

Anexo 1: Lista de exigencias

LISTA DE EXIGENCIAS	
Proyecto: DISEÑO DEL SISTEMA MECÁNICO DE ROTACIÓN BIAIXIAL DE UN EQUIPO DE MOLDEO ROTACIONAL PARA LABORATORIO.	
Deseo o Exigencia	Descripción
E	<p>Función:</p> <ul style="list-style-type: none"> - Rotar moldes cargados con material plástico en su interior a velocidades de giro establecidas en dos ejes perpendiculares e independientes entre sí. - Transportar la carga a las estaciones de calentamiento y enfriamiento sin detener el giro biaxial.
E	<p>Cinemática:</p> <ul style="list-style-type: none"> - Las velocidades de giro alrededor de ambos ejes serán regulables e independientes entre sí. - Los valores de la velocidad de giro para ambos ejes serán establecidos previo al inicio del ciclo y estarán dentro del rango de 4 a 50 RPM. - El equipo debe proporcionar una rotación balanceada para tener una buena distribución del polímero en las paredes de los moldes.
E	<p>Geometría:</p> <ul style="list-style-type: none"> - El equipo tendrá la forma adecuada para proporcionar ambos giros a la carga y transportarla a los otros dos sistemas. - También se agruparán los moldes en un conjunto compacto y distribuido simétricamente con respecto a los ejes de giro respectivos.
D	<p>Geometría:</p> <ul style="list-style-type: none"> - El diseño de la máquina debe ser lo más compacto posible para su fácil ubicación.
E	<p>Temperatura:</p> <ul style="list-style-type: none"> - Debido a que una parte del sistema mecánico de rotación biaxial ingresará a un horno durante la etapa de calentamiento, se considerarán todos los efectos que ocasiona el incremento de temperatura en los componentes del sistema tales como disminución de sus propiedades mecánicas y la dilatación de los componentes.
E	<p>Fuerza:</p> <ul style="list-style-type: none"> - El sistema mecánico debe soportar la carga de diseño requerida sin presentar deflexiones excesivas. - El sistema debe ser estable y rígido.
E	<p>Materia prima:</p> <ul style="list-style-type: none"> - El equipo será diseñado según las propiedades físicas y térmicas de los polímeros especificados en la sección 1.3 del capítulo 1: Policloruro de Vinil (PVC), Polietileno de alta y baja densidad (HDPE-LDPE), polipropileno (PP) y madera recuperada de pino y capirona. - Los plásticos y la madera que ingresarán en modo de partículas cuyo tamaño está en el rango de 150 a 500 μm.
E	<p>Energía:</p> <ul style="list-style-type: none"> - El sistema mecánico empleará energía eléctrica trifásica para su

	accionamiento. El voltaje de línea disponible en las instalaciones del laboratorio es de 380V.
E	Seguridad: <ul style="list-style-type: none"> - La máquina será diseñada de tal modo que los componentes no abandonen los límites de la misma. - El sistema mecánico no debe poner en peligro la integridad física del personal de laboratorio que la opera. - Los elementos de transmisión deben ser protegidos de manera que se prevenga cualquier accidente por contacto directo.
E	Señales: <ul style="list-style-type: none"> - El equipo contará con botones de encendido y apagado, y luces que indiquen el inicio o final del proceso. Estos serán de fácil acceso y visualización para el operario.
E	Mantenimiento: <ul style="list-style-type: none"> - Las partes que tengan un menor periodo de mantenimiento, serán de fácil acceso.
E	Fabricación: <ul style="list-style-type: none"> - El equipo en su totalidad se fabricará en talleres de Lima y además se emplearán materiales de fácil adquisición en el mercado peruano o, en todo caso, de proveedores que cuenten con un representante directo en nuestro país.
E	Condiciones de uso: <ul style="list-style-type: none"> - La carga y las partes del sistema mecánico además de trabajar en un entorno de elevada temperatura, estarán expuestos al contacto directo con el agua durante el proceso de enfriamiento.
D	Ergonomía: <ul style="list-style-type: none"> - Cualquier proceso secundario o sub función que sea realizada de forma manual se realizará a una altura adecuada de fácil acceso para el operario.
D	Costos: <ul style="list-style-type: none"> - El costo de la máquina no sobrepasará el monto destinado por el coordinador de proyecto de 60 000 soles.
D	Transporte: <ul style="list-style-type: none"> - La máquina estará prevista de elementos para facilitar su traslado.
D	Plazos: <ul style="list-style-type: none"> - El diseño de la máquina deberá ser entregado como máximo el 25/06/2015.

Anexo 2: Caja negra y estructura de funciones

Comprensión de la solicitud

Se requiere diseñar el sistema mecánico de rotación biaxial de un equipo de moldeo rotacional para laboratorio, de acuerdo a la lista de exigencias del Anexo 1, cuya función principal es proporcionar rotación a un conjunto de moldes alrededor de dos ejes de giro perpendiculares entre sí mientras se transportan a las estaciones de calentamiento y enfriamiento para cumplir con las etapas propias del proceso de moldeo rotacional.

Concepción de la solución

Esta fase consta de dos etapas: Elaborar la estructura de funciones, donde se especifica las funciones que realizará el sistema mecánico de rotación biaxial para cumplir su función principal; y concebir el concepto de solución donde se propone diversas soluciones para su posterior evaluación y obtener el proyecto definitivo.

Caja negra

En la Figura 1 se observa la representación de la función total del sistema a través de la caja negra donde se consideran cuatro entradas y cuatro salidas.

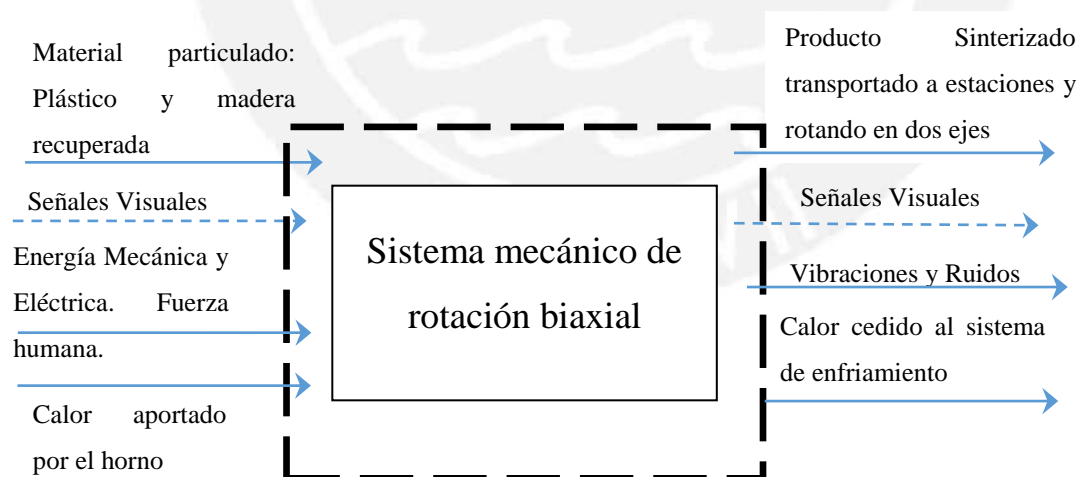


Figura 1: Caja negra.

Entradas

Material: Material particulado: plástico y madera recuperada.

Energía: Fuerza humana, energía eléctrica y mecánica.

Señales: Señales de tipo visual para el inicio del proceso.

Salidas

Material: Producto o muestra sinterizada transportada a las otras dos estaciones.

Energía: Calor, vibraciones, ruidos.

Señales: Señal de tipo visual para el final del proceso.

Estructura de funciones

A continuación, se elabora una secuencia de operaciones para el sistema mecánico:

Las partículas de plástico y madera, ya dosificadas por el operario, serán colocadas al interior del molde para su procesamiento. El operario tapaná los moldes para evitar pérdidas del material. Luego, se agruparán varios moldes en un conjunto de moldes que se sujetarán en el sistema mecánico en el área de carga y descarga. Una vez verificada las condiciones de montaje, el operario procede con el encendido del equipo.

El sistema mecánico proporciona los giros primario y secundario alrededor de dos ejes de rotación perpendiculares entre sí hasta que alcanza la velocidad de rotación establecida por el operario para cada eje de giro. Hecho esto, se transporta el conjunto de moldes hacia el interior del horno sin detener las rotaciones. Después de que transcurra el tiempo indicado para esta etapa, se retira el sistema mecánico y se transporta al sistema de enfriamiento. Todo esto se realiza manteniendo el giro en ambos ejes. Finalmente, transcurrido el tiempo establecido para la etapa de enfriamiento, el sistema regresará al área de carga y descarga de los moldes, se detendrán los giros del sistema y se retirará el producto final obtenido.

Analizando en detalle, se establece el proceso técnico en la cual se identifica sus fases:

1. Preparación

- Destapar los moldes e introducir los materiales particulados en los moldes.
- Tapar los moldes para evitar el desperdicio del material.
- Agrupar los moldes de manera simétrica.

- Sujetar la carga en el sistema mecánico.
- Establecer un valor para el tiempo en el horno y en el sistema de enfriamiento respectivamente.

2. Ejecución

- Iniciar los giros de los ejes primario y secundario.
- Transportar la carga al horno.
- Transportar la carga al sistema de enfriamiento.
- Transportar la carga de regreso al área de carga y descarga.

3. Control

- Verificar que los moldes cuenten con los materiales en su interior.
- Verificar que el molde y el grupo de moldes estén correctamente sujetos.
- Encender la máquina e iniciar los giros.
- Controlar las velocidades de rotación del eje primario y secundario.
- Controlar el transporte a las otras estaciones.
- Controlar el tiempo transcurrido en las etapas de calentamiento y enfriamiento.
- Controlar la parada de emergencia en caso suceda.

4. Fase final

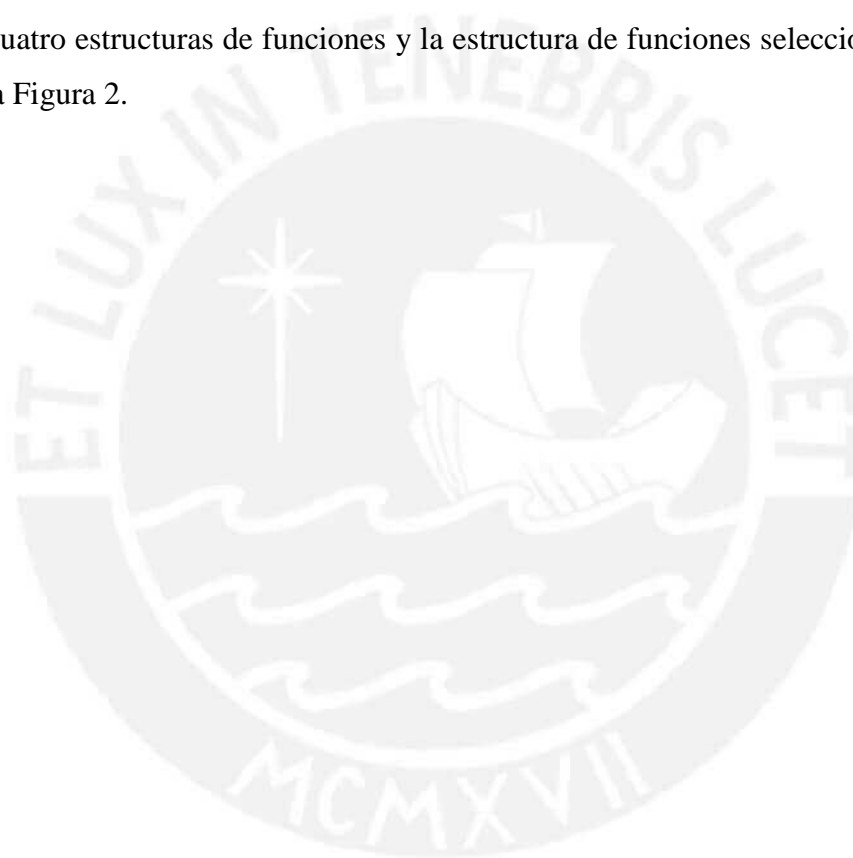
- Detener los giros en ambos ejes.
- Desmontar los moldes del sistema mecánico.
- Destapar los moldes y retirar el producto hueco obtenido del molde.

Descripción de funciones:

- **Agrupar:** Una vez se inserten los materiales dosificados al interior de los moldes, estos se agrupan en un conjunto de moldes.
- **Acoplar:** El conjunto de moldes, que permite la unión entre el sistema mecánico y varios moldes, será acoplado al sistema mecánico de rotación biaxial.
- **Transmitir:** Se debe de transmitir la potencia desde el lugar donde se genera hasta los ejes de giro.
- **Rotar:** Se proporciona los giros a la carga en ambos ejes perpendiculares (primario y secundario).

- **Regular giros:** Se regulan las velocidades de giro nominales del equipo hasta el valor deseado dentro del rango establecido en los parámetros de diseño.
- **Transportar a la estación de calentamiento:** La carga se transporta a la estación de calentamiento hasta que transcurra un tiempo determinado.
- **Transportar a la estación de enfriamiento:** El conjunto de moldes se transporta hasta la estación de enfriamiento y se espera transcurra el tiempo establecido.
- **Frenar:** Los giros biaxiales deben ser detenidos.
- **Descargar:** Se desmontan los moldes y se retiran, según sea el caso, los productos cilíndricos o prismáticos rectangulares obtenidos por moldeo rotacional.

Se obtienen cuatro estructuras de funciones y la estructura de funciones seleccionada se muestra en la Figura 2.



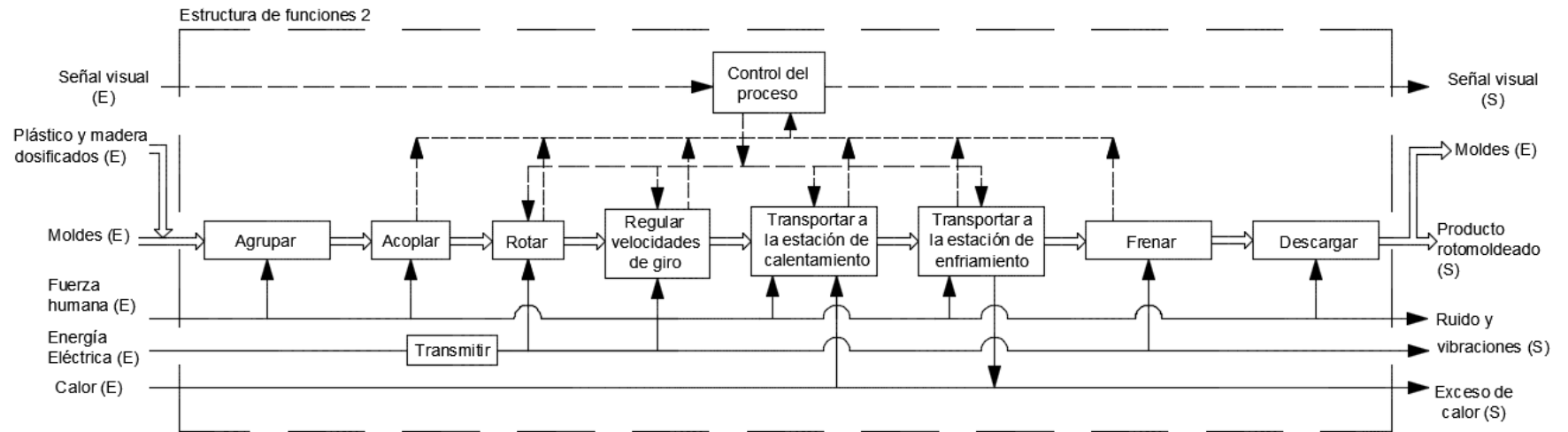
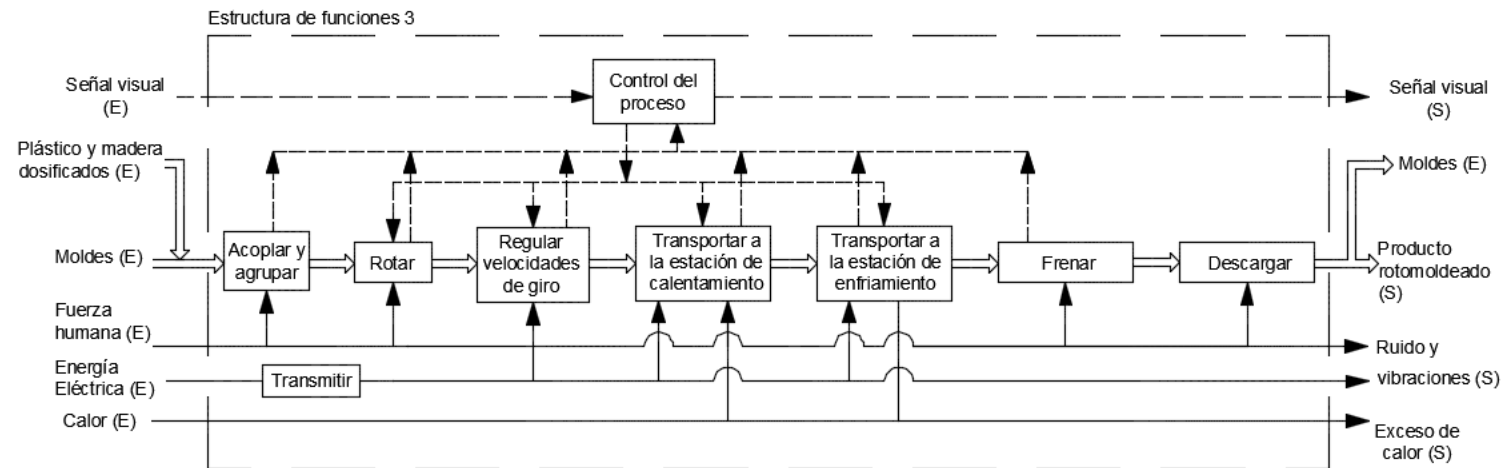
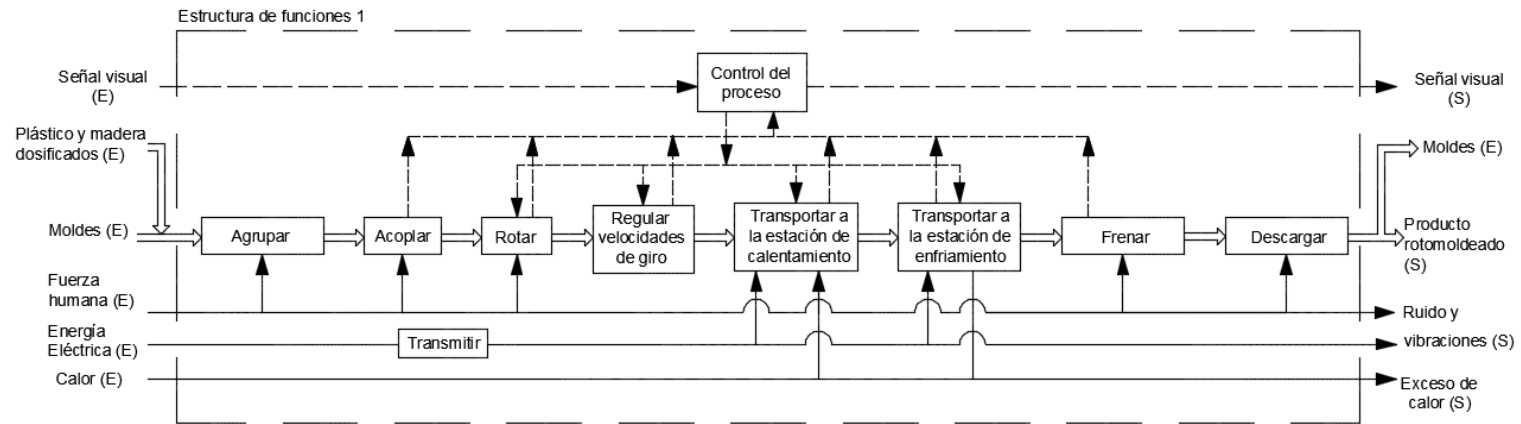
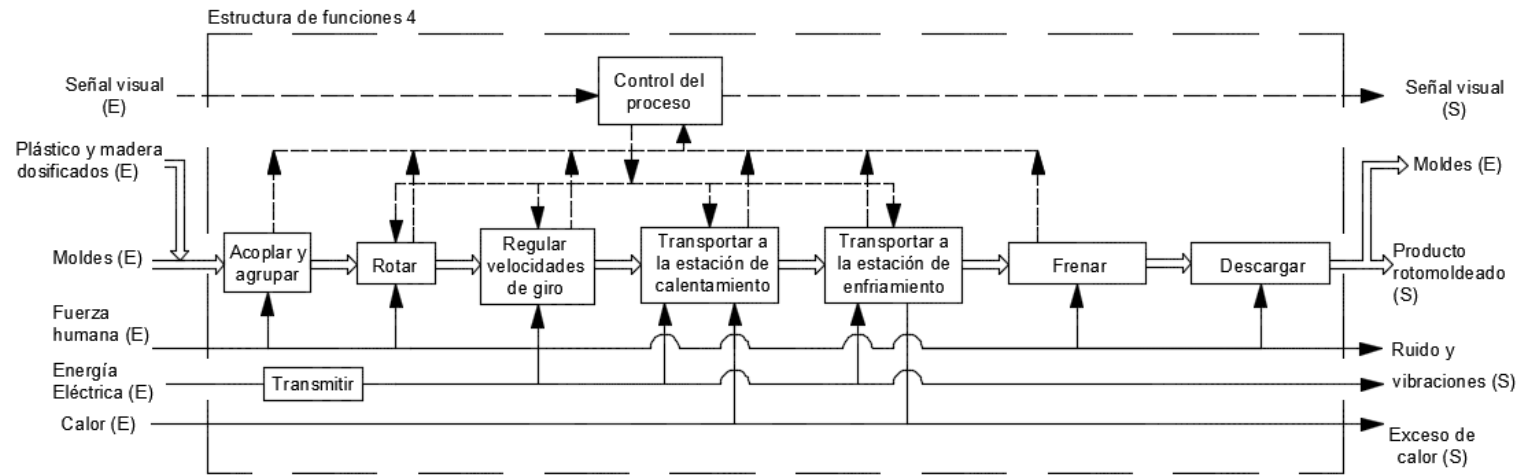


Figura 2: Estructura de funciones seleccionada.

Estructuras de funciones descartadas





Anexo 3: Matriz morfológica



Anexo 4: Conceptos de solución

Conceptos de solución

En base a la matriz morfológica, se presentan las alternativas de los conceptos solución para el sistema mecánico de rotación biaxial.

La solución ganadora es la 2 (Figura 3). La mayor desventaja de las otras opciones es la gran necesidad de mantenimiento y dificultad de instalación técnica debido a los motores DC o a los sistemas hidráulicos. Además, el concepto solución número 4 requiere emplear motores síncronos con motorreductores de eje hueco cuyos costos son más elevados. También, sujetar los moldes mediante pernos y agruparlos sobre una estructura metálica, tal como se representa en el concepto solución 3, representa un costo mucho menor a comparación de las otras alternativas.

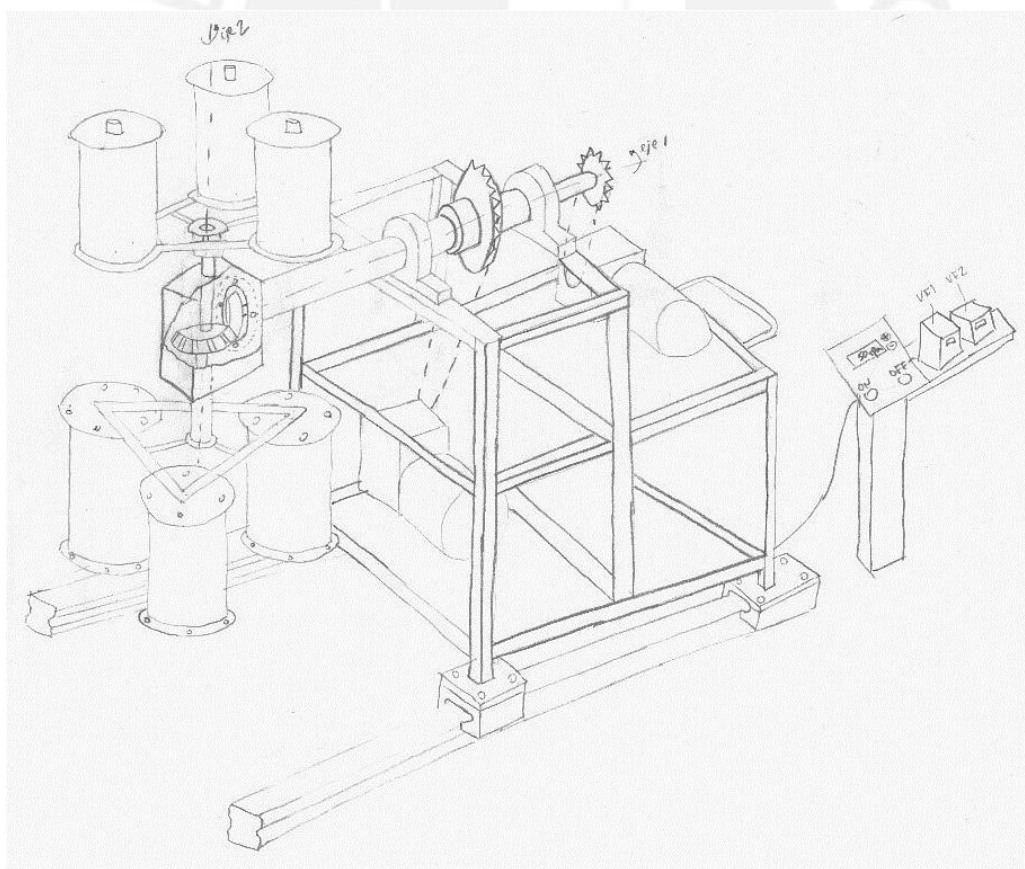


Figura 3: Concepto solución 2

Solución 1:

Los moldes se montarán y agruparan de manera manual. Se empleará un brazo tipo C por cuyo interior hay una transmisión por cadenas para transmitir el giro secundario hasta un par de engranajes cónicos que cambian la dirección del giro en 90°. Los moldes se agrupan en dos grupos de 3 moldes, uno en la parte superior y otro en la parte inferior de tal manera que la carga total esté distribuida de manera simétrica con respecto al eje primario (1) y secundario (2). Se emplean motores DC que cada uno a través de engranajes cónicos proporcionan el giro al eje primario y secundario respectivamente. Ambos motores DC funcionarán con un sistema de control integrado que permita regular las velocidades de giro de ambos ejes. Todo el sistema de rotación biaxial se colocará en una estructura metálica soporte y esta a su vez se colocará sobre rieles que servirán como guía para el transporte manual hacia la estación de calentamiento y enfriamiento. Finalmente, los moldes se retiran de manera manual.

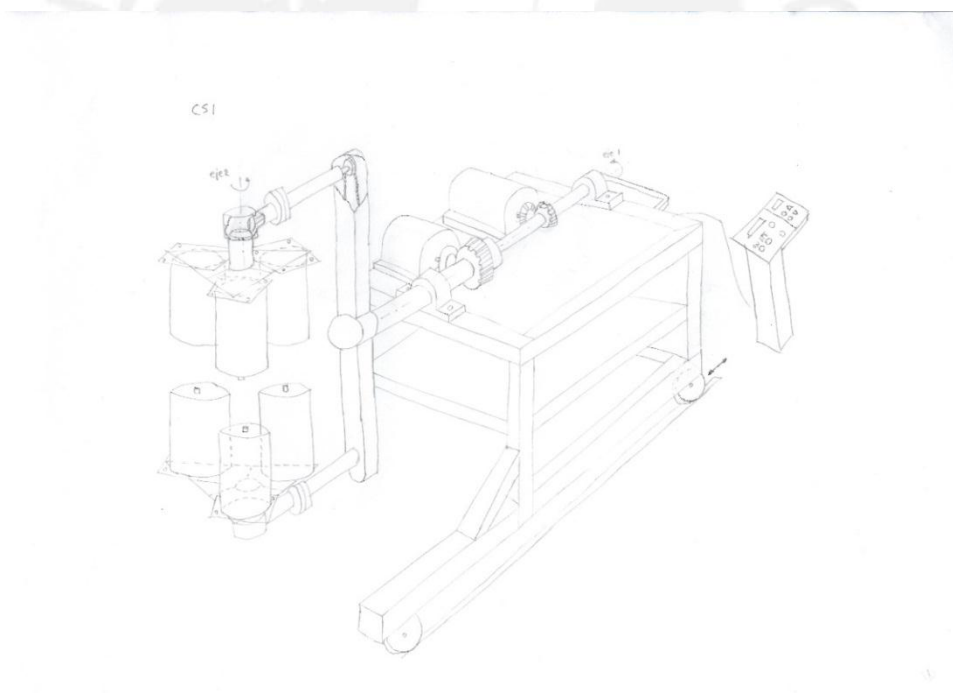


Figura 4: Concepto solución 1.

Solución 2:

Los moldes se agrupan de 3 en la parte inferior y 3 en la parte superior de manera simétrica con respecto al eje primario. Todos los moldes se agrupan y sujetan mediante pernos a una estructura metálica que sirve como base. Esta estructura metálica se acopla

mediante un disco brida al sistema mecánico y esta brida le proporcionará ambos torques de giro. El cambio de dirección de la rotación secundario se logra mediante engranajes cónicos ubicados al interior de una caja de transmisión que a su vez estará montada sobre el eje primario. Este eje primario tipo tubo está apoyado en dos soportes de ejes y por su interior pasará otro eje que transmitirá el giro secundario al piñón de engranajes. Para proporcionar los giros se emplean dos motorreductores, ubicados en la parte inferior de la estructura, que transmiten potencia hacia los ejes mediante sistemas de transmisión por cadenas debido a que los motores se encuentran en la parte inferior de la estructura. La regulación del giro se realiza mediante variadores de frecuencia con un potenciómetro que permite regular de manera precisa las velocidades de rotación. Toda la estructura estará apoyada sobre unas guías que evitan el volteo de todo el equipo y a su vez, permiten que el operario traslade todo el sistema a las otras dos estaciones con un movimiento lineal.

Solución 3:

Los moldes se podrán agrupar, montar y desmontar manualmente para así permitir que el operario retire los moldes del sistema y facilitar la extracción del producto. Adicionalmente, el mecanismo de sujeción mediante pernos permitirá realizar un montaje y desmontaje manual de manera sencilla. Los moldes se sujetarán en un arreglo sobre un disco metálico y se dispondrán de manera simétrica con respecto a un eje vertical en cuyo interior otro eje vertical secundario lo atraviesa para proporcionar el giro secundario perpendicular al primario mediante un sistema de transmisión por engranajes ubicado al interior de una carcasa protectora. Los giros se proporcionan empleando motores hidráulicos y la regulación de velocidad de giro se logra mediante la regulación del caudal de aceite que se bombea empleando una válvula reguladora de caudal. La estructura que soporta al sistema mecánico permitirá un desplazamiento vertical del equipo mediante el bombeo de aceite hidráulico para levantar el peso. Hacia las estaciones de calentamiento y enfriamiento ubicados en la parte superior del sistema mecánico.

El sistema de transporte lineal ocupa menos espacio que el sistema de transporte tipo carrusel debido a que el sistema lineal permite juntar la zona de carga/descarga y enfriamiento en un mismo espacio. Emplear motores asíncronos regulados por un variador de frecuencia permite emplear tecnología cuya implementación es más sencilla y de fácil mantenimiento que el resto de opciones. Además, colocar los motores en la parte inferior de la estructura evita generar vibraciones a comparación de colocarlos en la parte superior de la misma.

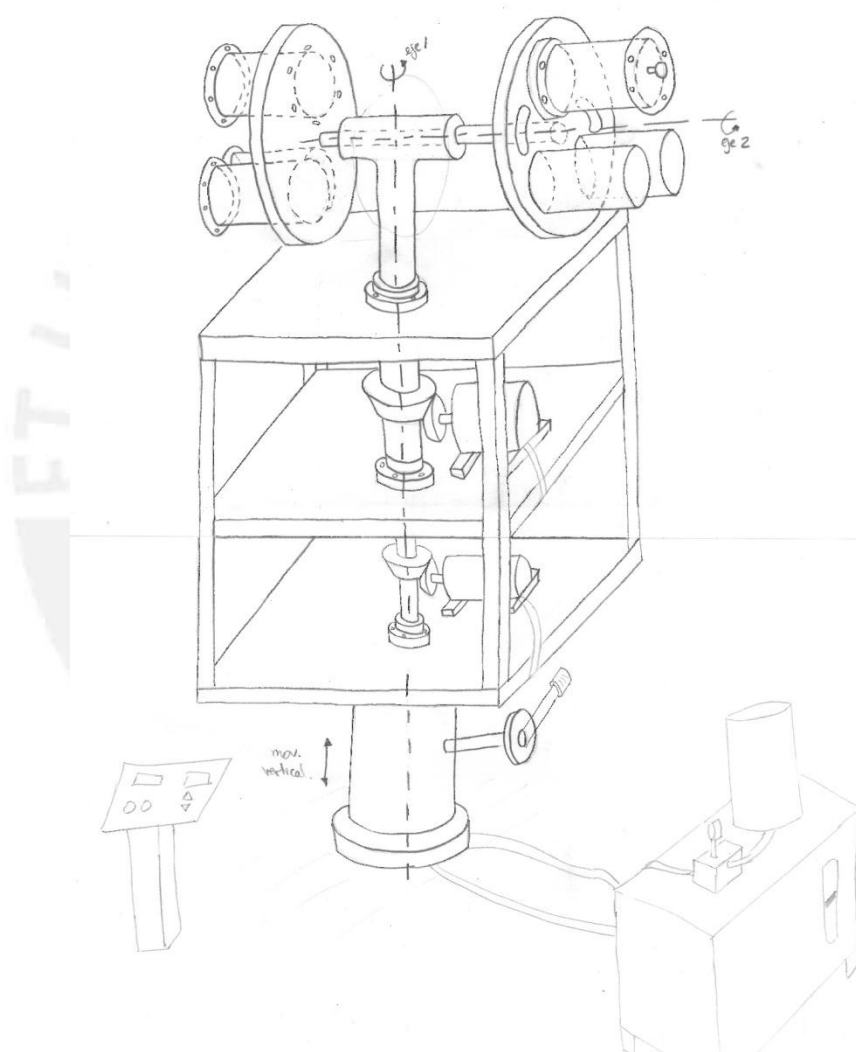


Figura 5: Concepto solución 3

Solución 4:

Los moldes se agrupan de manera manual y sujetan mediante pernos que presionan un par de garras que aprietan el cuerpo del molde. Estas garras estarán soldadas al cuerpo del sistema de rotación para proporcionar los giros a los grupos de moldes. El giro

primario al igual que el secundario se logra mediante dos motores síncronos acoplados con motorreductores de eje hueco. La regulación se realiza mediante variadores de frecuencia que permiten regular la velocidad síncrona de los motores. Todo el sistema se transporta a las otras dos estaciones mediante un sistema tipo carrusel para lo cual el giro es guiado mediante guías en el piso. Todo el equipo posee un extremo empotrado al suelo mediante la unión de un tubo rígido a la estructura.

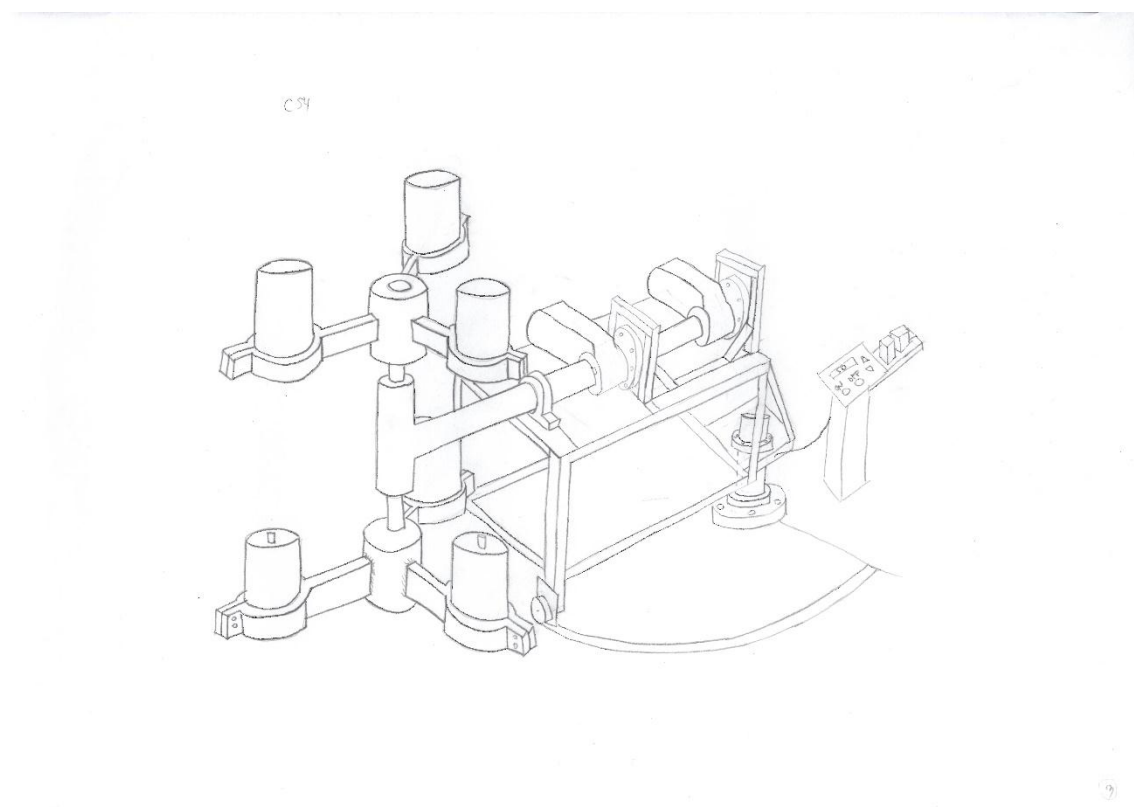


Figura 6: Concepto solución 4

A continuación, se realiza la evaluación de los proyectos preliminares tomando valores del 1 al 4, donde:

0: No satisface

2: Suficiente

4: Muy bien

1: Poco satisfactorio

3: Satisfactorio

Variantes del proyecto			Evaluación Técnica (Xi)											
			Solución 1			Solución 2		Solución 3		Solución 4		Solución ideal		
No .	Criterio de evaluación	g	p	gp	p	gp	p	gp	p	pg	p	pg		
1	Función	5	3	20	3	15	2	10	3	15	4	20		
2	Estabilidad	5	2	15	3	15	3	15	2	10	4	20		
3	Rigidez	3	3	9	3	9	3	9	3	9	4	12		
4	Facilidad de manejo	3	3	9	3	9	2	6	3	9	4	12		
5	Transportabilidad	3	2	6	2	6	2	6	2	6	4	12		
6	Complejidad	4	1	4	3	12	1	4	2	8	4	16		
7	Forma	3	1	3	2	6	2	3	2	6	4	12		
8	Seguridad	4	2	8	2	8	2	8	1	4	4	16		
9	Costo de la tecnología	3	1	3	3	9	1	6	1	3	4	12		
10	Facilidad de montaje	3	1	3	2	6	1	3	1	3	4	12		
11	Mantenimiento	5	1	5	3	15	1	5	2	10	4	20		
12	Manipulación	3	2	6	3	9	2	6	2	6	4	12		
13	Diseño	3	2	6	2	6	2	6	2	6	4	12		
14	Ergonomía	3	1	3	3	9	1	3	3	9	4	12		
15	Montaje	3	3	9	3	9	1	3	2	6	4	12		
16	Posibilidad de automatización	4	3	16	3	12	2	8	2	8	4	16		
17	Uso	5	3	15	3	15	3	15	2	10	4	20		
Puntaje máximo						140		170		116		128		248
Valor técnica Xi						0,56		0,69		0,47		0,52		1

Valor Económico (Yi)												
Variantes de Proyecto			Solución 1		Solución 2		Solución 3		Solución 4		Solución ideal S	
Nº	Criterios de Evaluación	g	p	gp	P	gp	p	gp	p	gp	p	gp
1	Costo De Materiales	4	2	8	3	12	1	4	1	4	4	16
2	Costo De Fabricación	6	1	6	3	18	2	12	3	18	4	24
3	Costo de componentes	5	1	5	2	10	2	10	1	5	4	20
4	Costo De Montaje	2	2	4	2	4	1	2	2	4	4	8

5	Costo De Mantenimiento	3	2	6	3	9	2	6	1	3	4	12
Puntaje máximo				29		53		34		34		80
Valor económico Yi				0,36		0,66		0,43		0,43		1

Finalmente, se realiza el diagrama de evaluación de proyectos preliminares según VDI 2225. En la siguiente tabla se observa que la alternativa que se acerca más al valor ideal acercándose a la línea de diagonal, es el proyecto preliminar número 2.

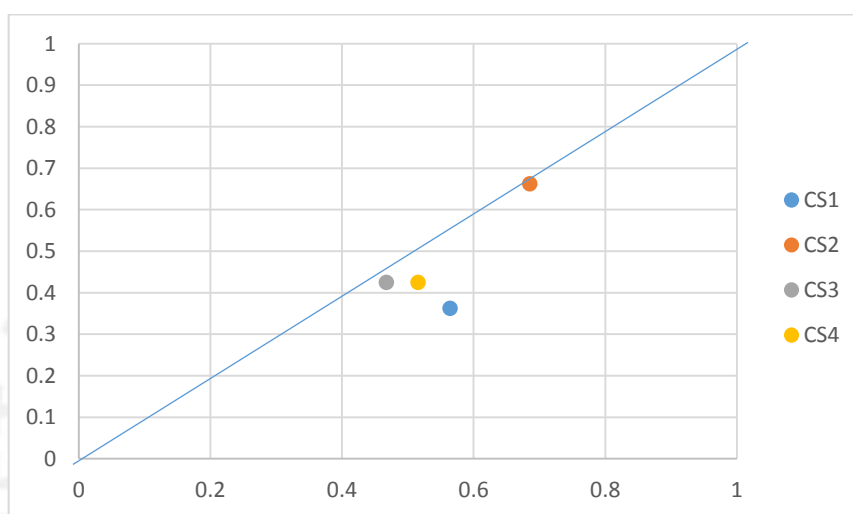


Figura 7: Diagrama de análisis técnico y económico.

