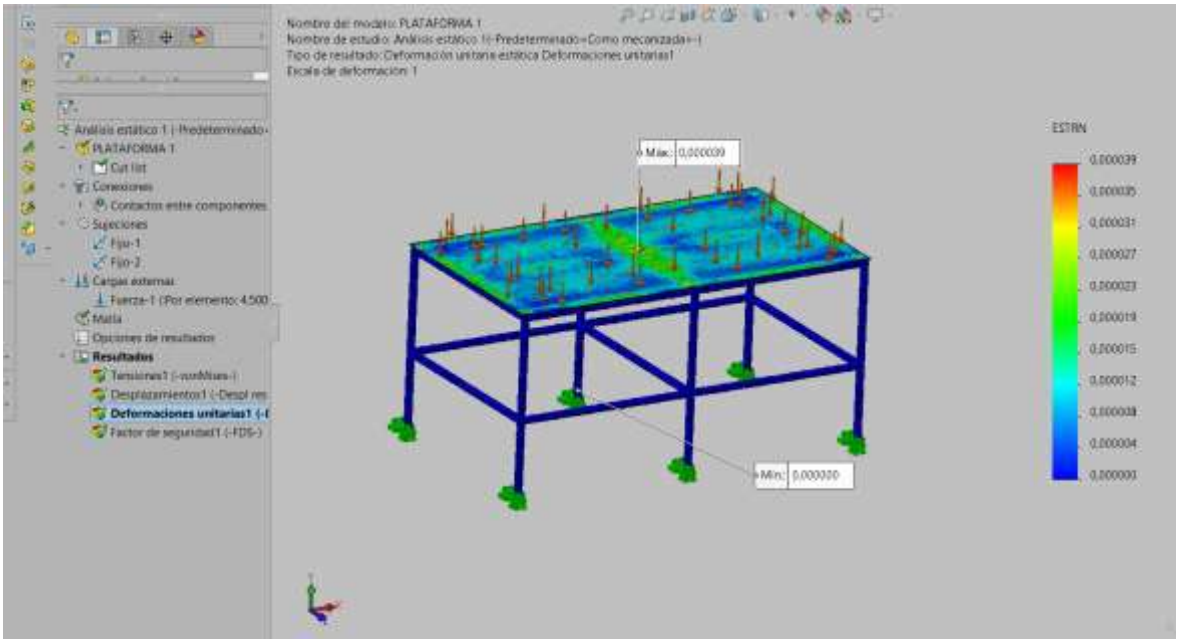


Figura 4-131: Distribución de deformaciones unitarias equivalentes del módulo estructural 2.

- Resultados: factor de seguridad, ver Figura 4-132.

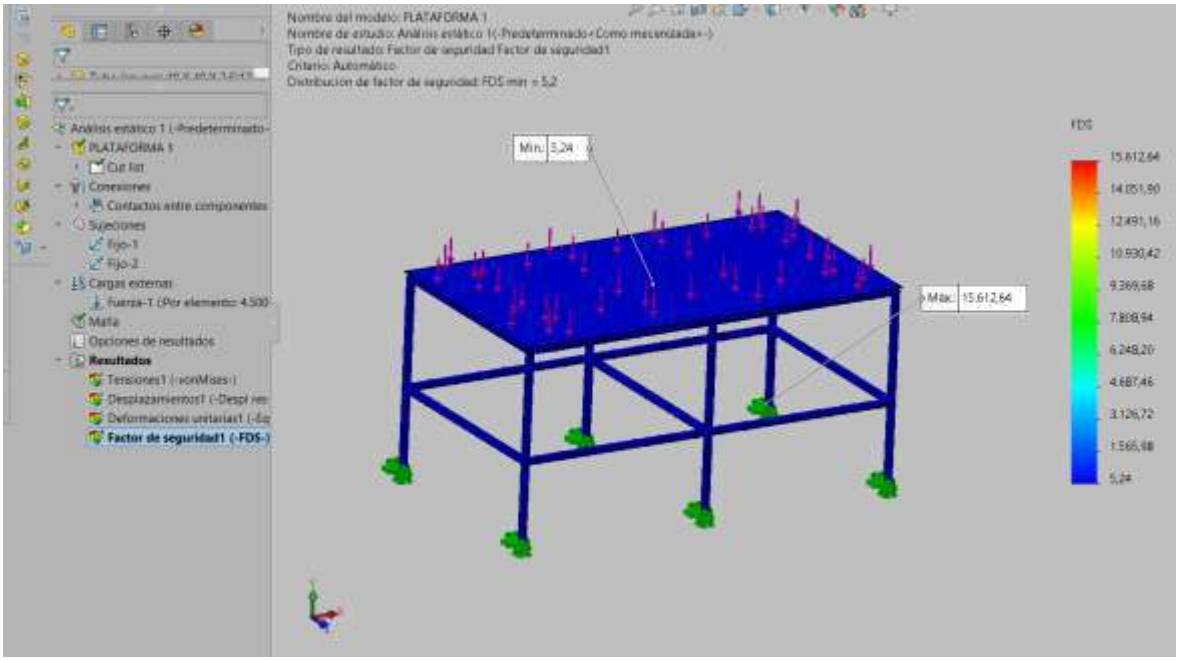


Figura 4-132: Distribución del factor de seguridad del módulo estructural 2.

MODULO ESTRUCTURAL 3

“Se eliminan las barandas para realizar el estudio”.

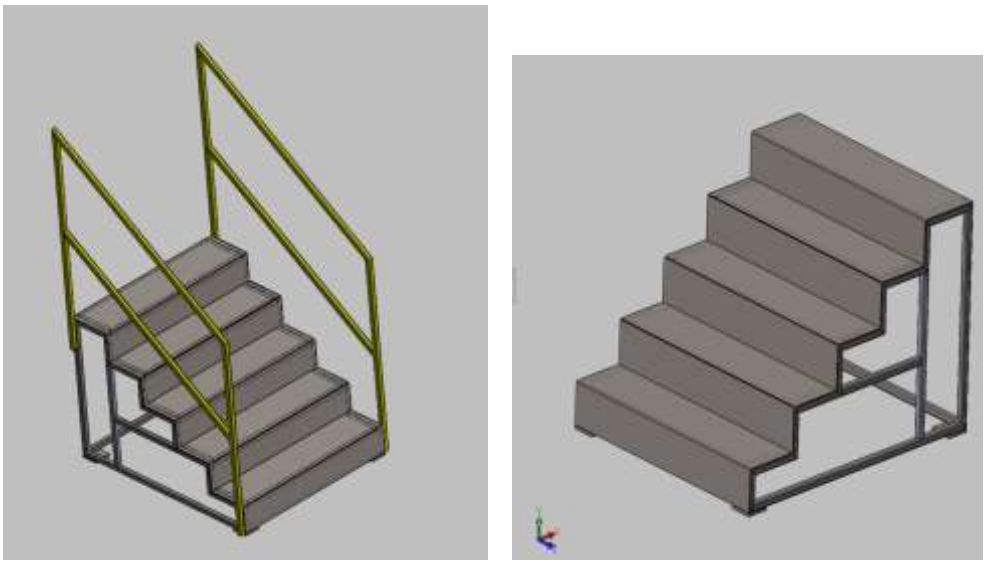


Figura 4-133: Modelo estructural del módulo 3 para el análisis por elementos finitos.

- Asignación de sujeciones y cargas externas, ver Figura 4-134.

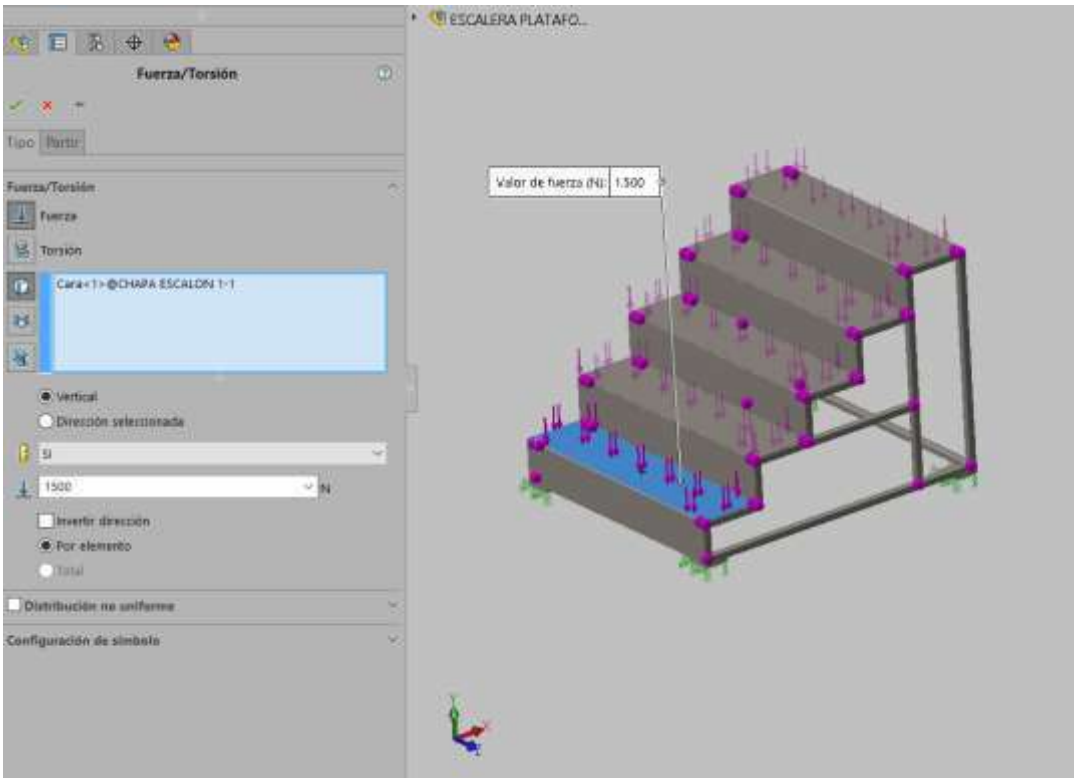


Figura 4-134: Asignación de sujeciones y cargas del módulo estructural 3.

Ejecución del estudio y resultados

- Resultado: tensión de Von Mises, ver Figura 4-135

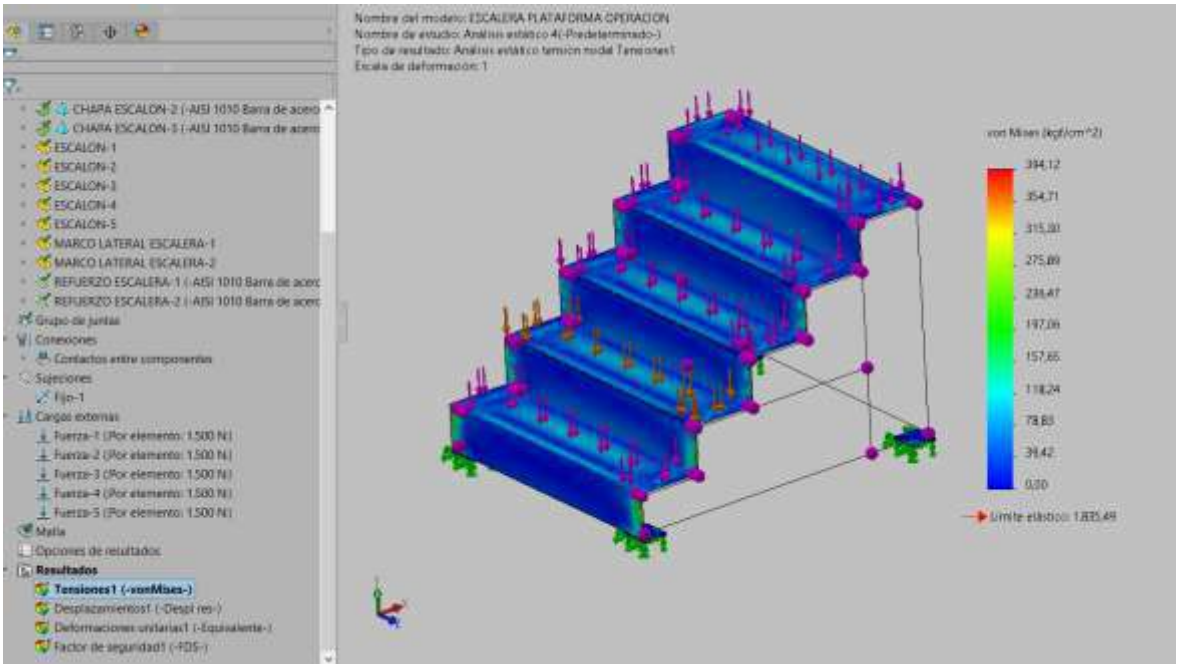


Figura 4-135: Distribución de tensiones de Von Mises del módulo estructural 3.

- Resultado: desplazamiento, ver Figura 4-136.

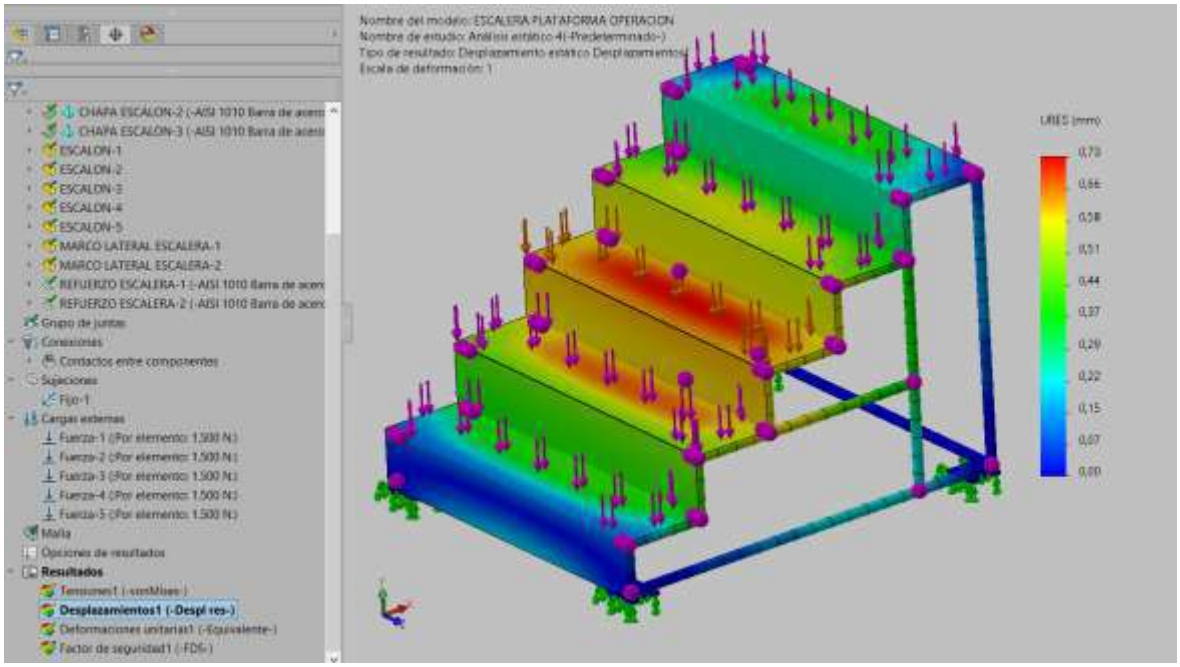


Figura 4-136: Distribución de desplazamientos del módulo estructural 3.

- Resultado: deformación unitaria, ver Figura 4-137.

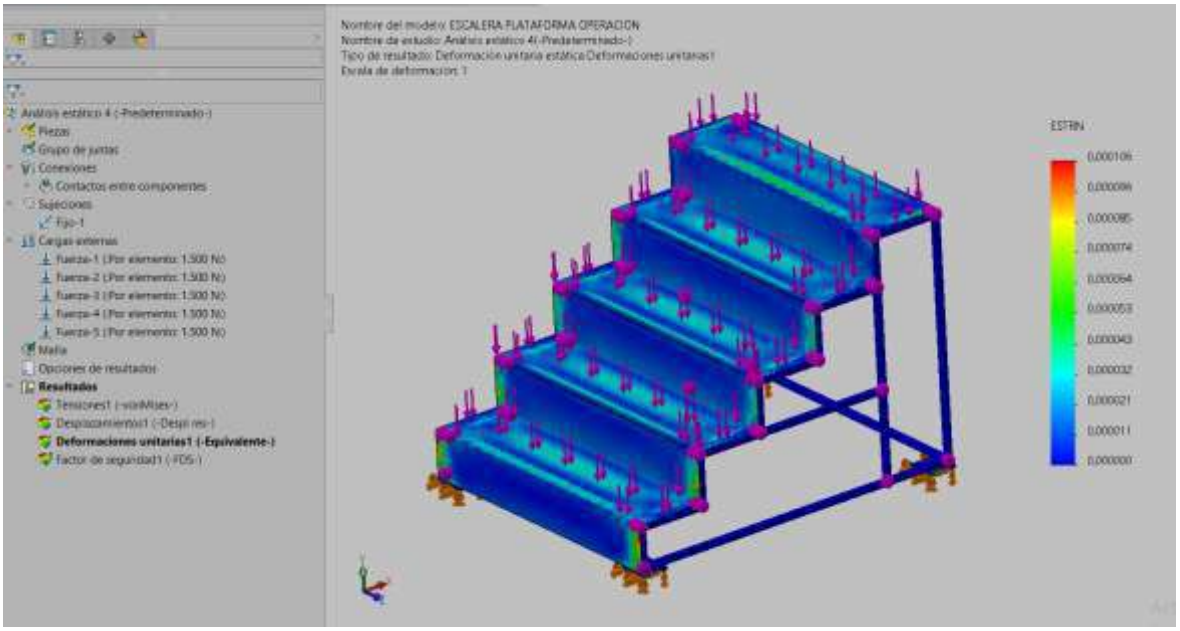


Figura 4-137: Deformaciones unitarias del módulo estructural 3.

- Resultado: factor de seguridad, ver Figura 4-138.

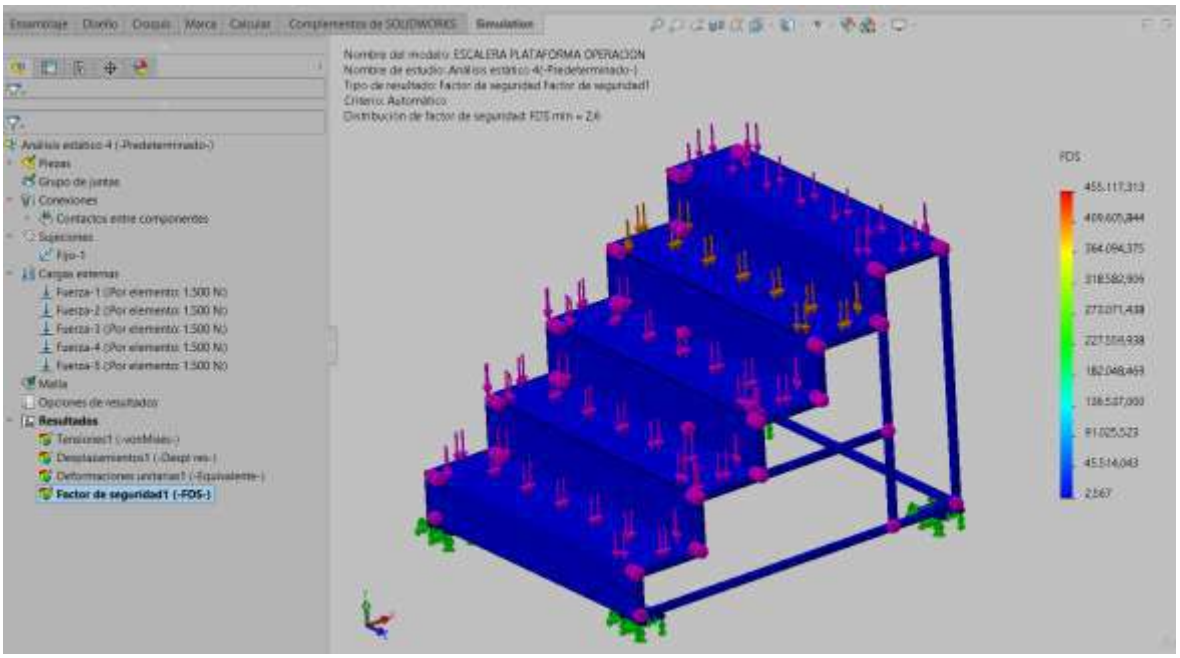


Figura 4-138: Factor de seguridad del módulo estructural 3.

Conclusión: con los resultados obtenidos por el software, de las tensiones de von mises, desplazamientos, deformaciones y factor de seguridad de cada módulo se puede decir que la plataforma es segura para operar en las condiciones de cargas detalladas cumpliendo con las condiciones de mecánica de resistencias, rigidez, y estabilidad necesaria.

Capítulo 5: Montaje de la máquina y planos

El presente capítulo detalla los procedimientos técnicos para llevar a cabo el montaje físico e instalación de la línea de producción de tostado de semillas de zapallo (Cucurbita pepo variedad styriaca).

5.1 Logística y recepción de componentes

Antes de iniciar el proceso de ensamblaje físico, se debe implementar un protocolo riguroso de recepción, inspección visual y control de calidad dimensional de todas las piezas, clasificándolas en componentes de fabricación propia y componentes comerciales.

5.1.1 Inspección dimensional básica

Para asegurar que las piezas críticas cumplan con las tolerancias geométricas y dimensionales antes de comenzar a armar, se realizarán las siguientes mediciones:

- Unidad de tostado (olla): se debe verificar la concentricidad y el diámetro nominal de la olla de tostado de 1,5 m de diámetro, asegurando que no existan ovalizaciones fuera de las tolerancias especificadas (máximo 1,5 mm).
- Eje central mecanizado: inspección de los diámetros de los escalones del eje principal del tostador, utilizando un micrómetro exterior para garantizar el ajuste adecuado con los rodamientos y poleas.
- Chaveteros y cuñeros: medición con calibre de la profundidad, ancho y simetría de las ranuras de chaveteros en el eje y en las mazas.

5.1.2 Control de componentes comerciales

Se constatará que todos los insumos adquiridos a proveedores externos coincidan exactamente con las especificaciones técnicas detalladas en la memoria de cálculo:

- Sistemas de accionamiento: motoreductor Lentax coaxial modelo COT3 1 (para el tostador) y motoreductor Lentax modelo 24FR 1,00 (para el enfriador).
- Sistema de calefacción: cuatro quemadores atmosféricos tipo plato, marca COFACO, modelo QPL 150C.

- Elementos de soporte rotativo: rodamientos de contacto angular de doble hilera FAG 3307B.TVH (lado fijo) y rodamientos rígidos de bolas FAG 62207.2RSR (lado libre), así como chumaceras tipo brida de 4 pernos SKF FY 35 TF para el enfriador.
- Control y trazabilidad: controlador digital universal NOVUS N1200 con entradas universales de termocupla y comunicación Modbus RTU.
- Transmisión: correas trapezoidales tipo V de sección B (correa comercial Dunlop B101) y poleas de fundición gris de diámetros primitivos 140 mm y 245 mm.
- Unidad de enfriamiento de aire: ventilador centrífugo autolimitante marca Leuca, modelo CLS 0405 (5,5 HP, 1500 r.p.m.) y ciclón de baja presión marca Leuca, modelo CBP 80.
- Elementos de aislación vibratoria: seis soportes elásticos antivibratorios de campana Serie AC (Modelo 40).

5.2 Secuencia del montaje

El montaje de la línea de tostado se estructurará de acuerdo con un orden lógico que minimiza los riesgos de interferencia espacial y optimiza el uso de equipos de izaje en el taller.

Se deberá contar en el lugar de instalación una pluma tipo bandera o con base con un aparejo con capacidad de carga de 500kg, se utilizará tanto para la instalación como para futuras operaciones de mantenimiento.

Paso 1: plataforma de operación.

Paso 2: chasis del tostador y cilindro tostador.

Paso 3: sistema de quemadores COFACO.

Paso 4: paletas removedoras del tostador.

Paso 5: sistema de transmisión del movimiento del eje principal del tostador.

Paso 6: tolva de descarga de semillas al enfriador.

Paso 7: chasis enfriador y sistema de transmición del eje

Paso 8: cilindro enfriador.

Paso 9: sistemas de paletas del enfriador.

Notas de recomendaciones de instalación:

Plataforma de operación

- Previo a la instalación de la tostadora se deberá contar una preparación previa de obra civil del piso y acometidas de servicios de electricidad y gas por personal especializado en el rubro.
- Emplazamiento y nivelación: se posicionan las estructuras base y las patas de apoyo de la plataforma sobre el suelo del taller.
- Unión de perfiles: se realiza el ensamble de los perfiles soldados, escaleras de acceso y barandas de seguridad perimetrales.

Tostador

- Previo al montaje sobre el chasis chequear que este colocada la manta cerámica de aislamiento en la estructura camisa soporte del tostador.
- Posicionamiento: utilizando un aparejo o pluma de izaje, se eleva la olla de tostado de 1,5 m de diámetro y se posiciona sobre la base del chasis estructural.
- Alineación: se verifica la horizontalidad del reborde superior de la olla.
- Anclaje: se abulona la brida de soporte de la olla a la estructura metálica del chasis.
- Fijación: del chasis tostador al suelo mediante el uso de brocas o anclaje químico.
- Colocación de la chimenea: recordar colocar junta antes de acoplar las bridas, tener en cuenta el tiraje, en lo posible al exterior y previendo de la protección por lluvia.
- Una vez definido los puntos anteriores, colocar los cobertores laterales.

Sistema de quemadores COFACO

- Presentación de quemadores: se monta el colector de gas y se posicionan los cuatro quemadores de plato COFACO QPL 150C debajo del fondo de la olla, respetando la distancia de diseño para asegurar una óptima transferencia de calor por radiación y convección.
- Instalación de válvulas: se realiza la conexión del tren de válvulas de seguridad, reguladores de presión y la cañería de alimentación de gas.
- Instrumentación: se instalan las termocuplas de control de temperatura y se realiza la conexión eléctrica hacia el controlador NOVUS N1200 ubicado en el tablero general de comando.
- Toda la instalación respecto a gas deberá realizarla un gasista matriculado especializado en industria.

Sistema de transmisión

- Rigging e izaje: debido a que el puente de transmisión constituye un bloque de gran peso (que aloja el motoreductor Lentax y sus poleas de reducción), se utilizará una pluma o aparejo de bandera para su elevación.
- Posicionamiento: se hace descender el puente de manera controlada sobre la brida superior de la olla.
- Fijación: se embulona el puente a la estructura utilizando tornillería de resistencia grado 8.8, aplicando el torque de apriete nominal de forma cruzada para evitar distorsiones.

Enfriador

- Para la instalación del chasis del enfriador se valen las mismas recomendaciones que para el tostador.
- Colocación del enfriador: se utiliza la pluma para posicionar la olla cilíndrica sobre el chasis y se abulona la brida de soporte a la estructura metálica del chasis.
- Montaje del sistema agitador: se instala el eje vertical del enfriador soportado por las dos chumaceras tipo brida SKF FY 35 TF (superior e inferior).
- Instalación de transmisión del enfriador: se monta el acople flexible de garras ROTEX tamaño 28 con estrella elástica de 92 Shore A (T-PUR naranja) entre el eje conducido de las paletas y el buje de transición de acople con el motoreductor Lentax.
- Instalación de extracción de aire: se monta el ventilador centrífugo Leuca CLS 0405 sobre sus 6 soportes antivibratorios de campana Serie AC Modelo 40, asegurando que queden alineados con las bases del bastidor. Se conecta la tubería de succión hacia la base del enfriador y la descarga hacia la brida de admisión del ciclón de baja presión Leuca CBP 80 para el filtrado de partículas y cascarillas. Una vez posicionado e instalado los ductos del enfriador al ciclón y del ciclón al ventilador centrífugo se controlan y ajustan alineaciones y se procede a la fijación de los mismos al piso por medio de brocas o anclaje químico.

5.3 Pruebas de funcionamiento y puesta en marcha

Una vez completado el ensamble físico de la línea, se ejecutarán pruebas de funcionamiento en vacío (sin carga de semillas) para validar la operación de los sistemas mecánicos, térmicos y de control.

5.3.1 Prueba de giro y comportamiento mecánico

Giro eléctrico en vacío: se encienden los motores y se realizan arranques intermitentes cortos (pulsos). Tras verificar el correcto sentido de giro, luego se puede operar de forma continua controlando:

- Ausencia de ruidos extraños o golpeteo en la caja reductora Lentax.
- Amperaje del motor en vacío: mediante pinza amperimétrica, se medirá la corriente consumida en cada fase para asegurar que no se exceda la corriente nominal de diseño.
- Vibración en el bastidor del ventilador centrífugo, controlar los ruidos y funcionamiento.

5.4 Seguridad industrial y elementos de protección personal

La ejecución del montaje se llevará a cabo bajo los lineamientos de las normas de higiene y seguridad vigentes en el territorio nacional.

- Operaciones de izaje: todas las tareas de elevación de componentes pesados (puente de transmisión superior, olla de tostado, ventilador centrífugo) se realizarán mediante aparejos, eslingas de poliéster y grúas de bandera homologadas y certificadas, asegurando que ningún operario se sitúe bajo cargas suspendidas.
- Elementos de protección personal (EPP) obligatorios:

Calzado de seguridad: con puntera de acero para protección contra impactos por caída de herramientas u objetos pesados.

Casco de seguridad: de uso obligatorio en todo momento dentro de la zona de montaje de la plataforma de operación.

Guantes de protección mecánica: especialmente de cuero o nitrilo para manipulación de chapas, y de protección térmica (hasta 150 °C) en caso de manipulación de elementos montados en caliente (como los rodamientos).

Gafas de seguridad: para la protección ocular durante tareas de fijación, soldadura de retoque y ajuste de pernos.

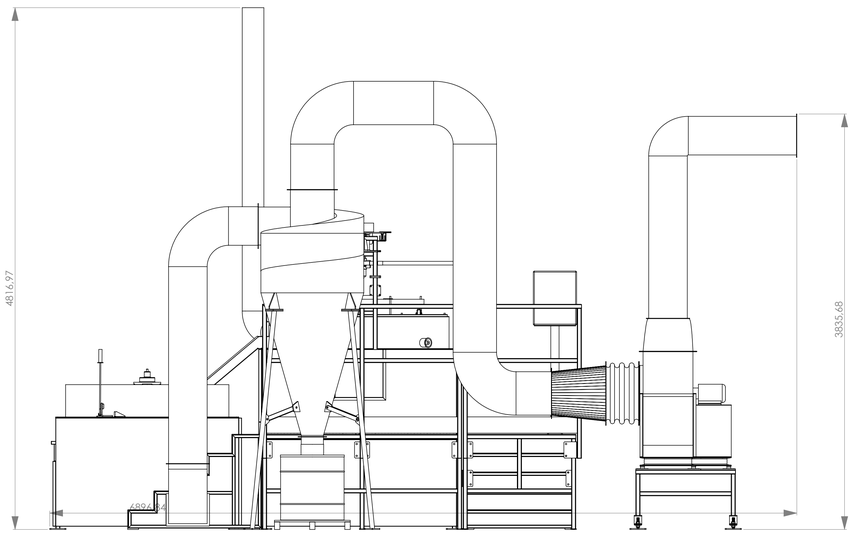
Protección auditiva: requerida durante la puesta en marcha de equipos dinámicos de alto nivel sonoro como el ventilador centrífugo Leuca CLS 0405.

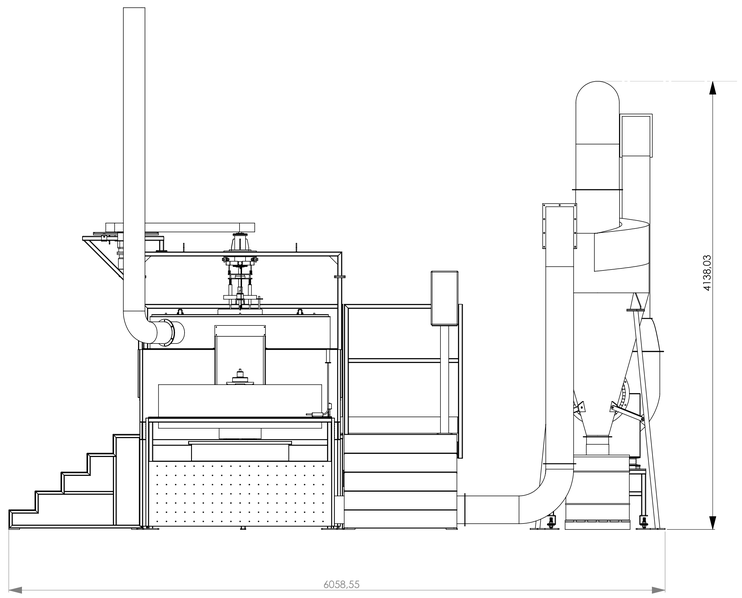
5.5 Planos del proyecto

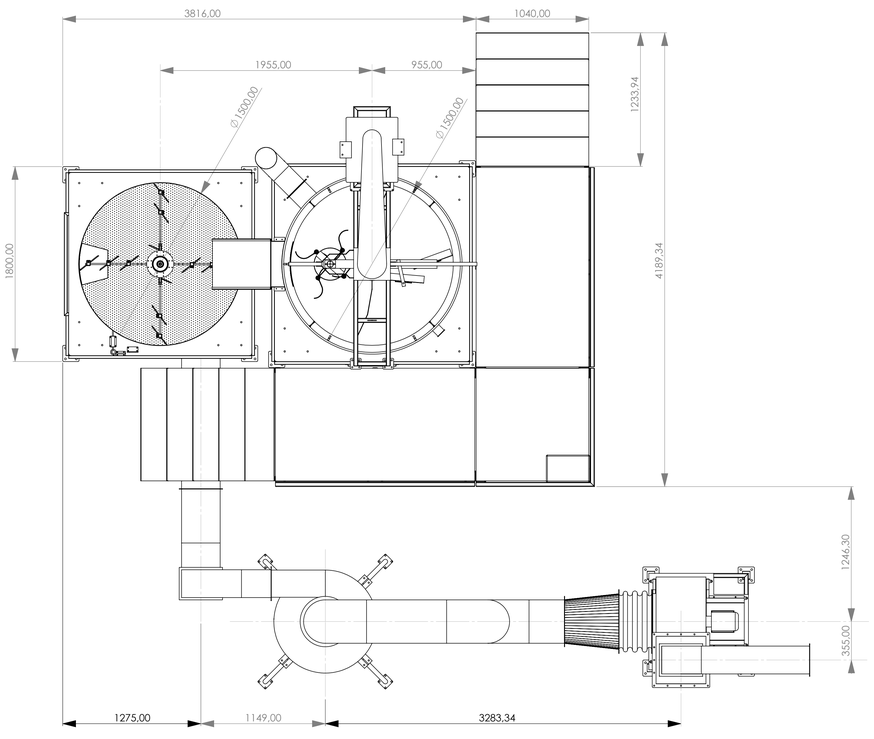
A continuación, se presentan los planos constructivos de conjunto correspondientes a la máquina tostadora, enfriador y plataforma.

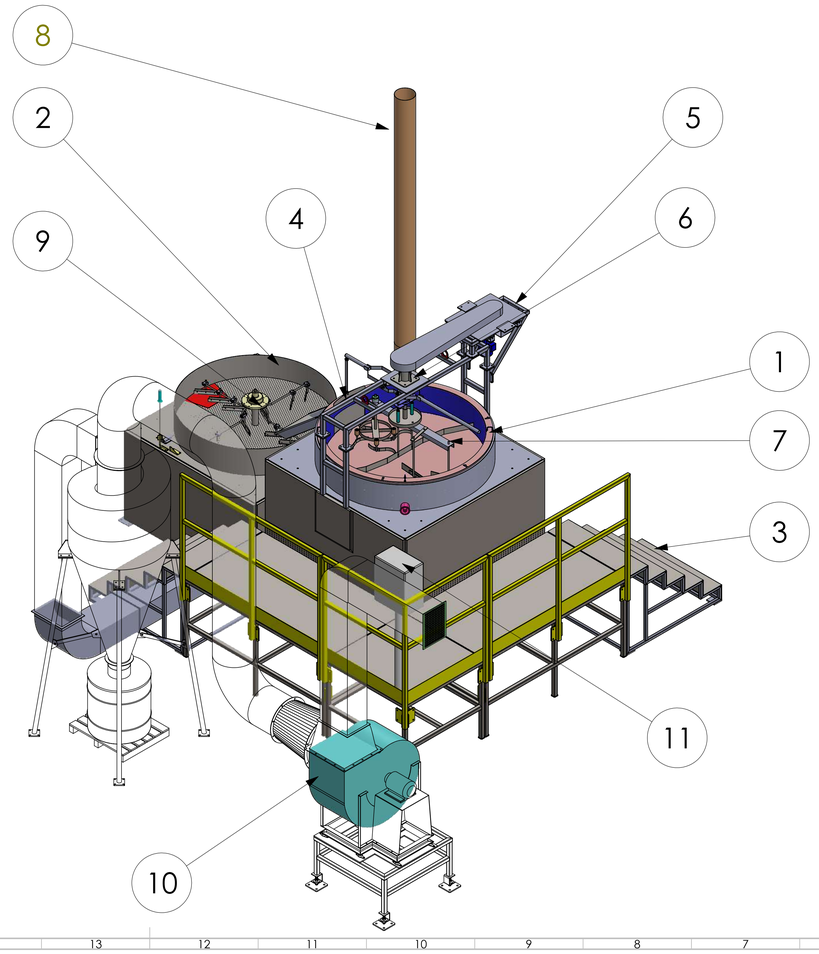
Los planos se encuentran anexados y constituyen el soporte gráfico para la fabricación y montaje de la máquina.

CARACTERISTICAS DE LA TOSTADORA RS-25-01-000
TOSTADORA POR TANDAS DE 25 KG
POTENCIA ELECTRICA REQUERIDA : 5,6 KW
POTENCIA QUEMADORES: 40000 Kcal/Hs
CONSUMO PROMEDIO DE GAS: 4,3 m3/Hs (Poder calorifico Superior promedio 9.300 Kcal/m3)
TIPOS DE QUEMADORES: Atmosferico Marca Cofaco -Modelo QPL 150 C -Bd13- TMOS
PRESION DE LA RED DE GAS: 200 mm.c.a = 0,020 Kg/cm2
TEMPERATURA DE TOSTADO 180 °C
TIEMPO DEL PROCESO DE TOSTADO 15 min.
TEMPERARATURA DE ENFRIAMIENTO 20-25 ° C
VECOLIDAD DE ROTACION DE PALETAS 20 RPM
PESO APROXIMADO DEL EQUIPO COMPLETO 1700 Kg









Nº ELEMENTO	DENOMINACION	DESCRIPCION	CANTIDAD
11	TABLERO ELECTRICO DE CONTROL Y COMANDO	SUB-CONJUNTO RS-25-01-1100	1
10	SISTEMA DE FLUJO DE AIRE ENFRIADOR	SUB-CONJUNTO RS-25-01-1000	1
9	PALETAS ENFRIADOR	SUB-CONJUNTO RS-25-01-900	1
8	CHIMENEA TOSTADOR	SUB-CONJUNTO RS-25-01-800	1
7	PALETAS TOSTADOR	SUB-CONJUNTO RS-25-01-700	1
6	CAJA EJE TOSTADOR	SUB-CONJUNTO RS-25-01-600	1
5	BASE MOVIL MOTOREDUCTOR	SUB-CONJUNTO RS-25-01-500	1
4	PUENTE	SUB-CONJUNTO RS-25-01-400	1
3	PLATAFORMA	SUB-CONJUNTO RS-25-01- 300	1
2	ENFRIADOR	SUB-CONJUNTO RS-25-01-200	1
1	TOSTADOR	SUB-CONJUNTO RS-25-01-100	1

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO LAS COTAS SE EXPRESAN EN mm

ACABADO:

MATERIAL:

	NOMBRE	FIRMA	FECHA
DIBUJ.	ROBERTO SPISSOT		03-08-2026
VERIF.			
APROB.			
FABR.			
CALID.			

PROYECTO FINAL

ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA ROSARIO

TITULO:

PLANO DE CONJUNTO GENERAL

REVISION :

ISO - E

Nº DE DIBUJO

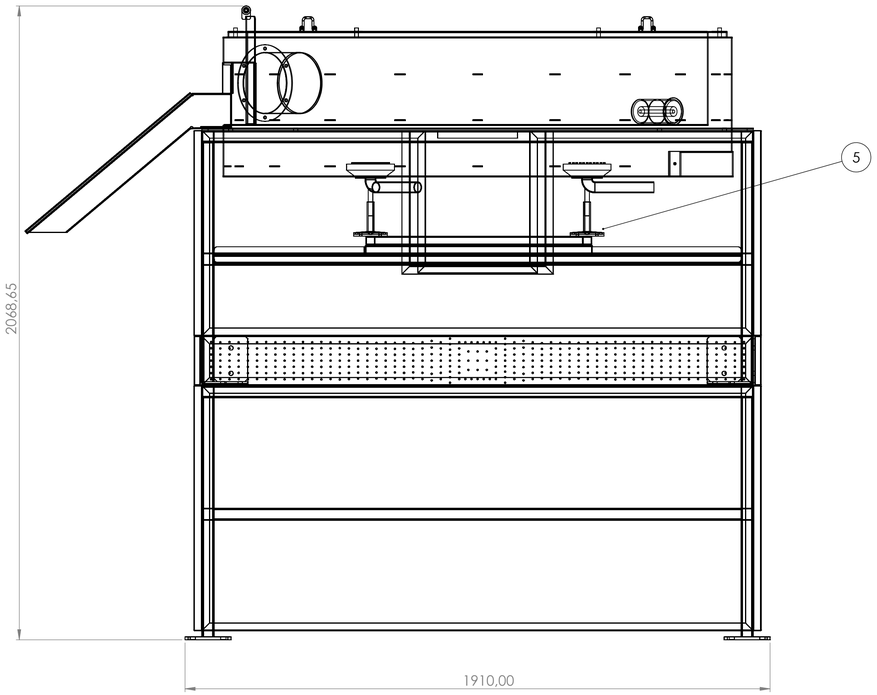
TOSTADORA RS25-01-000

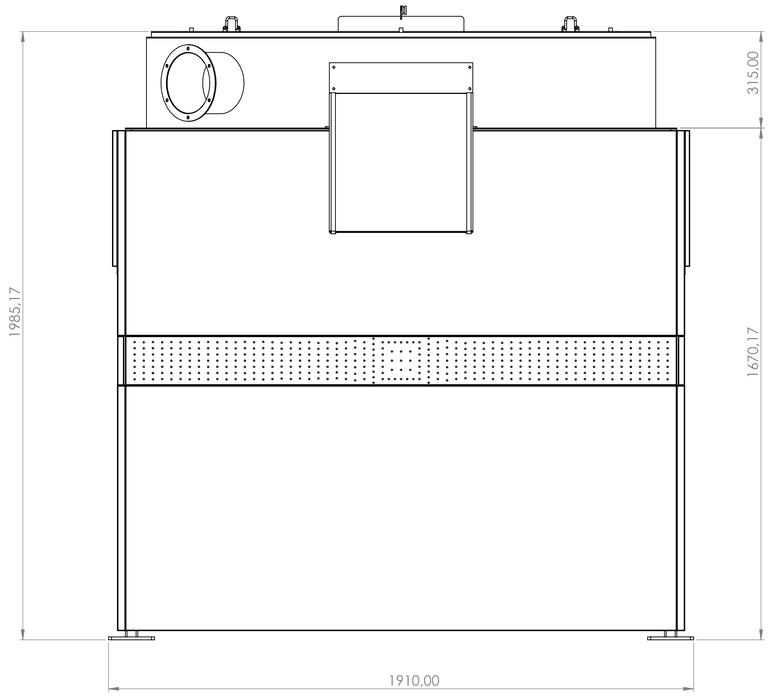
A0

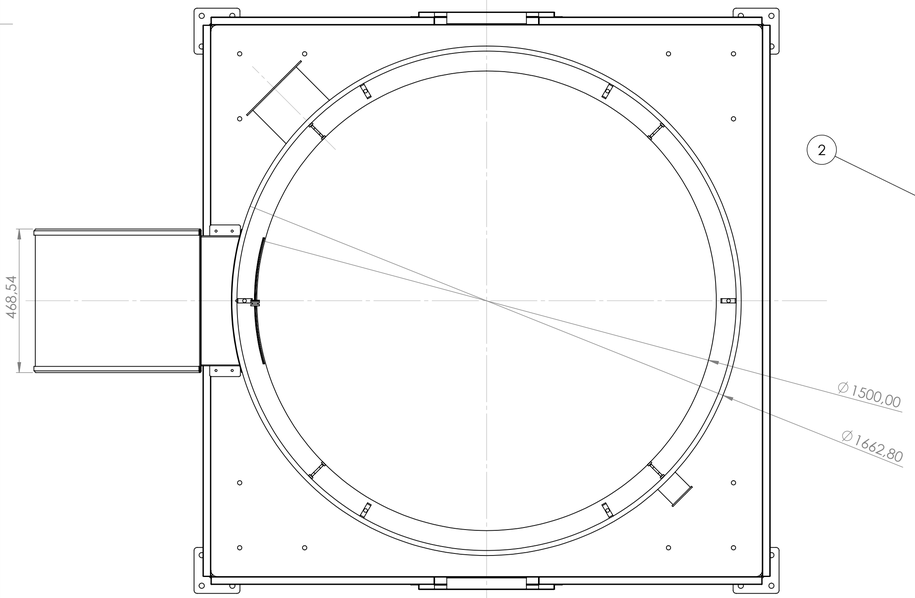
PESO:

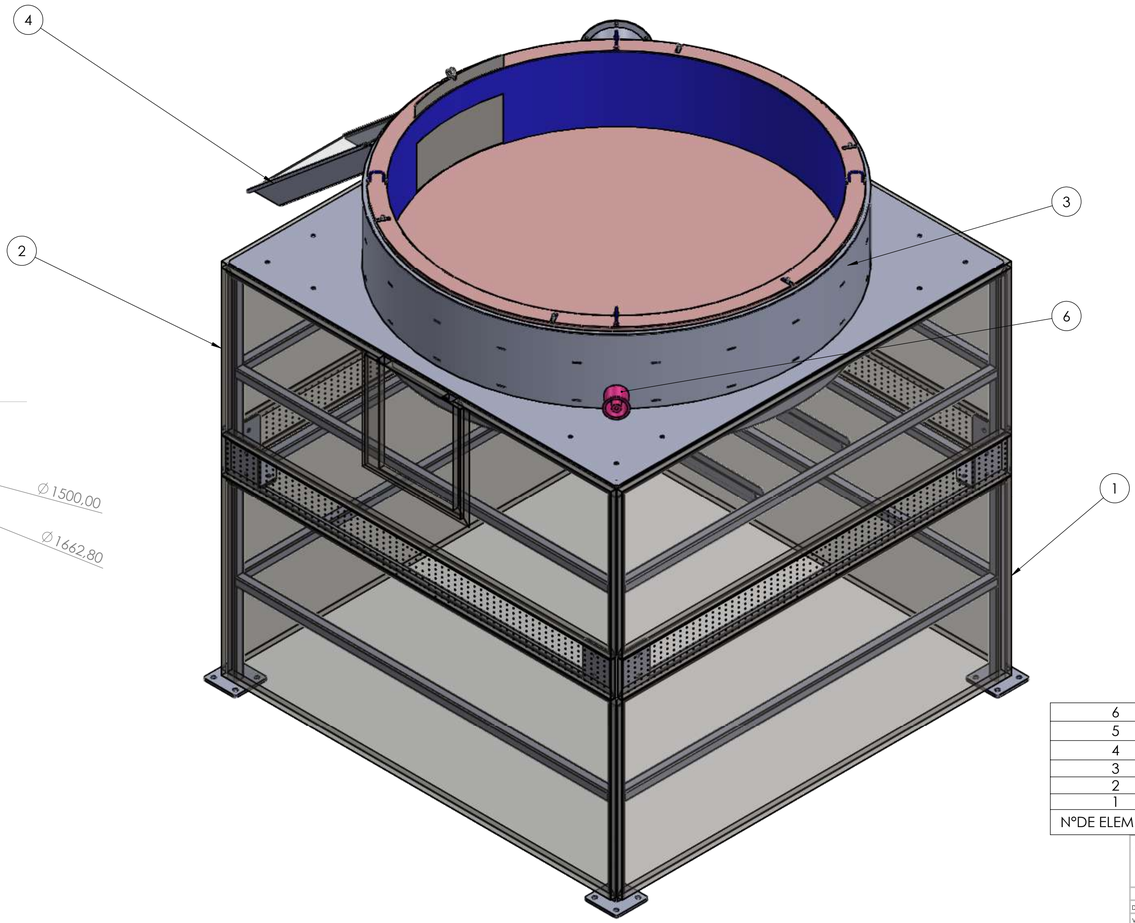
ESCALA= 1: 20

HOJA 1 DE 1









Nº DE ELEMENTO	DENOMINACION	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
6	CARTUCHO TERMOCUPLA TIPO J	RS 25 - 01-106 - 00	1
5	SOPORTE QUEMADORES	RS 25 - 01-105 - 00	1
4	TOLVA DESCARGA TOSTADOR	RS 25 - 01-104 - 00	1
3	TOSTADOR	RS 25 - 01-103 - 00	1
2	CHASIS TOSTADOR	RS 25 - 01-102 - 00	1
1	BASE CHASIS TOSTADOR	RS 25 - 01-101- 00	1

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN mm

ACABADO:

MATERIAL:

PROYECTO FINAL
ESCUELA DE INGENIEÍA MECÁNICA ROSARIO

	NOMBRE	FIRMA	FECHA
DIBUJ.	ROBERTO SPESOT		03-08-2026
VERIF.			
APROB.			
FABR.			
CALID.			

TÍTULO:

PLANO SUB-CONJUNTO

FCEIA | UNR Universidad Nacional de Rosario

REVISIÓN

ISO - E

Nº DE DIBUJO

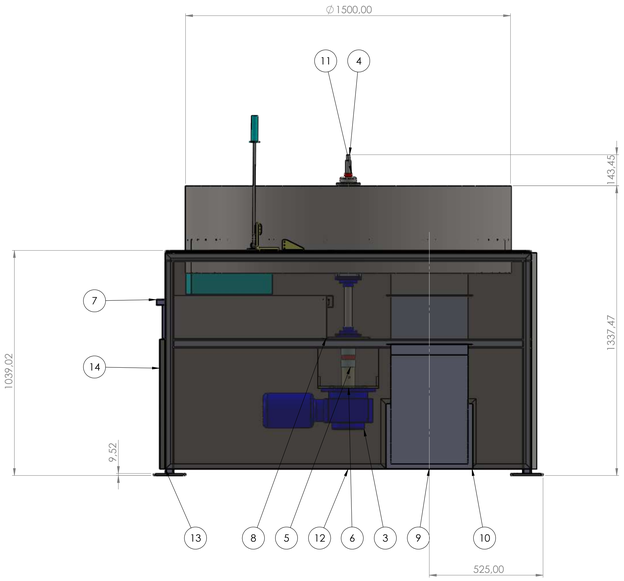
TOSTADORA RS 25-01-100

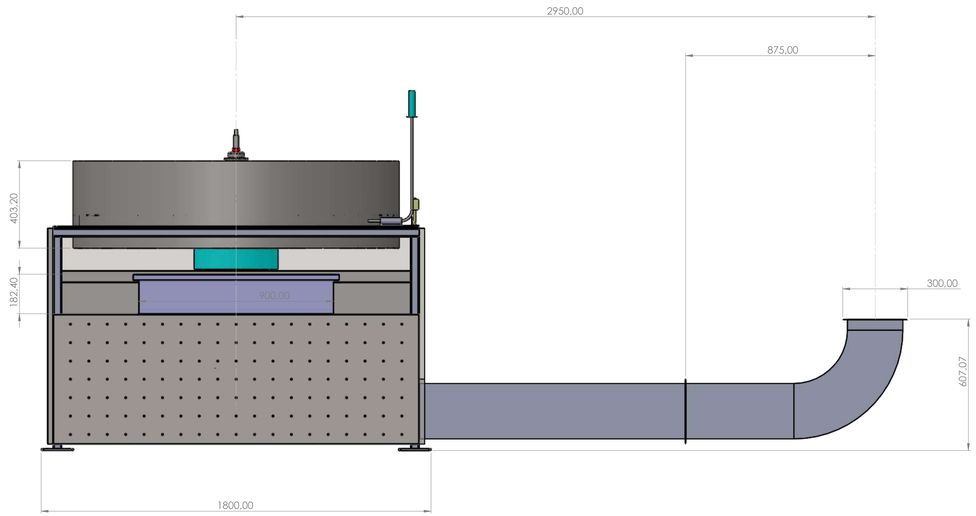
A1

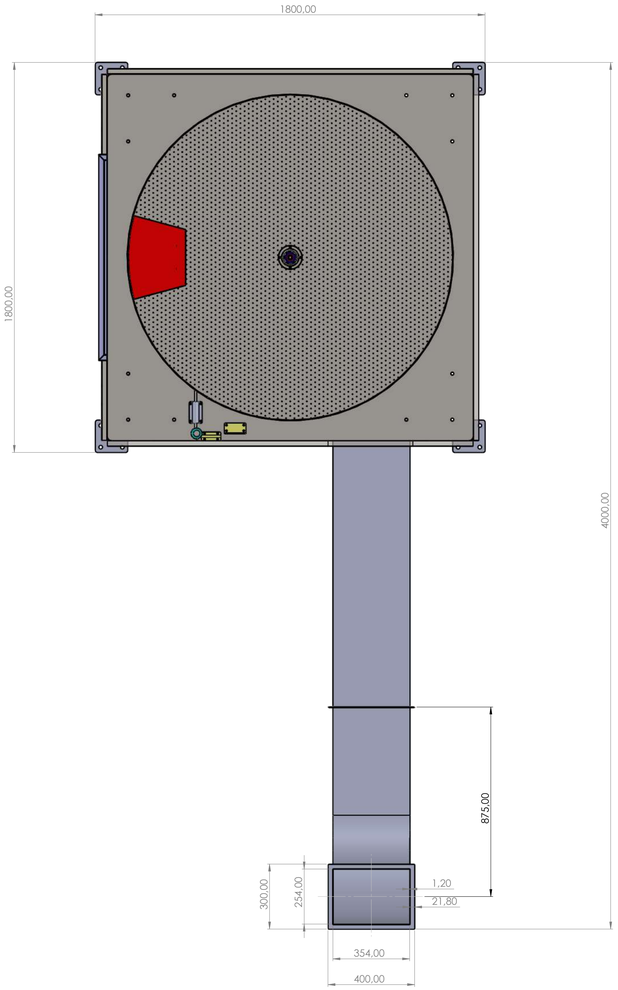
PESO:

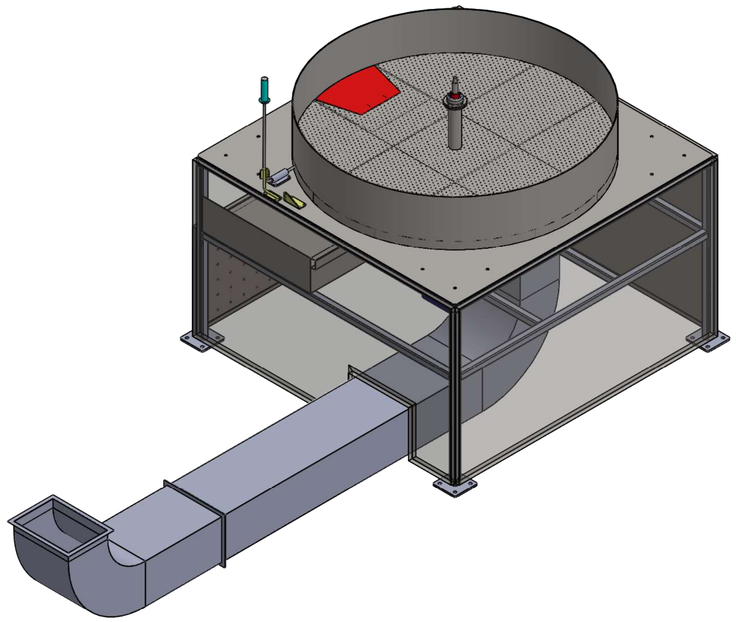
ESCALA= 1:10

HOJA 1 DE 1









N.° DE ELEMENTO	N.° DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
1	CHASIS ENFRIADOR	RS 25-01-201	1
2	EMSAMBLE CONJUNTO ENFRIADOR	RS 25-01-202	1
3	MOTOREDUCTOR LENTAX MODELO 24 MOTOR IEC 71 ENFRIADOR	RS 25-01-203	1
4	EJE ENFRIADOR	RS 25-01-204	1
5	ACOPLAMIENTO FLEXIBLE ROTEX TAMAÑO 28 ARAÑA 92ShA	RS 25-01-205	1
6	ACOPLE EJE REDUCTOR	RS 25-01-206	1
7	BANDEJA DE RECOLECCION DE SEMILLAS	RS 25-01-207	1
8	CAJA DE BANDEJA DE RECOLECCION SEMILLAS	RS 25-01-208	1
9	CONDUCTO DE AIRE DE SALIDA DEL ENFRIADOR	RS 25-01-209	1
10	CONDUCTO DE AIRE DE SALIDA DEL ENFRIADOR - copia	RS 25-01-210	1
11	BUJE ESPACIADOR EJE ENDRIADOR	RS 25-01-211	1
12	COBERTOR ENFRIADOR	RS 25-01-212	2
13	COBERTOR ENFRIADOR LADO ESCALERA	RS 25-01-13	1
14	COBERTOR FRONTAL ENFRIADOR	RS 25-01-214	1

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO LAS COTAS SE EXPRESAN EN mm

ACABADO:

MATERIAL:

	NOMBRE	FIRMA	FECHA
DIBUJ.	ROBERTO SPESOT		03-08-2026
VERIF.			
APROB.			
FABR.			
CALID.			

PROYECTO FINAL

ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA ROSARIO

TÍTULO:

PLANO DE SUB-CONJUNTO

REVISIÓN:

ISO - E

N.° DE DIBUJO

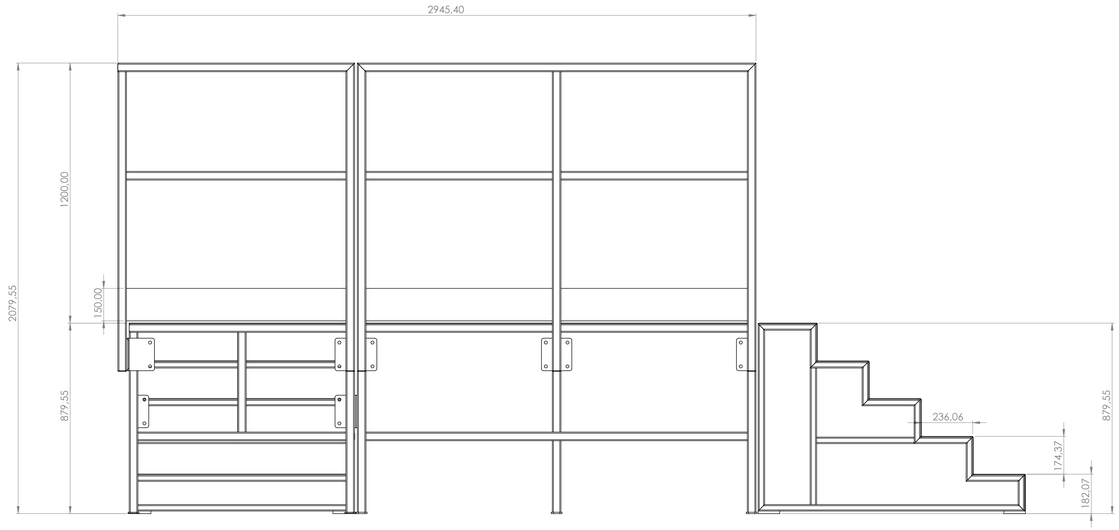
ENFRIADOR RS25-01-200

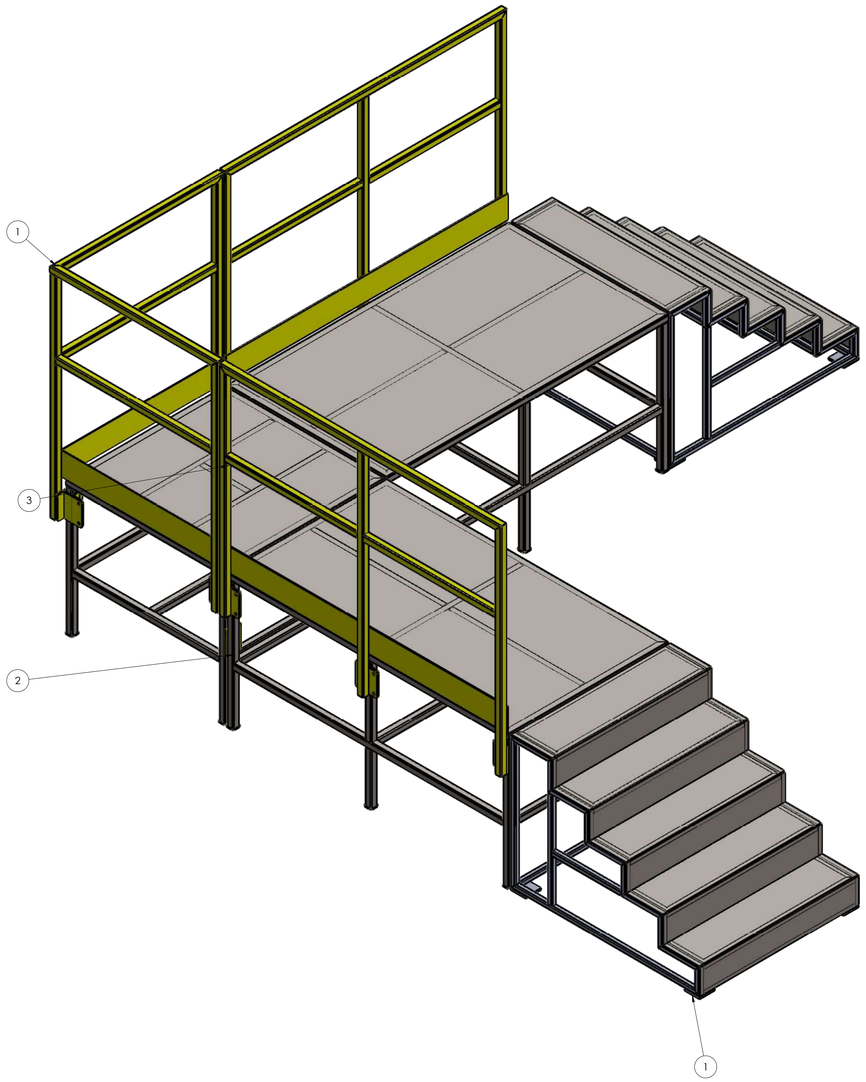
A0

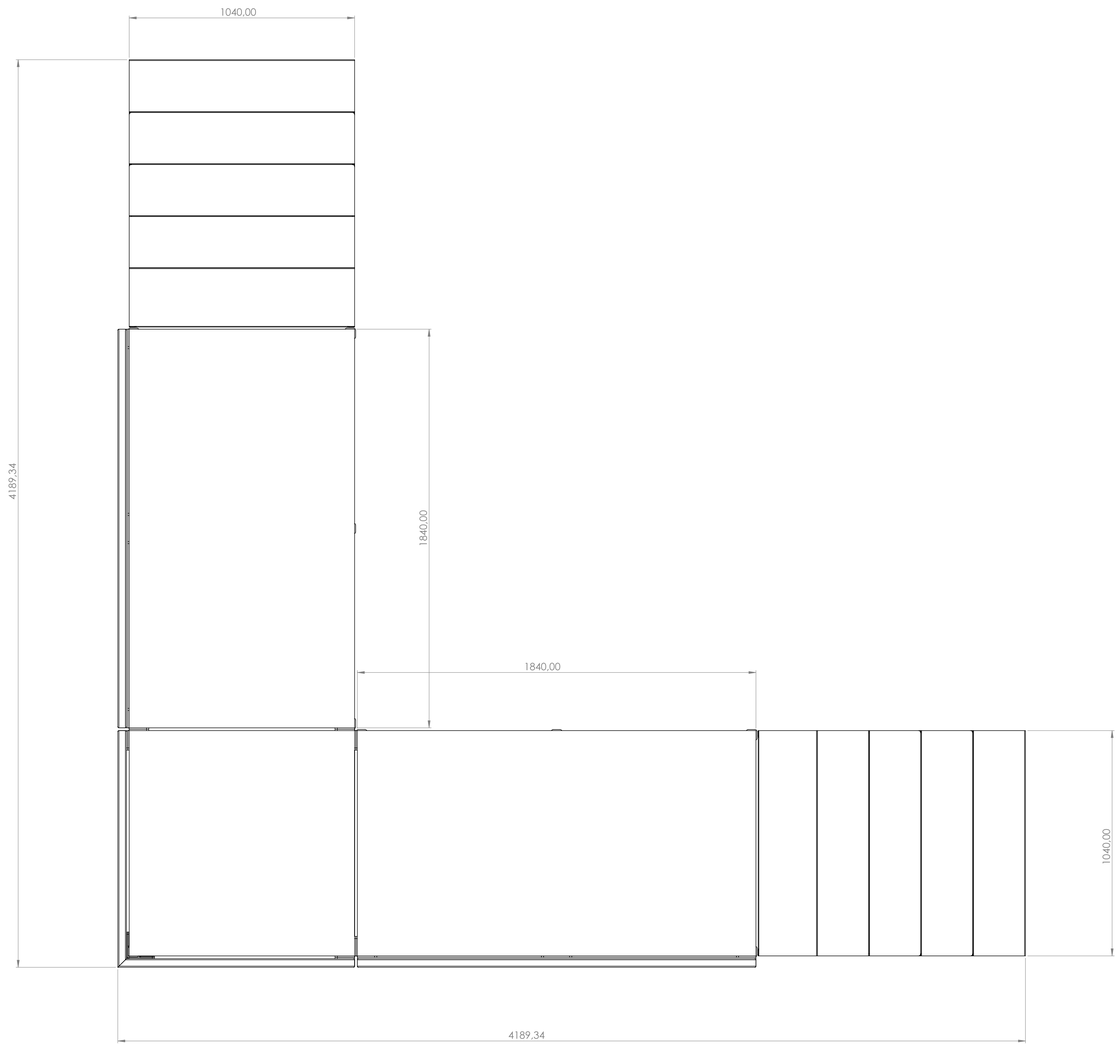
PESO:

ESCALA:1:20

HOJA 1 DE 1







NOTA: SE UTILIZA EN TODA LA SUPERFICIA TE TRANSITO CHAPA ANTIDESLIZANTE TIPO BASTON e= 3.2 mm

N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
1	ENSAMBLE PLATAFORMA 2 Y BARANDA 2	RS 25-01-301	1
2	ENSAMBLE PLATAFORMA 1 Y BARANDA 1-A	RS 25-01-302	1
3	EMBALAJE PLATAFORMA 1 Y BARANDA 1-B	RS 25-01-303	1

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO, LAS COTAS SE EXPRESAN EN mm

ESCALERA PLATAFORMA OPERACIÓN

RS 25-01-PROYECTO FINAL 2

ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA ROSARIO

	NOMBRE	FIRMA	FECHA
DIBUJ.	ROBERTO JEREZ		03-08-2016
VERIF.			
APROB.			
PARR.			
CALID.			

TÍTULO:

PLANO SUBCONJUNTO

REVISIÓN:

ISO - E

N.º DE DIBUJO

PLATAFORMA RS25-01-300

A0

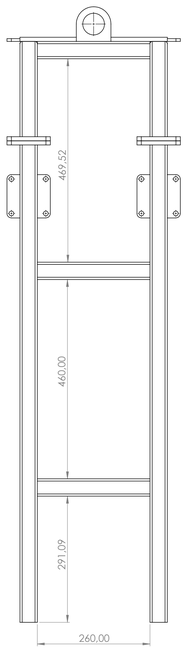
PESO:

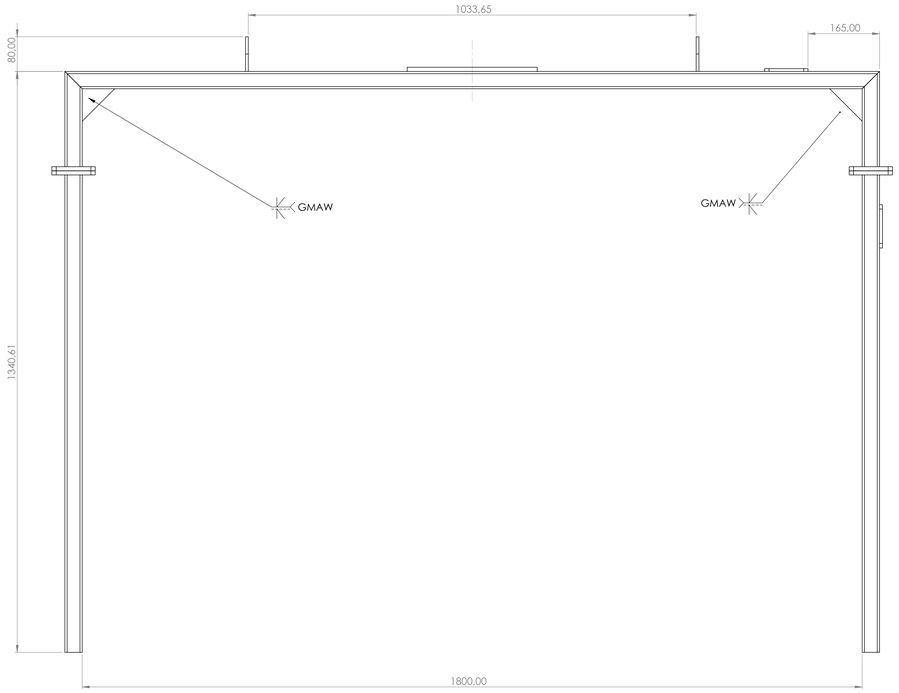
ESCALA:1:20

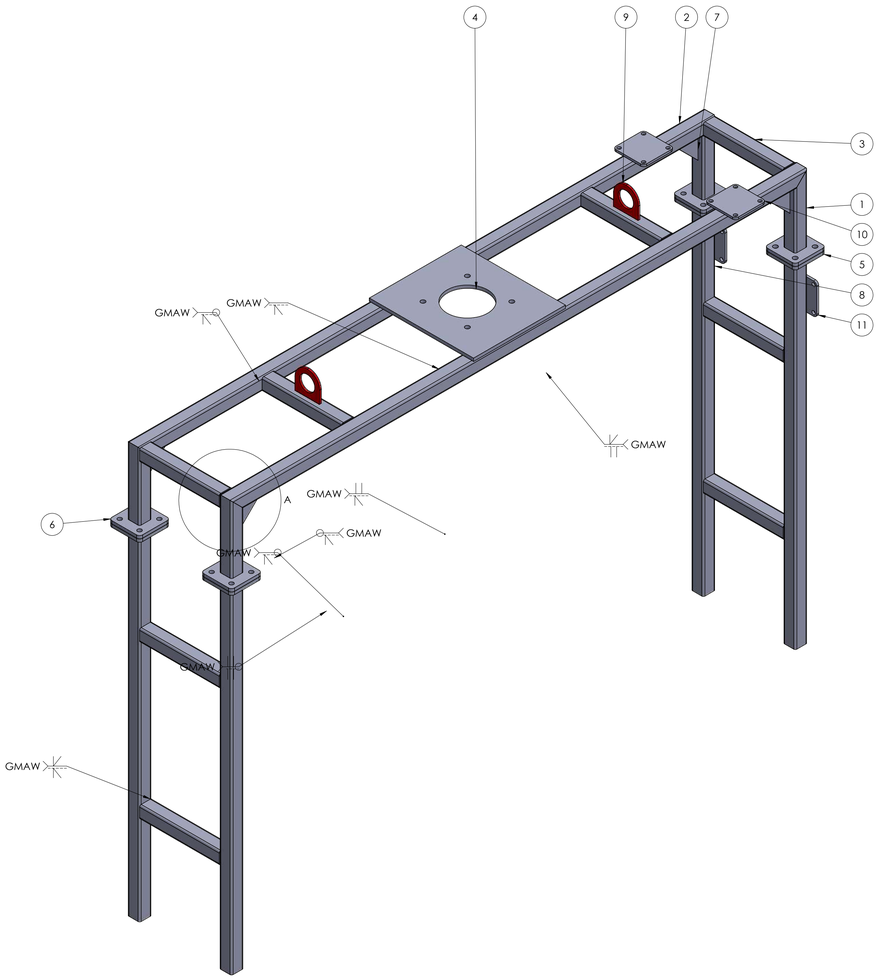
HOJA 1 DE 1

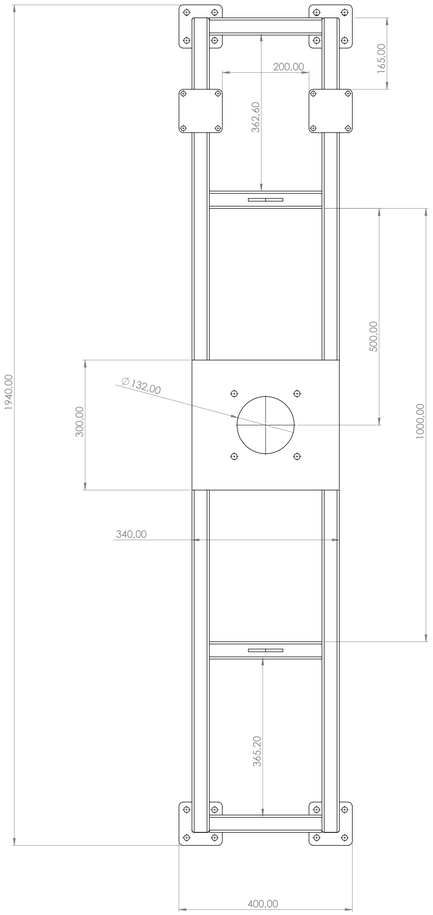
FCEIA

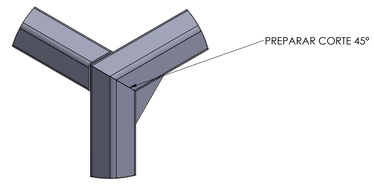
UNR Universidad Nacional de Rosario











DETALLE A
ESCALA 2 : 5

NOTA GENERAL:
MATERIAL: SAE 1010
PROCESO DE SOLDADURA: GMAW (MIG7MAG)
CONSUMIBLES RECOMENDADOS:GMAW ER 70 S-6 (0.9 mm)
GAS PROTECTOR: ATAL :MEZCLA (% 80 ARGON - % 20 CO2)
ACABADO: AMOLAR O PASAR FLAP EN LAS COSTURAS VISIBLES/DEBASTAR CANTOS
TOLERANCIAS LINEALES +/- 2 mm Y ANGULARES +/-1°

Nº de elemento	Cantidad	Descripción	PLANO	LONGITUD
1	4	40 x 40 x 2.6		220
2	2	40 x 40 x 2.6		1880
3	8	40 x 40 x 2.6		260
4	1		RS 25-01-401	
5	2		RS 25-01-402	
6	6		RS 25-01-402	
7	4		RS 25-01-403	
8	4	40 x 40 x 2.6		1101.57
9	2		RS 25-01-404	
10	2		RS 25-01-405	
11	2		RS 25-01-406	

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO, LAS COTAS SE EXPRESAN EN mm

ACABADO:

MATERIAL:

	NOMBRE	FIRMA	FECHA
DIBUJ.	ROBERTO SPESOT		03-08-2026
VERIF.			
APROB.			
FABR.			
CALID.			

FCEIA | UNR Universidad Nacional de Rosario

PROYECTO FINAL
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA ROSARIO

TÍTULO:

PLANO DE SUB-CONJUNTO

REVISIÓN :

ISO - E

Nº DE DIBUJO

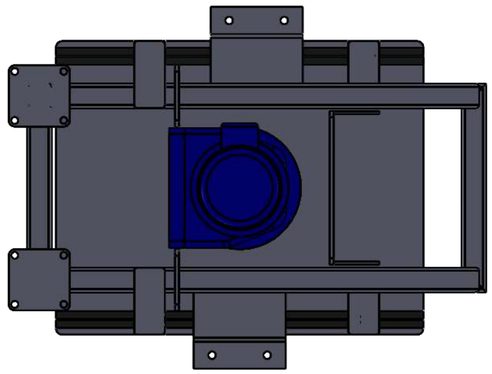
PUENTE RS25-01-400

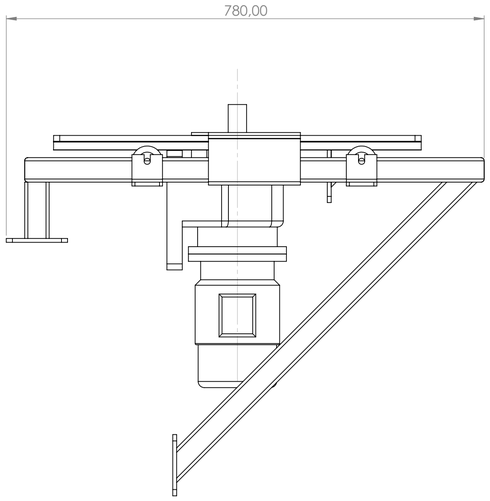
A0

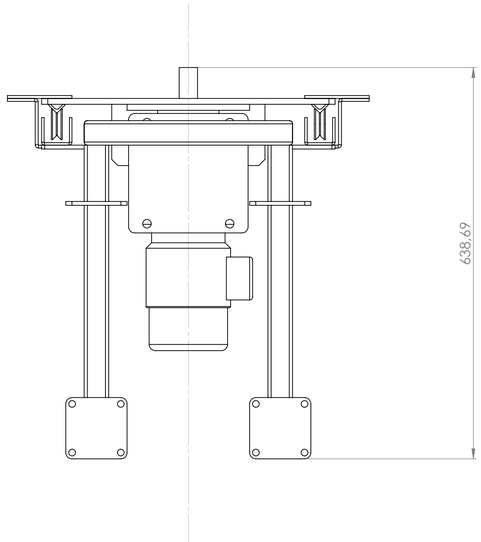
PESO:

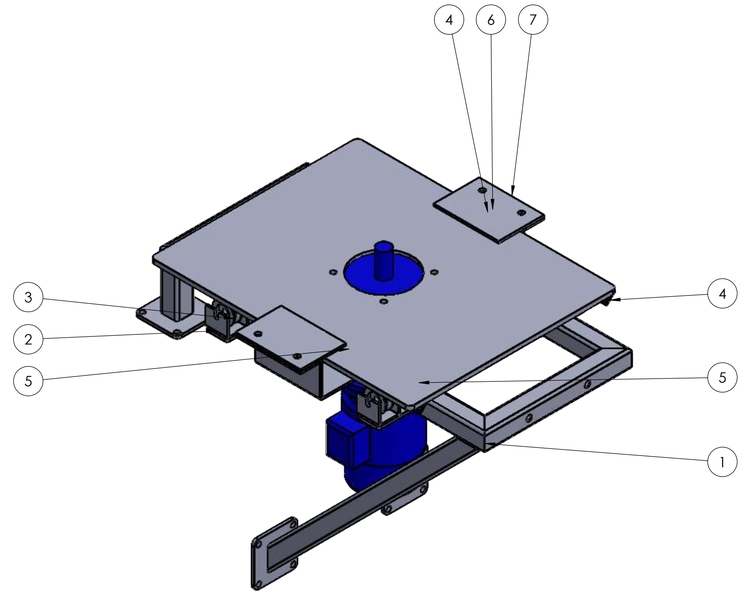
ESCALA: 1:5 // 2:5

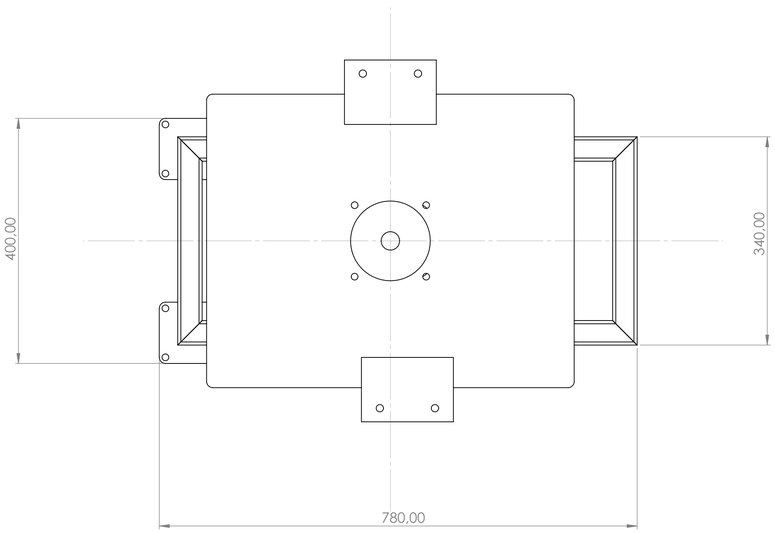
HOJA 1 DE 1











N.° DE ELEMENTO	N.° DE PIEZA	PLANO	CANTIDAD
1	BASE FIJA MOTOREDUCTOR LENTAX 0.75 KW	RS 25-01-501	1
2	SOPORTE RUEDA CARRO MOTOREDUCTOR	RS 25-01-502	4
3	RUEDA CARRO MOTOREDUCTOR	RS 25-01-503	4
4	Ensamblaje BASE MOVIL MOTOREDUCTOR CON GUIAS	RS 25-01-504	1
5	MOTOREDUCTOR LENTAX 0,75 KW COT 3-1 IEC 71 STANDARD .SLDPRT	RS 25-01-505	1
6	LIMITE SUPERIOR DE LA BASE MOVIL MOTOREDUCTOR	RS 25-01-506	2
7	TOPE LIMITE BASE MOVIL MOTOREDUCTOR	RS 25-01-507	2

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN mm

ACABADO:

MATERIAL:

	NOMBRE	FIRMA	FECHA
DIBUJ.	ROBERTO SPESOT		03-08-2026
VERIF.			
APROB.			
FABR.			
CALID.			

FCEIA | UNR Universidad Nacional de Rosario

PROYECTO FINAL
ESCUELA DE INGENIEÍA MECÁNICA ROSARIO

TÍTULO:

PLANO SUB-CONJUNTO

REVISIÓN

ISO - E

N.° DE DIBUJO

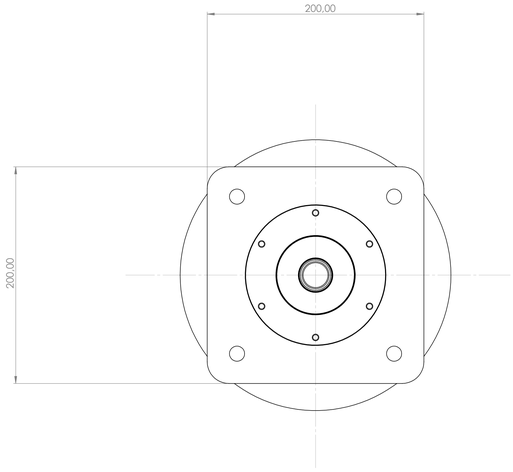
BASE MOVIL MOTOREDUCTOR
RS 25-10-500

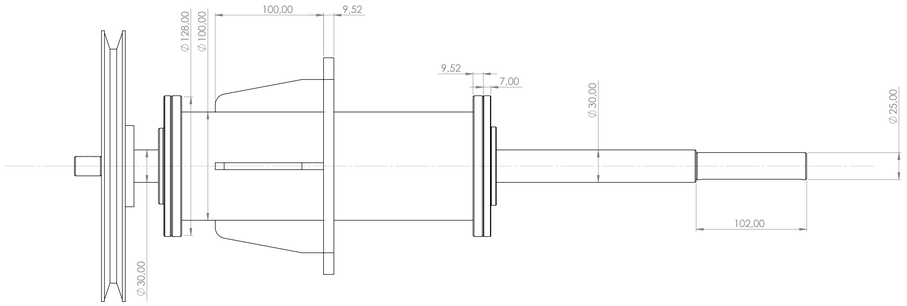
A1

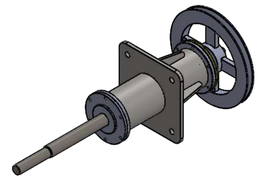
PESO:

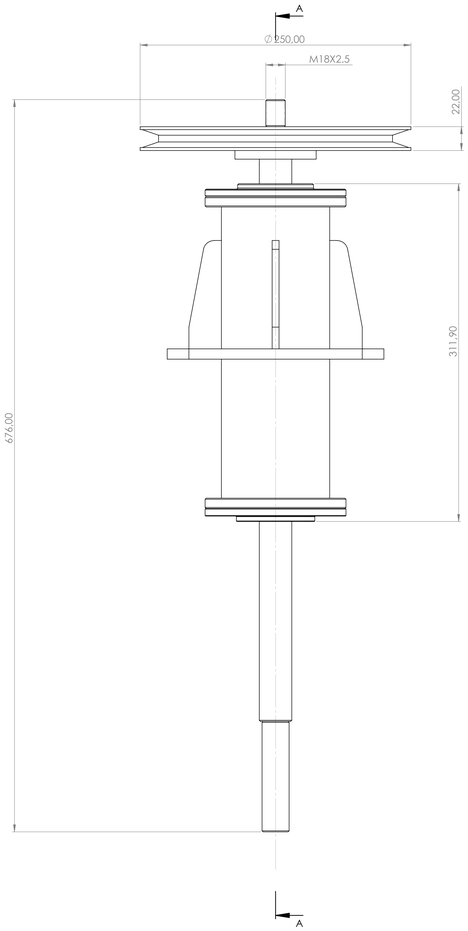
ESCALA:1:5

HOJA 1 DE 1

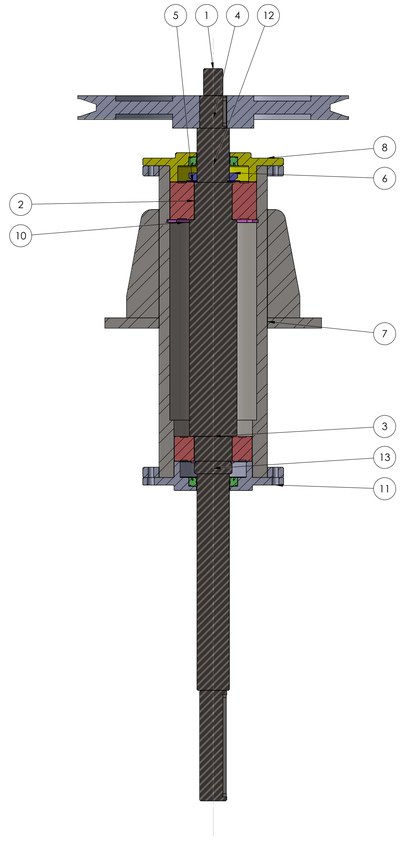








SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 2



N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	PLANO	CANTIDAD
1	EJE TOSTADOR	RS 25-01-601	1
2	rodamiento 33078 TVH FAG de doble hilera contacto angular		1
3	rodamiento 62207.RSR FAG rigilo bolas 1 hilera		1
4	polea 250		1
5	ARANDELA DE FIJACION MB		1
6	TUERCA KM6		1
7	cilindro soporte rodamientos eje principal		1
8	tapa superior caja eje principal		1
9	Anillo Seeguer Exterior DIN 471 Ø 35 mm		1
10	Anillo seeguer interior DIN 472 Ø80		1
11	TAPA INFERIOR		1
12	RETEN METRICO SKF 30X45X8 HMSA10V		2
13	BRIDA SUPERIOR CILNDRO CAJA		2

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO LAS COTAS SE EXPRESAN EN mm

ACABADO:

MATERIAL:

	NOMBRE	FIRMA	FECHA
DIBUJ.	ROBERTO SPESOT		03-08-2026
VERIF.			
APROB.			
FABR.			
CALID.			

FCEIA UNR Universidad Nacional de Rosario

PROYECTO FINAL
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA ROSARIO

TÍTULO:
PLANO SUB-CONJUNTO

REVISIÓN:

ISO E

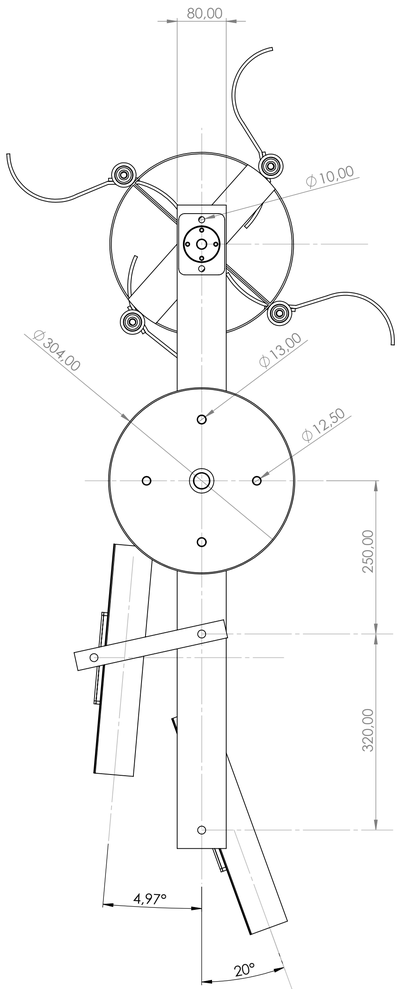
N.º DE DIBUJO
CAJA EJE TOSTADOR
RS 25-01-600

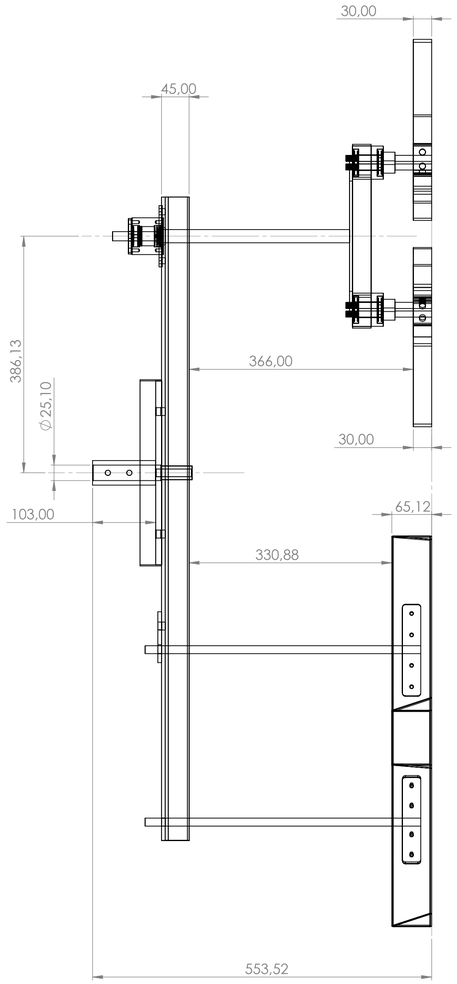
A0

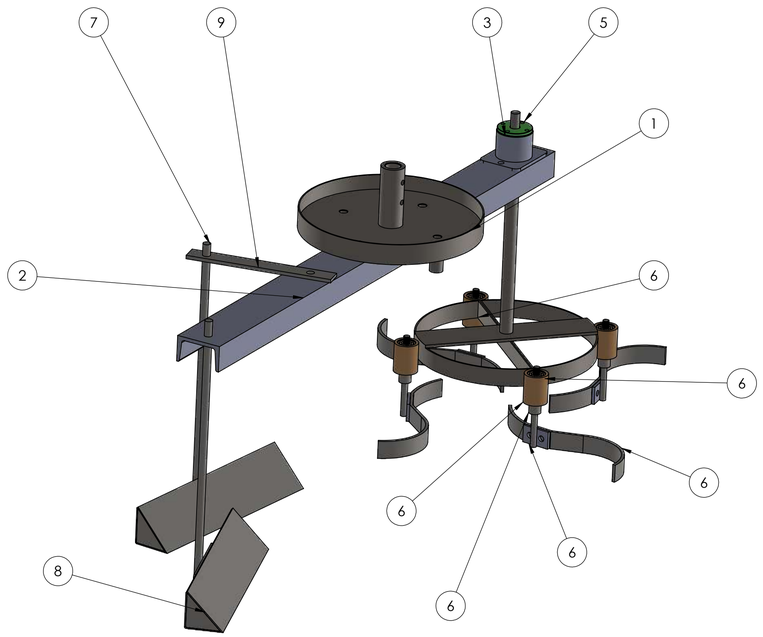
PESO:

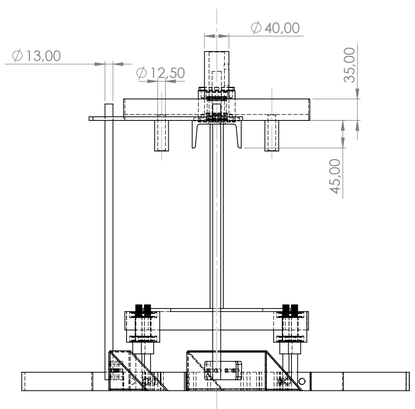
ESCALA 1:5

HOJA 1 DE 1









N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	PLANO	CANTIDAD
1	plato eje principal	RS 25-01-701	1
2	SOPORTE C	RS 25-01-702	1
3	eje paleta redonda	RS 25-01-703	1
4	RODAMIENTO W6202-2Z		2
5	TAPA CAJA PALETA CIRCULAR	RS 25-01-705	1
6	paleta redonda completa	RS 25-01-706	1
7	soporte paleta mezcladora	RS 25-01-707	2
8	PALA INCLINADA 45°	RS 25-01-08	2
9	brazo de pala	RS 25-01-09	1

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN mm

ACABADO:

MATERIAL:

PROYECTO FINAL
ESCUELA DE INGENIEÍA MECÁNICA ROSARIO

	NOMBRE	FIRMA	FECHA
DIBUJ.	ROBERTO SPESOT		03-08-2026
VERIF.			
APROB.			
FABR.			
CALID.			

TÍTULO:

PLANO SUB-CONJUNTO

FCEIA | UNR Universidad Nacional de Rosario

REVISIÓN

ISO - E

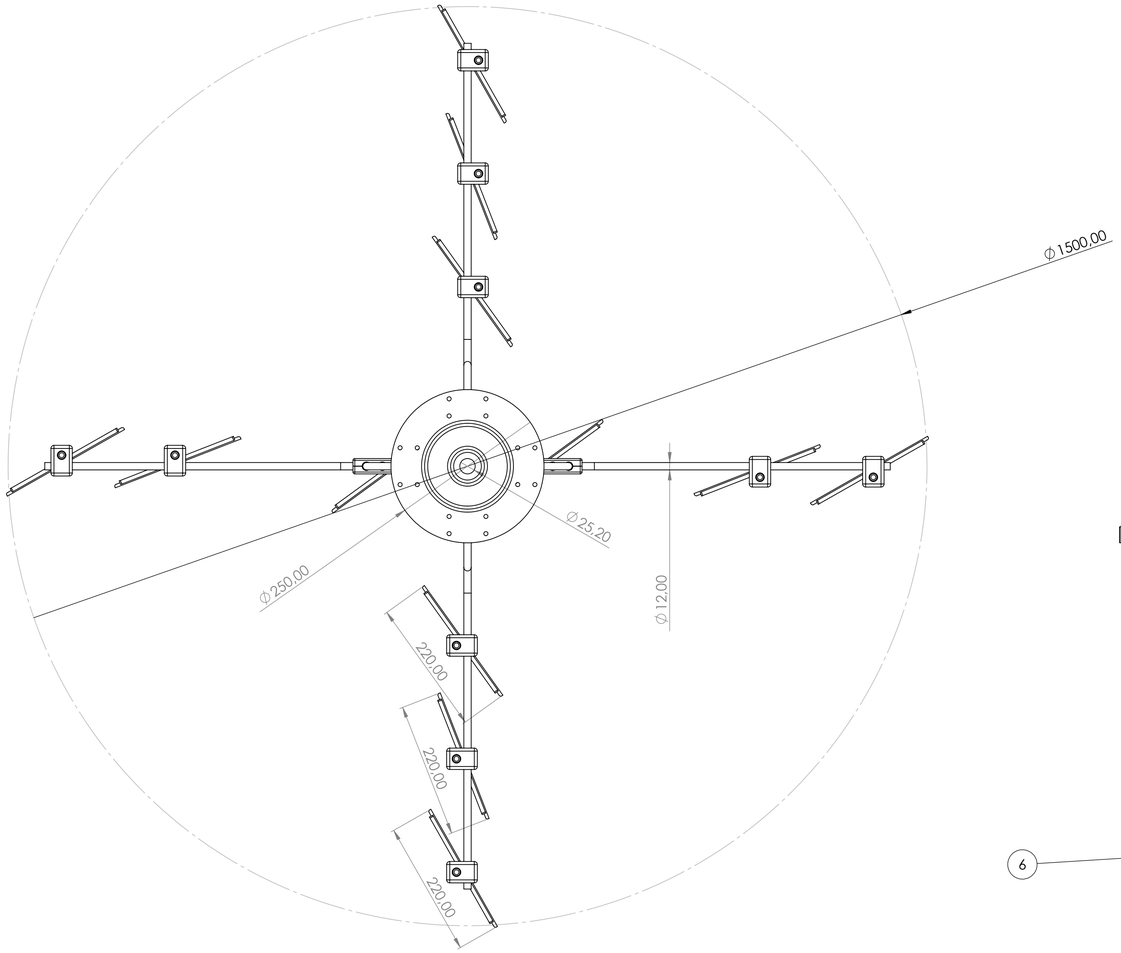
N.º DE DIBUJO
PALETAS TOSTADOR
RS 25-01-700

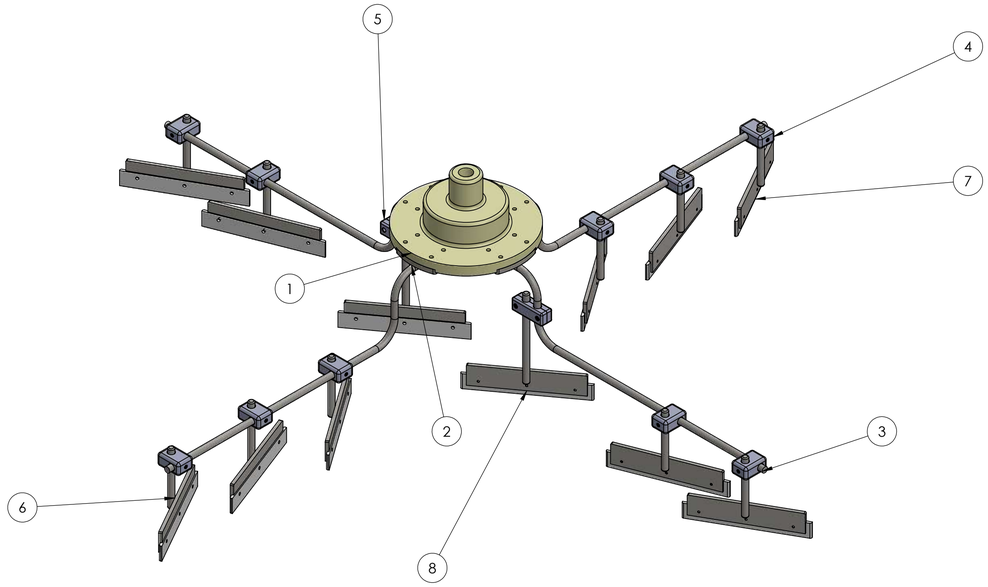
A1

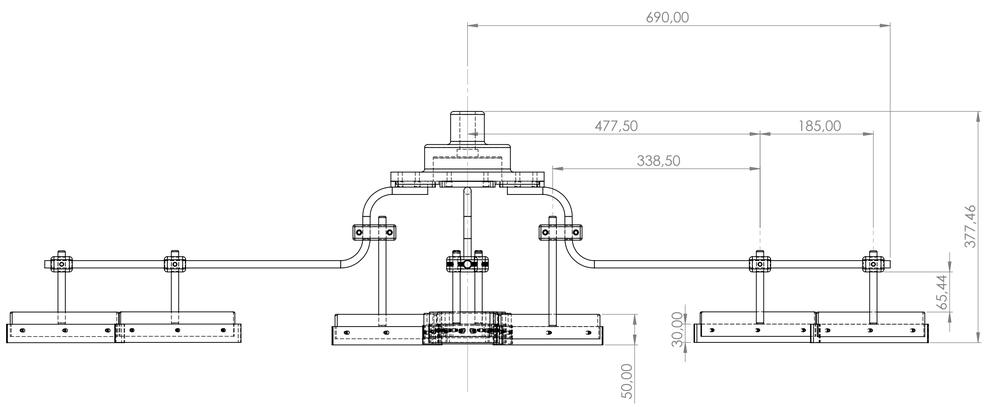
PESO:

ESCALA:1:10

HOJA 1 DE 1







NOTA: LOS AJUSTES Y ANGULOS DE TODAS LAS PALETAS SE REALIZARAN EN CAMPO.

N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	PLANO	CANTIDAD
1	CRUCETA CENTRAL DE PALETA ENFRIADOR	RS 25-01-801	1
2	PLACA SOPORTE BRAZO PALETA	RS 25-01-802	4
3	Brazo acero Inoxidable	RS 05-01-803	4
4	BUJE BRAZO PALETA	RS 25-01-804	10
5	ABRAZADERA	RS 25-01-805	2
6	PALETA ENFRIADOR	RS 25-01-806	10
7	PALETA TEFLON	RS 25-01-807	12
8	PALETA ENFRIADOR CENTRO	RS 25-01-808	2

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN mm

ACABADO:

MATERIAL:

	NOMBRE	FIRMA	FECHA
DIBUJ.	ROBERTO SPESOT		03-08-2026
VERIF.			
APROB.			
FABR.			
CALID.			