Anexo 5: Diseño de los moldes

Descripción de sus partes

El molde cilíndrico al igual que el prismático rectangular consta de las partes indicadas en la Figura 8

- Cuerpo del molde (1): Es circular o rectangular según el molde. Plancha rígida de acero inoxidable AISI 316L con 1/8" de espesor para evitar deformaciones y resistir a las presiones internas en caso el agujero de ventilación se obstruya. Los cálculos se presentan en la sección 2.3.3 del Capítulo 2.
- Base del molde (2): Plancha circular o rectangular soldada al cuerpo del molde. Cuanto con cuatro agujeros pasantes para la unión con su soporte base perteneciente al brazo mecánico.
- Tapa y agujero de ventilación (3): La tapa cierra el molde mediante 6 pernos de tuerca tipo mariposa según el molde (Figura 8) para facilitar la operación de carga de los moldes. El agujero de ventilación se suelda a la tapa del molde y en su interior se coloca un trozo de lana de vidrio.
- Elementos de fijación (4): Para fijar la tapa del molde circular se emplean 4 ó 6 pernos M5 según el tipo de molde y para fijar el ensamble del molde al arreglo de moldes se emplean 4 ó 6 pernos M8.

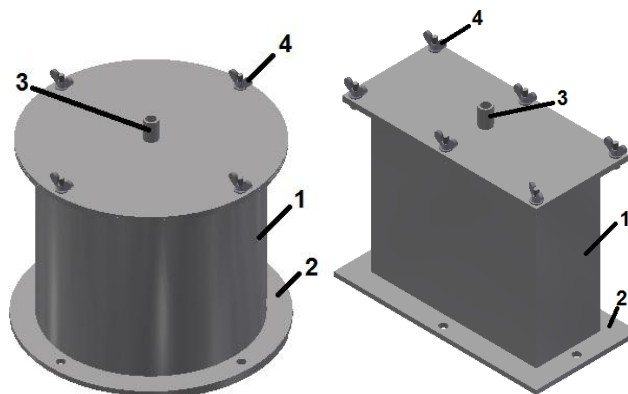


Figura 8: Los moldes y sus partes. Molde cilíndrico (izquierda), Molde prismático rectangular (derecha).

Se especifican las dimensiones finales a obtener a temperatura ambiente de las muestras en la tabla 1.5 del capítulo 1 de la tesis.

Dimensionamiento del molde

Se considera como caso crítico para el diseño aquel material que presente el mayor porcentaje de reducción en volumen pues al reducir sus dimensiones, debe cumplir con las medidas especificadas por el cliente. De la tabla 1.3, se escoge al Polietileno de alta densidad (HDPE) con un encogimiento lineal igual 3,5 % por lo que se calcula el diámetro interior de la muestra cilíndrica ($D'_{int_{Mc}}$), la altura (h'_{Mc}) y el espesor (e'_{Mc}) previo a la reducción volumétrica:

$$\begin{aligned} D'_{int_{Mc}} &= 1,035 * D_{int_{Mc}} = 184,23 \approx 185 \text{ mm} \\ h'_{Mc} &= 1,035 * h_{Mc} = 181,1 \approx 182 \text{ mm} \\ e'_{Mc} &= 1,035 * e_{Mc} = 5,2 \approx 6 \text{ mm} \end{aligned}$$

Además, el diámetro externo de la muestra (D_{extM}) es:

$$D'_{ext_{Mc}} = D'_{intM} + 2e_{Mc} = 197 \text{ mm}$$

El diámetro externo de la muestra ($D'_{ext_{Mc}}$) y el diámetro interior del molde (D_{intM_0}) tienen el mismo valor debido a que el material plástico al interior se adherirá a las paredes del molde durante el calentamiento. Entonces:

$$D_{intM_0} = 197 \text{ mm}$$

Al finalizar el proceso, para facilitar el retiro de la muestra del molde se emplea un ángulo de desmolde (θ_{dm}) igual a 2° tal como se aprecia en la Figura 9. Debido a este ángulo, el cuerpo del molde realmente tendrá forma de tronco cónico.

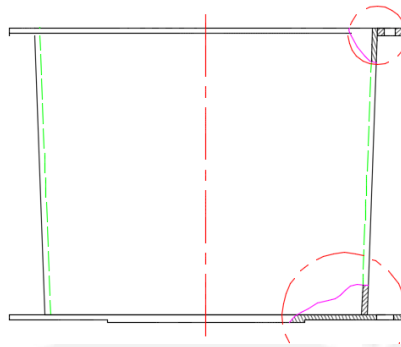


Figura 9: Vista de corte del cuerpo del molde cilíndrico.

Finalmente, se suelda una base inferior circular de plancha metálica de espesor $1/4''$ en la cual mediante pernos se acoplará el molde al sistema mecánico. De la misma manera, se le suelda una plancha por la parte superior que sirve para acoplar la tapa al cuerpo del molde. En el plano 8 se muestra el plano de despiece del molde cilíndrico.

Con las mismas consideraciones para la reducción volumétrica, el ángulo de desmolde y dimensiones del producto prismático rectangular, se obtienen las dimensiones principales para el molde prismático rectangular del plano 10.

Se calcula el volumen de las muestras cilíndricas V_{Cil} y prismáticas rectangulares V_{Rec} , compuestas por el volumen del cuerpo y el de las tapas, para luego calcular su masa.

$$V_{Cil} = (V_{cuerpo} + 2 * V_{tapa}) \text{ cm}^3$$

$$V_{cuerpo}[\text{cm}^3] = \pi * \left(\frac{D'_{extM}{}^2}{2} - \frac{D'_{intM}{}^2}{2} \right) * \frac{H'_M}{10^3} = \pi * \left(\frac{197^2}{2} - \frac{185^2}{2} \right) * \frac{188}{10^3}$$

$$= 676,85 \text{ cm}^3$$

$$V_{tapa}[\text{cm}^3] = \pi * \left(\frac{D'_{extM}{}^2}{2} \right) * \frac{e'}{10^3} = \pi * \left(\frac{197^2}{2} \right) * \frac{6}{10^3} = 182,88 \text{ cm}^3$$

$$V_{Cil} = 751,9 \text{ cm}^3$$

Se obtiene el volumen para el molde prismático rectangular:

$$V_{\text{cuerpo}}[\text{cm}^3] = 2 * (190 * 80) * \frac{6}{10^3} + 2 * (188 * 197) * \frac{6}{10^3} = 624,91 \text{ cm}^3$$

$$V_{\text{tapa}}[\text{cm}^3] = 197 * 80 * \frac{6}{10^3} = 94,56 \text{ cm}^3$$

$$V_{\text{Rec}} = 570,35 \text{ cm}^3$$

Luego el volumen se multiplica por la densidad del producto respectivo.

$$m_{p,m} = \rho_{p,m} V_{p,m} \quad [2. 1]$$

En la Tabla 1 se especifica el volumen y la masa de los productos y los moldes.

Tabla 1: Volumen y masa de los productos y moldes

Material	Descripción	Densidad [kg/m^3]	Vol. [cm^3]	Masa [kg]
LDPE	Muestra cilíndrica	[Sección 1.3]	751,9	0,672
	Muestra prismática rectangular		570,35	0,510
HDPE	Muestra cilíndrica	[Sección 1.3]	751,9	0,716
	Muestra prismática rectangular		570,35	0,540
PVC	Muestra cilíndrica	[Sección 1.3]	751,9	1,05
	Muestra prismática rectangular		570,35	0,80
PP	Muestra cilíndrica	[Sección 1.3]	751,9	0,68
	Muestra prismática rectangular		570,35	0,513
AISI 316L	Molde cilíndrico	7,96*	1042,62	6,5
	Molde prismático rectangular		814	4,5

*Fuente: Proveedor GoodFellow [2015].

Anexo 6: Agujero de ventilación

Si el molde fuera totalmente sellado, el aire atrapado al interior del molde eleva su temperatura y por lo tanto la presión interna aumenta. Este aumento de presión del aire podría deformar el molde o inclusive expulsar el material a través de la ranura entre la unión cuerpo del molde y la tapa deteriorando el producto o incluso dañar el resto de componentes. Para evitar que esto suceda se coloca un agujero de ventilación en la tapa del molde y se cubre con lana de vidrio de tal manera que el aire caliente pueda fluir a través de este agujero evitando así el incremento de presión al interior.

Para dimensionar el agujero de ventilación, primero se calcula el incremento porcentual de volumen de aire al interior del molde ($\Delta\%V$). El valor del incremento porcentual de aire al interior del molde representa el volumen de aire que debe escapar durante el calentamiento o ingresar durante el enfriamiento a través del agujero de ventilación.

Se emplea la Ley de Charles para los gases ideales expresada en la ecuación [2. 2] considerando que la presión al interior del molde es igual a la presión atmosférica y que la temperatura del aire incrementa desde la temperatura ambiente de laboratorio (T_{Amb}) de 19°C hasta la temperatura del aire al interior del molde (T_{AiM}) igual a 200°C [Figura 1.4, sección 1.4.2]. Se emplea la ecuación [2. 3] para el cálculo de $\Delta\%V$.

$$\frac{V_2}{T_{AiM}} = \frac{V_{Amb}}{T_{Amb}} = cte \quad [2. 2]$$

$$\Delta\%V = \frac{V_2 - V_{Amb}}{V_{Amb}} * 100\% \quad [2. 3]$$

Se obtiene el incremento de volumen de aire al interior del molde $\Delta\%V$:

$$\begin{aligned} \Delta\%V &= \frac{V_2 - V_{Amb}}{V_{Amb}} * 100\% = \frac{V_{Amb} * \left(\frac{T_{AiM}}{T_{Amb}}\right) - V_{Amb}}{V_{Amb}} = (473K/292K - 1) * 100\% \\ &= 62 \% \end{aligned}$$

Anexo 7: Cálculo del diámetro del agujero de ventilación

Para dimensionar el agujero de ventilación, se debe tener en cuenta factores tales como la eficiencia del horno, el tamaño del horno, el espesor de la pared del molde, el modo de enfriamiento y la longitud del agujero de ventilación pues afectan al proceso de ventilación. Sin embargo, Crawford indica un método de dimensionamiento empírico de este agujero de ventilación especificado a continuación.

En primer lugar, se calcula el tiempo el cual el molde junto con el material entrará al horno. Mientras este tiempo sea menor, el aire tendrá menos tiempo para salir durante el calentamiento y evitar el incremento de presión. Debido a que este tiempo depende de diversos factores tales como el material del molde, la temperatura máxima del horno, las dimensiones del molde y el espesor del producto (Figura 10); Crawford proporciona una fórmula empírica (ecuación [2. 3]) para aproximar el tiempo de calentamiento requerido según el tamaño y espesor de un producto cúbico a fabricar en un horno a 350°C [Crawford, ec. 5.25, p. 187].

$$t[\text{min}] = \left(\frac{D[\text{mm}]}{1000} \right)^{0,1} * (h[\text{mm}] + 2 * h^{0,2}) \quad [2. 4]$$

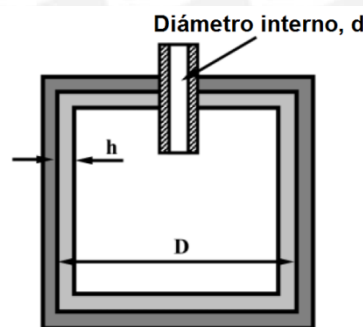


Figura 10: Variables que influyen en el tiempo de calentamiento requerido. [Crawford, 2002]

Como esta fórmula empírica fue calculada para cuerpos cúbicos, se planteará una equivalencia volumétrica de nuestro producto como un producto cúbico de arista D_{cc} . Para ello, se emplea como valor crítico el volumen del producto cilíndrico V_{cil} ya que es mayor que el volumen del producto prismático rectangular V_{Rec} . Así:

$$V_{cil} = D_{cc}^3$$

$$D = \sqrt[3]{1042,62} = 10,14 \text{ cm} = 101,4 \text{ mm}$$

Entonces,

$$t_R = \left(\frac{101,4}{1000}\right)^{0,1} * (6 + 2 * 6^{0,2}) = 7 \text{ min}$$

En segundo lugar, se calcula el caudal de aire que debe salir del molde (Q_A):

$$Q_A = \frac{V_{cil} * \Delta\%V}{t_R * 60 * 100} = \frac{1042,62 * 62}{7 * 60 * 100} = 1,53 \text{ cm}^3$$

Finalmente, como el aire que pasa a través del agujero de ventilación debe pasar a una velocidad recomendada por el Crawford de $V_S = 20 \text{ cm/s}$, se calcula el diámetro del agujero de ventilación (d_{vent}).

$$d_{vent} = \sqrt{\frac{4 * Q_A}{\pi * V_S}} = \sqrt{\frac{4 * 1,53}{\pi * 20}} = 0,312 \text{ cm} = 3,12 \approx 4 \text{ mm}$$

Anexo 8: Presión al interior del molde a la temperatura de diseño

La presión al interior del molde P_S a la temperatura crítica de diseño $T_D = 300^\circ C$ se calcula empleando la ley de Gay-Lussac [Cengel, 2011] en la ecuación [2. 5].

$$P_S = P_A * \left(\frac{T_S}{T_A}\right) = 100 * \left(\frac{573K}{292K}\right) \quad [2. 5]$$
$$= 196,2 \text{ kPa}$$

$$P_S = P_A * \left(\frac{T_S}{T_A}\right) = 100 * \left(\frac{573K}{292K}\right) = 196,2 \text{ kPa}$$



Anexo 9: Diseño del arreglo de moldes

Es importante definir en detalle la manera en la que el conjunto de moldes se agrupan pues así se conocerá las dimensiones y masa final de la carga a rotar. Con esta información, se puede determinar el volumen y el espacio que ocupará el arreglo de moldes al girar alrededor de los ejes del sistema mecánico de rotación biaxial.

Uso de ángulos de acero inoxidable 316L - Jahesa.

Los perfiles a emplear son fabricados por la empresa Jahesa y tienen como denominación “Ángulos de acero inoxidable”. El material de estos perfiles es AISI 316L, un material resistente a la corrosión. Se emplean perfiles de tipo L debido a la facilidad que presentan para empalmarse unos con otros y a la gran disponibilidad comercial en el mercado. Las dimensiones comerciales y peso de los perfiles se especifican a continuación.



JAHESA
ACEROS INOXIDABLES

nosotros productos servicios corte con chorro de agua contáctenos

Ángulos de Acero Inoxidable

CALIDADES:

JAHESA S.A. fabrica ángulos en calidades AISI 304, 304L, 316 y 316L. DIMENSIONES Y PESOS:

Espesor Nominal		Alas		Peso Aprox.
mm.	Pulg.	mm. x mm.	Pulg. X Pulg.	Kg/m
3.175	1/8	25.4 x 25.4	1 x 1	1.210
3.175	1/8	38.1 x 38.1	1 1/2 x 1 1/2	1.855
3.175	1/8	50.8 x 50.8	2 x 2	2.500
4.763	0.1875	25.4 x 25.4	1 x 1	1.754
4.763	0.1875	38.1 x 38.1	1 1/2 x 1 1/2	2.722
4.763	0.1875	50.8 x 50.8	2 x 2	3.690
6.350	1/4	25.4 x 25.4	1 x 1	2.258
6.350	1/4	38.1 x 38.1	1 1/2 x 1 1/2	3.548
6.350	1/4	50.8 x 50.8	2 x 2	4.839

Todas las tablas son orientativas

Figura 11: Proveedor de aceros inoxidables JAHESA.

ANGULOS				
Espesor Nominal		Alas		Peso Aprox.
mm.	Pulg.	mm x mm	Pulg. X Pulg.	Kg/m
3.175	1/8	25.4 x 25.4	1 x 1	1.210
3.175	1/8	38.1 x 38.1	1 1/2 x 1 1/2	1.855
3.175	1/8	50.8 x 50.8	2 x 2	2.500
4.763	0.1875	25.4 x 25.4	1 x 1	1.754
4.763	0.1875	38.1 x 38.1	1 1/2 x 1 1/2	2.722
4.763	0.1875	50.8 x 50.8	2 x 2	3.690
6.350	1/4	25.4 x 25.4	1 x 1	2.258
6.350	1/4	38.1 x 38.1	1 1/2 x 1 1/2	3.548
6.350	1/4	50.8 x 50.8	2 x 2	4.839

Todas las tablas son orientativas

Figura 12: Dimensiones comerciales de perfiles de acero inoxidable.

Distribución de los moldes

Para obtener esta distribución de tipo triangular, se parte de satisfacer los requerimientos de distribuir simétricamente tres moldes alrededor de un eje de giro.

Se considera el centroide de cada molde como los puntos representativos. Para que estos tres puntos formen parte de un solo cuerpo rígido deben estar unidos entre sí, por lo que hay tres posibles alternativas: emplear un triángulo equilátero cuyos lados o incluso las esquinas soporten los discos ranurados (Figura 13.a), un anillo circular en cuyo diámetro estén ubicados los discos ranurados con una separación equidistante (Figura 13.b), o un cuadrilátero cuyos lados contengan a los tres puntos (Figura 13.c).

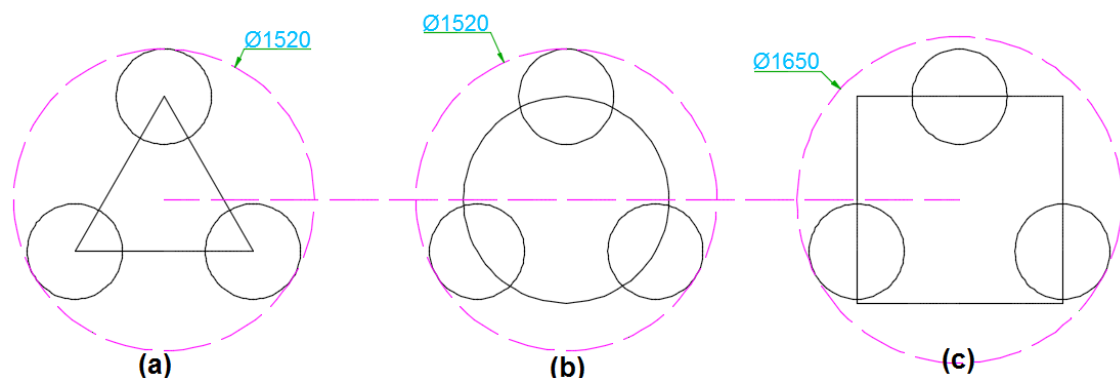


Figura 13: Comparación de las alternativas para el arreglo de moldes (a) Arreglo triangular, (b) Arreglo circular y (c) arreglo cuadrangular.

Realizando una evaluación de tamaño y espacio ocupado por el arreglo; y costos de fabricación se determina que la mejor opción es emplear un arreglo de forma triangular. Para la evaluación, se analizó el espacio que ocupa cada tipo de arreglo al girar alrededor del eje secundario (Figura 13). Por otro lado, para la evaluación de costos se tuvo en cuenta la fabricación del arreglo descartando el tipo de arreglo que requieren de algún proceso adicional para su fabricación, como para el caso (b) ya que requiere un proceso de rolado para los perfiles y dar forma al anillo circular.



Anexo 10: Cálculo de la posición crítica del eje secundario S3

El análisis cinemático busca calcular la aceleración absoluta de los diversos puntos del cuerpo rígido que se encuentra girando. Principalmente, se desea calcular la aceleración en el punto central del arreglo de moldes que debido a que reciben las fuerzas desde el eje a través de este punto. Para el análisis cinemático se considera lo siguiente:

- El sistema mecánico parte siempre desde la posición vertical.
- El sistema mecánico debe de alcanzar su velocidad nominal máxima de giro (50 RPM) en un tiempo de dos segundos. Para este momento, el sistema tiene una posición determinada con respecto a los ejes principales.

Se calcula en primer lugar la posición con respecto al plano XZ en donde el sistema aún posee aceleración angular y la máxima velocidad de giro posible (50 RPM).

$$\ddot{\theta}_2 = \frac{5,236 \text{ rad/s}}{2 \text{ s}} = 2,618 \text{ rad/s}^2$$

Considerando que parte desde una velocidad de giro igual a cero y desde una posición $\theta_2 = 0$:

$$\dot{\theta}_2 = (2,618 * t) \text{ rad/s}$$

$$\theta_2 = (1,309 * t^2) \text{ rad}$$

En $t = 2$ seg:

$$\theta_2 = (1,309 * 4) = 5,235 = 300^\circ$$

Este valor se le suma al ángulo inicial de 90° por lo que la posición final es $\theta_2 = 30^\circ$ con respecto al eje "X". En otras palabras, en esta posición, el eje alcanzará alcanza los mayores valores de torque durante el arranque.

Anexo 11: Cálculo de velocidades y aceleraciones del sistema

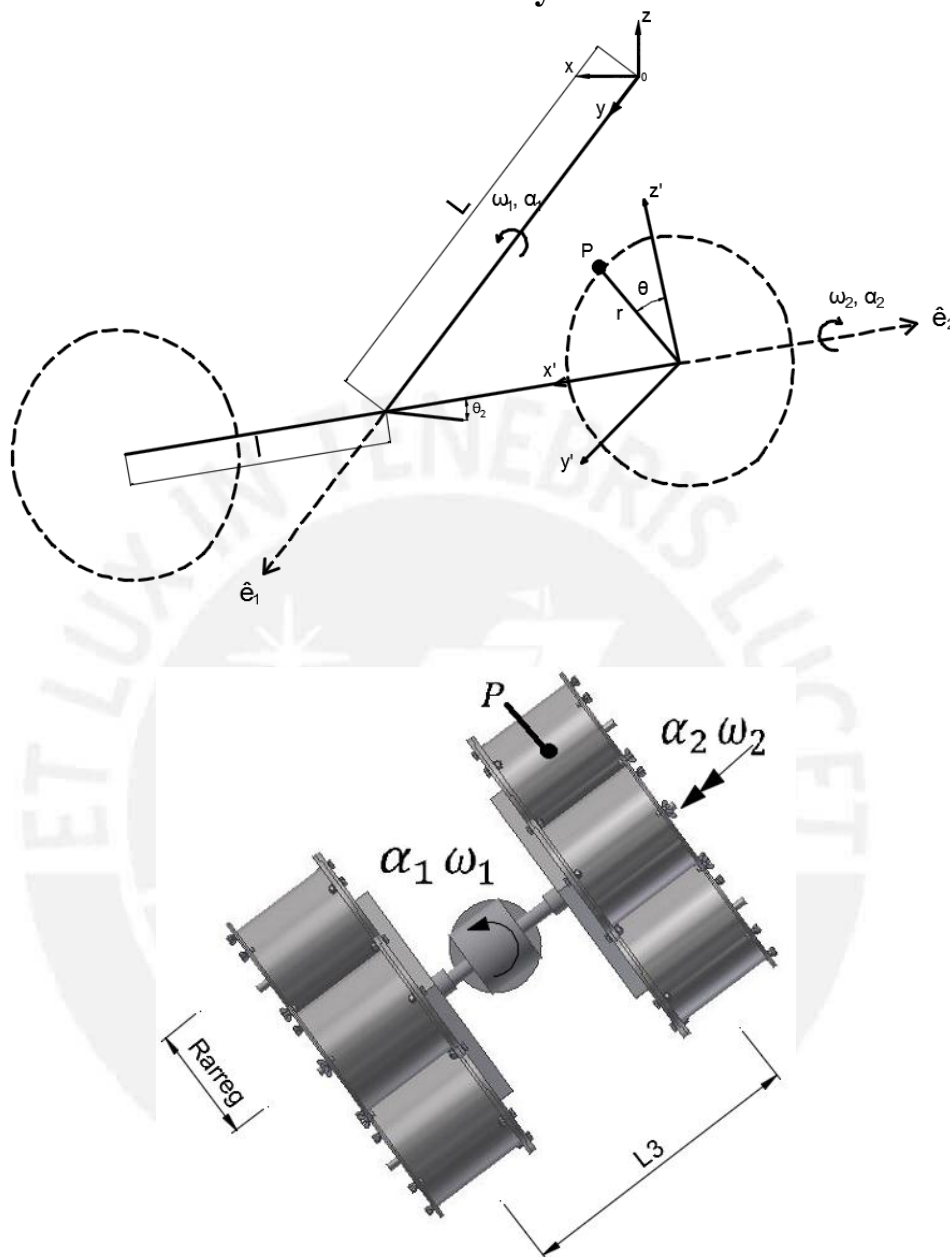


Figura 14: Esquema para el análisis cinemático y cinético.

Análisis cinemático en Matlab (ventana de resultados vectoriales)

Datos de entrada:

w1, w1, alfa1, alfa2, theta, theta2, l, r

W1 = [0, w1, 0]

W2 = [w2*cos(theta2), 0, -w2*sin(theta2)]

Rao = [-l*cos(theta2), L, l*sin(theta2)]

$$R_{po} = [r \cdot \cos(\theta) \cdot \sin(\theta_2) - l \cdot \cos(\theta_2), L + r \cdot \sin(\theta), l \cdot \sin(\theta_2) + r \cdot \cos(\theta_2) \cdot \cos(\theta)]$$

Resultados:

$$V_a = [l \cdot w_1 \cdot \sin(\theta_2), 0, l \cdot w_1 \cdot \cos(\theta_2)]$$

$$W = [w_2 \cdot \cos(\theta_2), w_1, -w_2 \cdot \sin(\theta_2)]$$

$$R_{pa} = [r \cdot \cos(\theta) \cdot \sin(\theta_2), r \cdot \sin(\theta), r \cdot \cos(\theta_2) \cdot \cos(\theta)]$$

$$V_p = [l \cdot w_1 \cdot \sin(\theta_2) - r \cdot w_2 \cdot \sin(\theta_2) \cdot \sin(\theta) + r \cdot w_1 \cdot \cos(\theta_2) \cdot \cos(\theta), r \cdot w_2 \cdot \cos(\theta) \cdot \cos(\theta_2)^2 + r \cdot w_2 \cdot \cos(\theta) \cdot \sin(\theta_2)^2, l \cdot w_1 \cdot \cos(\theta_2) - r \cdot w_1 \cdot \cos(\theta) \cdot \sin(\theta_2) - r \cdot w_2 \cdot \cos(\theta_2) \cdot \sin(\theta)]$$

$$ALFA1 = [0, \alpha_1, 0]$$

$$A_a = [l \cdot \cos(\theta_2) \cdot w_1^2 + \alpha_1 \cdot l \cdot \sin(\theta_2), 0, -l \cdot \sin(\theta_2) \cdot w_1^2 + \alpha_1 \cdot l \cdot \cos(\theta_2)]$$

$$ALFA = [-(w_1 \cdot w_2 \cdot \sin(\theta_2) - \alpha_2 \cdot \cos(\theta_2)), \alpha_1, -(\alpha_2 \cdot \sin(\theta_2) + w_1 \cdot w_2 \cdot \cos(\theta_2))]$$

$$A_p = [\alpha_1 \cdot l \cdot \sin(\theta_2) - w_1 \cdot (r \cdot w_1 \cdot \cos(\theta) \cdot \sin(\theta_2) + r \cdot w_2 \cdot \cos(\theta_2) \cdot \sin(\theta)) + l \cdot w_1^2 \cdot \cos(\theta_2) - w_2 \cdot \sin(\theta_2) \cdot (r \cdot w_2 \cdot \cos(\theta) \cdot \cos(\theta_2)^2 + r \cdot w_2 \cdot \cos(\theta) \cdot \sin(\theta_2)^2) - r \cdot \sin(\theta) \cdot (\alpha_2 \cdot \sin(\theta_2) + w_1 \cdot w_2 \cdot \cos(\theta_2)) + \alpha_1 \cdot r \cdot \cos(\theta_2) \cdot \cos(\theta), r \cdot \cos(\theta_2) \cdot \cos(\theta) \cdot (\alpha_2 \cdot \cos(\theta_2) - w_1 \cdot w_2 \cdot \sin(\theta_2)) - w_2 \cdot \sin(\theta_2) \cdot (r \cdot w_2 \cdot \sin(\theta_2) \cdot \sin(\theta) - r \cdot w_1 \cdot \cos(\theta_2) \cdot \cos(\theta)) - w_2 \cdot \cos(\theta_2) \cdot (r \cdot w_1 \cdot \cos(\theta) \cdot \sin(\theta_2) + r \cdot w_2 \cdot \cos(\theta_2) \cdot \sin(\theta)) + r \cdot \cos(\theta) \cdot \sin(\theta_2) \cdot (\alpha_2 \cdot \sin(\theta_2) + w_1 \cdot w_2 \cdot \cos(\theta_2)), w_1 \cdot (r \cdot w_2 \cdot \sin(\theta_2) \cdot \sin(\theta) - r \cdot w_1 \cdot \cos(\theta_2) \cdot \cos(\theta)) + \alpha_1 \cdot l \cdot \cos(\theta_2) - l \cdot w_1^2 \cdot \sin(\theta_2) - w_2 \cdot \cos(\theta_2) \cdot (r \cdot w_2 \cdot \cos(\theta) \cdot \cos(\theta_2)^2 + r \cdot w_2 \cdot \cos(\theta) \cdot \sin(\theta_2)^2) - r \cdot \sin(\theta) \cdot (\alpha_2 \cdot \cos(\theta_2) - w_1 \cdot w_2 \cdot \sin(\theta_2)) - \alpha_1 \cdot r \cdot \cos(\theta) \cdot \sin(\theta_2)]$$

Anexo 12: Resultados del análisis cinemático y aceleraciones

Resultados para el punto P en la Tabla 2.

Tabla 2: Valores de aceleración para diversas posiciones del punto P.

Dato de entrada					Aceleración (m/s ²)			
α_1	α_2	ω_1	ω_2	θ_2	θ	A_{Ax}	A_{Ay}	A_{Az}
0	0	5,24	5,24	0	0	6,854	0	-12,611
					120	-3,26	-4,99	5,76
					240	16,69	4,99	5,76
					90	-4,8	-5,76	0
					210	12,47	2,88	9,97
					330	12,47	2,88	-9,97
				30	0	-0,37	0	-14,349
					120	0,06	-4,99	6,61
					240	17,33	4,99	-3,36
					90	-4,16	-5,76	2,4
					210	15,79	2,88	2,4
					330	5,82	2,88	-14,87
2,62	2,62	5,24	5,24	0	0	7,456	-0,602	-11,957
					120	-3,53	-5,26	5,92
					240	16,41	4,71	6,87
					90	-4,8	-5,76	0,092
					210	12,0	2,40	10,89
					330	12,95	3,35	-9,06
				30	0	0,479	-0,602	-14,08
					120	-0,96	-5,26	6,89
					240	17,65	4,71	-2,25
					90	-4,11	-5,76	2,48
					210	15,84	2,40	3,43
					330	6,69	3,35	-14,32

Anexo 13: Análisis cinético tridimensional

Traslado de las inercias:

$$L_3=0,49, d= L_3/2$$

$$I_{x'} = I_{xg} + m \cdot d^2 = 1,4 + 35 \cdot (0^2) = 1,40$$

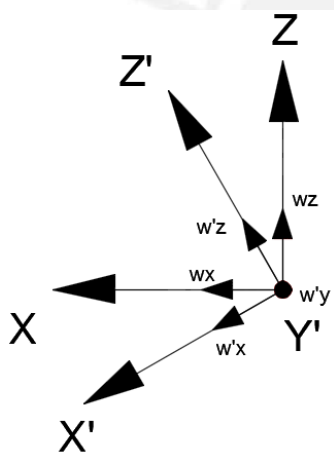
$$I_{y'} = I_{yg} + m \cdot d^2 = 0,9 + 35 \cdot (0,245^2) = 3,0$$

$$I_{z'} = I_{zg} + m \cdot d^2 = 0,9 + 35 \cdot (0,245^2) = 3,0$$

Descomposición de los vectores velocidad angular ($\bar{\omega}$) y aceleración angular ($\bar{\alpha}$) del sistema

$$\bar{\omega}' = (\omega_x \cdot \cos(\theta_2) - \omega_z \cdot \text{sen}(\theta_2), \omega_y, \omega_x \cdot \text{sen}(\theta_2) + \omega_z \cdot \cos(\theta_2))$$

$$\bar{\alpha}' = (\alpha_x \cdot \cos(\theta_2) - \alpha_z \cdot \text{sen}(\theta_2), \alpha_y, \alpha_x \cdot \text{sen}(\theta_2) + \alpha_z \cdot \cos(\theta_2))$$



Anexo 14: Cálculo de los torques de arranque

Se coloca un sistema de coordenadas en el punto “O” que gira junto con los componentes de tal manera que:

$$\bar{\Omega} = (\Omega_x, \Omega_y, \Omega_z) = (0; 5,236; 0) \text{ rad/s}$$

$$\begin{aligned} \sum M_{Ox'} &= I_{x'}\alpha'_{x'} - 0 \cdot \alpha'_{y'} - 0 \cdot \alpha'_{z'} - 0(-0 \cdot \omega'_x + I_{y'}\omega'_y - 0 \cdot \omega'_z) \\ &\quad + \Omega_y(-0 \cdot \omega_x + 0 \cdot \omega_y - I_{z'} \cdot 0) \\ \sum M_{Oy'} &= -0 \cdot \alpha'_{x'} + I_{y'}\alpha'_{y'} - 0 \cdot \alpha'_{z'} + 0 \cdot (I_{x'}\omega'_x - 0 \cdot \omega'_y - 0 \cdot \omega'_z) \\ &\quad - 0(-0 \cdot \omega_x - 0 \cdot \omega_y + I_{z'}\omega_z) \\ \sum M_{Oz'} &= 0 \cdot \alpha'_{x'} - 0 \cdot \alpha'_{y'} + I_{z'}\alpha'_{z'} - \Omega_y(I_{x'}\omega'_x - 0 \cdot \omega'_y - 0 \cdot \omega'_z) \\ &\quad + 0(-0 \cdot \omega_x + I_{y'}\omega'_y - 0 \cdot \omega'_z) \end{aligned}$$

Se reemplazan los valores de velocidad angular con los valores proyectados en los ejes X'Y'Z' y se obtiene:

$$\begin{aligned} \Sigma M_{Ox'} &= (2 \cdot 1,4) \cdot (2,618) = 7,33 \\ \Sigma M_{Oy'} &= (2 \cdot 3,0 + 0,08) \cdot (2,618) = 15,92 \\ \Sigma M_{Oz'} &= (2 \cdot 3,0) \cdot (27,416) = 164,5 \text{ (sólo es carga de flexión)} \end{aligned}$$

De estos valores, los dos primeros valores ($\Sigma M_{Ox'}$) y ($\Sigma M_{Oy'}$) se emplean para seleccionar los motores.

Anexo 15: Propiedades mecánicas a temperatura ambiente de los aceros a emplear

Resistencia en estado Recocido		CARACTERÍSTICAS MECÁNICAS EN ESTADO BONIFICADO						
máx. N/mm ²	Dureza Brinell máx.	Diámetro mm.		Límite de fluencia N/mm ²	Resistencia a la tracción N/mm ²	Elongación (Lo = 5d) % mín.	Estricción % mín.	Resiliencia según DVM Joule
		desde	hasta					
800	248	16	16	980	1180 - 1380	9	40	41
		40	40	885	1080 - 1280	10	45	48
		40	100	785	980 - 1180	11	50	48
		100	160	685	880 - 1080	12	55	48
		160	250	590	780 - 930	13	55	48

Figura 15: Propiedades mecánicas DIN 34Cr Ni Mo6 - Boehler.

CARACTERÍSTICAS MECÁNICAS						
En el núcleo de la pieza cementada						Dureza en la superficie HRC
Diám. mín.	Límite de fluencia N/mm ²	Resistencia a la tracción N/mm ²	Alargamiento (L=5d) mín. %	Contracción % mín.	Resiliencia según DVM Joule (val. de guía)	
10	700	1000 - 1300	8	35	-	59
30	650	900 - 1200	9	40	69	a
68	550	800 - 1100	10	40	-	63

Figura 16: Propiedades mecánicas DIN 18CrNi6

Diámetro (mm)	Resistencia a la Tracción Kg/mm ²	Límite Elástico Kg/mm ²	Elongación %	Tenacidad d J
< 25	67	50	20	27
> 25	64	47	20	27

Figura 17: Propiedades mecánicas DIN 20 Mn V6.

ACEROS DEL PERU
Asesoría Técnica en Aceros Especiales y Tratamientos Térmicos

Asesoría Técnica en Aceros Especiales y Tratamientos

NUEVA OVAKO 280

Equivalencias DIN: 20 Mn V 6

Composición química

%C	%Si	%Mn	%Ni	%Cr	%Mo	%Cu	%V	%S	%P
0.20	0.45	1.60	0.30	0.30	0.10	0.30	0.12	0.035	0.03

Figura 18: Composición química del DIN 20MnV6 (Aceros del Perú)

PLANCHAS DE ACERO INOXIDABLE

AISI 316 L



Fabricado Bajo Norma: ASTM A240 / A480
Terminaciones Superficiales Disponibles: 2B y Nº1

Estado de Suministro

Laminado

Características

Acero inoxidable austenítico aleado al Cromo-Níquel-Molibdeno. La adición de Molibdeno le confiere una alta resistencia a la corrosión por picado (pitting). No es templable ni magnético. Gran resistencia a la acción corrosiva de reactivos químicos (en especial al ácido sulfúrico) y a la atmósfera marina. Su aplicación es frecuente en la industria alimenticia, papelera y construcción.

El grado 316L, tiene un más bajo contenido de carbono, lo cual aumenta la temperatura de resistencia a la corrosión intergranular, además de mejorar su soldabilidad.

Aplicaciones

Es utilizado en refinarias, en la Industria alimenticia, minera, pesquera, química, farmacéutica y en la agroindustria. Algunos usos son silos de almacenamiento de pulpa y cemento, estanques para ácido sulfúrico y combustibles. Estanques para fermentación y sistemas de drenaje. Pasarelas, plataformas, escaleras, barriles, ciclones y sistemas de filtración de aire. Ductos y spools de grandes diámetros. Equipos hospitalarios.

Propiedades Mecánicas

Esfuerzo Fluencia (mín.) (Mpa)	Esfuerzo Tracción (mín.) (Mpa)	Elongación (mín.) %	Dureza (máx.) Brinell (HB)
170	485	40	217

Figura 19: Propiedades mecánicas del acero inoxidable AISI 316L.

Barras de Acero Inoxidable								
AISI 316								
				Estado de Suministro Laminado o trellado.				
				Características Acero inoxidable austenítico aleado al Cromo-Níquel-Molibdeno. La adición de Molibdeno le confiere una alta resistencia a la corrosión por picado (pitting). No es templable ni magnético. Gran resistencia a la acción corrosiva de reactivos químicos (en especial al ácido sulfúrico) y a la atmósfera marina. Su aplicación es frecuente en la industria alimenticia, papelera y construcción.				
Aplicaciones El acero AISI 316 es utilizado en la construcción de piezas y elementos estructurales de la industria alimenticia, celulosa, minera, química, farmacéutica y petroquímica. Algunas aplicaciones específicas son: ejes de hélices, acoples y equipos hospitalarios.								
Formas		Color						
○ ○		■						
Composición Química								
%C (máx.)	%Mn (máx.)	%Si (máx.)	%Cr	%Ni	%Mo	%P (máx.)	%S (máx.)	
0.08	2.00	1.00	16.00 - 18.00	10.00 - 14.00	2.00 - 3.00	0.045	0.03	
Propiedades Mecánicas Acero Laminado								
Esfuerzo Fluencia (mín.) (Mpa)	Esfuerzo Tracción (mín.) (Mpa)			Elongación (mín.) %				
205	515			40				

Figura 20: Propiedades del acero inoxidable AISI 316.

Planchas de Acero Inoxidable							
AISI 304 / AISI 304L							
	Estado de Suministro Laminado.						
	Fabricado Bajo Norma ASTM A240 / A480.						
	Terminaciones Superficiales Disponibles 2B, N°1 y N°4.						
	Características Acero inoxidable austenítico, aleado con Cromo y Níquel y bajo contenido de Carbono que presenta una buena resistencia a la corrosión. No es templeable ni magnético. Puede ser fácilmente trabajado en frío (por ejemplo: doblado o cilindrado).						
Aplicaciones Debido a su buena resistencia a la corrosión, conformado en frío y soldabilidad, se utiliza ampliamente en la industria alimenticia, vitivinícola, frutícola, acuícola, minera y construcción. Algunos usos son la fabricación de estructuras y/o contenedores para las industrias procesadoras de leche, cerveza, vino y alimentos, revestimientos, lavaplatos, mesones para alimentos, bandas transportadoras, cabinas telefónicas, fachadas de edificios, ascensores, casetas de peaje, muebles de cocina y quincallería.							
Composición Química							
AISI	%C (máx.)	%Mn (máx.)	%Si (máx.)	%Cr	%Ni	%P (máx.)	%S (máx.)
304	0,08	2,00	0,75	18-20	8,00-10,50	0,045	0,03
304 L	0,03	2,00	0,75	18-20	8,00-12,00	0,045	0,03
Propiedades Mecánicas							
AISI	Esfuerzo Fluencia (min.) MPa	Esfuerzo Tracción (min.) Mpa	Elongación (min.) %	Dureza (máx.) Brinell (HB)			
304	205	515	40	201			
304L	170	485	40	201			

Figura 21: Propiedades de planchas de acero inoxidable AISI 316L.

Cálculo de propiedades mecánicas del DIN 20 Mn V6 según Roloff & Matek:

Se conoce:

$$\sigma_{0,2} = 47 \frac{kg}{mm^2} = 461,1 \frac{N}{mm^2}$$

$$\sigma_B = 64 \frac{kg}{mm^2} = 627,84 \frac{N}{mm^2}$$

Se calculan los esfuerzos para flexión:

$$\sigma_F = 1,25 * \sigma_{0,2} = 576,4 \frac{N}{mm^2}$$

$$\sigma_{fAlt} = 0,5 * \sigma_B = 314 \frac{N}{mm^2}$$

$$\tau_{tALT} = 0,3 * \sigma_B = 188,4 \frac{N}{mm^2}$$

Anexo 16: Cálculo de los engranajes cónicos

Cálculo de la Geometría

Para el cálculo de la geometría del par de engranajes cónicos de dientes rectos se tiene en cuenta que mientras de mayor tamaño sea la rueda, mayor será el espacio requerido para el sistema de rotación secundario. Por otro lado, el piñón debe de tener el tamaño suficiente para que pueda montarse en el eje interior secundario S2 y realizarle el canal chavetero. Para poder aplicar la norma DIN 3990, se debe trabajar con los engranajes cilíndricos virtuales equivalentes a los conos complementarios en los diámetros medios de ambos engranajes.