PROYECTO FINAL
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA ROSARIO

TÍTULO:

PLANO SUB-CONJUNTO

REVISIÓN

ISO - E

N.º DE DIBUJO:
PALETAS ENFRIADOR
RS 25-01- 800

A1

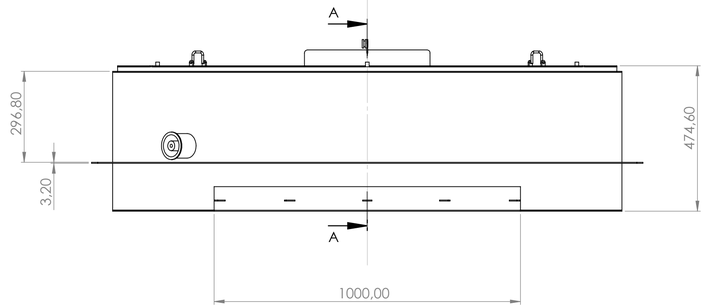
PESO:

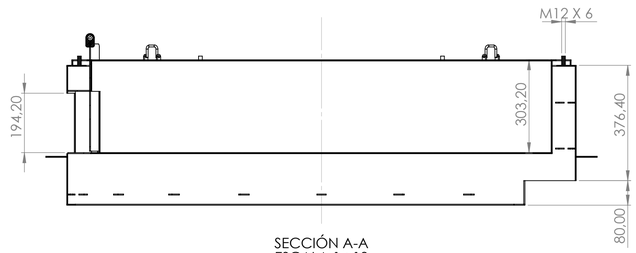
ESCALA:1:5

HOJA 1 DE 1

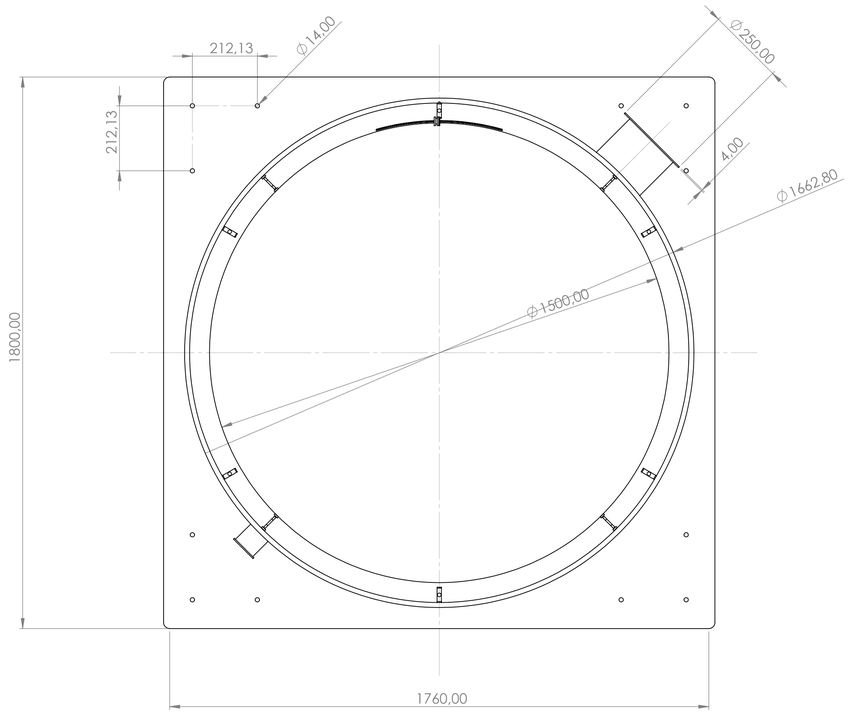
FCEIA

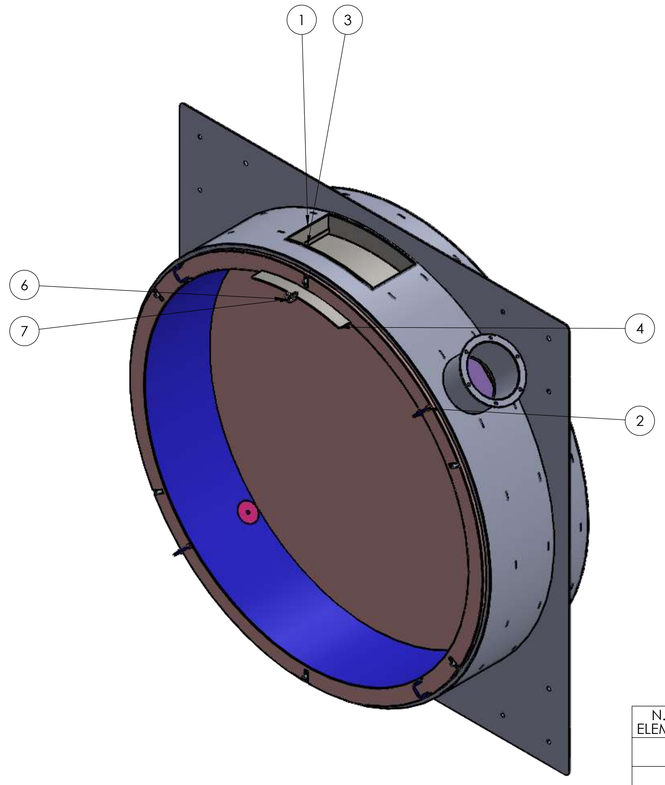
UNR Universidad Nacional de Rosario





SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 10





N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
1	CILINDRO SOPORTE TOSTADOR	RS 25-01-103-01	1
2	TOSTADOR	RS 25-01-103-02	1
3	MARCO PUERTA TOSTADOR	RS 25-01-103-03	1
4	PUERTA TOSTADOR	RS 25-01-103-04	1
5	SOPORTE PIVOT PUERTA TOSTADOR	RS -25-01-103-05	1
6	ARANDELA PET PALANCA-BIELA	RS-25-01-103 -06	1
7	BUJE BIELA PALANCA-CRAPODINA	RS-25-01-103-07	1
8	CARTUCHO SOPORTE TERMOCUPLA TIPO J		1

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN mm

ACABADO:

MATERIAL:

PROYECTO FINAL
ESCUELA DE INGENIEÍA MECÁNICA ROSARIO

	NOMBRE	FIRMA	FECHA
DIBUJ.	ROBERTO SPESOT		03-08-2026
VERIF.			
APROB.			
FABR.			
CALID.			

TÍTULO:

PLANO SUB-CONJUNTO

FCEIA UNR Universidad Nacional de Rosario

REVISIÓN

N.º DE DIBUJO

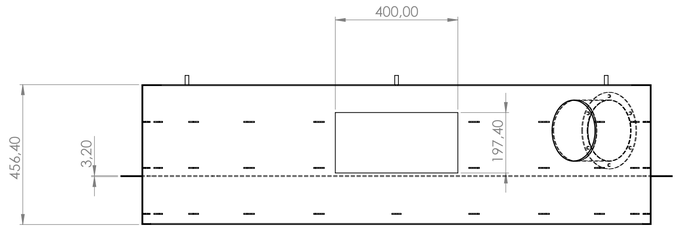
RS 25-01-103-00

A1

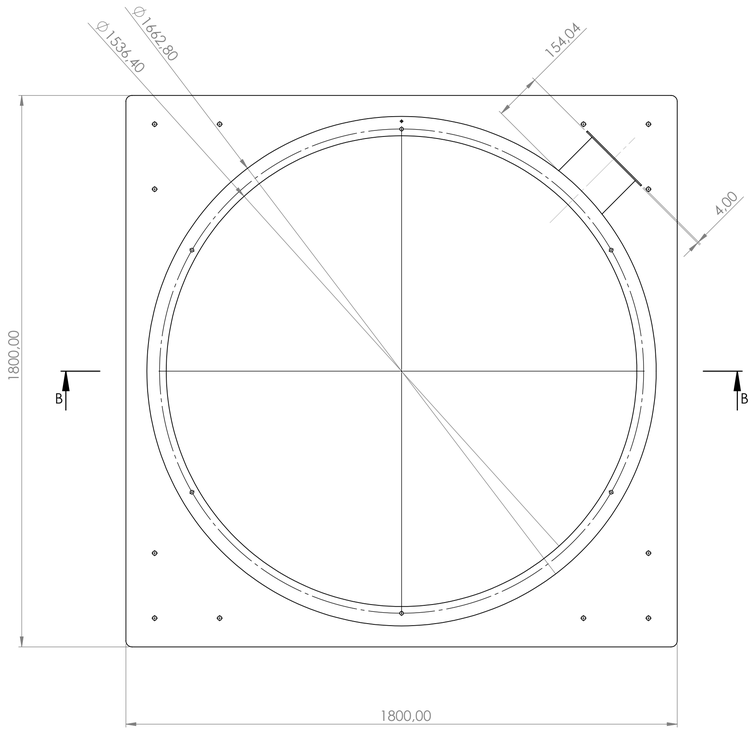
PESO:

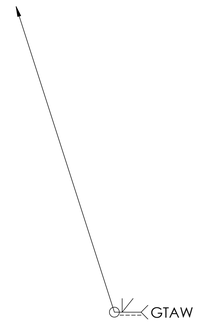
ESCALA:1:20

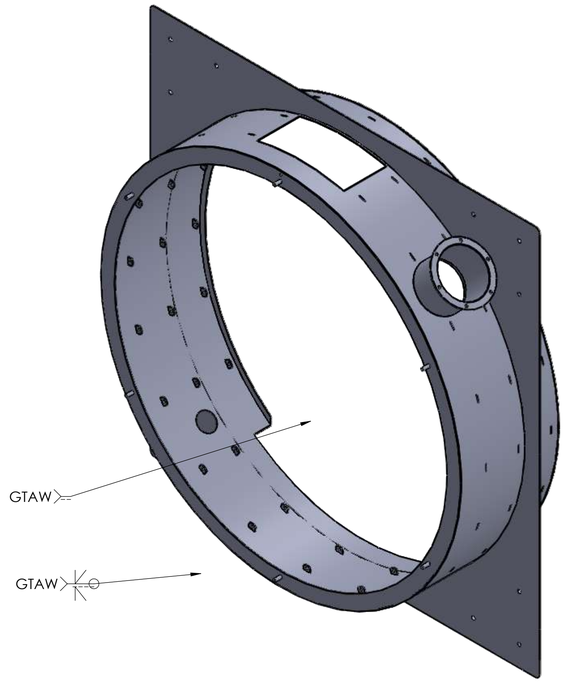
HOJA 1 DE 1

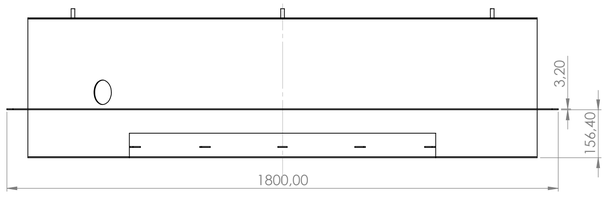


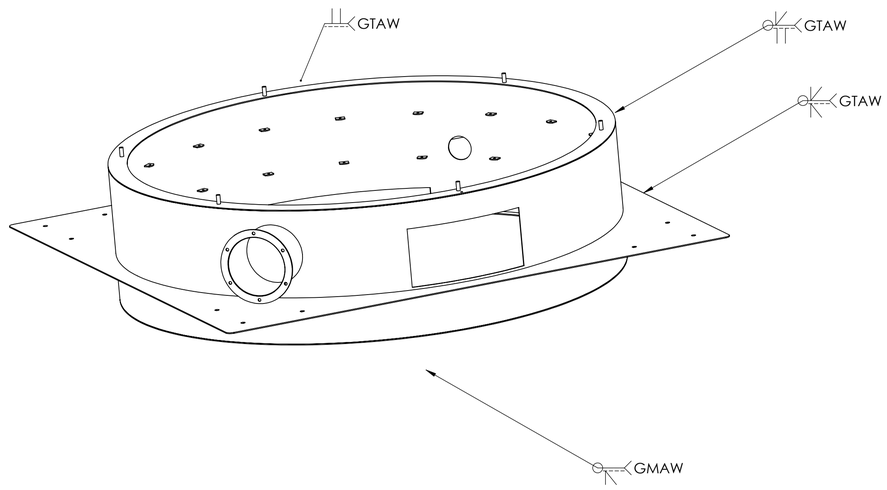
SECCIÓN B-B











NOTA GENERAL:
MATERIAL: AISI 304
PROCESO DE SOLDADURA: GTAW (TIG)
CONSUMIBLES RECOMENDADOS:GTAW AWS A5.9 ER308L ∅2,4 mm
GAS PROTECTOR: 100 % ARGON PURO
ACABADO: AMOLAR O PASAR FLAP EN LAS COSTURAS VISIBLES/DEBASTAR CANTOS
TOLERANCIAS LINEALES +/- 2 mm Y ANGULARES +/-1°

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN mm	ACABADO:		
	MATERIAL:		
	NOMBRE	FIRMA	FECHA
DIBUJ.	ROBERTO SPESOT		03-08-2026
VERIF.			
APROB.			
FABR.			
CALID.			

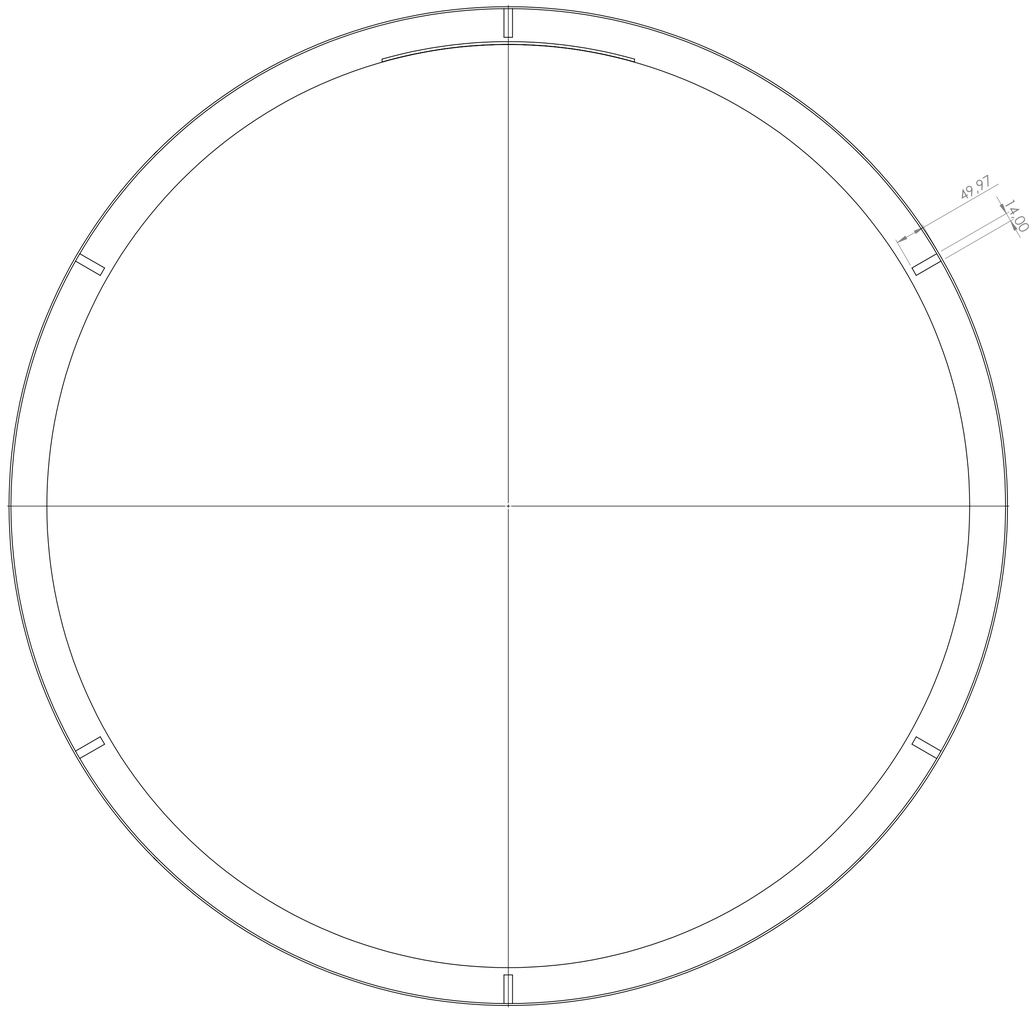
PROYECTO FINAL
ESCUELA DE INGENIEÍA MECÁNICA ROSARIO

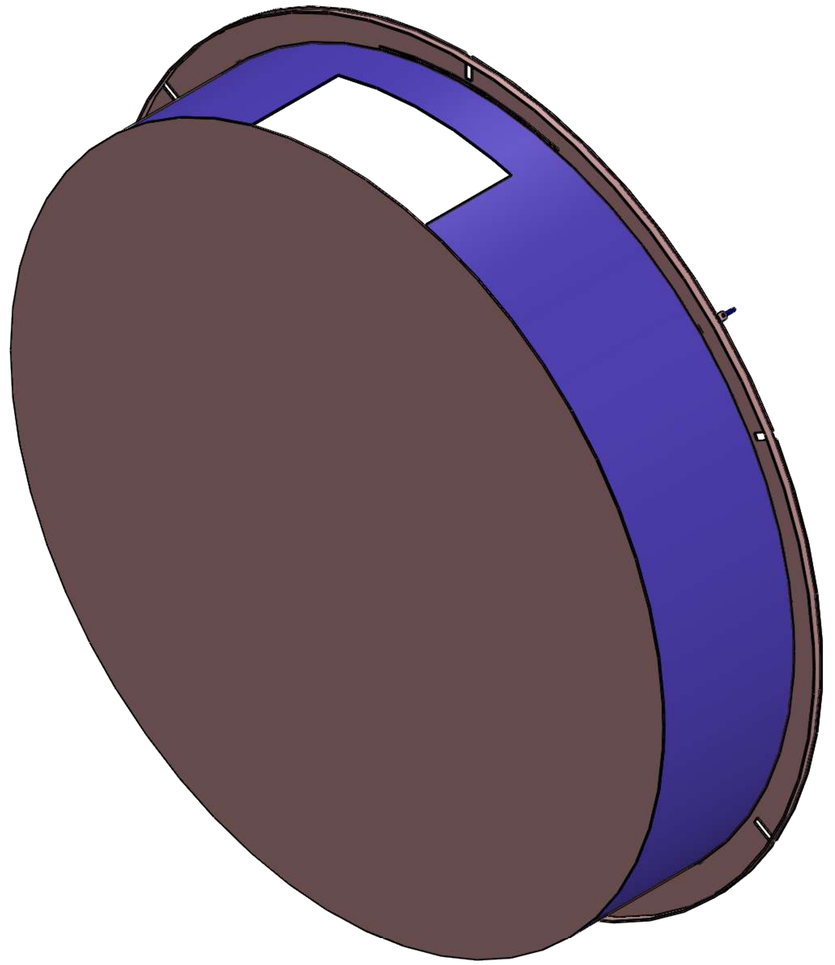
TÍTULO:
CILINDRO SOPORTE TOSTADOR

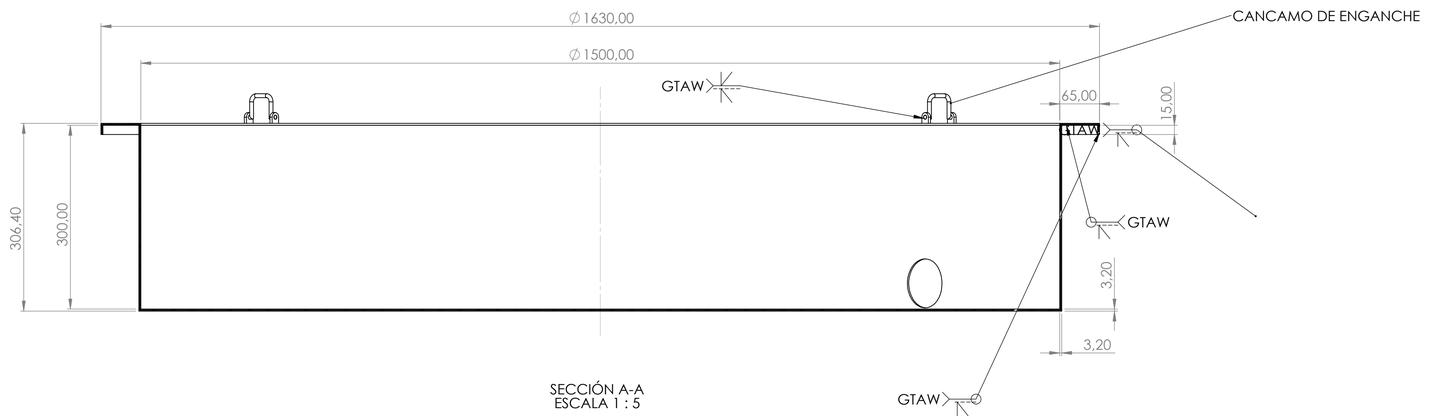
FCEIA | UNR Universidad Nacional de Rosario

REVISIÓN | N.° DE DIBUJO: RS 25-01-103-01 | A1

PESO: | ESCALA:1:10 | HOJA 1 DE 1







SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 5

NOTA GENERAL:
MATERIAL: AISI 304
PROCESO DE SOLDADURA: GTAW (TIG)
CONSUMIBLES RECOMENDADOS:GTAW AWS A5.9 ER308L ∅2,4 mm
GAS PROTECTOR: 100 % ARGON PURO
ACABADO: AMOLAR O PASAR FLAP EN LAS COSTURAS VISIBLES/DEBASTAR CANTOS
TOLERANCIAS LINEALES +/- 2 mm Y ANGULARES +/-1°

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN mm		ACABADO:	
		MATERIAL:	
	NOMBRE	FIRMA	FECHA
DIBUJ.	ROBERTO SPESOT		03-08-2026
VERIF.			
APROB.			
FABR.			
CALID.			

PROYECTO FINAL
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA ROSARIO

TÍTULO:
TOSTADOR

FCEIA | UNR Universidad Nacional de Rosario

REVISIÓN

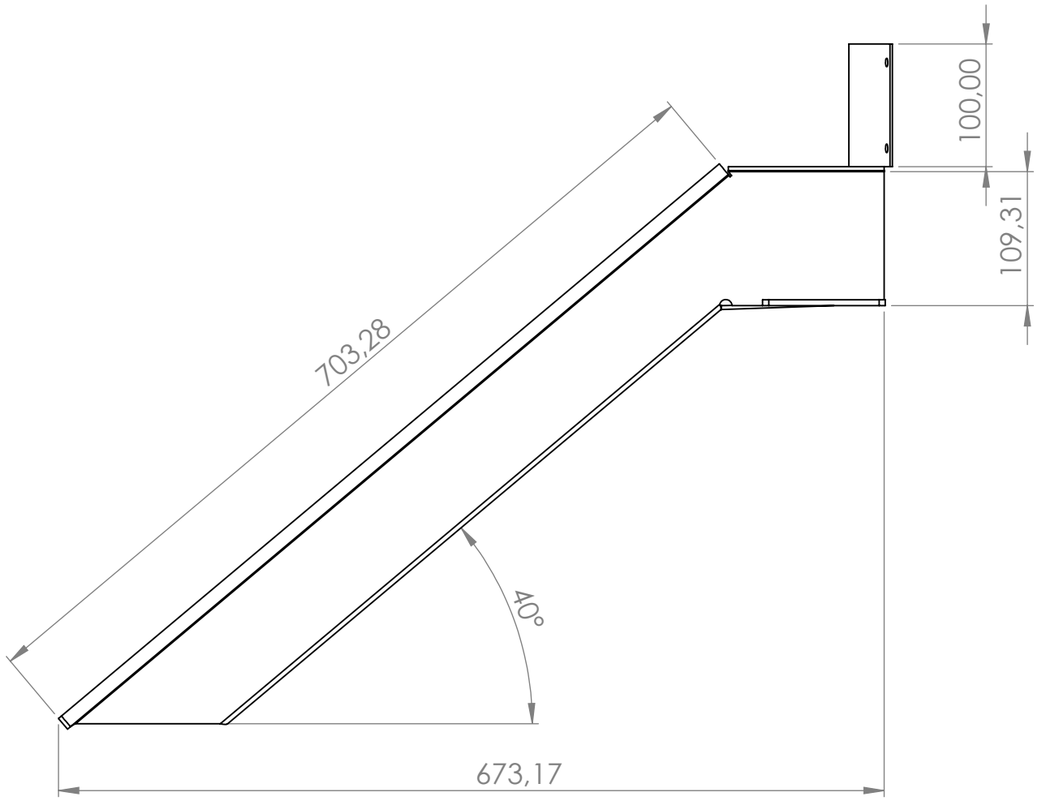
N.° DE DIBUJO
RS 25-01-103-02

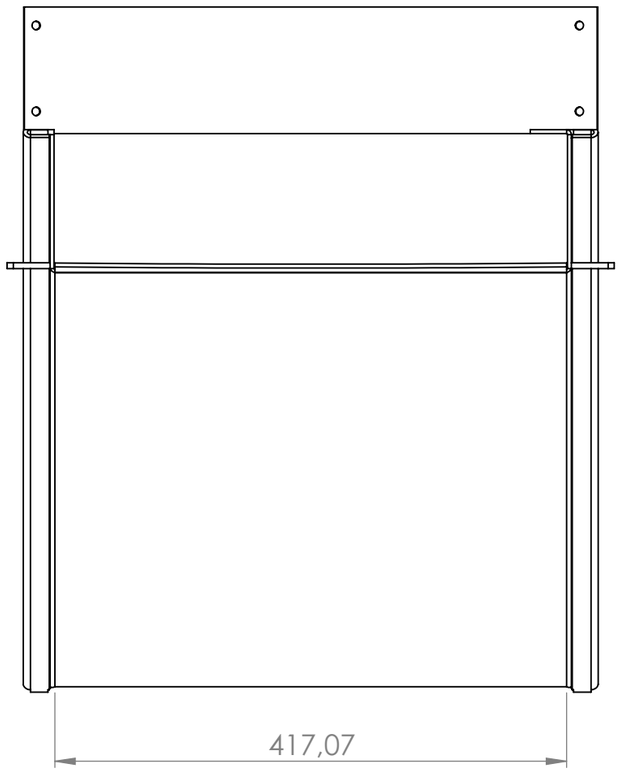
A1

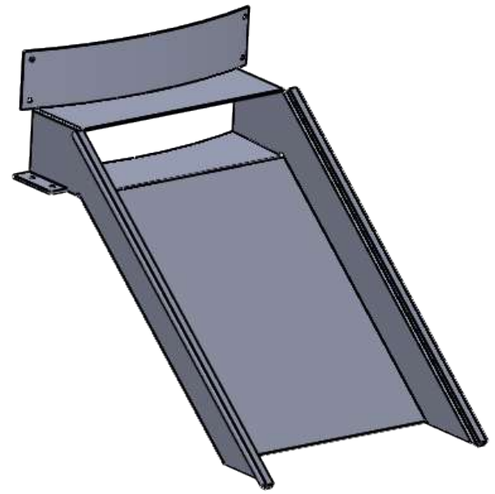
PESO:

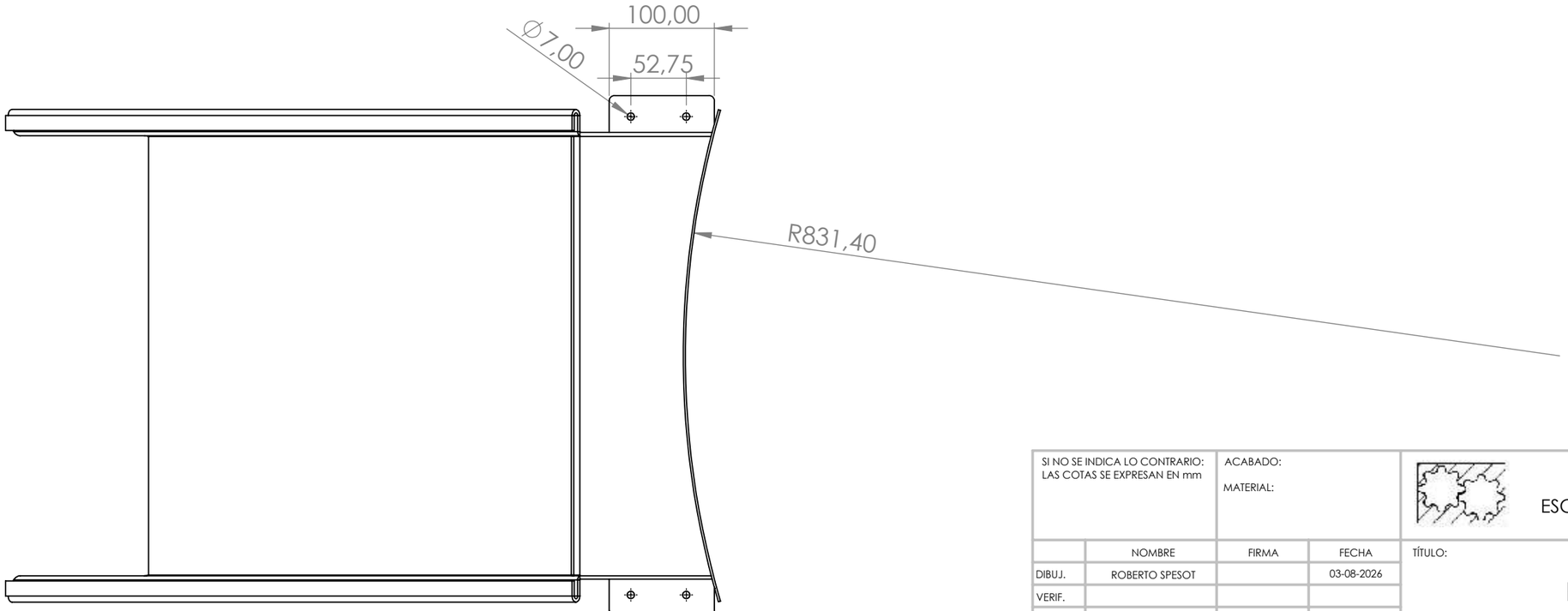
ESCALA:1:10

HOJA 1 DE 1

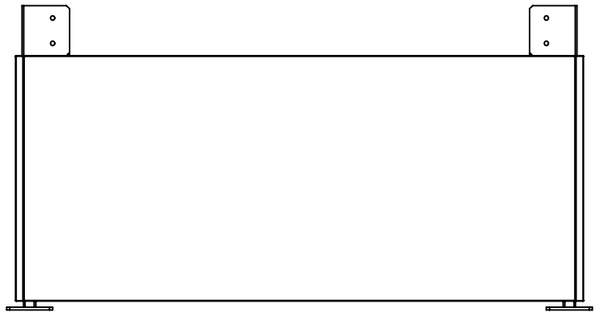


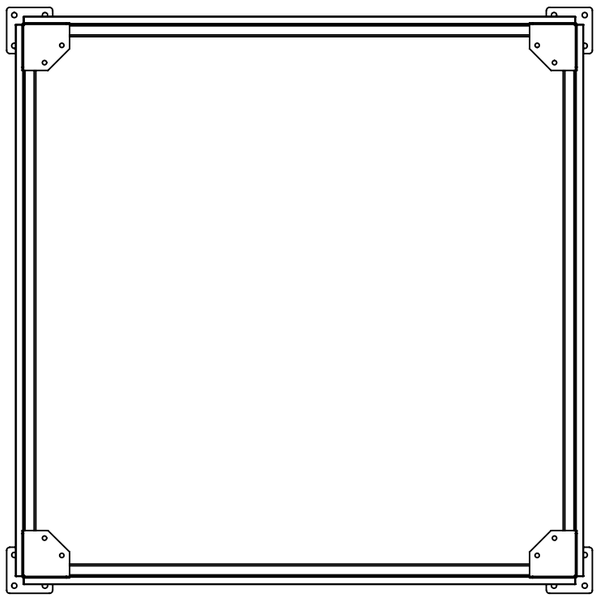


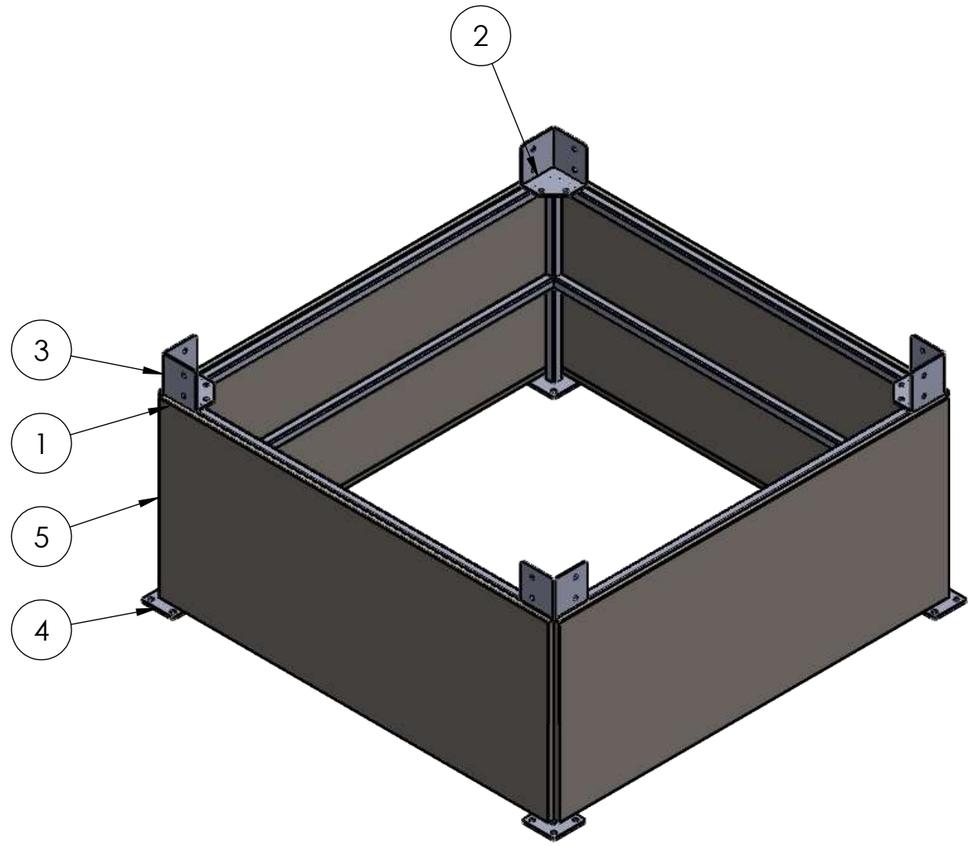




SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN mm	ACABADO: MATERIAL:	PROYECTO FINAL ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA ROSARIO	
	NOMBRE / FIRMA / FECHA	TÍTULO: PLANO CONJUNTO	
DIBUJ.	ROBERTO SPESOT / 03-08-2026		
VERIF.			
APROB.			
FABR.			
CALID.			
FCEIA UNR Universidad Nacional de Rosario		REVISIÓN	N.º DE DIBUJO: TOSTADORA RS25-01-000 — A3
		PESO:	ESCALA:1:10 — HOJA 1 DE 1







N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
1	CHASIS BASE TOSTADOR	RS 25-01-101-01	1
2	APOYO CHASIS TOSTADOR	RS 25-01-101 -02	4
3	ANGULO DE UNION CHASIS TOSTADOR	RS 25 - 01-101- 03	4
4	PLACA DE ANCLAJE	RS 25 -01-101- 04	4
5	COBERTOR CHASIS BASE TOSTADOR	RS 25-01-101-05	4

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN mm

ACABADO:

MATERIAL:

PROYECTO FINAL
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA ROSARIO

	NOMBRE	FIRMA	FECHA
DIBUJ.	ROBERTO SPESOT		03-08-2026
VERIF.			
APROB.			
FABR.			
CALID.			

TÍTULO:

PLANO BASE CHASIS TOSTADOR

FCEIA | UNR Universidad Nacional de Rosario

REVISIÓN

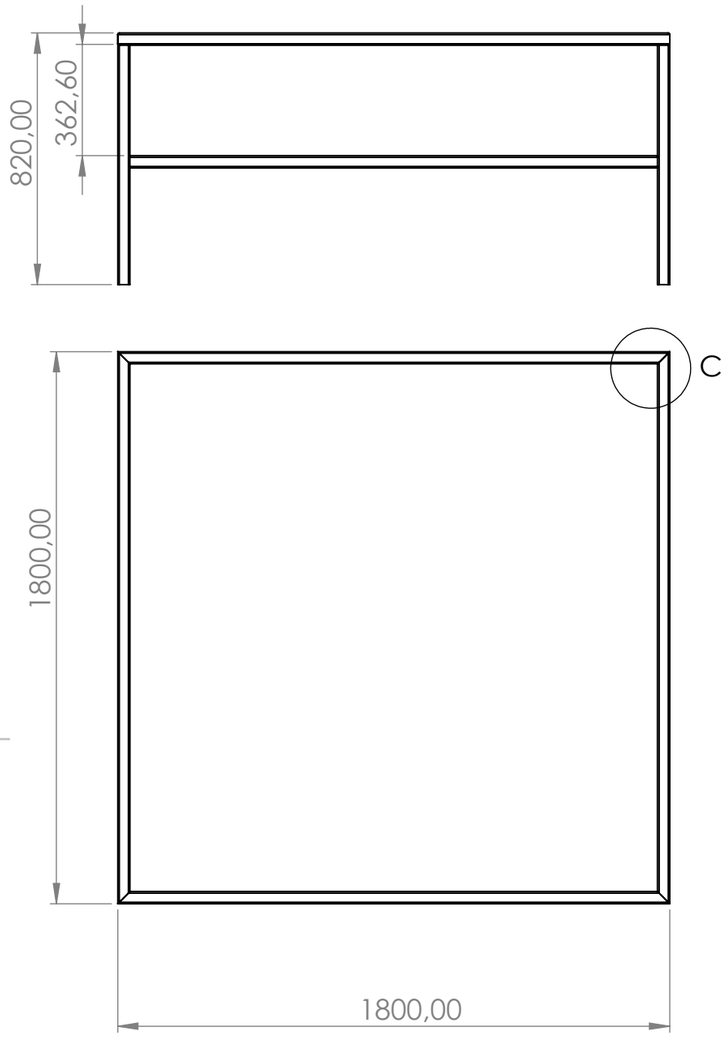
N.º DE DIBUJO
RS 25-01-101

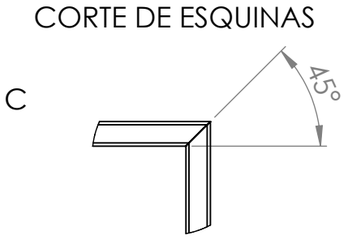
A3

PESO:

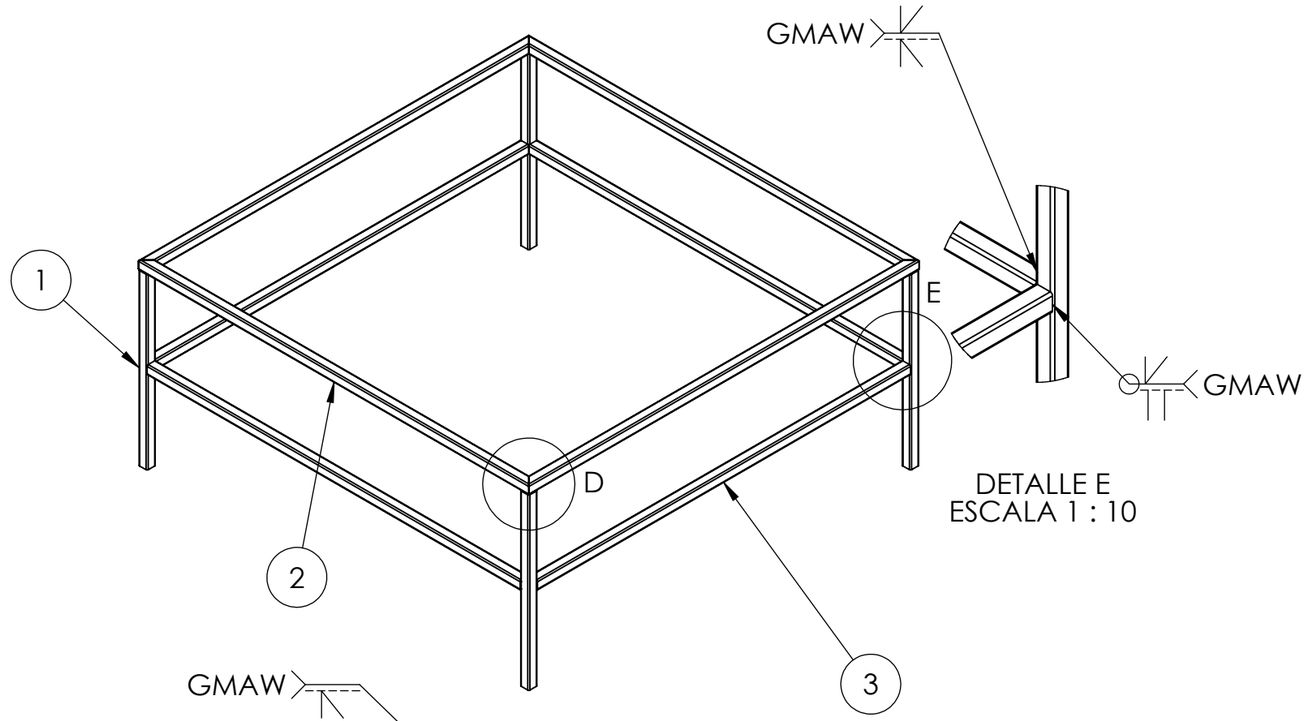
ESCALA:1:20

HOJA 1 DE 1





DETALLE C
ESCALA 1 : 10



DETALLE E
ESCALA 1 : 10

DETALLE D
ESCALA 1 : 10

N° de elemento	Cantidad	Descripción	LONGITUD
1	4	40 x 40 x 2.6	780
2	4	40 x 40 x 2.6	1800
3	4	40 x 40 x 2.6	1720

NOTA GENERAL:
MATERIAL: SAE 1010
PROCESO DE SOLDADURA: GMAW (MIG7MAG)
CONSUMIBLES RECOMENDADOS:GMAW ER 70 S-6 (0.9 mm)
GAS PROTECTOR: ATAL :MEZCLA (% 80 ARGON - % 20 CO2)
ACABADO: AMOLAR O PASAR FLAP EN LAS COSTURAS VISIBLES/DEBASTAR CANTOS
TOLERANCIAS LINEALES +/- 2 mm Y ANGULARES +/-1°

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN mm

ACABADO:

MATERIAL:

PROYECTO FINAL
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA ROSARIO

	NOMBRE	FIRMA	FECHA
DIBUJ.	ROBERTO SPESOT		03-08-2026
VERIF.			
APROB.			
FABR.			
CALID.			

TÍTULO:

PLANO BASE CHASIS TOSTADOR

FCEIA | UNR Universidad Nacional de Rosario

REVISIÓN

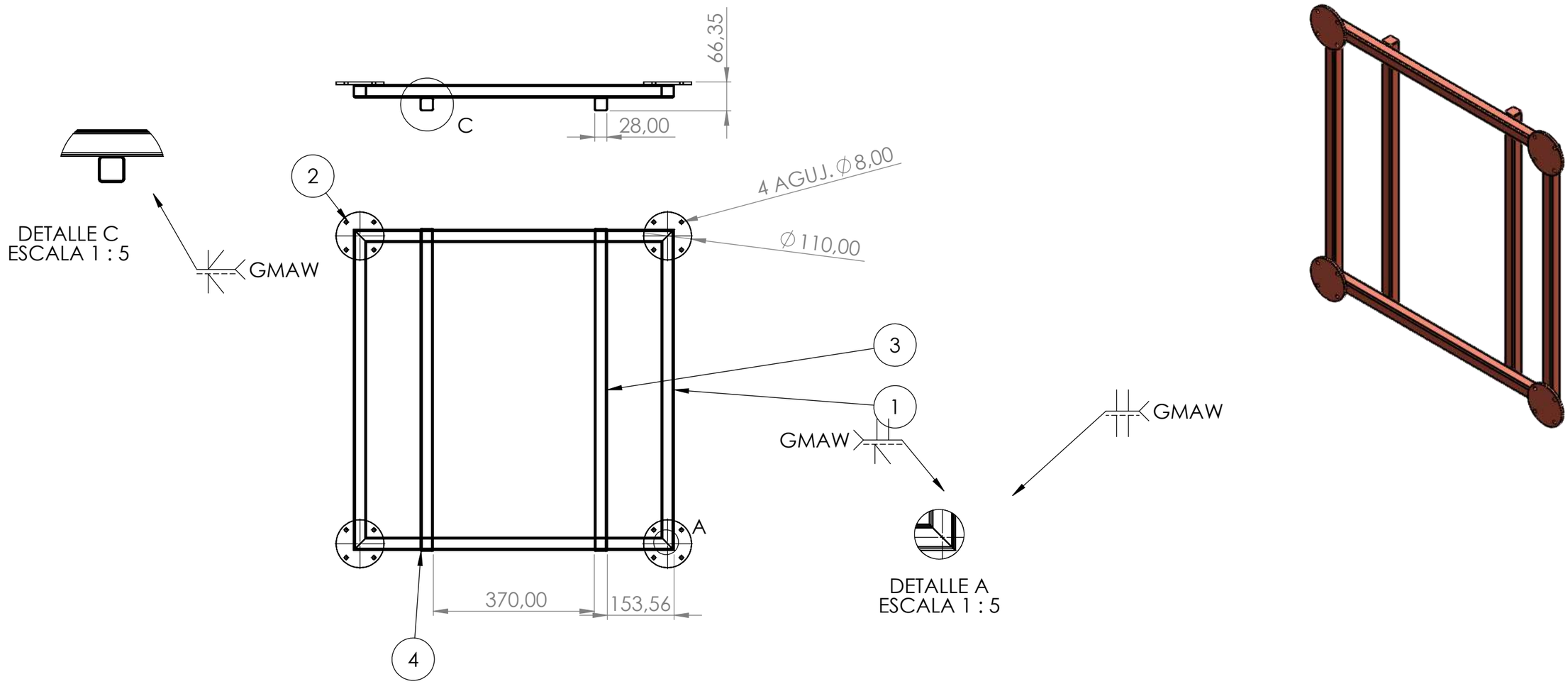
N.° DE DIBUJO
RS25-01-101-01

A3

PESO:

ESCALA:1:20 / 1:10

HOJA 1 DE 1



N° de elemento	Cantidad	Descripción	LONGITUD
1	4	30 x 30 x 2.0	737.11
2	4		
3	2	30 x 30 x 2.0	737.11
4	4		

NOTA GENERAL:
MATERIAL: SAE 1010
PROCESO DE SOLDADURA: GMAW (MIG7MAG)
CONSUMIBLES RECOMENDADOS:GMAW ER 70 S-6 (0.9 mm)
GAS PROTECTOR: ATAL :MEZCLA (% 80 ARGON - % 20 CO2)
ACABADO: AMOLAR O PASAR FLAP EN LAS COSTURAS VISIBLES/DEBASTAR CANTOS
TOLERANCIAS LINEALES +/- 2 mm Y ANGULARES +/-1°

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN mm

ACABADO:

MATERIAL:

PROYECTO FINAL
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA ROSARIO

	NOMBRE	FIRMA	FECHA
DIBUJ.	ROBERTO SPESOT		03-08-2026
VERIF.			
APROB.			
FABR.			
CALID.			

TÍTULO:

BASE QUEMADORES COFACO QPL 150

FCEIA UNR Universidad Nacional de Rosario

REVISIÓN

ISO - E

N.° DE DIBUJO

RS25-01-105-00

A3

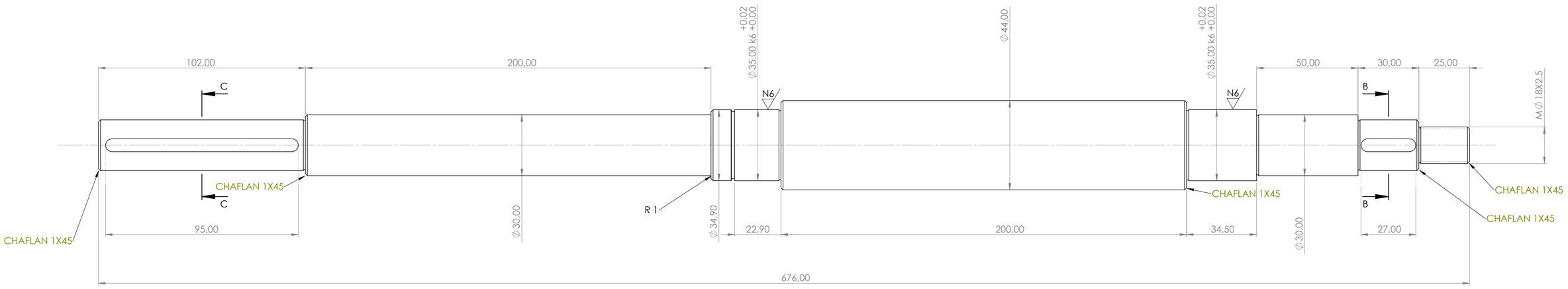
PESO:

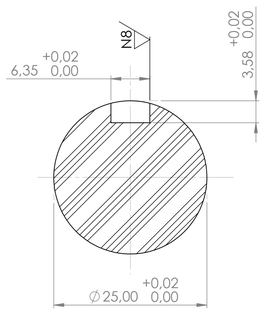
ESCALA:1:10 // 1:5

HOJA 1 DE 1

N9 (N8 N6)





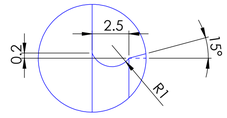


SECCIÓN C-C
ESCALA 2 : 1

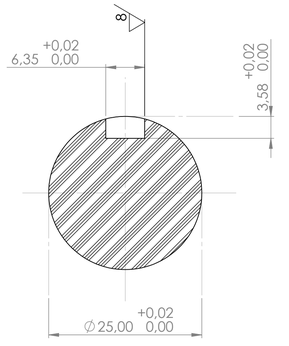
RADIOS NO ACOTADOS 1

MATAR CANTOS VIVOS -TOLERANCIAS GENERALES SEGUN DIN 2768

DESAHOGOS NO ACOTADOS SEGUN DIN 509



ESCALA 2:1



SECCIÓN B-B
ESCALA 2 : 1

POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	PESO
1	REDONDO ∅ 50 X700	AISI 431 (1.4057).	1	10,6 KG

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN mm

ACABADO:

MATERIAL:

PROYECTO FINAL
ESCUELA DE INGENIEÍA MECÁNICA ROSARIO

	NOMBRE	FIRMA	FECHA
DIBUJ.	ROBERTO SPESOT		03-08-2026
VERIF.			
APROB.			
FABR.			
CALID.			

TÍTULO:

PLANO EJE TOSTADOR

FCEIA UNR Universidad Nacional de Rosario

REVISIÓN

ISO - E

N.° DE DIBUJO

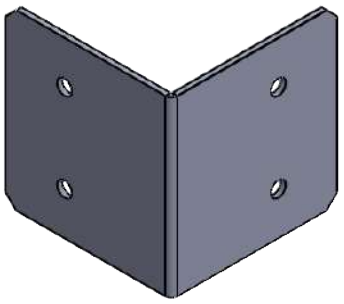
RS 25-01-601

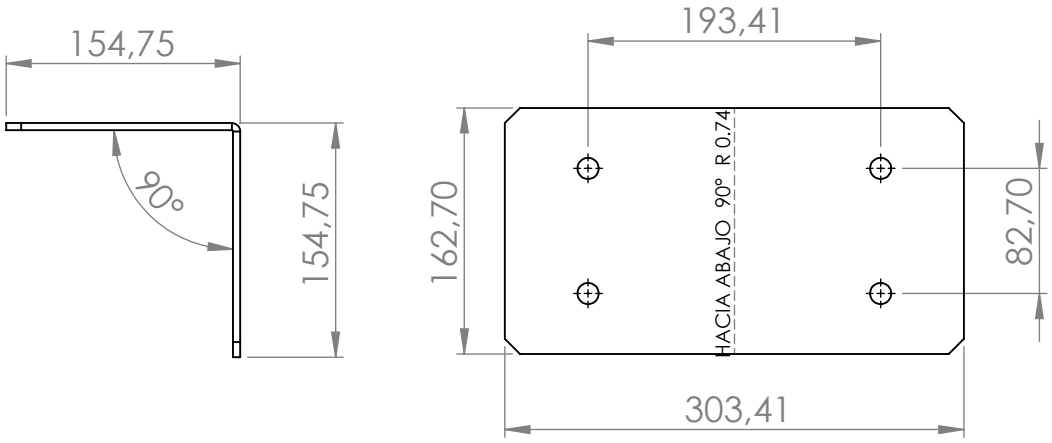
A1

PESO:

ESCALA:1:5

HOJA 1 DE 1





PROCESO DE CORTE LASER Y PLEGADO

MATERIAL: SAE 1010

ESPESOR: 1/4"

CANTIDAD: 4

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN mm	ACABADO: MATERIAL:		PROYECTO FINAL ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA ROSARIO

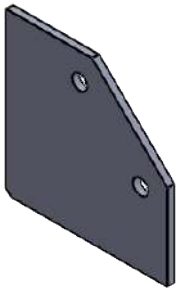
	NOMBRE	FIRMA	FECHA
DIBUJ.	ROBERTO SPESOT		03-08-2026
VERIF.			
APROB.			
FABR.			
CALID.			

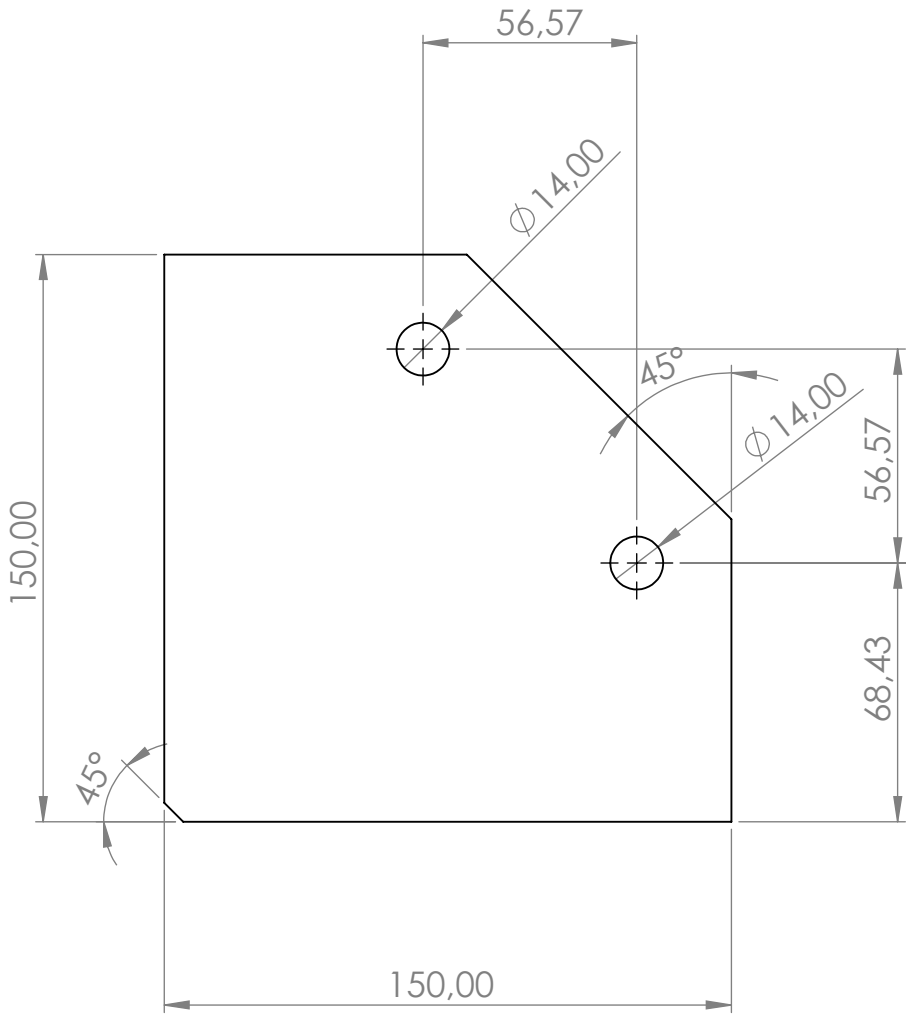
TÍTULO:

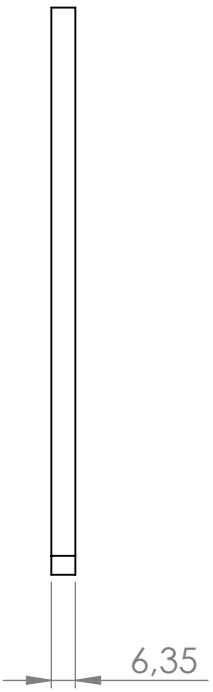
ANGULO DE UNION CHASIS TOSTADOR

FCEIA | UNR Universidad Nacional de Rosario

REVISIÓN	N.º DE DIBUJO	A4
	RS 25 -101-03	
PESO:	ESCALA:1:5	HOJA 1 DE 1







PROCESO CORTE LASER
MATERIAL: SAE 1010
ESPESOR: SAE 1010
CANTIDAD: 4

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN mm	ACABADO: MATERIAL:		PROYECTO FINAL ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA ROSARIO

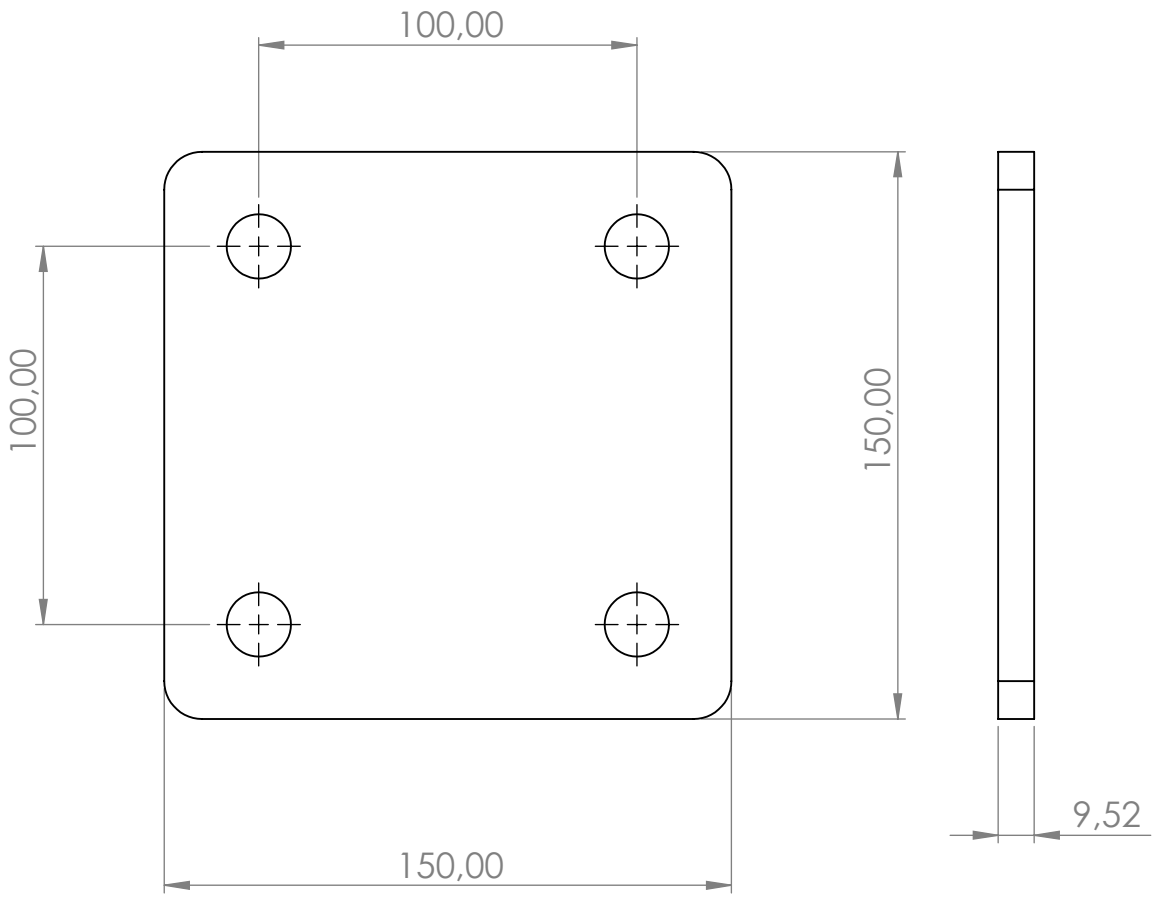
	NOMBRE	FIRMA	FECHA
DIBUJ.	ROBERTO SPESOT		03-08-2026
VERIF.			
APROB.			
FABR.			
CALID.			

TÍTULO:

APOYO CHASIS TOSTADOR

FCEIA | UNR Universidad Nacional de Rosario

REVISIÓN	N.º DE DIBUJO RS 25 -101-02	A4
PESO:	ESCALA:1:2	HOJA 1 DE 1



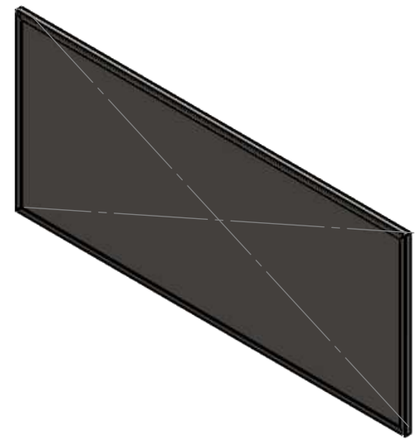
PROCESO DE CORTE LASER

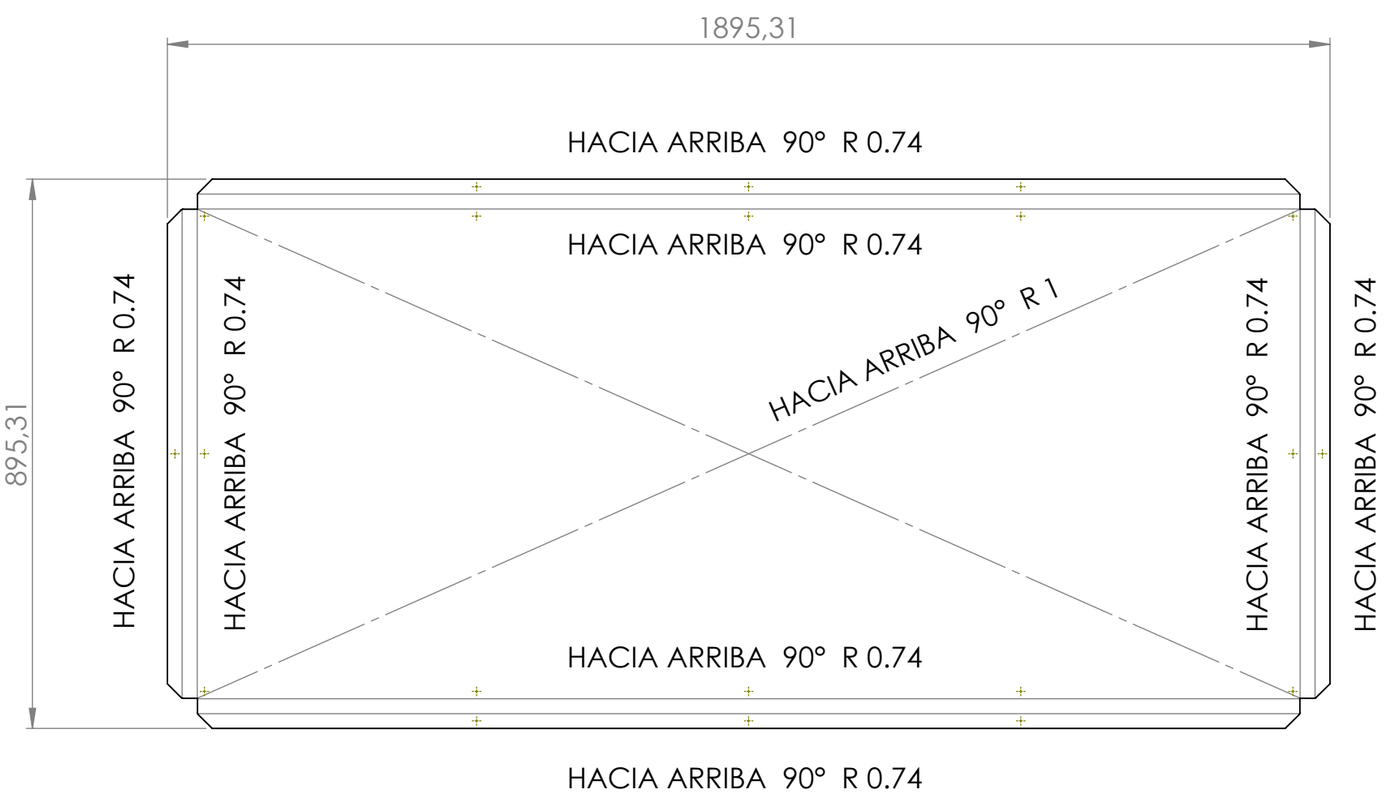
MATERIAL: SAE 1010

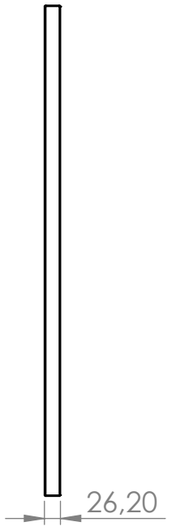
CANTIDAD: 4

ESPESOR: 3/8"

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN mm	ACABADO: MATERIAL:	PROYECTO FINAL ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA ROSARIO	
	NOMBRE / FIRMA / FECHA	TÍTULO:	
DIBUJ.	ROBERTO SPESOT / 03-08-2026	APOYO CHASIS TOSTADOR	
VERIF.			
APROB.			
FABR.			
CALID.			
FCEIA | UNR Universidad Nacional de Rosario	REVISIÓN	N.º DE DIBUJO RS 25 -101-02	A4
	PESO:	ESCALA:1:2	HOJA 1 DE 1







PROCESO DE CORTE LASER Y PLEGADO

MATERIAL : SAE 1010

ESPESOR: 1,2 mm

CANTIDAD: 4

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN mm	ACABADO: MATERIAL:	PROYECTO FINAL ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA ROSARIO	
	NOMBRE / FIRMA / FECHA	TÍTULO: COBERTOR CHASIS BASE TOSTADOR	
DIBUJ.	ROBERTO SPESOT / 03-08-2026		
VERIF.			
APROB.			
FABR.			
CALID.			
FCEIA | UNR Universidad Nacional de Rosario		REVISIÓN	N.º DE DIBUJO RS25-01-101-05 / A3
		PESO:	ESCALA:1:10 / HOJA 1 DE 1

Conclusiones y recomendaciones

Conclusiones

El desarrollo de este proyecto ha permitido diseñar una línea de producción industrial completa para el tostado de semillas de zapallo Cucurbita pepo variedad styriaca.

Se establecen las siguientes conclusiones:

- Aumento de productividad: se logró diseñar un equipo con una capacidad de procesamiento de 25 kg por tanda en un ciclo de 15 minutos, lo que representa un gran salto tecnológico e industrial frente a los 350 g del proceso artesanal tradicional. Este rendimiento permite consolidar una producción de 100 kg/h. De esta manera, el emprendedor no solo logra cubrir holgadamente la demanda y generar stock constante, sino que además elimina por completo la necesidad y los costos de tercerización del proceso térmico que perjudicaban su negocio.
- Homogeneidad del tostado y preservación de la calidad: através del diseño del sistema de paletas removedoras con una separación constante de 2 mm respecto al fondo de la olla, se garantiza una agitación continua y uniforme. Esto evita colisiones, raspados metálicos y zonas de estancamiento, asegurando que las semillas reciban un tostado homogéneo en toda su superficie sin sufrir daños morfológicos. Asimismo, la integración de una unidad de enfriamiento rápido por lecho delgado permite vencer de inmediato la inercia térmica del tostado, evitando la degradación de los aceites esenciales y compuestos organolépticos de la semilla de zapallo.
- Monitoreo térmico y trazabilidad operativa: el control térmico digital mediante el controlador universal NOVUS N1200 dota a la línea de una precisión y seguridad óptimas. La sintonización del algoritmo PID autoadaptativo (modo SELF) garantiza un aporte de calor controlado que estabiliza el proceso a la temperatura de diseño de 180 °C. Gracias a la comunicación Modbus RTU (RS485/USB) y al empleo de software de registro, se logra documentar el perfil de rampas y mesetas segundo a segundo. Esta trazabilidad térmica por tanda actúa como un respaldo para la calidad.

- Seguridad estructural y funcional validada por software: todos los elementos críticos de la línea de producción fueron validados mediante métodos analíticos y análisis por elementos finitos en SolidWorks:
- El eje principal del tostador, construido en acero inoxidable AISI 431 (apto para la industria alimentaria por su elevada resistencia a la corrosión y resistencia mecánica), demostró un comportamiento seguro.
- La plataforma estructural de operación fue simplificada en tres módulos y validada.

- Operatividad: la disposición física adoptada para las estaciones de tostado y enfriamiento dio como resultado un equipo integrado sumamente compacto. Su diseño y la simplicidad en la lógica de control del tablero general de comando permiten que toda la línea de producción sea operada eficientemente por un único operario. Esto optimiza el espacio físico requerido en el taller y minimiza los costos directos de mano de obra en comparación con otras alternativas de cintas continuas o sistemas en cascada que demandaban mayor dotación de personal e infraestructura.

Recomendaciones

Con el propósito de potenciar el rendimiento de la máquina, expandir su rango de comercialización y proyectar futuras optimizaciones de la línea industrial, se sugieren las siguientes recomendaciones:

- Ensayos de versatilidad de materia prima: se recomienda ejecutar protocolos de pruebas operativas con otras variedades de semillas oleaginosas con alta demanda comercial en el mercado local (tales como girasol o sésamo). Para esto, se deberá instalar un sistema de control de velocidades variables, para realizar ajustes controlados en la velocidad de giro de los motores, por ejemplo un variador de frecuencia, además se puede adaptar y ajustar otro tipo de sistema de paletas según los requisitos.
- Integración de proceso de envasado: para consolidar un proceso continuo de empaque, se recomienda proyectar la incorporación de una estación de envasado automático al vacío conectada directamente a la salida de descarga del enfriador. Esta integración de final de línea optimizará significativamente los tiempos de empaque, reducirá los riesgos de contaminación externa cruzada y prolongará la vida útil comercial de las semillas preservando su frescura y propiedades organolépticas por un periodo mayor.

- Implementación de pirómetros infrarrojos de contacto directo: para mejorar la sintonía térmica fina del proceso, se aconseja analizar la instalación de sensores de temperatura infrarrojos (no invasivos) orientados directamente hacia la masa de granos en movimiento dentro de la olla de tostado. Al acoplar estos sensores al panel digital del NOVUS N1200, se obtendrán mediciones precisas de la temperatura superficial real de la semilla (en lugar de la del aire de la cámara), elevando el estándar de trazabilidad y previniendo quemaduras localizadas en el grano.

Bibliografía

[1] D. V. ESCOBAR GIANNI, A. CURUTCHET, H. ZIRBESEGGER y R. MÁRQUEZ ROMERO, «Estudio de la composición fisicoquímica de harina de semillas de zapallo como ingrediente alimentario,» *Revista del Laboratorio Tecnológico del Uruguay,* nº 7, pp. 25-30, 2012.

[2] R. LIRA, C. RODRIGUEZ JIMENEZ y J. ALVARADO, «Diversidad e importancia de la familia cucurbitaceace en México.,» *Inecol Acta Botánica Mexicana,* vol. 42, pp. 43-77, 1998.

[3] R. RODRÍGUEZ, M. VALDÉS y S. ORTIZ, «Características agronómicas y calidad nutricional de los frutos y semillas de zapallo Curcurbita sp.,» *Revista Colombiana de Ciencia Animal.,* vol. 10, nº 1, pp. 86-97, 2018.

[4] L. C. DIAZ, «Aceite de semilla de zapallo Curcubita pepo variedad Styriaca.,» Tesina Licenciatura en Nutrición. , Universidad Fasta. Facultad de Ciencias médicas., 2015.

[5] H. S. PARIS, «Historical Records, Origins, and Development of the Edible Cultivar Groups of Cucurbita pepo (Cucurbitaceae),» *Economic Botany,* vol. 43, nº 4, pp. 423-443, 1989.

[6] B. D. SMITH, «The Initial Domestication of Cucurbita pepo in the Americas 10000 Years Ago,» *Science,* vol. 276, nº 5314, pp. 932-934, 1997.

[7] ZACCARI, «Sistema de Información de Organismos Vivos Modificados,» Proyecto GEFCIBIOGEM de Bioseguridad. Comisión para la investigación y la defensa de las horatizas, México- www.conabio.gob.mx/conocimiento/bioseguridad/pdf/20870 sg7.pdf, 2002.

[8] Wikipedia, «Cucurbita pepo, C. maxima, C. moschata, C. argyrosperma,» Disponible en: https://es.wikipedia.org/wiki/Cucurbita_pepo,_C._maxima,_C._moschata,_C._argyrosperma, consultado septiembre 2025.

[9] G. MANCILLA y E. C. Augusto, «Red de innovación abierta y colaborativa del Parque tecnológico TECNICAFE».

[10] H. N. SHAPIRO y M. MORAN, Fundamentos de Termodinámica Técnica, Barcelona: Editorial Reverté. 2° edición, 2015.

[11] Wikifarmer, Disponible en: https://wikifarmer.com/en, consultado mayo de 2026.

[12] J. E. Shigley y C. R. Mischke, Diseño en Ingeniería Mecánica, México: Editorial MCGraw-Hill. 6ta edición (pág. 108), 2002.

[13] F. P. Incropera y D. P. DeWitt, Fundamentos de Transferencia de Calor, México: Prentice Hall Hispanoamericana S.A. 4ta edición (pág 7 y 77- 93), 1999.

[14] COFACO, Amplia experiencia en la utilización del calor para procesos productivos, Disponible en: https://www.cofaco.com.ar/. Reproducido un extracto en Anexo A, consultado en junio de 2026.

[15] CONAIF, «Confederación Nacional de Asociaciones de Empresas Instaladoras y Mantenedoras de Energía y Fluidos,» Disponible en: https://www.conaif.es/, consultado en junio 2026.

[16] NOVUS, Controlador NOVUS N1200, Disponible en: https://www.novusautomation.com/downloads/Arquivos/manual_n1200_v20x_d_spanish.pdf. Reproducido un extracto en Anexo G, Consultado en julio 2026.

[17] LENTAX, Catálogo Lentax n° 222, Disponible en: https://lentax.com/wp-content/uploads/2025/06/Catalogo_122_Rev_19_01_2023.pdf. Reproducido un extracto en Anexo B, Consultado en julio de 2026.

[18] R. C. Juvinall y K. M. Marshek, Fundamentals of Machine Component Design, John Wiley & Sons. 5ta edición, 2012.

[19] R. L. Mott, Diseño de elemntos de máquinas, México: Pearson Educación. 4ta edición. (pág 272-273, 533-535,539, 548), 2006.

[20] DUNLOP, Catálogo de correas de transmisión industrial DUNLOP, pág. 23-24: Reproducido un extracto en Anexo D.

[21] SKF, «Disposiciones y sus tipos de rodamientos,» Disponible en: : https://www.skf.com/mx/products/rolling-bearings/principles-of-rolling-bearing-selection/bearing-selection-process/bearing-type-and-arrangement/arrangements-and-their-bearing-types, consultado junio de 2026.

[22] Europer, «Ficha Técnica Acero Inoxidabe.,» Disponible en: https://europer.cl/wp-content/uploads/2022/04/FICHAS-TECNICA-ACERO-INOX.316-316L.pdf.

[23] Aing, «CIA. General de Aceros S.A,» Disponible en: https://frrq.cvg.utn.edu.ar/pluginfile.php/14709/mod_resource/content/0/SAE%201020-1045.pdf, consultado mayo 2026.

[24] Wikipedia, «Fundición gris,» Disponible en: https://es.wikipedia.org/wiki/Fundici%C3%B3n_gris, consultado junio 2026.

[25] SCR-INDUSTRIAL, Catálogo de la página web de la empresa repuestos agrícola SCR INDUSTRIAL.

[26] J. E. Shigley, C. R. Mischke y R. G. Budynas, Diseño en Ingeniería Mecánica., México: McGraw-Hill Interamericana. 9va edición (pág. 269, 275, 855), 2012.

[27] R. ACOS, «Aceros inoxidables, Aleaciones de Níquel e Titanium,» Disponible en: https://www.ramada.pt/es/productos/aceros/aceros-inoxidables-y-refractarios/r-17_.html, consultado junio 2026.

[28] SKF-, Rodamiento axial de bolas de simple efecto 51109, Disponible en: https://www.skf.com/uy/products/rolling-bearings/ball-bearings/thrust-ball-bearings/productid-51109. Un extracto esta en Anexo H , Consultado en julio 2026.

[29] LENTAX, Catálogo Lentax n° 122, Disponible en: https://lentax.com/wp-content/uploads/2025/06/Catalogo_122_Rev_19_01_2023.pdf. Reproducido un extracto en Anexo M, Consultado en julio de 2026.

[30] ROTEX, Catálogo Rotex: Instrucciones de servicio y montaje., Disponible en: ktr.com/dam/jcr:079b484d-ba5a-4106-8f30-2cc992eb959e/40210ES000000.PDF . Reproducido un extracto en Anexo I, consultado en julio 2026.

[31] Vibrotech, Catálogo Tacos antivibratorio Serie AC, Disponible en: https://vibrotech.com.ar/m/3/7/11/productos/antivibratorios/tacos-antivibratorios. Reproducido en Anexo J, consultado agosto 2026.

[32] LEUCA, Catálogo de Ciclón Baja Presión - LEUCA Sistema de Aire, Disponible en: https://leuca.com.ar/producto/ciclones-separadores-de-impurezas-y-particulas/. Reproducido en Anexo k, consultado en agosto de 2026.

[33] LEUCA, Catálogo de ventiladores centrífugos - LEUCA Sistema de Aires, Disponible en: https://leuca.com.ar/producto/ventiladores-centrifugos/. Reproducido en Anexo L, consultado en agosto de 2026.

[34] S. Gómez González, El gran libro de SolidWorks Simulation, Barcelona, España: Marcombo, Capítulo 2 (pag 25-40), 2014.

[35] Tec-science, Disponible en: https://www.tec-science.com/mechanical-power-transmission/belt-drive/basics/, consultado mayo de 2026.

[36] J. A. Collins, Mechanical Design of Machine Elements and Machines, John Wiley & Sons. Segunda Edición.

[37] J. C. García, «Transmisiones por correa,» Disponible en: https://www.youtube.com/watch?v=5tnTD2ig8qw, consultado junio de 2026.

[38] J. C. Farcía, «Transmisiones por correa-Parte 2,» Disponible en:https://www.youtube.com/watch?v=NhRbcUq7-7U&t=181s, consultado junio de 2026.

Anexo A: Fichas técnicas de quemadores COFACO - Serie QPL (Extracto)

El presente anexo constituye un extracto técnico del catálogo de la firma COFACO. Se han incluido únicamente las páginas que contienen las especificaciones, dimensiones y esquemas de los quemadores de plato seleccionado.

Quemadores de plato a gas

QPL

COFACO®



Descripción

Compuestos por: plato quemador de fundición de hierro; inyector y tuercas de bronce; tubo venturi, registro de aire primario y base de aluminio.
Disponen de dos tipos de piloto, el básico y el de alta retención con boquilla de acero inoxidable.
Los elementos de seguridad y automatización son de primera calidad, y responden en su totalidad a las normas de Gas Industrial. Sus principales componentes son: filtro de gas, válvula de seguridad a termocupla y válvula esférica de paso total.
Pueden fabricarse con válvula solenoide de corte total y/o parcial, interruptor de seguridad a termocupla, control electrónico de llama con encendido automático, transformador de encendido, caja de control o conexiones de aluminio estanca con salidas mediante prensacables.
Las partes metálicas que forman los equipos están esmaltadas con pintura en polvo epoxi.
Opcionalmente ofrecemos: regulador-estabilizador de presión de entrada (con filtro incorporado) y trenes de válvulas protegidos con esmalte epoxi líquido amarillo.

Funcionan a gas natural (G.N.) o envasado (G.L.P.) con baja presión (200 mm.c.a. y 280 mm.c.a. respectivamente), pudiendo obtenerse potencias de hasta 70.000 Kcal./hora (ver tabla de modelos, potencias y medidas).
A pedido pueden proveerse para trabajar con otras presiones.

El diseño de los tubos venturi asegura la correcta y constante proporción de gas y aire en cualquier potencia a que se los regule.
La calibración de mezcla gas-aire se obtiene mediante el registro de aire primario, el cual una vez ubicado en la posición óptima, es fijado por su tuerca de ajuste.
Se obtiene una llama estable, con muy buena relación máximo-mínimo y, fundamentalmente, una combustión completa libre de monóxido de carbono.

Cuentan con dispositivo regulable para fijar su altura, a excepción del modelo QPL150 que en el codo del venturi posee un orificio roscado 1/4" W para permitir su sujeción.

Se fabrican con sistemas de regulación todo-nada, dos potencias de fuego (alto y bajo) y modulante.

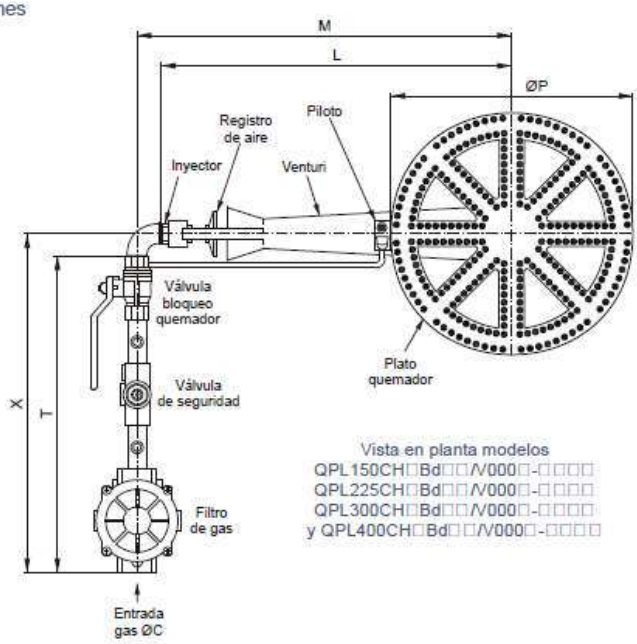
Aplicaciones

Son aptos para ser usados en el calentamiento de líquidos (bateas para anodizados, galvanoplastía, desengrases, cocción de productos alimenticios, frituradoras de churros, chacinados, hervidores de cerdas, triperías, etc); crisoles para fundir metales de bajo punto de fusión (plomo, zamac, estaño, etc.); autoclaves; reactores; fusión de brea; pequeños hornos y secadores; hogares; estufas industriales; generadores de aire caliente y muchas aplicaciones más.

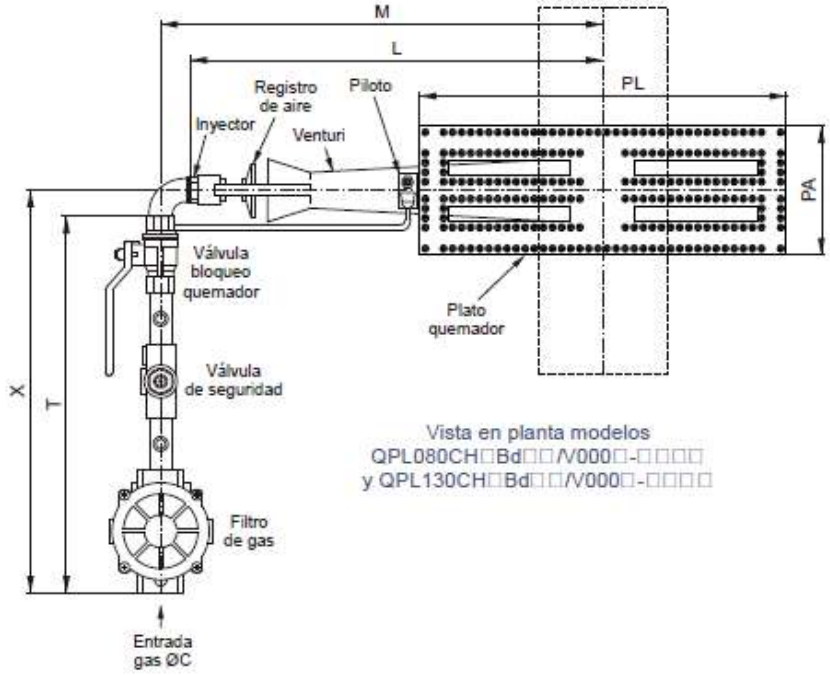
Para efectuar la selección del quemador necesario consulte la tabla de modelos, potencias y medidas, luego recurra al código de pedido con el objeto de completar las especificaciones técnicas que correspondan.

COFACO

Dimensiones



Vista en planta modelos
QPL150CH□Bd□□/V000□-□□□□
QPL225CH□Bd□□/V000□-□□□□
QPL300CH□Bd□□/V000□-□□□□
y QPL400CH□Bd□□/V000□-□□□□



Vista en planta modelos
QPL080CH□Bd□□/V000□-□□□□
y QPL130CH□Bd□□/V000□-□□□□

COFACO se reserva el derecho de efectuar modificaciones sin aviso previo. MATRICULA DE FABRICANTE 0013

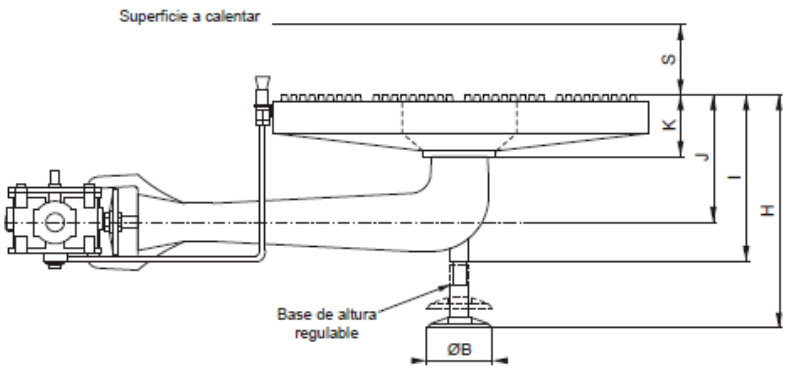
Quemadores de plato a gas

QPL

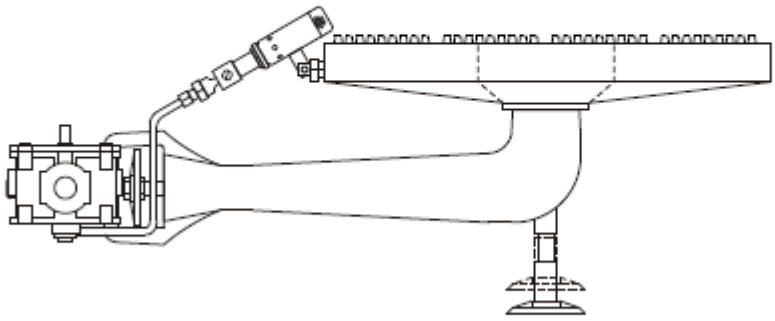
COFACO

Dimensiones

Vista en elevación modelos
QPL□□□CH□Bd□□/V000□-□□□□



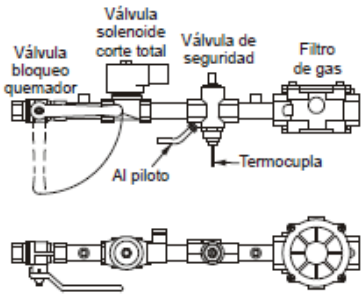
Vista en elevación modelos
QPL□□□CP□Bd□□/V000□-□□□□
(con piloto de alta retención)



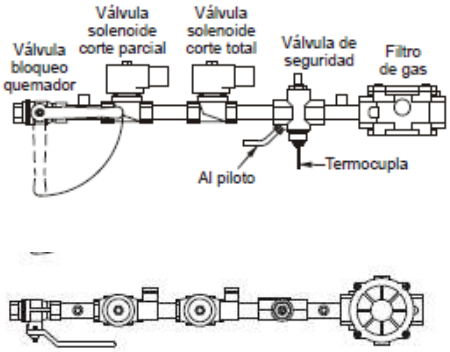
Dimensiones

Detalle de trenes de válvulas para los modelos:

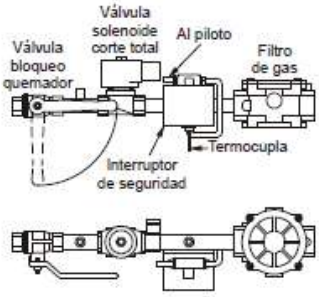
QPL□□□□□□B□□□/VM00□-□□□□
QPL□□□□□□B□□□/V00S□-□□□□



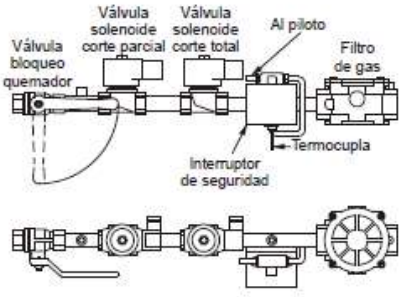
QPL□□□□□□B□□□/VM0S□-□□□□



QPL□□□□□□B□□□/TM00□-□□□□



QPL□□□□□□B□□□/TM0S□-□□□□



COFACO se reserva el derecho de efectuar modificaciones sin aviso previo. MATRICULA DE FABRICANTE 0013

Quemadores de plato a gas

QPL

COFACO

Tabla de modelos, potencias y medidas

Modelos	Potencias [Kcal/hora]			Dimensiones [mm]																
	G.L.P.	G.N.		ØC [BSP]	H		I	J	K	L	M	ØP	PA	PL	S (aprox.)			T	X	ØB
		Std.	Max.		Min.	Max.									G.L.P.	G.N. Std.	G.N. Max.			
QPL080C g g Bd13 / V000 g -g g g g	12.500	18.000	23.000	13	194	249	126	87	49	305	333	--	81	400	50	100	150	367	392	110
QPL080C g g Bd13 / VM00 g -g g g g	12.500	18.000	23.000	13	194	249	126	87	49	305	333	--	81	400	50	100	150	489	514	110
QPL080C g g Bd13 / V00S g -g g g g	12.500	18.000	23.000	13	194	249	126	87	49	305	333	--	81	400	50	100	150	489	514	110
QPL080C g g Bd13 / VM0S g -g g g g	12.500	18.000	23.000	13	194	249	126	87	49	305	333	--	81	400	50	100	150	591	616	110
QPL080C g g Bd13 / TM00 g -g g g g	12.500	18.000	23.000	13	194	249	126	87	49	305	333	--	81	400	50	100	150	447	472	110
QPL080C g g Bd13 / TM0S g -g g g g	12.500	18.000	23.000	13	194	249	126	87	49	305	333	--	81	400	50	100	150	549	574	110
QPL130C g g Bd13 / V000 g -g g g g	21.500	37.000	47.000	13	234	289	162	121	69	406	434	--	133	405	115	130	190	367	392	110
QPL130C g g Bd13 / VM00 g -g g g g	21.500	37.000	47.000	13	234	289	162	121	69	406	434	--	133	405	115	130	190	489	514	110
QPL130C g g Bd13 / V00S g -g g g g	21.500	37.000	47.000	13	234	289	162	121	69	406	434	--	133	405	115	130	190	489	514	110
QPL130C g g Bd13 / VM0S g -g g g g	21.500	37.000	47.000	13	234	289	162	121	69	406	434	--	133	405	115	130	190	591	616	110
QPL130C g g Bd13 / TM00 g -g g g g	21.500	37.000	47.000	13	234	289	162	121	69	406	434	--	133	405	115	130	190	447	472	110
QPL130C g g Bd13 / TM0S g -g g g g	21.500	37.000	47.000	13	234	289	162	121	69	406	434	--	133	405	115	130	190	549	574	110
QPL150C g g Bd13 / V000 g -g g g g	5.800	10.000	12.500	13	--	--	95	70	46	193	221	156	--	--	50	110	135	367	392	-
QPL150C g g Bd13 / VM00 g -g g g g	5.800	10.000	12.500	13	--	--	95	70	46	193	221	156	--	--	50	110	135	489	514	-
QPL150C g g Bd13 / V00S g -g g g g	5.800	10.000	12.500	13	--	--	95	70	46	193	221	156	--	--	50	110	135	489	514	-
QPL150C g g Bd13 / VM0S g -g g g g	5.800	10.000	12.500	13	--	--	95	70	46	193	221	156	--	--	50	110	135	591	616	-
QPL150C g g Bd13 / TM00 g -g g g g	5.800	10.000	12.500	13	--	--	95	70	46	193	221	156	--	--	50	110	135	447	472	-
QPL150C g g Bd13 / TM0S g -g g g g	5.800	10.000	12.500	13	--	--	95	70	46	193	221	156	--	--	50	110	135	549	574	-
QPL225C g g Bd13 / V000 g -g g g g	15.500	20.000	26.000	13	203	258	133	94	56	305	333	225	--	--	50	100	150	367	392	110
QPL225C g g Bd13 / VM00 g -g g g g	15.500	20.000	26.000	13	203	258	133	94	56	305	333	225	--	--	50	100	150	489	514	110
QPL225C g g Bd13 / V00S g -g g g g	15.500	20.000	26.000	13	203	258	133	94	56	305	333	225	--	--	50	100	150	489	514	110
QPL225C g g Bd13 / VM0S g -g g g g	15.500	20.000	26.000	13	203	258	133	94	56	305	333	225	--	--	50	100	150	591	616	110
QPL225C g g Bd13 / TM00 g -g g g g	15.500	20.000	26.000	13	203	258	133	94	56	305	333	225	--	--	50	100	150	447	472	110
QPL225C g g Bd13 / TM0S g -g g g g	15.500	20.000	26.000	13	203	258	133	94	56	305	333	225	--	--	50	100	150	549	574	110
QPL300C g g Bd13 / V000 g -g g g g	26.500	40.000	50.000	13	228	283	159	118	66	406	434	305	--	--	115	140	200	367	392	110
QPL300C g g Bd13 / VM00 g -g g g g	26.500	40.000	50.000	13	228	283	159	118	66	406	434	305	--	--	115	140	200	489	514	110
QPL300C g g Bd13 / V00S g -g g g g	26.500	40.000	50.000	13	228	283	159	118	66	406	434	305	--	--	115	140	200	489	514	110
QPL300C g g Bd13 / VM0S g -g g g g	26.500	40.000	50.000	13	228	283	159	118	66	406	434	305	--	--	115	140	200	591	616	110
QPL300C g g Bd13 / TM00 g -g g g g	26.500	40.000	50.000	13	228	283	159	118	66	406	434	305	--	--	115	140	200	447	472	110
QPL300C g g Bd13 / TM0S g -g g g g	26.500	40.000	50.000	13	228	283	159	118	66	406	434	305	--	--	115	140	200	549	574	110
QPL400C g g Bd19 / V000 g -g g g g	37.500	58.000	70.000	19	236	291	167	126	74	406	447	405	--	--	115	160	215	377	407	110
QPL400C g g Bd19 / VM00 g -g g g g	37.500	58.000	70.000	19	236	291	167	126	74	406	447	405	--	--	115	160	215	503	533	110
QPL400C g g Bd19 / V00S g -g g g g	37.500	58.000	70.000	19	236	291	167	126	74	406	447	405	--	--	115	160	215	503	533	110
QPL400C g g Bd19 / VM0S g -g g g g	37.500	58.000	70.000	19	236	291	167	126	74	406	447	405	--	--	115	160	215	609	639	110
QPL400C g g Bd19 / TM00 g -g g g g	37.500	58.000	70.000	19	236	291	167	126	74	406	447	405	--	--	115	160	215	456	486	110
QPL400C g g Bd19 / TM0S g -g g g g	37.500	58.000	70.000	19	236	291	167	126	74	406	447	405	--	--	115	160	215	562	592	110

Baja presión: 200 mm.c.a en gas natural ó 280 mm.c.a en gas envasado.

COFACO

Código de pedido

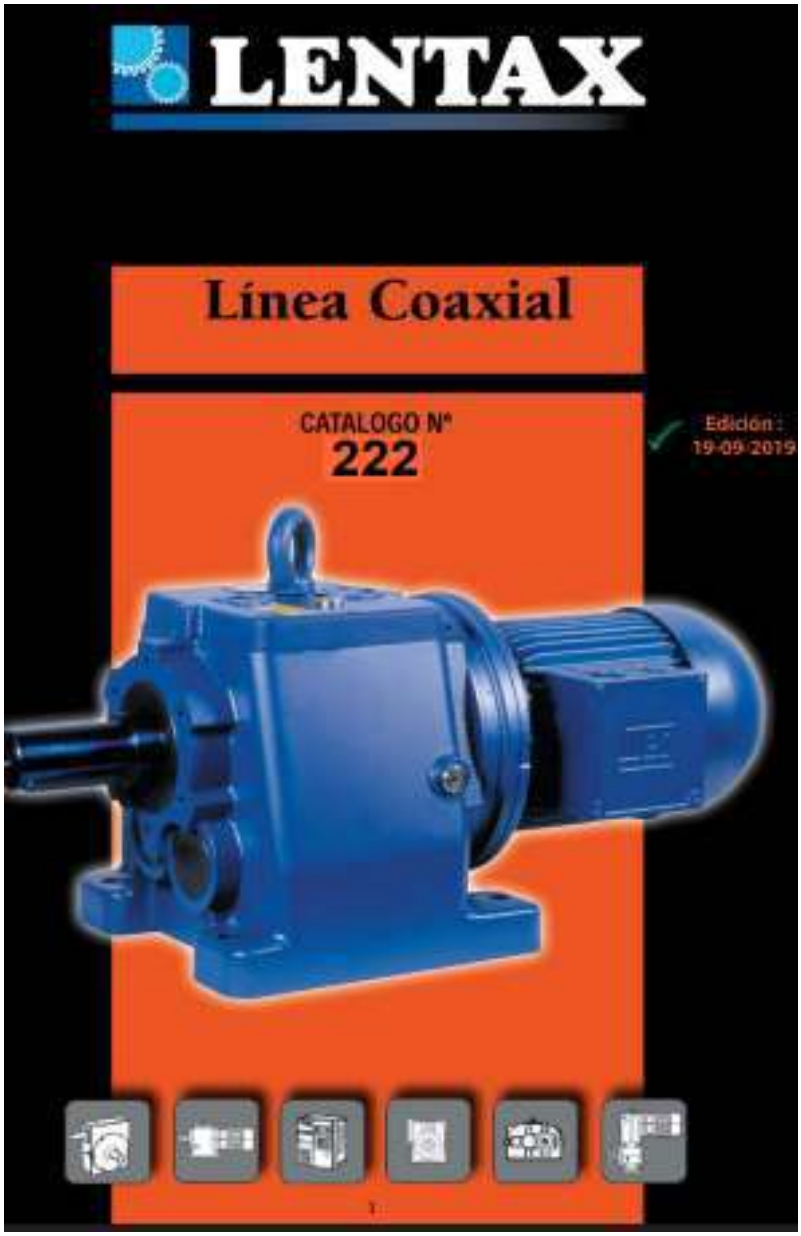
SERIE		QPL		QPL
MODELO		080		400
		130		
		150		
		225		
		300		
		400		
CONEXION PLATO - VENTURI		C	*CONICA*	C
		R	*ROSCADA*	
PILOTO		F	*SIN PILOTO (OPCION VALIDA PARA SIST. SEG. IONIZACION)*	H
		H	*PILOTO TIPO HEALER*	
		P	*PILOTO DE ALTA RETENCION*	
TIPO DE GAS		E	*ENVASADO (G.L.P.)*	E
		N	*NATURAL (G.N.)*	
PRESION DE TRABAJO		B	*BAJA (200 mm.c.a. GAS NATURAL, 280 mm.c.a. GAS ENVASADO)*	B
ARMADO DE VALVULAS		d	*ACODADO A LA DERECHA*	d
DIAMETRO DE CONEXION		13	*13 mm. BSP*	13
		19	*19 mm. BSP*	
				/
SISTEMA DE SEGURIDAD		V	*VALVULA DE SEGURIDAD*	V
		T	*INTERRUPTOR DE SEGURIDAD*	
		I	*IONIZACION*	
SISTEMA DE CORTE	VALVULA 1	0	*NO POSEE*	M
		M	*VALVULA SOLENOIDE APERTURA STANDARD*	
		L	*VALVULA SOLENOIDE APERTURA LENTA*	
		A	*VALVULA SOLENOIDE APERTURA STANDARD CON M.V.C.*	
		B	*VALVULA SOLENOIDE APERTURA LENTA CON M.V.C.*	
	VALVULA 2	0	*NO POSEE*	0
		M	*VALVULA SOLENOIDE APERTURA STANDARD*	
REGULACION DE POTENCIA		0	*NO POSEE*	S
		S	*ALTO Y BAJO FUEGO*	
		P	*MODULANTE*	
DISPOSITIVO DE ENTRADA		F	*FILTRO DE GAS*	F
		R	*REGULADOR DE PRESION CON FILTRO DE GAS (VER NOTA)*	
				-
INDICADOR DE PRESION		0	*NO POSEE*	0
		1	*1 MANOMETRO*	
		2	*2 MANOMETROS*	
PRESOSTATO DE AIRE		0	*NO POSEE*	0
PRESOSTATO BAJA PRESION DE GAS		0	*NO POSEE*	0
		F	*FIJO*	
		R	*REGULABLE*	
PRESOSTATO ALTA PRESION DE GAS		0	*NO POSEE*	0
		F	*FIJO*	
		R	*REGULABLE*	

NOTA: Al seleccionar como dispositivo de entrada "REGULADOR DE PRESION CON FILTRO DE GAS" las presiones de trabajo serán:
BAJA (B): 250 mm.c.a. EN GAS NATURAL, 350 mm.c.a. EN GAS ENVASADO.
MEDIA (M): 2000 mm.c.a. (AMBOS TIPOS DE GAS).
OTRAS PRESIONES A PEDIDO.