Según lo indicado por el autor Mott, la interferencia entre el extremo superior del diente del piñón y la raíz del diente de la rueda no debe ocurrir. Para ello, el número mínimo de dientes del piñón es determinado según el ángulo de presión del engranaje (α_e). Se emplea un ángulo de presión $\alpha_e = 20^\circ$ debido a que es el más disponible comercialmente [Mott, 2004] y para este ángulo, si el número mínimo de dientes del piñón es de 17, la rueda puede tener hasta 1309 dientes [Mott, tabla 8-6, p. 320]. Se escoge un número de dientes del piñón $Z_1 = 21$ y un número de dientes de la rueda de $Z_2 = 43$, al tener un número de dientes impar, se garantiza que los dientes presenten un desgaste uniforme. También se asume un módulo exterior normalizado de 4mm.

En la tabla Tabla 3 se muestran los resultados obtenidos para la geometría del par de engranajes cónicos de dientes rectos Z_1 y Z_2 . Para elaborar esta tabla, se empleó nomenclatura y fórmulas de los autores Henriot y Michalec.

Tabla 3: Relaciones geométricas y dimensiones de los engranajes cónicos de dientes rectos.

	Descripción	Un.	Sím.	Ecuación	Piñón	Rueda
1	Ángulo entre ejes	grados	Σ	-	90	
2	Módulo en cono complementario exterior (normalizado)	mm	m_e	DIN 780	4,0	
3	Ángulo de presión	grados	α_e	[Mott, Tabla 8-6]	20°	
4	Número de dientes	-	Z	-	21	43
5	Relación de transmisión	-	i_e	Z_2/Z_1	2,05	
6	Diámetro primitivo en cono complementario exterior.	mm	d	$m_e \cdot Z$	84,00	172,00
7	Semi-ángulo del cono primitivo	grados	δ_1 δ_2	$\tan^{-1}(Z_1/Z_2)$ $\Sigma - \delta_1$	26,030	63,970
8	Generatriz del cono primitivo	mm	R_e	$\frac{d_2}{2 \cdot \sin \delta_2}$	95,708	
9	Ancho del diente	mm	b	$R_e/3 \geq b$	31,000	
10	Diámetro del círculo que pasa por la mitad del diente, en el cono primitivo.	mm	d_m	$d - b \sin \delta$	70,396	144,144
11	Modulo medio en cono primitivo	mm	m_m	d_m/Z	3,352	
12	Addendum	mm	h_a	$1,000 m_e$	4,0	
13	Dedendum	mm	h_f	$1,250 m_e$	5,0	
14	Altura del diente	mm	h	$h_a + h_f$	9,0	
15	Ángulo de addendum	grados	θ_a	$\tan^{-1}(h_a/R_e)$	2,3932	
16	Ángulo de dedendum	grados	θ_f	$\tan^{-1}(h_f/R_e)$	2,9905	
17	Ángulo de altura del diente	grados	θ	$\theta_a + \theta_f$	5,3838	
18	Semi-ángulo de cono exterior	grados	δ_a	$\delta + \theta_a$	28,423	66,364
19	Semi-ángulo de cono de fondo	grados	δ_f	$\delta - \theta_f$	23,039	60,980
20	Distancia del diámetro exterior del cono complementario exterior al vértice	mm	X	$R_e \cos \delta - h_a \sin \delta$	84,245	38,4057
21	Distancia del diámetro exterior del cono complementario exterior al diámetro exterior del cono complementario interior.	mm	X_b	$b \cdot \left(\frac{\cos \delta_a}{\cos \theta_a}\right)$	27,287	12,440
22	Diámetro del círculo exterior en cono complementario exterior.	mm	d_a	$d + 2 h_a \cos \delta$	91,189	175,511
23	Diámetro del círculo de fondo en cono complementario exterior.	mm	d_i	$d_a - \frac{2b \sin \delta_a}{\cos \theta_a}$	60,792	118,712

En la Figura 22 se observa las dimensiones previamente calculadas para realizar los planos de fabricación de los engranajes cónicos: Planos 20 y 21.

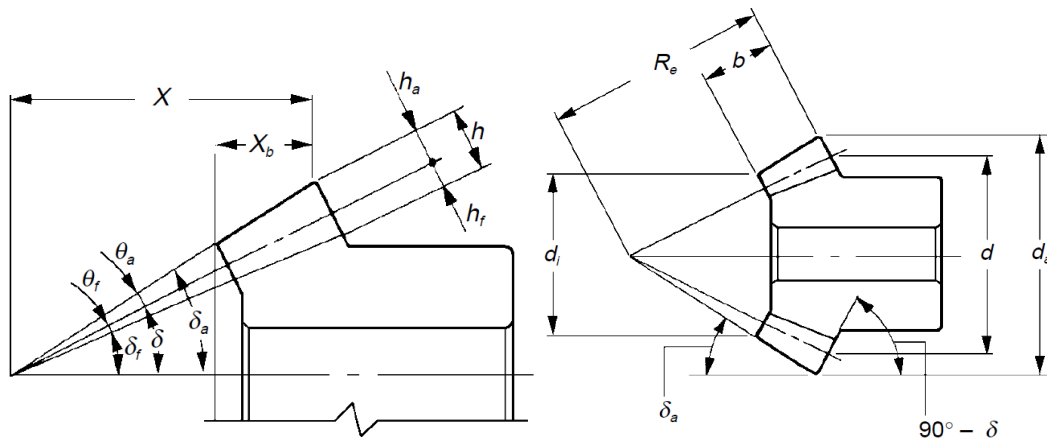


Figura 22: Dimensiones características de los engranajes cónicos de dientes rectos [Kohara Company].

Traslado de las fuerzas al eje de giro

Para analizar el efecto de las fuerzas de la rueda sobre el eje secundario S3, se debe trasladar las fuerzas tangencial, axial y radial al eje de rotación secundario, es decir, al centro de la rueda. Al trasladar la fuerza tangencial se genera un par o momento torsor ($M_{tRx'}$) y al trasladar la fuerza axial se genera un momento flector ($M_{aRz'}$). De la misma forma, pasando las fuerzas que actúan sobre el diente del piñón al centro del eje de rotación primario, se genera un momento flector ($M_{aPz'}$) y torsor ($M_{tPy'}$).

Verificación por resistencia a la fatiga por flexión y presión

Las ecuaciones, fórmulas y factores empleados en esta sección fueron extraídas del material del curso de Elementos de Máquinas 2 para el cálculo de Engranajes Cónicos según la norma DIN 3990. La verificación se realiza para el piñón debido a que al tener el menor número de dientes, estos trabajarán con más frecuencia que los dientes de la rueda. Como se mencionó anteriormente, para trabajar con esta norma se requieren los engranajes cilíndricos equivalentes a los cónicos de dientes rectos correspondientes al cono complementario en la mitad del diente (Figura 23). En la Tabla 4 a continuación se indican los datos de los engranajes virtuales a emplear.

Tabla 4: Datos geométricos de los engranajes cilíndricos virtuales.

	Descripción	Unid.	Sím.	Ecuación	Piñón	Rueda
1	Diámetro virtual medio	mm	d_{vm}	$d_m / \cos(\delta)$	78,343	328,47
2	Diámetro virtual exterior	mm	d_{va}	$d_{vm} + 2 \cdot m_m$	85,047	335,175
3	Diámetro virtual base	mm	d_{vb}	$d_{vm} \cdot \cos(\alpha_e)$	73,618	308,661
4	Número virtual de dientes	mm	Z_v	$Z / \cos(\delta)$	23,371	97,987

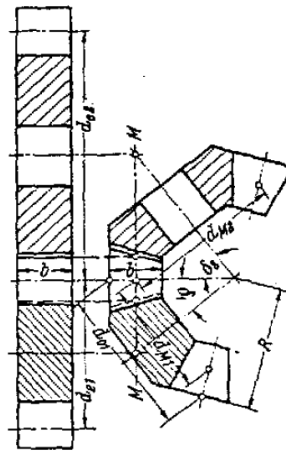


Figura 23: Ruedas cilíndricas equivalentes en engranaje de ruedas cónicas para el cálculo de la capacidad de carga [Niemann, 2004].

En primer lugar, se verifica la resistencia a la fatiga por flexión en la raíz del diente y debe cumplirse que la tensión nominal en la raíz del diente (σ_{FN}) debe ser menor o igual que la tensión permisible del material (σ_{FP}) (ecuación [2. 6]). En la Tabla 5 se especifican los factores a emplear para calcular σ_{FN} con la ecuación [2. 7] y de la misma forma en la Tabla 6 para calcular los factores de σ_{FP} con la ecuación [2. 8].

Con:

$$\sigma_{FN} \leq \sigma_{FP} \quad [2. 6]$$

$$\sigma_{FN} = \frac{F_{t1}}{b_e \cdot m_m} \cdot K_A \cdot Y_{Fa} \cdot Y_{Sa} \cdot Y_\epsilon \cdot Y_B \quad [2. 7]$$

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{FLim}}{S_{Fmin}} \cdot Y_{ST} \cdot Y_{\delta rel \cdot T} \cdot Y_{R \cdot rel \cdot T} \cdot Y_X \cdot Y_{NT} \quad [2. 8]$$

Tabla 5: Factores y datos para calcular la tensión nominal en la raíz del diente (σ_{FN})

	Descripción	Símb.	Referencia	Valor	
1	Ancho efectivo del diente	b_e	$0,85 \cdot b$	26,35	mm
2	Factor de servicio	K_A	[Tabla 1]	1,35	-
3	Factor de forma	Y_{Fa}	$f(Z_v)$ [Figura 1]	2,78	-
4	Factor de concentración de tensión	Y_{Sa}	$f(Z_v)$ [Figura 2]	1,65	-
5	Segmento de engrane	g_a	[Fórmulas del curso E.M. 2]	17,05	mm
6	Paso transversal en círculo base	p_{et}	$\frac{\pi d_b}{z}$	9,9	mm
7	Coefficiente de engrane [1,4 < ε_α < 1,98]	ε_α	$\frac{g_a}{p_{et}}$	1,72	mm
8	Factor de engrane	Y_ε	[Figura 3]	0,69	-
9	Factor de inclinación de la hélice	Y_B	[Figura 3]	1	-
10	Tensión nominal en la raíz del diente	σ_{FN}	[2. 7]	3,25	MPa

Tabla 6: Factores para la tensión permisible del material (σ_{FP}).

	Descripción	Símb.	Referencia	Valor	Unid.
1	Esfuerzo pulsante de flexión en la raíz del diente	$\sigma_{FLim}(T_R)$	[Tabla 2]	405,5	MPa
2	Factor de seguridad mínimo	S_{Fmin}	[DIN 3990]	1,7	-
3	Factor de corrección de la tensión para dimensiones de ruedas probadas	Y_{ST}	[DIN 3990]	2,0	-
4	Cifra relativa de apoyo, que considera la sensibilidad a la entalla del material	$Y_{\delta rel \cdot T}$	$f(Y_{Sa}, \sigma_B)$ [Figura 4]	1	-
5	Factor de acabado superficial en el redondeo de la raíz	$Y_{R \cdot rel \cdot T}$	$f(R_z; \sigma_B)$ [Figura 5]	1,03	-
6	Factor de tamaño	Y_X	$f(m_{mn})$ [Figura 6]	1	-
7	Factor de duración, vida	Y_{NT}	$f(N_L)$ [Figura 7]	1	-
8	Tensión permisible del material	σ_{FP}	[2. 8]	491,4	MPa

Con esto se comprueba que el piñón no falla pues:

$$\sigma_{FN} = 3,3 \text{ MPa} \leq \sigma_{FP} = 491,4 \text{ MPa}$$

En segundo lugar, se verifica la resistencia a la fatiga por presión en el flanco del diente denominada también presión de Hertz. En la Tabla 7 se especifican los factores a emplear para calcular la tensión nominal en el punto de rodadura (σ_{HN}) y de la misma forma en la Tabla 8 para calcular los factores de tensión permisible del material (σ_{HP}).

Se emplean las siguientes ecuaciones:

$$\sigma_{HN} = \sqrt{\frac{F_{t1} \cdot K_A}{b_e \cdot d_{vm1}} \cdot \frac{(u_v + 1)}{u_v}} \cdot Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot Z_\beta \quad [2.9]$$

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{HLim}}{S_{Hmin}} \cdot Z_{NT} \cdot Z_L \cdot Z_R \cdot Z_V \cdot Z_W \cdot Z_X \quad [2.10]$$

$$\sigma_{HN} \leq \sigma_{HP} \quad [2.11]$$

Con:

Tabla 7: Factores para la tensión nominal en el punto de rodadura del piñón (σ_{HN}).

	Descripción	Símb.	Referencia	Valor
1	Relación virtual de transmisión	u_v	$u_v = Z_{v2}/Z_{v1}$ [Tabla 4]	4,2
2	Factor de elasticidad para ambos engranajes	$Z_E(T_R)$	[Tabla N° 3]	180
3	Factor de zona	Z_H	$f(\beta, \alpha_n)$ [Figura 9]	2,5
4	Factor de engrane	Z_ε	$f(\varepsilon_\alpha, \varepsilon_\beta)$ [Figuras 3 y 10]	0,88
6	Factor de ángulo de hélice	Z_β	$f(\beta)$ [Figura 10]	1
7	Tensión nominal en el punto de rodadura del piñón	σ_{HN}	[2.9]	118,7

Tabla 8: Factores para la tensión permisible del material (σ_{HP}).

	Descripción	Símb.	Referencia	Valor
1	Esfuerzo de fatiga en el perfil del diente	$\sigma_{HLim}(T_R)$	[Tabla N°2]	1321,9
2	Factor de seguridad para evitar picaduras	S_{Hmin}	[DIN 3990]	$\sqrt{1,4}$
3	Factor de duración por presión en el flanco	Z_{NT}	$f(N_L)$ [Figura 11]	1
4	Factor de lubricación	Z_L	$f(v_{40}, \sigma_{HLim})$ [Figura 12]	1,06
5	Factor de rugosidad	Z_R	$f(R_{z100})$ [Figura 13]	0,92
6	Factor de velocidad	Z_V	$f(V_{t2})$ [Figura 15]	0,95
7	Factor de apareamiento de los materiales	Z_W	$f(HB(T_R))$ [Figura 14]	1,05
8	Factor de tamaño	Z_X	$f(m_{mn})$ [Figura 16]	1
9	Tensión permisible del material	σ_{HP}	[2. 10]	1086,8
R_{z100} : Rugosidad relativa		m_{mn} : modulo medio normalizado		
V_{t2} : velocidad tangencial en la rueda		v_{40} : viscosidad de la grasa a 40°C		
N_L : ciclos de repetición de carga		10 ⁵		

Con la ecuación [2. 11] se comprueba que el piñón no falla pues:

$$\sigma_{HN} = 118,7 \text{ MPa} \leq \sigma_{HP} = 1086,8 \text{ MPa}$$

Anexo 17: Cálculos del eje secundario S3

Para dibujar los diagramas de fuerzas internas es necesario conocer las fuerzas externas sobre el elemento en cuestión. Estas fuerzas se calculan empleando los diagramas de cuerpo libre y las ecuaciones de equilibrio dinámico para el arranque. Hasta ahora, en la sección 2.5.2 se ha calculado los momentos $M'_{x'}$ y $M_{y'}$ correspondientes a los torques que darán inicio a los giros secundario y primario del sistema mecánico, respectivamente. Estos momentos se calcularon considerando al eje secundario S3 y a los arreglos de moldes como conjunto; sin embargo, se requiere un análisis individual del eje S3 y encontrar así los momentos flectores que se transmiten a través de la brida que une los arreglos de moldes con el eje secundario S3 (\vec{M}_A y $\vec{M}_{A'}$) representados en la figura 2.15 del capítulo 2).

Cálculo de fuerzas y momentos a trasladar al eje secundario S3.

Cálculo de fuerza en centro de masa del arreglo de moldes (\vec{F}_{CMA}):

$$\vec{F}_{CM} - m_{arreg} \cdot g = m_{arreg} \cdot \vec{a}_{CM} \quad [2.12]$$

Para el arreglo A:

$$\vec{F}_{CMA} - 35 \cdot g \hat{k} = 35 \cdot (-6,263\hat{i} + 2,86\hat{k})$$

$$\vec{F}_{CMA} - 343,35 \hat{k} = (214,9\hat{i} - 98,105\hat{k})$$

$$\vec{F}_{CMA} = 219,2\hat{i} + 243,25 \hat{k}$$

Para el arreglo A':

$$\vec{F}_{CMA'} - 35 \cdot g \hat{k} = 35 \cdot (-6,14\hat{i} + 2,803\hat{k})$$

$$\vec{F}_{CMA'} - 343,35 \hat{k} = (-214,9\hat{i} + 98,105\hat{k})$$

$$\vec{F}_{CMA'} = -219,202\hat{i} + 443,455 \hat{k}$$

Se calculan \vec{M}'_A y $\vec{M}_{A'}$ aplicando las ecuaciones de Euler en el centro de masa del arreglo de moldes A y A' (CM_{Aarreg} y $CM_{A'arreg}$ respectivamente):

$$\begin{aligned}\sum M_{Ax'} &= I_{xg}\alpha'_{x'} - I_{xgyg}\alpha'_{y'} - I_{xz}\alpha'_{z'} - \Omega_{zg}(-I_{ygxg}\omega'_x + I_{yg}\omega'_y - I_{ygzg}\omega'_z) \\ &\quad + \Omega_{yg}(-I_{zgxg}\omega_x - I_{zgyg}\omega_y + I_{zg}\omega_z) \\ \sum M_{Ay'} &= -I_{ygxg}\alpha'_{x'} + I_{yg}\alpha'_{y'} - I_{yz}\alpha'_{z'} + \Omega_z(I_{xg}\omega'_x - I_{xgyg}\omega'_y - I_{xgzg}\omega'_z) \\ &\quad - \Omega_{xg}(-I_{zx}\omega'_x - I_{zy}\omega'_y + I_{zz}\omega'_z) \\ \sum M_{Az'} &= -I_{zgxg}\alpha'_{x'} - I_{zgyg}\alpha'_{y'} + I_{zg}\alpha'_{z'} - \Omega_y(I_{xg}\omega'_x - I_{xgyg}\omega'_y - I_{xgzg}\omega'_z) \\ &\quad + \Omega_{xg}(-I_{ygxg}\omega'_x + I_{yg}\omega'_y - I_{ygzg}\omega'_z)\end{aligned}$$

Donde la velocidad de giro del sistema de coordenadas (Ω_g) ubicado en el centro de masa del arreglo es:

$$\Omega_g = (\Omega_{xg}; \Omega_{yg}; \Omega_{zg}) = (0; 5,236; 0) \text{ rad/s}$$

Con las inercias del centro de masa, se calculan los momentos en ese punto:

$$\begin{aligned}\vec{M}'_A &= (M'_{Ax'}; M'_{Ay'}; M'_{Az'}) \\ M'_{Ax'} &= I_{x'g} \cdot \alpha'_{x'} = (1,4) * 2,618 = 4,034 \text{ Nm} \\ M'_{Ay'} &= I_{y'g} \cdot \alpha'_{y'} = (0,9) * 2,618 = 2,461 \text{ Nm} \\ M'_{Az'} &= I_{z'g} \cdot \alpha'_{z'} - \Omega_{y'}(I_{x'g}\omega_{x'}) + \Omega_x(I_{y'g}\omega_{y'}) \\ &= (0,9) * (-27,416) - (5,236) * (1,4 * 5,236) = -42,25 \text{ Nm}\end{aligned}$$

Se obtiene:

$$\text{Lado A: } \vec{M}'_A = (4,034; 2,461; -42,25) \text{ Nm}$$

$$\text{Lado A': } \vec{M}'_{A'} = (4,034; 2,461; -42,25) \text{ Nm}$$

Luego, se traslada a la brida desde el centro de masa arreglo de moldes las fuerzas y los momentos. Para este traslado, se requiere conocer las fuerzas tangenciales y normales en el centro de masa de cada arreglo, (F'_{tA}) y (F'_{nA}) para el arreglo A, y ($F'_{tA'}$) y ($F'_{nA'}$) para el arreglo A' cuyo sentido se indica en la Figura 24:

Lado A:

$$F'_{tA} = F_{CM_{Ax}} \cdot \text{sen}(30^\circ) + F_{CM_{Az}} \cdot \text{cos}(30^\circ)$$

$$= 214,9 \cdot \text{sen}(30^\circ) + 245,245 \cdot \text{cos}(30^\circ) = 320,26 \text{ N}$$

$$F'_{nA} = F_{CM_{Ax}} \cdot \text{cos}(30^\circ) - F_{CM_{Az}} \cdot \text{sen}(30^\circ)$$

$$= 214,9 \cdot \text{cos}(30^\circ) - 245,245 \cdot \text{sen}(30^\circ) = 68,21 \text{ N}$$

Lado A':

$$F'_{tA'} = F_{CM_{Ax}} \cdot \text{sen}(30^\circ) + F_{CM_{Az}} \cdot \text{cos}(30^\circ)$$

$$= -214,9 \cdot \text{sen}(30^\circ) + 441,46 \cdot \text{cos}(30^\circ) = 274,44 \text{ N}$$

$$F'_{nA'} = -F_{CM_{Ax}} \cdot \text{cos}(30^\circ) + F_{CM_{Az}} \cdot \text{sen}(30^\circ)$$

$$= -(-214,9) \cdot \text{cos}(30^\circ) + 441,46 \cdot \text{sen}(30^\circ) = 411,56 \text{ N}$$

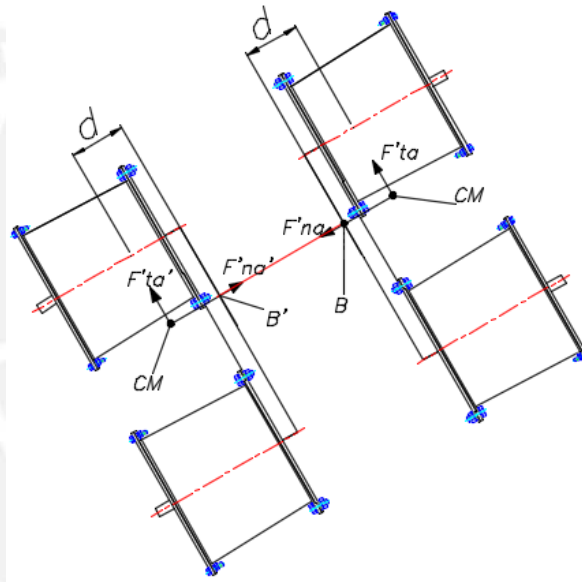


Figura 24: Fuerzas en los centros de masa de los arreglos de moldes.

El traslado de las fuerzas genera un momento flector que también debe ser trasladado al punto B que representa el acople al eje secundario. ($d=0,08\text{m}$).

$$\vec{M}'_B = \vec{M}'_A + d \cdot F'_{tA} \hat{j}' = \vec{M}'_A + 0,08 * 320,3 \hat{j}' = (4,034; 28,08; -42,25) \text{ Nm}$$

$$\vec{M}'_B = \vec{M}'_A - d \cdot F'_{tA'} \hat{j}' = \vec{M}'_A - 0,08 * 274,4 \hat{j}' = (4,034; -19,494; -42,25) \text{ Nm}$$

En el eje secundario S3:

$$\vec{M}_A = -\vec{M}'_B = (-4,034; -28,08; 42,25)$$

$$\vec{M}_{A'} = -\vec{M}'_B = (-4,034; 19,494; 42,25)$$

Las componentes del momento flector ($\vec{M}'_{A'}$) y la fuerza externa tangencial y normal, ($F'_{tA'}$) y ($F'_{nA'}$) respectivamente, para el arreglo de moldes del lado A' son indicadas en la Tabla 9 y Tabla 10.

Tabla 9: Fuerzas en el centro de masa del arreglo de moldes al lado A'.

Nombre	Símb.	Unid.	Arreglo A'
Aceleración en el centro de masa	\vec{a}_{CM}	m/s ²	(-6,263; 0; 2,86)
Fuerza en el centro de masa	\vec{F}_{CM}	N	(-214,9; 0; 443,46)
Momento en el centro de masa	$\vec{M}'_{A'}$	Nm	(4,034; 19,494; -42,25)
Fuerza tangencial en el centro de masa	\vec{F}'_t	N	274,44
Fuerza normal en el centro de masa	\vec{F}'_n	N	411,56

Tabla 10: Fuerzas y momentos trasladados a la brida de acople y al eje S3 en el lado A'.

Nombre	Símb.	Unid.	Arreglo A'
Momento trasladado a la brida del arreglo.	$\vec{M}'_{B'}$	N.m	(4,03; -19,5; -42,25)
Componente x' del momento en el eje S3	$M_{A'x'}$	N.m	4,034
Componente y' del momento en el eje S3	$M_{A'y'}$	N.m	19,494
Componente z' del momento en el eje S3	$M_{A'z'}$	N.m	42,25
Fuerza tangencial a la brida del arreglo	$\vec{F}'_{tA'}$	N	274,69
Fuerza normal a la brida del arreglo	$\vec{F}'_{nA'}$	N	406,84

Cálculo de la masa de la barra

La masa de la barra se asume empleando la densidad del acero (7850 kg/m³) y el volumen del eje (V_{S3}). Se asume un valor inicial referencial para el diámetro del eje ($\phi 40$) para poder calcular el volumen del eje; así:

$$V_{S3} = \frac{\pi * d_{eje}^2}{4} * L_3 = 0,044 \text{ m}^3$$

$$m_{S3} = 7850 * V_{S3} = 3,5 \text{ kg}$$

$$I_{S3} \cdot \alpha'_{y'} = \frac{3 * (0,35^2)}{12} \cdot (2,618) = 0,08 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

$$I_{S3} \cdot \alpha'_{z'} = \frac{3 * (0,35^2)}{12} \cdot (-27,416) = -0,84 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

Anexo 18: Cálculos del eje secundario S3 en posición vertical

Cálculo de fuerzas externas en centro de masa de arreglos en estado estacionario del sistema:

En esta posición, la fuerza centrípeta es máxima

$$\vec{F}_{CM-v} - m_{arreg} \cdot g\hat{j} = m_{arreg} \cdot \vec{a}_{CM}$$

Para el arreglo A (inferior):

$$\vec{F}_{CMA-v} - 35 \cdot g\hat{k} = 35 \cdot (6,854\hat{k})$$

$$\vec{F}_{CMA-v} = 583,2 \hat{k}$$

Para el arreglo A' (superior):

$$\vec{F}_{CMA'-v} - 35 \cdot g\hat{k} = 35 \cdot (-6,854\hat{k})$$

$$\vec{F}_{CMA'-v} = 103,5 \hat{k}$$

Se calculan \vec{M}'_{A-v} y $\vec{M}'_{A'-v}$ aplicando las ecuaciones de Euler en el centro de masa del arreglo de moldes A y A'.

$$\begin{aligned} \sum M_{Ox'} &= I_{xx} \frac{d\omega_x}{dt} - I_{xy} \frac{d\omega_y}{dt} - I_{xz} \frac{d\omega_z}{dt} - \Omega_z (-I_{yx} \cdot \omega_x + I_{yy} \cdot \omega_y - I_{yz} \cdot \omega_z) \\ &\quad + \Omega_y (-I_{zx} \cdot \omega_x + I_{zy} \cdot \omega_y - I_{zz} \cdot \omega_z) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \sum M_{Oy'} &= -I_{yx} \frac{d\omega_x}{dt} - I_{yy} \frac{d\omega_y}{dt} - I_{yz} \frac{d\omega_z}{dt} + \Omega_z (I_{xx} \cdot \omega_x - I_{xy} \cdot \omega_y - I_{xz} \cdot \omega_z) \\ &\quad - \Omega_x (-I_{zx} \cdot \omega_x - I_{zy} \cdot \omega_y + I_{zz} \cdot \omega_z) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \sum M_{Oz'} &= I_{zx} \frac{d\omega_x}{dt} - I_{zy} \frac{d\omega_y}{dt} - I_{zz} \frac{d\omega_z}{dt} - \Omega_y (I_{xx} \cdot \omega_x - I_{xy} \cdot \omega_y - I_{xz} \cdot \omega_z) \\ &\quad + \Omega_x (-I_{yx} \cdot \omega_x + I_{yy} \cdot \omega_y - I_{yz} \cdot \omega_z) \end{aligned}$$

Donde la velocidad de giro del sistema de coordenadas (Ω) ubicado en el centro de masa del arreglo es:

$$\Omega_v = (\Omega_{x'}; \Omega_{y'}; \Omega_{z'}) = (0; 0; 0)$$

Con las inercias del centro de masa, se calculan los momentos:

$$\vec{M}'_{A-v} = (M'_{Ax'-v}; M'_{Ay'-v}; M'_{Az'-v})$$

$$M'_{Az'-v} = I_{x'g} \cdot \alpha'_{z'} = (1,4) * 0 = 0 \text{ Nm}$$

$$M'_{Ay'-v} = I_{y'g} \cdot \alpha'_{y'} = (0,9) * 0 = 0 \text{ Nm}$$

$$M'_{Ax'-v} = I_{z'g} \cdot \alpha'_{x'} = 0 \text{ Nm}$$

Se obtiene:

$$\vec{M}'_{A-v} = (0; 0; 42,25) \text{ Nm}$$

$$\vec{M}'_{A'-v} = (0; 0; -42,25) \text{ Nm}$$

Luego, se traslada a la brida del arreglo de moldes las fuerzas y los momentos. Para este traslado, se requiere conocer las fuerzas tangenciales y normales en el centro de masa del arreglo:

$$F'_{tA'-v} = F'_{tA-v} = F_{CM_{Ax-v}} = 0 \text{ N}$$

$$F'_{nA-v} = F_{CM_{Az-v}} = 583,2 \text{ N}$$

$$F'_{nA'-v} = 103,5 \text{ N}$$

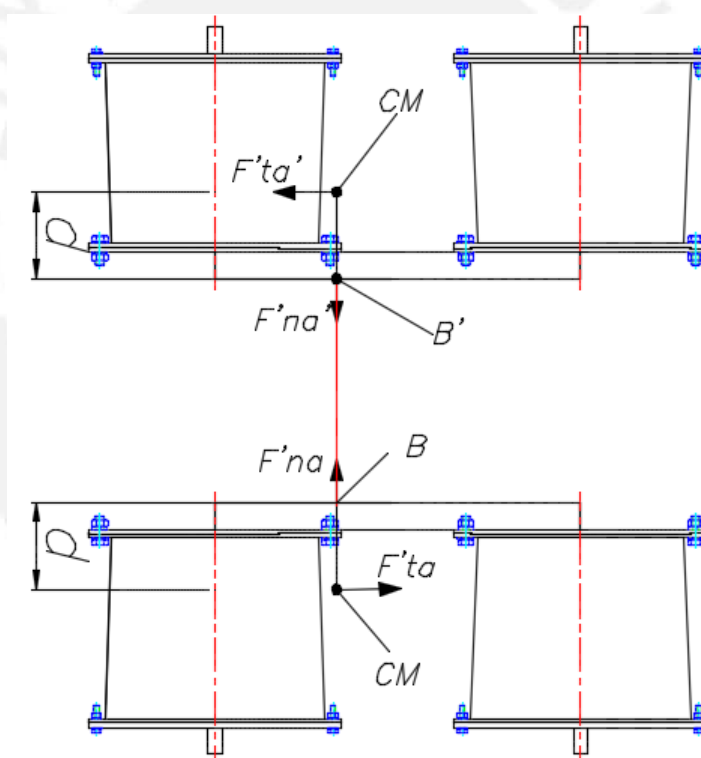


Figura 25: Fuerzas en los centros de masa del arreglo de moldes en posición vertical.

En el eje secundario S3:

$$\vec{M}_A = (0; 0; 42,25)$$

$$\vec{M}_{A'} = (0; 0; -42,25)$$

$$\vec{\alpha}'_v = 6,854 \hat{k}$$

Resolución de las ecuaciones de equilibrio

Ecuaciones de equilibrio dinámico para calcular las reacciones:

$$\Sigma F_{x'} = 0: -F_{tA'-v} - A_{1x'-v} + F_{t2} - B_{1x'-v} + F_{tA-v} = 0$$

$$\Sigma F_{y'} = 0: -A_{1y'-v} + F_{r2} - B_{1y'-v} = 0$$

$$\Sigma F_{z'} = 0: -F_{A'z'-v} + F_{a2} - m_{S3} \cdot g + B_{1z'-v} - F_{Az'-v} = 0$$

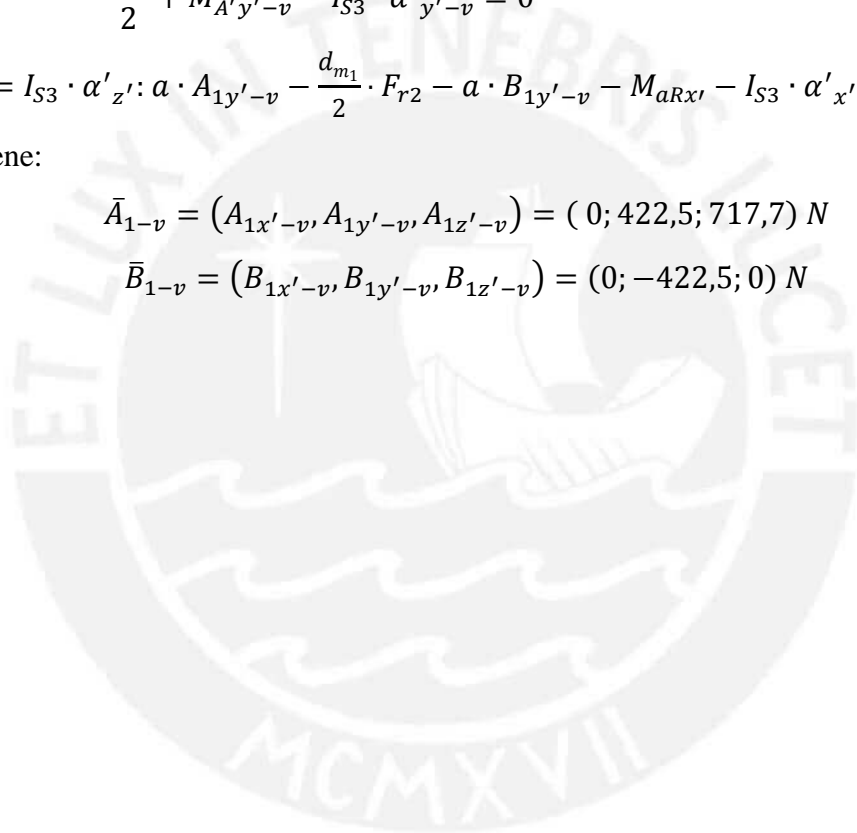
$$\Sigma M_{y'_o} = I_{S3} \cdot \alpha'_{y'}: M_{Ay'-v} - F_{tA'-v} \cdot \frac{L_{S3}}{2} - a \cdot A_{1x'-v} + \frac{d_{m1}}{2} \cdot F_{t2} + a \cdot B_{1x'-v} - F_{tA-v} \cdot \frac{L_{S3}}{2} + M_{A'y'-v} - I_{S3} \cdot \alpha'_{y'-v} = 0$$

$$\Sigma M_{x'_o} = I_{S3} \cdot \alpha'_{z'}: a \cdot A_{1y'-v} - \frac{d_{m1}}{2} \cdot F_{r2} - a \cdot B_{1y'-v} - M_{aRx'} - I_{S3} \cdot \alpha'_{x'-v} = 0$$

Se obtiene:

$$\bar{A}_{1-v} = (A_{1x'-v}, A_{1y'-v}, A_{1z'-v}) = (0; 422,5; 717,7) \text{ N}$$

$$\bar{B}_{1-v} = (B_{1x'-v}, B_{1y'-v}, B_{1z'-v}) = (0; -422,5; 0) \text{ N}$$



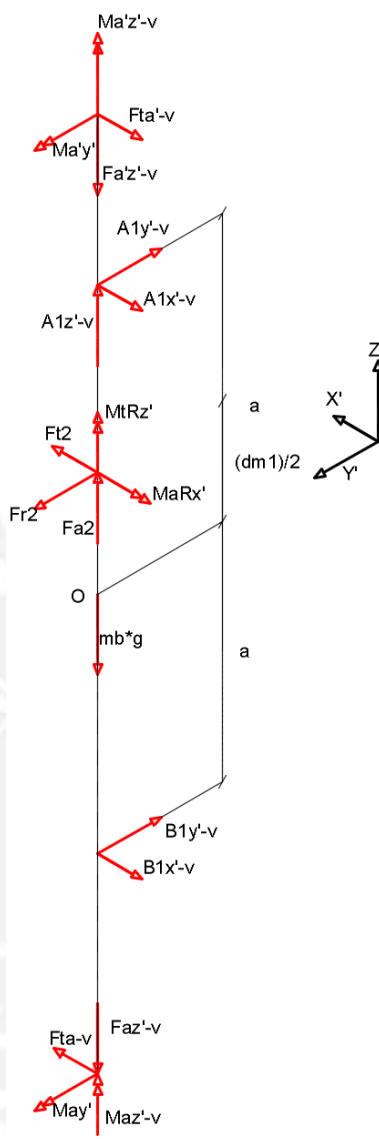


Figura 26: Diagrama de cuerpo libre del eje S3 en posición vertical.

Anexo 19: Máxima deformación transversal y desplazamiento angular admisible para elementos de máquinas

Los valores máximos admisibles de deformación transversal por flexión (δ) y de desplazamiento angular (φ) se indican en las Tabla 11 y Tabla 12 respectivamente.

Tabla 11: Máximas deformaciones transversales admisibles [Elementos de Máquinas 1, PUCP, 2015].

$\delta_{Adm}(mm/m)$	Aplicación
0,5	Árboles de transmisión
0,3	Máquinas en general
0,2	Máquinas herramientas
$0,01 \cdot m$	Ubicación de engranaje

Tabla 12: Máximas deformaciones transversales admisibles [PUCP, 2013/SKF, 2013].

$\varphi_{Adm} * 10^3$ (rad)	Aplicación
0,2	Cojinete de contacto plano
0,5818 a 2,91	Rodam. Rígido de bolas
26,2 a 52,36	Rodam. De bolas a rótula
0,8727 a 1,1636	Rodam. De rodillos cilíndricos
26,2 a 52,36°	Rodam. De rodillos a rótula

Anexo 20: Cálculos de resistencia del eje secundario S3

Para el cálculo y análisis por deformación transversal máxima se realiza lo siguiente:

En primer lugar, se establece la ecuación de los momentos flectores en los planos X'Z' y X'Y' en función de la posición (x):

En segundo lugar, se integra una primera vez para calcular el desplazamiento angular ($\varphi(x)$) y una segunda vez para calcular la deformación transversal $\delta(x)$ en cada plano (I y II).

Plano X'Z' (I):

$$\varphi_I(x) = \int \frac{64M_{f_{y'}}(x)}{E\pi d^4} dx \quad \delta_I(x) = \iint \frac{64M_{f_{y'}}(x)}{E\pi d^4} dx$$

Plano X'Y' (II):

$$\varphi_{II}(x) = \int \frac{64M_{f_{z'}}(x)}{E\pi d^4} dx \quad \delta_{II}(x) = \iint \frac{64M_{f_{z'}}(x)}{E\pi d^4} dx$$

Sin embargo, las integrales presentadas anteriormente son indefinidas, por lo que se requieren condiciones de frontera que permita encontrar una ecuación definida. De tal forma, se considera que la deformación transversal en los apoyos A_1 y B_1 es nula en ambos planos $\delta_{I1(x=A_1)} = \delta_{I(x=B_1)} = \delta_{II(x=A_1)} = \delta_{II(x=B_1)} = 0$. También, por el principio de continuidad para el desplazamiento angular (φ) y la deformación transversal (δ) se tienen las siguientes condiciones de frontera:

Para el plano X'Z' (I):

Apoyos	Sección R	Sección O
$\varphi_{I1(x=A_1)} = \varphi_{I2(x=A_1)}$	$\varphi_{I2(x=R)} = \varphi_{I3(x=R)}$	$\varphi_{I3(x=0)} = \varphi_{I4(x=0)}$
$\varphi_{I4(x=B_1)} = \varphi_{I5(x=B_1)}$	$\delta_{I2(x=R)} = \delta_{I3(x=R)}$	$\delta_{I3(x=0)} = \delta_{I4(x=0)}$

Para el plano X'Y' (II):

Apoyos	Sección R	Sección O
$\varphi_{II1(x=A_1)} = \varphi_{II2(x=A_1)}$	$\varphi_{II2(x=R)} = \varphi_{II3(x=R)}$	$\varphi_{II3(x=0)} = \varphi_{II4(x=0)}$
$\varphi_{II4(x=B_1)} = \varphi_{II5(x=B_1)}$	$\delta_{II2(x=R)} = \delta_{II3(x=R)}$	$\delta_{II3(x=0)} = \delta_{II4(x=0)}$

Se emplea estas condiciones para calcular las ecuaciones del desplazamiento angular y deformación transversal en función de “x”. Los resultados se muestran en el capítulo 2, sección 2.6.2.b.

Para cada tramo se obtiene los diámetros especificados en la Tabla 13 con

$$\delta_{Adm} = 0,5 * L_{S3} \text{ mm.}$$

Tabla 13: Diámetros mínimos por tramos para el eje S3.

Tramo	“x” (mm)	$\iint M_{f_{y'}}(x)$	$\iint M_{f_{z'}}(x)$	$d_{3f}(mm)$	$d_{3F}(mm)$
1	0	-0,165	-0,334	22	18
5	0,35	-0,251	0,333	23	

También, se calcula el diámetro mínimo en la Tabla 14 que permite colocar un rodamiento rígido de bolas en las posiciones A_1 y B_1 (el tipo se justificará luego) para que el desplazamiento angular este dentro del límite permitido para este tipo de rodamiento.

Tabla 14: Diámetro mínimo según el desplazamiento angular máximo permitido.

Apoyo	“x” (mm)	$\int M_{f_{y'}}(x)$	$\int M_{f_{z'}}(x)$	$d_{3f}(mm)$	$d_{3F}(mm)$
A1	0,075	1,843	2,084	20	18
B1	0,275	-2,447	2,07	11	

En otras palabras, si el diámetro del eje fuera de 20 mm, el rodamiento rígido de bolas no soportaría la deformación angular.