COFACO se reserva el derecho de efectuar modificaciones sin aviso previo. MATRICULA DE FABRICANTE 0013

Anexo B: Catálogo Lentax N.º 222 (Extracto)

El presente anexo constituye un extracto técnico del catálogo Lentax n° 222. Se han omitido las secciones del catálogo original que no aplican al diseño específico de la máquina tostadora.



SELECCIÓN DEL REDUCTOR

Debido a la diversidad de aplicaciones y condiciones de trabajo , a las cuales puede ser sometido un reductor perteneciente a una línea standard, los fabricantes dan las potencias transmisibles para determinadas condiciones de servicio (Carga uniforme, 8/10 hs. de servicio y accionamiento con motor eléctrico).
Recomendamos seguir cuidadosamente los pasos que se detallan, para así poder lograr una correcta performance del equipo seleccionado y ante cualquier duda consultar a la fábrica.

PASOS A SEGUIR

1) Calcular la potencia absorbida (Nabs).
2) Calcular la potencia de entrada (Ne).
3) Determinar el factor de Servicio (fs).
4) Calcular la potencia de entrada equivalente
   Neq = Ne . fs
5) Calcular la relación (i = ne/ns).
6) Preseleccionar un modelo.
7) Comprobar que Nnominal Neq.
8) Controlar la potencia de arranque
(Narr 2,5 . Nnominal)
9) Controlar las cargas radiales.

POTENCIA ABSORBIDA

Es la potencia teórica necesaria para el accionamiento. Dicho valor calculado y suministrado por el cliente, no debe incluir adicionales por condiciones de servicio.

POTENCIA DE ENTRADA

Esta potencia debe ser referida al eje de entrada afectando la Potencia Absorbida por el rendimiento del reductor. (98.5% por cada etapa).

FACTOR DE SERVICIO

En las tablas adjuntas, (ver pg. 6 7 8 y 9) se detallan los factores de servicio correspondientes a la máquina accionada, tipo de motor de accionamiento y cantidad de arranques por hora.

POTENCIA DE ARRANQUE

Los reductores de esta serie, están calculados para resistir potencias de arranque y sobrecargas instantáneas de hasta 2,5 veces la potencia nominal.
Cuando este valor sea superado, será necesario consultar a nuestro departamento técnico.

SELECCIÓN DEL MOTOREDUCTOR

La potencia del motor (Nm) multiplicada por el factor de seguridad del equipo (fz) debe ser igual o mayor que la potencia equivalente.(Nabs.Fs/rend).

SPEED REDUCER SELECTION

Due to the diversity of applications and working conditions that a speed reducer can be subjected to, manufacturers of speed reducers generally state the transmissible capacity for specific conditions of service. As an example, 8-10 hours a day, uniform load, and coupled to an electric motor.
When choosing your speed reducer requirements, take into consideration the actual service conditions and compare them to the figures shown on the tables.

HOW TO SELECT

1) Calculate the necessary Power (Nabs).
2) Calculate the Input Power (Ne).
3) Calculate the service factor (fs).
4) Calculate the equivalent Input Power.
(Neq=fs .Ne).
5) Calculate the ratio.(i = ne/ns).
6) Preselect a model.
7) Verify that (Nnominal > Neq).
8) Determine the required starting
capacity. (Nstr < 2.5.Nnom).
9) Determine the radial load

NECESSARY POWER

This is the theoretical power required for proper operation not taking into account any additional service conditions, this should be calculated in relation to the input shaft.

INPUT POWER

This is the necessary power increased by the reducer efficiency.
Ne = Nabs / efficiency

SERVICE FACTOR

Refer to the following tables and select the type of example that is comparable to your specific application. (If unsure, contact your closest Lentax representative for assistance).

STARTING CAPACITY

Lentax helical gear speed reducers have been designed to withstand up to 2.5 times normal load capacities on startup. Should your start up loads be greater, please check with the factory.

GEARMOTOR SELECTION

Must verify that: Nmotor . fz > Neq
Nmotor= Motor power
fz = Safety factor of gearmotor.

SELECCION DEL MOTOREDUCTOR

La selección se efectúa mediante el Listado de Potencias, velocidades y momentos útiles (pgs. 16...55) debiendo verificarse que el Factor de Seguridad del equipo sea mayor ó igual que el Factor de Servicio.

Fz > Fs

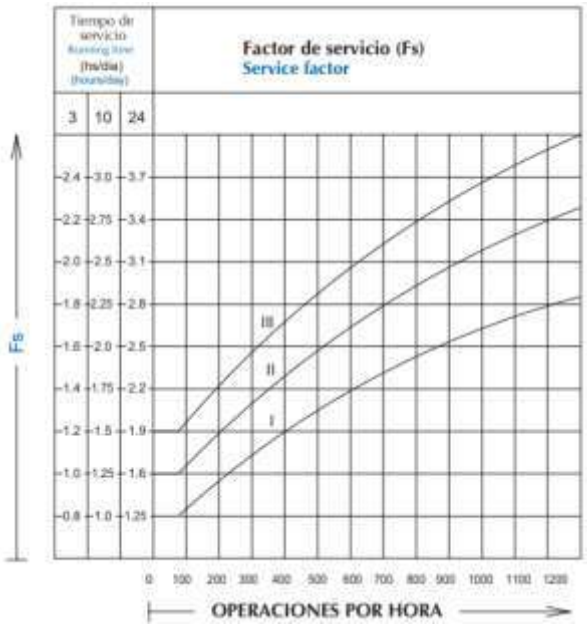
El Factor de servicio (Fs) depende del tiempo de servicio y las características de la carga, pudiendo determinarse del siguiente gráfico:

GEARMOTOR SELECTION

To select the appropiate gear unit consult the Selection Tables (pages 16...55), and must verify that the Safety Factor is equal or greater than the Service Factor.

Fz > Fs

Service Factor (Fs) depends on the running time and the load classification. It can be determined from the diagram below :



NUMBERS OF STARTS & STOPS / HOUR

CARACTERISTICAS DE LA CARGA

LOAD CLASSIFICATION

I	REGULAR: Pequeñas masas para acelerar sin sobrecargas
I	UNIFORM LOAD : Small mass to accelerate, without overloads.
II	IRREGULAR: Medianas masas para acelerar sobrecargas medianas
II	MODERATE SHOCK LOAD : Medium mass to accelerate, moderate overloads.
III	IRREGULAR: Grandes masas para acelerar fuertes sobrecargas
III	HEAVY SHOCK LOAD : Large mass to accelerate, heavy overloads.

En las págs. 9, 10, 11, y 12 se ofrecen ejemplos típicos de aplicaciones y sus respectivos factores de servicio orientativos.

Please see pages. 9, 10, 11, and 12 in order to help you to determinate the Service Factor.

MAQUINA ACCIONADA TIPO DE MAQUINA	FACTOR fs fs FACTOR hs. de Servicio Service hrs. 8	16	24	APPLICATIONS AND INDUSTRY DRIVEN MACHINE
EXCAVADORAS Y DRAGAS				DREDGERS
Excavadoras de cangilones (cadena fija)	1.65	1.8	1.8	Bucket excavator
Excavadoras de cangilones (cadena suelta)	1.5	1.6	1.6	Trench machine
Translación por orugas	1.65	1.8	1.8	Travelling gear (caterpillar)
Translación por rieles	1.5	1.6	1.6	Travelling gear (rails)
Bombas de aspiración	1.4	1.5	1.6	Suction pumps
Apiladoras de cangilones	1.4	1.5	1.6	Bucket loader
Ruedas de cangilones	1.65	1.8	1.8	Bucket wheels
Cabezales de corte	1.65	1.8	1.8	Cutter heads
Dispositivo de viraje	1.65	1.8	1.8	Manoeuvring winches
TRITURACION Y MOLIENDA (cemento-cal-yeso)				STONE AND CLAY WORKING MACHINES
Trituradoras de mandíbulas	1.65	1.8	1.8	Jaw crushers
Trituradoras de cono	1.65	1.8	1.8	Cone crushers
Trituradoras rotativas	1.65	1.8	1.8	Gyratory crushers
Quebrantadoras rotativas	1.65	1.8	1.8	Rotary breakers
Hornos rotativos	1.8	2	2	Rotary ovens
Sopladores	1.4	1.5	1.5	Blowers
Zarandas vibratorias	1.5	1.6	1.6	Vibrating screens
Molinos de martillos	1.8	2	2	Hammer mills
Molinos de bolas	1.65	1.8	1.8	Ball mills
Molinos de percusión	1.9	2.1	2.1	Beater mills
Molinos tubulares	1.8	2	2	Tube mills
Machacadoras	1.8	2	2	Breakers
MAQUINAS PARA EL CAUCHO				RUBBER MACHINERY
Calandras	1.5	1.6	1.6	Calenders
Amasadoras	1.65	1.8	1.8	Pugmills
Extrusoras	1.65	1.8	1.8	Extruders
Laminadoras	1.65	1.8	1.8	Rolling mills
Mezcladoras	1.5	1.6	1.6	Mixers
TRANSPORTE Y ALMACENAJE				CONVEYORS
Montacargas	1.5	1.6	1.6	Hoists
Elevadores de personas	1.8	2.0	2.0	Passenger lifts
Elevadores inclinados	1.65	1.8	1.8	Inclined hoists
Elevadores de cangilones (rocas)	1.65	1.8	1.8	Bucket elevators (piece goods)
Elevadores de cangilones (granos)	1.5	1.6	1.6	Bucket elevators (bulk material)
Transportadores a cadena (redlers)	1.5	1.6	1.6	Chain conveyors
Transportadores de cangilones	1.5	1.6	1.6	Bucket conveyors
Transportadores circulares	1.5	1.6	1.6	Circular conveyors
Roscas transportadoras	1.15	1.4	1.5	Screw conveyors
Bandas transportadoras (granel)	1.15	1.4	1.5	Belt conveyors (bulk material)
Transportadores de banda (articulados)	1.3	1.5	1.7	Apron conveyors
Transportadores de cinta de acero	1.5	1.6	1.6	Steel belt conveyors
Bandas transportadoras (bultos grandes)	1.3	1.5	1.7	Belt conveyors (piece goods)
Transportadores de placas	1.5	1.6	1.6	Band pocket conveyors
Tornos de elevación	1.5	1.6	1.6	Ballast elevators

MAQUINA ACCIONADA TIPO DE MAQUINA	FACTOR fs fs FACTOR hs. de Servicio Service hrs. 8	16	24	APPLICATIONS AND INDUSTRY DRIVEN MACHINE
VENTILADORES - SOPLADORES				BLOWERS - VENTILATORS
Ventiladores (axiales y radiales)	1	1.2	1.4	Blowers (axial and radial)
Turboventiladores	1	1.2	1.4	Turbo blowers
Sopladores rotativos a pistón	1.2	1.4	1.5	Rotary piston blowers
Ventiladores de torres de enfriamiento	1.5	1.6	1.6	Cooling tower fans
Ventiladores de Aspiración	1	1.3	1.5	Induced draught fans
ALIMENTACION Y AZUCAR				FOOD INDUSTRY MACHINERY
Amasadoras	1.5	1.6	1.7	Kneading machines
Cortadoras de caña de azúcar	1.6	1.7	1.8	Cane knives
Desmenuzadoras de remolacha	1.5	1.6	1.7	Sugar beet cutters
Lavadoras de remolacha	1.4	1.5	1.6	Sugar beet washing machines
Llenadoras de botellas	1.15	1.4	1.5	Bottling and container filling
Machacadoras de caña de azúcar	1.5	1.6	1.7	Cane crushers
Máquinas empaquetadoras	1.15	1.4	1.5	Packaging machines
Molinos para caña de azúcar	1.65	1.8	1.8	Cane mills
Recipientes para macerar	1.5	1.6	1.7	Mash tubes , crystallizers
BOMBAS				PUMPS
Bombas centrífugas (líquidos)	1.2	1.3	1.4	Centrifugal pumps (light-liquids)
Bombas centrífugas (semilíquidos)	1.3	1.4	1.5	Centrifugal pumps (semi-liquids)
Bombas de émbolo (U 1 : 100-200)	1.6	1.8	1.8	Piston pumps
Bombas de émbolo (U < 100)	1.8	1.8	2	Plunger pumps
Bombas de presión	1.6	1.8	1.8	Pressure pumps
SIDERURGIA Y LAMINACION				METAL ROLLING MILLS
Sopladores de Alto horno	1.4	1.4	1.4	Cooling beds
Mando de Convertidores basculantes	1.8	1.8	1.8	Continuous casting plant
Cargadores inclinados de alto horno	1.8	1.8	1.8	Manipulators
Rodillos de transporte (uso pesado)	1.65	1.8	1.8	Roller tables (heavy)
Rodillos de transporte (uso liviano)	1.5	1.6	1.6	Roller tables (light)
Ajuste de Cilindros	1.5	1.6	1.6	Roller adjustment drives
Arrastradores transversales	1.5	1.6	1.6	Cross transfers
Cizallas	1.65	1.8	1.8	Trimming shears
Empujadores de lingotes	1.65	1.8	1.8	Ingot pushers
Enderezadores de rodillos	1.5	1.6	1.6	Roller straighteners
Enrolladores (chapa o alambre)	1.5	1.6	1.6	Winding machines (strip and wire)
Laminadores (chapa fina o gruesa)	1.65	1.8	1.6	Heavy and medium plate mills
Laminadores de palanquilla	1.65	1.8	1.8	Ingot and blooming mills
Laminadores en frío	1.65	1.8	1.8	Cold rolling mills
Máquinas para soldar tubos	1.65	1.8	1.8	Tube welding machine
Tijeras de palanquilla	1.65	1.8	1.8	Billet shears
Tijeras de rebordear	1.5	1.6	1.6	Cropping shears
Mecanismos de desplazamiento	1.65	1.8	1.8	Chain transfers
Transportadores de palanquilla	1.65	1.8	1.8	Ingot handling machinery
Trefiladoras	1.5	1.6	1.6	Wire drawing benches
Trituradores de Escoria	1.65	1.8	1.8	Sheet mills,descaling machines
Volteadoras de chapa	1.5	1.6	1.6	Plate tilters
Enderezadora y Cortadora Continua	1.5	1.6	1.6	Plate shears

MAQUINA ACCIONADA TIPO DE MAQUINA	FACTOR fs fs FACTOR hs. de Servicio Service hrs. 8	16	24	APPLICATIONS AND INDUSTRY DRIVEN MACHINE
MAQUINAS PARA PLASTICOS				PLASTIC INDUSTRY MACHINERY
Calandras	1.5	1.6	1.6	Calenders
Extrusoras	1.65	1.8	1.8	Extruders
Desmenuzadoras	1.5	1.6	1.6	Crushers
Mezcladoras	1.65	1.8	1.8	Mixers
MAQUINAS PARA TRABAJAR METALES				METAL WORKING MACHINE
Máquinas dobladoras	1.5	1.6	1.6	Sheet metal bending machines
Enderezadoras de chapas	1.65	1.8	1.8	Plate straightening machines
Balancines	1.65	1.8	1.8	Punch presses
Cizallas	1.5	1.6	1.6	Shears
Prensas de forja	1.65	1.8	1.8	Forging presses
Prensas de estampado	1.65	1.8	1.8	Stamping presses
Mandos principales de máquinas herramientas	1.5	1.6	1.6	Machine tools, main drives.
Mandos secundarios de máquinas herramientas	1.15	1.4	1.5	Machine tools, auxiliary drives.
Cepillos	1.65	1.8	1.8	Metal planing machines
GRUAS				CRANES
Mecanismo de elevación	1.3	1.5	1.6	Luffing gear
Mecanismo de Giro	1.5	1.6	1.6	Bull gear
Mecanismo de Traslación	1.65	1.8	1.8	Travelling gear
Mando de Pluma articulada	1.5	1.6	1.6	Derricking jib gear
INDUSTRIA ACEITERA				OIL INDUSTRY
Filtros Prensa	1.5	1.6	1.6	Filter press
Bombas de línea	1.5	1.6	1.6	Pipeline pumps
Bombas de barrido	1.5	1.6	1.6	Scavenge pump
MAQUINAS PARA LA INDUSTRIA DEL PAPEL				PAPER MACHINES
Calandras	1.4	1.5	1.6	Calenders
Cilindros laminadores	1.65	1.8	1.8	Glazing cylinders
Cilindros secadores	1.65	1.8	1.8	Drying cylinders
Desfibradores de madera	1.65	1.8	1.8	Shredders
Deshilachadoras	1.65	1.8	1.8	Pulpers
Lisas	1.65	1.8	1.8	Couches
Molinos de pasta	1.5	1.6	1.6	Pulp grinders
Prensas de deshidratación	1.65	1.8	1.8	Suction rolls
Prensas de vacio	1.65	1.8	1.8	Suction presses
Prensas húmedas	1.65	1.8	1.8	Wet presses
Encoladoras	1.8	2	2	Gluing machines
PRENSAS				PRESSES
Prensas para plegado	1.65	1.8	1.8	Bending presses
Prensas para briquetas	1.65	1.8	1.8	Briqueting press
Prensas excéntricas	1.65	1.8	1.8	Cam presses
Prensas para forja	1.65	1.8	1.8	Forge presses
Prensas para ladrillos	1.65	1.8	1.8	Brick presses

MAQUINA ACCIONADA TIPO DE MAQUINA	FACTOR fs fs FACTOR hs. de Servicio Service hrs. 8	16	24	APPLICATIONS AND INDUSTRY DRIVEN MACHINE
MAQUINAS PARA INDUSTRIA TEXTIL				TEXTILE MACHINES
Máquinas bobinadoras	1.15	1.4	1.5	Batchers
Máquinas de tinte y estampado	1.3	1.4	1.5	Printing and dyeing machines
Máquinas secadoras	1.3	1.4	1.5	Willows
Tinas para curtido	1.3	1.4	1.6	Tanning vats
Máquinas cortadoras	1.3	1.4	1.5	Cutters
Telares	1.15	1.4	1.5	Looms
COMPRESORES				COMPRESSORS
Compresores de émbolo (U 1 : 100-200)	1.6	1.7	1.8	Piston compressors (U1 : 100-200)
Compresores de émbolo (U < 100)	1.7	1.8	2	Piston compressors (U < 100)
Turbo compresores	1.6	1.7	1.8	Turbo compressors
TRATAMIENTO DE AGUAS				WATER TREATMENT
Aireadores	1.5	1.5	1.5	Aerators
Tornillo de Arquímedes	1.15	1.4	1.5	Screw pumps
PETROLEO (EXPLOTACION Y TRANSPORTE)				PETROLEUM INDUSTRY
Bombas de oleoductos	1.4	1.5	1.6	Pipeline pumps
Instalaciones de perforación	1.65	1.8	1.8	Rotary drilling equipment
MAQUINARIA PARA LA CONSTRUCCION				BUILDING MACHINERY
Elevadores de carga	1.5	1.6	1.7	Hoists
Mezcladoras de hormigón	1.6	1.7	1.8	Concrete mixers
Transportadores	1.4	1.5	1.6	Road construction machinery
INDUSTRIA QUIMICA				CHEMICAL INDUSTRY
Agitadores (livianos - baja densidad)	1.15	1.4	1.5	Agitators (liquid material)
Agitadores (pesados - alta densidad)	1.3	1.5	1.7	Agitators (semi-liquid material)
Centrífugas (uso liviano)	1.15	1.4	1.5	Centrifuges (heavy)
Centrífugas (uso pensado)	1.3	1.5	1.7	Centrifuges (light)
Mezcladoras	1.5	1.6	1.6	Mixers
Tambores de refrigeración	1.5	1.6	1.6	Cooling drums
Tambores secadores	1.5	1.6	1.6	Drying drums
MAQUINAS PARA LA INDUSTRIA MADERERA				WOOD WORKING MACHINES
Cepillos	1.5	1.6	1.6	Planing machines
Descortezadores	1.65	1.8	1.8	Barkers
Sierras Alternativas	1.65	1.8	1.8	Saw frames
Ensambladoras	1.2	1.3	1.4	Wood working machine
GENERADORES -CONVERTIDORES				GENERATORS - TRANSFORMERS
Convertidores de frecuencia	1.65	1.8	1.8	Frequency transformers
Generadores	1.15	1.4	1.5	Generators
Generadores para soldaduras	1.6	1.7	1.8	Welding generators

CARGAS RADIALES

Normalmente se recomienda acoplar los reductores de potencias medias y grandes, directamente con manchones elásticos. Cuando ello no sea posible, solicitamos consultarnos, indicandonos el valor, punto de aplicación y orientacion de dichas cargas.

CALCULO DE LA CARGA RADIAL

La carga radial provocada por un elemento de transmisión puede calcularse con:

$$Pr = \frac{M \cdot k \cdot k1 \cdot f}{10\ Dp/2} \quad [\text{d a N}]$$

M= Momento torsor necesario en el eje de salida (Nm)
Dp= Diametro primitivo del elemento de reduccion aplicado en el eje de salida (m).
k= Constante según el tipo de reducción.

- k= 1.0 engranajes
- k= 1.4 piñón y cadena
- k= 1.8 correas en V
- k= 2.2 correas planas

k1= Constante según el tipo de construcción.

- k1= 1.0 en equipo standard
- k1= 0.7 en equipo con trompa para agitador.(RU)

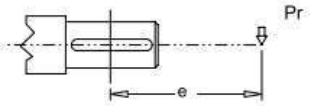
f = factor de corrección para el caso de carga aplicada fuera del centro del extremo de eje standard.

Siendo $f = 1 + \frac{e}{L}$

Donde:

e = distancia del punto de aplicación al centro del eje (m).

L = ver tabla (Lstd o Lag,pag.14).



En todo caso debera verificarse que : $Pr < P\ adm$

Caso contrario, deberá incrementarse el diámetro del elemento de transmisión o adoptarse una caja reductora de mayor capacidad.
En casos de servicios severos rogamos consultarnos.

RADIAL LOADS

We normally recommend that medium to high H.P. speed reducers be connected to the driven machine by means of flexible coupling.
When the use of couplings is not posible, please consult the factory providiing us with details of the application and the orientation that the shafts will have to each other.

CALCULATION OF RADIAL LOADS

The radial load can be calculated using the following formula:

$$Pr = \frac{M \cdot k \cdot k1 \cdot f}{Dp/2} \quad [\text{lb}]$$

M= Output torque (lb-inch).
Dp= Pitch diameter of driven pulley, gear, pinion. (inch)
k= Load connection factor.

- k= 1.0 gear
- k= 1.4 sprocket-wheel chain.
- k= 1.8 V-belt
- k= 2.2 Flat belt

k1= building factor

- k1= 1.0 in standard unit
- k1= 0.7 in agitator unit (RU)

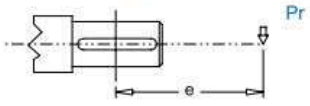
f = load location factor
To determinate the load location factor apply the following formula.

$f = 1 + \frac{e}{L}$

Where:

e = distance fron center line of load to midpoint of output shaft.

L = see table on page 14



Each case must verify that : $Pr < P\ adm$

Otherwise, the pitch diameter of driven pulley should be increased, or choose the next size up speed reducer. Anyway, on heavy duty service, check with our tecnical support.

CARGAS RADIALES Y AXIALES ADMISIBLES EN EL EJE DE SALIDA*
OUTPUT SHAFT OVERHUNG LOAD RATING*

MODELO / MODEL		VELOCIDAD EN EL EJE DE SALIDA (r.p.m.) / OUTPUT SPEED (r.p.m.)									
		...< 5	5...20	21...40	41...60	61...80	81...120	121...150	151...250	251...500	500<...
FR	Carga radial (daN)	-----	-----	-----	-----	-----	-----	312	280	250	200
	Radial load (lb)	-----	-----	-----	-----	-----	-----	717	644	575	460
	Carga axial (daN)	-----	-----	-----	-----	-----	-----	125	112	100	80
	Thrust (lb)	-----	-----	-----	-----	-----	-----	287	257	230	184
TR	Carga radial (daN)	-----	-----	-----	-----	-----	-----	655	470	410	350
	Radial load (lb)	-----	-----	-----	-----	-----	-----	1506	1080	943	805
	Carga axial (daN)	-----	-----	-----	-----	-----	-----	262	188	164	140
	Thrust (lb)	-----	-----	-----	-----	-----	-----	602	432	377	322
HR	Carga radial (daN)	-----	-----	-----	-----	-----	-----	940	680	550	470
	Radial load (lb)	-----	-----	-----	-----	-----	-----	2161	1563	1264	1080
	Carga axial (daN)	-----	-----	-----	-----	-----	-----	376	272	245	220
	Thrust (lb)	-----	-----	-----	-----	-----	-----	864	625	563	506
SR	Carga radial (daN)	-----	-----	-----	-----	-----	-----	1100	800	690	600
	Radial load (lb)	-----	-----	-----	-----	-----	-----	2529	1839	1586	1379
	Carga axial (daN)	-----	-----	-----	-----	-----	-----	440	320	288	259
	Thrust (lb)	-----	-----	-----	-----	-----	-----	1011	736	662	596
C00T	Carga radial (daN)	600	520	380	310	260	190	160	90	-----	-----
	Radial load (lb)	1379	1195	874	713	598	437	368	207	------	-----
	Carga axial (daN)	240	208	152	124	104	76	64	36	-----	-----
	Thrust (lb)	552	478	349	285	239	175	147	83	------	-----
C0T	Carga radial (daN)	870	815	775	700	610	475	430	270	-----	-----
	Radial load (lb)	2000	1874	1782	1609	1402	1092	989	621	------	-----
	Carga axial (daN)	348	326	310	280	244	190	172	108	-----	-----
	Thrust (lb)	800	749	713	644	561	437	395	248	------	-----
C1T	Carga radial (daN)	1100	1030	990	880	770	605	550	480	-----	-----
	Radial load (lb)	2529	2368	2276	2023	1770	1391	1264	1103	------	-----
	Carga axial (daN)	440	412	396	352	308	242	220	192	-----	-----
	Thrust (lb)	1011	947	910	809	708	556	506	441	------	-----
C2T	Carga radial (daN)	1400	1310	1250	1125	970	770	700	610	-----	-----
	Radial load (lb)	3218	3011	2874	2586	2230	1770	1609	1402	------	-----
	Carga axial (daN)	560	524	500	450	388	308	280	244	-----	-----
	Thrust (lb)	1287	1205	1149	1034	892	708	644	561	------	-----
C3T	Carga radial (daN)	2100	1960	1880	1680	1460	1150	1050	915	-----	-----
	Radial load (lb)	4828	4506	4322	3862	3356	2644	2414	2103	------	-----
	Carga axial (daN)	840	784	752	672	584	460	420	366	-----	-----
	Thrust (lb)	1931	1802	1729	1545	1343	1057	966	841	------	-----
C4T	Carga radial (daN)	3200	3000	2860	2560	2220	1740	1610	1280	-----	-----
	Radial load (lb)	7356	6897	6575	5885	5103	4000	3701	2943	-----	-----
	Carga axial (daN)	1280	1200	1144	1024	888	696	644	512	-----	-----
	Thrust (lb)	2943	2759	2630	2354	2041	1600	1480	1177	-----	-----
C45T	Carga radial (daN)	4500	4220	4020	3600	3120	2450	2260	1520	-----	-----
	Radial load (lb)	10345	9701	9241	8276	7172	5632	5195	3494	-----	-----
	Carga axial (daN)	1800	1688	1608	1440	1248	980	940	608	-----	-----
	Thrust (lb)	4138	3880	3697	3310	2869	2253	2078	1398	-----	-----
C5T	Carga radial (daN)	7200	7070	5840	4930	4070	3520	3140	2275	-----	-----
	Radial load (lb)	16552	16253	13425	11333	9356	8092	7218	5230	-----	-----
	Carga axial (daN)	2880	2828	2336	1972	1628	1408	1256	910	-----	-----
	Thrust (lb)	6621	6501	5370	4533	3743	3237	2887	2092	-----	-----
C6T	Carga radial (daN)	9500	9500	9470	7410	6090	5090	4430	3220	-----	-----
	Radial load (lb)	21839	21839	21770	17034	14000	11701	10184	7402	-----	-----
	Carga axial (daN)	4750	4750	4735	3705	3045	2545	2215	1610	-----	-----
	Thrust (lb)	10920	10920	10885	8517	7000	5851	5092	3701	-----	-----

Nota 1* : Validas para cargas aplicadas en el centro de la punta de eje.
Note 1* : For loads applied on the middle of the end shaft.
Nota 2 : Validas para reductor sometido a Potencia Nominal , otros casos rogamos consultarnos.
Note 2 : For gearbox working at full Nominal Power, otherwise check with the factory.
Nota 3 : Para solicitaciones mayores rogamos consultarnos.
Note 3 : Please consult LENTAX regarding larger overhung load requeriments.

TABLA PARA DETERMINAR L y LAG
TO DETERMINATE L & LAG SEE THE FOLLOWING TABLE

MODELO / MODEL		FR	TR	HR	SR	C00T	C0T	C1T	C2T	C3T	C4T	C45T	C5T	C6T
L	mm	50.5	58	75	132	50	66.5	79.5	87.5	103	137	152	185.5	211
	inch	1.988	2.283	2.953	5.197	1.969	2.618	3.130	3.445	4.055	5.394	5.984	7.303	8.307
LAG	mm	-------	223.5	354	477	-------	-------	240	357.5	448	522	554	645.5	743.5
	inch	-------	8.799	13.937	18.780	-------	-------	9.449	14.075	17.638	20.551	21.811	25.413	29.272

CODIGO DE DESIGNACION / UNIT DESIGNATIONS

Cada unidad se subdivide en 5 campos con sus correspondientes siglas o números. Juntando éstos se obtiene el código de designación del equipo.

Every unit contains 5 fields composed by characters or numbers . Joining these items we obtain the unit designation code.

Ejemplo: C3T - 200/6 FRB - 34 - B3 - XXX
In example

C3T	200/6 FRB	34	B3	XXX
① MODELO	② MOTOR	③ VELOCIDAD	④ MONTAJE	⑤ KIT
MODEL	MOTOR	OUTPUT R.P.M.	MOUTING POSITION	KIT

① MODELO / MODEL

EJECUCION / UNIT TYPE
R: Reductor / Reducer
MR: Motoreductor sin motor de fabrica / Gearbox with motor flange

TAMAÑO / UNIT SIZE
C00 - C0 - C1 - C2 - C3 - C4 - C45 - C5 - C6
FR - TR - HR - SR

② MODELO / MOTOR

Con motor = Potencia (HP) x 100 Nº polos-Adicionales (1)
With motor = Nominal power (HP) x 100 pole quantity-Additionals (1)
Sin motor = Tamaño carcaza
Without motor = Frame size

(1) Adicionales : VFE: Ventilacion forzada / With fan cooler
Tr: Traba antiretroceso / Backstop
Trl: Traba ruleman / Bearing backstop
FRB: Freno Brinkmann / Brinkmann brakemotor
CC: Corriente Continua / Direct current
Ex-d: Antiexplosivo / Ex-d motor

③ VELOCIDAD / OUTPUT R.P.M.

Para motoreductor se designa la velocidad de salida en R.P.M.
For gearmotor output speed in R.P.M.

Para reductor o con motor provisto por el cliente se designa la RELACION
For gearbox or motor-flange RATIO

④ MONTAJE / MOUNTING POSITION

EJECUCION / MOUNTING TYPE
-con patas / foot mounted
-con brida / flange mounted
-con brida y patas / foot and flange mounted

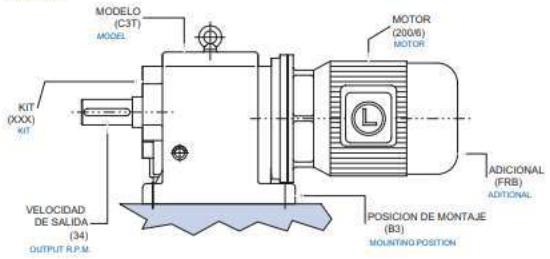
POSICIONES / POSITION
-horizontal / horizontal
-vertical / vertical
Ver pag.73 / See page.73

⑤ KIT / KIT

Segun sus necesidades, los equipos son provistos de :
Under request the gearboxes could be provide of :

RU: Trompa para agitador / Turret for agitator
XXX: Ejecuciones especiales / Special designs
(p/ejemplo: eje de salida especial) / (i.e.: special output shaft)

Ejemplo: C3T - 200/6 FRB - 34 - B3 - XXX
Example

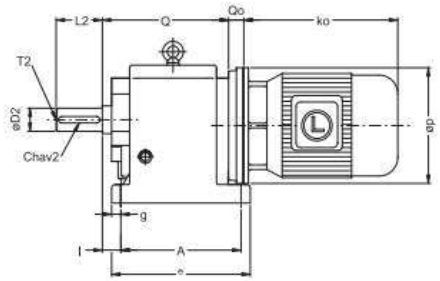


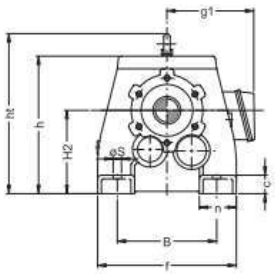
LENTAX

Potencia Entrada		Velocidad Salida aprox.	Relación	MODELO		Factor de Seguridad	Momento Util	Velocidad Entrada aprox.	Carga Radial adm.	Carga Axial adm.	Peso aprox.	Medidas	Repuestos
kW	HP	(RPM)	(i)			(fz)	(Nm)	(RPM)	(kg)	(kg)	(kg)	Página	Página
0,75 kW	1,00 HP	30,0	46,65	C1T3	1,00	2,85	226	1410	990	396	42	pag 57	pag 76
		35,0	40,09	C1T3	1,00	3,35	194	1410	990	396	42	pag 57	pag 76
		41,0	34,31	C1T3	1,00	4,00	166	1410	990	396	42	pag 57	pag 76
		16,8	83,98	C0T3	1,00	0,95	407	1410	815	326	32	pag 57	pag 76
		18,8	75,10	C0T3	1,00	1,05	364	1410	815	326	32	pag 57	pag 76
		20,0	69,59	C0T3	1,00	1,15	338	1410	815	326	32	pag 57	pag 76
		22,0	63,30	C0T3	1,00	1,25	307	1410	775	310	32	pag 57	pag 76
		24,0	58,65	C0T3	1,00	1,35	285	1410	775	310	32	pag 57	pag 76
		26,0	54,02	C0T3	1,00	1,45	262	1410	775	310	32	pag 57	pag 76
		28,0	50,06	C0T3	1,00	1,60	243	1410	775	310	32	pag 57	pag 76
		30,0	46,54	C0T3	1,00	1,70	226	1410	775	310	32	pag 57	pag 76
		33,0	43,13	C0T3	1,00	1,85	209	1410	775	310	32	pag 57	pag 76
		35,0	40,38	C0T3	1,00	1,95	196	1410	775	310	32	pag 57	pag 76
		38,0	37,42	C0T3	1,00	2,15	182	1410	775	310	32	pag 57	pag 76
		43,0	32,98	C0T3	1,00	2,60	160	1410	700	280	32	pag 57	pag 76
		50,0	28,41	C0T3	1,00	3,05	138	1410	700	280	32	pag 57	pag 76
		57,0	24,65	C0T3	1,00	3,50	120	1410	700	280	32	pag 57	pag 76
		46,0	30,82	C0T2	1,00	2,70	152	1410	700	280	30	pag 57	pag 75
		49,0	28,55	C0T2	1,00	2,85	141	1410	700	280	30	pag 57	pag 75
		56,0	25,05	C0T2	1,00	3,20	123	1410	700	280	30	pag 57	pag 75
		61,0	23,21	C0T2	1,00	3,50	114	1410	700	280	30	pag 57	pag 75
		68,0	20,85	C0T2	1,00	3,70	103	1410	610	244	30	pag 57	pag 75
		35,0	39,91	C00T3	1,00	1,00	194	1410	380	152	23	pag 57	pag 76
		38,0	36,74	C00T3	1,00	1,05	178	1410	380	152	23	pag 57	pag 76
		42,0	33,89	C00T3	1,00	1,20	164	1410	380	152	23	pag 57	pag 76
		49,0	28,61	C00T3	1,00	1,35	139	1410	310	124	23	pag 57	pag 76
		58,0	24,29	C00T3	1,00	1,55	118	1410	310	124	23	pag 57	pag 76

Potencia Entrada		Velocidad Salida aprox.	Relación	MODELO		Factor de Seguridad	Momento Util	Velocidad Entrada aprox.	Carga Radial adm.	Carga Axial adm.	Peso aprox.	Medidas	Repuestos
kW	HP	(RPM)	(i)			(fz)	(Nm)	(RPM)	(kg)	(kg)	(kg)	Página	Página
0,75 kW	1,00 HP	50,0	28,41	C00T2	1,00	1,30	140	1410	310	124	22	pag 57	pag 75
		54,0	26,21	C00T2	1,00	1,45	129	1410	310	124	22	pag 57	pag 75
		61,0	22,95	C00T2	1,00	1,55	113	1410	310	124	22	pag 57	pag 75
		67,0	21,18	C00T2	1,00	1,70	104	1410	260	104	22	pag 57	pag 75
		74,0	18,99	C00T2	1,00	1,80	94	1410	260	104	22	pag 57	pag 75
		81,0	17,52	C00T2	1,00	1,95	86	1410	260	104	22	pag 57	pag 75
		88,0	15,97	C00T2	1,00	2,05	79	1410	190	76	22	pag 57	pag 75
		96,0	14,73	C00T2	1,00	2,25	73	1410	190	76	22	pag 57	pag 75
		104,0	13,60	C00T2	1,00	3,00	67	1410	190	76	22	pag 57	pag 75
		112,0	12,56	C00T2	1,00	3,25	62	1410	190	76	22	pag 57	pag 75
		121,0	11,69	C00T2	1,00	3,45	58	1410	160	64	22	pag 57	pag 75
		133,0	10,56	C00T2	1,00	3,65	52	1410	160	64	22	pag 57	pag 75
		157,0	9,00	C00T2	1,00	4,10	44	1410	90	36	22	pag 57	pag 75
		182,0	7,73	C00T2	1,00	4,60	38	1410	90	36	22	pag 57	pag 75
		211,0	6,69	C00T2	1,00	5,15	33	1410	90	36	22	pag 57	pag 75
		242,0	5,82	C00T2	1,00	5,70	29	1410	90	36	22	pag 57	pag 75
		134,0	6,85	TR	1,00 /6	2,55	52	920	655	262	33	pag 56	pag 74
		171,0	5,38	TR	1,00 /6	3,25	41	920	470	188	33	pag 56	pag 74
		206,0	6,85	TR	1,00	3,80	34	1410	470	188	26	pag 56	pag 74
		262,0	5,38	TR	1,00	4,00	27	1410	410	164	26	pag 56	pag 74
		207,0	4,44	FR	1,00 /6	1,00	34	920	280	112	25	pag 56	pag 74
		437,0	2,11	FR	1,00 /6	2,15	16	920	250	100	25	pag 56	pag 74
		509,0	1,81	FR	1,00 /6	2,50	14	920	250	100	25	pag 56	pag 74
		318,0	4,44	FR	1,00	1,55	22	1410	250	100	18	pag 56	pag 74
		394,0	3,58	FR	1,00	1,90	18	1410	250	100	18	pag 56	pag 74

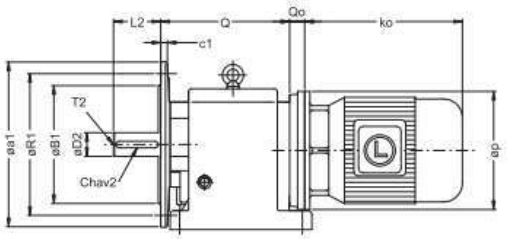
TABLA DE MEDIDAS - SERIE "C"
OVERALL DIMENSIONS - TYPE "C"





Modelo / Model		D2ø	L2	chav 2 keway 2	T2	H2	A	B	Sø	l	Q0 IEC 71	Q0 IEC 80-90	Q0 IEC 100-112	Q0 IEC 132	Q0 IEC 160-200	Q0 IEC 225-280
C00T	mm	25	50	8x7	M10	90	130	110	9	25	20	35	----	----	----	----
	inch	1.000	2	1/4 x 1/8	UNC 3/8"	3.543	5 1/8	4 11/32	3/8"	1	25/32	1 3/8	----	----	----	----
C0T	mm	30	60	8x7	M10	115	165	135	14	30	20	35	----	----	----	----
	inch	1.188	2 3/8	1/4 x 1/8	UNC 3/8"	4.528	6 1/2	5 5/16	9/16	1 3/16	25/32	1 3/8	----	----	----	----
C1T	mm	35	70	10x8	M12	130	195	150	14	30	20	35	42	64	----	----
	inch	1.375	2 3/4	5/16 x 5/32	UNC 1/2"	5.118	7 11/16	5 29/32	9/16	1 3/16	25/32	1 3/8	1 21/32	2 17/32	----	----
C2T	mm	40	80	12x8	M16	140	205	170	18	35	20	35	42	64	----	----
	inch	1.625	3 1/8	3/8 x 3/16	UNC 5/8"	5.512	8 1/16	6 11/16	23/32	1 3/8	25/32	1 3/8	1 21/32	2 17/32	----	----
C3T	mm	50	100	14x9	M16	180	260	215	18	40	----	32	32	52	82	----
	inch	2.000	4	1/2 x 1/4	UNC 5/8"	7.087	10 1/4	8 15/32	23/32	1 9/16	----	1 1/4	1 1/4	2 1/16	3 7/32	----
C4T	mm	60	120	18x11	M20	225	310	250	22	40	----	32	32	52	82	----
	inch	2.375	4 3/4	5/8 x 5/16	UNC 3/4"	8.858	12 7/32	9 27/32	7/8	1 9/16	----	1 1/4	1 1/4	2 1/16	3 7/32	----
C45T	mm	70	140	20 x 12	M20	250	370	290	26	45	----	----	45	45	75	105
	inch	2.750	5 1/2	5/8 x 5/16	UNC 3/4"	9.843	14 9/16	11 7/16	1 1/32	1 3/4	----	----	1 25/32	1 25/32	2 15/16	4 1/8
C5T	mm	90	170	25 x 14	M24	315	410	340	33	50	----	----	45	45	75	105
	inch	3.500	6 3/4	7/8 x 7/8	UNC 1"	12.402	16 1/8	13 3/8	1 5/16	1 31/32	----	----	1 25/32	1 25/32	2 15/16	4 1/8
C6T	mm	110	210	28 x 16	M24	355	500	380	39	50	----	----	----	45	75	105
	inch	4.313	8 1/4	1 x 1	UNC 1"	13.976	19 11/16	14 31/32	1 17/32	1 31/32	----	----	----	1 25/32	2 15/16	4 1/8

Modelo / Model		Q	B1ø	R1ø	S1ø	a1ø	c	c1	e	f	g	h	ht	n	Peso kg Weight lb	aceite lts oil fl.oz
C00T	mm	151	110	130	9	160	20	10	155	150	11.5	155	165	40	12	0.65
	inch	5 15/16	4.331	5 1/8	3/8	6 5/16	13/16	3/8	6 1/8	5 7/8	7/16	6 1/8	6 1/2	1 5/8	26	22
C0T	mm	186	130	165	11	200	25	12	195	195	15	190	200	57.5	21	0.8
	inch	7 5/16	5.118	6 1/2	7/16	7 7/8	1	1/2	7 3/4	7 3/4	5/8	7 1/2	7 7/8	2 1/4	46	28
C1T	mm	210.5	180	215	14	250	30	12	230	215	18.5	218	270	62.5	31	1.1
	inch	8 9/32	7.087	8 15/32	9/16	9 7/8	1 3/16	1/2	9 1/8	8 1/2	3/4	8 5/8	10 5/8	2 1/2	68	38
C2T	mm	232	230	265	14	300	30	14	245	240	19	240	290	65	44	1.9
	inch	9 1/8	9.055	10 7/16	9/16	11 7/8	1 3/16	9/16	9 5/8	9 1/2	3/4	9 1/2	11 1/2	2 5/8	97	66
C3T	mm	273	250	300	18	350	40	18	300	300	20	300	370	80	75	3.1
	inch	10 3/4	9.843	11 13/16	11/16	13 13/16	1 9/16	11/16	11 7/8	11 7/8	3/4	1 7/8	14 1/2	3 3/16	165	107
C4T	mm	335	350	400	18	450	50	18	358	350	23	375	440	95	130	6.0
	inch	13 3/16	13.780	15 3/4	11/16	17 3/4	2	11/16	14 1/8	13 13/16	7/8	14 3/4	17 3/8	3 3/4	287	207
C45T	mm	392	350	400	18	450	60	18	430	400	27	426	496	110	208	10.0
	inch	15 7/16	13.780	15 3/4	11/16	17 3/4	2 3/8	11/16	16 15/16	15 3/4	1 1/8	16 3/4	19 1/2	4 3/8	459	345
C5T	mm	457	450	500	18	550	70	24	490	450	32	490	560	110	320	15
	inch	18	17.717	19 11/16	11/16	21 5/8	2 3/4	15/16	19 5/16	17 3/4	1 1/4	19 5/16	22 1/8	4 3/8	705	517
C6T	mm	522	450	500	18	550	80	28	590	530	36	565	635	150	532	24
	inch	20 9/16	17.717	19 11/16	11/16	21 5/8	3 1/8	1 1/8	23 1/4	20 7/8	1 7/16	22 1/4	25	5 7/8	1173	826





NOTA 1: Las dimensiones son aproximadas pudiendo modificarse sin previo aviso.
NOTE 1: Dimensions are for reference only, unless certified.
NOTA 2: Las capacidades de lubricante son para posición B3.
NOTE 2: Oil capacity valid only for mounting position B3.
NOTA 3 : Para dimensiones ko, P y g1 ver pag. 77 ó catálogo de motores (I.E.C.).
NOTE 3 : To determinate ko, P and g1 see page 77, or electrical motors catalogue (I.E.C.).
NOTA 4 : Los pesos no incluyen peso del motor.
NOTE 4 : Motor weight is not included.

CUADRO DE COMPATIBILIDAD GEOMETRICA CON MOTORES IEC
PERMISSIBLE IEC FRAME MOTOR SIZES

LINEA "R" - TYPE "R"

	TAMAÑO MOTOR IEC / IEC MOTOR SIZE							
MODELO MODEL	71	80	90	100	112	132	160	180
FR								
TR								
HR								
SR								

LINEA "C" - TYPE "C"

	TAMAÑO MOTOR IEC / IEC MOTOR SIZE											
MODELO MODEL	71	80	90	100	112	132	160	180	200	225	250	280
C00												
C0												
C1												
C2												
C3												
C4												
C45												
C5												
C6												

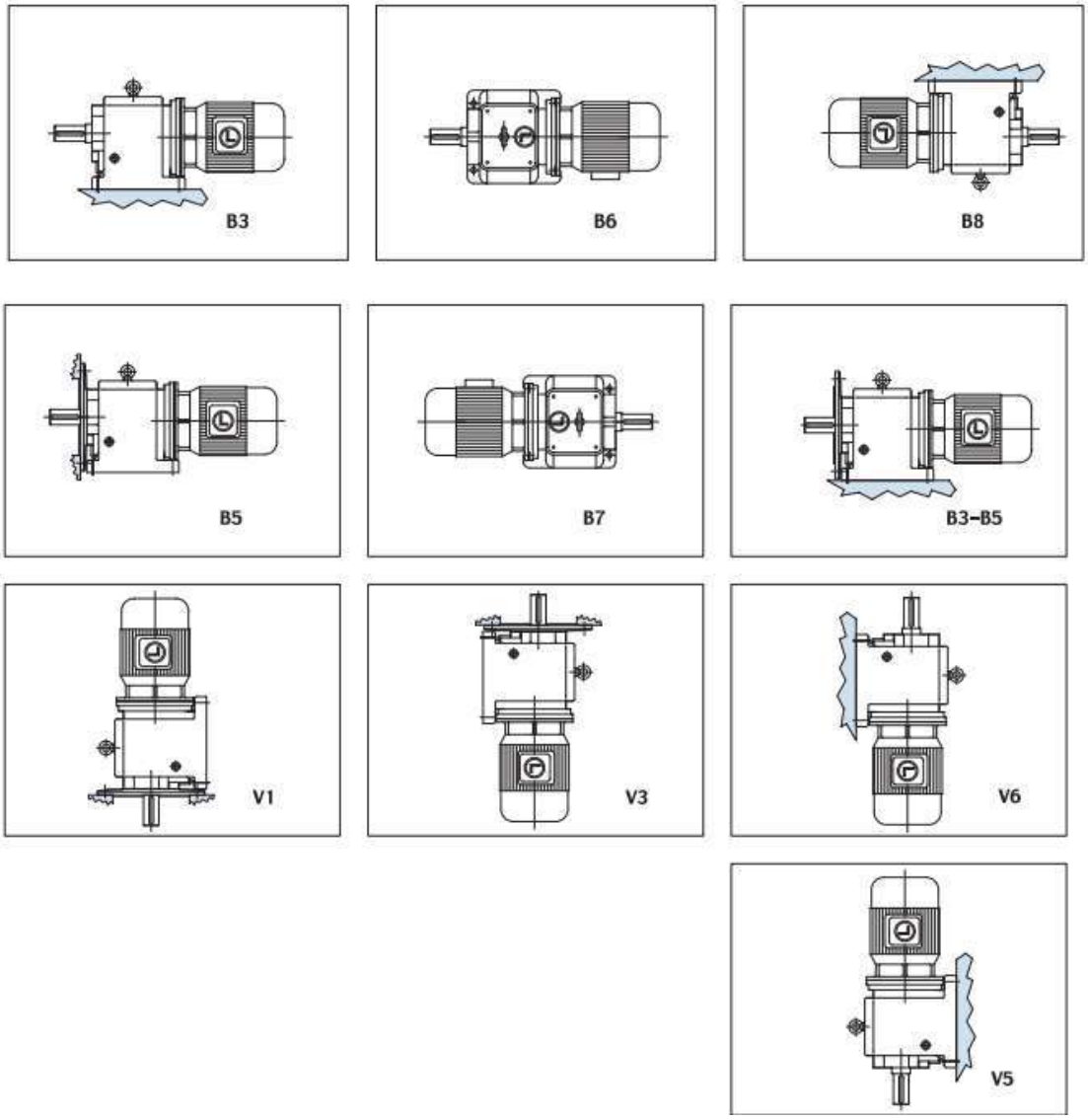
NOTA 1 : Para más detalles ver catalogo de motores (I.E.C.). y Tabla de Potencias.
NOTE 1 : For more details see electrical motors catalogue (I.E.C.).and Power Rating Table.
NOTA 2 : Para cada tamaño de motor no todas las relaciones son posibles ver tabla de potencias.
NOTE 2 : For every motor size see Power Rating Table for permissible ratios.
NOTA 3 : Es necesario Modificar punta de eje del motor rogamos consultarnos.
NOTE 3 : Only available modifying end shaft of motor, please consult us.