Verificación por deformación Torsional:

Sea el valor de momento torsor en el eje secundario S3 ($M_{t_{x'}}$), se calcula el ángulo de giro relativo entre dos secciones distanciadas una longitud de (L_{S3}) con la ecuación [2. 13] extraída del manual del curso de Elementos de Máquinas 1.

$$\frac{\varphi_T}{L} = \frac{M_{t_{x'}}}{G \cdot I} \leq \left(\frac{\varphi_T}{L}\right)_{Adm} \quad [2. 13]$$

Para árboles en general:

$$\left(\frac{\varphi_T}{L}\right)_{Adm} = 0,5^\circ/m = 0,175^\circ = 87,3 \cdot 10^{-3} \text{ rad}$$

Se verifica que el eje cumple pues:

$$\varphi_T = \frac{M_{t_{x'}} \cdot L}{G \cdot I} = \frac{64 \cdot 3,7 \cdot 0,35 \cdot 10^6}{0,69 \cdot 10^5 \cdot \pi \cdot 25^4} = 0,98 \cdot 10^{-3} \text{ rad}$$

Anexo 21: Resolución de sistemas de ecuaciones de deformación con MathCad para el eje secundario S3

Los sistemas de ecuaciones planteados y su resolución para demostrar la continuidad del elemento y calcular así sus dimensiones máximas admisibles, se muestran en las dos siguientes hojas.



Anexo 22: Selección de chavetas del eje secundario S3.

La transmisión de torque desde la rueda 4 hacia el eje secundario S3 y de este eje hacia los arreglos de moldes, se realiza con chavetas de caras paralelas según la norma DIN 6685. El método de cálculo a emplear consiste en calcular la longitud mínima que debe tener la chaveta para que no supere la presión admisible del material (p_{Adm}) según el diámetro de eje. La Tabla 16 especifica las dimensiones recomendadas para los cubos.

Se emplea la norma DIN 6685 para seleccionar las chavetas de este eje. En la Tabla 15 se detalla el cálculo para seleccionar chavetas.

Tabla 15: Cálculo y selección de chaveta normalizada según DIN 6685.

Descripción	Símb.	Ecuación	Valor		Unid.
Diámetro del eje	d	-	Ø25	Ø35	mm
Ancho de la chaveta	b	[DIN 6685]	8	10	
Alto de la chaveta	h	[DIN 6685]	7	8	
Profundidad en el eje	t_1	[DIN 6685]	4,1	4,7	
Profundidad en el cubo	t_2	[DIN 6685]	3	3,4	
Presión admisible del material (acero)	p_{Adm}	[E. M. 1, Paulsen]*	90		N/mm ²
Momento torsor de diseño	$M_{tRx'}$	-	3,7	8	N.m
Longitud efectiva necesaria	L_{ef}	$L_{ef} \geq \frac{2M_{tRx'}}{d(h - t_1)p_{Adm}}$	2	2	mm
Longitud necesaria de la chaveta	L	$L \geq L_{ef} + b$	10	12	mm
Longitud mínima según norma seleccionada	L_{ch-S3}	[DIN 6685]	18	22	mm

*: Información del material del curso de Elementos de Máquinas 1.

Tabla 16: Dimensiones recomendadas para el cubo.

Descripción	Símb.	Ecuación	Valor		Unid.
Diámetro del eje	d		Ø25	Ø35	mm
Diámetro del cubo	D_C	$(1,8 - 2,0)*d$	45 - 50	55,8 - 62	mm
Longitud del cubo	L_C	$(1 - 1,3)*d$	(25 - 32,5)	(31 - 40,3)	mm

Anexo 23: Selección de rodamientos altas temperaturas

Para la selección de rodamientos del eje secundario S3 se tiene en cuenta las condiciones de trabajo de este elemento de máquina. La condición crítica de trabajo es a la alta temperatura de diseño ($T_D = 300^\circ\text{C}$) ya que a esta temperatura, los lubricantes empleados pueden fundirse o evaporarse incrementando los costos y mano de obra requerida para relubricar los rodamientos. Debido a la limitada disponibilidad de estos rodamientos para elevadas temperaturas, la distribuidora SKF solo cuenta con rodamientos rígidos de bolas a precio comercial, ya que los otros tipos de rodamientos deben fabricarse a pedido y su precio unitario es hasta 90 veces más del precio de uno comercialmente disponible en “stock”.

Los rodamientos convencionales están diseñados para una temperatura de trabajo menor a 240°C en el caso de los sellos tipo FKM de la empresa SKF ya que a temperaturas mayores los sellos se funden y existe el riesgo de emanar gases peligrosos al trabajar a altas temperaturas ya que estos sellos son fabricados de caucho fluorado [SKF, página 318, 2013]. Las grasas empleadas para lubricar rodamientos solo soportan hasta una temperatura de 150°C en funcionamiento continuo del equipo tal como se indica en la gráfica del anexo 17. Por ello, se emplean rodamientos especiales para trabajo a temperaturas altas denominados “Rodamientos lubricados en seco SKF”. Estos rodamientos, tal como su nombre lo indica, emplean lubricación en seco con grafito o bisulfuro de molibdeno según el modelo. Estos materiales poseen propiedades lubricantes como resultado de la formación de una estructura laminar en forma de escamas creada al recibir carga. Adicionalmente, las superficies de los aros, los elementos rodantes y las jaulas de los rodamientos pueden venir fosfatados al manganeso para mejorar la adhesión del lubricante seco y ofrecer protección adicional contra la corrosión. En este caso, la temperatura de funcionamiento supera los 250°C , por lo que por indicaciones del catálogo SKF, se debe emplear rodamientos con una placa de protección a los costados. Estos rodamientos están lubricados para toda la vida del rodamiento. Se selecciona el tipo de rodamiento empleando la tabla 1 del anexo 17,

para las consideraciones de tolerancias, juegos radiales internos, temperatura de estabilización, se sigue las instrucciones indicadas en la página 9 del catálogo de rodamientos DryLube del 2012.

Para la selección, se requiere conocer las cargas radial (F_r) y axial (F_a) sobre el rodamiento, en base a la cual se calculan la carga dinámica equivalente (P) y la carga estática equivalente (P_0), un factor de seguridad a la temperatura de diseño (f_T) y un factor de trabajo (S_{Req}). Estas variables se combinan en ecuaciones de cálculo sugeridas por el fabricante para seleccionar el rodamiento de alta temperatura más adecuado. Sea cual fuera el caso, el objetivo del método consiste en determinar las capacidades estática (C_{oReq}) y dinámica (C_{Req}) mínimas que debe tener el rodamiento para que tenga un tiempo de vida aceptable. Teniendo en cuenta lo anteriormente explicado, se selecciona el tamaño de los rodamientos y se procede con su verificación estática y dinámica con los valores máximos del apoyo más cargado (A1).

El valor de la carga radial (F_r) se obtiene de la resultante en el apoyo A_1 para la posición crítica y empleando la ecuación [2. 14], mientras que para la carga axial (F_a) se empleará el mayor valor que toma la fuerza axial en el caso crítico, es decir, en la posición vertical:

$$F_r = \sqrt{A_{1y'}^2 + A_{1z'}^2} \quad [2. 14]$$

$$F_r = \sqrt{-659,885^2 + 281,741^2} = 717,514 \text{ N}; \quad F_a = 684,3 \text{ N}$$

Se calcula la capacidad de carga estática requerida (ecuación [2. 15]):

$$C_{oReq} \geq \frac{2 * P_0}{f_T} \quad [2. 15]$$

Donde la carga estática equivalente (P_0) para los rodamientos rígidos de bola y el factor de temperatura (f_T) según la tabla 3 del anexo 17 son:

$$\begin{aligned} P_0 &= 0,6 * F_r + 0,5 * F_a = 0,6 * (0,72) + 0,5 * (0,684) = 0,774 \text{ kN} \rightarrow P_0 \\ &= 0,774 \text{ kN} > F_r = 0,774 \text{ kN} \end{aligned}$$

$$f_T = 0,6 @ 300^\circ C$$

Luego,

$$C_{oReq} = 2,58 \text{ kN}$$

De los cálculos anteriores y sabiendo que el rodamiento debe tener un diámetro interior de 25 mm, el rodamiento para alta temperatura seleccionado es el 6005 2Z/C5S3VA208.

Este rodamiento debe cumplir que:

$$F_a \leq 0,15 * C_o = F_a \leq 0,15 * 6,55$$

$$0,684 \leq 0,983 \rightarrow \text{Cumple}$$

Asimismo, se debe verificar que la capacidad dinámica del rodamiento seleccionado mediante la ecuación [2. 16]:

$$C_{Req} \geq \frac{S_{Req} * P}{f_T} \quad [2. 16]$$

Donde la carga dinámica equivalente (P) es igual a:

si $F_a/F_r > e$ $P = X * F_r + Y * F_a$	si $F_a/F_r < e$ $P = F_r$
---	-------------------------------

Donde X e Y son factores de corrección de las fuerzas radial y axial, respectivamente. Dicho valores se obtienen de la tabla 8 en el anexo 17 en función del cociente de fuerzas (F_a/F_r) y el producto $f_o \cdot F_a/C_o$.

Los valores de e , X e Y se calculan con la siguiente relación:

$$f_o \cdot \frac{F_a}{C_o} = 14 * \frac{0,684}{6,55} = 1,462$$

Con este valor se extrapola de la tabla 8 del anexo 17 para calcular el valor de e con un juego radial de 3 veces el valor de C5 (90-159 μm) tal como se recomienda en la tabla 6 del catálogo DryLube en el anexo 17 y se calcula:

$$e = 1,1$$

$$F_a/F_r = 0,684/0,7175 = 0,953 < e$$

El factor de servicio (S_{Req}) se obtiene de la tabla 4 del anexo 17:

$$S_{Req} = 5$$

Entonces:

$$P = F_r = 0,7175 \text{ kN}$$

$$C_{Req} \geq \frac{S_{Req} * P}{f_T} = \frac{5 * 0,72}{0,6} = 6 \text{ kN}$$

Verificación por velocidad límite de trabajo:

Finalmente, según las ecuaciones la carga dinámica requerida debe ser 6 kN. Según esto, el rodamiento seleccionado cumple tanto con las verificaciones dinámica y estática, respectivamente.

Tabla 1

Características de los rodamientos SKF DryLube	Versión							
	VA260	VA210	VA261	VA2101	VA267	VA237	VA270	VA2103
Aros, elementos rodantes y jaulas fosfatados	Sí	-	Sí	-	Sí	-	Sí	-
Lubricación								
Lubricante con base de grafito	Sí		Sí		Sí		-	
Lubricante con base de bisulfuro de molibdeno	-		Sí		Sí		Sí	
Aditivo de baja fricción	-		Sí		Sí		-	
Nanopartículas								
NSF H1 compatible con alimentos	Sí		-		-		-	
Capacidad de vacío								
Sólo lubricante seco	Sí		-		-		Sí	Sí
Temperatura de funcionamiento								
Mínima	-60 °C		-60 °C		-60 °C		-150 °C ¹⁾	
Máxima								
• rodamientos abiertos	250 °C		250 °C		250 °C		250 °C	
• rodamientos con placa de protección a ambos lados (sufijo ZZ en la referencia) ²⁾	350 °C		350 °C		350 °C		350 °C	
Velocidad límite [rpm]³⁾	$\frac{15\,000}{d_m}$		$\frac{60\,000}{d_m}$		$\frac{120\,000}{d_m}$		$\frac{15\,000}{d_m}$	

¹⁾ Para temperaturas por debajo de -60 °C, contacte con el departamento de Ingeniería de Aplicaciones de SKF.
²⁾ También aplicable a rodamientos con lubricante seco únicamente entre el aro interior (o la arandela del eje) y la jaula (→ Datos de los rodamientos) o las disposiciones de rodamientos con aros Nilos.
³⁾ $d_m = 0,5(d + D)$ [mm]. En rodamientos axiales es admisible el 25% de la velocidad límite.

Figura 27: Tabla 1 para selección de rodamientos de alta temperatura – características [DryLube SKF, 2013].

Factor de temperatura de funcionamiento f_T	
$^{\circ}\text{C}$	f_T
150	1
200	0,9
250	0,75
300	0,6
350	0,45

Figura 28: Tabla 3 para selección de rodamientos - factor de temperatura [DryLube, 2013].

Valores orientativos para el factor de seguridad de carga dinámica S_{req}	
Aplicación	S_{req}
Máquinas usadas Intermitentemente o durante breves períodos de tiempo: aparatos elevadores para talleres, equipos y máquinas para la construcción	3
Máquinas usadas Intermitentemente o durante breves períodos de tiempo en que se requiere una gran fiabilidad de funcionamiento: ascensores, grúas en aplicaciones metálicas	5
Máquinas para 8 horas de trabajo diario y utilizadas al máximo: cintas transportadoras, hornos de endurecimiento y templado	10
Máquinas para uso 24 horas: sistemas transportadores, equipos en máquinas de colada continua, líneas de pintura	12

Figura 29: Tabla 4 - valores orientativos para el factor de seguridad de carga dinámica [DryLube, 2013].

Table 8

Calculation factors for deep groove ball bearings

$f_0 F_a/C_0$	Single row and double row bearings Normal clearance			Single row bearings C3 clearance			C4 clearance		
	e	X	Y	e	X	Y	e	X	Y
0,172	0,19	0,56	2,3	0,29	0,46	1,88	0,38	0,44	1,47
0,345	0,22	0,56	1,99	0,32	0,46	1,71	0,4	0,44	1,4
0,689	0,26	0,56	1,71	0,36	0,46	1,52	0,43	0,44	1,3
1,03	0,28	0,56	1,55	0,38	0,46	1,41	0,46	0,44	1,23
1,38	0,3	0,56	1,45	0,4	0,46	1,34	0,47	0,44	1,19
2,07	0,34	0,56	1,31	0,44	0,46	1,23	0,5	0,44	1,12
3,45	0,38	0,56	1,15	0,49	0,46	1,1	0,55	0,44	1,02
5,17	0,42	0,56	1,04	0,54	0,46	1,01	0,56	0,44	1
6,89	0,44	0,56	1	0,54	0,46	1	0,56	0,44	1

Calculation factors must be selected according to the operating clearance in the bearing, which may differ from the internal clearance before mounting. For additional information or for calculation factors for other clearance classes, contact the SKF application engineering service.
Intermediate values can be obtained by linear interpolation.

Figura 30: Tabla 8 - factores para rodamientos de bolas. [DryLube, 2013].

Datos de los rodamientos

	Rodamientos rígidos de bolas	Rodamientos de bolas de contacto angular	Rodamientos de bolas cilíndricos	Rodamientos de rodillos cónicos	Rodamientos de rodillos a rotula	Rodamientos axiales de bolas	Rodamientos axiales de rodillos a rotula	
Estándares de las dimensiones	Consulte el capítulo de producto correspondiente al rodamiento estándar en cuestión. ¹⁾							
Tolerancias	Consulte el capítulo de producto correspondiente al rodamiento estándar en cuestión. ¹⁾ . Es posible que los rodamientos fosfatados sufran ligeras desviaciones con respecto a las tolerancias estándar. Estas desviaciones no influyen en el proceso de montaje ni en el funcionamiento del rodamiento.							
Juego radial interno	Múltiplos de C5 (→ tabla 6, página 17) Consultar la disponibilidad para C3, C4 o C5. Directrices para el juego inicial: (→ diagrama 1, página 10)	El doble de C5 de los rodamientos rígidos de bolas (→ tabla 6, página 17) Comprobar la disponibilidad para C4.	–	C3, C4, C5	–	C3, C4, C5	–	
Estabilización	120 °C 200 °C bajo pedido	120 °C	120 °C	150 °C	120 °C	200 °C 250 °C 300 °C bajo pedido	120 °C	
	Los aros, los elementos rodantes y las jaulas de los rodamientos SKF DryLube son sometidos al mismo proceso de estabilización que el rodamiento estándar correspondiente. Como resultado, para temperaturas de funcionamiento más altas cabe esperar una cierta expansión del material, que se debe tener en cuenta a la hora de determinar el juego interno inicial del rodamiento. En aplicaciones de alta velocidad que operen a temperaturas muy elevadas, puede que los aros del rodamiento necesiten una estabilización especial. Para más información, contacte con el departamento de Ingeniería de Aplicaciones de SKF.							
Desalineación	Consulte el capítulo de producto correspondiente al rodamiento estándar en cuestión. ¹⁾							
Grado de llenado de lubricante seco	Todo el espacio libre en el rodamiento			Espacio libre entre el aro interior y la jaula	<ul style="list-style-type: none"> Diseño CC y diseño E (d ≤ 65 mm): espacio libre entre el aro interior y la jaula Otros rodamientos: todo el espacio libre en el rodamiento 	<ul style="list-style-type: none"> serie 511 (d ≥ 90 mm) y serie 514 (d ≥ 50 mm): todo el espacio libre en el rodamiento Otros rodamientos: espacio libre entre la arandela del eje y la jaula 	Espacio libre entre la arandela del eje y la jaula	

¹⁾ Consulte el Catálogo General de SKF o el Catálogo Interactivo de Ingeniería en skf.com/bearings

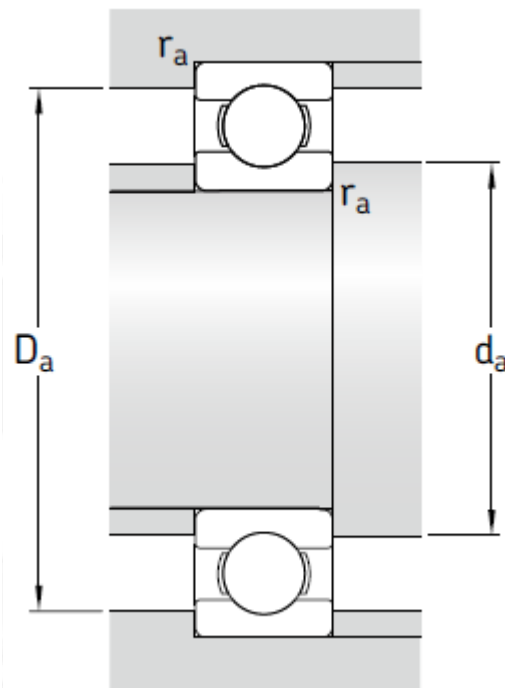
Para máquinas usadas intermitentemente en que se requiere una gran fiabilidad de funcionamiento.

Para fatiga: extrapolación: C3 es a 28, C4 es a 41 y 3 veces C5 es a 159.

Tabla 6

Juego radial Interno de los rodamientos lubricados en seco

Diámetro del agujero		Juego radial Interno			
d más de	incl.	Rodamientos rígidos de bolas Y		Rodamientos rígidos de bolas Y	
		mín	máx	mín	máx
mm		µm			
	10	40	136	-	-
10	18	50	160	-	-
18	24	56	172	56	96
24	30	60	192	60	106
30	40	80	236	80	128
40	50	90	272	90	146
50	65	110	340	110	180
65	80	130	400	-	-
80	120	150	460	-	-



25	47	12	11,9	6,55	6005	130	250	420	1700	3300
	52	15	14,8	7,8	6205	120	230	390	1600	3100
	62	17	23,4	11,6	6305	100	210	340	1400	2800

Figura 31: Dimensiones del rodamiento para altas temperaturas [DryLube, 2013].

Dimensions					Abutment and fillet dimensions			Calculation factors	
d	d ₁	D ₁	D ₂	r _{1,2} min.	d _a min.	D _a max.	r _a max.	k _r	f ₀
mm					mm			-	
25	28,5	33,2	-	0,3	27	35	0,3	0,015	14
	30,2	36,8	37,7	0,3	27	40	0,3	0,02	15
	33,3	40,7	-	0,3	27	45	0,3	0,02	15
	32	40	42,2	0,6	28,2	43,8	0,6	0,025	14

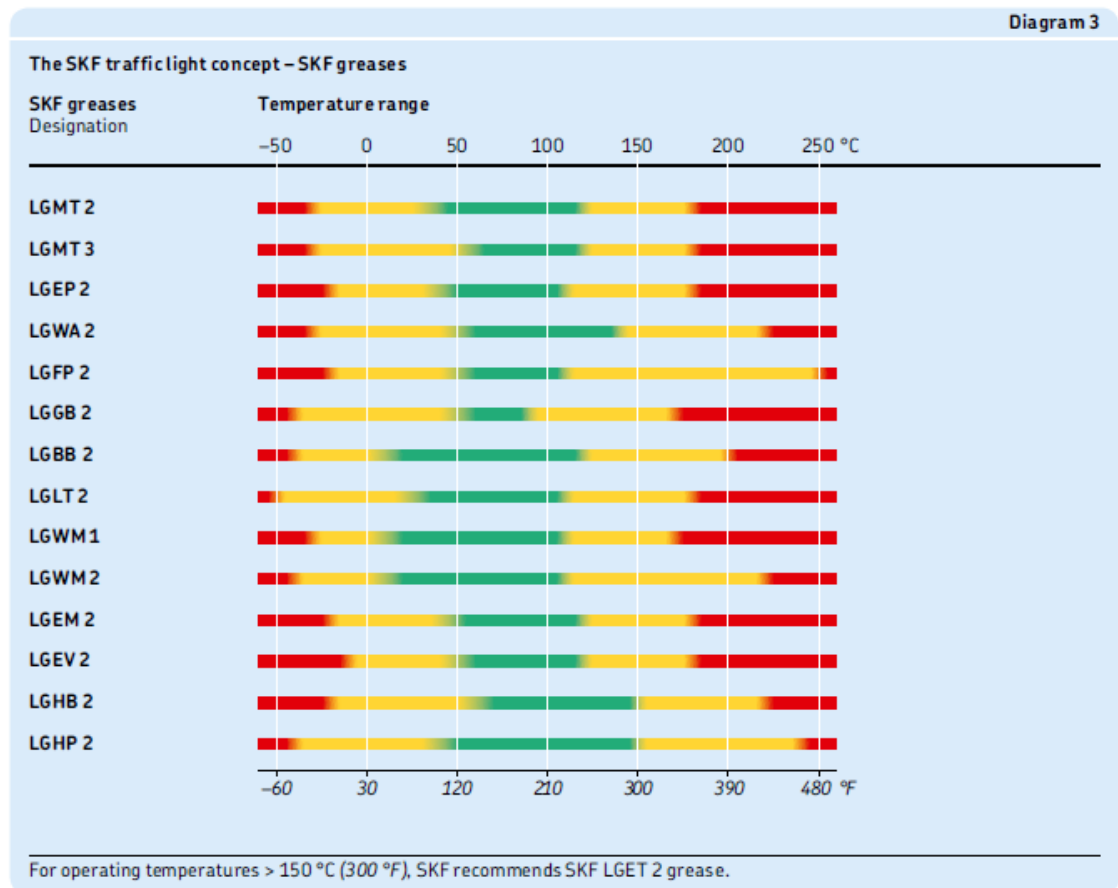


Figura 32: Información de temperaturas de trabajo para las grasas SKF [Catálogo General de rodamientos SKF, 2013].

Anexo 24: Verificaciones por fatiga del eje secundario S3

Se calculan los coeficientes de fatiga. Estos coeficientes dependen de otras variables indicadas en la Tabla 17 a la temperatura de diseño. Como referencia para los coeficientes de fatiga, se empleó el libro del curso de Resistencia de Materiales 2 del profesor Jorge Rodríguez, 2012.

Tabla 17: Datos requeridos para obtener los coeficientes de fatiga.

Descripción	Símb.	Valor	Referencia
Tipo de material	-	Din 18CrNi6	Aceros Boehler
Temperatura de diseño	T_D	300°C	[Sección 2.6.1]
Esfuerzo de tracción	$\sigma_B(T_R)$	875,9 MPa	[Sección 2.6.2.d]
Esfuerzo de fluencia	$\sigma_F(T_R)$	717,7 MPa	[Sección 2.6.2.d]
Esfuerzo alternante de flexión	$\sigma_{Alt}(T_R)$	405,5 MPa	[Sección 2.6.2.d]
Rugosidad	R_z	20 μm	[Rodríguez, Fig. 3.31, p. 3-29, 2012]
Confiabilidad	R	95%	[Rodríguez, Tabla 3.6, p. 3-32, 2012]
Tipo de carga	T_{Ca}	Según el caso	-

Se calculan los coeficientes de fatiga en la Tabla 18.

Tabla 18: Coeficientes de fatiga.

Coeficientes	Símb.	Ecuación	Flexión		Referencia
			B1	R	
Superficial	C_s	$f(R_z, \sigma_B)$	0,82	0,82	[Rodríguez, figura 3.31, p. 3-29, 2012]
Tamaño	C_t	$f(d, T_F)$	0,8	0,75	[Rodríguez, figura 3.33, p. 3-30, 2012]
Temperatura	C_T	$f(T_R)$	0,975	0,975	[Rodríguez, tabla 3.4, p. 3-31, 2012]
Carga	C_{Ca}	$f(T_{Ca}, T_F)$	1	1	[Rodríguez, tabla 3.5, p. 3-32, 2012]
Confiabilidad	C_c	$f(R)$	0,868	0,868	[Rodríguez, tabla 3.6, p. 3-32, 2012]
Factor efectivo de concentrador	β_k	$f(r_e, \sigma_F, \sigma_B, \phi 30, \phi 50)$	2,28	2*2,4	[Rodríguez, tabla 3.6, p. 3-32, 2012]

Anexo 25: Cálculos del eje interior secundario S2

DCL, cálculo de fuerzas y diagrama de fuerzas internas

Adicionalmente, se tienen las siguientes distancias en la Figura 33:

$$\overline{PA2} = 0,05 \text{ m} \qquad \overline{O2B2} = 0,45 \text{ m}$$

$$\overline{A2O2} = 0,55 \text{ m} \qquad \overline{B2C2} = 0,15 \text{ m}$$

Se planteó las ecuaciones de equilibrio para calcular las reacciones en los apoyos A2 y B2:

$$\Sigma F_{x'} = 0: -A_{2x'} - B_{2x'} - F_{r1} + F_{cax'} = 0$$

$$\Sigma F_{y'} = 0: A_{2y'} - F_{a1} = 0$$

$$\Sigma F_{z'} = 0: A_{2z'} + F_{t1} + B_{2z'} - m_{S2} \cdot g - F_{caz'} = 0$$

$$\Sigma M_{x'P} = 0: -A_{2z'} \cdot b + m_{S2} \cdot g \cdot \frac{L_{S2}}{2} - (L_{S2} - c) \cdot B_{2z'} + L_{S2} \cdot F_{caz'} = 0$$

$$\Sigma M_{z'P} = 0: -M_{aPz'} - A_{2x'} \cdot b - (L_{S2} - c) \cdot B_{2x'} + L_{S2} \cdot F_{cax'} = 0$$

Resolviendo se obtiene los valores para las fuerzas en los apoyos A₂ y B₂:

$$\bar{A}_2 = (A_{2x'}, A_{2y'}, A_{2z'}) = (-44,032; 17,73; -92,5) \text{ N}$$

$$\bar{B}_2 = (B_{2x'}, B_{2y'}, B_{2z'}) = (36,885; 0; 132,467) \text{ N}$$

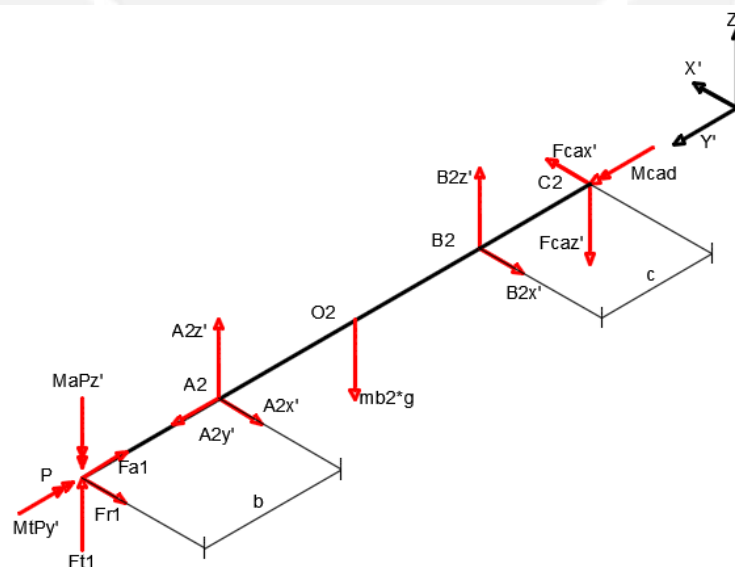


Figura 33: Diagrama de cuerpo libre del eje S2.

Dado que ya se conocen los valores de todas las fuerzas externas, se puede dibujar los diagramas de fuerzas internas del elemento S2 en los planos $Y'Z'$ y $X'Y'$. Luego se muestran los Diagramas de Fuerzas Internas de este eje S2, donde las fuerzas que apuntan hacia el lado opuesto de Z' tienen son positivas para los DFI.

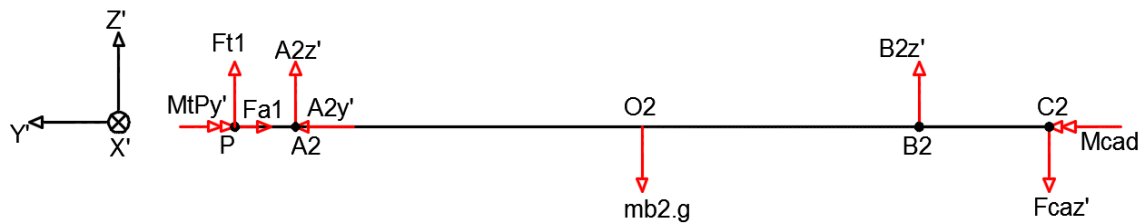


Figura 34: Fuerzas en el plano $Y'Z'$ del eje S2.

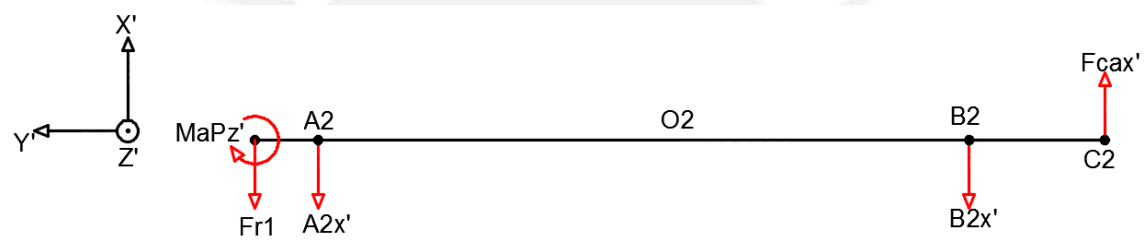


Figura 35: Fuerzas en el plano $X'Y'$ del eje S2.

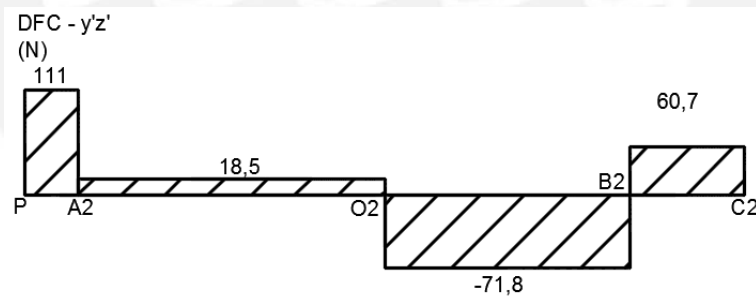


Figura 36: Diagrama de fuerzas cortantes en plano $Y'Z'$ del eje S2.

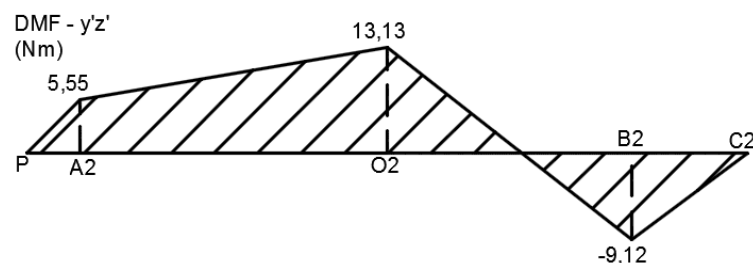


Figura 37: Diagrama de momentos flectores en dirección $Y'Z'$ del eje S2.

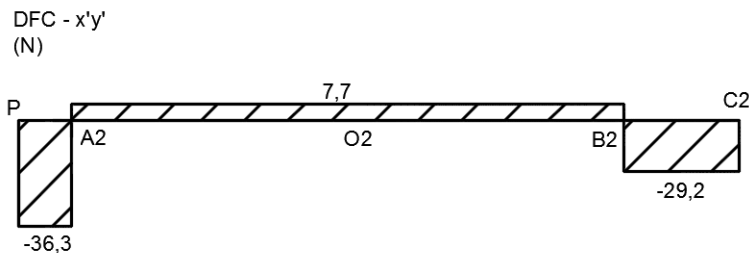
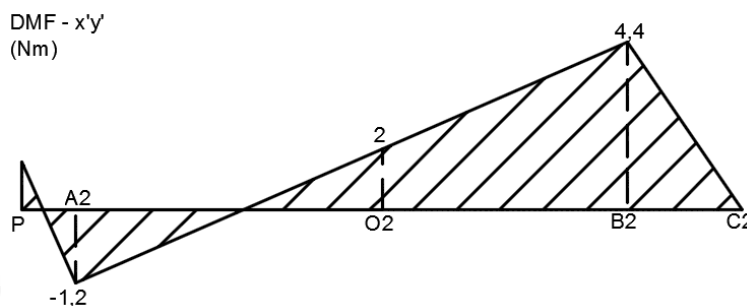
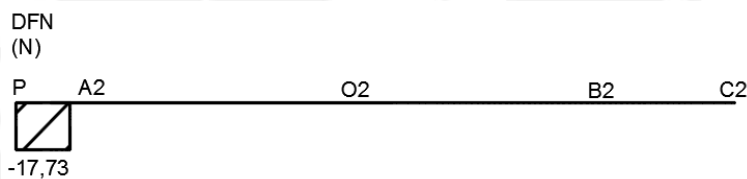
Figura 38:: Diagrama de fuerzas cortantes en plano $X'Y'$ del eje S2.Figura 39: Diagrama de momentos flectores en dirección $X'Y'$ del eje S2.

Figura 40: Diagrama de fuerzas normales en el eje S2.

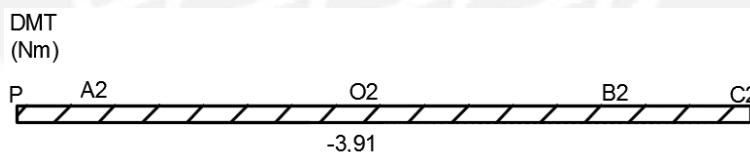


Figura 41: Diagrama de momento torsor en el eje S2.

Cálculo resistencia por fluencia eje secundario S2

Se realizará un cálculo previo para calcular el diámetro mínimo del eje por fluencia (d_{2F}) de igual manera que se realizó para el eje S3. Se emplea el mismo material que el eje S3, por lo que los datos de entrada son los mismos, a diferencia de los momentos a emplear para el cálculo. Estos son tomados de la tabla 2.14 del Capítulo 2.

Se obtiene:

Tabla 19: Esfuerzos y diámetro mínimo por fluencia para el eje S2.

Descripción	Símb.	Fórmula	Valor (N/mm ²)
Esfuerzo normal máximo debido a la flexión	σ_f	$\frac{32\sqrt{(M_{f_{x'_{max}}})^2 + (M_{f_{z'_{max}}})^2}}{\pi(d_{2F})^3}$	$\frac{141,0 * 10^3}{(d_{2F})^3}$
Esfuerzo normal máximo debido a la torsión	τ_t	$\frac{16M_{ty'_{max}}}{\pi(d_{2F})^3}$	$\frac{19,91 * 10^3}{(d_{2F})^3}$
Esfuerzo normal máximo admisible	σ_{Adm}	$\frac{\sigma_F(T_R)}{FS_R}$	143,4
Esfuerzo normal equivalente	σ_{eq}	$\sqrt{\sigma_f^2 + 3 \cdot \tau_t^2}$	$\frac{145,16 * 10^3}{(d_{2F})^3}$
Diámetro mínimo por fluencia	d_{2F}	$d_{2f} \geq \sqrt[3]{\frac{\sigma_{eq}}{\sigma_{Adm}}}$	10,1 \cong 11

Cálculo de la deflexión máxima

Para iniciar el cálculo, se encuentra la ecuación que describe las gráficas de los momentos flectores en los planos Y'Z' y X'Y' en función de la posición (x). Los resultados se indican en la tabla 2.25 y 2.26.

Tabla 20: Ecuación del momento flector interno en el plano Y'Z'.

Nº	Momento flector	Tramo	Rango	Ecuación
1	$M_{f_{x'}}(x)$	$\overline{P A2}$	$0 \leq x \leq 0,05$	111x
2		$\overline{A2 O2}$	$0,05 \leq x \leq 0,6$	4,625 + 18,5x
3		$\overline{O2 B2}$	$0,6 \leq x \leq 1,05$	46,14 - 71,75x
4		$\overline{B2 C2}$	$1,05 \leq x \leq 1,2$	-55,86 + 60,719x

Tabla 21: Ecuación del momento flector interno en el plano X'Y'.

Nº	Momento flector	Tramo	Rango	Ecuación
1	$M_{f_{z'}}(x)$	$\overline{P A2}$	$0 \leq x \leq 0,05$	-36,303x + 0,624
2		$\overline{A2 O2}$	$0,05 \leq x \leq 0,6$	-1,578 + 7,73x
3		$\overline{P A2}$	$0,6 \leq x \leq 1,2$	26,82 - 29,157x

Sin embargo, las integrales presentadas anteriormente son indefinidas, por lo que se requieren condiciones de frontera que permita encontrar una ecuación precisa. De tal forma, se considera que la deformación transversal en los apoyos A2 y B2 es nula en ambos planos $\delta_{I1(x=A2)} = \delta_{I(x=B2)} = \delta_{II(x=A2)} = \delta_{II(x=B2)} = 0$. También, por el principio de continuidad para el desplazamiento angular (φ) y la deformación transversal (δ) se tiene:

Para el plano Y'Z' (I):

$$\varphi_{I1(x=A2)} = \varphi_{I2(x=A2)} ; \varphi_{I2(x=O2)} = \varphi_{I3(x=O2)} ; \varphi_{I3(x=B2)} = \varphi_{I4(x=B2)}$$

$$\delta_{I2(x=O2)} = \delta_{I3(x=O2)} ;$$

Para el plano X'Y' (II):

$$\varphi_{II1(x=A2)} = \varphi_{II2(x=A2)} ; \varphi_{II2(x=B2)} = \varphi_{II3(x=B2)} ;$$

Se emplea estas condiciones para calcular las ecuaciones para desplazamiento angular y deformación transversal para cualquier punto en las siguientes tablas.

Tabla 22: Desplazamiento angular en el plano Y'Z'.

Símbolo	Nº	Integral	Ecuación
$\int M_{f_{x'}}(x)$	1	$\int 111x$	$55,5x^2 + C_1$
	2	$\int 4,625 + 18,5x$	$4,625x + 9,25x^2 + C_2$
	3	$\int 46,14 - 71,75x$	$46,14x - 35,875x^2 + C_3$
	4	$\int -55,86 + 60,719x$	$-55,86x + 30,36x^2 + C_4$

Tabla 23: Desplazamiento angular en el plano X'Y'.

Símbolo	Nº	Integral	Ecuación
$\int M_{f_{z'}}(x)$	1	$\int -36,303x + 0,624$	$-18,1515x^2 + 0,624x + C'_1$
	2	$\int -1,578 + 7,73x$	$-1,578x + 3,865x^2 + C'_2$
	3	$\int 26,82 - 29,157x$	$26,82x - 14,579x^2 + C'_3$

Tabla 24: Deformación transversal en el plano Y'Z'.

Símbolo	Nº	Integral	Ecuación
$\iint M_{f_{x'}}(x)$	1	$\int 55,5x^2 + C_1$	$18,5x^3 + C_1x + C_5$
	2	$\int 4,625x + 9,25x^2 + C_2$	$2,313x^2 + 3,083x^3 + C_2x + C_6$
	3	$\int 46,14x - 35,875x^2 + C_3$	$23,07x^2 - 11,958x^3 + C_3x + C_7$
	4	$\int -55,86x + 30,36x^2 + C_4$	$-27,93x^2 + 10,12x^3 + C_4x + C_8$

Tabla 25: Deformación transversal en el plano X'Y'.

Símbolo	N°	Integral	Ecuación
$\iint M_{f_{z'}}(x)$	1	$\int -18,1515x^2 + 0,624x + C'_1$	$-6,0505x^3 + 0,312x^2 + C'_1x + C'_4$
	2	$\int -1,578x + 3,865x^2 + C'_2$	$-0,789x^2 + 1,288x^3 + C'_2x + C'_5$
	3	$\int 26,82x - 14,579x^2 + C'_3$	$13,41x^2 - 4,86x^3 + C'_3x + C'_6$

Tabla 26: Valores de las constantes de las ecuaciones de deformación transversal y desplazamiento angular.

Plano Y'Z'				Plano X'Y'			
Cte.	Valor	Cte.	Valor	Cte.	Valor	Cte.	Valor
C_1	-3,113	C_5	0,153	C'_1	-0,22454	C'_4	0,0112
C_2	-3,229	C_6	0,155	C'_2	-0,16948	C'_5	0,01029
C_3	-12,777	C_7	1,619	C'_3	-11,105	C'_6	2,815
C_4	26,492	C_8	-8,459				

Se calcula el valor de la deformación transversal resultante $\delta(x)$:

$$\delta(x) = \sqrt{(\delta_I(x))^2 + (\delta_{II}(x))^2}$$

En este eje, la posición del piñón del par de engranajes ($x = 0 \text{ m}$) limita la deflexión máxima admisible δ_{Adm} :

$$\delta_{Adm_{x=0m}} = 0,01 * 3,352 = 0,03352 \text{ mm}$$

Entonces, despejamos el diámetro mínimo:

$$d_{3f_{x=0}} = \sqrt[4]{\frac{64 * 10^9 \sqrt{(\iint M_{f_{x'}}(x))^2 + (\iint M_{f_{z'}}(x))^2}}{185755,9 * \pi * \delta_{Adm}}}$$

$$= \sqrt[4]{\frac{64 * 10^9 (\sqrt{(0,153)^2 + (0,0112)^2})}{185755,9 * \pi * 0,03352}} = 26,7 \text{ mm}$$

Cuyo valor se redondea a 27mm como mínimo. De la misma manera, para cada tramo se obtiene los diámetros especificados en la Tabla 27 con $\delta_{Adm} = 0,5 * L_{S2} \text{ mm}$.