POSICIONES DE MONTAJE

MOUNTING POSITIONS

SERIE " C"

TYPE " C "



NOTA 1 : Estas posiciones son también válidas para líneas "C", "R" y combinados por analogía.

NOTE 1 : These mounting positions are valid for types "C" ,"R" and theirs combinations.

NOTA 2 : Las capacidades de lubricante son para posición B3 ó B5, otros casos rogamos consultarnos.

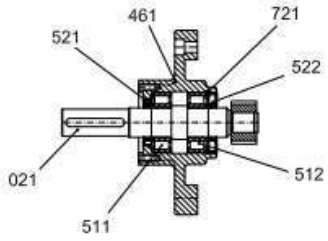
NOTE 2 : Oil capacity valid only for mounting position B3 or B5, otherwise please consult us.

NOTA 3 : Para equipos montados con inclinación superior a 10° rogamos consultarnos.

NOTE 3 : For slanted positions greater than 10° please consult us.

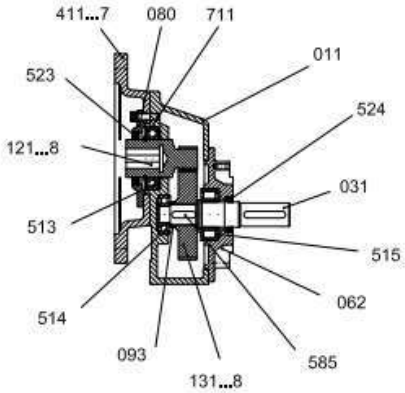
GUIA PARA SOLICITUD DE PARTES
PART LIST GUIDE

LINEA "R" - SIMPLE REDUCCION
TYPE "R" - SINGLE REDUCTION



TROMPA DE ENTRADA
INPUT TURRET

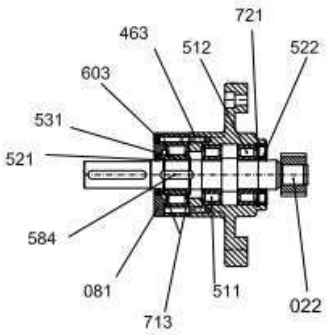
REDUCTOR CON PATAS
FOOT MOUNTED



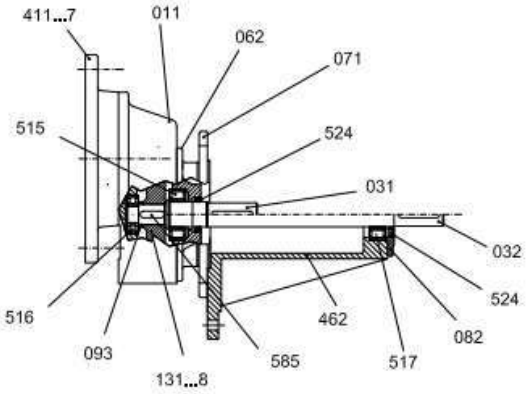
LISTA DE PARTES
PART LIST

011	Cuerpo reductor	*011*	*Gearbox case*
021	Eje de entrada reductor	*021*	*Input shaft*
022	Eje de entrada reductor con traba	*022*	*Input shaft with backstop*
031	Eje de salida	*031*	*Output shaft*
032	Eje de salida agitador	*032*	*Agitator - Output shaft*
062	Tapa de salida	*062*	*Output cover*
071	Brida de salida	*071*	*Output flange*
080	Contratapa portaretén de entrada	*080*	*Oil seal input cover*
081	Tapa de entrada	*081*	*Input cover*
082	Contratapa de salida agitador	*082*	*Agitator - Output cover*
093	Distanciador engranaje entrada	*093*	*Spacer*
121...8	Piñon de entrada	*121...8*	*Pinion*
131...8	Engranaje de entrada	*131...8*	*Gear*
411...7	Aro I.E.C.	*411...7*	*I.E.C. input flange.*
461	Trompa de entrada	*461*	*Input turret*
462	Trompa de salida agitador	*462*	*Agitator - Output turret*
463	Trompa de entrada para traba	*463*	*Input turret for backstop*
511	Rodamiento trompa lado entrada	*511*	*Bearing*
512	Rodamiento trompa lado salida	*512*	*Bearing*
513	Rodamiento piñon de entrada	*513*	*Bearing*
514	Rodamiento de salida	*514*	*Bearing*
515	Rodamiento de salida	*515*	*Bearing*
516	Rodamiento de salida agitador	*516*	*Bearing*
517	Rodamiento de salida agitador	*517*	*Bearing*
521	Reten de entrada	*521*	*Oil seal*
522	Reten de trompa de entrada	*522*	*Oil seal*
523	Reten piñon de entrada	*523*	*Oil seal*
524	Reten de salida	*524*	*Oil seal*
584	Chaveta de entrada con traba	*584*	*Key*
585	Chaveta engranaje	*585*	*Key*
531	Traba antiretroceso	*531*	*Backstop*
603	Tornillo para traba	*603*	*Screw*
710	Seeger eje de entrada	*710*	*Snap ring*
711	Seeger piñón de entrada	*711*	*Snap ring*
721	Seeger trompa de entrada	*721*	*Snap ring*

REDUCTOR CON BRIDA
FLANGE MOUNTED



TROMPA DE ENTRADA CON TRABA
INPUT TURRET WITH BACKSTOP



OPCIONAL CON TROMPA AGITADOR
OPTIONAL AGITATOR

Anexo C: Fundamentos analíticos de transmisión por correas (Teoría de Prony)

En el presente anexo se desarrolla el sustento analítico de la transmisión por correas utilizada, en el Capítulo 4, en la tostadora, abarcando el análisis diferencial de fuerzas, la integración de la Ecuación de Bandas (Prony) y el estudio del arrastre elástico y efecto de acuñamiento.

Cálculos preliminares

Para **potencia = 0,** tenemos **Fi** que es la fuerza inicial de estiramiento de la correa y si además solo gira el sistema a la velocidad angular **W**, aparece una fuerza centrífuga Fc, cuya fuerza tiende a querer despegar la correa de la polea, ver Figura C-1.

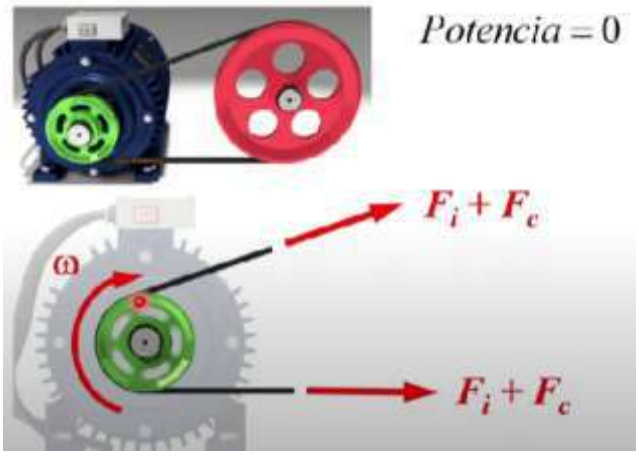


Figura C-1: Distribución de fuerzas en un sistema de transmisión por correa.
Fuente: [35].

Ahora si se comienza a cargar el sistema osea que la **Potencia > 0.** El torque **T** transmitido produce una diferencia de las fuerzas **F1** y **F2** de cada rama de la correa, ver Figura C-2.

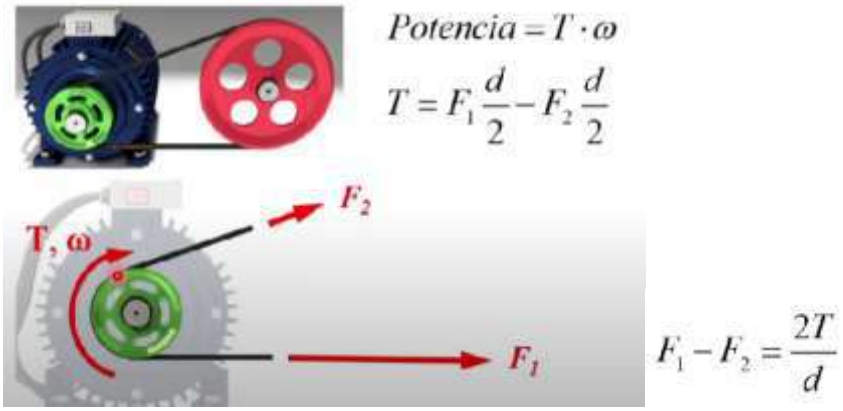


Figura C-2: Relación entre torque, velocidad angular y tensiones en un sistema de transmisión por correa.

Fuente: [35].

Se supone que el motor no agrega ninguna fuerza más que el **torque T.** Entonces se debe mantener el equilibrio de fuerzas en cada rama y aparece un ∆**F** para equilibrar las fuerzas. ∆**F** es la tensión debida al **par de torsión** transmitido **T**, ver Figura C-3 y Figura C-4**.**

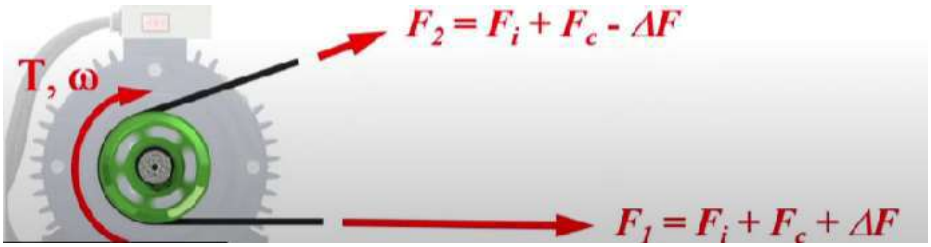


Figura C-3: Relación entre las tensiones en la correa en función de la variación de carga en el sistema de transmisión.

Fuente: [35]**.**

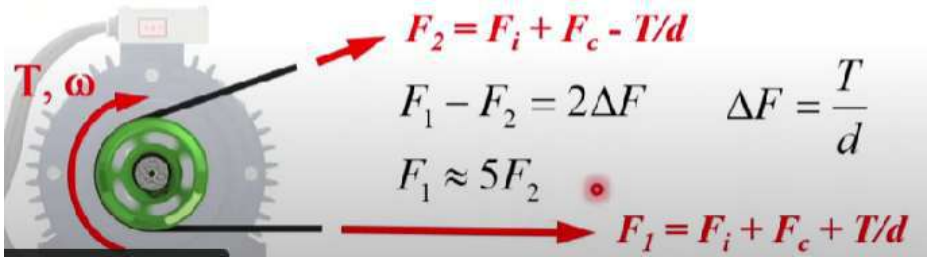


Figura C-4: Relación entre torque, velocidad angular y distribución de tensiones en la correa, considerando la diferencia de tensiones y su vínculo con el momento transmitido.

Fuente: [35].

Finalmente se termina llegando a que el valor de diseño **F1 ≈ 5. F2**

En la siguiente Figura C-5 se presenta el esquema del sistema de transmisión por correa, incluyendo las longitudes características, ángulos de envoltura y la nomenclatura a utilizar.

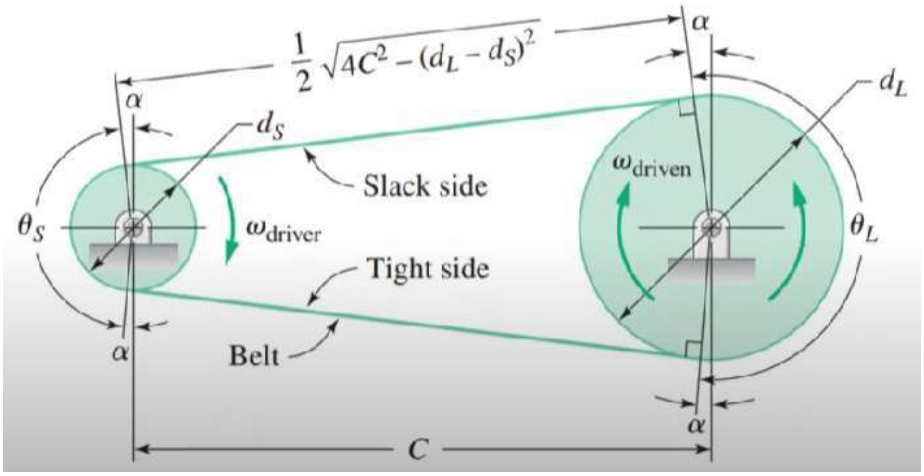


Figura C-5: Nomenclatura en el esquema del sistema de transmisión por correa.

Fuente: [36].

θs= ángulo de abrace o de contacto de polea chica.

θs= ángulo de abrace o de contacto de polea grande.

ds= diámetro de la fibra neutra de la polea chica.

dL= diámetro de la fibra neutra de la polea grande.

C= distancia entre centros de ejes.

Análisis de fuerzas

Para el análisis de la transmisión de potencia mediante correas, es necesario estudiar la distribución de fuerzas sobre un elemento diferencial de la correa en contacto con la polea. En la Figura C-6 se presenta el diagrama de fuerzas actuantes, incluyendo las tensiones, la fuerza de fricción y los incrementos diferenciales, que permiten establecer las ecuaciones de equilibrio del sistema. Notamos con:

$d\theta$= en el ángulo del elemento diferencial de la correa.

dN= es la fuerza normal sobre el elemento diferencial.

dS= es la fuerza centrífuga que aparece sobre el elemento diferencial.

f ×**dN**= es la fuerza de roce.

F = es la fuerza sobre el lado flojo.

F+ ***dF*** = es la fuerza sobre el lado tenso.

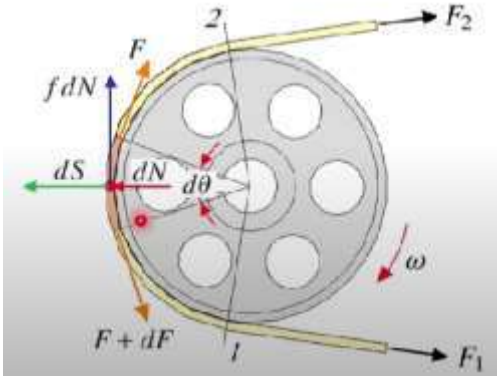


Figura C-6: Diagrama de fuerzas y tensiones en la correa sobre la polea, considerando un elemento diferencial en contacto.

Fuente: [37].

1) Haciendo la sumatoria de fuerzas en la dirección tangencial $\sum Ft$

$$\sum Ft = -f.dN - F\cos(d\theta/2) + (F + dF) = 0 \rightarrow dF = f.dN \quad (C.1)$$

dónde: consideramos que $d\theta/2 \approx 0 \rightarrow cos(d\theta/2) = 1$, y – F +F se cancelan

La Ecuación (C.1) da el equilibrio tangencial de fuerzas sobre un elemento diferencial de una correa en contacto con una polea.

2) Haciendo la sumatoria de fuerzas en la dirección radial $\sum Fr$

$\sum Fr = -(F + dF) . Sen\, d\theta/2 - F . Sen\, d\theta/2 + dN + dS = 0$

$\sum Fr = -(F + dF) . d\theta/2 - F * d\theta/2 + dN + dS = 0$

$-F . d\theta/2 + dF * d\theta/2 - F . d\theta/2 + dN + dS = 0 \rightarrow dN = F.d\theta - dS \quad (C.2)$

donde: consideramos que $Sen(d\theta/2) \approx d\theta/2$, y $dF * d\theta/2 \approx 0$

Luego la Ecuación (C.2) obtenida en el punto 2, se puede reemplazar en la Ecuación (C.1) del punto 1.

Obteniendo: $dF = f.F.d\theta - f.dS$

Luego la fuerza centrífuga: $dS = (m.r.d\theta).r.W^2$

Donde:

m= es la masa del elemento diferencial

r . dθ = longitud arco

$r.W^2 = es\ la\ aceleración$ d

dS = m . r^2 . W^2 .dθ = Fc . dθ → dS= Fc . dθ

Dónde: **Fc = m . r^2 . W^2**

Luego se reescribe la ecuación **dF = f . F . dθ – f . dS**

Reemplazando el término de **dS= m. r^2 . W^2 . dθ**

dF = f . F . dθ – f . (m . r^2 . W^2 . dθ)

Reagrupando los términos e integrando entre los puntos de contacto de la polea 1 y 2 nos queda:

$$\frac{dF}{F - mr^2\omega^2} = fd\theta$$

$$\int_2^1 \frac{dF}{F - mr^2\omega^2} = \int_2^1 fd\theta$$

El resultado de esta última integración es:

$$\frac{F_1 - m.r^2.\omega^2}{F_2 - m.r^2.\omega^2} = e^{f\theta} \quad (C.3)$$

Y esta Ecuación (C.3) se puede ver como la fuerza de la correa entre el lado tenso y lado flojo varia de manera exponencial.

Esta última ecuación también se puede escribir como:

$$\frac{F_1 - F_c}{F_2 - F_c} = e^{f\theta} \quad (C.4)$$

La Ecuación (C.4) se llama **"Ecuación de bandas o Prony"** [12]**.**

En el análisis de la transmisión de potencia mediante correas, es fundamental establecer la relación entre las tensiones en los tramos de correa y el par transmitido por la polea. En la Figura C-7 se presentan las expresiones que vinculan dichas tensiones con el torque, el diámetro de la polea y el coeficiente de fricción, permitiendo una caracterización completa del funcionamiento del sistema.

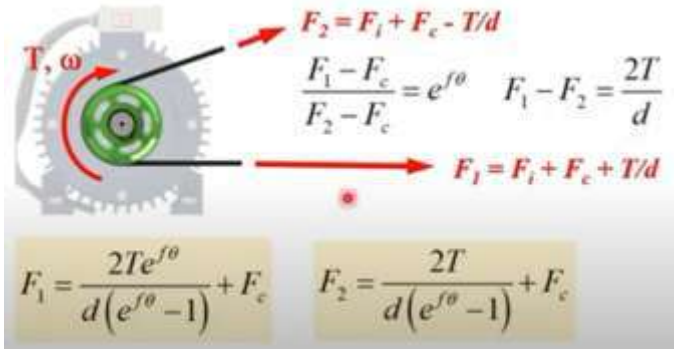


Figura C-7: Relación entre las tensiones en la correa y el torque transmitido, considerando el efecto de la fricción y el ángulo de contacto.

Fuente: [35].

Con el fin de obtener una descripción más completa del comportamiento del sistema de transmisión por correa, se incorporan en el análisis la tensión inicial y los efectos asociados a la rotación. En la Figura C-8, se presentan las expresiones que permiten vincular las tensiones en la correa con el torque transmitido, considerando condiciones más realistas de operación.

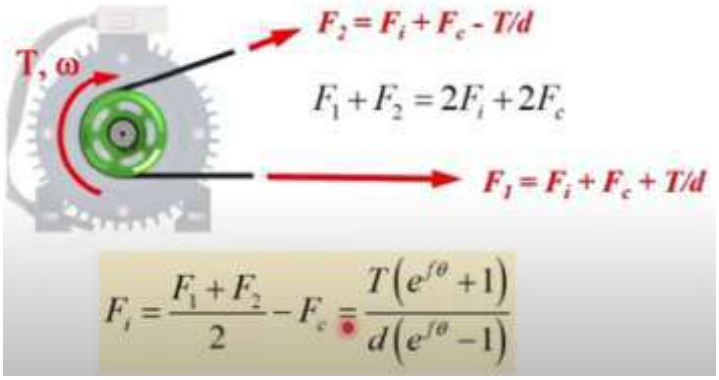


Figura C-8: Expresión de las tensiones en la correa considerando la tensión inicial y el efecto de la fricción en la transmisión de torque.

Fuente: [35].

Las ecuaciones (C.5) siguientes revelan cómo funcionan las bandas:

Para complementar el análisis de transmisión por correa, resulta de interés evaluar cómo varían las tensiones en los tramos de la correa en función de la tensión inicial aplicada. En la Figura C-9 puede observar como varían las tensiones F1 y F2 linealmente en función de la fuerza inicial **Fi** para una transmisión dada, con un ángulo de abrace y un coeficiente de roce fijo, a una velocidad angular determinada.

$$F_i = \frac{T(e^{f.\theta}+1)}{d(e^{f.\theta}-1)}, \quad F_1 = F_c + \frac{2.F_i.e^{f.\theta}}{e^{f.\theta}+1}, \quad F_2 = F_c + \frac{2.F_i}{e^{f.\theta}+1} \qquad (C.5)$$

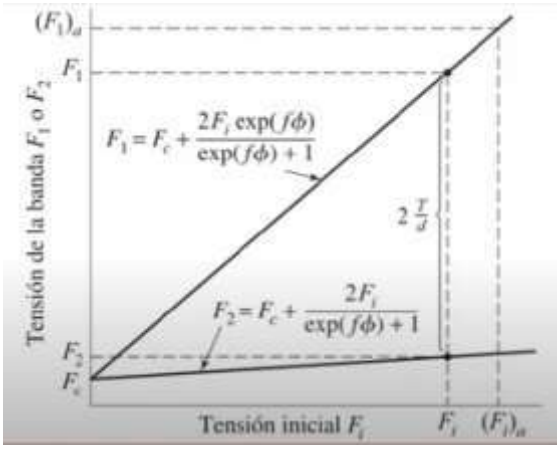


Figura C-9: Variación de las tensiones en la correa en función de la tensión inicial, considerando el efecto de la fricción y el ángulo de contacto.

Fuente: [26].

En conclusión, se dice que el valor de **F1 ≈ 5 × F2** y en algunos casos reales llega a **F1 ≈ 10× F2.**

<u>Como varían las fuerzas a lo largo de la correa</u>:

En la Figura C-10 se puede observar como a lo largo de la correa el sistema de transmisión está sometido a cargas fluctuantes, lo cual se podría decir que es propenso a sufrir fatiga.

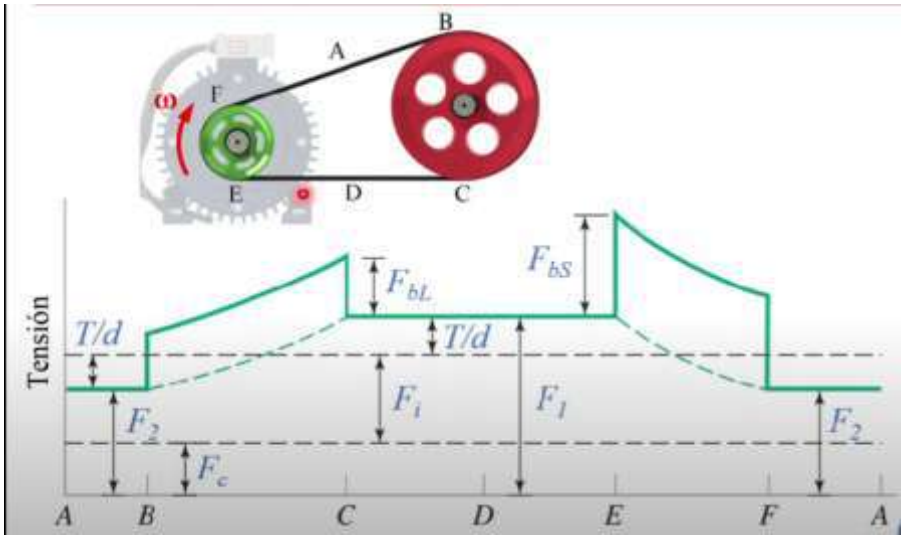


Figura C-10: Distribución de tensiones a lo largo de la correa en el sistema de transmisión.
Fuente: [37].

<u>Arrastre elástico</u>:

El arrastre elástico se llama al efecto que se produce en la correa por la diferencia de fuerzas entre el lado tenso y el lado flojo, y esto provoca que la correa se vaya atrasando respecto de la polea durante el giro. Al final del contacto se obtendría la diferencia $\Delta\varepsilon$. Ver Figura C-11.

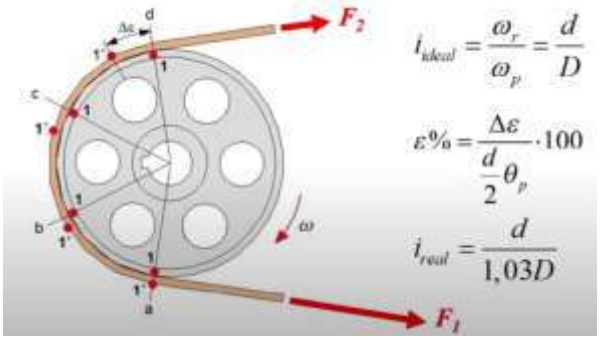


Figura C-11: Representación del arrastre elástico en la correa y su influencia sobre la relación de transmisión.

Fuente: [37].

Correas en V

Para el sistema de mezclado de las semillas en la cámara de tostado, se elige una transmisión por correa en V porque la sección de forma trapezoidal, que a su vez calza en una polea con la misma forma, produce el efecto de acuñamiento, aumentando la carga normal sobre la correa y un aumento del coeficiente de rozamiento f, ver Figura C-12.

Lo ideal es encontrar el mínimo valor de Fi de tal forma que no sea cero, ya que si Fi=0 entonces T=0 y por lo tanto no hay tensión inicial y no se transmite par de torsión. Observar que el par de torsión esta en proporción de la tensión inicial Fi. La tensión inicial debe ser suficiente, de manera que la diferencia entre la curva de F1 y F2 sea 2 × T/D. Sin transmisión de par de torsión la mínima tensión posible de la correa es F1=F2=FC.

Lo anterior es válido siempre y cuando la correa no toque el fondo de la polea.

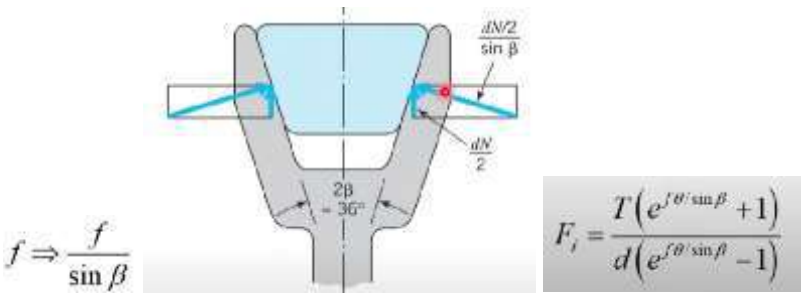


Figura C-12: Efecto de acuñamiento en la correa en V y su influencia en la tensión inicial requerida para la transmisión de torque.

Fuente: [38].

Para terminar el análisis, en la Ecuación (C.6), se define la potencia como es sabido, el producto entre la fuerza y la velocidad:

$$Pot = (F_1 - F_2) \times v \quad (C.6)$$

En las correas planas teníamos que la fuerza $(F_1 - F_2) = f \times N$, en cambio en las correas trapezoidales o en **V** se tiene la fuerza $(F_1 - F_2) = 2 \times f \times N_n$. Ver Figura C-13.

Siendo $N = 2 \times N_n \times \sin(\beta) \quad \rightarrow \quad (F_1 - F_2) = \frac{f \times N}{\sin(\beta)}$.

Al aumentar el coeficiente de roce, aumentaría la fuerza $(F_1 - F_2)$**,** lo que produce un aumento de potencia a transmitir. Esto último que se menciona es beneficioso porque el sistema tiene la capacidad de disponer de mayor eficiencia de transmisión en cuanto a potencia para las prestaciones.

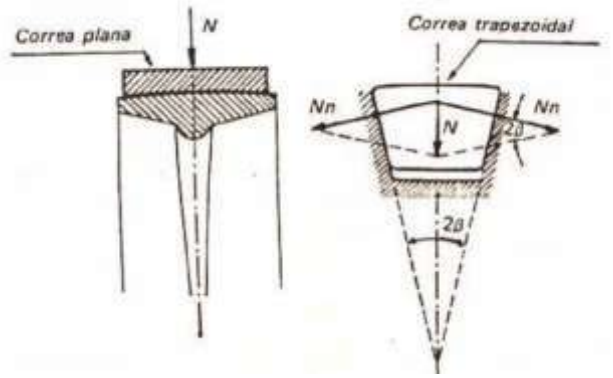
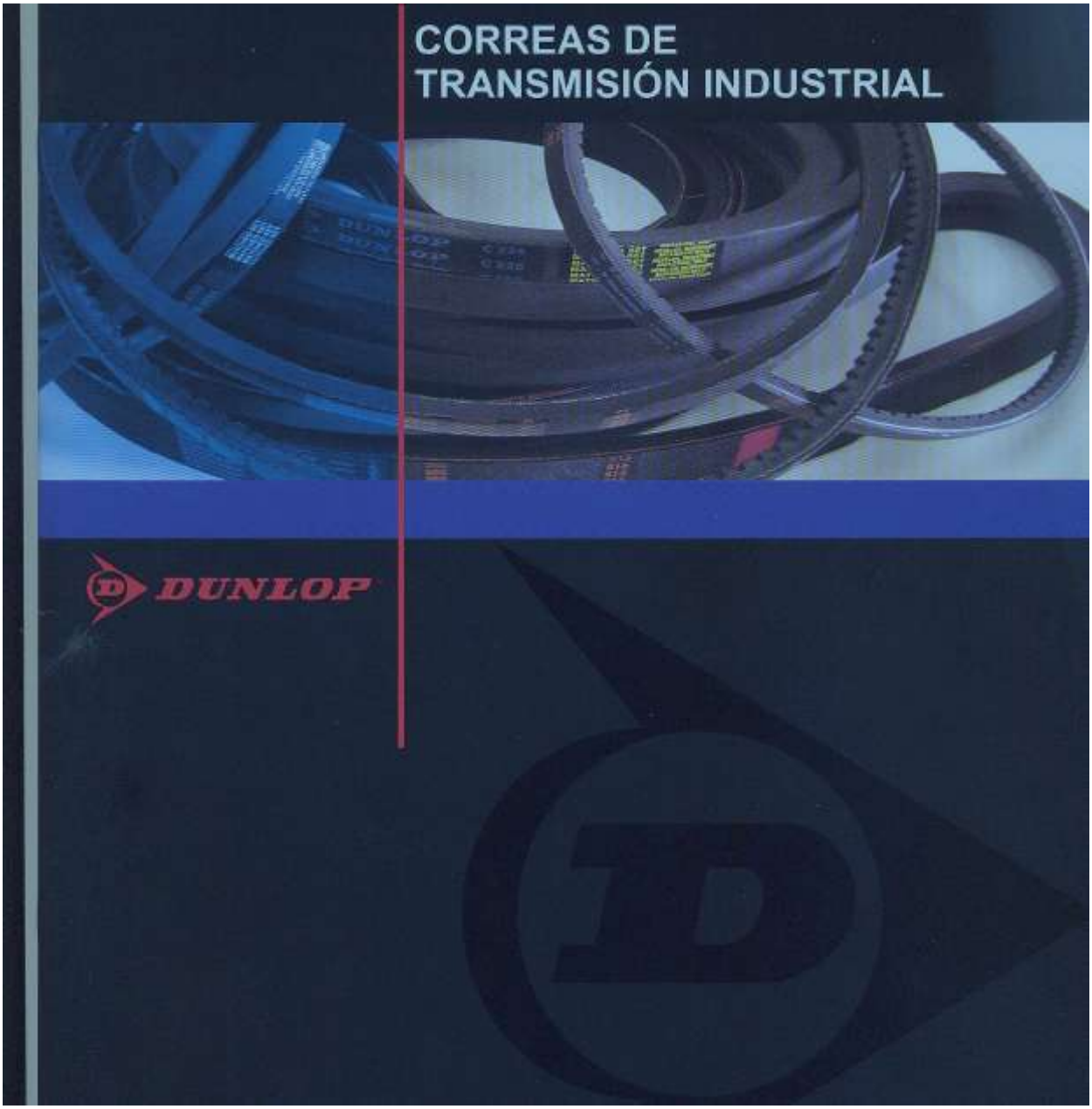
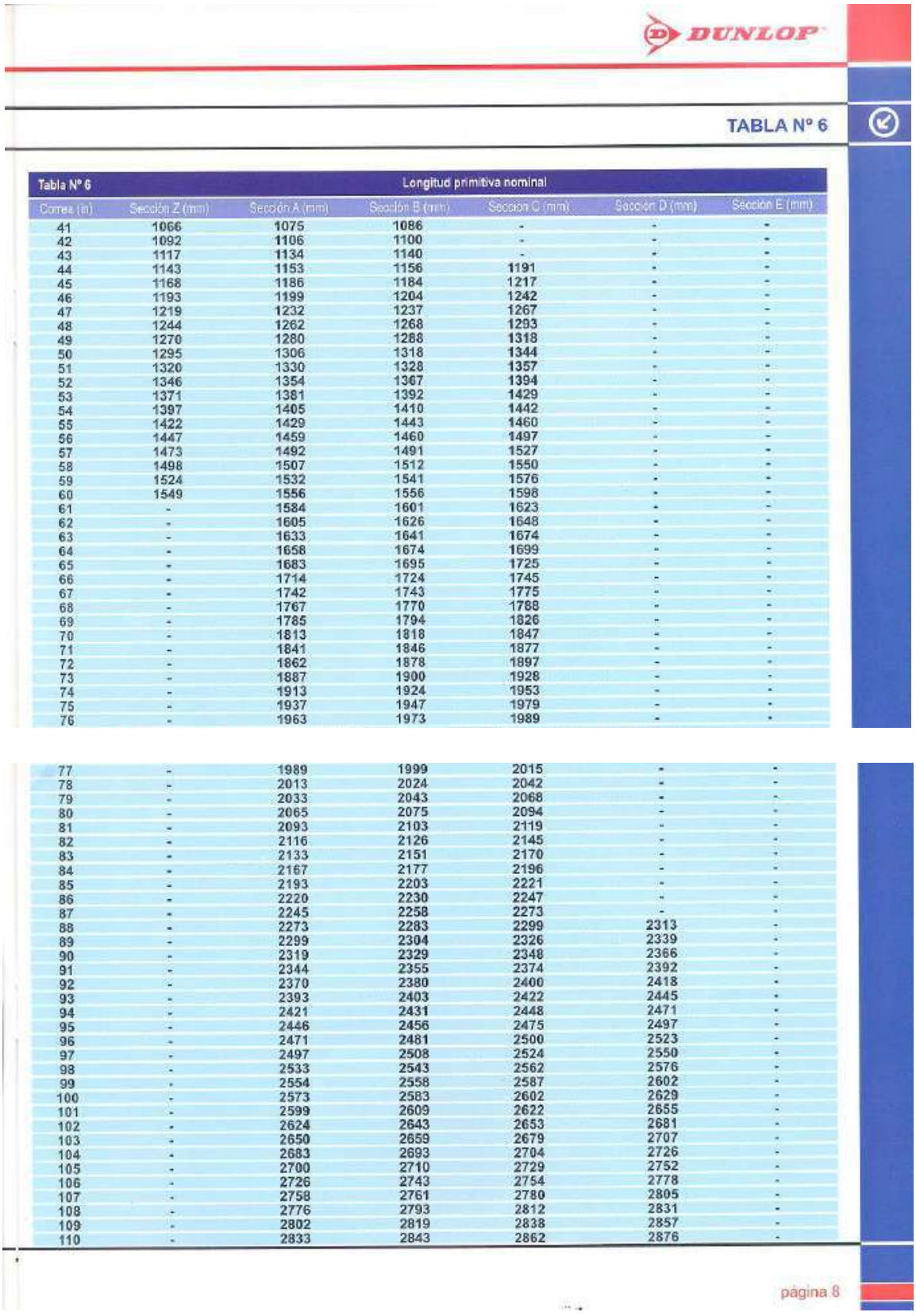


Figura C-13: Comparación entre correa plana y correa trapezoidal, destacando el efecto de acuñamiento y su influencia en el aumento de la fuerza transmitida.

Anexo D: Catálogo de correas de Transmisión industrial DUNLOP (Extracto)

El presente anexo constituye un extracto dal Catálogo de “Correas de Transmisión Industrial” DUNLOP. Se presenta las secciones del catálogo original que han sido utilizadas en el diseño específico de la máquina tostadora y del enfriador.



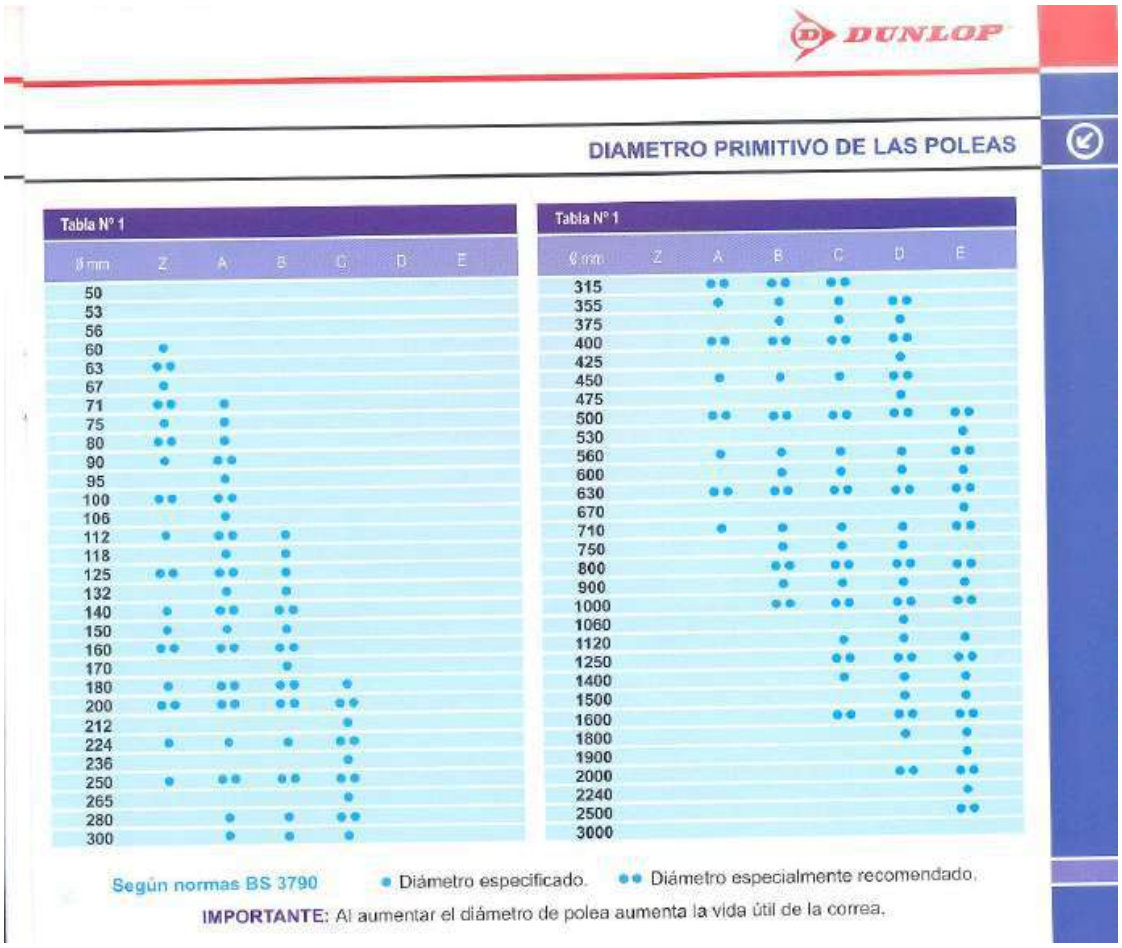


DUNLOP

TABLA Nº 6

Tabla Nº 6	Longitud primitiva nominal					
Correa (in)	Sección Z (mm)	Sección A (mm)	Sección B (mm)	Sección C (mm)	Sección D (mm)	Sección E (mm)
41	1066	1075	1086	-	-	-
42	1092	1106	1100	-	-	-
43	1117	1134	1140	-	-	-
44	1143	1153	1156	1191	-	-
45	1168	1186	1184	1217	-	-
46	1193	1199	1204	1242	-	-
47	1219	1232	1237	1267	-	-
48	1244	1262	1268	1293	-	-
49	1270	1280	1288	1318	-	-
50	1295	1306	1318	1344	-	-
51	1320	1330	1328	1357	-	-
52	1346	1354	1367	1394	-	-
53	1371	1381	1392	1429	-	-
54	1397	1405	1410	1442	-	-
55	1422	1429	1443	1460	-	-
56	1447	1459	1460	1497	-	-
57	1473	1492	1491	1527	-	-
58	1498	1507	1512	1550	-	-
59	1524	1532	1541	1576	-	-
60	1549	1556	1556	1598	-	-
61	-	1584	1601	1623	-	-
62	-	1605	1626	1648	-	-
63	-	1633	1641	1674	-	-
64	-	1658	1674	1699	-	-
65	-	1683	1695	1725	-	-
66	-	1714	1724	1745	-	-
67	-	1742	1743	1775	-	-
68	-	1767	1770	1788	-	-
69	-	1785	1794	1826	-	-
70	-	1813	1818	1847	-	-
71	-	1841	1846	1877	-	-
72	-	1862	1878	1897	-	-
73	-	1887	1900	1928	-	-
74	-	1913	1924	1953	-	-
75	-	1937	1947	1979	-	-
76	-	1963	1973	1989	-	-
77	-	1989	1999	2015	-	-
78	-	2013	2024	2042	-	-
79	-	2033	2043	2068	-	-
80	-	2065	2075	2094	-	-
81	-	2093	2103	2119	-	-
82	-	2116	2126	2145	-	-
83	-	2133	2151	2170	-	-
84	-	2167	2177	2196	-	-
85	-	2193	2203	2221	-	-
86	-	2220	2230	2247	-	-
87	-	2245	2258	2273	-	-
88	-	2273	2283	2299	2313	-
89	-	2299	2304	2326	2339	-
90	-	2319	2329	2348	2366	-
91	-	2344	2355	2374	2392	-
92	-	2370	2380	2400	2418	-
93	-	2393	2403	2422	2445	-
94	-	2421	2431	2448	2471	-
95	-	2446	2456	2475	2497	-
96	-	2471	2481	2500	2523	-
97	-	2497	2508	2524	2550	-
98	-	2533	2543	2562	2576	-
99	-	2554	2558	2587	2602	-
100	-	2573	2583	2602	2629	-
101	-	2599	2609	2622	2655	-
102	-	2624	2643	2653	2681	-
103	-	2650	2659	2679	2707	-
104	-	2683	2693	2704	2726	-
105	-	2700	2710	2729	2752	-
106	-	2726	2743	2754	2778	-
107	-	2758	2761	2780	2805	-
108	-	2776	2793	2812	2831	-
109	-	2802	2819	2838	2857	-
110	-	2833	2843	2862	2876	-

página 8



DUNLOP

DIAMETRO PRIMITIVO DE LAS POLEAS

Tabla N° 1

Ø mm	Z	A	B	C	D	E
50						
53						
56						
60	•					
63	••					
67	•					
71	••	•				
75	•	•				
80	••	•				
90	•	••				
95		•				
100	••	••				
106		•				
112	•	••	•			
118		•	•			
125	••	••	•			
132		•	•			
140	•	••	••			
150	•	•	•			
160	••	••	••			
170			•			
180	•	••	••	•		
200	••	••	••	••		
212				•		
224	•	•	•	••		
236				•		
250	•	••	••	••		
265				•		
280		•	•	••		
300		•	•	•		

Tabla N° 1

Ø mm	Z	A	B	C	D	E
315		••	••	••		
355		•	•	•	••	
375			•	•	•	
400		••	••	••	••	
425					•	
450		•	•	•	••	
475					•	
500		••	••	••	••	••
530						•
560		•	•	•	•	••
600			•	•	•	•
630		••	••	••	••	••
670						•
710		•	•	•	•	••
750			•	•	•	
800			••	••	••	••
900			•	•	•	•
1000			••	••	••	••
1060					•	
1120				•	•	•
1250				••	••	••
1400				•	•	•
1500					•	•
1600				••	••	••
1800					•	•
1900						•
2000					••	••
2240						•
2500						••
3000						

Según normas BS 3790 • Diámetro especificado. •• Diámetro especialmente recomendado.

IMPORTANTE: Al aumentar el diámetro de polea aumenta la vida útil de la correa.

DIMENSIONES DE LAS POLEAS

Es muy importante que los flancos de las poleas sean perfectamente lisos y no presenten señas visibles de maquinado. La rugosidad recomendable es de 4 μ.m.

Debe tenerse en cuenta que todas las aristas exteriores de la garganta sean redondeadas y que el diámetro exterior de las caras sea constante en todo su desarrollo.





página 14

CORREAS DE TRANSMISIÓN INDUSTRIAL

PROCEDIMIENTO DE CALCULO

La potencia (P) transmitida por la correa, que se señala en la tabla de prestaciones para cada sección (Tabla Nº 2 pag. 27) está calculada para la hipótesis de una carga constante y arco de contacto de 180º.
De no verificarse en la práctica esta condición, es necesario considerar factores de corrección.

Coeficiente de corrección de la potencia

1. Este coeficiente considera los siguientes factores: tipo de motor, máquina conducida y horas de servicio.

$$Pc = P \times Fcp$$

- Pc Potencia corregida.
- P Potencia a transmitir.
- Fcp Factor de corrección de la potencia (S/Tabla Nº 3 pag.36)

Sección de la correa

2. Se determina mediante el Gráfico Nº 1 página 39 en función de la potencia a transmitir corregida y las revoluciones por minuto de la polea menor.

$$\frac{\text{R.P.M. polea menor}}{\text{Potencia corregida}}$$

Relación de transmisión

3. Se calcula de la siguiente manera:

$$K = \frac{N}{n} = \frac{D}{d}$$

- K Relación de transmisión.
- N Cantidad de revoluciones por minuto de la polea menor.
- n Cantidad de revoluciones por minuto de la polea mayor.
- D Diámetro de la polea mayor.
- d Diámetro de la polea menor.

Elección de los diámetros primitivos de las poleas

4. Diámetro primitivo polea menor: Ver Tabla Nº 1 Pagina 14

En este caso se debe verificar que el diámetro primitivo de la polea menor (d) no este por debajo de lo aconsejado en la Tabla Nº 1 página 14.

Conociendo el diámetro primitivo de la polea menor (d) se obtiene el diámetro primitivo de la polea mayor con la fórmula siguiente:

$$D = K \times d$$

Si estuviera fijado el diámetro primitivo de la polea mayor (D), el diámetro primitivo de la polea menor se obtiene con la fórmula:

$$d = \frac{D}{K}$$

Distancia entre ejes

5. Cuando la distancia entre ejes (I) no esta establecida, se puede determinar con el siguiente criterio:

Para K comprendido entre 1 y 3

$$I \geq \frac{(K+1)\,d}{2} + d$$

Para

$$K \geq 3$$
$$I \geq D$$

Longitud primitiva de la correa

6. En la Tabla Nº 6 pagina 7 se elige la longitud primitiva nominal de la correa más próxima al valor calculado.

La longitud primitiva (L) de la correa se determina con:

$$L = 2\,I + 1{,}57\,(D + d) + \frac{(D - d)^2}{4\,I}$$

DUNLOP

PROCEDIMIENTO DE CALCULO

Factor de corrección de la longitud de la correa

Siendo la frecuencia con que flexiona la correa sobre las poleas inversamente proporcional a su longitud, se debe establecer un factor corrección del largo (Fcl) que compense la prestación base (Fcl = 1) que se obtiene de los desarrollos 055, A68, B90, C144, D240, E285, de manera que todo largo superior a los indicados para cada sección, aumentará la prestación base de la correa y será Fcl > 1, y por contraposición los largos inferiores, que disminuirán la prestación, tendrán Fcl > 1.

Para determinar el factor de corrección (Fcl) ver Tabla N° 4 página 37

7

Determinación del arco de contacto

$$\alpha = 180 - 57 \frac{(D - d)}{l}$$

El arco de contacto (α) de la correa sobre la polea menor se determina con la siguiente fórmula:

8

Factor de corrección del arco de contacto

Con un arco de contacto de 180° sobre la polea mayor, se obtiene la prestación óptima de la correa, pero como en la práctica éste es normalmente menor y afecta la vida útil de la correa, para mantener un correcto nivel de prestación, se debe disminuir la prestación base multiplicándola por un factor de corrección del arco de contacto (Fc α) menor que 1, según Tabla 5 página 38.

9

Velocidad de la correa

La velocidad tangencial, expresada en metros por segundos, se obtiene de la siguiente fórmula:

$$Vt = \frac{\pi \times d \times N}{60 \times 1000}$$

La velocidad tangencial de la correa no debe sobrepasar los 30 m/s en caso de ser necesarias velocidades superiores se deberán usar poleas especiales.

10

Prestación base

Además, se debe agregar una prestación adicional por relación de transmisión que figura en la misma Tabla.

Pbk = Pb + Prestación adicional por relación de transmisión

La prestación base (Pb) en HP por correa para arco de contacto de 180°, se obtiene de la Tabla N° 2 página 27.

11

Potencia efectiva por correa

$$Pe = Pbk \times Fcl \times Fc\ \alpha$$

Se obtiene de la siguiente fórmula:

12

Cantidad de correas

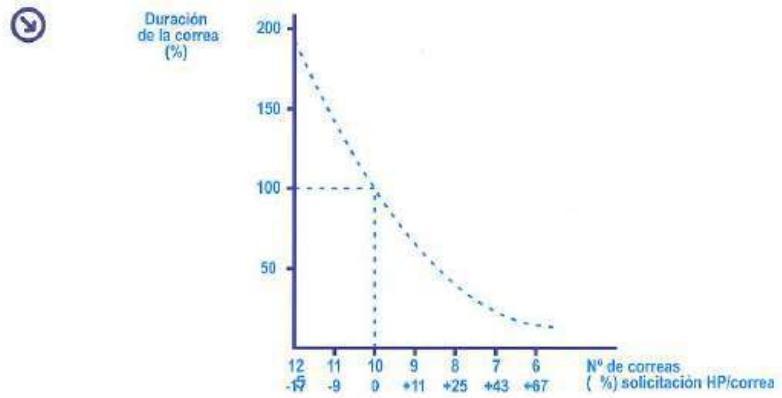
$$\text{Cant. de correas} = \frac{\text{Potencia corregida (Total a transmitirse)}}{\text{Potencia efectiva (Por correa)}}$$

$$\text{Cant. de correas} = \frac{\text{Pc (s/punto 1)}}{\text{Pe (s/ punto 2)}}$$

13

CORREAS DE TRANSMISIÓN INDUSTRIAL

En los casos en que resulte un número con fracción, se debe adoptar el entero inmediato superior. Un pequeño exceso aumenta la duraciónde las correas en forma que compensa con creces el mayor gasto de instalación y mantenimiento.
Por el contrario, la reducción del número de correas disminuye fuertemente su vida útil y es porlo tanto técnica y economicamente desaconsejable. Para dar una idea de la forma en que influye la variable "cantiad de correas" sobre la duración del mando, incluimos el siguiente gráfico:



EJEMPLO DE CALCULO

Máquina conducida
Bomba centrífuga
Horas de trabajo: 24 hs por día
Revoluciones por minuto: 600
Diámetro de polea: a determinar

Máquina conductora
Motor eléctrico: torque normal 10 HP
Revoluciones por minuto: 1160
Diámetro polea menor: 137 mm
Distancia entre ejes: 450 mm
Condición de funcionamiento: normal

1 Determinar la potencia corregida

$Pc = 10 \times 1,2 = 12\ HP$

Pc P x Fcp
P 10 HP
Fcp 1,2 (s/Tabla Nº3 pag. 6)

2 Determinar la sección de la correa según gráfico 1 página 39

Conociendo Pc y las r.p.n. de la polea menor correspondiente adoptar la sección "B".