Tabla 27: Diámetro mínimos en tramos 2 y 4.

Tramo	x (mm)	$\iint M_{f_{x'}}(x)$	$\iint M_{f_{z'}}(x)$	$d_{2f}(\text{mm})$	$d_{2F}(\text{mm})$
2	0,6	-0,5404	-0,1093	20	13
4	1,2	0,154	0,169	16	

También, se calcula el diámetro mínimo que permite colocar un rodamiento rígido de bolas en las posiciones A2 y B2 para que el desplazamiento angular este dentro del límite. Para bolas se emplea: $1,75 \cdot 10^{-3}$

Tabla 28: Diámetros mínimos por deformación angular máxima permisible en los apoyos.

Apoyo	x (mm)	$\int M_{f_x'}(x)$	$\int M_{f_z'}(x)$	$d_{2f}(mm)$	$d_{3f}(mm)$
A2	0,05	-2,974	-0,239	21	13
B2	1,05	1,48	0,907	19	

En otras palabras, valores menores a estos diámetros no admiten rodamientos rígidos de bolas.



Anexo 26: Rodamientos del eje interior secundario S2

De ambos apoyos del eje S2 (A2 y B2), el apoyo A2 estará fijo axialmente debido a su cercanía con el piñón y, por ende, soportará una carga axial. En base a los cálculos anteriores, se selecciona el rodamiento de diámetro interior 30mm 6006 2Z/C5 S3 VA208.

Tabla 29: Cálculos rodamiento apoyo A2.

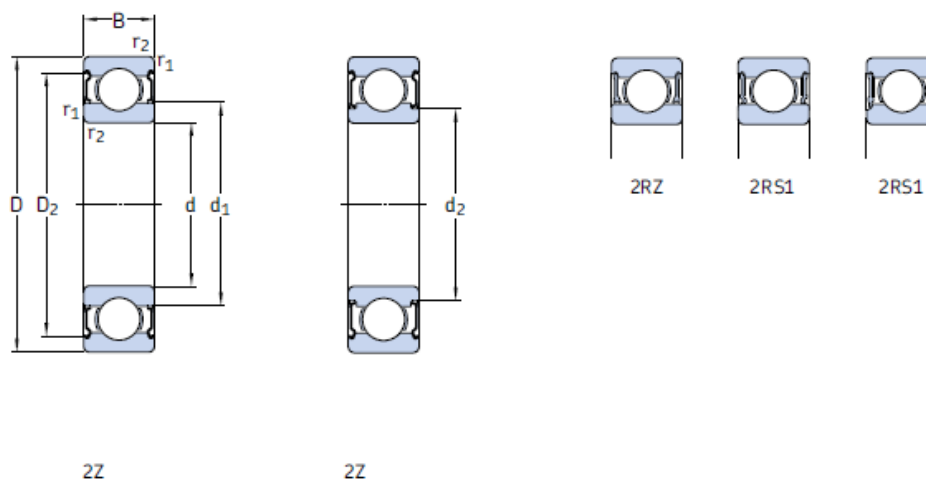
Descripción	Simb.	Ecuación	Valor	Unid.
Diámetro interno	d	[DryLube, p. 22]	30	mm
Diámetro externo	D	[DryLube, p. 22]	55	mm
Ancho	B	[DryLube, p. 22]	13	mm
Capacidad de carga dinámica	C	[DryLube, p. 22]	13,8	kN
Capacidad de carga estática	C ₀	[DryLube, p. 22]	8,3	kN
Velocidad límite	-	[DryLube, p. 22]	350	rpm
Factor de cálculo	f _o	[C. G., p. 327, 2013]	15	-
Fuerza radial	F _r	$\sqrt{A_{2x'}^2 + A_{2z'}^2}$	102,5	N
Fuerza axial	F _a	A _{2y'}	17,73	N
Carga estática equivalente	P _o	0,6 * F _r + 0,5 * F _a	0,07	kN
Factor de temperatura	f _T	[tabla 3]	0,6	
Capacidad de carga estática requerida	C _{oReq}	$\geq \frac{2 * P_o}{f_T}$	0,23	kN
Relación	-	f _o * F _a /C ₀	0,032	
Factor de cálculo "e"	e	Extrapolación tabla 8	1,254	
Carga dinámica equivalente	P	Si: F _a /F _r < e → P = F _r , P = X * F _r + Y * F _a	0,103	kN
Factor de servicio	S _{Req}	[tabla 4]	5	-
Capacidad de carga dinámica requerida	C _{Req}	$\geq \frac{S_{Req} * P}{f_T}$	0,858	kN
Verificación		C = 13,8 kN ≥ 0,858 kN ;Cumple! C _o = 8,3 ≥ 0,23 kN ;Cumple! F _a ≤ 0,15 * C _o = F _a ≤ 0,15 * 8,33 = 0,018 ≤ 1,25 ;Cumple!		

Por otro lado, el apoyo B2 solo soportará carga radial por lo que el tipo de rodamiento debe ser rígido de bolas siendo el más económico. Se selecciona un rodamiento de ese tipo de diámetro interno 30 mm y, debido a que el eje tubular S1 requiere como máximo un diámetro interior de 50,4 debido al rodamiento de altas temperaturas seleccionado en la sección 2.6.4, una barra perforada comercial de la Empresa Aceros del Perú tiene un

diámetro interior de 46,7 mm por lo que el rodamiento de menor tamaño que se puede colocar es el de código 6006-2Z con canastilla. Se escoge el 6006-2Z.

Tabla 30: Cálculo de la vida del apoyo B2

Descripción	Símb.	Ecuación	Valor	Unid.
Diámetro interno	d	[p. 326]	30	mm
Diámetro externo	D	[p. 326]	55	mm
Ancho	B	[p. 326]	13	mm
Capacidad de carga dinámica	C	[p. 326]	13,8	kN
Capacidad de carga estática	C ₀	[p. 326]	8,3	kN
Límite de fatiga	P _u	[p. 326]	0,355	kN
Factor de cálculo	f _o	[p. 327]	15	-
Fuerza radial	F _r	$\sqrt{B_{2x'}^2 + B_{2z'}^2}$	137,5	N
Fuerza axial	F _a	B _{2y'}	0	N
Diámetro medio	d _m	0,5 * (d + D)	42,5	mm
Velocidad máxima de giro	N ₇	[Secc. 2.6.3.a]	102,5	rpm
Temperatura de diseño	T _D		70	°C
Relación	-	f _o · F _a /C ₀	0	
Carga dinámica equivalente	P	Si: F _a /F _r < e → P = F _r , P = X * F _r + Y * F _a	0,138	kN
Exponente de la ecuación de vida	p	-	3	-
Carga estática equivalente	P _o	F _r	0,138	kN
Factor de seguridad estático [tabla 11, p. 89]	s _o	$\frac{C_o}{P_o} \geq 1,5$	60 ≥ 1,5	
Factor de ajuste de vida para confiabilidad al 96%	a ₁	[tabla 1, p. 65]	0,55	-
Viscosidad de funcionamiento [diagrama 5, p. 72]	v ₁	f(d _m , N _{ns})	160	mm ² /s
Viscosidad normalizada [diagrama 6, p. 73]	v	f(T _R , v ₁)	1000	mm ² /s
Factor de viscosidad	κ	v/v ₁	6,25	
Factor de contaminación [tabla 4, p.74]	η _c	f(condición, d _m)	0,5	
Coeficiente		$\frac{\eta_c P_u}{P}$	1,29	
Factor de vida SKF [Diagrama 1, p.66]	a _{skf}	f(η _c P _u /P, κ)	50	
Número de horas mínimo	t _f	[Tabla 9, p.83]	30000	H
Índice de vida SKF – 96% confiabilidad	L _{4mh}	$\frac{10^6}{60N_7} * a_1 a_{SKF} \left(\frac{C}{P}\right)^3$		
Verificación		L _{4mh} ≥ t _f 4,5 * 10 ⁹ h >>> 30000 h ;Cumple!		



Principal dimensions			Basic load ratings dynamic static		Fatigue load limit	Speed ratings Reference Limiting		Mass	Designations Bearing capped on both sides one side	
d	D	B	C	C ₀	P _u	Reference speed	Limiting speed ¹⁷	kg	-	-
mm			kN		kN	r/min				
30	42	7	4,49	2,9	0,146	32 000	16 000	0,025	61806-2RZ	-
	42	7	4,49	2,9	0,146	-	9 500	0,025	61806-2RS1	-
	47	9	7,28	4,55	0,212	30 000	15 000	0,05	61906-2RZ	-
	47	9	7,28	4,55	0,212	-	8 500	0,05	61906-2RS1	-
	55	13	12,7	7,35	0,31	30 000	15 000	0,12	E2.6006-2Z	-
	55	13	13,8	8,3	0,355	28 000	14 000	0,12	* 6006-2Z	* 6006-Z
	55	13	13,8	8,3	0,355	28 000	14 000	0,12	* 6006-2RZ	* 6006-RZ
	55	13	13,8	8,3	0,355	-	8 000	0,12	* 6006-2RS1	* 6006-RS1
	55	19	13,3	8,3	0,355	-	8 000	0,17	63006-2RS1	-

Figura 42: Características del rodamiento seleccionado para el eje S2.

Selección chaveta normalizada. Según dimensiones finales del eje S2

Tabla 31: Selección chaveta del eje S2.

Descripción	Símb.	Ecuación	Valor		Unid.
			Ø20	Ø30	
Diámetro del eje	d	-	Ø20	Ø30	mm
Ancho de la chaveta	b	-	6	8	
Alto de la chaveta	h	-	6	7	
Profundidad en el eje	t_1	-	3,5	4,1	
Profundidad en el cubo	t_2	-	2,6	2,4	
Presión admisible del material (acero)	p_{Adm}	-	90		N/mm ²
Momento torsor	$M_{tRx'}$	-	3,9	3,9	
Longitud efectiva necesaria	L_{ef}	$L_{ef} \geq \frac{2M_{tRx'}}{d(h-t_1)p_{Adm}}$	2	2	mm
Longitud necesaria de la chaveta	L	$L \geq L_{ef} + b$	8	10	mm
Longitud comercial seleccionada	L_{ch-S3}	-	14	18	mm

Anexo 27: Fatiga del eje interior secundario S2

Se calculan los coeficientes de fatiga, los esfuerzos equivalentes, los esfuerzos reales equivalentes y el factor de seguridad para ambos puntos y se indican en la Tabla 32 y Tabla 33. Además, se calculan los esfuerzos equivalentes reales y el factor de seguridad.

Tabla 32: Fuerzas en puntos a analizar del eje S2.

Carga	Símb.	Valor		Tipo de variación	Unid.
		O2	B2		
Fuerza cortante	F_c	72,2	77,5	Alternante puro	N
Momento flector	M_f	13,3	10,1	Alternante puro	N.m
Momento torsor	M_t	3,91	3,91	Estático	N.m

Tabla 33: Esfuerzos en puntos de análisis eje S2.

Esfuerzo	Tipo de esfuerzo	Símb.	Ecuación		Valor		Unid.
			E. medio	E. Alternante	O2	B2	
Cortante	Medio	σ_{c_m}	$\frac{4F_{c_m}}{\pi d_{S3}^2}$	$\frac{4F_{c_a}}{\pi d_{S3}^2}$	-	-	MPa
	Alternante	σ_{c_a}			0,01	0,1	MPa
Flector	Medio	σ_{f_m}	$\frac{32M_{f_m}}{\pi d_{S3}^3}$	$\frac{32M_{f_a}}{\pi d_{S3}^3}$	-	-	MPa
	Alternante	σ_{f_a}			3,2	3,8	MPa
Torsor	Medio	τ_{t_m}	$\frac{16M_{t_m}}{\pi d_{S3}^3}$	$\frac{16M_{t_a}}{\pi d_{S3}^3}$	0,5	0,74	MPa
	Alternante	τ_{t_a}			-	-	MPa

Tabla 34: Coeficientes en los puntos de análisis del eje S2.

Coeficientes	Símb.	Ecuación	Flexión		Referencia
			O2 – $\phi 40$	B2 – $\phi 30$	
Superficial	C_s	$f(R_z, \sigma_B)$	0,78	0,78	[Figura 3.31, p. 3-29, 2012]
Tamaño	C_t	$f(d, T_F)$	0,73	0,75	[Figura 3.33, p. 3-30, 2012]
Temperatura	C_T	$f(T_R)$	0,975	0,975	[Tabla 3.4, p. 3-31, 2012]
Carga	C_{Ca}	$f(T_{Ca}, T_F)$	1	1	[Tabla 3.5, p. 3-32, 2012]
Confiabilidad	C_c	$f(R)$	0,868	0,868	[Tabla 3.6, p. 3-32, 2012]
Factor efectivo de concentrador	β_k	$f(r_e, \sigma_F, \sigma_B, \phi 30, \phi 50)$	1	2,3	[Tabla 3.6, p. 3-32, 2012]

Anexo 28: Cálculos de cadenas del sistema secundario S2

Se emplea la guía del diseñador de la empresa Renold para cadenas.

Torque a transmitir:

$$M_{cad} = M_{tPy'} = 4,03 \text{ N.m}$$

Velocidad de giro del eje interior secundario S2:

Debido al par de engranajes, la velocidad de S2 va a aumentar con respecto al eje S3:

$$\omega_{S2} = \omega_{S3} * i_e = 50 * 2,05 = 102,5 \text{ rpm} = 10,734 \text{ rad/s}$$

En primer lugar, se escoge un número de dientes del piñón de cadena y de la rueda según recomendaciones del fabricante en la tabla 1:

RELACION DE REDUCCION DE LA TRANSMISION
UTILIZANDO LOS PIÑONES SELECCIONADOS

TABLA 1

No de dientes del Piñón Conducido Z_2	No de dientes del Piñón Motriz Z_1					
	15	17	19	21	23	25
25	-	-	-	-	-	1.00
38	2.53	2.23	2.00	1.80	1.65	1.52
57	3.80	3.35	3.00	2.71	2.48	2.28
76	5.07	4.47	4.00	3.62	3.30	3.04
95	6.33	5.59	5.00	4.52	4.13	3.80
114	7.60	6.70	6.00	5.43	4.96	4.56

De aquí se asume que el número de dientes del piñón de la cadena es $Z_8 = 25$.
Asumiendo una relación de transmisión de la cadena secundaria (i_{C-s}) de 1,52, se obtiene que el número de dientes de la rueda de la cadena es $Z_7 = 38$.

En segundo lugar, se determinan los factores de selección f_1 y f_2 :

Para el factor de aplicación (f_1):

CHART 2

CARACTERÍSTICAS DE LA MÁQUINA A MOVER		CARACTERÍSTICAS DEL PROPULSOR		
		FUNCIONAMIENTO SUAVE Motores eléctricos, Turbinas a vapor y gas, Motores de explosión con acoplamiento hidráulico	LIGERAMENTE IMPULSIVO Motores de explosión de 6 o más cilindros con acoplamiento mecánico, Motores eléctricos con arrancadas frecuentes	MEDIANAMENTE IMPULSIVO Motores de explosión de menos de 6 cilindros con acoplamiento mecánico
FUNCIONAMIENTO SUAVE	Bombas centrífugas y Compresores, Máquinas de Imprenta, Calandras de papel, Cintas transportadoras con cargas uniformes, Escaleras, Agitadores de líquidos y Mezcladores, Secadores rotativos, Ventiladores.	1	1.1	1.3
MEDIANAMENTE IMPULSIVA	Bombas y compresores (3 cil+), Homogeneizadores, Cintas transportadoras con cargas no uniformes, Agitadores y Mezcladores de sólidos.	1.4	1.5	1.7
ALTAMENTE IMPULSIVA	Aplanadoras, Excavadoras, Molinos de bolas, Molinos mezcladores de caucho, Prensas y Cizallas, Bombas y Compresores de 1 & 2 cil.	1.8	1.9	2.1

Se consideran las cargas como no uniformes, de funcionamiento similar a un agitador pero en posición horizontal y que emplea motores eléctricos, por ello:

$$f_1 = 1,4$$

Para el factor de diente (f_2):

f2 factors for standard sprocket sizes	
Z1	f2
15	1.27
17	1.12
19	1.00
21	0.91
23	0.83
25	0.76

$$f_2 = 0,76$$

En tercer lugar, se calcula la potencia para seleccionar:

$$P_{Scad} = \frac{M_{cad} \cdot \omega_{S2}}{\eta_{cad}} \cdot f_1 \cdot f_2 = \frac{4,03 \cdot 10,734 \cdot 1,4 \cdot 0,76}{0,97} = 46 \text{ W}$$

Con este valor de la potencia, se recurre a la tabla de selección BS/ISO. También se calcula la velocidad de giro del piñón de la cadena (ω_8):

$$\omega_8 = \omega_{S2} \cdot i_{C-s} = 102,5 \cdot 1,52 = 155,8 \text{ rpm}$$

Con ambos valores (P_{Scad}) y (ω_8) para paso simple, se obtiene el paso mínimo de la cadena (p_{cad}):

$$p_{cad} = 8mm \approx 3/8"$$

RENOLD

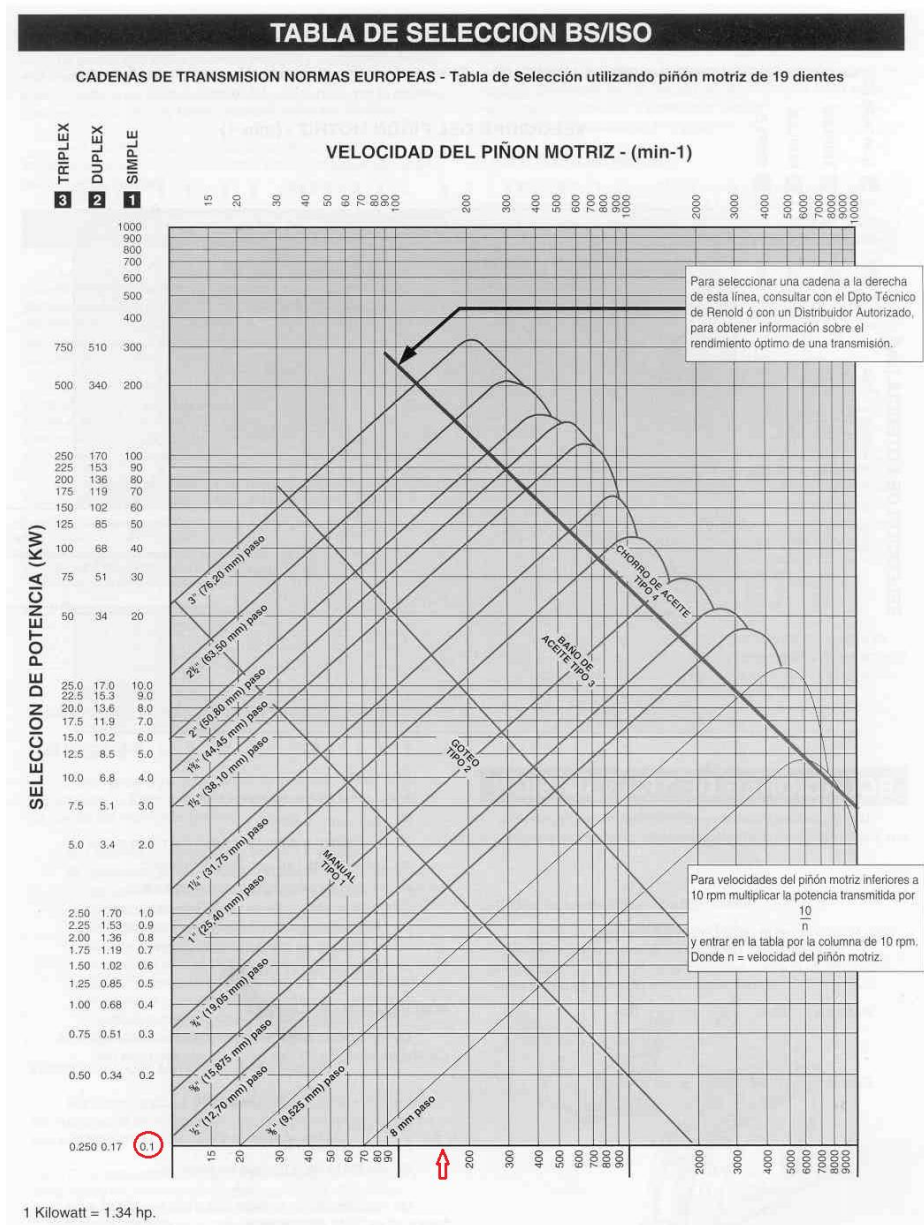
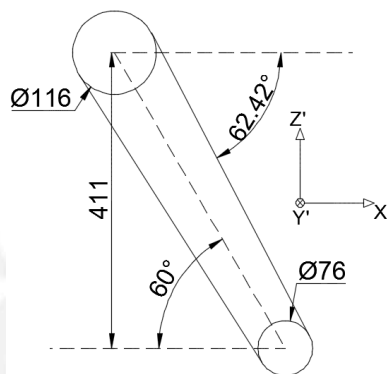


Figura 43: Tabla de selección de paso de cadena según BS/ISO [Renold, 2013]

Se redondea el paso a uno de 3/8" porque es el más comercial disponible. Con este paso, se calcula los diámetros de la rueda y el piñón (d_7) y (d_8) empleando el factor "Pitch Circle Diameter" (PCD) para los respectivos números de dientes:

$$d_7 = p_{cad} * PCD_{25T} = 3/8" * 25,4 * 7,979 = 76 \text{ mm}$$

$$d_8 = p_{cad} * PCD_{38T} = 3/8" * 25,4 * 12,11 = 115,3 \text{ mm}$$



Con ambos diámetros, y asumiendo una separación vertical entre ejes de 411mm, se realiza un esquema del sistema de cadenas secundario y se encuentra el ángulo de dirección de la fuerza tangencial de la rueda $\alpha_{is} = 62,4^\circ$.

Con este ángulo, se calcula las componentes de la fuerza tangencial F_{ca} .

$$F_{ca} = \frac{M_{cad} * 2}{d_7}; F_{cax'} = F_{ca} * \cos(\alpha_{is}); F_{caz'} = F_{ca} * \sin(\alpha_{is})$$

Tabla 35: Valores de fuerza a transmitir al eje.

i_{C-s}	Z_8	$d_8(mm)$	$d_7(mm)$	α_i	$F_{ca} (N)$	$F_{cax'} (N)$	$F_{caz'} (N)$
1,52	25	76	116	62,4	67,4	31,2	59,7

Pasos de la cadena

Chain Ref.		Technical Details (mm)														Connecting Links	
Renold Chain No.	ISO Ref.	Pitch (inch)	Pitch (mm)	Inside Width	Roller Diam.	Plate Height	Plate Width Inner	Plate Width Outer	Pin Diam.	Pin Length	Conn. Link Extension	Transverse Pitch	ISO606 Tensile Strength (NEWTONS)	Weight			
					MIN	MAX	MAX	MAX	MAX	MAX	MAX	NOM	MIN	kg/m			
European (BS) Standard - Simplex																	
1141	-	0.157	4.000	2.70	2.50	4.10	0.57	0.57	1.65	6.8	1.2	-	1800	0.07	4	107 11	
1151	03	0.197	5.000	2.50	3.20	4.10	0.60	0.60	1.49	7.4	1.3	-	2200	0.08	4	107 26 30	
1161	04	0.236	6.000	2.80	4.00	5.00	0.60	0.60	1.85	7.4	1.0	-	3000	0.12	4	107 26 30	
05B1	05B-1	0.315	8.000	3.00	5.00	7.11	0.76	0.76	2.31	8.6	1.5	-	4400	0.18	4	107 26 30	
06B1*	06B-1	0.375	9.525	5.72	6.35	8.20	1.29	1.04	3.28	12.5	1.3	-	8900	0.39	4	107 26 30	
08B1	08B-1	0.500	12.700	7.75	8.51	11.70	1.55	1.55	4.45	16.5	2.0	-	17800	0.70	4	107 26 30	
111043	-	0.500	12.700	4.88	7.75	9.60	1.13	0.98	4.09	11.4	2.0	-	8900	0.35	4	107 26 30	
111041	-	0.500	12.700	3.30	7.75	9.60	1.13	0.98	4.09	9.8	2.0	-	8900	0.30	4	107 26 30	
08B1NA	-	0.500	12.700	5.21	8.51	11.70	1.55	1.55	4.45	14.5	2.0	-	17800	0.70	4	107 26 30	
10B1	10B-1	0.625	15.875	9.65	10.16	14.60	1.55	1.55	5.08	18.8	2.5	-	22200	0.96	4	107 26 30	
10B1NA	-	0.625	15.875	6.48	10.16	14.60	1.55	1.55	5.08	16.0	2.5	-	22200	0.81	4	107 26 30	
12B1	12B-1	0.750	19.050	11.68	12.07	16.00	1.81	1.81	5.72	21.9	2.6	-	28900	1.22	4	107 26 30	
16B1	16B-1	1.000	25.400	17.02	15.88	21.08	4.12	3.10	8.28	34.9	2.2	-	60000	2.80	4	107 26 12	

Figura 44: Características geométricas del piñón para cadena simple [Renold, 2013].


Piñón de la cadena

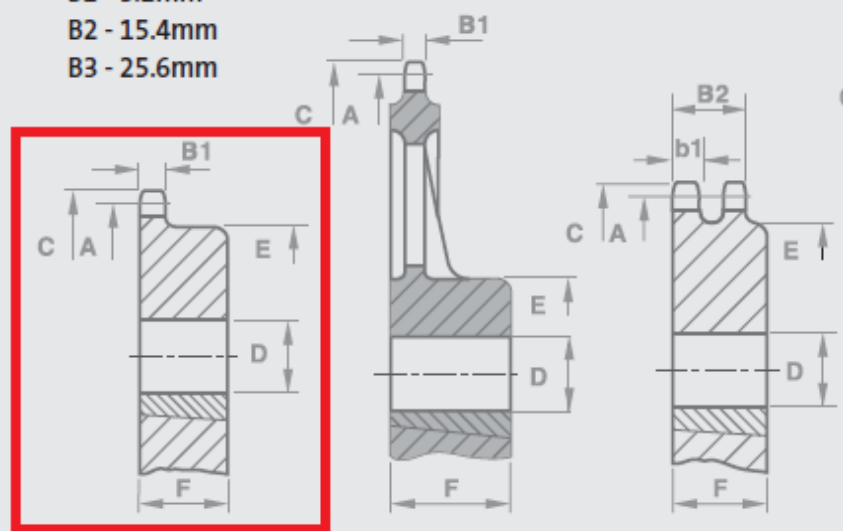
ISO 606 [9.525mm/0.375" Pitch] Range

Tooth Width SIMPLEX
Tooth Width
Tooth Width DUPLEX
Tooth Width TRIPLEX

B1 - 5.3mm
b1 - 5.2mm
B2 - 15.4mm
B3 - 25.6mm

Key

 Steel

 Cast Iron


Technical Details (mm)			Simplex				
No. of Teeth	PCD	Top Diam.	Part No.	Bore MIN	Bore MAX	Boss Diam.	Dist. Thro.
Plain Bore - steel							
	A	C		D	D	E	F
11	33.80	37.5	06B1/11T	8.0	14.0	22.0	25.0
12	36.80	40.5	06B1/12T	8.0	16.0	25.0	25.0
13	39.80	43.5	06B1/13T	10.0	16.0	28.0	25.0
14	42.80	46.5	06B1/14T	10.0	20.0	31.0	25.0
15	45.81	49.5	06B1/15T	10.0	22.0	34.0	25.0
16	48.82	52.5	06B1/16T	10.0	22.0	37.0	28.0
17	51.83	55.5	06B1/17T	10.0	25.0	40.0	28.0
18	54.85	58.6	06B1/18T	10.0	25.0	43.0	28.0
19	57.87	61.6	06B1/19T	10.0	28.0	45.0	28.0
20	60.89	64.6	06B1/20T	10.0	30.0	46.0	28.0
21	63.91	67.6	06B1/21T	12.0	32.0	48.0	28.0
22	66.93	70.6	06B1/22T	12.0	32.0	50.0	28.0
23	69.95	73.7	06B1/23T	12.0	38.0	52.0	28.0
24	72.97	76.7	06B1/24T	12.0	38.0	54.0	28.0
25	76.00	79.7	06B1/25T	12.0	38.0	57.0	28.0
26	79.02	82.7	06B1/26T	12.0	38.0	60.0	28.0
27	82.04	85.7	06B1/27T	12.0	38.0	60.0	28.0
30	91.12	94.8	06B1/30T	12.0	35.0	60.0	28.0
38	115.34	119.0	06B1/38T	16.0	42.0	70.0	30.0

Figura 45: Número de dientes y diámetros del piñón y disco para cadena simple [Renold, 2013].

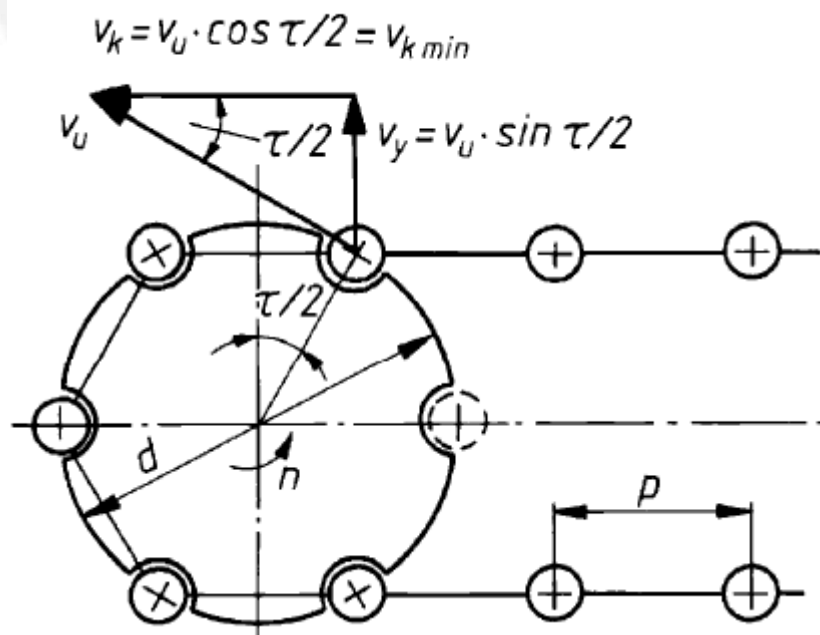


Figura 46: Representación gráfica de la variación de velocidad en el piñón de cadena.

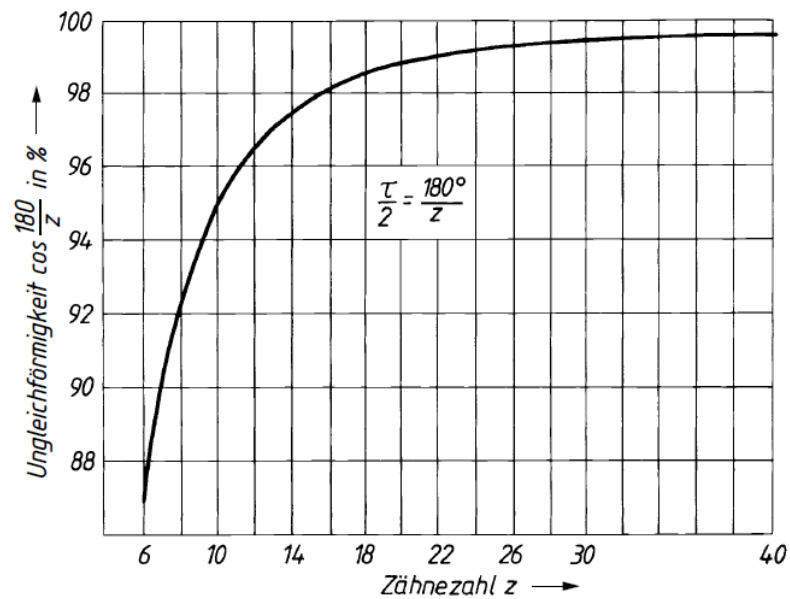


Figura 47: Variación del valor "tau (τ)" según el número de dientes del piñón.

$$\tau/2 = 180^\circ/z, z = \text{Zähnezahl des Kettenrades}$$

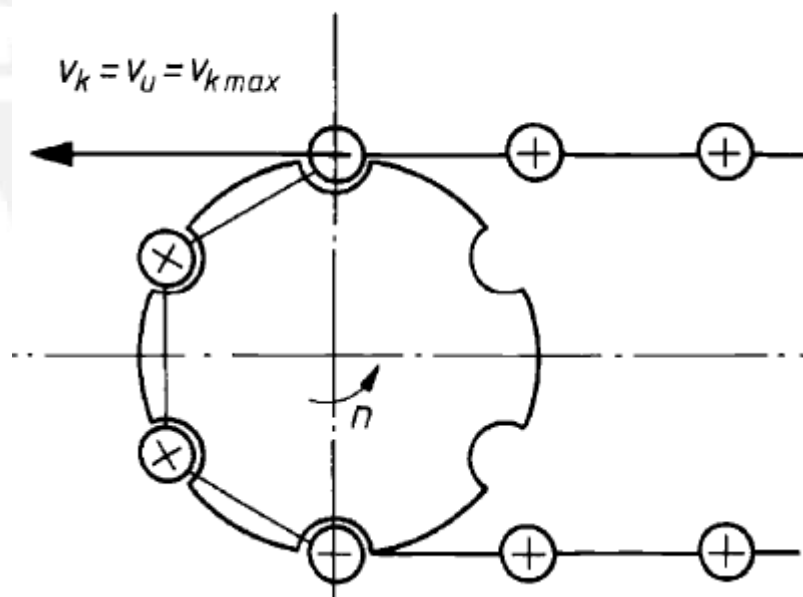


Figura 48: Representación de la variación de la velocidad máxima en el piñón.

Anexo 29: Cálculos y gráficas del reductor y motor secundario

Extraídas del catálogo de motorreductores SEW EURODRIVE (2009).

Posiciones del motorreductor

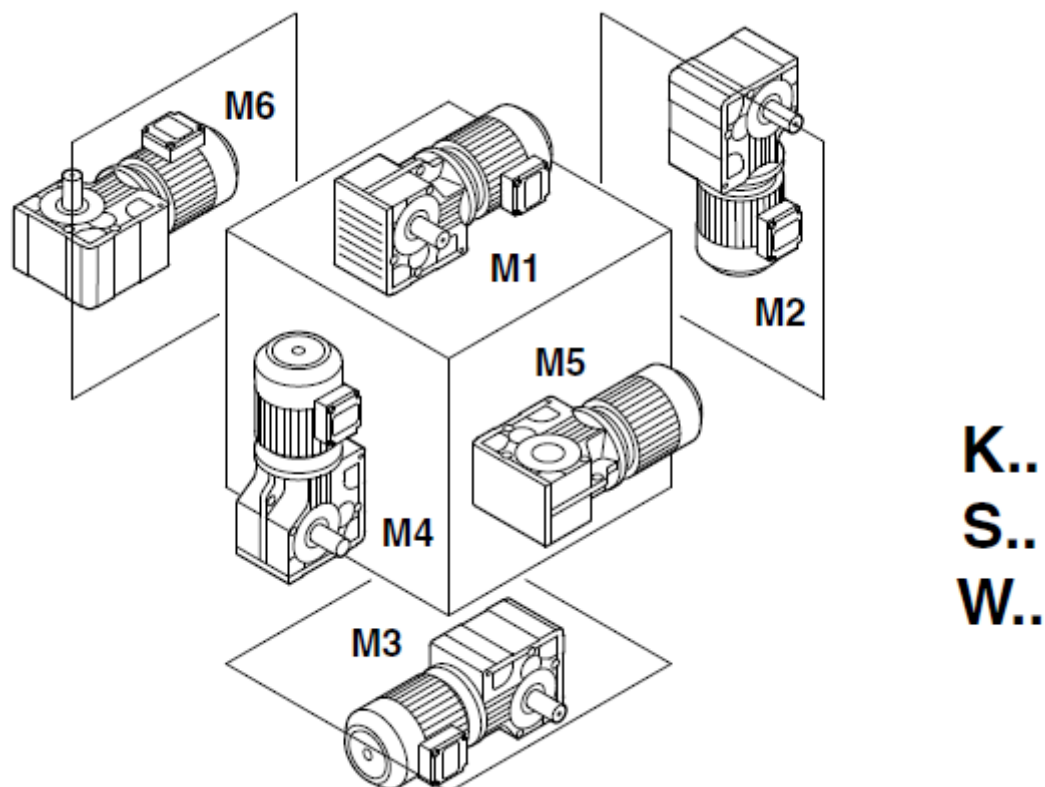


Figura 49: Posiciones del montaje del motorreductor [SEW, 2009].

Factor de aceleración de masas según tipo de carga (I, II ó III):

<i>Load classification</i>	There are three load classifications:
	(I) Uniform, permitted mass acceleration factor ≤ 0.2
	(II) Non-uniform, permitted mass acceleration factor ≤ 3
	(III) Non-uniform, permitted mass acceleration factor ≤ 10

Factores de servicio:

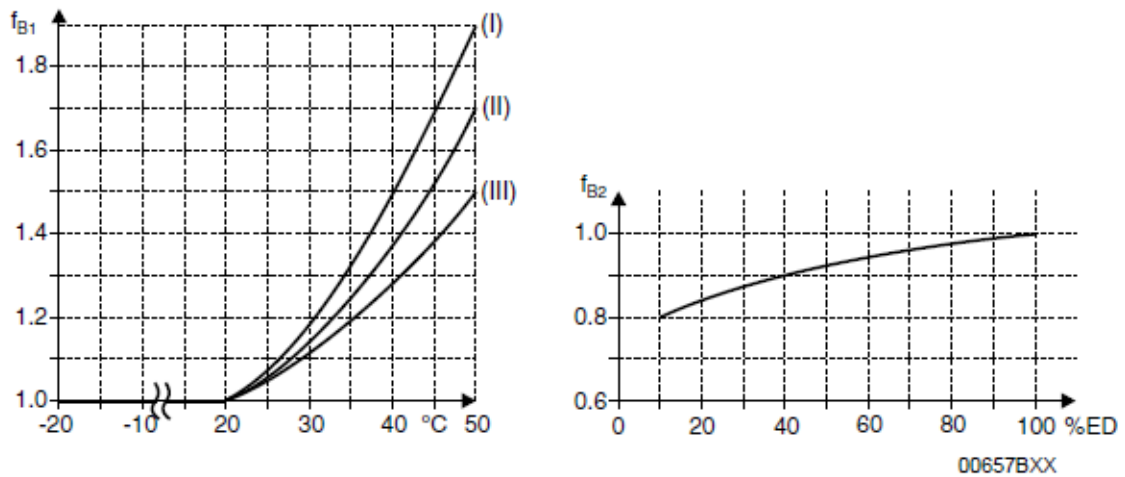


Figure 4: Additional service factors f_{B1} and f_{B2}

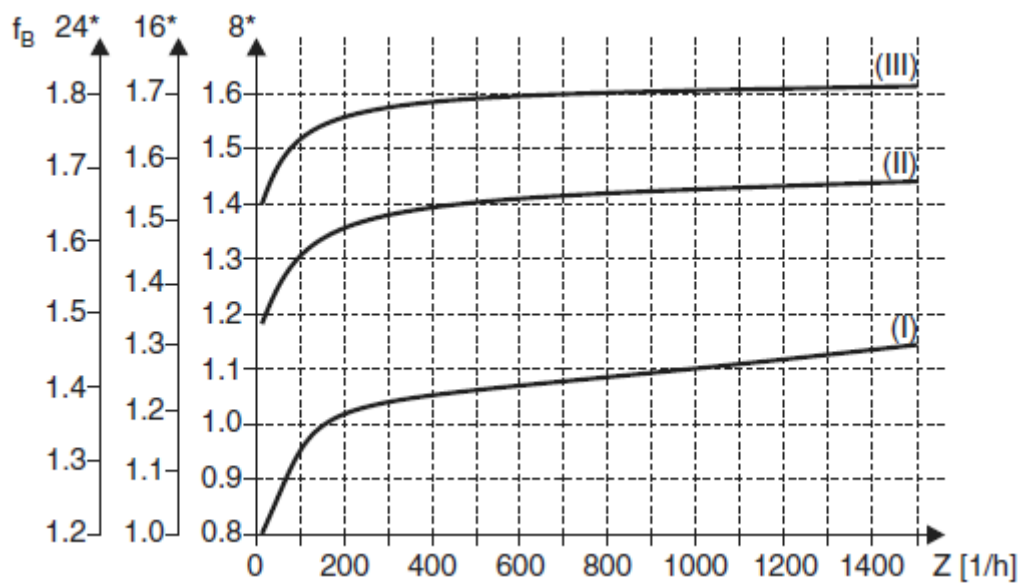
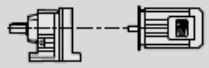



Figura 50: Factor de servicio f_B según el tipo de carga (I, II ó III) [SEW, 2012].

Transmission element	Transmission element factor f_z	Comments
Gears	1.15	< 17 teeth
Chain sprockets	1.40	< 13 teeth
Chain sprockets	1.25	< 20 teeth
Narrow V-belt pulleys	1.75	Influence of the pre-tensioning
Flat-belt pulleys	2.50	Influence of the pre-tensioning
Toothed belt pulleys	1.50	Influence of the pre-tensioning

Figure 51: Factor f_z del tipo de transmisión [SEW, 2009].

Tablas de selección del motor del sistema secundario:

P_m [HP]	n_a [rpm]	T_a [lb-in]	i	$F_{Ra}^{(1)}$ [lb]	SEW f_B		m [lbs]	
32	650	53.83	675	1.05				
39	630	43.68	675	1.10				
45	550	37.66	675	1.20				
48	515	35.10*	675	1.30				
55	450	30.68	660	1.40				
59	425	28.76	650	1.50				
67	380	25.38*	635	1.65				
76	335	22.50*	615	1.85				
85	315	19.89	565	1.40				
89	290	19.13*	595	2.1				
93	290	18.24*	555	1.45				
109	250	15.53	540	1.70				
127	215	13.39	520	1.90				
136	200	12.48*	510	2.00				
156	180	10.91	495	2.2				
166	168	10.23	490	2.4				
188	150	9.02*	475	2.5				
212	133	8.00*	460	2.9				
268	106	6.33	430	2.9				

S	37	DRS	71S4	29	583
SF	37	DRS	71S4	32	584
SA	37	DRS	71S4	29	585
SAF	37	DRS	71S4	32	584

Motor type	$\frac{P_N}{T_N}$ [HP] [lb-in]	n_N [rpm]	I_N			$\cos\phi$	$\eta_{100\%}$ [%] ¹⁾	I_A/I_N	$\frac{T_A/T_N}{T_H/T_N}$	Code Letter	J_{Mot} [10 ⁻³ lb-ft ²]	m [lb] ²⁾
			230V	460V	575V							
DRS71S4 ³⁾	0.25 8.93	1700	0.9	0.45	0.36	0.69	72.0	4.2	1.9 1.9	G	11.6	17.2
DRS71S4 ³⁾	0.33 12.3	1700	1.24	0.62	0.49	0.69	72.0	4.2	1.9 1.9	G	11.6	17.2
DRS71S4 ³⁾	0.5 18.5	1700	1.84	0.92	0.74	0.69	72.0	4.2	1.9 1.9	G	11.6	17.2
DRS71M4 ³⁾	0.75 27.4	1690	2.5	1.25	1.0	0.71	74.0	4.3	2.2 2.1	G	16.8	20.1

Figura 52: Especificaciones del motor eléctrico secundario [SEW, 2009].