3 Relación de transmisión

$$K = \frac{N}{n} = \frac{1160}{600} = 1,933$$

4 Elección de los diámetros primitivos de las poleas

Verificar diámetro primitivo polea menor.
(Ver Tabla Nº 1 pag.14)

$D = 1,933 \times 137\ mm = 265\ mm$

d = 137 mm
D = K x d

página 25

DUNLOP

EJEMPLO CALCULO

Verificar si la distancia entre ejes es correcta (5)

$$I \geq \frac{(K + 1)\, d}{2} + d = \frac{(1{,}933 + 1) \times 137}{2} + 137 = 338 \qquad K = 1{,}933$$

Es correcta, pues 450 mm > 338 mm.

Longitud primitiva de la correa (6)

$$L = 2\,I + 1{,}57\,(D + d) + \frac{(D - d)^2}{4\,I} = L = 2 \times 450 + 1{,}57\,(265 + 137) + \frac{(265 - 137)^2}{4 \times 450} = 1{,}540 \text{ mm}$$

Según la Tabla Nº 6 página 7 corresponde la correa sección "B" Nº 59

Factor de corrección de la longitud de la correa (7)

Determinar el factor de corrección en función de la longitud de la correa según la Tabla Nº 6 página 7. Para la correa B 59 corresponde Fcl = 0,92.

Determinación del arco de contacto en grados (8)

$$\alpha = 180 - \frac{57\,(D - d)}{I} = \alpha = 180 - \frac{57\,(265 - 137)}{450} = 163{,}8°$$

Factor de corrección del arco de contacto (9)

Determinar el factor de corrección en función del arco de contacto. Según Tabla Nº 5 página 38 para 164º corresponde Fc α = 0,96.

Velocidad de la correa (10)

$$Vt = \frac{\pi \times d \times N}{60 \times 1000} = Vt = \frac{3{,}1416 \times 137 \times 1160}{60000} = 8{,}32 \text{ m/s}$$

Prestación base (11)

Determinar la prestación base en HP por correa para arco de contacto de 180º más adicional por relación de transmisión según Tabla Nº 2 página 27.

Pbk = Pb + Adicional por relación de transmisión = Pbk = 3,09 + 0,45 = 3,54

Determinar la potencia efectiva por correa (12)

$$Pe = Pbk \times Fcl \times Fc\,\alpha = Pe = 3{,}54 \times 0{,}92 \times 0{,}96 = 3{,}13$$

Determinar la cantidad de correas (13)

$$\text{Cant. de correas} = \frac{Pc \text{ (s/punto 1)}}{Pe \text{ (s/punto 12)}} = \text{Cant. de correas} = \frac{12}{3{,}13} = 3{,}83$$

RESULTADO DEL CALCULO

Tipo de correa = B59 Cantidad de correas = 4 Diámetro polea conductora = 265 mm

página 26

TABLA Nº 3 - COEFICIENTE DE CORRECCION DE LA POTENCIA

Tabla Nº 3 - Coeficiente de corrección de la potencia

Tipo de máquina conductora Tipo de máquina conducida	Motores de corriente alterna, torque normal, a jaula de ardilla, sincrónicos; fase partida. Motores de corriente continua, bobinado en shunt. Máquinas de combustión interna, cilindros múltiples.			Motores de corriente alternada, alto torque, alto deslizamiento, bobinado en serie y anillado colector. Motores de corriente continua, bobinado en serie y bobinado compound. Máquina a combustión interna, monocilíndrica. Ejes en línea. Arranque directo y con embrague		
	Servicio intermecio hasta 7 horas diarias	Servicio normal 8 a 15 horas diarias	Servicio continuo más de 16 horas diarias	Servicio intermedio hasta 7 horas diarias	Servicio normal 8 a 15 horas diarias	Servicio continuo más de 16 horas diarias
Agitador para líquidos y semilíquidos, ventiladores y aspiradores, compresores y bombas centrífugas. Sopladores hasta 10 HP. Transportadores livianos.	1.0	1.1	1.2	1.1	1.2	1.3
Cintas transportadoras para arena, granos, etc. Mezcladores de panadería. Sopladores de más de 10 HP, generadores. Línea a ejes (ejes principales), máquinas de lavaderos, máquinas herramienta, punzadoras, prensa, guillotinas, bombas rotativas positivas. Máquinas de imprenta, zarandas vibradoras y giratorias.	1.1	1.2	1.3	1.2	1.3	1.4
Máquina de ladrillos y cerámicas, elevadores a cangilones. Generadores y excitatrices. Compresores a pistón, transportadores, molinos a martillos, molinos batidores para papel, bombas a pistón, sopladores positivos. Pulverizadores, desmenuzadoras, sierras y máquinas para elaboración de madera, máquinas textiles.	1.2	1.3	1.4	1.4	1.5	1.6
Trituradoras (giratorias, mandíbulas, bolas). Molinos (bolas, laminadores, barras). Calamandra para goma, bambury-extrusoras.	1.3	1.4	1.5	1.5	1.6	1.8

El uso de un coeficiente de corrección = 2 es recomendado para equipos sujetos a impactos. Cuando es necesario el uso de poleas tensoras, adicionar al coeficiente de corrección, los valores del cuadro siguiente:

Posición de la polea tensora	Sobre el lado flojo	Interior - Exterior +0,1
	Sobre el lado tenso	Interior +0,1 Exterior +0,2

página 36

CORREAS DE TRANSMISIÓN INDUSTRIAL

TABLA Nº 4 - FACTOR DE CORRECCION EN FUNCION DE LA LONGITUD DE LA CORREA

Tabla Nº 4	Sección de la correa					
Longitud correa	Z	A	B	C	D	E
16	0.80	-	-	-	-	-
24	0.83	-	-	-	-	-
26	0.84	0.81	-	-	-	-
31	0.89	0.84	-	-	-	-
35	0.92	0.87	0.81	-	-	-
38	0.93	0.88	0.83	-	-	-
42	0.95	0.90	0.85	-	-	-
46	0.97	0.92	0.87	-	-	-
51	0.99	0.94	0.89	0.80	-	-
55	1.00	0.96	0.90	0.81	-	-
60	-	0.98	0.92	0.82	-	-
68	-	1.00	0.95	0.85	-	-
75	-	1.02	0.97	0.87	-	-
80	-	1.04	0.98	0.89	-	-
81	-	1.04	0.98	0.89	-	-
85	-	1.05	0.99	0.90	-	-
90	-	1.06	1.00	0.91	-	-
96	-	1.08	1.02	0.92	-	-
97	-	1.08	1.02	0.92	-	-
105	-	1.10	1.04	0.94	-	-
112	-	1.11	1.05	0.95	-	-
120	-	1.13	1.07	0.97	0.86	-
128	-	1.14	1.08	0.98	0.87	-
144	-	-	1.11	1.00	0.90	-
158	-	-	1.13	1.02	0.92	-
173	-	-	1.15	1.04	0.93	-
180	-	-	1.16	1.05	0.94	0.91
195	-	-	1.18	1.07	0.96	0.92
210	-	-	1.19	1.08	0.98	0.94
240	-	-	1.22	1.11	1.00	0.96
270	-	-	1.25	1.14	1.03	0.99
300	-	-	1.27	1.16	1.05	1.01
330	-	-	-	1.19	1.07	1.03
360	-	-	-	1.21	1.09	1.05
390	-	-	-	1.23	1.11	1.07
420	-	-	-	1.24	1.12	1.09
480	-	-	-	-	1.16	1.12
540	-	-	-	-	1.18	1.14
600	-	-	-	-	1.20	1.17
660	-	-	-	-	1.23	1.19

página 37

DUNLOP

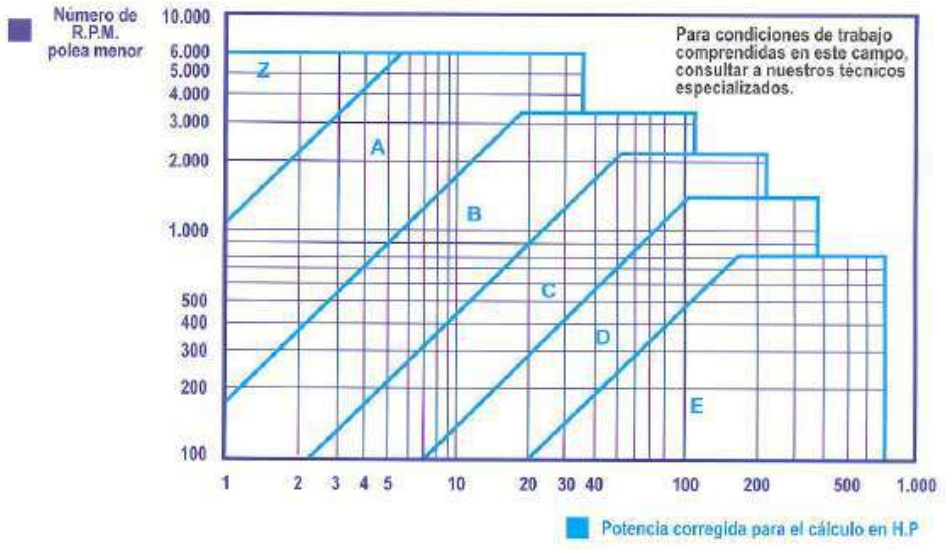
TABLA Nº 5 - FACTOR DE CORRECCION EN FUNCION DEL ARCO DE CONTACTO

Tabla Nº 5	Factor de corrección	
Arco de contacto sobre polea menor	Poleas acanaladas	Poleas acanalada/plana
180°	1.00	0.75
175°	0.99	0.76
170°	0.98	0.77
167°	0.97	0.78
164°	0.96	0.79
160°	0.95	0.80
157°	0.94	0.81
154°	0.93	0.81
150°	0.92	0.82
147°	0.91	0.83
144°	0.90	0.83
140°	0.89	0.84
137°	0.88	0.85
134°	0.87	0.85
130°	0.86	0.86
127°	0.85	0.85
124°	0.84	0.84
120°	0.82	0.82
118°	0.81	0.81
115°	0.80	0.80
113°	0.79	0.79
110°	0.78	0.78
108°	0.77	0.77
106°	0.77	0.77
104°	0.76	0.76
102°	0.75	0.75
100°	0.74	0.74
98°	0.73	0.73
96°	0.72	0.72
94°	0.71	0.71
92°	0.70	0.70
90°	0.69	0.69

página 38

CORREAS DE TRANSMISIÓN INDUSTRIAL

GRAFICO Nº 1 PARA LA ELECCION DE LA SECCION DE LA CORREA

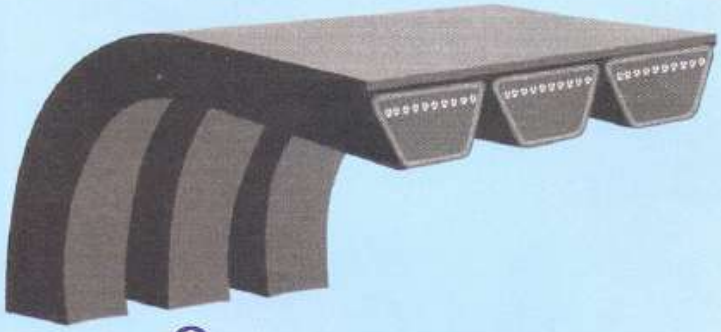


CORREA MULTICANAL

Construcción

Las correas multicanal Dunlop, consisten en un grupo de correas en V, unidas entre si por la base mayor del trapecio, con una banda de cubierta reforzada, siguiendo un paso determinado de acuerdo a la sección misma.

La cubierta está compuesta por un tejido reforzado engomado, con los cordones dispuestos transversalmente respecto al eje de las mismas, que les confiere una elevada rigidez transversal.



página 39

Anexo E: Disposiciones de rodamientos para la compensación de desplazamientos axiales

Para las disposiciones de rodamientos en las que el rodamiento soporta el desplazamiento axial en su interior.

Las disposiciones convencionales de rodamientos en las que se produce una limitada desalineación angular incluyen:

• rodamiento rígido de bolas/rodamiento de rodillos cilíndricos (ver Figura E-1),

• rodamiento de dos hileras de bolas de contacto angular/rodamiento de rodillos cilíndricos con diseño NU o N (ver Figura E-2),

• rodamientos de una hilera de rodillos cónicos apareados/rodamiento de rodillos cilíndricos con diseño NU o N (ver Figura E-3),

• Rodamiento de rodillos cilíndricos con diseño NUP/rodamiento de rodillos cilíndricos con diseño NU (ver Figura E-4),

• Rodamiento de rodillos cilíndricos con diseño NU y rodamiento de bolas con cuatro puntos de contacto/rodamiento de rodillos cilíndricos con diseño NU (ver Figura E-5),

Los sistemas de rodamientos autoalineables SKF, que pueden compensar más desalineación, son:

• rodamiento de rodillos a rótula/rodamiento de rodillos toroidales CARB (ver Figura E-6),

• rodamiento de bolas autoalineable/rodamiento de rodillos toroidales CARB.

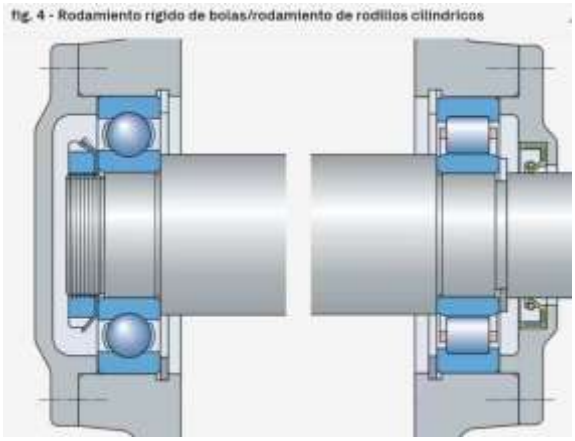


Figura E-1

Fuente: [21]**.**

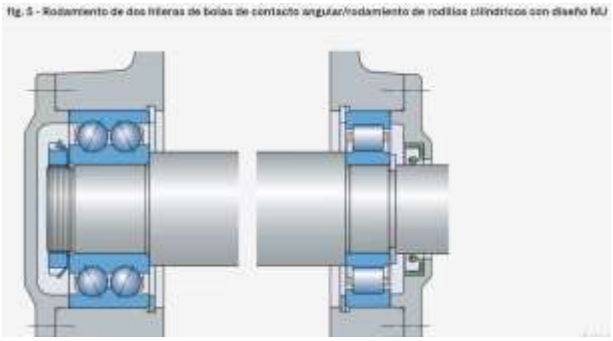


Figura E-2

Fuente: [21]**.**

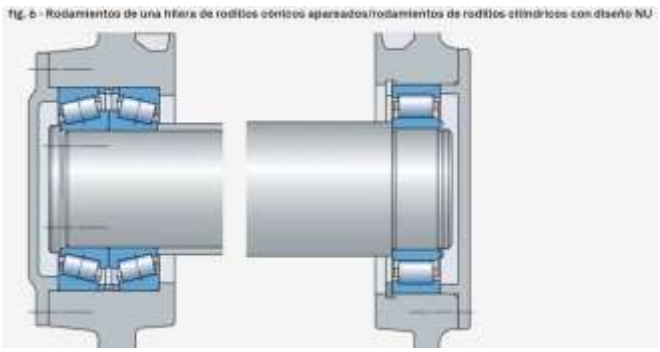


Figura E-3

Fuente: [21]**.**

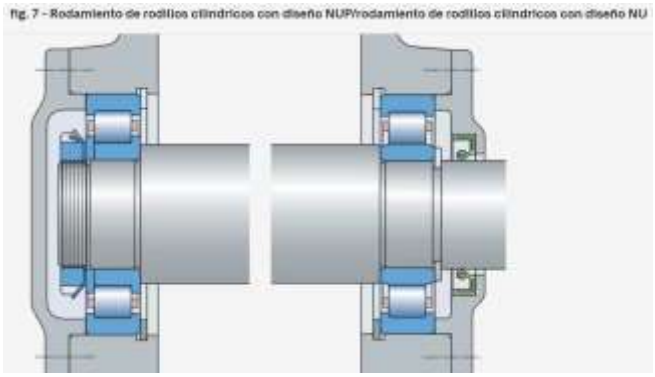


Figura E-4

Fuente: [21]**.**

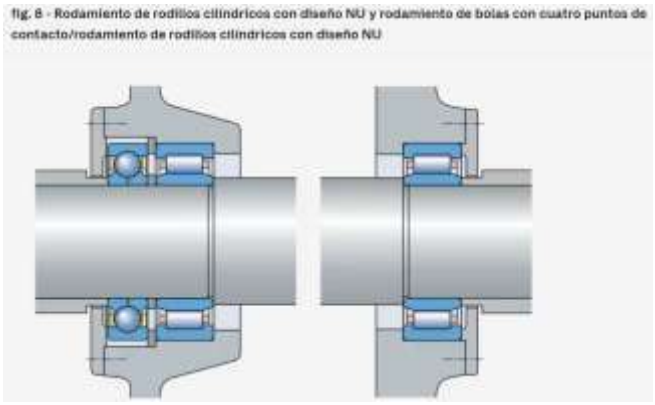


Figura E-5

Fuente: [21]**.**

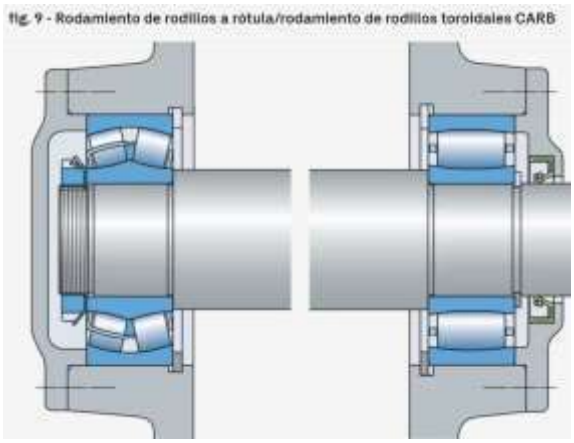


Figura E-6

Fuente: [21]**.**

Para las disposiciones de rodamientos en las que el desplazamiento axial es soportado entre el aro del rodamiento y su asiento

• rodamiento rígido de bolas/rodamiento rígido de bolas (ver Figura E-7),

• rodamientos de bolas autoalineables o rodamientos de rodillos a rótula (ver Figura E-8), para ambas posiciones de rodamientos

• rodamientos de una hilera de bolas de contacto angular apareados/rodamiento rígido de bolas (ver Figura E-9).

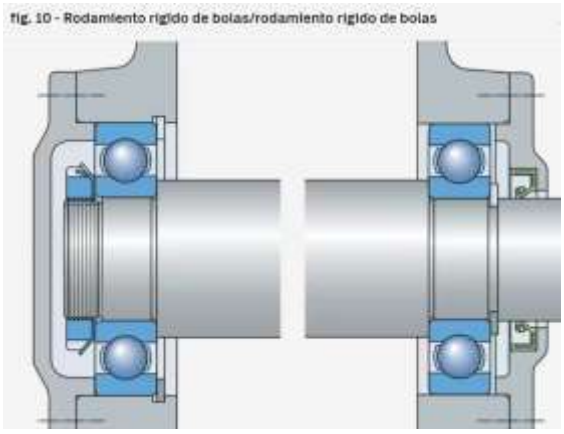


Figura E-7

Fuente: [21]**.**

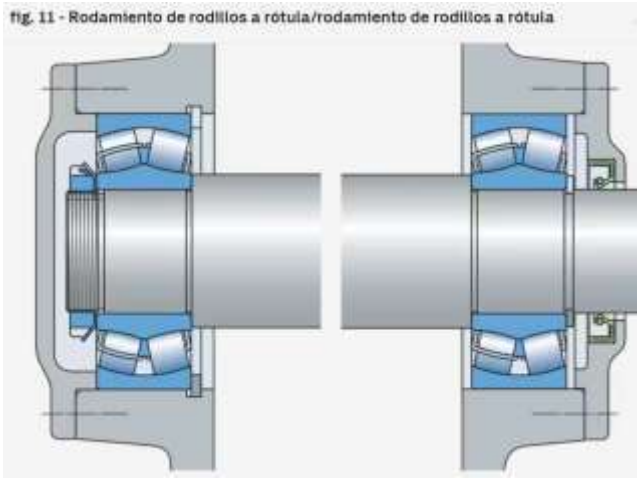


Figura E-8

Fuente: [21]**.**

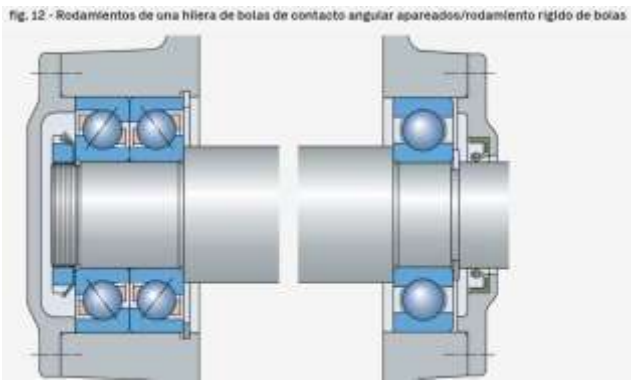


Figura E-9

Fuente: [21].

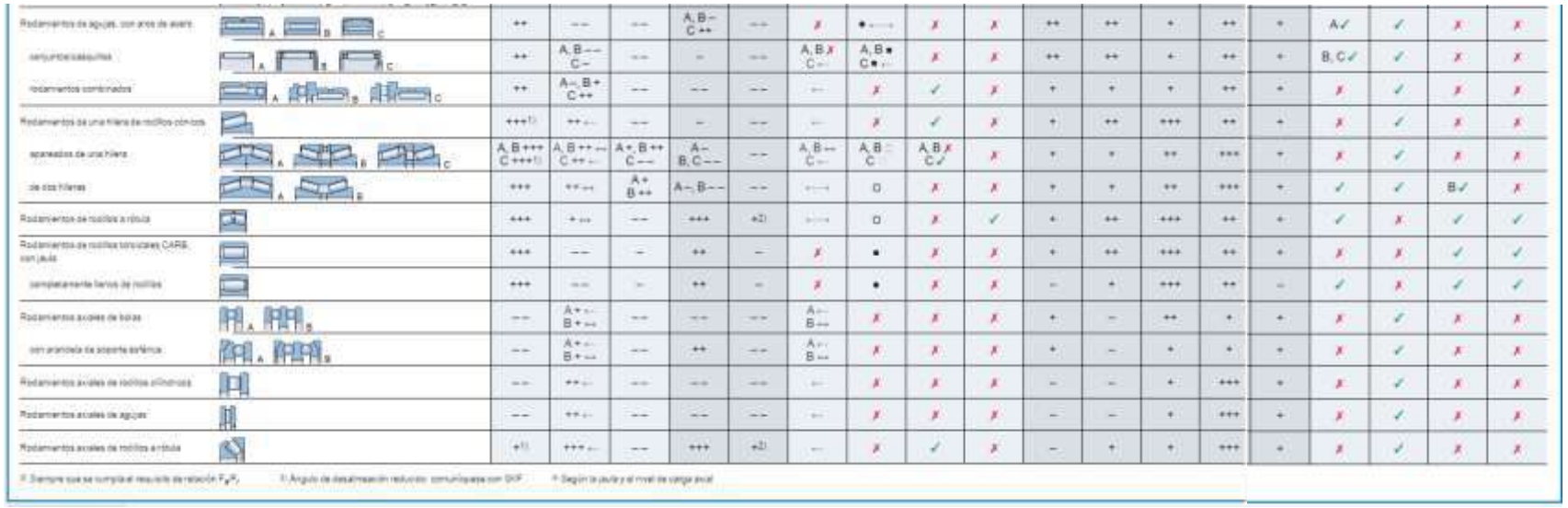
Anexo F: Tabla matriz de idoneidad de rodamientos



Idoneidad de los rodamientos para aplicaciones industriales

Tipo de rodamiento	Capacidad de carga			Desalineación		Disposición				Apto para				Características de diseño				
	Carga radial	Carga axial	Carga de momento	Desalineación estática	Desalineación dinámica (cifras absolutas de grados)	Con función	Sin función	Ajustable	Fijante	Larga vida útil de la grasa	Alta velocidad	Baja vibración	Alta rigidez	Fricción	Sellado integral	Montaje de anillos exteriores	Ajustable	Dispuesto a aplicación y posiciones disponibles
Rodamientos rígidos de bolas	+	+ –	A –, B +	–	– –	↔	○	✗	✓	A +++ B ++	A +++ B +	A +++ B ++	+	+++	A ✓	✗	✗	✗
Rodamientos de inserción	+	+ –	– –	++	– –	↔	↔	✗	✗	+++	++	A, B + C ++	+	++	✓	✗	✗	✓
Rodamientos de una hilera de bolas de contacto angular	+1)	++ –	– –	–	– –	✗	✗	✓	✗	++	++	+++	++	++	✓	✗	✗	✗
apareados de una hilera	A, B ++ C ++1)	A, B ++ – C ++ –	A ++, B + C – –	A, C – –, B –	– –	A, B – – C – –	A, B ○ C ✗	✗	✗	++	++	+++	++	++	✗	✗	✗	✗
de dos hileras	++	++ – –	++	– –	– –	– – –	○	✗	✗	++	++	++	++	++	✗	✗	✗	✗
con cuatro puntos de contacto	+1)	++ – –	– –	– –	– –	– –1)	– –	– –	– –	+	+++	++	++	++	A ✓	B ✓	✗	✗
Rodamientos de bolas a rótula	+	–	– –	+++	≠2)	↔	○	✗	✓	+++	++	++	+	+++	✓	✗	✓	✓
Rodamientos de rodillos cilíndricos, con jaula	++	– –	– –	–	– –	✗	•	✗	✗	++	+++	+++	++	+++	✗	✓	✗	✗
	++	A, B + – C, D + –	– –	–	– –	A, B – – C, D – –	A, B • – – C, D ✗	✗	A ✓ B, C, D ✗	++3)	+++	++	++	–	✗	✓	✗	✗
completamente llenos de rodillos, de una hilera	+++	+ –	– –	–	– –	– –	A, B –	✗	✓	–	+	+	+++	–	D ✓	✗	✗	✗
completamente llenos de rodillos, de dos hileras	+++	A – , B + – C, D + –	– –	–	– –	B – – C, D – –	A • – – B • –	✗	✗	–	+	+	+++	+	A ✓	✓	✗	✗

Continuación de laTabla Matriz de idoneidad de rodamientos



Anexo G: Manual de controlador NOVUS N1200 (Extracto).

NOVUS
Medimos, Controlamos, Registramos



Controlador N1200

CONTROLADOR UNIVERSAL - MANUAL DE INSTRUCCIONES – V2.0x D

ALERTAS DE SEGURIDAD

Los siguientes símbolos son usados en el equipo y a lo largo de este manual para llamar la atención del usuario para informaciones importantes relacionadas con la seguridad y el uso del equipo.

CUIDADO: Lea completamente el manual antes de instalar y operar el equipo.	**CUIDADO O PELIGRO:** Riesgo de choque eléctrico

Todas las recomendaciones de seguridad que aparecen en este manual deben ser observadas para garantizar la seguridad personal y prevenir daños al instrumento o sistema. Si el instrumento es utilizado de una manera distinta a la especificada en este manual, las protecciones de seguridad del equipo pueden no ser eficaces.

PRESENTACIÓN

CONFIGURACIÓN / RECURSOS

SELECCIÓN DE LA ENTRADA

El tipo de entrada a ser utilizado por el controlador es definido en la configuración del equipo. La **Tabla 1** presenta todas las opciones disponibles.

TIPO	CÓDIGO	RANGO DE MEDICIÓN
J	tc J	Rango: -110 a 950 °C (-166 a 1742 °F)
K	tc K	Rango: -150 a 1370 °C (-238 a 2498 °F)
T	tc t	Rango: -160 a 400 °C (-256 a 752 °F)
N	tc n	Rango: -270 a 1300 °C (-454 a 2372 °F)
R	tc r	Rango: -50 a 1760 °C (-58 a 3200 °F)
S	tc S	Rango: -50 a 1760 °C (-58 a 3200 °F)
B	tc b	Rango: 400 a 1800 °C (752 a 3272 °F)
E	tc E	Rango: -90 a 730 °C (-130 a 1346 °F)
Pt100	Pt	Rango: -200 a 850 °C (-328 a 1562 °F)
0-20 mA	L020	

Controlador de proceso sumamente versátil. Acepta en un único modelo la mayoría de los sensores y señales utilizados en la industria y proporciona los principales tipos de salida necesarios a la actuación en los diversos procesos.

La configuración puede ser efectuada directamente en el controlador o a través de la interface USB. El software **NConfig** (gratuito) es la herramienta usada para la gestión de la configuración. Cuando se conecta a la USB de un ordenador con sistema operacional *Windows*, el controlador es detectado como un puerto de comunicación serie (COM) que opera con el protocolo Modbus RTU.

A través de la interface USB, aunque desconectada la alimentación, se puede guardar la configuración establecida en un archivo, e esta puede ser copiada a otros equipos que requieran de los mismos parámetros de configuración.

Es importante que el usuario lea atentamente este manual antes de utilizar el controlador. Verifique que la versión de este manual coincida con la del instrumento (el número de la versión de software es mostrado cuando el controlador es energizado). Sus principales características son:

- Entrada universal multisensor, sin alteración de hardware;
- Protección para sensor abierto en cualquier condición;
- Salidas de control del tipo relé, 4-20 mA y pulso, todas disponibles;
- Sintonía automática de los parámetros PID;
- Función Automático / Manual con transferencia "bumpless";
- Cuatro alarmas independientes, con funciones de mínimo, máximo, diferencial (desvío), sensor abierto y evento;
- Temporización para todas las alarmas;
- Retransmisión de PV o SP en 0-20 mA o 4-20 mA;
- Entrada para *setpoint* remoto;
- Entrada digital con 5 funciones;
- *Soft-start* programable;
- Rampas y mesetas con 20 programas de 9 segmentos, interconectables en un total de 180 segmentos;
- Contraseña para protección del teclado;
- Función *LBD* (*Loop Break Detector*);
- Alimentación bi-volt.

4-20 mA	L420	Señal Analógico Lineal Indicación programable de -1999 a 9999.
0–50 mV	L050	
0-5 Vcc	L05	
0-10 Vcc	L0.10	
4-20 mA NO LINEAL	Ln J	Señal Analógico no-Lineal Rango de indicación de acuerdo con el sensor asociado.
	Ln K	
	Ln t	
	Ln n	
	Ln r	
	Ln S	
	Ln b	
	Ln E	
	LnPt	

Tabla 1 - Tipos de entradas

Notas: Todos los tipos de entrada disponibles ya vienen calibrados de fábrica.

SELECCIÓN DE SALIDAS, ALARMAS Y ENTRADAS DIGITALES

El controlador posee canales de entrada y salida (I/O) que pueden asumir múltiples funciones: salida de control, entrada digital, salida digital, salida de alarme, retransmisión de PV y SP. Esos canales son identificados como **I/O 1**, **I/O 2**, **I/O 3**, **I/O 4** y **I/O 5**.

El controlador básico viene equipado con los siguientes recursos:

I/O 1- salida a Relé SPST-NA;
I/O 2- salida a Relé SPST-NA;
I/O 5- salida de corriente, salida digital, entrada digital;

Opcionalmente, podrá ser incrementado con otros recursos, conforme muestra el tópico *Identificación* en este manual:

- **3R**: I/O3 con salida a relé SPDT;
- **DIO**: I/O3 y I/O4 como canales de entrada y salida digital;
- **485**: Comunicación Serial;

La función a ser utilizada en cada canal de I/O es definida por el usuario de acuerdo con las opciones mostradas en la **Tabla 2**.

FUNCIÓN DE I/O	CÓDIGO	TIPO DE I/O
Sin Función	oFF	Salida
Salida de Alarma 1	A1	Salida
Salida de Alarma 2	A2	Salida
Salida de Alarma 3	A3	Salida
Salida de Alarma 4	A4	Salida
Salida de la función LBD - *Loop break detection*	Lbd	Salida
Salida de Control (Relé o Pulso Digital)	ctrL	Salida
Alterna modo Automático/Man	iAn	Entrada Digital
Alterna modo Run/Stop	run	Entrada Digital
Selecciona SP Remoto	rSP	Entrada Digital
Congela programa	HPrG	Entrada Digital
Selecciona programa 1	Pr 1	Entrada Digital
Salida de Control Analógica 0 a 20 mA	C.020	Salida Analógica
Salida de Control Analógica 4 a 20 mA	C.420	Salida Analógica
Retransmisión de PV 0 a 20 mA	P.020	Salida Analógica
Retransmisión de PV 4 a 20 mA	P.420	Salida Analógica
Retransmisión de SP 0 a 20 mA	S.020	Salida Analógica
Retransmisión de SP 4 a 20 mA	S.420	Salida Analógica

Tabla 2 - Tipos de funciones para los canales I/O

En la configuración de los canales, solamente son mostradas en el display las opciones válidas para cada canal. Estas funciones son descritas a seguir:

- **oFF** - Sin función

El canal I/O programado con código off no será utilizado por el controlador. Aunque sin función, este canal podrá ser accionado a través de comandos vía comunicación serial (comando 5 MODBUS).

- **A1**, **A2**, **A3**, **A4** - Salidas de Alarme

Define que el canal I/O programado actúe como salidas de alarma. Disponible para todos los canales I/O.

- **Lbd** – Función *Loop break detector*.

Define al canal I/O como la salida de la función de *Loop break detector*. Disponible para todos los canales de I/O.

- **CtrL** - Salida de Control PWM

Define el canal I/O que será utilizado como salida de control con accionamiento por relé o pulso digital. Disponible para todos los canales I/O. La salida con pulso digital es obtenida en el I/O5 o I/O3 y I/O4, cuando están disponibles. Verificar las especificaciones de cada canal.

- **iAn** - Entrada Digital con función Auto / Manual

Define el canal como Entrada Digital (ED) con la función de Alternar el modo de control entrada **Automático** y **Manual**. Disponible para I/O5 o I/O3 y I/O4, cuando están disponibles.

Cerrado = control Manual;
Abierto = control Automático

- **run** - Entrada Digital con función *RUN*

Define canal como Entrada Digital (ED) con la función de habilitar / Deshabilitar las salidas de control y alarma ("**run**": **YES** / **NO**). Disponible para I/O5 o I/O3 y I/O4, cuando están disponibles.

Cerrado = salidas habilitadas
Abierto = salida de control y alarmas desconectados;

- **rSP** - Entrada Digital con función SP Remoto

Define canal como Entrada Digital (ED) con la función de seleccionar SP remoto. Disponible para I/O5 o I/O3 y I/O4, cuando disponibles.

Cerrado = utiliza SP remoto
Abierto = utiliza SP principal

- **HPrG** - Entrada Digital con función *Hold Program*

Define canal como Entrada Digital (ED) con la función de comandar la ejecución del **programa en proceso**. Disponible para I/O5 o I/O3 y I/O4, cuando disponibles.

Cerrado = Habilita ejecución del programa
Abierto = interrumpe ejecución del programa

Nota: Incluso con la interrupción del programa en ejecución, el control sigue actuando en el punto (Setpoint) de interrupción. Cuando la ED es accionada, el programa retoma su ejecución normal a partir de este mismo punto.

- **Pr 1** - Entrada Digital con función Ejecutar programa 1

Define canal como Entrada Digital (ED) con la función de comandar la ejecución del **programa 1**. Disponible para I/O5 o I/O3 y I/O4, cuando están disponibles.

Función útil cuando es necesario alternar entre el *setpoint* principal y un segundo *setpoint* definido por el **programa 1**.

Cerrado = selecciona programa 1;
Abierto = selecciona *setpoint* principal

- **C.020** - Salida de Control Analógico en 0-20 mA

Define canal para actuar como salida de control analogico. Disponible apenas para I/O 5.

- **C.420** - Salida de Control Analógico en 4-20 mA

Define canal para actuar como salida de control analógico. Disponible apenas para I/O 5.

- **P.020** – Salida de Retransmisión de PV en 0-20 mA

Define canal para actuar como salida de Retransmisión de los valores de PV. Disponible apenas para I/O 5.

- **P.420** – Salida de Retransmisión de PV en 4-20 mA

Define canal para actuar como salida de Retransmisión de los valores de PV. Disponible apenas para I/O 5.

- **S.020** – Salida de Retransmisión de SP en 0-20 mA

Define canal para actuar como salida de Retransmisión de los valores de SP. Disponible apenas para I/O 5.

- **S.420** – Salida de Retransmisión de SP en 4-20 mA

Define canal para actuar como salida de Retransmisión de los valores de SP. Disponible sólo para I/O 5.

CONFIGURACIÓN DE ALARMAS

El controlador posee 4 alarmas independientes. Estas alarmas pueden ser configuradas para operar con ocho funciones distintas, presentadas en la **Tabla 3**.

- **oFF** – Alarmas desligadas.
- **tErr** – Alarmas de Sensor Abierto – (*Loop Break*)

La alarma de sensor abierto actúa siempre que el sensor de entrada esté roto o mal conectado.

- **rS** – Alarma de Evento de programa

Configura la alarma para actuar en segmento(s) específico(s) de los programas de rampas y mesetas a serán creados por el usuario.

- **rFA.t** – Alarma de Resistencia Quemada – (*Heat Break*)

Señaliza que la resistencia de calentamiento del proceso rompió. Esa función de alarma exige la presencia de un accesorio TC. Detalles de uso de la opción "resistencia quemada" están en documentación específica que acompaña el producto siempre que esa opción es solicitada.

- **Lo** – Alarma de Valor Mínimo Absoluto

Dispara cuando el valor de PV medido esté **abajo** del valor definido por el *Setpoint* de alarma.

- **Hi** – Alarma de Valor Máximo Absoluto

Dispara cuando el valor de PV medido esté **arriba** del valor definido por el *Setpoint* de alarma.

- **dif** – Alarma de Valor Diferencial

En esta función los parámetros "**SPA1**", "**SPA2**", "**SPA3**" y "**SPA4**" representan el Desvío de la PV en relación al SP principal.

Utilizando la Alarma 1 como ejemplo: para valores Positivos SPA1, la alarma Diferencial dispara cuando el valor de PV esté **fuera** del rango definido por:

(SP – SPA1) hasta (SP + SPA1)

Para un valor negativo en SPA1, la alarma Diferencial dispara cuando el valor de PV esté **dentro** del rango definido arriba.

- **d IFL** – Alarma de Valor Mínimo Diferencial

Dispara cuando el valor de PV esté **abajo** del punto definido por:

(SP – SPA1)

Utilizando la Alarma 1 como ejemplo.

- **d IFH** – Alarma de Valor Máximo Diferencial

Dispara cuando el valor de PV esté **arriba** del punto definido por:

(SP + SPA1)

Utilizando la Alarma 1 como ejemplo.

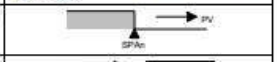
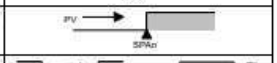
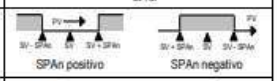
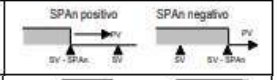
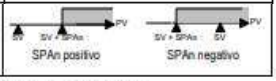
PANTALLA	TIPO	ACTUACIÓN
oFF	Inoperante	Salida no es utilizada como alarma.
IErr	Sensor abierto (input **Err**or)	Accionado cuando la señal de entrada de la PV es interrumpido, queda fuera de los límites de rango o Pt100 en corto.
rS	Evento (ramp and **S**oak)	Accionado en un segmento específico de programa.
rFAIL	Resist. quemada (resistence **fail**)	Señaliza falla en la resistencia de calentamiento. Detecta la falta de presencia de corriente.
Lo	Valor mínimo (**Low**)	
HI	Valor máximo (**High**)	
d IF	Diferencial (di**F**erential)	 SPAn positivo SPAn negativo
d IFL	mínimo Diferencial (di**F**erential **L**ow)	 SPAn positivo SPAn negativo
d IFH	máximo Diferencial (di**F**erential **H**igh)	 SPAn positivo SPAn negativo

Tabla 3 – Funciones de alarma

Donde SPAn refiere a los *Setpoints* de Alarma "**SPA1**", "**SPA2**", "**SPA3**" y "**SPA4**".

TEMPORIZACIÓN DE ALARMA

El controlador permite tres variaciones en el modo de accionamiento de las alarmas:

- Accionamiento por tiempo definido;
- Atraso en el accionamiento;
- Accionamiento intermitente;

Las figuras en la **Tabla 4** muestran el comportamiento de las salidas de alarma con estas variaciones de accionamientos definidas por los intervalos de tiempo **t1** y **t2** disponibles en los parámetros **A1t1**, **A1t2**, **A2t1**, **A2t2**, **A3t1**, **A3t2**, **A4t1** y **A4t2**.

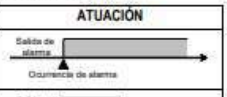
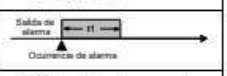
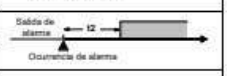
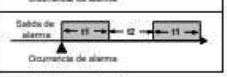
Operación	t 1	t 2	ATUACIÓN
Operación normal	0	0	
Accionamiento con tiempo definido	1 a 6500 s	0	
Accionamiento con atraso	0	1 a 6500 s	
Accionamiento intermitente	1 a 6500 s	1 a 6500 s	

Tabla 4 - Funciones de Temporización para las Alarmas

Los señalizadores asociados a las alarmas encienden siempre que ocurre la condición de alarma, independientemente del estado de la salida de alarma.

BLOQUEO INICIAL DE ALARMA

La opción de **bloqueo inicial** inhibe el accionamiento de la alarma cuando exista la condición de alarma en el momento en que el controlador es conectado. La alarma solamente es habilitada después que el proceso pasa por una condición de no alarma.

El bloqueo inicial es útil, por ejemplo, cuando una de las alarmas está configurado como alarma de valor mínimo, lo que puede causar el accionamiento de la alarme en el momento del arranque del proceso, comportamiento muchas veces indeseado.

El bloqueo inicial no es válido para la función Sensor Abierto.

EXTRACCIÓN DE LA RAÍZ CUADRADA

Con este recurso habilitado el controlador pasa a presentar en el visor el valor correspondiente a la raíz cuadrada de la señal de entrada aplicada.

Disponible apenas para las entradas del grupo de señales analógicas lineales: 0-20 mA, 4-20 mA, 0-50 mV, 0-5 V y 0-10 V.

RETRANSMISIÓN ANALÓGICA DEL PV Y SP

El controlador posee una salida analógica (disponible en I/O5) que puede realizar la retransmisión de los valores de PV o SP en señal de 0-20 mA o 4-20 mA. La retransmisión analógica es escalable, es decir, tiene los límites mínimo y máximo, que definen el rango de salida, definidos en los parámetros "**rtLL**" y "**rtHL**".

Para obtener una retransmisión en tensión el usuario debe instalar un resistor *shunt* (550 Ω máx.) en los terminales de la salida analógica. El valor de este resistor depende del rango de tensión deseada.

No **hay aislación eléctrica** entre comunicación serial (RS485) y el canal I/O5.

SOFT-START

Recurso que impide variaciones abruptas en la potencia entregada a la carga por la salida de control del controlador.

Un intervalo de tiempo define la tasa máxima de subida de la potencia entregada a la carga, donde 100 % de la potencia solamente será alcanzada al final de este intervalo.

El valor de potencia entregada a la carga continúa siendo determinado por el controlador. La función *Soft-start* simplemente limita la velocidad de subida de este valor de potencia, a lo largo del intervalo de tiempo definido por el usuario.

La función *Soft-start* es normalmente utilizada en procesos que requieran partida lenta, donde la aplicación instantánea de 100 % de la potencia disponible sobre la carga puede damnificar partes del proceso.

Notas:

1- Función válida sólo cuando en modo de control PID.

2- Definiendo 0 (cero) en el intervalo de tiempo, la función está deshabilitada.

SETPOINT REMOTO

El controlador puede tener su valor de SP definido a través de una señal analógica generado remotamente. Este recurso es habilitado a través de los canales de I/O3, I/O4 o I/O5 cuando son utilizados como entrada digital y configurados con la función **rSP** (Selecciona SP Remoto) o en la configuración del parámetro **Er.SP**. Las señales aceptados son 0-20 mA, 4-20 mA, 0-5 V y 0-10 V.

Para los señales de 0-20 y 4-20 mA, un resistor *shunt* de **100 Ω** debe ser montado externamente junto a los terminales del controlador y conectado conforme **Figura 4c**.

MODO DE CONTROL

El controlador puede actuar en dos modos diferentes: Modo Automático o modo Manual. En modo automático el controlador define la cantidad de potencia que será aplicada al proceso, basado en los parámetros definidos (SP, PID, etc.). En el modo manual es el propio usuario que define esta cantidad de potencia. El parámetro "**CtrL**" define el modo de control que será adoptado.

Anexo H: Rodamiento axial de bolas de simple efecto 51109 SKF (Extracto)

SKF



Image may differ from product. See technical specification for details.

51109

Rodamiento axial de bolas de simple efecto

Los rodamientos axiales de bolas de simple efecto pueden admitir cargas axiales en un sentido. No deben ser sometidos a ninguna carga radial. Sus componentes desmontables facilitan el montaje/desmontaje y las inspecciones de mantenimiento. Muchos de los componentes son intercambiables. Las arandelas del eje tienen un agujero rectificado que permite un ajuste de interferencia.

- El diseño desmontable facilita el montaje/desmontaje y las inspecciones de mantenimiento
- componentes intercambiables
- el agujero rectificado de las arandelas del eje permite un ajuste de interferencia

Descripción general

Dimensiones

Diámetro del agujero	45 mm
Diámetro exterior	65 mm
Altura	14 mm

Rendimiento

Capacidad de carga dinámica básica	26.5 kN
Capacidad de carga estática básica	69.5 kN
Velocidad de referencia	4 500 r/min
Velocidad límite	6 300 r/min

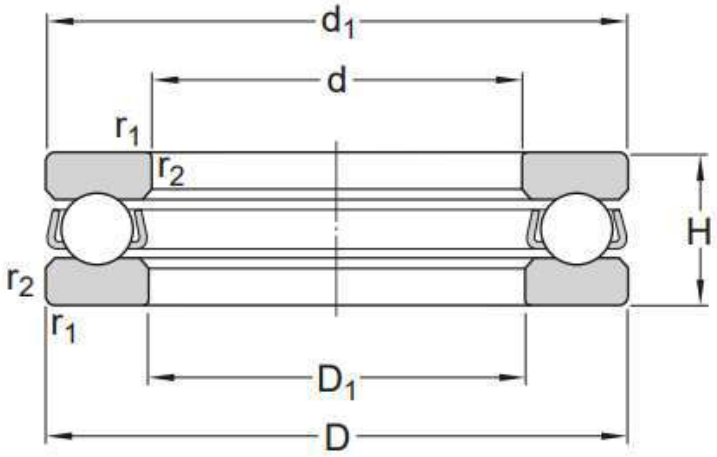
Propiedades

Capacidad de carga axial	De simple efecto
Cantidad de hileras	1
Jaula	Chapa metálica
Tipo de arandela del soporte	Planos
Clase de tolerancia	Normal
Material, rodamiento	Acero para rodamientos
Recubrimiento	Sin
Indicative carbon footprint for new product	0.52 kg CO_2e

Logística

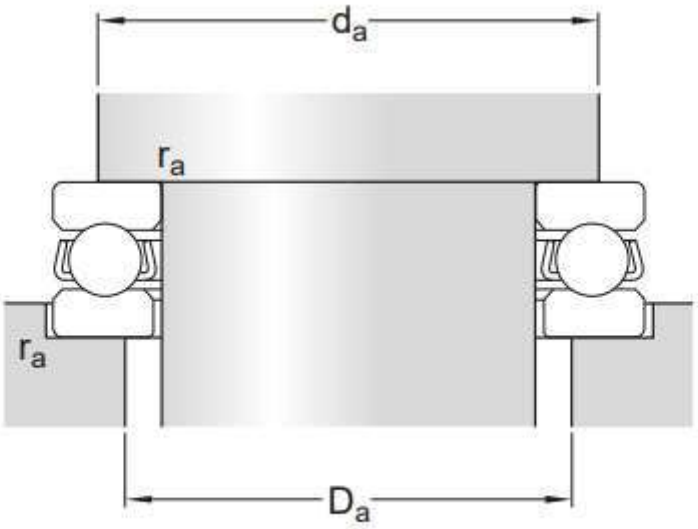
Peso neto del producto	0.142 kg
Código eClass	23-05-10-01
Código UNSPSC	31171507

Especificación técnica



Dimensiones

d	45 mm	Diámetro del agujero
D	65 mm	Diámetro exterior
H	14 mm	Altura
d_1	≈ 65 mm	Diámetro exterior de la arandela del eje
D_1	≈ 47 mm	Diámetro interior de la arandela del soporte
$r_{1,2}$	min. 0.6 mm	Dimensión del chaflán de la arandela



Dimensiones de los resaltes

d_a	min. 57 mm	Diámetro del resalte del eje
D_a	max. 53 mm	Diámetro del resalte del soporte
r_a	max. 0.6 mm	Radio de acuerdo

Datos del cálculo

Capacidad de carga dinámica básica	C	26.5 kN
Capacidad de carga estática básica	C_0	69.5 kN
Carga límite de fatiga	P_u	2.55 kN
Velocidad de referencia		4 500 r/min
Velocidad límite		6 300 r/min
Factor de carga mínima	A	0.03

Tolerancias y juegos

ESPECIFICACIONES GENERALES DE RODAMIENTOS

- Tolerancias: tabla 1

INTERFACES DEL RODAMIENTO

- Tolerancias de los asientos para condiciones estándares
- Tolerancias y ajuste resultante

Anexo I: Especificaciones técnicas de acoplamientos elásticos KTR – ROTEX (Extracto)

Se presenta un extracto técnico de las instrucciones de montaje y servicio del fabricante KTR Systems GmbH para acoplamientos elásticos ROTEX. Se presentan las hojas de datos que actúan como sustento para la validación y montaje del sistema de transmisión del enfriador

KTR-Group	ROTEX® Instrucciones de servicio y de montaje	KTR-N 40210 ES Hoja: 3 de 31 Edición: 27

1 Datos técnicos

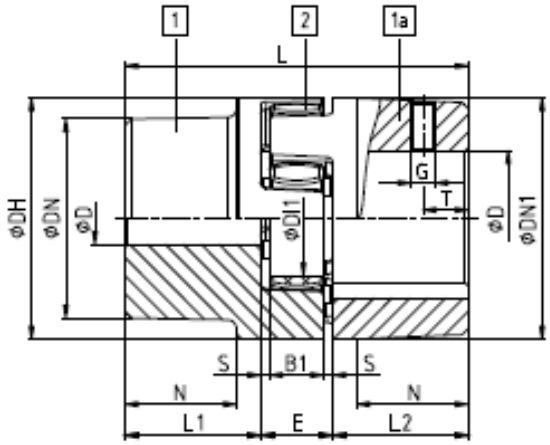


Figura 1: ROTEX® (material: acero sinterizado, Al-D y Al-H)

Tabla 1: Material acero sinterizado (Sint)

Tamaño	Componente	Estrella 1) (Componente 2) Par de giro nominal en Nm			Dimensiones en mm 3)								
					Agujero 2) D (mín-máx)	Generalidades							
		92 ShA	98 ShA	64 ShD		L	L1, L2	E	B1	S	DH	DI1	DN1	N
14	1a	7,5	12,5	-	6 - 16	35	11	13	10	1,5	30	10	-	-
19	1a	10	17	-	6 - 24	66	25	16	12	2,0	40	18	-	-
24	1a	34	60	-	9 - 28	78	30	18	14	2,0	56	27	-	-

Tabla 2: Material fundición de aluminio (Al-D) - no aprobado para ATEX

Tamaño	Componente	Estrella 1) (Componente 2) Par de giro nominal en Nm			Dimensiones en mm 3)									
					Agujero 2) D (mín-máx)	Generalidades								
		92 ShA	98 ShA	64 ShD		L	L1, L2	E	B1	S	DH	DI1	DN1	N
19	1	10	17	-	6 - 19	66	25	16	12	2,0	41	18	32	20
	1a				19 - 24								41	
24	1	35	60	-	9 - 24	78	30	18	14	2,0	56	27	40	24
	1a				22 - 28								56	
28	1	95	160	-	10 - 28	90	35	20	15	2,5	67	30	48	28
	1a				28 - 38								67	

Tabla 3: Material aluminio (Al-H)

Tamaño	Componente	Estrella 1) (Componente 2) Par de giro nominal en Nm			Agujero 2)	Dimensiones en mm 3)								
						Generalidades								
		92 ShA	98 ShA	64 ShD	D (min-max)	L	L1, L2	E	B1	S	DH	DI1	DN1	N
5	1a	0,5	0,9	-	0 - 6	15	5	5	4	0,5	10	-	-	-
7	1a	1,2	2,0	2,4	0 - 7	22	7	8	6	1,0	14	-	-	-
9	1a	3,0	5,0	6,0	0 - 11	30	10	10	8	1,0	20	7,2	-	-
12	1a	5,0	9,0	12	0 - 12	34	11	12	10	1,0	25	8,5	-	-
14	1a	7,5	12,5	16	0 - 16	35	11	13	10	1,5	30	10,5	-	-
19	1a	10	17	26	0 - 24	66	25	16	12	2,0	40	18	-	-
24	1a	35	60	75	0 - 28	78	30	18	14	2,0	55	27	-	-
28	1a	95	160	200	0 - 38	90	35	20	15	2,5	65	30	-	-
38	1a	190	325	405	0 - 45	114	45	24	18	3,0	80	38	-	-
42	1a	265	450	560	0 - 55	126	50	26	20	3,0	95	46	-	-
48	1a	310	525	655	0 - 62	140	56	28	21	3,0	105	51	-	-

1) Par máximo del acoplamiento $T_{K\,máx.}$ = par nominal del acoplamiento T_{KN} x 2
2) Agujeros H7 con chavetero según DIN 6885 hoja 1 [JS9] y tornillo prisionero.
3) Para las dimensiones G y T ver tabla 8; con tornillo prisionero en el chavetero (sólo con Al-D opuesto al chavetero).