Motor type	$\frac{P_N}{T_N}$ [HP] [lb-in]	n_N [rpm]	BE..	T_B [lb-in] ³⁾	Z_0 BGE ¹⁾ BGE ²⁾ [1/h]	J_{Mot_BE} [10 ⁻³ lb-ft ²]	m_{BE} [lb] ⁴⁾
DRS71S4 ⁵⁾	0.5 18.5	1700	BE05	44	4800 7600	14.7	22.5

2200 - 1400 rpm

02 955 097

i_{ges}	i_{sch}	$n_e = 2200$ rpm				$n_e = 1700$ rpm				$n_e = 1400$ rpm			
		n_a [rpm]	M_{amax} [Nm]	P_e [kW]	η [%]	n_a [rpm]	M_{amax} [Nm]	P_e [kW]	η [%]	n_a [rpm]	M_{amax} [Nm]	P_e [kW]	η [%]
10.91	24/5	202	42	1.0	87	156	45	0.85	86	128	48	0.75	86

Los momentos de inercia del lado de la carga se especifican en la siguiente tabla y se reducen al eje del motor mediante la siguiente fórmula:

$$J_{X_S} = \sum_{n=1}^9 J_{n_S} \cdot \left(\frac{N_{n_S}}{N_{N_S}} \right)^2$$

Tabla 36: Valores de inercia para los componentes del sistema de rotación secundario.

Descripción	Símb.	Valor	Unid.
Inercia del arreglo de moldes	J_{1_S}	1,4	kg.m ²
Inercia del eje secundario S1	J_{3_S}	$166 * 10^{-6}$	kg.m ²
Inercia de la rueda del engranaje	J_{4_S}	$12,95 * 10^{-3}$	kg.m ²
Inercia del piñón del engranaje	J_{5_S}	$1339 * 10^{-6}$	kg.m ²
Inercia del eje interior secundario S2	J_{6_S}	$972,8 * 10^{-6}$	kg.m ²
Inercia del disco de cadena	J_{7_S}	$1,072 * 10^{-3}$	kg.m ²
Inercia del piñón de cadena	J_{8_S}	$368 * 10^{-6}$	kg.m ²
Inercia del motorreductor	J_{9_S}	$3,8 * 10^{-4}$	kg.m ²
Inercia reducida al eje del motor	J_{X_S}	$2,83 * 10^{-3}$	kg.m ²

Verificaciones para el Motor eléctrico:

máximo tiempo de ta en marcha tpm (s)	motores de potencia hasta (kW)
6	5
10	10
16	16
21	70
24	100

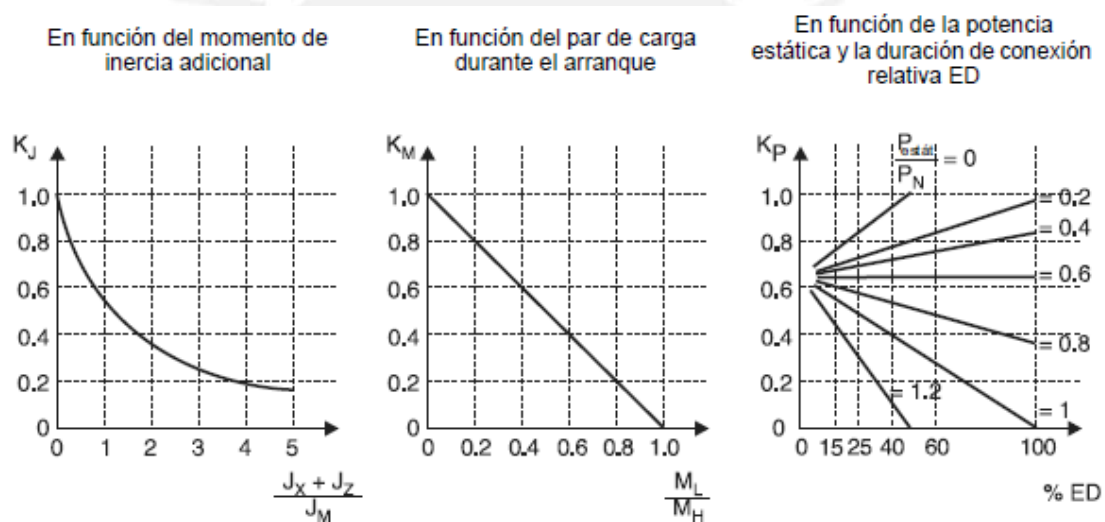
Figura 53: Tabla de máximos tiempos de arranque para motores eléctricos según su potencia.

Modo de funcionamiento	Explicación
S1	Funcionamiento continuo: funcionamiento con estado de carga constante, el motor alcanza el equilibrio térmico.
S2	Funcionamiento a intervalos: funcionamiento con estado de carga constante durante un tiempo determinado limitado y, a continuación, pausa. En la pausa, el motor alcanza de nuevo la temperatura ambiente.
S3	Funcionamiento intermitente: sin influencia del proceso de conexión sobre el calentamiento. Caracterizado por una sucesión de ciclos de carga del mismo tipo, está formado por un intervalo con carga constante y una pausa. Se describe mediante la "duración de conexión relativa (ED)" en %.
S4...S10	Funcionamiento intermitente: con influencia del proceso de conexión sobre el calentamiento. Caracterizado por una sucesión de ciclos de carga del mismo tipo, está formado por un intervalo con carga constante y una pausa. Se describe mediante la "duración de conexión relativa (ED)" en % y el número de conexiones por hora.

Figura 54: Clasificación del modo de funcionamiento del sistema según su uso [SEW, 2009].


Modo de funcionamiento			Factor de aumento de la potencia K
S2	Duración de funcionamiento	60 min	1.1
		30 min	1.2
		10 min	1.4
S3	Duración de conexión relativa (ED)	60 %	1.1
		40 %	1.15
		25 %	1.3
		15 %	1.4
S4...S10	Para determinar la potencia nominal y el modo de funcionamiento se deben indicar el número y el tipo de conexiones por hora, el tiempo de arranque, el tipo de frenado, el tiempo de frenado, el tiempo de marcha en vacío, la duración de ciclo, el tiempo de reposo y la demanda de potencia.		Por encargo

Figura 55: Factor de aumento de potencia K según su modo de funcionamiento [SEW, 2009].



Anexo 30: Clasificación de los tipos de torque

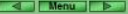
Fuente: WEG – Brasil.

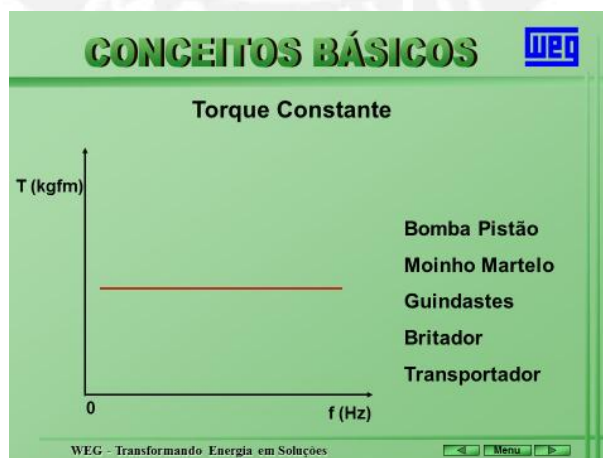
CONCEITOS BÁSICOS 

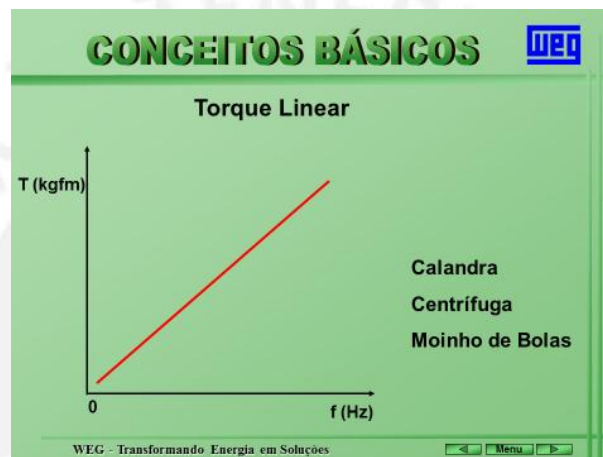
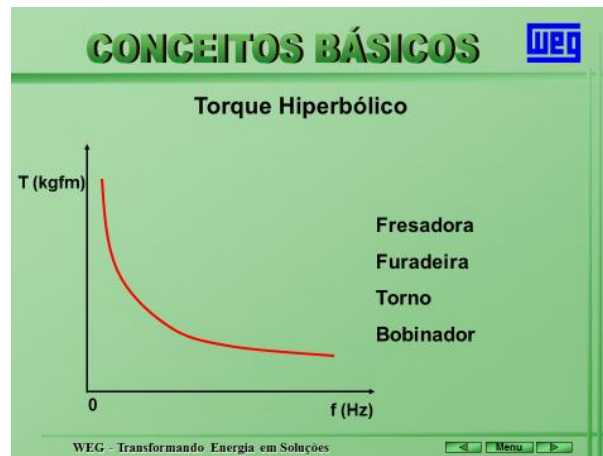
Tipos de Cargas

As Cargas podem ser agrupadas em cinco categorias :

- ☑ Torque Quadrático
- ☑ Torque Linear
- ☑ Torque Constante
- ☑ Torque Hiperbólico
- ☑ Torque Não Definido (*O torque não tem relação com a velocidade*)

WEG - Transformando Energia em Soluções 





Anexo 31: Especificaciones técnicas de los variadores de frecuencia

Fuente: WEG. Catálogo de variadores de frecuencia.



Anexo 32: Cálculos del eje tubular

Se tienen las siguientes distancias en la Figura 56 Figura 57:

$$\begin{aligned}\overline{A3 O3} &= 0,48 \text{ m} & \overline{B3 C3} &= 0,22 \text{ m} \\ \overline{O3 B3} &= 0,04 \text{ m} & \overline{C3 D3} &= 0,22 \text{ m}\end{aligned}$$

Se planteó las ecuaciones de equilibrio para calcular las reacciones en los apoyos B3 y D3:

$$\begin{aligned}\Sigma F_{x'} &= 0: A_{2x'} - F_{c_jx'} - B_{3x'} + F'_{cax'} + B_{2x'} - D_{3x'} = 0 \\ \Sigma F_{y'} &= 0: -A_{2y'} - F_{c_jy'} + B_{3y'} = 0 \\ \Sigma F_{z'} &= 0: -A_{2z'} - F_{c_jz'} - m_{S1} \cdot g + B_{3z'} - F_{caz'} - B_{2z'} + D_{3z'} = 0 \\ \Sigma M_{x'_{A1}} &= 0: M_{c_jz'} + m_{S1} \cdot g \cdot \frac{L_{S1}}{2} - (L_{S1} - a') \cdot B_{3z'} + (L_{S1} - \frac{a'}{2}) \cdot F'_{caz'} + L_{S1} \cdot (B_{2z'} \\ &\quad - D_{3z'}) = 0 \\ \Sigma M_{y'} &= 0: -M_{c_jy'} + M'_{cad} = 0 \\ \Sigma M_{z'_{A1}} &= 0: -M_{c_jx'} - B_{3x'} \cdot (L_{S1} - a') + \left(L_{S1} - \frac{a'}{2} \right) \cdot F'_{cax'} + L_{S1} \cdot (B_{2x'} - D_{3x'}) \\ &= 0\end{aligned}$$

Resolviendo se obtiene los valores para las fuerzas en los apoyos B_3 y D_3 :

$$\begin{aligned}\bar{B}_3 &= (B_{3x'}, B_{3y'}, B_{3z'}) = (-69,24; 36,13; 1407,313) \text{ N} \\ \bar{D}_3 &= (D_{3x'}, D_{3y'}, D_{3z'}) = (187,2; 0; -522,93) \text{ N}\end{aligned}$$

Dado que ya se conocen los valores de todas las fuerzas externas, se puede dibujar los diagramas de fuerzas internas del elemento S1 en los planos Y'Z' y X'Y'. Luego se muestran los Diagramas de Fuerzas Internas de este eje S1, donde las fuerzas que apuntan hacia el lado opuesto de Z' tienen son positivas para los DFI.

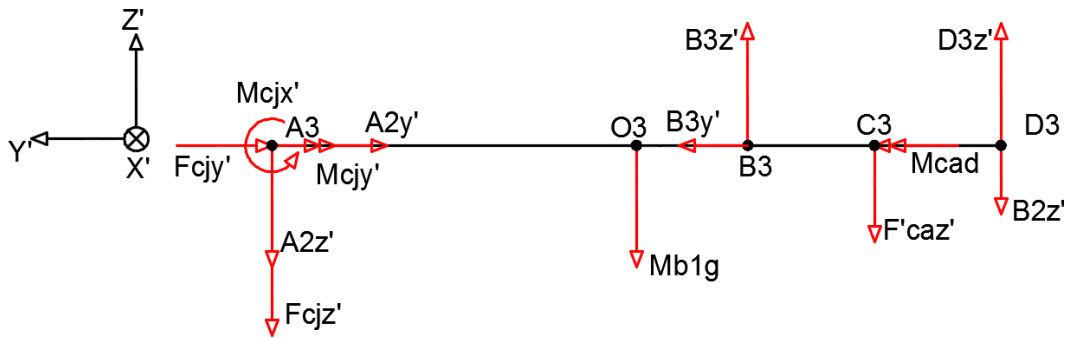


Figura 56: Fuerzas en el plano Y'Z' del eje S1.

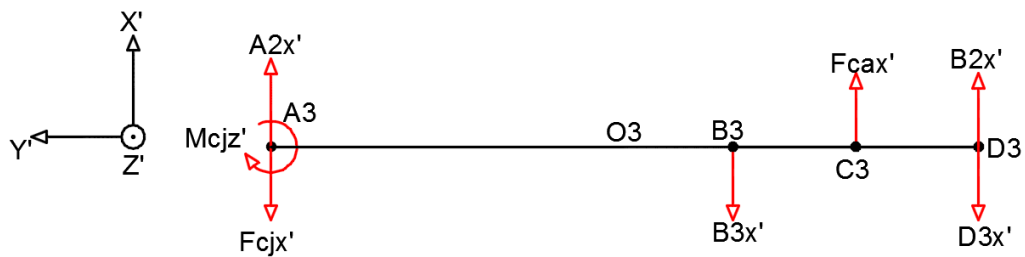


Figura 57: Fuerzas en el plano X'Y' del eje S1.

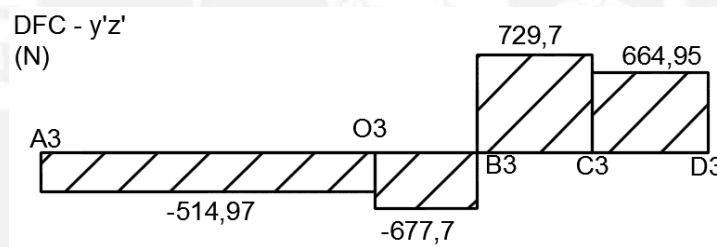


Figura 58: Diagrama de fuerzas cortantes en plano Y'Z' del eje tubular S1.

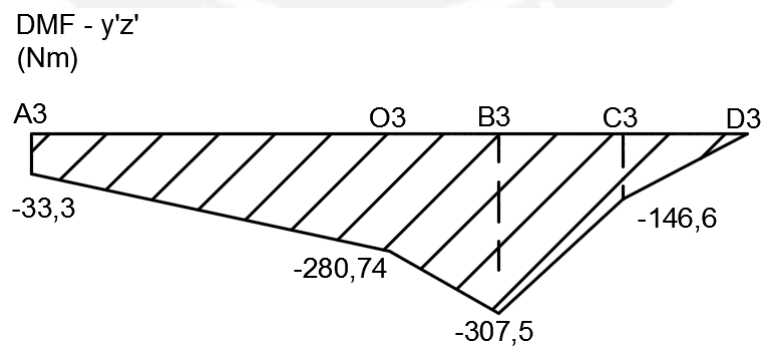


Figura 59: Diagrama de momentos flectores en dirección X' del eje tubular S1.

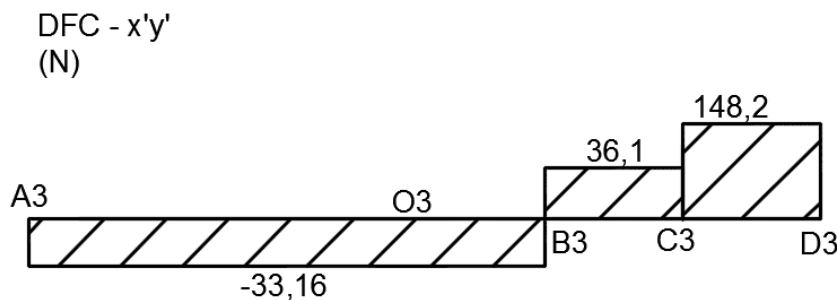


Figura 60: Diagrama de fuerzas cortantes en plano X'Y' del eje tubular S1.

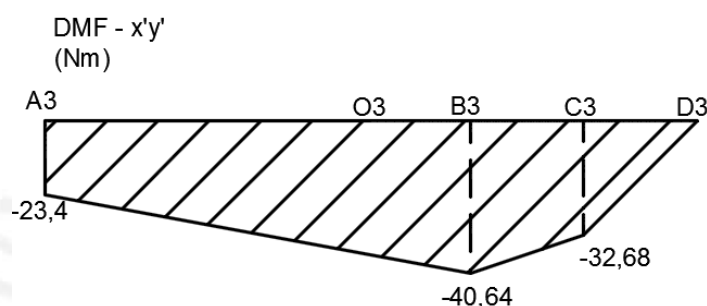


Figura 61: Diagrama de momentos flectores en dirección Z' del eje tubular S1.

Calculo del eje por deflexión

Para iniciar el cálculo, se encuentra la ecuación que describe las gráficas de los momentos flectores en los planos Y'Z' y X'Y' en función de la posición (x). Los resultados se indican en la tabla 2.25 y 2.26.

$$\overline{A3 O3} = 0,48 \text{ m}$$

$$\overline{B3 C3} = 0,22 \text{ m}$$

$$\overline{O3 B3} = 0,04 \text{ m}$$

$$\overline{C3 D3} = 0,22 \text{ m}$$

Tabla 2.25: Ecuación del momento flector interno en el plano Y'Z'.

Nº	Momento flector	Tramo	Rango	Ecuación
1	$M_{f_{x'}}(x)$	$\overline{A3 O3}$	$0 \leq x \leq 0,48$	$-33,3 - 514,97x$
2		$\overline{O3 B3}$	$0,48 \leq x \leq 0,49$	$44,87 - 677,66x$
3		$\overline{B3 C3}$	$0,49 \leq x \leq 0,740$	$-686,93 + 729,65x$
4		$\overline{C3 D3}$	$0,740 \leq x \leq 0,96$	$-639,02 + 664,95x$

Tabla 2.26: Ecuación del momento flector interno en el plano X'Y'.

Nº	Momento flector	Tramo	Rango	Ecuación
1	$M_{f_{z'}}(x)$	$\overline{A3 B3}$	$0 \leq x \leq 0,52$	$-23,39 - 33,16x$
2		$\overline{B3 C3}$	$0,52 \leq x \leq 0,74$	$-59,40 + 36,07x$
3		$\overline{C3 D3}$	$0,74 \leq x \leq 0,96$	$-142,44 + 148,22x$

Sin embargo, las integrales presentadas anteriormente son indefinidas, por lo que se requieren condiciones de frontera que permita encontrar una ecuación precisa. De tal forma, se considera que la deformación transversal en los apoyos B3 y D3 es nula en ambos planos $\delta_{I1(x=B3)} = \delta_{I2(x=B3)} = \delta_{II(x=D3)} = 0$. También, por el principio de continuidad para el desplazamiento angular (φ) y la deformación transversal (δ) se tiene:

Para el plano Y'Z' (I):

$$\varphi_{I1(x=O3)} = \varphi_{I2(x=O3)} ; \varphi_{I2(x=B3)} = \varphi_{I3(x=B3)} ; \varphi_{I3(x=C3)} = \varphi_{I4(x=C3)}$$

$$\delta_{I2(x=B3)} = \delta_{I3(x=B3)} ;$$

Para el plano X'Y' (II):

$$\varphi_{II1(x=B3)} = \varphi_{II2(x=B3)} ; \varphi_{II2(x=C3)} = \varphi_{II3(x=C3)} ;$$

Se emplea estas condiciones para calcular las ecuaciones para desplazamiento angular y deformación transversal para cualquier punto en las tablas 2.28 y 2.29 respectivamente.

Tabla 2.28: Desplazamiento angular en el plano Y'Z'.

Símbolo	Nº	Integral	Ecuación
$\int M_{f_{x'}}(x)$	1	$\int -33,3 - 514,97x$	$-33,3x - 257,5x^2 + C_1$
	2	$\int 44,87 - 677,66x$	$44,87x - 338,83x^2 + C_2$
	3	$\int -686,93 + 729,65x$	$-686,93x + 364,82x^2 + C_3$
	4	$\int -639,0 + 664,95x$	$-639,0x + 332,477x^2 + C_4$

Tabla 2.29: Desplazamiento angular en el plano X'Y'.

Símbolo	Nº	Integral	Ecuación
$\int M_{f_{z'}}(x)$	1	$\int -23,39 - 33,16x$	$-16,58x^2 - 23,39x + C'_1$
	2	$\int -59,40 + 36,07x$	$-59,40x + 18,04x^2 + C'_2$
	3	$\int -142,44 + 148,22x$	$-142,44x + 74,11x^2 + C'_3$

Tabla 2.30: Deformación transversal en el plano Y'Z'.

Símbolo	N°	Integral	Ecuación
$\iint M_{f_{x'}}(x)$	1	$\int -33,3x - 257,5x^2 + C_1$	$-85,83x^3 - 16,65x^2 + C_1x + C_5$
	2	$\int 44,87x - 338,83x^2 + C_2$	$22,44x^2 - 112,94x^3 + C_2x + C_6$
	3	$\int -686,93x + 364,82x^2 + C_3$	$-343,46x^2 + 121,61x^3 + C_3x + C_7$
	4	$\int -639,0x + 332,477x^2 + C_4$	$-319,51x^2 + 110,83x^3 + C_4x + C_8$

Tabla 2.31: Deformación transversal en el plano X'Y'.

Símbolo	N°	Integral	Ecuación
$\iint M_{f_{z'}}(x)$	1	$\int 16,58x^2 + 23,39x + C'_1$	$5,53 - +11,7x^2 + C'_1x + C'_4$
	2	$\int -59,40x + 18,04x^2 + C'_2$	$29,70x^2 - 6,01x^3 + C'_2x + C'_5$
	3	$\int -142,44x + 74,11x^2 + C'_3$	$-71,22x^2 + 24,7x^3 + C'_3x + C'_6$

Tabla 37: Valores de las constantes de las ecuaciones de deformación transversal y desplazamiento angular.

Plano Y'Z'				Plano X'Y'			
Cte.	Valor	Cte.	Valor	Cte.	Valor	Cte.	Valor
C_1	131,48	C_5	-51,8	C'_1	23,985	C'_4	-8,532
C_2	112,703	C_6	-48,79	C'_2	33,345	C'_5	-10,155
C_3	302,97	C_7	-81,77	C'_3	64,1	C'_6	-17,74
C_4	285,23	C_8	-77,39				

Ecuación de la deformación transversal en el plano YZ:

Una vez se tiene:

Tabla 38: Ecuaciones de la doble integral en YZ para el eje tubular según el tramo.

Tramo	Rango	Deformación transversal en YZ [Nm ³]
$\overline{A3 O3}$	$0 \leq x \leq 0,48$	$-85,83x^3 - 16,65x^2 + 131,48x - 51,8$
$\overline{O3 B3}$	$0,48 \leq x \leq 0,49$	$22,44x^2 - 112,94x^3 + 112,703x - 48,79$
$\overline{B3 C3}$	$0,49 \leq x \leq 0,740$	$-343,46x^2 + 121,61x^3 + 302,97x - 81,77$
$\overline{C3 D3}$	$0,740 \leq x \leq 0,96$	$-319,51x^2 + 110,83x^3 + 285,23x - 77,39$

Las ecuaciones mostradas en la Tabla 38 se dividen entre el valor de "E*I" del eje tubular. Se conoce que el diámetro exterior es 75 mm y el interior es 55mm del cálculo realizado anteriormente.

$$E = 1,86 * 10^5 \frac{N}{mm^2}$$

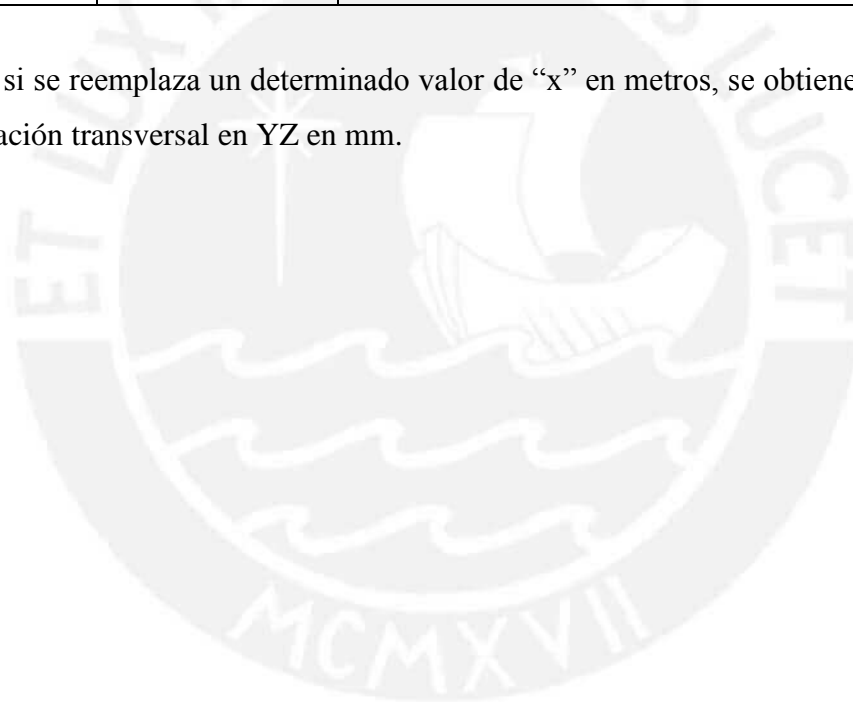
$$I = \pi * \frac{(d_{ext}^4 - d_{int}^4)}{64} = \pi * \frac{(75^4 - 55^4)}{64} = 1103975,3 \text{ mm}^4$$

$$\frac{10^9}{E * I} = 4,87 * 10^{-3} \frac{1}{N * m^2}$$

Multiplicando las ecuaciones de la Tabla 38 por el coeficiente $\frac{10^9}{E * I}$ se obtiene el valor de la deformación en mm.

Tramo	Rango	Deformación transversal en YZ [mm ³]
$\overline{A3 O3}$	$0 \leq x \leq 0,48$	$-0,418x^3 - 0,0811x^2 + 0,6403x - 0,2523$
$\overline{O3 B3}$	$0,48 \leq x \leq 0,49$	$0,1093x^2 - 0,55x^3 + 0,5489x - 0,2376$
$\overline{B3 C3}$	$0,49 \leq x \leq 0,740$	$-1,6726x^2 + 0,5922x^3 + 1,4755x - 0,3982$
$\overline{C3 D3}$	$0,740 \leq x \leq 0,96$	$-1,556x^2 + 0,5397x^3 + 1,3891x - 0,3769$

Donde, si se reemplaza un determinado valor de “x” en metros, se obtiene el valor de la deformación transversal en YZ en mm.



Anexo 33: Cálculos de apoyos del eje tubular

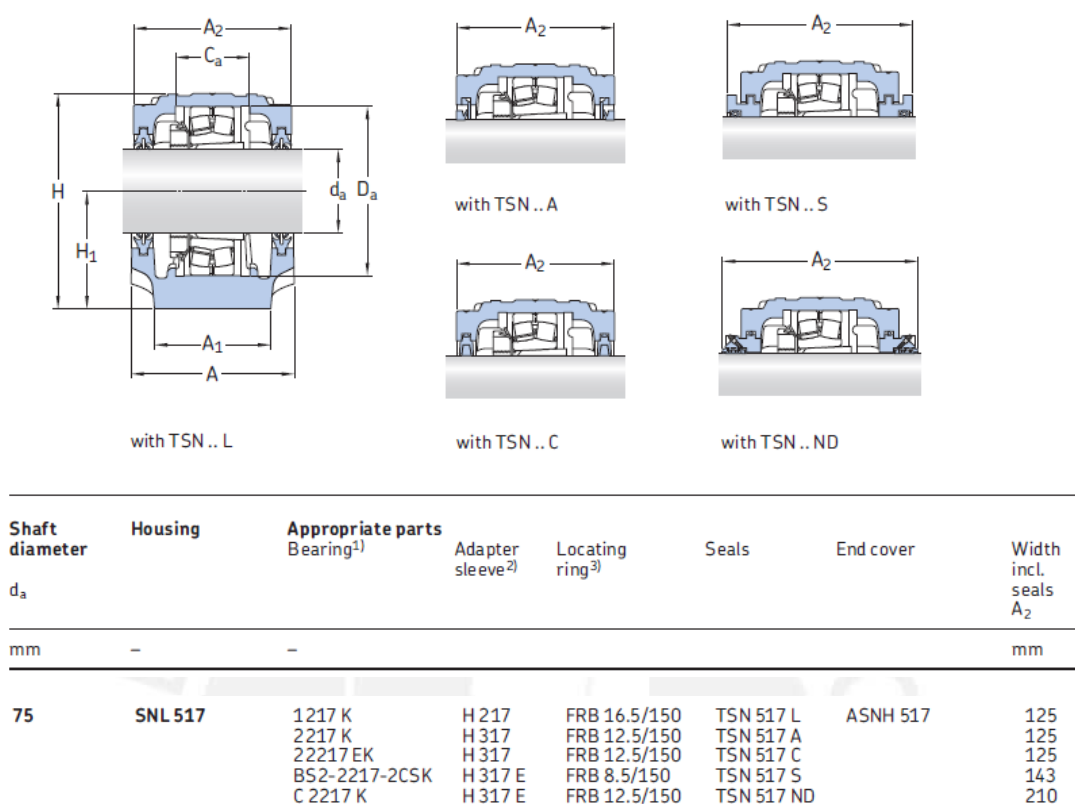


Figura 62: Características geométricas del apoyo del eje tubular S1 [SKF, 2013].

Rodamiento de código 1217K Debido a que el apoyo B3 está cargado axialmente, solo se verificará este. El cálculo se realiza según el procedimiento especificado en la página 544 del catálogo General de SKF del año 2013 en la tabla a continuación.

Tabla 39: Verificación del rodamiento seleccionado.

Descripción	Símb.	Ecuación	Valor	Unid.
Diámetro interno	d	[p. 556]	85	mm
Diámetro externo	D	[p. 556]	150	mm
Ancho	B	[p. 556]	28	mm
Capacidad de carga dinámica	C	[p. 556]	48,8	kN
Capacidad de carga estática	C ₀	[p. 556]	20,8	kN
Límite de fatiga	P _u	[p. 556]	0,98	kN
Coeficiente de cálculo e	e	[p. 557]	0,17	-
Coeficiente de cálculo Y ₁	Y ₁	[p. 557]	3,7	-
Coeficiente de cálculo Y ₂	Y ₂	[p. 557]	5,7	-
Coeficiente de cálculo Y ₀	Y ₀	[p. 557]	4	-
Fuerza radial	F _r	$\sqrt{B_{3x'}^2 + B_{3z'}^2}$	2701,78	N
Fuerza axial	F _a	B _{3y'}	18	N
Diámetro medio	d _m	0,5 * (d + D)	117,5	mm
Velocidad máxima de giro	N ₇	[Secc. 2.6.3]	50	rpm
Temperatura de diseño	T _D	[Secc. 2.6.5]	95	°C
Máxima fuerza axial máxima admisible	F _{ap}	[p. 544]	7,14	kN
Verificación fuerza axial	-	F _a < F _{ap}	¡Cumple!	
Carga estática equivalente [p. 544]	P _o	F _r + Y ₀ F _a	2,7	kN
Factor de seguridad estático [tabla 11, p. 89]	s _o	$\frac{C_0}{P_0} \geq 2$	7 ≥ 2 ¡Cumple!	
Carga dinámica equivalente [p. 544]	P	Si: F _a /F _r > e → P = 0,65 F _r + Y ₂ F _a	2,7	kN
Exponente de la ecuación de vida [p. 65]	p	-	3	-
Factor de ajuste de vida para confiabilidad al 95%	a ₁	[tabla 1, p. 65]	0,64	-
Viscosidad de funcionamiento [diagrama 5, p. 72]	v ₁	f(d _m , N _{ns})	170	mm ² /s
Viscosidad normalizada [diagrama 6, p. 73]	v	f(T _R , v ₁)	1500	mm ² /s
Factor de viscosidad	κ	v/v ₁	8,8	
Factor de contaminación [tabla 4, p.74]	η _c	f(condición, d _m)	0,6	
Coeficiente		$\frac{\eta_c P_u}{P}$	0,0634	
Factor de vida SKF [Diagrama 1, p.66]	a _{skf}	f(η _c P _u /P, κ)	3,5	
Número de horas mínimo	t _f	[Tabla 9, p.83]	30000	h
Índice de vida SKF – 96% confiabilidad	L _{4mh}	$\frac{10^6}{60N_7} * a_1 a_{SKF} \left(\frac{C}{P}\right)^3$		
Verificación		L _{5mh} ≥ t _f 88578 h >>> 30000 h ¡Cumple!		

Anexo 34: Fatiga del eje tubular S1

Se realiza el cálculo por fatiga para el eje tubular S1. En la Tabla 40 se muestran los datos de entrada para la verificación y en la Tabla 41 los coeficientes de fatiga.

Tabla 40: Datos de entrada para la verificación por fatiga del eje tubular.

Descripción	Símb.	Valor	Referencia
Tipo de material	-	Din 20MnV6	Aceros Boehler
Temperatura de diseño	T_D	300°C	[Sección 2.6.1]
Esfuerzo de tracción	$\sigma_B(T_R)$	509,1 MPa	[Sección 2.6.2.d]
Esfuerzo de fluencia	$\sigma_F(T_R)$	467,5 MPa	[Sección 2.6.2.d]
Esfuerzo alternante de flexión	$\sigma_{Alt}(T_R)$	255 MPa	[Sección 2.6.2.d]
Esfuerzo alternante de torsión	$\tau_{t Alt}$	153 MPa	[Sección 2.6.2.d]
Rugosidad	R_z	20 μm	[Rodríguez, Fig. 3.31, p. 3-29, 2012]
Confiabilidad	R	95%	[Rodríguez, Tabla 3.6, p. 3-32, 2012]
Tipo de carga	T_{Ca}	Según el caso	-

Tabla 41: Coeficientes de fatiga para el eje tubular.

Coeficientes	Símb.	Ecuación	A3	Referencia
Superficial	C_s	$f(R_z, \sigma_B)$	0,9	[Figura 3.31, p. 3-29, 2012]
Tamaño	C_t	$f(d, T_F)$	0,62	[Figura 3.33, p. 3-30, 2012]
Temperatura	C_T	$f(T_R)$	0,975	[Tabla 3.4, p. 3-31, 2012]
Carga	C_{Ca}	$f(T_{Ca}, T_F)$	1	[Tabla 3.5, p. 3-32, 2012]
Confiabilidad	C_c	$f(R)$	0,868	[Tabla 3.6, p. 3-32, 2012]
Factor efectivo concentrador	β_k	$f(r_e, \sigma_F, \sigma_B, \phi 30, \phi 50)$	2*2,2*3,68	[Tabla 3.6, p. 3-32, 2012]

Anexo 35: Cálculos de cadena primaria del eje S1

Cálculo del diámetro mínimo del cubo del disco de cadena.

Según la guía SKF:

El diámetro del eje tubular es:

75 mm

El casquillo cónico adecuado para este eje es el de código PHF FX20-75X95 de la empresa SKF. Estos casquillos cónicos son auto-centrables y transmiten torques medianos (5600 Nm) por lo que el problema no es el torque a transmitir, sino el tamaño requerido del casquillo para acoplar el disco de cadena con el eje tubular.

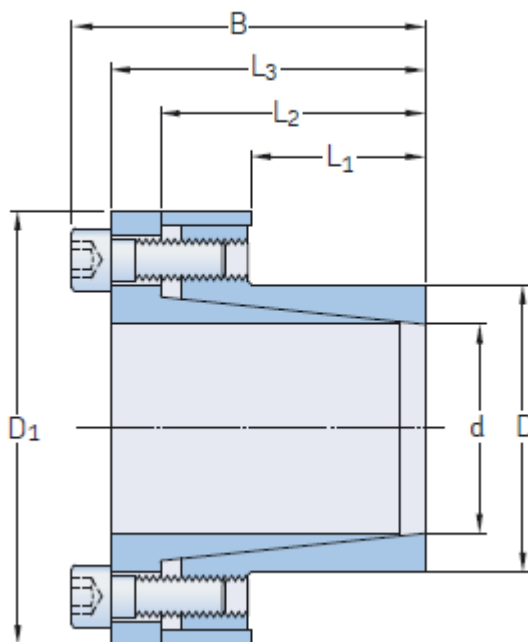


Figura 63: Vista de corte del casquillo cónico.

Dimensions								Performance		Pressure		Clamp screws		Weight	Designation
d	D	L ₁	L ₂	L ₃	B	D ₁	F _t	M _t	P _w	P _n	Qty	Size	M _s	kg	-
mm							kN	Nm	N/mm ²	N/mm ²	-	-	Nm	kg	-
65	84	55	72	80	88	111	94	3 070	70	55	9	M8	41	2,1	PHF FX20-65X84
70	90	65	86	96	106	119	150	5 250	90	70	9	M10	83	3,0	PHF FX20-70X90
75	95	65	86	96	106	126	150	5 600	80	65	9	M10	83	3,0	PHF FX20-75X95
80	100	65	86	96	106	131	200	8 020	100	80	12	M10	83	3,5	PHF FX20-80X100
85	106	65	86	96	106	137	200	8 500	95	75	12	M10	83	3,6	PHF FX20-85X106

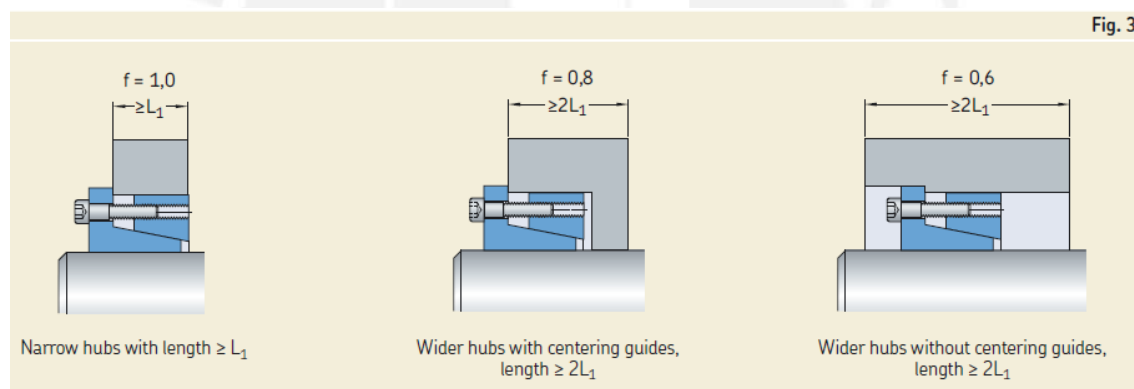
El material del disco de cadena según el catálogo YUK es Acero dulce (*mild steel*), para este material, en tabla 1 [p. 4] se obtiene el valor del límite elástico del material igual a 220 N/mm²:

Table 1

Material yield strength values

Yield strength	Material
N/mm ²	–
180	Cast iron
600	SG iron
220	Mild steel
550	Gear steel
195–225	18/8 Austenitic stainless steel
565–608	Cast steels 0,3% carbon
95–125	Aluminium
180	Aluminium alloy Hs 30W
415	4,5% Cu – Aluminium alloy

Según la figura 3 del manual, se considera un factor de forma (f) igual a 1:



Se extrae el valor de presión en la superficie del cubo de las tablas de producto para el casquillo seleccionado y es igual a 65 N/mm².