Observar la nota de protección ISO 16016.	Creado:	16/07/2025 Ka/Sho	Reempla.a:	KTR-N del 22/01/2025
	Verific.:	11/08/2025 Ka	Reempl.por:	

3 Almacenaje, transporte y empaquetado

3.1 Almacenaje

Las unidades de acoplamiento se suministran en condiciones de conservación y pueden ser almacenadas en un lugar cubierto, seco, 6 - 9 meses.
Ante condiciones favorables de almacenaje, las estrellas del acoplamiento (elastómero) se mantienen inalterables en sus propiedades hasta 5 años.

Los recintos de almacenaje no pueden contener ninguna instalación generadora de ozono, p.ej. fuentes de luz fluorescentes, lámparas de vapor de mercurio o aparatos eléctricos de alta tensión.
Los recintos de almacenaje húmedos son inapropiados.
Se debe observar que no se genere condensación. La humedad relativa debe encontrarse por debajo de 65 %.

3.2 Transporte y empaquetado

Con el fin de evitar heridas y cualquier tipo de daño, por favor, utilice siempre un equipo de elevación adecuado.

Los acoplamientos se empaquetan de manera diferente, dependiendo del tamaño, número y clase de transporte. El empaquetado se realizará de acuerdo a las especificaciones propias de KTR a no ser que se especifiquen otras condiciones por contrato.

4 Montaje

El acoplamiento en general se suministra por componentes individuales. Antes del inicio del montaje se debe inspeccionar el acoplamiento.

4.1 Componentes del acoplamiento

Componentes ROTEX®, acoplamiento de ejes modelo nº. 001

Componente	Cantidad	Denominación
1	2	Mangón
2	1	Estrella
3	2	Tornillos prisioneros DIN EN ISO 4029

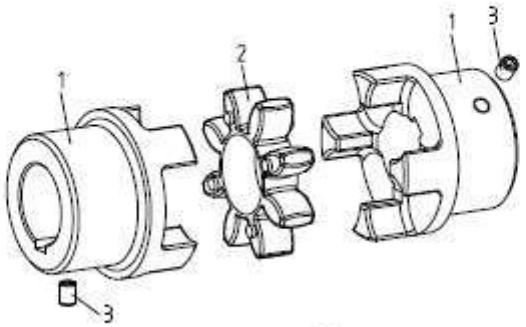


Figura 6: ROTEX®

4 Montaje

4.1 Componentes del acoplamiento

Características de reconocimiento de las estrellas estándar

Dureza de estrella (Shore)	92 Shore A		98 Shore A		64 Shore D	
	T-PUR® (naranja)	PUR (amarillo)	T-PUR® (lila)	PUR (rojo)	T-PUR® (verde claro)	PUR (blanco natural 1))
Identificación (color)						

1) blanco natural con marcación verde de dentado

4.2 Indicación para agujero acabado

No se permite exceder los diámetros máximos de calibre D admisibles (véase el capítulo 1 - Datos técnicos). Ignorar estos valores puede romper el acoplamiento. Las piezas giratorias pueden ser peligrosas.

- En el mecanizado del agujero por parte del cliente se debe mantener la precisión de excentricidad axial y la concentricidad (véase figura 9).
- Mantenga imprescindiblemente los valores para ØD.
- Alinee los mangones cuidadosamente al aplicar el agujero.
- Para la fijación axial de los cubos se debe introducir un tornillo prisionero según DIN EN ISO 4029 con punta o que haga de tope.

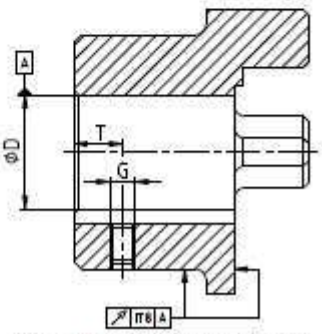


Figura 9: Exactitud de concentricidad y excentricidad

En todos los mecanizados realizados posteriormente por el comprador en acoplamientos y repuestos sin/premecanizcados, así como en acabados, el comprador asume individualmente la responsabilidad. Los derechos de garantía que se generan por unos remecanizados ejecutados insuficientemente, no son asumidos por KTR.

KTR suministra acoplamiento/repuestos sin mecanizar o con agujero previo exclusivamente a petición del cliente. Estas piezas se identifican adicionalmente con el símbolo Ex.

Referente a componentes del acoplamiento ciegos o con agujero previo con marcaje de protección contra explosiones:
Básicamente, la empresa KTR Systems GmbH suministra acoplamientos o mangones de acoplamiento ciegos o con agujero previo con marcaje de protección contra explosiones sólo a petición expresa del cliente. El requisito previo es una declaración de exención presentada por el cliente asumiendo cualquier responsabilidad y obligación de remecanizado realizado correctamente para los productos respectivos de KTR Systems GmbH.

4 Montaje

4.4 Montaje del modelo estándar

- Monte los mangones sobre el eje del lado conducido y motriz (véase figura 10).
- Los lados interiores de los cubos deben estar a ras de los extremos de los ejes.

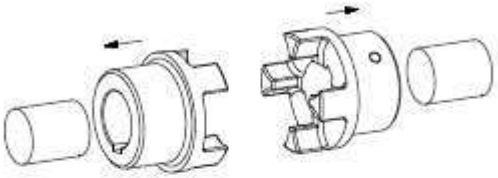


Figura 10: Montaje de los mangones

- Coloque la estrella en la sección de levas del mangón del lado de accionamiento o secundario (véase figura 11).

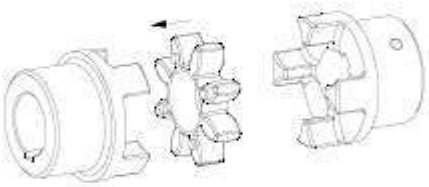


Figura 11: montaje de la estrella

- Desplace los grupos en dirección axial, hasta haber alcanzado la medida E (véase figura 12).
- Cuando los grupos ya están firmemente montados, se debe ajustar la medida E-mediante desalineación axial de los mangones sobre los ejes.
- Asegure los mangones apretando los prisioneros DIN EN ISO 4029 con extremo con cono embutido (véase pares de apriete en tabla 8).
- Alinee la estrella en el centro entre los mangones y compruebe las dimensiones E y S (consulte la figura 12 y el capítulo 1).

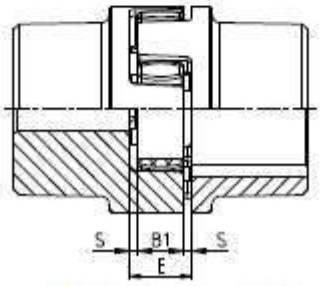


Figura 12: Montaje del acoplamiento

☞ **Si los diámetros de los ejes con la chaveta ya colocada son menores que la medida DI1 (véase tablas 1 a 7) de la estrella uno o ambos extremos del árbol puede penetrar en la estrella.**

⚠ **Una vez puesto en marcha el acoplamiento, el desgaste de la estrella debe de ser inspeccionado regularmente en operaciones de mantenimiento. La estrella debería de ser reemplazada si fuera necesario.**

4 Montaje

4.7 Desalineaciones - Alineación de los acoplamientos

Tabla 11: Valores de desalineación para 92 y 98 Shore A

Tamaño		14	19	24	28	38	42	48	55	65	75	90	100	110	125	140	160	180
Desalineación axial máx. ΔK_a en mm		-0,5	-0,5	-0,5	-0,7	-0,7	-1,0	-1,0	-1,0	-1,0	-1,5	-1,5	-1,5	-2,0	-2,0	-2,0	-2,5	-3,0
		+1,0	+1,2	+1,4	+1,5	+1,8	+2,0	+2,1	+2,2	+2,6	+3,0	+3,4	+3,8	+4,2	+4,6	+5,0	+5,7	+6,4
Desalineación radial máx. ΔKr en mm con n=	1500 r.p.m.	0,17	0,20	0,22	0,25	0,28	0,32	0,36	0,38	0,42	0,48	0,50	0,52	0,55	0,60	0,62	0,64	0,68
	3000 r.p.m.	0,11	0,13	0,15	0,17	0,19	0,21	0,25	0,26	0,28	0,32	0,34	0,36	0,38	-	-	-	-
Desalineación angular máx. con n=1500 r.p.m. ΔK_w	en grado	1,2	1,2	0,9	0,9	1,0	1,0	1,1	1,1	1,2	1,2	1,2	1,2	1,3	1,3	1,2	1,2	1,2
	en mm	0,67	0,82	0,85	1,05	1,35	1,70	2,00	2,30	2,70	3,30	4,30	4,80	5,60	6,50	6,60	7,60	9,00
Desalineación angular máx. con n=3000 r.p.m. ΔK_w	en grado	1,1	1,1	0,8	0,8	0,9	0,9	1,0	1,0	1,1	1,1	1,1	1,1	1,2	-	-	-	-
	en mm	0,60	0,70	0,75	0,85	1,10	1,40	1,60	2,00	2,30	2,90	3,80	4,20	5,00	-	-	-	-

Tabla 12: Valores de desalineación para 64 Shore D

Tamaño		14	19	24	28	38	42	48	55	65	75	90	100	110	125	140	160	180
Desalineación axial máx. ΔK_a en mm		-0,5	-0,5	-0,5	-0,7	-0,7	-1,0	-1,0	-1,0	-1,0	-1,5	-1,5	-1,5	-2,0	-2,0	-2,0	-2,5	-3,0
		+1,0	+1,2	+1,4	+1,5	+1,8	+2,0	+2,1	+2,2	+2,6	+3,0	+3,4	+3,8	+4,2	+4,6	+5,0	+5,7	+6,4
Desalineación radial máx. ΔKr en mm con n=	1500 r.p.m.	0,11	0,13	0,15	0,18	0,21	0,23	0,25	0,27	0,30	0,34	0,36	0,37	0,40	0,43	0,45	0,46	0,49
	3000 r.p.m.	0,08	0,09	0,10	0,13	0,15	0,16	0,18	0,19	0,21	0,24	0,25	0,26	0,28	-	-	-	-
Desalineación angular máx. con n=1500 r.p.m. ΔK_w	en grado	1,1	1,1	0,8	0,8	0,9	0,9	1,0	1,0	1,1	1,1	1,1	1,1	1,2	1,2	1,1	1,1	1,1
	en mm	0,57	0,77	0,77	0,90	1,25	1,40	1,80	2,00	2,50	3,00	3,80	4,30	5,30	6,00	6,10	7,10	8,00
Desalineación angular máx. con n=3000 r.p.m. ΔK_w	en grado	1,0	1,0	0,7	0,7	0,8	0,8	0,9	0,9	1,0	1,0	1,0	1,0	1,1	-	-	-	-
	en mm	0,52	0,70	0,67	0,80	1,00	1,30	1,60	1,80	2,20	2,70	3,50	4,00	4,90	-	-	-	-

Tabla 13: Valores de desalineaciones solo para modelo DKM

Tamaño		19	24	28	38	42	48	55	65	75	90
Desalineación axial máx. ΔK_a en mm		-1,0	-1,0	-1,4	-1,4	-2,0	-2,0	-2,0	-2,0	-3,0	-3,0
		+1,2	+1,4	+1,5	+1,8	+2,0	+2,1	+2,2	+2,6	+3,0	+3,4
Desalineación radial máx. ΔK_r en mm con n=	1500 r.p.m.	0,45	0,59	0,66	0,77	0,84	0,91	1,01	1,17	1,33	1,48
	3000 r.p.m.	0,40	0,53	0,60	0,70	0,75	0,82	0,81	1,05	1,19	1,33
Desalineación angular máx. ΔK_w en grados con n =	1500 r.p.m.	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0
	3000 r.p.m.	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9

Anexo J: Hoja técnica de tacoas AC

Vibrotech

Tacos Serie AC

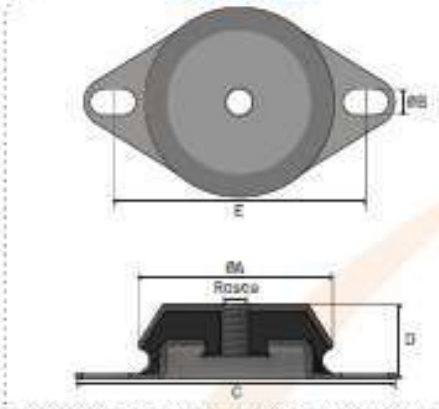
Descripción

Este soporte antivibratorio AC está diseñado para aquellos casos en los que la fijación de un lado se debe realizar al piso, chasis o trineos y además no deben producirse desplazamientos. Trabaja verticalmente y puede, también, trabajar al cizallamiento. Ideal para máquinas que poseen movimientos rotativos en algunas de sus partes.

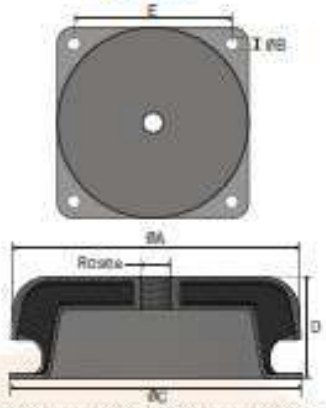
Algunos equipos recomendados para la serie AC son: grupos electrógenos, compresores, generadores, molinos, motores de combustión, etc.



40 - 150 AC



200 AC



MODELO	PESO (Gs)	ROSCA (W)	CARGA MIN. (Kgs)	CARGA MAX. (Kgs)	A (mm)	B (mm)	C (mm)	D (mm)	E (mm)
40	170	3/8	30	86	40	10x16	108	28	83
60	260	3/8	90	150	62	10x16	108	31	83
80	400	1/2	140	390	80	13x20	138	34	109
100	860	1/2	310	660	98	13x23	163	37	124
120	960	5/8	600	960	119	13x23	172	38	142
150	1880	5/8 y M18	900	2400	145	13x28	225	48	142
200	3200	M20	2300	3200	180	13,5	200	70	186

Proceso de montaje (vástago no provisto)



1° Levantar la máquina y colocar a tierra.

2° Anclar el taco desde su parte inferior al piso.

3° Nivelar la máquina, ajustando las tuercas.

4° Apretar la contratuerca, para poder fijar la máquina.

Vibrotech

Dijorman 3370, Buenos Aires - Argentina

Tel.: +54 (11) 4919 3040
WhatsApp: +54 9 11 5434 0890
www.vibrotech.com.ar

Anexo K: Especificaciones técnicas de ciclón

Ciclón baja presión - CBP

LEUCA

Los ciclones de baja presión CBP, están diseñados para separar del aire, impurezas y partículas de diámetro superior a 20 µm.
Se utilizan con frecuencia como elementos de descarga sobre silos, celdas y tolvas o simplemente como separadores de particulas gruesas.
Tienen la capacidad de mantener la eficiencia constante y una caída de presión baja para un flujo de gas y partículas dadas.
Están fabricados en chapa de acero de 1,2 y 2 mm, protegidos contra la corrosión con pintura poliuretánica.
Pueden ser construidos en una sola pieza o partidos, vinculados con bridas y bulones, para facilitar el transporte y montaje.
Son de gran sencillez, sin partes moviles, de fácil mantenimiento.



Código de pedido

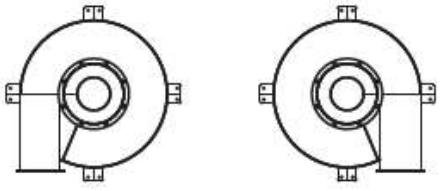
CBP 50 - R

- CBP 50: Ciclón baja presión Modelo CBP 50
- R: Posición de ingreso

Bajo pedido

Se pueden proveer las transiciones de entrada y/o salida, válvula dosificadora inferior de descarga y estructura soporte.

Posición de ingreso



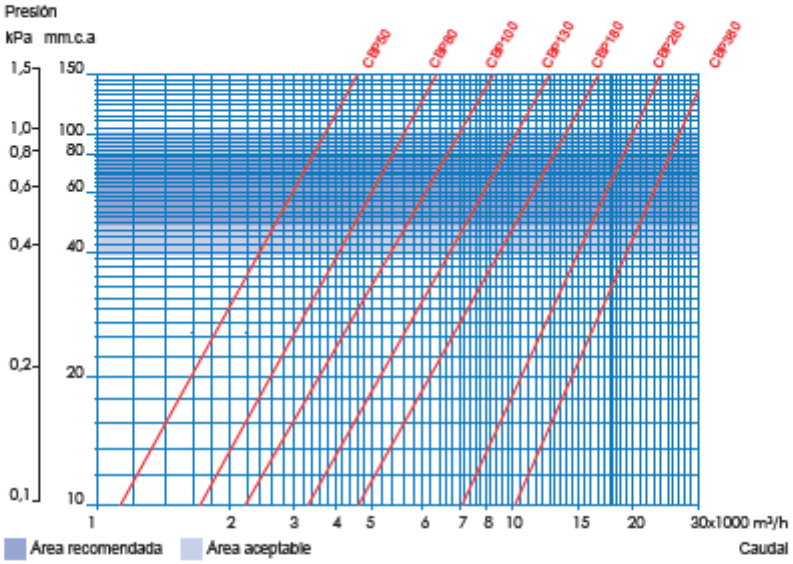
Izquierdo (L) Derecho (R)

CASA CENTRAL CÓRDOBA: Rafael Bianchi 215 - Arroyito - Córdoba
OFICINA C.A.B.A: Av. Corrientes 1386 piso 10° - C.A.B.A - Buenos Aires
Web: www.leuca.com.ar / E-mail: leuca@leuca.com.ar
CENT.: +54 (3576) 424848
C.A.B.A: +54 (011) 58883295
CEL: +54 (3576) 417610

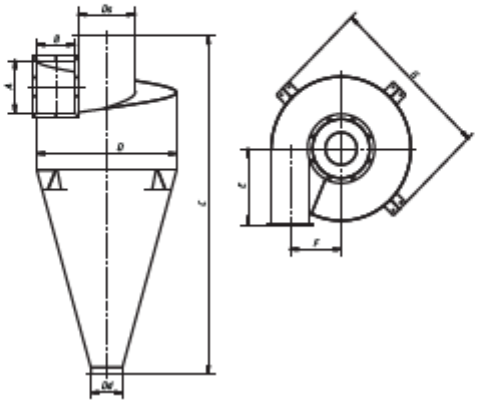
Ciclón baja presión - CBP

LEUCA SISTEMAS DE AIRE

Curva caractéristica



Dimensiones generales



Modelo	A (mm)	B (mm)	C (mm)	D (mm)	Ds (mm)	Dd (mm)	E (mm)	F (mm)	G (mm)	Peso(*) (kg)
CBP50	300	200	1980	800	350	200	420	300	980	64
CBP80	350	250	2280	950	400	200	420	350	1125	83
CBP100	400	300	2580	1100	450	250	580	400	1300	112
CBP130	450	350	2930	1300	500	250	675	475	1525	148
CBP180	530	400	3310	1550	600	300	790	575	1795	203
CBP280	640	480	3600	1850	750	300	970	685	2090	274
CBP380	800	500	3450	2014	1000	400	980	757	2280	318

CASA CENTRAL CÓRDOBA: Rafael Bianchi 215 - Arroyito - Córdoba
OFICINA C.A.B.A: Av. Corrientes 1386 piso 10° - C.A.B.A - Buenos Aires
Web: www.leuca.com.ar / E-mail: leuca@leuca.com.ar
CENT.: +54 (3576) 424848
C.A.B.A: +54 (011) 58883295
CEL: +54 (3576) 417610

Ciclón baja presión - CBP 80

Los ciclones de baja presión CBP, están diseñados para separar del aire, impurezas y partículas de diámetro superior a 20 µm.
Se utilizan con frecuencia como elementos de descarga sobre silos, celdas y tolvas o simplemente como separadores de particulas gruesas.
Tienen la capacidad de mantener la eficiencia constante y una caída de presión baja para un flujo de gas y partículas dadas.
Están fabricados en chapa de acero de 1,2 y 2 mm, protegidos contra la corrosión con pintura poliuretánica.
Pueden ser construidos en una sola pieza o partidos, vinculados con bridas y bulones, para facilitar el transporte y montaje.
Son de gran sencillez, sin partes moviles, de fácil mantenimiento.



Código de pedido

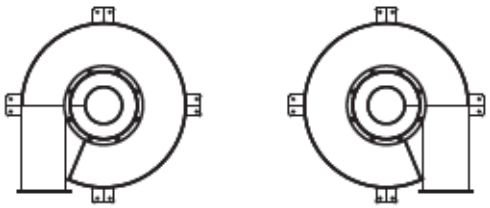
CBP 80 - R

- CBP 80: Ciclón baja presión Modelo CBP 80
- R: Posición de ingreso

Bajo pedido

Se pueden proveer las transiciones de entrada y/o salida, válvula dosificadora inferior de descarga y estructura soporte.

Posición de ingreso



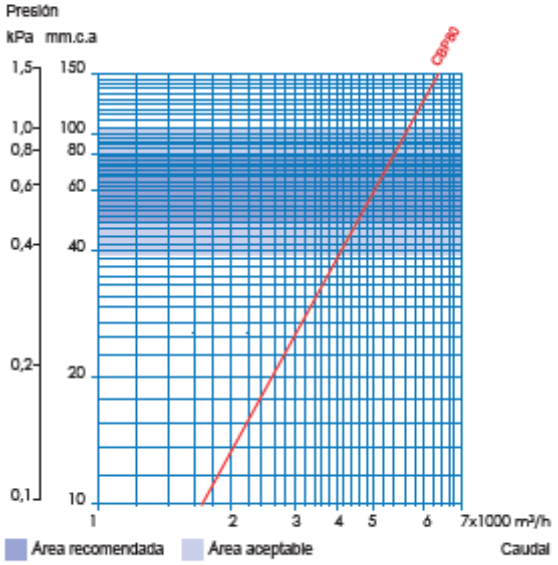
Izquierdo (L) Derecho (R)

CASA CENTRAL CÓRDOBA: Rafael Bianchi 215 - Arroyito - Córdoba
OFICINA C.A.B.A: Av. Corrientes 1386 piso 10° - C.A.B.A - Buenos Aires
Web: www.leuca.com.ar / E-mail: leuca@leuca.com.ar
CENT.: +54 (3576) 424848
C.A.B.A: +54 (011) 58883295
CEL: +54 (3576) 417610

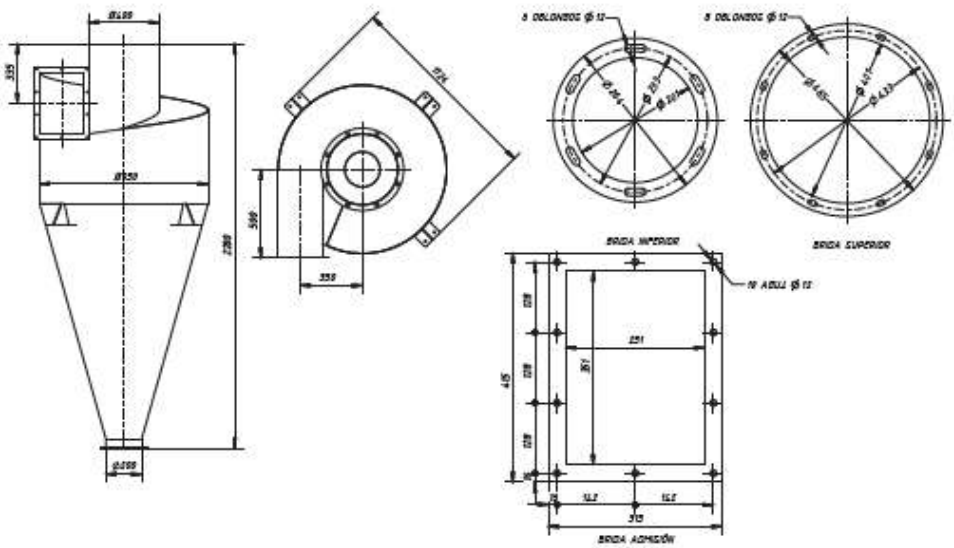
Ciclón baja presión - CBP 80

LEUCA
SISTEMAS DE AIRE

Curva caractéristica



Dimensiones generales



CASA CENTRAL CÓRDOBA: Rafael Bianchi 215 - Arroyito - Córdoba
OFICINA C.A.B.A: Av. Corrientes 1386 piso 10° - C.A.B.A - Buenos Aires
Web: www.leuca.com.ar / E-mail: leuca@leuca.com.ar
CENT.: +54 (3576) 424848
C.A.B.A: +54 (011) 58883295
CEL: +54 (3576) 417610

Anexo L: Especificaciones técnicas del ventilador centrífugo

Ventilador centrífugo - CLS 0400

LEUCA
SISTEMAS DE AIRE

Ventilador centrífugo autolimitante de potencia con accionamiento directo y simple aspiración, fabricado en chapa de acero protegida, con pintura poliuretanica. Rodete de álabes hacia atrás equilibrado dinámica-mente, accionado por motor trifásico.



Características

- Posición de descarga fija, según pedido
- Motor normalizado IEC Protección IP55
- Protección poliuretánica anticorrosiva



■ Puerta de inspección en posiciones 90°, 135°,180° y 225°



■ Rotor montado con buje de fijación cónico de fácil desmontaje



Código de pedido

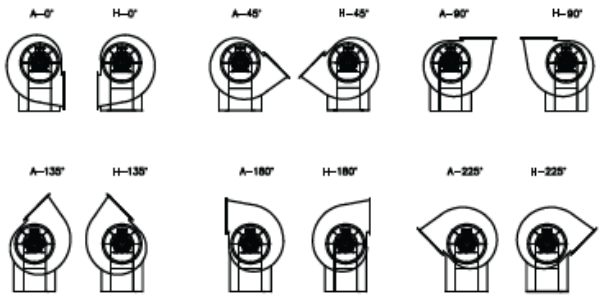
CLS 0412 - **H-0°**

Ventilador centrífugo autolimitante de simple aspiración y acople directo modelo 0412

Posición de descarga

**Posición de descarga standard H-0°*

Posición de descarga

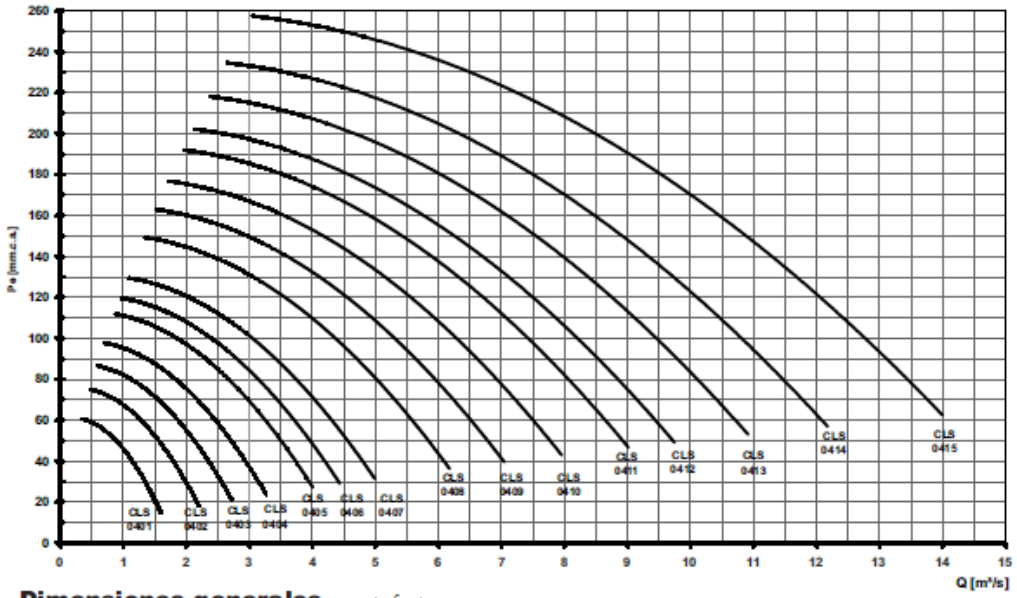


CASA CENTRAL: B. Hubaide 530 / FÁBRICA: B. Eloy Fernández Yanez 1380 - Arroyito - Córdoba
OFICINA C.A.B.A: Av. Corrientes 1386 piso 10° - C.A.B.A - Buenos Aires
Web: www.leuca.com.ar / E-mail: info@leuca.com.ar
CENT.: 0054 03576 424848
C.A.B.A: +54 11 58883295
CEL: +54 3576 577284

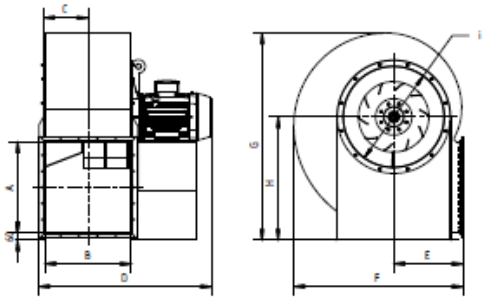
Ventilador centrífugo - CLS 0400

LEUCA
SISTEMAS DE AIRE

Curva característica



Dimensiones generales



MODELO	HP	RPM	A	B	C	D	E	F	G	H	ØI
CLS 0401	1,5	1500	386	364	190	667	329	751	904	550	427
CLS 0402	2	1500	412	389	203	716	346	799	966	586	458
CLS 0403	3	1500	460	434	225	797	379	883	1068	645	510
CLS 0404	4	1500	489	462	239	825	398	934	1132	682	542
CLS 0405	5,5	1500	519	490	253	876	419	989	1200	721	576
CLS 0406	7,5	1500	541	510	263	970	433	1026	1246	748	600
CLS 0407	10	1500	575	542	279	1002	455	1086	1322	792	638
CLS 0408	12,5	1500	603	571	294	1032	473	1135	1384	828	670
CLS 0409	15	1500	630	594	306	1137	492	1182	1440	861	700
CLS 0410	20	1500	661	625	325	1214	512	1234	1504	898	734
CLS 0411	25	1500	691	654	339	1266	532	1291	1578	941	768
CLS 0412	30	1500	720	679	352	1329	550	1340	1640	977	800
CLS 0413	40	1500	750	708	366	1425	571	1395	1708	1016	834

CASA CENTRAL: B. Hubaide 530 / FÁBRICA: B. Eloy Fernández Yanez 1380 - Arroyito - Córdoba
OFICINA C.A.B.A: Av. Corrientes 1386 piso 10° - C.A.B.A - Buenos Aires
Web: www.leuca.com.ar / E-mail: info@leuca.com.ar
CENT.: 0054 03576 424848
C.A.B.A: +54 11 58883295
CEL: +54 3576 577284

Ventilador centrífugo - CLS 0405

Ventilador centrífugo autolimitante de potencia con accionamiento directo y simple aspiración, fabricado en chapa de acero protegida, con pintura poliuretanica. Rodete de álabes hacia atrás equilibrado dinámicamente, accionado por motor trifásico.



Características

- Posición de descarga regulable
- Motor normalizado IEC - Protección IP55
- Protección poliuretánica anticorrosiva



- Puerta de inspección en posiciones 90°, 135°,180° y 225°



- Rotor montado con buje de fijación cónico de fácil desmontaje

Especificaciones técnicas

Nombre	CLS 0405
Instalación	Interior/Exterior
Potencia (HP)	5,5
Velocidad (rpm)	1440
Tensión (V)	400
Frecuencia (Hz)	50
Corriente nominal (A)	8,64
Caudal máximo (m³/h)	14400
Nivel sonoro (dB)	73
Peso aprox. (kg)	210

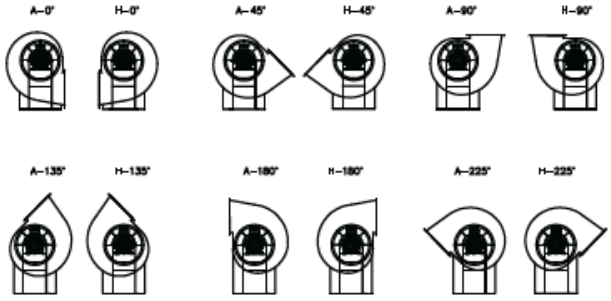
Código de pedido

CLS 0405 - **H-0°**

- **CLS 0405**: Ventilador centrífugo autolimitante de simple aspiración y acople directo modelo 0405
- **H-0°**: Posición de descarga

**Posición de descarga standard H-0°*

Posición de descarga



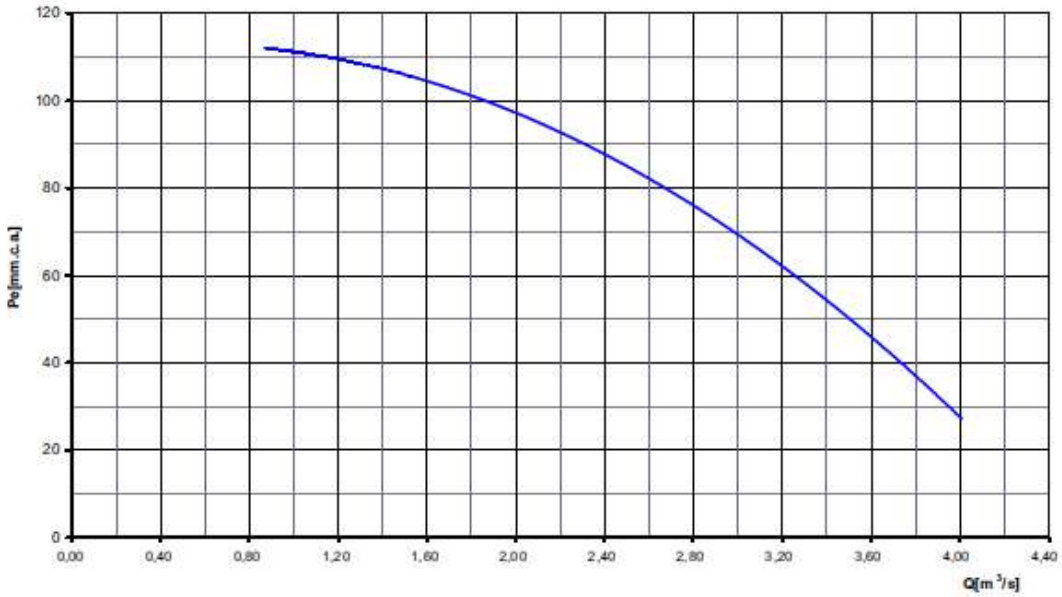
CASA CENTRAL: B. Hubaide 530 / FÁBRICA: B. Eloy Fernández Yanez 1380 - Arroyito - Córdoba
OFICINA C.A.B.A: Av. Corrientes 1386 piso 10° - C.A.B.A - Buenos Aires
Web: www.leuca.com.ar / E-mail: info@leuca.com.ar
CENT.: 0054 03576 424848
C.A.B.A: +54 11 58883295
CEL: +54 3576 577284

Ventilador centrífugo - CLS 0405

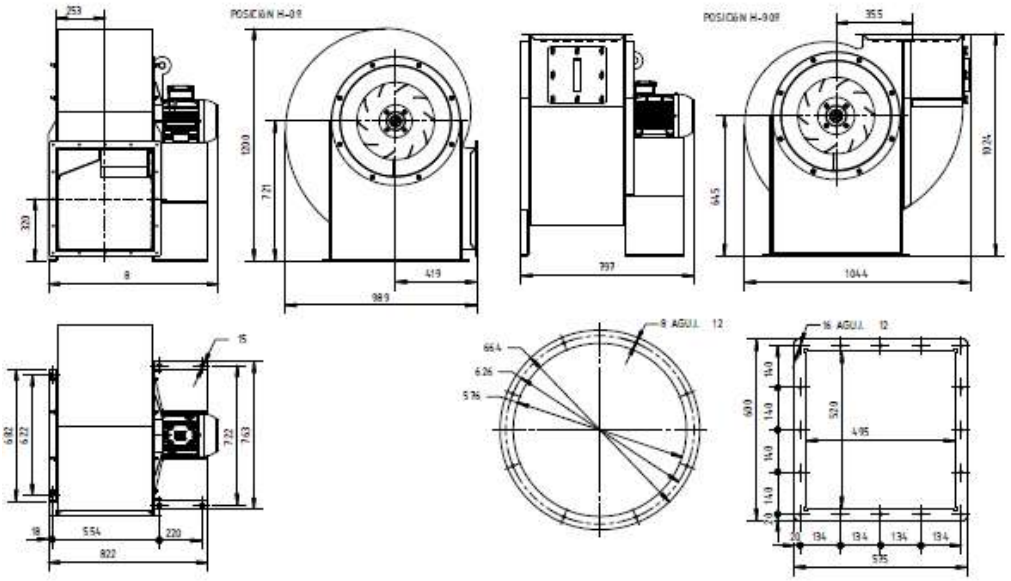
LEUCA SISTEMAS DE AIRE

Curva característica

Ventilador Centrífugo Autolimitante
CLS 0405 -5, 5HP 1500RPM

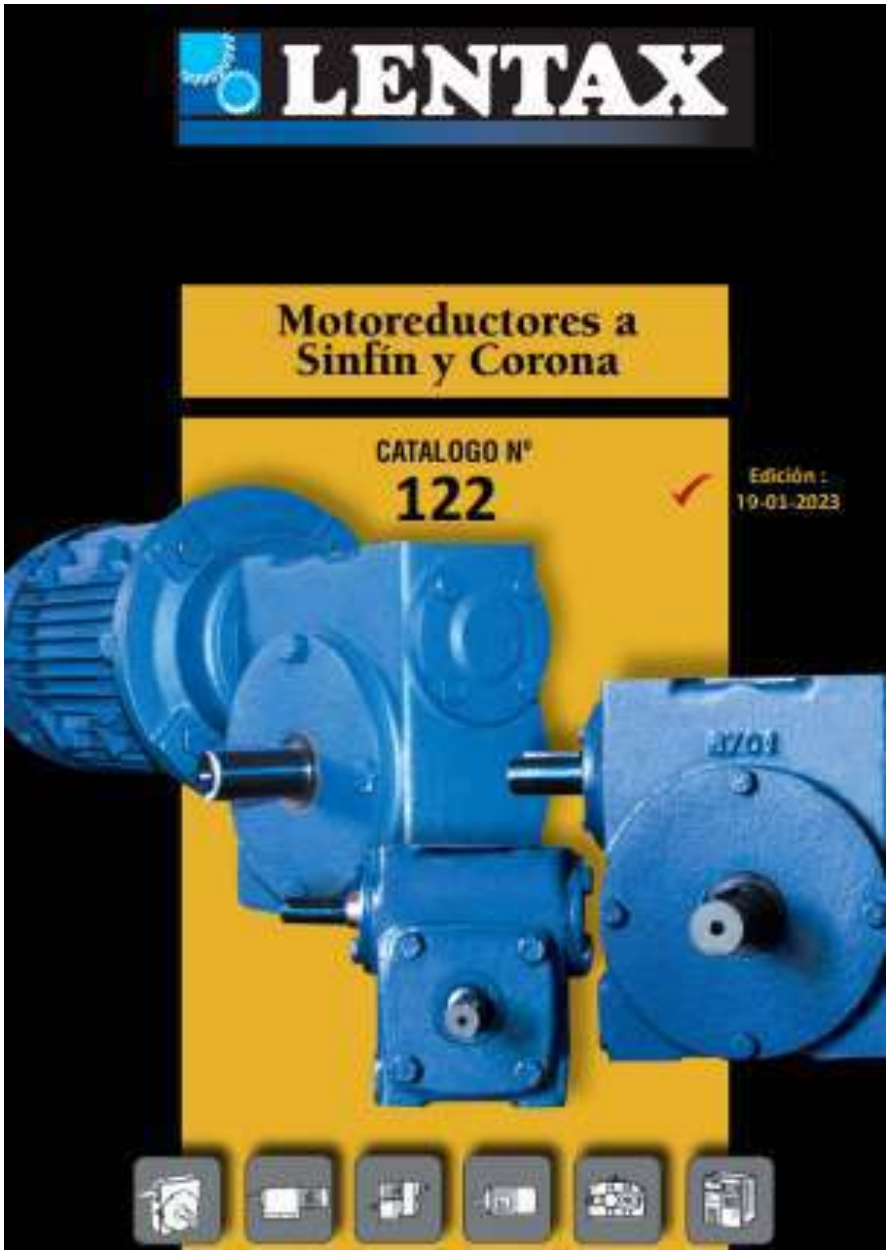


Dimensiones generales



CASA CENTRAL: B. Hubaide 530 / FÁBRICA: B. Eloy Fernández Yanez 1380 - Arroyito - Córdoba
OFICINA C.A.B.A: Av. Corrientes 1386 piso 10° - C.A.B.A - Buenos Aires
Web: www.leuca.com.ar / E-mail: info@leuca.com.ar
CENT.: 0054 03576 424848
C.A.B.A: +54 11 58883295
CEL: +54 3576 577284

Anexo M: Catálogo Lentax N.º 122 (Extracto)



Potencia Entrada kW	Potencia Entrada HP	Velocidad Salida aprox. (RPM)	Relación (i)	MODELO		Factor de Seguridad (fz)	Momento Util (Nm)	Velocidad Entrada aprox. (RPM)	Carga Radial adm. (kg)	Carga Axial adm. (kg)	Peso aprox. (kg)	Medidas Página	Repuestos Página
		7,9	178,00	25TR	1,00	1,95	610	1410	1600	1150	76	pag 41	pag 50-51
		10,3	136,92	25TR	1,00	2,25	538	1410	1600	1150	76	pag 41	pag 50-51
		12,4	113,58	25TR	1,00	2,70	445	1410	1600	1150	76	pag 41	pag 50-51
		14,2	99,27	25TR	1,00	3,00	400	1410	1600	1150	76	pag 41	pag 50-51
		16,1	87,37	25TR	1,00	3,40	351	1410	1600	1150	76	pag 41	pag 50-51
		18,1	77,94	25TR	1,00	3,80	317	1410	1600	1150	76	pag 41	pag 50-51
		19,6	71,88	25TR	1,00	3,90	310	1410	1600	1150	76	pag 41	pag 50-51
		15,1	61,00	25	1,00 /6	2,95	323	920	1600	1150	72	pag 39	pag 50-51
		17,7	52,00	25	1,00 /6	3,25	296	920	1600	1150	72	pag 39	pag 50-51
kW	HP	7,2	195,00	2422	1,00	1,10	678	1410	1050	670	65	pag 43	pag 50-51
		8,5	165,33	2422	1,00	1,25	593	1410	1050	670	65	pag 43	pag 50-51
		9,4	150,00	2422	1,00	1,40	542	1410	1050	670	65	pag 43	pag 50-51
0,75	1,00	7,3	193,54	24FR	1,00	1,00	611	1410	1050	670	51	pag 41	pag 50-51
		8,0	176,46	24FR	1,00	1,05	582	1410	1050	670	51	pag 41	pag 50-51
		9,3	150,85	24FR	1,00	1,10	537	1410	1050	670	51	pag 41	pag 50-51
		10,2	137,56	24FR	1,00	1,30	463	1410	1050	670	51	pag 41	pag 50-51
		12,7	111,00	24FR	1,00	1,20	423	1410	1050	670	51	pag 41	pag 50-51
		14,9	94,84	24FR	1,00	1,70	348	1410	1050	670	51	pag 41	pag 50-51
		16,3	86,53	24FR	1,00	1,55	334	1410	1050	670	51	pag 41	pag 50-51
		18,0	78,30	24FR	1,00	2,05	292	1410	1050	670	51	pag 41	pag 50-51
		20,2	69,79	24FR	1,00	1,90	274	1410	975	625	51	pag 41	pag 50-51
		24,5	57,61	24FR	1,00	2,30	229	1410	975	625	51	pag 41	pag 50-51
		26,3	53,68	24FR	1,00	1,90	218	1410	975	625	51	pag 41	pag 50-51
		31,8	44,32	24FR	1,00	2,30	183	1410	975	625	51	pag 41	pag 50-51
		36,9	38,18	24FR	1,00	1,90	160	1410	975	625	51	pag 41	pag 50-51
		44,7	31,52	24FR	1,00	2,30	134	1410	755	430	51	pag 41	pag 50-51
		53,3	26,45	24FR	1,00	2,75	113	1410	755	430	51	pag 41	pag 50-51

Potencia Entrada kW	Potencia Entrada HP	Velocidad Salida aprox. (RPM)	Relación (i)	MODELO		Factor de Seguridad (fz)	Momento Util (Nm)	Velocidad Entrada aprox. (RPM)	Carga Radial adm. (kg)	Carga Axial adm. (kg)	Peso aprox. (kg)	Medidas Página	Repuestos Página
		62,7	22,48	24FR	1,00	3,25	97	1410	640	365	51	pag 41	pag 50-51
		73,2	19,27	24FR	1,00	3,75	84	1410	640	365	51	pag 41	pag 50-51
		15,6	59,00	24	1,00 /6	1,80	308	920	1050	670	55	pag 39	pag 50-51
		18,8	49,00	24	1,00 /6	2,25	263	920	1050	670	55	pag 39	pag 50-51
		23,6	39,00	24	1,00 /6	2,80	219	920	975	625	55	pag 39	pag 50-51
		27,1	34,00	24	1,00 /6	3,20	193	920	975	625	55	pag 39	pag 50-51
		29,7	31,00	24	1,00 /6	3,35	186	920	975	625	55	pag 39	pag 50-51
		34,7	26,50	24	1,00 /6	3,70	165	920	975	625	55	pag 39	pag 50-51
kW	HP	19,3	73,22	23FR	1,00	1,05	283	1410	650	400	36	pag 41	pag 50-51
		23,9	59,05	23FR	1,00	1,30	230	1410	600	385	36	pag 41	pag 50-51
		29,8	47,33	23FR	1,00	1,50	197	1410	600	385	36	pag 41	pag 50-51
		36,9	38,18	23FR	1,00	1,85	160	1410	600	385	36	pag 41	pag 50-51
		40,6	34,77	23FR	1,00	2,15	141	1410	465	265	36	pag 41	pag 50-51
		44,7	31,52	23FR	1,00	2,25	134	1410	465	265	36	pag 41	pag 50-51
		53,3	26,45	23FR	1,00	2,65	113	1410	465	265	36	pag 41	pag 50-51
0,75	1,00	62,7	22,48	23FR	1,00	3,10	97	1410	395	225	36	pag 41	pag 50-51
		73,2	19,27	23FR	1,00	3,55	84	1410	395	225	36	pag 41	pag 50-51
		15,3	60,00	23	1,00 /6	1,00	290	920	650	400	40	pag 39	pag 50-51
		19,2	48,00	23	1,00 /6	1,25	250	920	650	400	40	pag 39	pag 50-51
		23,6	39,00	23	1,00 /6	1,45	209	920	600	385	40	pag 39	pag 50-51
		27,9	33,00	23	1,00 /6	1,65	182	920	600	385	40	pag 39	pag 50-51
		31,7	29,00	23	1,00 /6	1,80	167	920	600	385	40	pag 39	pag 50-51
		39,1	23,50	23	1,00 /6	2,20	146	920	600	385	40	pag 39	pag 50-51
		47,2	19,50	23	1,00 /6	2,55	124	920	465	265	40	pag 39	pag 50-51
		55,8	16,50	23	1,00 /6	2,85	108	920	465	265	40	pag 39	pag 50-51
		86,3	10,67	23	1,00 /6	3,90	73	920	360	190	40	pag 39	pag 50-51