Luego, empleando todos los valores previamente calculados, se recurre a la Tabla 4 [p. 5] y se obtiene un factor de multiplicación igual a 1,35

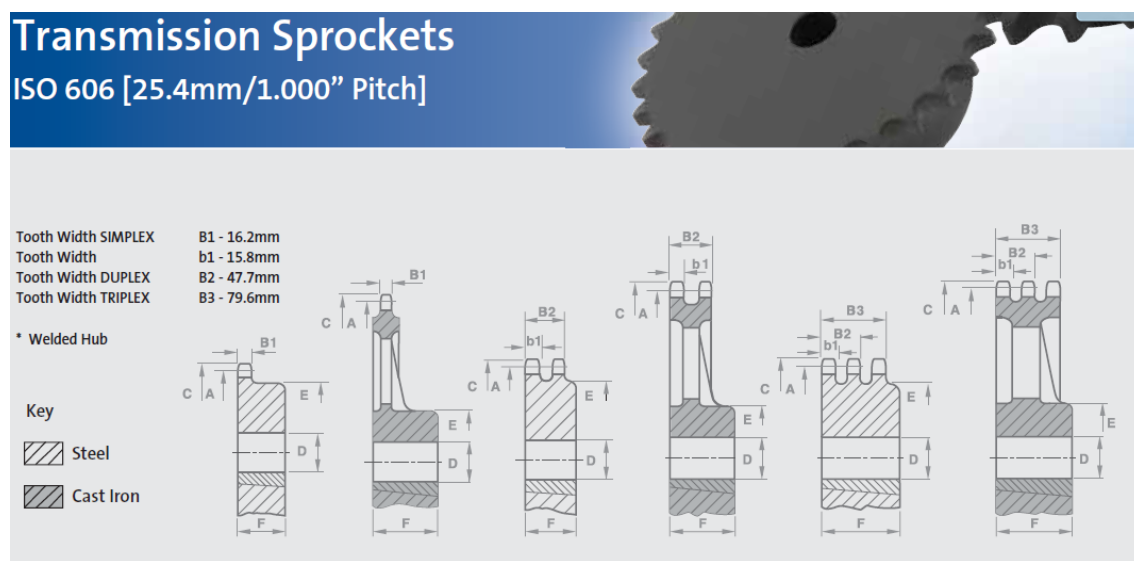
Ratio selection chart for minimum hub diameter

Hub surface pressure	Shape factor	Material yield strength, σ [N/mm ²]				
		$\sigma = 150$	$\sigma = 180$	$\sigma = 200$	$\sigma = 220$	$\sigma = 250$
N/mm ²	f	–	–	–	–	–
60	0,6	1,28	1,25	1,20	1,18	1,15
	0,8	1,39	1,30	1,24	1,23	1,22
	1	1,52	1,42	1,36	1,32	1,28
65	0,6	1,30	1,25	1,22	1,20	1,18
	0,8	1,44	1,35	1,30	1,28	1,24
	1	1,60	1,45	1,40	1,35	1,30

Finalmente, se multiplica el valor del diámetro externo (95) del casquillo cónico para obtener el diámetro mínimo del cubo:

$$D_{cu} = 128,25 \text{ mm}$$

Del catálogo Renold, se observa que los discos normalizados con ranura cónica cuyo cubo es mayor a 128 mm son los de paso 1”:



Taper Bore - heavy duty cast iron

	A	C		E	F		E	F		E	F			
38	307.58	319.2	T16B1/38T	TB3020	155.0	51.0	T16B2/38T	TB3030	159.0	76.0	T16B3/38T	TB3535	178.0	89.0
57	461.08	474.9	T16B1/57T	TB3020	155.0	51.0	T16B2/57T	TB3535	178.0	89.0	T16B3/57T	TB4040	216.0	102.0
76	614.64	628.4	T16B1/76T	TB3020	160.0	51.0	T16B2/76T	TB3535	178.0	89.0	T16B3/76T	TB4040	216.0	102.0
95	768.22	782.0	T16B1/95T	TB3020	160.0	51.0	T16B2/95T	TB4040	216.0	102.0	T16B3/95T	TB4040	216.0	102.0

En primer lugar, se escoge un número de dientes del piñón de cadena y de la rueda según recomendaciones del fabricante en la tabla 1:

RELACION DE REDUCCION DE LA TRANSMISION
UTILIZANDO LOS PIÑONES SELECCIONADOS

TABLA 1

No de dientes del Piñón Conducido Z_2	No de dientes del Piñón Motriz Z_1					
	15	17	19	21	23	25
25	-	-	-	-	-	1.00
38	2.53	2.23	2.00	1.80	1.65	1.52
57	3.80	3.35	3.00	2.71	2.48	2.28
76	5.07	4.47	4.00	3.62	3.30	3.04
95	6.33	5.59	5.00	4.52	4.13	3.80
114	7.60	6.70	6.00	5.43	4.96	4.56

De aquí se asume que el número de dientes del piñón de la cadena es $Z_6 = 23$. Asumiendo una relación de transmisión de la cadena secundaria (i_{C-s}) de 1,65, se obtiene que el número de dientes del disco de la cadena es $Z_5 = 38$.

Valores de $F'_{cax'}$ y $F'_{caz'}$:

Torque a transmitir:

$$M'_{cad} = M_{y',c} = 19,94 \text{ N.m}$$

Velocidad de giro del eje tubular S1

Se emplea la velocidad máxima de giro según los parámetros de diseño:

$$\omega_{S1} = \omega_{1m\acute{a}x} = 50 \text{ rpm} = 5,236 \text{ rad/s}$$

Se emplea la guía del diseñador de la empresa Renold para cadenas tal como se realizó para el sistema secundario.

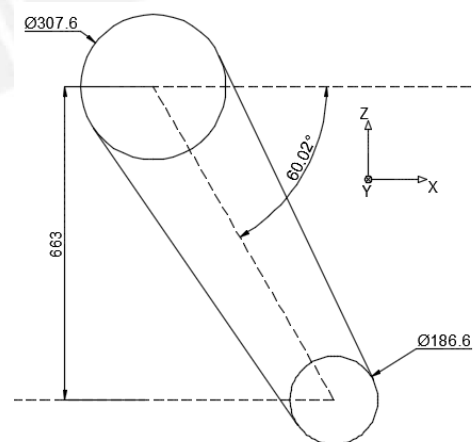
Descripción	Fórmula	Resultado
Número de dientes del piñón	Z'_6	23
Factor de aplicación	f'_1	1,4
Factor de diente	f'_2	0,83
Rendimiento de la transmisión	η_{cad}	0,97
Potencia de selección	$P'_{Scad} = \frac{M'_{cad} \cdot \omega_{S1}}{\eta_{cad}} \cdot f_1 f_2$	124,8 W

Se emplea la potencia de selección del sistema primario (P'_{Scad}) y la velocidad de giro del piñón de la cadena del sistema primario (ω'_6) para calcular el paso mínimo para transmitir la potencia de la cadena primaria (p'_{cad}):

$$p'_{cad} = 3/8''$$

Sin embargo, como se explicó anteriormente, el disco debe de tener un cubo de por lo menos 128mm por lo que el disco de 38 dientes que cumple con este requisito es uno de paso 1".

Con ambos diámetros, y asumiendo una separación vertical entre ejes de 663mm, se realiza un esquema del sistema de cadenas secundario y se encuentra el ángulo de dirección de la fuerza tangencial de la rueda $\alpha_{i5} = 60,02^\circ$.



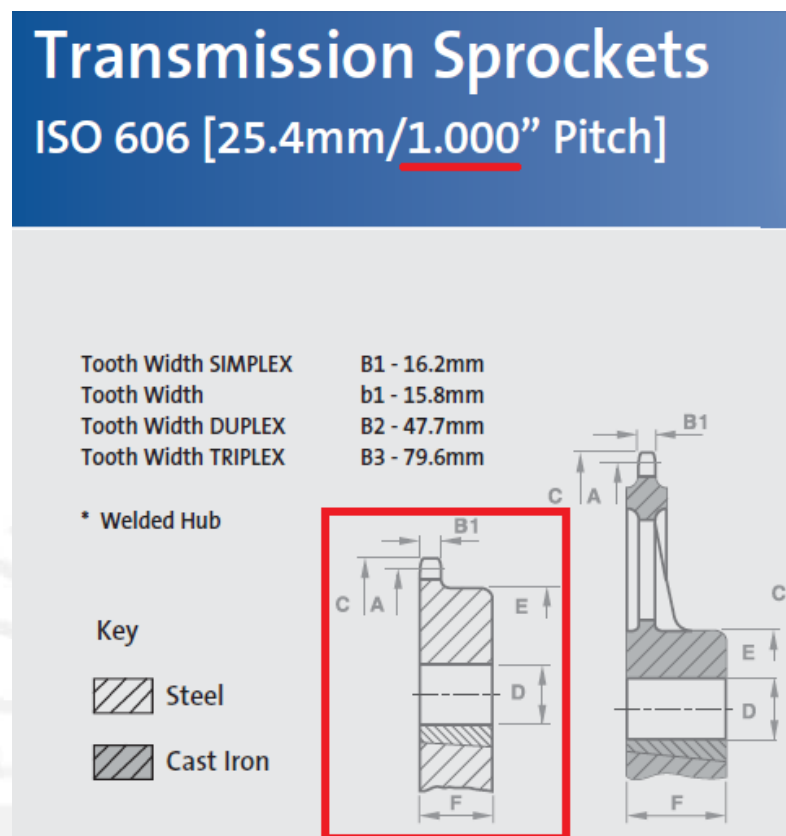
Con este ángulo, se calcula las componentes de la fuerza tangencial F_{ca} .

$$F'_{ca} = \frac{M_{cad} * 2}{d_2}; F'_{cax'} = F'_{ca} * \cos(\alpha_{i1,65}); F'_{caz'} = F'_{ca} * \sin(\alpha_{i1,65})$$

$$F'_{cax'} = 112,15N$$

$$F'_{caz'} = 64,7 N$$

Para el piñón de paso 1":



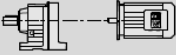

Teeth	Diam.	No.	Diam.		Thro.
			MIN	MAX	

Plain Bore - steel

	A	C		D	D	E	F
11	90.14	101.7	16B1/11T	16.0	40.0	61.0	40.0
12	98.14	109.7	16B1/12T	16.0	45.0	69.0	40.0
13	106.12	117.7	16B1/13T	16.0	50.0	78.0	40.0
14	114.15	125.7	16B1/14T	16.0	55.0	84.0	40.0
15	122.17	133.7	16B1/15T	16.0	60.0	92.0	40.0
16	130.20	141.8	16B1/16T	20.0	60.0	100.0	45.0
17	138.22	149.8	16B1/17T	20.0	60.0	100.0	45.0
18	146.28	157.8	16B1/18T	20.0	60.0	100.0	45.0
19	154.33	165.9	16B1/19T	20.0	60.0	100.0	45.0
20	162.38	173.9	16B1/20T	20.0	60.0	100.0	45.0
21	170.43	182.0	16B1/21T	20.0	70.0	110.0	50.0
22	178.48	190.1	16B1/22T	20.0	70.0	110.0	50.0
23	186.53	198.1	16B1/23T	20.0	70.0	110.0	50.0
24	194.59	206.2	16B1/24T	20.0	70.0	110.0	50.0

Anexo 36: Cálculos del sistema motriz primario

Motor del sistema primario: se realizó el mismo procedimiento que con el secundario.

P_m [HP]	n_a [rpm]	T_a [lb-in]	i	$F_{Ra}^{(1)}$ [lb]	SEW f_B		m [lbs]	
12	2390	137.05	1650	1.10				
13	2250	128.10*	1670	1.15				
15	1980	110.73	1720	1.30				
18	1710	94.08*	1760	1.55				
20	1540	84.00*	1780	1.65				
24	1330	71.75*	1800	1.80				
24	1500	69.39	1780	1.45				
25	1260	67.20*	1810	1.80				
26	1390	63.80*	1800	1.55				
31	1200	54.59	1820	1.80				
36	1050	47.32	1830	2.1				
38	980	44.22*	1830	2.2				
44	860	38.23	1760	2.5				
52	735	32.48*	1690	2.9				
83	495	20.33	1430	3.0				

Motor type	$\frac{P_N}{T_N}$ [HP] [lb-in]	n_N [rpm]	I_N			$\cos\phi$	$\eta_{100\%}$ [%] ⁽¹⁾	I_A/I_N	$\frac{T_A/T_N}{T_H/T_N}$	Code Letter	J_{Mot} [10 ⁻³ lb-ft ²]	m [lb] ⁽²⁾
			230V	460V	575V							
DRS71M4 ⁽³⁾	0.75 27.4	1690	2.5	1.25	1.0	0.71	74.0	4.3	2.2 2.1	G	16.8	20.1

Figura 64: Características del motor eléctrico del sistema secundario [SEW, 2013].

Motor type	$\frac{P_N}{T_N}$ [HP] [lb-in]	n_N [rpm]	BE..	T_B [lb-in] ⁽³⁾	Z_0 BG ⁽¹⁾ BGE ⁽²⁾ [1/h]	J_{Mot_BE} [10 ⁻³ lb-ft ²]	m_{BE} [lb] ⁽⁴⁾

2200 - 1400 rpm

02 959 097

i_{ges}	i_{sch}	$n_e = 2200$ rpm				$n_e = 1700$ rpm				$n_e = 1400$ rpm			
		n_a [rpm]	M_{amax} [Nm]	P_e [kW]	η [%]	n_a [rpm]	M_{amax} [Nm]	P_e [kW]	η [%]	n_a [rpm]	M_{amax} [Nm]	P_e [kW]	η [%]
20.33		108	168	2.2	88	84	168	1.7	87	69	168	1.4	87

Cálculo de las inercias del sistema de transmisión primario

Descripción	Símb.	Valor	Unid.
Inercia del arreglo de moldes	J_{1P}	3	kg.m ²
Inercia de la caja	J_{3P}	$272 * 10^{-3}$	kg.m ²
Inercia del eje tubular	J_{4P}	$15,4 * 10^{-3}$	kg.m ²
Inercia del piñón de cadena	J_{5P}	$55,65 * 10^{-3}$	kg.m ²
Inercia del disco de cadena	J_{6P}	$9,96 * 10^{-3}$	kg.m ²
Inercia del motorreductor	J_{7P}	$5,9 * 10^{-4}$	kg.m ²
Inercia reducida al eje del motor	J_{XP}	$6,17 * 10^{-3}$	kg.m ²

Tabla 42: Especificaciones del motorreductor seleccionado para el sistema primario.

Descripción	Símb.	Ref.	Valor	Unid.
Modelo seleccionado	-	S57 DRS71M4		
Potencia nominal del motor	P_N	[p. 561]	0,75	HP
Velocidad de salida del motorreductor	n_a	[p. 561]	83	rpm
Torque a la salida del motorreductor	M_a	[p. 561]	55,93	N.m
Reducción del motorreductor	i_{MRS}	[p. 561]	20,33	-
Máxima fuerza radial admisible	$F_{Ra_{max_S}}$	[p. 561]	6,36	kN
Factor de servicio SEW	$f_{B_{SEW_S}}$	[p. 561]	3	-
Masa total del conjunto	m_{Rp}	[p. 561]	28	Kg
Número de etapas	-	[p. 125]	2	
Rendimiento del motorreductor tipo S	η_{MRp}	$f(i, n_N)$ [p. 627]	87	%

Tabla 43: Especificaciones del motor seleccionado para el sistema de transmisión primario.

Descripción	Símb.	Ref.	Valor	Unid.
Modelo seleccionado	-	DRS71M4		
Potencia nominal	P_N	[p. 690]	0,75	HP
Torque nominal del motor primario	M_{Np}	[p. 690]	3,1	N.m
Velocidad nominal de giro	N_{Np}	[p. 690]	1690	Rpm
Corriente nominal a 230V	I_N	[p. 690]	2,5	A
Factor de potencia	FP	[p. 690]	0,71	-
Rendimiento del motor	η_{Mp}	[p. 690]	74	%
Relación corriente de arranque entre corriente nominal	I_A/I_N	[p. 690]	4,3	-
Relación torque de arranque y máximo entre torque nominal	M_A/M_N M_H $/M_N$	[p. 690]	2,2 2,1	-
Modelo del freno		BE 1		
Inercia del motor junto con el freno	$J_{MOT_{BE}}$	[p. 691]	$8,4 \cdot 10^{-4}$	kg.m ²
Masa del motor	m	[p. 691]	11,7	kg

Adicionalmente, se obtiene variación de la velocidad transmitida por la cadena:

$$\%V_p = \left(1 - \cos\left(\frac{180}{Z_5}\right)\right) * 100\% = 0,93\%$$

$$V_{Cad_{m\acute{a}x}} = 50,3 \text{ rpm}$$

$$V_{Cad_{m\acute{i}n}} = V_{Cad_{m\acute{a}x}} * \%V_p = 49,9 \text{ rpm}$$

Estas velocidades están dentro del rango de velocidad permitido.

Anexo 37: Cálculos de la unión atornillada

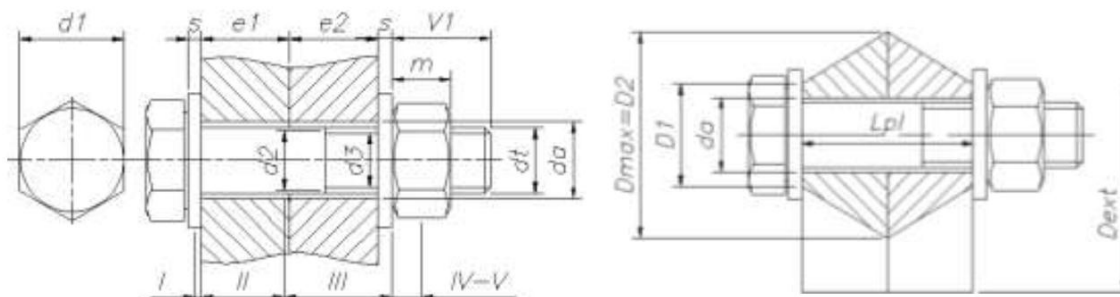
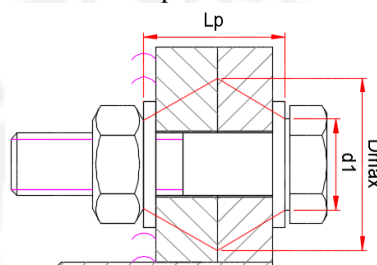


Figura 65: Esquema de medidas para el cálculo de uniones atornilladas.



Cálculo de los coeficientes del tornillo y la placa:

Fue realizado con el programa MathCad y se adjunta el cálculo a continuación.

Tramo	d_i	L_i	Comentarios
I	d	0,5 d 0,4 d	Tornillo cabeza hexagonal Tornillo cabeza "socket"
II	d	$L_{II}^{(1)}$	
III	d_r	$L_{III}^{(1)}$	
IV	d_3	$L_{IV}^{(1)}$	
V	d_3	0,5 d	
VI	d	0,4 d 0,33 d	Unión con tuerca Unión con agujero roscado

¹ : longitud del diámetro correspondiente

I : cabeza del tornillo,

II : tramos cilíndricos de mayor diámetro,

III : tramo cilíndrico de menor diámetro o de diámetro reducido,

IV : tramo cilíndrico roscado que permanece fuera de la tuerca o agujero roscado,

V : tramo cilíndrico roscado en el interior de la tuerca,

VI : filetes en contacto.

A continuación, se colocan las tablas empleadas para extraer las propiedades de la unión atornillada.

MATERIAL	p_{Adm} (N/mm ²)
St37	260
St50	420
C45	700
42CrMo4	850
30CrNiMo8	750
X5CrNiMo1810	210
X10CrNiMo189	220
Acero inoxidable	1000 a 1250
Titanio sin alear	300
T-6Al-4V	1000
GG15	600
GG25	800
GG35	900
GG40	1100
GGG35.3	480
GD MgAl9	220 (140)
GK MgAl9	140 (220)
GKAlSi6Cu4	200
AlZnMgCu0,5	370
Al99	140

Coefficiente de fricción entre filetes / Coeficientes de fricción entre tuerca (o cabeza de tornillo) y placa.

Clase	Rango para los coeficientes de fricción	Ejemplos típicos	
		Material / superficie	Lubricantes
A	0,04 a 0,10	Brillo metálico, fosfatado, galvanizado,	Lubricante sólido (MoS, grafito, PTFE, PA, PE, PI), barnices lubricados, protección en pasta.
B	0,08 a 0,16	Brillo metálico, fosfatado, galvanizado.	Lubricante sólido (MoS, grafito, PTFE, PA, PE, PI), barnices lubricados, protección en pasta.
		Galvanizado en caliente	MoS, grafito
		Recubrimientos orgánicos	Con lubricante sólido integrado
		Acero austenítico	Lubricante sólido
C	0,14 a 0,24	Acero austenítico	Cera en pasta
		Brillo metálico. Fosfatado	Estado de entrega (ligeramente aceitado)
		Galvanizado	Ninguno
D	0,20 a 0,35	Acero austenítico	Aceite
		Galvanizado o galvanizado en caliente	Ninguno
E	$\geq 0,30$	Galvanizado	Ninguno

Altura promedio de la rugosidad R_z (μm)	Carga	Valores para el asentamiento δ_{as} . Por par de superficies. (μm)		
		En los hilos	Cabeza o tuerca	Entre placas
$R_z < 10$	Normal	3,0	2,5	1,5
	Transversal (corte)	3,0	3,0	2,0
$10 \leq R_z < 40$	Normal	3,0	3,0	2,0
	Transversal (corte)	3,0	4,5	2,5
$40 \leq R_z < 160$	Normal	3,0	2,0	3,0
	Transversal (corte)	3,0	2,5	3,5

R_z : promedio de la profundidad de la rugosidad. Promedio aritmético de cinco profundidades significativas consecutivas en la longitud de medición.

Valores recomendados para el factor de ajuste α_A

Factor de Ajuste α_A	Desviación $\frac{\Delta F_M}{2 \cdot F_{Mm}} \%$	Método de ajuste	Proceso de ajuste	Observaciones
(1)*	± 5 bis ± 12	Ajuste con límite de fluencia controlado, motorizado o manual		La dispersión de la fuerza de pretensión es determinada por la dispersión del límite de fluencia en los lotes de los tornillos fabricados. Los tornillos son aquí dimensionados para $F_{p0.01}$; por eso el factor de ajuste α_A no le corresponde para estos métodos de ajuste.
(1)*	± 5 bis ± 12	Ajuste con ángulo de torsión controlado, motorizado o manual	De acuerdo a la práctica se determina el momento de torsión y el ángulo antes de ajustar.	
1,2 bis 1,6	± 9 bis ± 23	Ajuste hidráulico	Ajuste a través de medición de la deformación o de la presión.	Valores bajos para tornillos largos ($l_1/d \geq 5$) Valores altos para tornillos cortos ($l_1/d \leq 2$)
1,4 bis 1,6	± 17 bis ± 23	Ajuste con momento de torsión controlado, con torquímetro, llave con señal inductora o entornillador de presión con medidor dinámico del momento de torsión	De acuerdo a la práctica se determina el momento nominal de ajuste con las partes originales de la unión atornillada, p.e. a través de medición de la deformación del tornillo.	Valores bajos para: - gran número de pruebas de ajuste o pruebas de control (p.e. 20). Poca dispersión de los momentos dados. Limitación electrónica del momento durante el montaje con atornilladores de presión Valores bajos para: - ángulos de torsión pequeños esto es, para uniones relativamente rígidas - para espigas relativamente blandas - apoyos, los cuales no tienen inclinación a agarrarse p.e. fosfateado

Se detalla el cálculo de la unión atornillada del arreglo de moldes al sistema de rotación.

Se adjuntan dos archivos:

- Cálculo del C_p y C_t .
- Verificación del tornillo para evitar trabajen a corte.

El esquema de la unión es el siguiente:

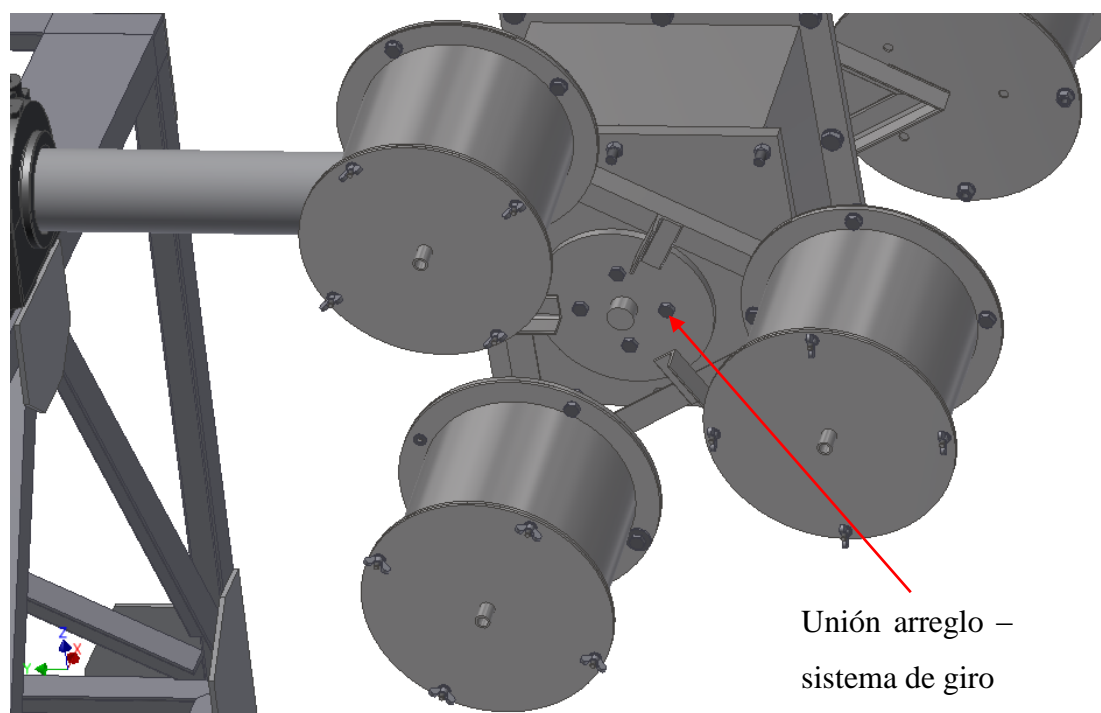


Figura 66: Vista 3D de la unión atornillada a analizar.

A continuación se presenta el diagrama de cuerpo libre de la unión:

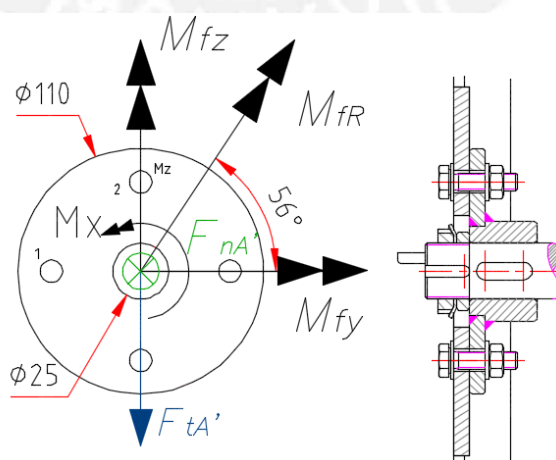


Figura 67: Vista frontal (izquierda) y vista de sección (derecha) de la unión atornillada arreglo de moldes - sistema de rotación.

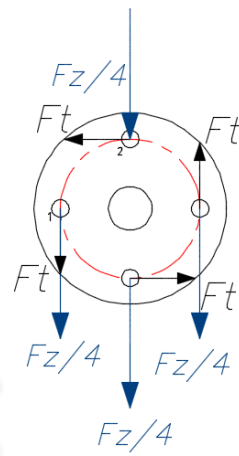
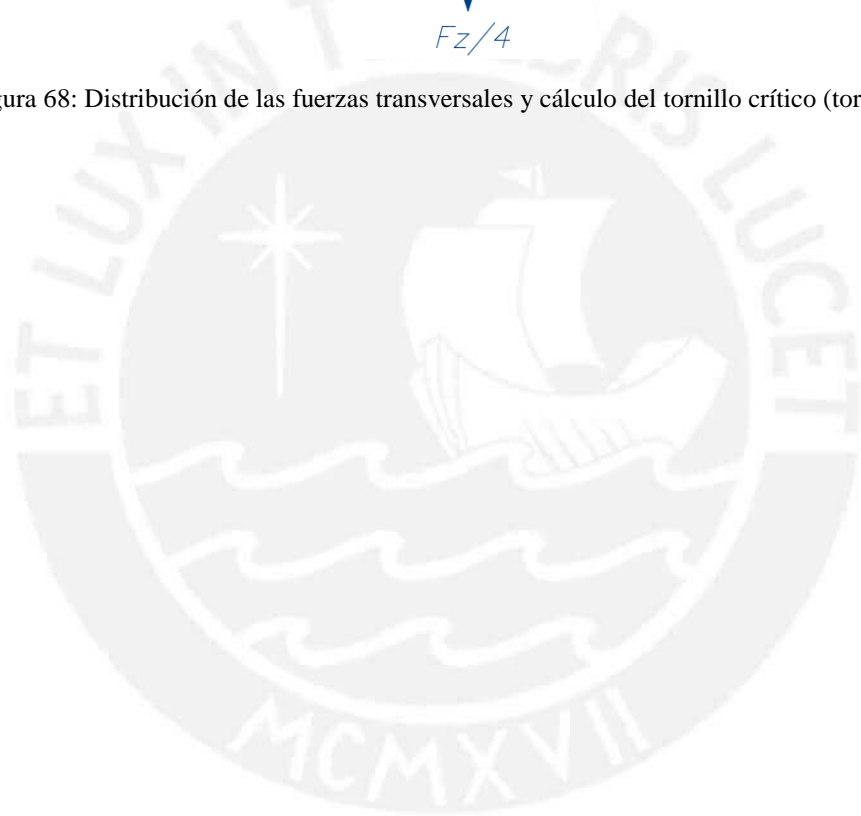


Figura 68: Distribución de las fuerzas transversales y cálculo del tornillo crítico (tornillo N°1)



Anexo 38: Cálculos de las uniones soldadas

Diagrama de la unión soldada

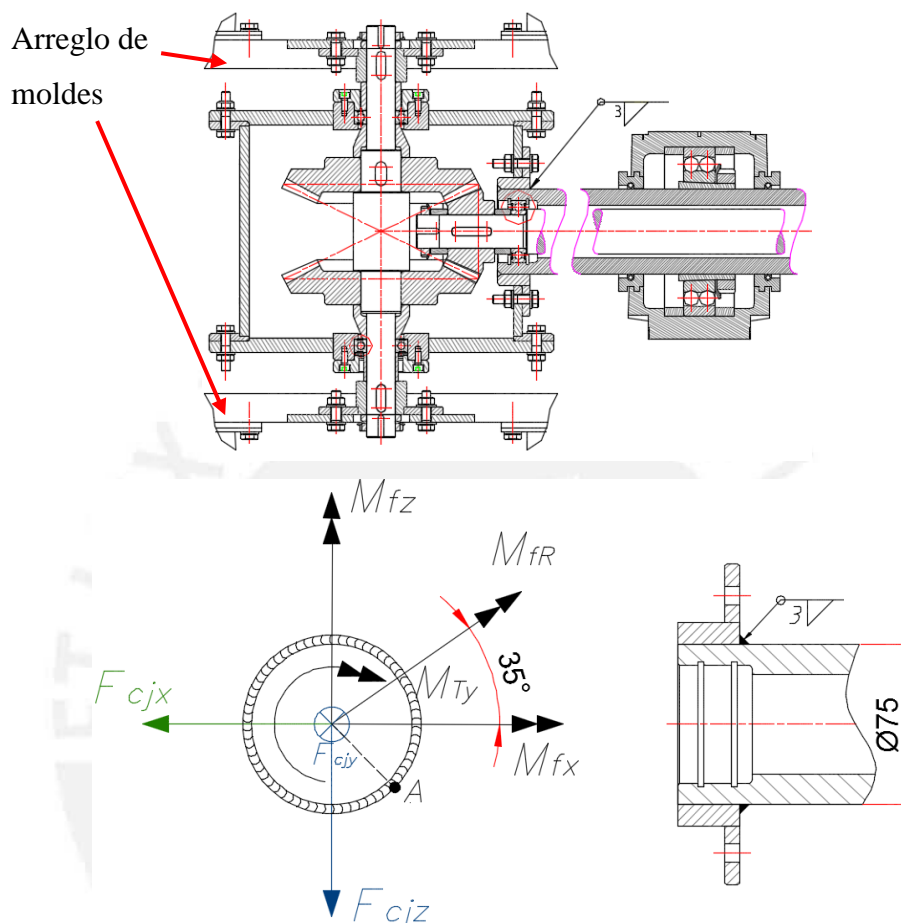


Figura 69: Representación de la unión soldada a verificar.

Verificación del cordón por esfuerzos estáticos:

Se analiza la unión soldada que soporta el mayor esfuerzo. Se observa en la figura que hay dos momentos flectores actuantes, los cuales generan una resultante de 40,7 N.m. A continuación se calculan los esfuerzos en el punto "A" considerado como crítico.

- Esfuerzo cortante paralelo al cordón y producido por torsión (τ_{aT})

$$\tau_{aT} = \frac{M_{Ty} * r}{I_o}$$

$$I_o = 2 * \frac{\pi}{32} * ((d + 2a)^4 - d^4) = 2 * \frac{\pi}{32} * ((75 + 2 * 3)^4 - 75^4)$$

$$I_o = 2239581,7 \text{ [mm}^4\text{]}$$

$$r_{ext} = \frac{d}{2} + a = \frac{75}{2} + 3 = 40,5 \text{ [mm]}$$

$$\tau_{aT}(r = 40,5) = \frac{19,94 * 10^3 * 40,5}{2239581,7} = 0,361 \left[\frac{N}{mm^2} \right]$$

- **Esfuerzo normal producido por flexión (σ_{nf})**

$$\sigma_{nf} = \frac{M_{fR} * y}{I}$$

$$I = \frac{\pi * (r_{ext}^4 - r_{int}^4)}{4} = \frac{\pi * (40,5^4 - 37,5^4)}{4} = 559895,428 \left[\frac{N}{mm^2} \right]$$

$$\sigma_{nf} = \frac{40700 * 40,5}{559895,43} = 2,94 \left[\frac{N}{mm^2} \right]$$

- **Esfuerzo normal producido por fuerza normal**

$$\sigma_n = \frac{F}{A} = \frac{17,88}{0,25 * \pi * (40,5^2 - 37,5^2)} = 0,1 \left[\frac{N}{mm^2} \right]$$

- **Esfuerzo cortante por fuerza transversal al cordón**

$$\tau_{cm} = \frac{F_c}{A} = \frac{\sqrt{F_{cjx}^2 + F_{cjz}^2}}{A} = \frac{594,75}{183,78} = 3,24 \left[\frac{N}{mm^2} \right]$$

Se calcula el esfuerzo equivalente empleando la hipótesis experimental representada en la ecuación a continuación:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_n^2 + 1,8 * (\tau_n^2 + \tau_a^2)}$$

$$\sigma_{eq} = \sqrt{(\sigma_{nf} + \sigma_n)^2 + 1,8 * (\tau_{cm}^2 + \tau_{aT}^2)}$$

$$\sigma_{eq} = \sqrt{(2,94 + 0,1)^2 + 1,8 * (3,24^2 + 0,361^2)} = 5,32 \left[\frac{N}{mm^2} \right]$$

Para calcular el esfuerzo admisible se emplea la ecuación a continuación:

$$\sigma_{Adm-s} = u_1 * u_2 * \frac{\sigma_F}{FSR}$$

Donde:

u_1 : es el factor de carga estática, este caso corresponde a una soldadura tipo ángulo y corresponde 0,8.

v_2 : factor calidad de la unión, se considera una calidad de unión media tipo II y le corresponde 0,8.

Para v_1 :

TIPO DE UNIÓN	ESFUERZO	v
A tope	Tracción	1,0
	Compresión	1,0
	Flexión	1,0
	Corte	0,8
En ángulo	Todos	0,8

Para factor calidad de la unión v_2 :

CALIDAD	v_2
I	1,0
II	0,8
III	0,5

$$\sigma_{Adm-s} = 0,8 * 0,8 * \frac{467,5}{2} = 149,6 \left[\frac{N}{mm^2} \right]$$

Como:

$$\sigma_{eq} = 5,3 < \sigma_{Adm-s} = 149,6$$

El cordón no falla.

Verificación de cordón considerando esfuerzos fluctuantes.

Este cordón es sometido a esfuerzos alternantes debido a la rotación del equipo, por lo que genera valores de esfuerzos superiores e inferiores. A continuación se establecen los valores:

$$\tau_{na} = \tau_{cm} = 3,24 \left[\frac{N}{mm^2} \right]$$

$$\tau_{aa} = \tau_{aT} = 0,361 \left[\frac{N}{mm^2} \right]$$

$$\sigma_{fa} = \sigma_{nf} = 2,94 \left[\frac{N}{mm^2} \right]$$

Donde:

τ_{na} : Esfuerzo cortante alternante producido por fuerza transversal.

τ_{aa} : Esfuerzo cortante alternante paralelo al cordón.

σ_{fa} : Esfuerzo normal alternante debido a la flexión.

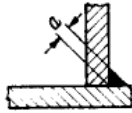
Estos esfuerzos alternantes son afectados por los concentradores de esfuerzos respectivos.

$$\tau'_{na} = \frac{\tau_{na}}{v_{1c}} = \frac{3,24}{0,22} = 15,55 \left[\frac{N}{mm^2} \right]$$

$$\tau'_{aa} = \frac{\tau_{aa}}{v_{1c}} = \frac{0,361}{0,22} = 1,64 \left[\frac{N}{mm^2} \right]$$

$$\sigma'_{fa} = \frac{\sigma_{fa}}{v_{1f}} = \frac{2,94}{0,11} = 26,73 \left[\frac{N}{mm^2} \right]$$

v_c : Coeficiente considerando unión esquinada con un solo cordón:

Unión esquinada	Denominación	Cordón (en ángulo) plano
	Espesor del cordón	a
	Representación del cordón	
v_1	Tracción-compresión	0,22
	Flexión	0,11
	Cortadura	0,22

$$v_{1c} = 0,22$$

$$v_{1f} = 0,11$$

Se calcula el esfuerzo equivalente alternante (σ'_{eq_a}) reemplazando:

$$\sigma'_{eq_a} = \sqrt{(26,73)^2 + 1,8 * (15,55^2 + 1,64^2)} = 33,97 \left[\frac{N}{mm^2} \right]$$

Se verifica con el valor de resistencia del material del eje tubular: ($\sigma_{f ALT} = 255 MPa$)

$$\sigma'_{eq_a} \leq v_2 * \frac{\sigma_{f ALT}}{2}$$

$$33,97 \leq 0,8 * \frac{255}{2} = 102$$

Segunda verificación:

$$\frac{1}{FS} = \frac{33,97}{0,8 * 0,5 * 255} \rightarrow FS_{fatiga} = 3$$

Anexo 39: Cálculos para el análisis de transferencia de calor

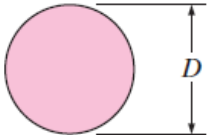

Procedimiento a seguir:

Se conoce el valor de la velocidad del aire caliente ($V_{ac} = 7,41 \text{ m/s}$) y la temperatura del aire precalentado ($T_{ac} = 350^\circ\text{C}$) debido a que el horno se encuentra ya diseñado como parte del proyecto.

Con estos valores establecidos y las propiedades del aire a la temperatura referida, se puede calcular el coeficiente de convección de la caja de forma cuadrada (h_{caja}). Primero, se emplean las correlaciones empíricas para calcular el Nusselt de una sección cuadrada con arista D de la tabla 7-1 del Cengel.

TABLE 7-1

Empirical correlations for the average Nusselt number for forced convection over circular and noncircular cylinders in cross flow (from Zukauskas, Ref. 14, and Jakob, Ref. 6)

Cross-section of the cylinder	Fluid	Range of Re	Nusselt number
Circle 	Gas or liquid	0.4–4 4–40 40–4000 4000–40,000 40,000–400,000	$Nu = 0.989Re^{0.330} Pr^{1/3}$ $Nu = 0.911Re^{0.385} Pr^{1/3}$ $Nu = 0.683Re^{0.466} Pr^{1/3}$ $Nu = 0.193Re^{0.618} Pr^{1/3}$ $Nu = 0.027Re^{0.805} Pr^{1/3}$
Square 	Gas	5000–100,000	$Nu = 0.102Re^{0.675} Pr^{1/3}$

Pintura aislante térmica resistente hasta 350°C (datos proporcionados por el proveedor)

🏠 /TEMP-COAT PRODUCTS/TEMP-COAT INDUSTRIAL



Image Gallery:



TEMP-COAT INDUSTRIAL

Contact
Temp-Coat[®]
regarding this product

Reference Documents

- [Material Safety Data Sheet](#)
- [Temp-Coat Application Manual](#)
- [Temp-Coat Advantages](#)
- [TEMP-COAT Introduction Video](#)

Product Code: TEMH1

Be the first to review this product!

★ Tell a Friend

MCMXVII

Anexo 40: Cálculos para temperatura en el extremo fuera del horno

Caso de evacuación de calor como aleta (Mathcad).

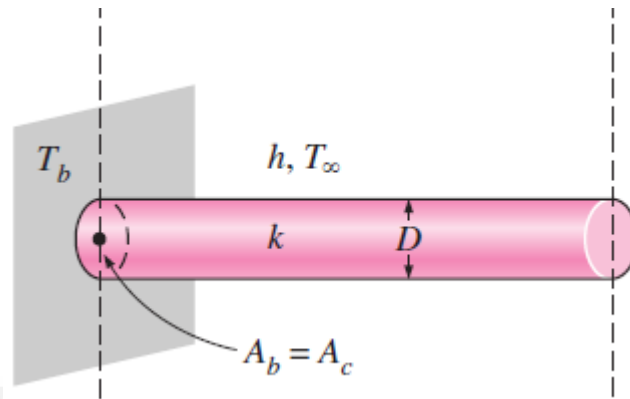


Figura 70: Evacuación de calor tipo aleta [Cengel, 2011]

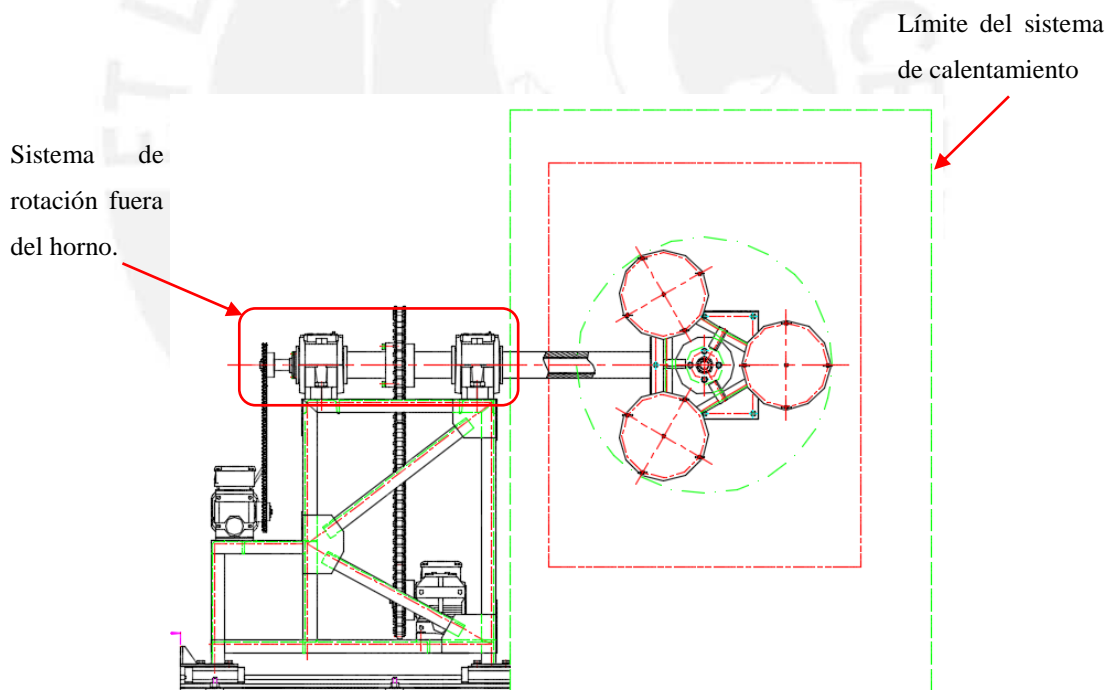


Figura 71: Vista lateral del equipo donde se identifica la parte del sistema fuera del horno.

Anexo 41: Cálculo del centro de gravedad del sistema

Se requiere calcular el centro de masa de la carga para verificar que se encuentra alineado con el eje de rotación secundario y evitar así excesivas vibraciones.

Para ello, se cuenta con el modelo 3D del sistema completo en el programa Autodesk Inventor Professional 2014 tal como se puede apreciar a continuación. Se tiene la vista isométrica del equipo (Figura 72), la vista lateral (Figura 73) y la vista superior (Figura 74).

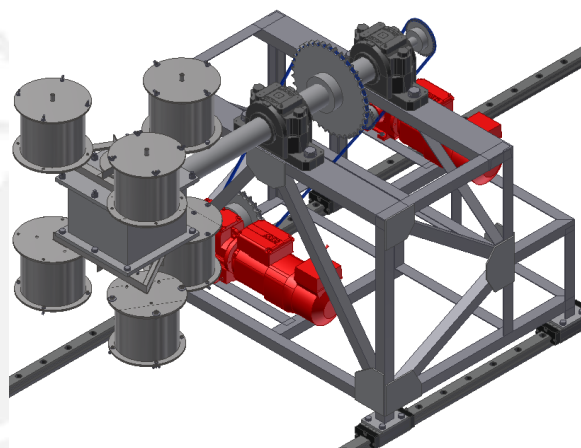


Figura 72: Vista isométrica del modelo 3D del equipo.

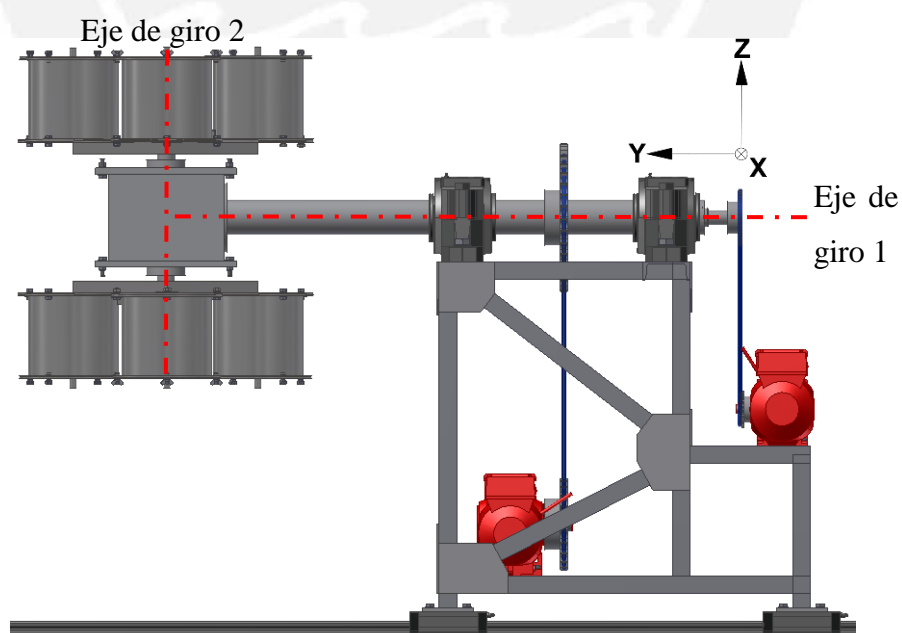


Figura 73: Vista lateral del modelo 3D del equipo.

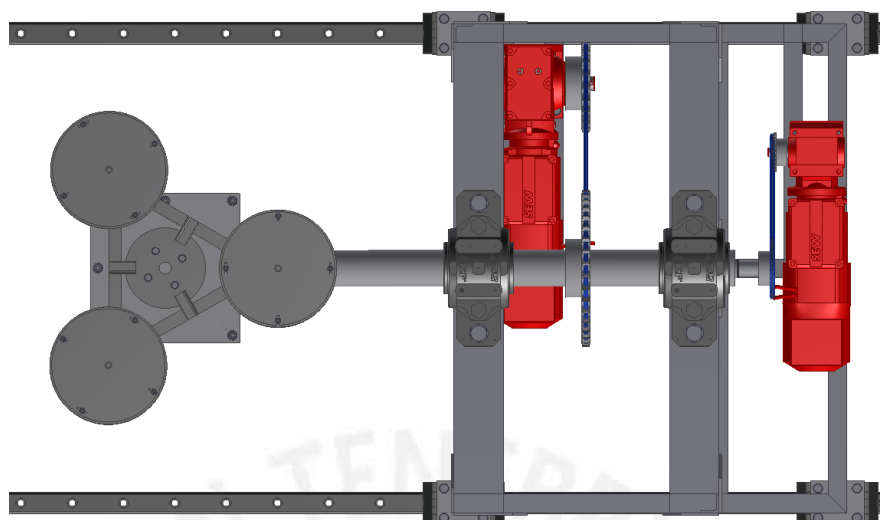


Figura 74: Vista superior del modelo 3D del equipo.

Cabe mencionar que a cada elemento modelado se le asignó el material correspondiente. A continuación, se detalla el procedimiento seguido en el programa para asignar el material correspondiente al elemento tomando como ejemplo el molde cilíndrico.

La Figura 75 representa el modelo 3D del molde cilíndrico en la interfaz del programa.

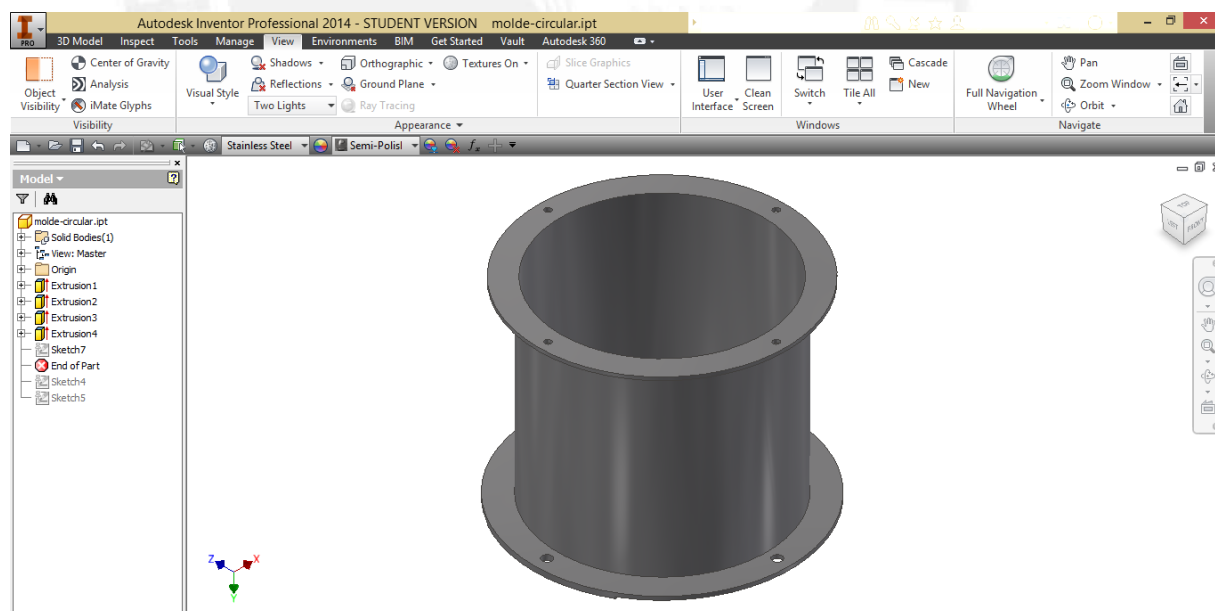


Figura 75: Modelo 3D del molde cilíndrico en la interfaz del programa.

Una vez modelado, se hace click derecho en el nombre de la pieza en la barra de navegación al lado izquierdo, aparecerá una lista de opciones para la pieza y luego click en iProperties (Figura 76).

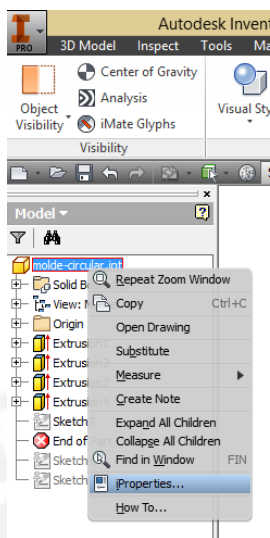


Figura 76: Lista de opciones para la pieza 3D.

Aparecerá una ventana como la mostrada en la Figura 77. En ella, hacemos click en la pestaña “Propiedades físicas” (Physical).

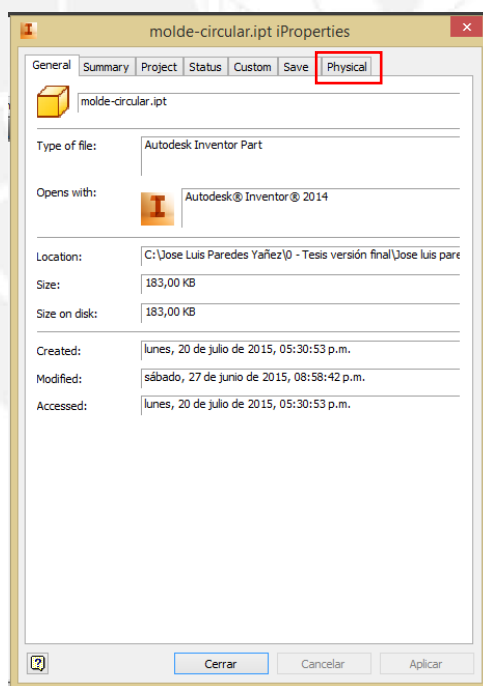


Figura 77: Ventana propiedades de la pieza 3D.

Se hace click en la opción “Material” y aparecerá una lista de diversos materiales con propiedades predeterminadas del programa. Se selecciona el material correspondiente a la pieza modelada. En este caso, el molde cilíndrico es de AISI 316 por lo que se

selecciona el material “Acero inoxidable” (Stainless Steel) tal como se aprecia en la Figura 78.

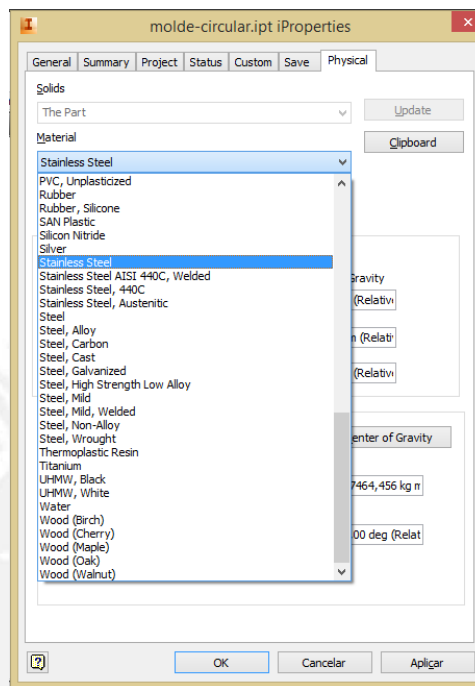


Figura 78: Lista de opciones de materiales para asignar a la pieza.

Una vez seleccionado el material, se hace click en el botón aplicar para asignar las propiedades a la pieza. En esta ventana, se puede apreciar el valor de la densidad asignada, la masa total de la pieza, el valor de sus inercias y la ubicación de su centro de gravedad con respecto a los ejes coordenados.

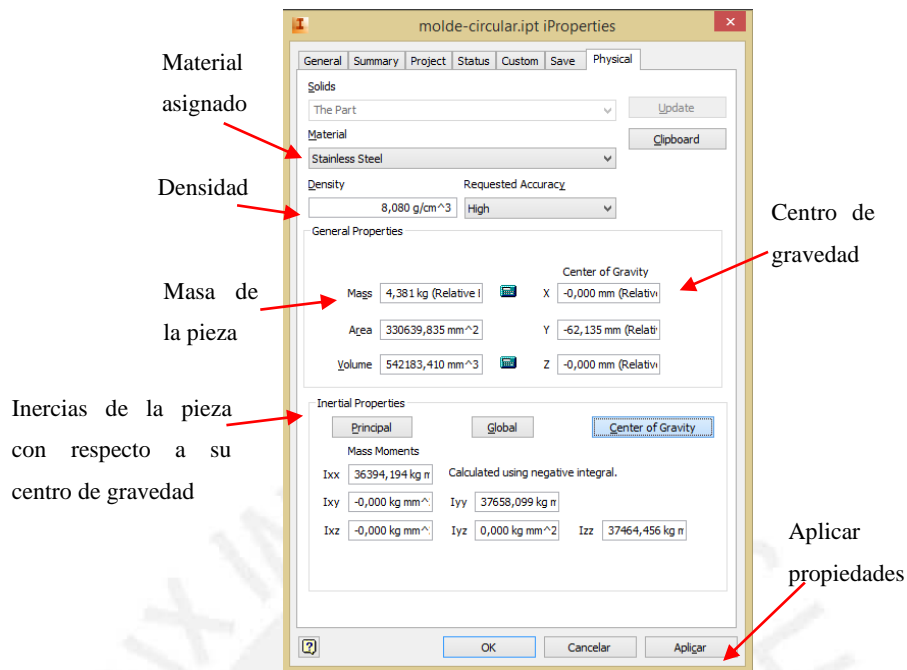


Figura 79: Ventana de propiedades físicas asignadas a la pieza.

Este procedimiento se repite para cada una de las piezas que conforman la carga del sistema mecánico de rotación biaxial. De esta manera, al realizar el ensamble del arreglo de moldes se puede calcular el centro de gravedad del conjunto de manera correcta.

Para el arreglo de moldes, que es el ensamble de los moldes y los pernos respectivos de fijación, se tiene el modelo 3D representado en la Figura 80.

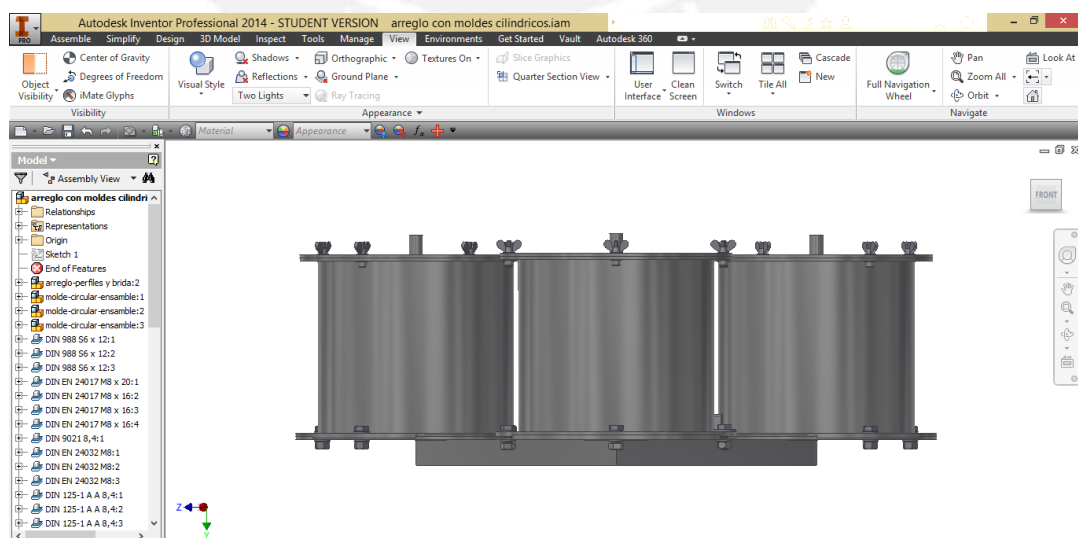


Figura 80: Modelo 3D del arreglo de moldes cilíndricos en la interfaz del programa Inventor 2014.

Para calcular y mostrar el centro de gravedad del arreglo de moldes, se hace click en el botón “Centro de Gravedad” (Center of Gravity) de la pestaña “Ver” (View) tal como se muestra en la Figura 81.

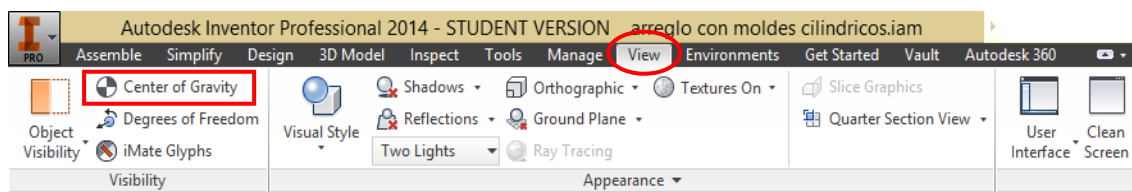


Figura 81: Barra de comandos de la pestaña "Ver" (View).

De esta manera, el programa automáticamente calculará y mostrará en el modelo 3D la representación del centro de gravedad del arreglo de moldes tal como se aprecia en la Figura 82.

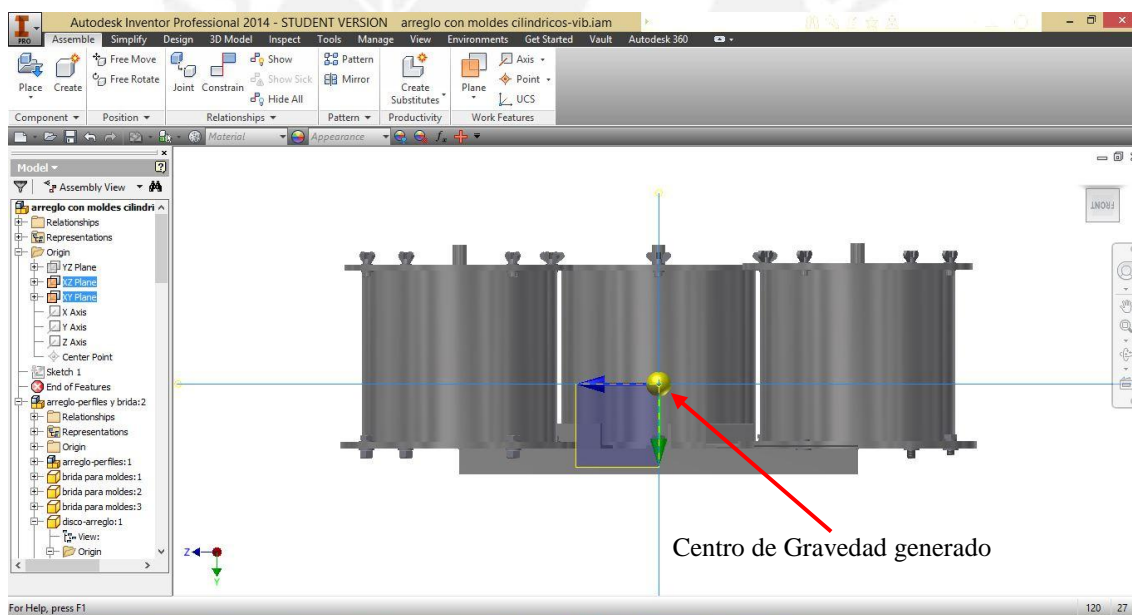


Figura 82: Representación del centro de gravedad generado en el programa Autodesk Inventor 2014.

En la Figura 83 (lado izquierdo) se muestra el agujero por donde pasará el eje secundario S3; en otras palabras, el centro de giro relativo para el arreglo de moldes. Además, del cálculo del centro de gravedad del arreglo de moldes en Inventor 2014, se obtiene un punto que coincide con el centro del giro secundario tal como se aprecia en la Figura 83 lado derecho.

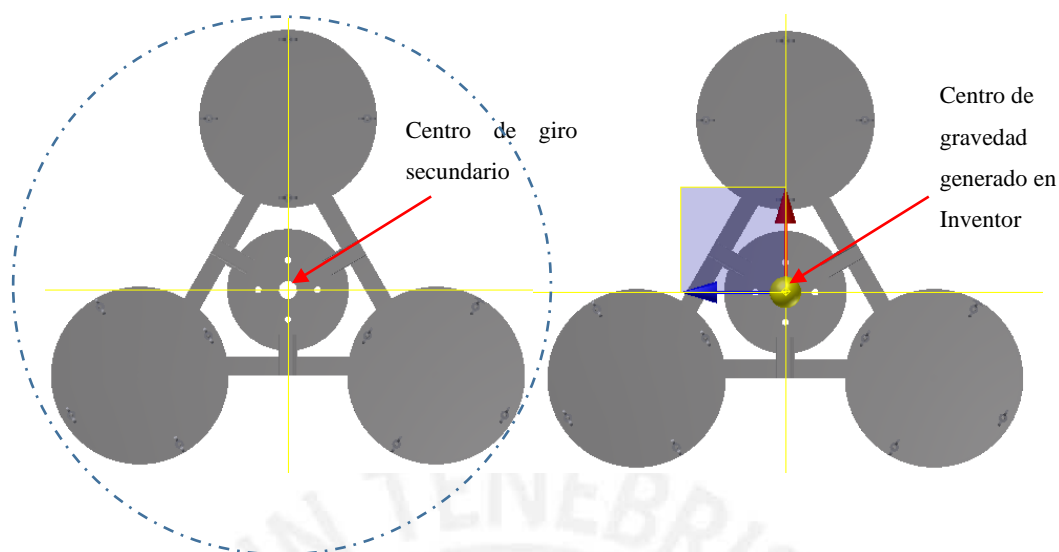


Figura 83: Vista superior del arreglo de moldes (a) y vista superior donde se muestra el centro de gravedad generado en Inventor 2014 (b).

Del modelo 3D, se aísla solo la carga en voladizo para poder analizar el centro de gravedad del mismo. En la Figura 84 se aprecia la vista carga de los arreglos de moldes aislados y el eje de giro 1.

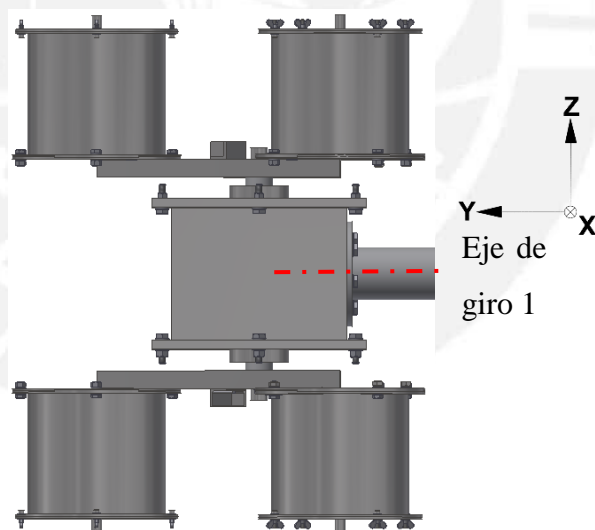


Figura 84: Vista lateral de la carga del sistema aislada.

Luego, se representa a la carga en la vista frontal tal como se aprecia en la Figura 85. Además, en esta figura se indica la ubicación del eje de giro y el sentido del mismo. En la Figura 86 se representa la carga rotada 90° .

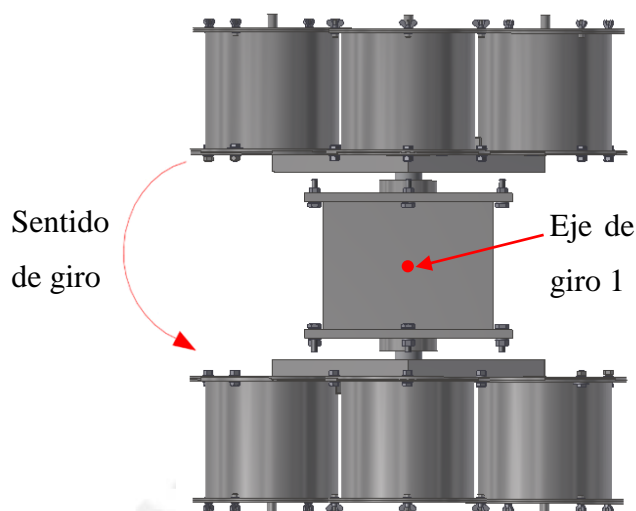


Figura 85: Vista frontal de la carga del equipo.

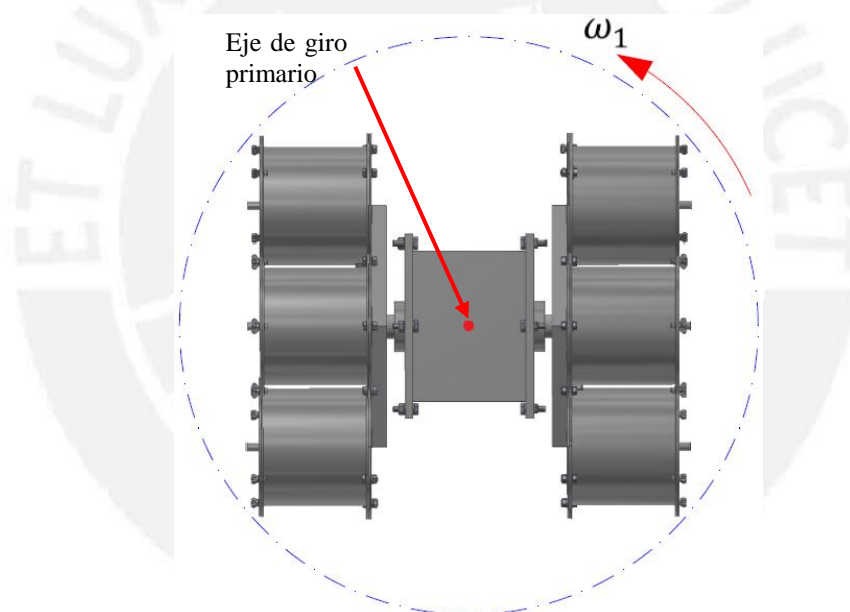


Figura 86: Vista frontal de la carga (arreglo de moldes) girando.

En el programa inventor, se dibujan los ejes giro de color amarillo tal como se aprecia en la Figura 87. Para ello, en el programa Inventor 2014 se dibuja una línea de eje que coincida con el eje del eje tubular S1 previamente ensamblado y alineado. Observar en esa misma figura que el eje Y es paralelo con el eje de giro primario y el eje Z con el de giro secundario.

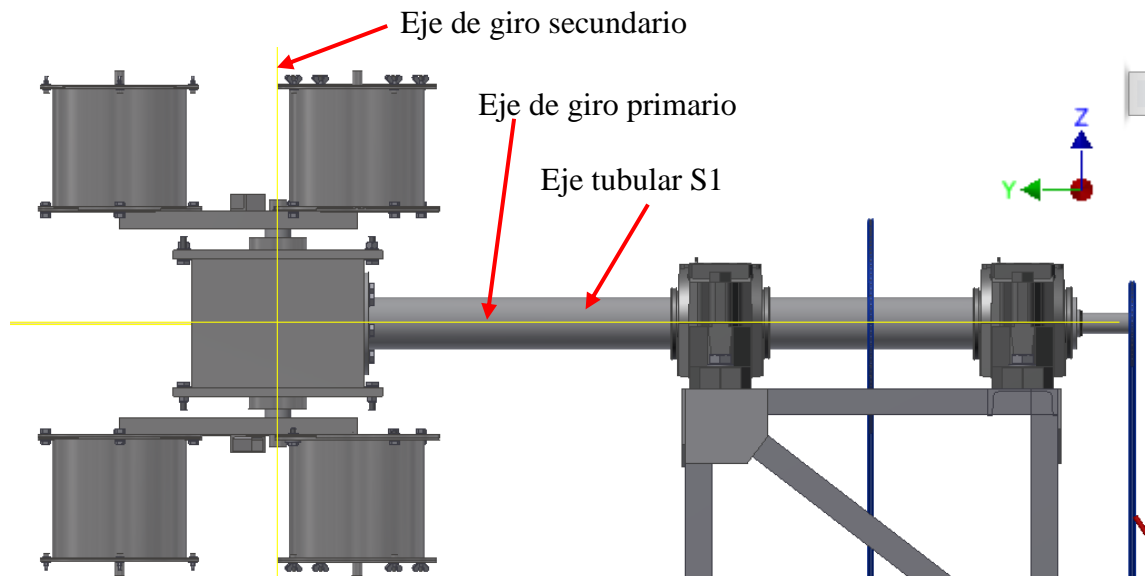


Figura 87: Ejes del sistema de coordenadas (líneas amarillas) alineados con los ejes de giro.

Ahora, se muestra la carga del arreglo de moldes desde la vista frontal. En la Figura 88 se muestra la vista frontal en la Interfaz del programa inventor y en la Figura 89 un acercamiento al conjunto donde se aprecia el eje de giro secundario y el eje de giro primario en vista de canto.

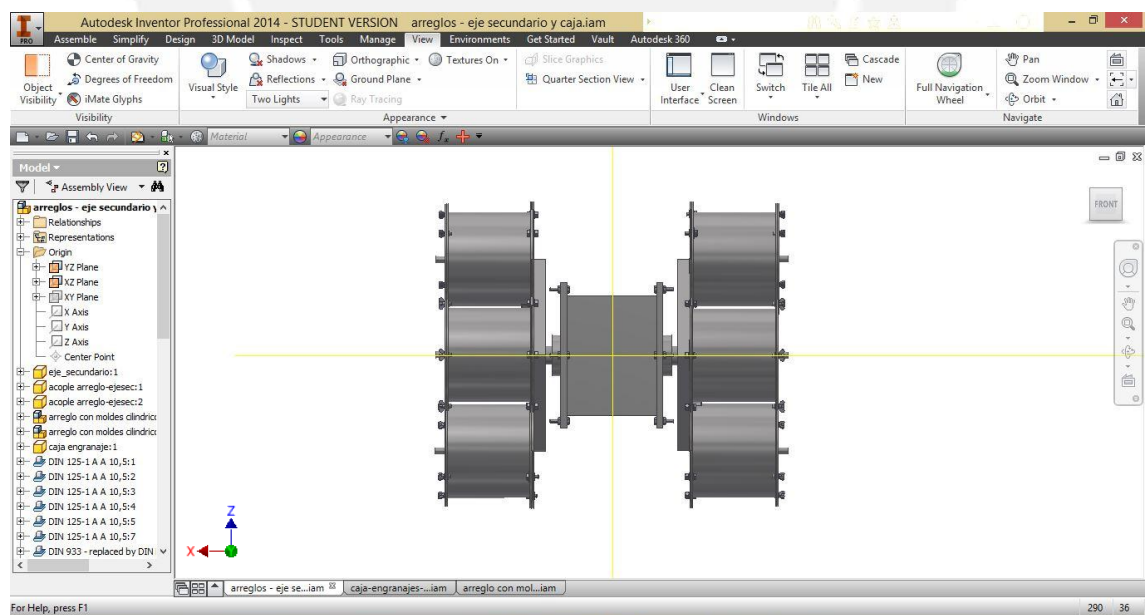


Figura 88: Vista frontal del conjunto del arreglo de moldes donde se aprecia el cruce de las líneas de eje.

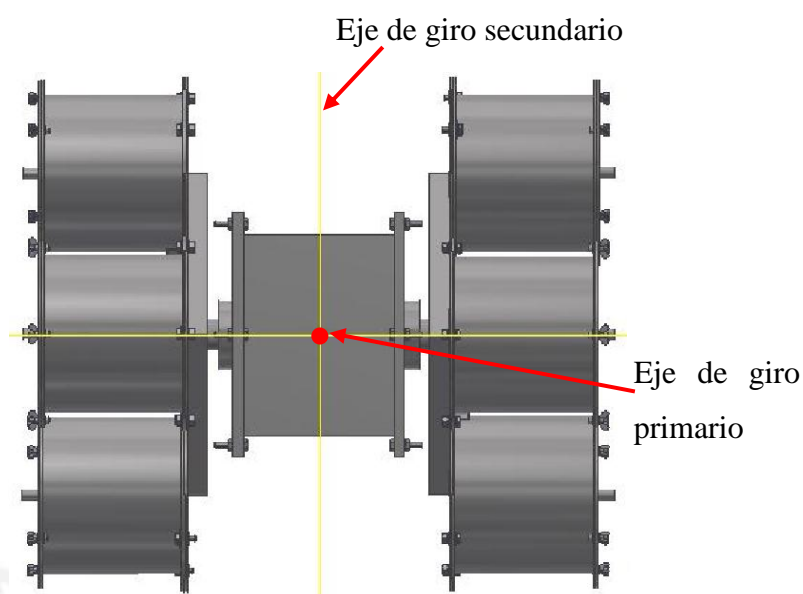


Figura 89: Acercamiento al conjunto de moldes en vista frontal.

Finalmente, se hace click en el botón “Centro de gravedad” (Center of Gravity) de la pestaña “Ver” (View) tal como se muestra en la Figura 90.



Figura 90: Procedimiento para generar el centro de gravedad del conjunto de moldes.

Y el programa Inventor genera el centro de gravedad de la carga. La muestra el punto del centro de gravedad generado.

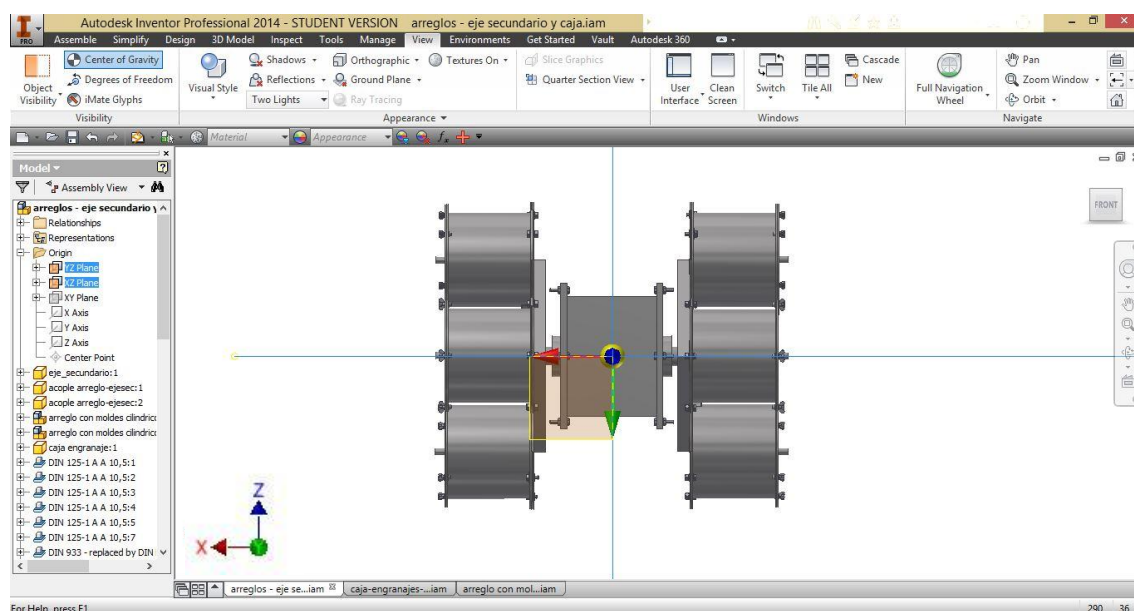


Figura 91: Generación del punto del centro de gravedad para el conjunto del arreglo de moldes en Inventor 2014.

Para verificar que el centro de gravedad coincida efectivamente con el cruce de las líneas de eje de giro, se abre la pestaña propiedades del ensamble (Figura 92).

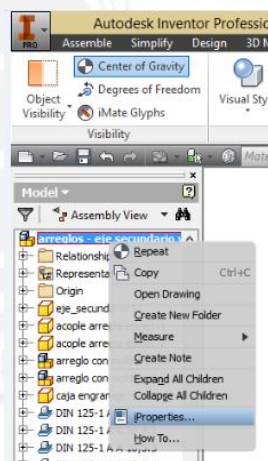


Figura 92: Pestaña propiedades del ensamble.

Y efectivamente, se comprueba que el centro de gravedad del conjunto coincide con el centro de coordenadas; es decir, el centro de gravedad coincide con las líneas de giro tal como se aprecia en la Figura 93 y no existirán vibraciones excesivas por la rotación.

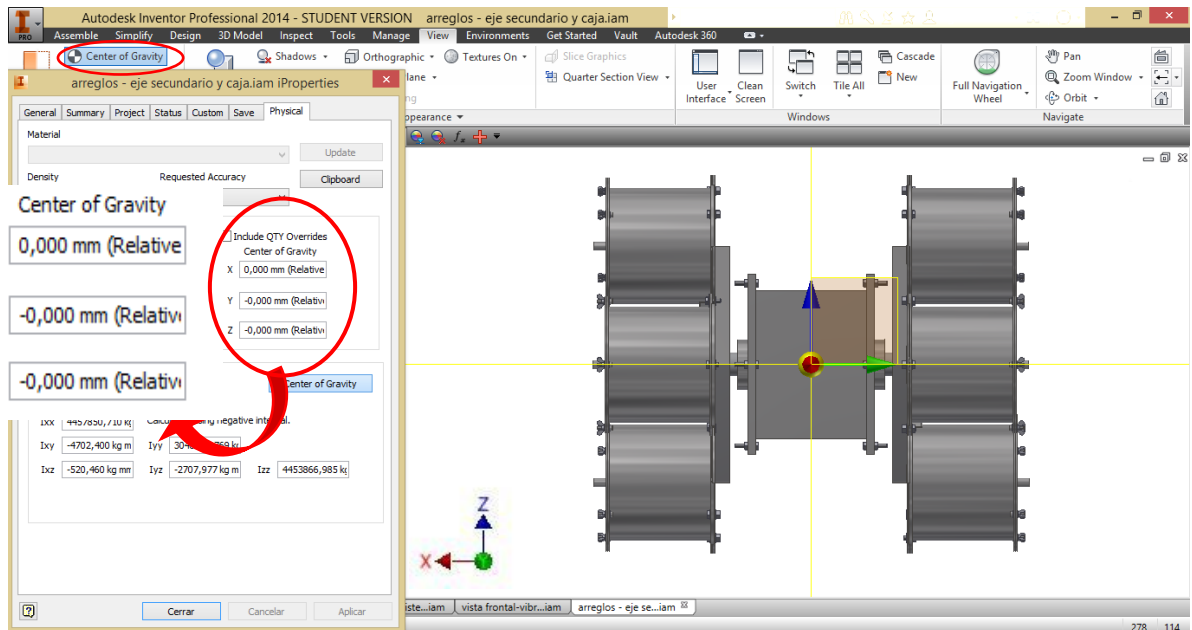


Figura 93: Representación y verificación de la coincidencia del centro de gravedad con el cruce de los ejes de giro.

En la Figura 94 se muestra una vista superior de corte donde se representa la coincidencia de la ubicación del centro de gravedad coincide con el eje de giro primario.

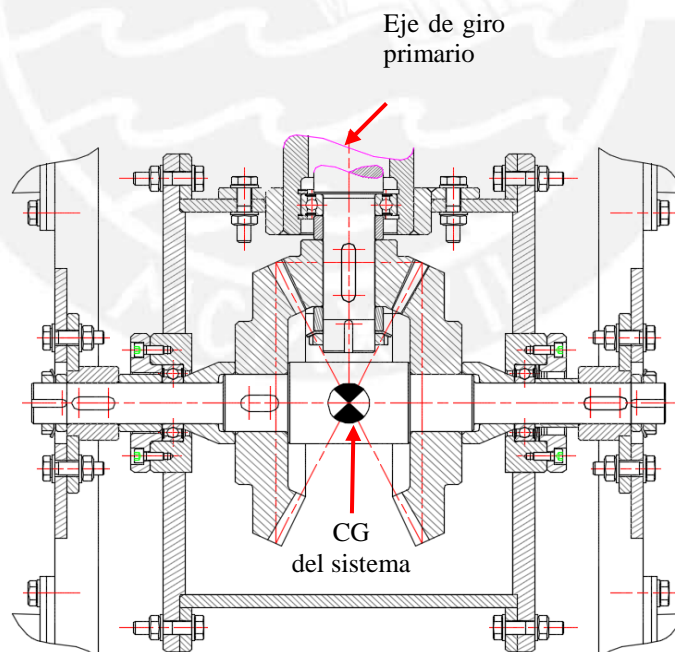


Figura 94: Ubicación del centro de gravedad al interior de la caja para engranajes, coincidente con los ejes de giro.

Finalmente, se representa en la Figura 93 se muestra la representación del centro de gravedad generado por el Inventor 2014 para la carga en posición vertical.

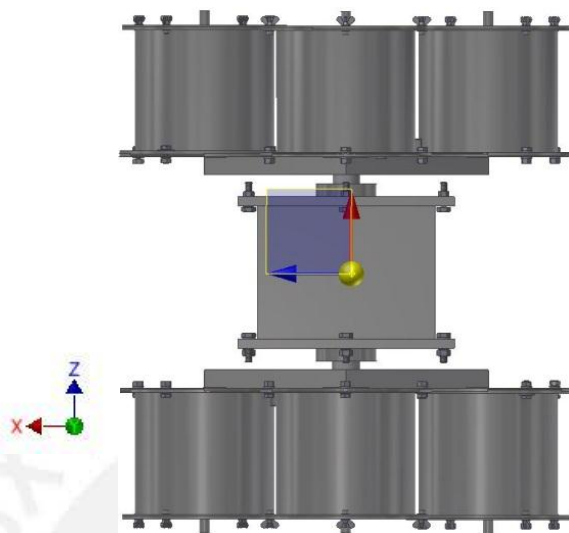


Figura 95: Ubicación del centro de gravedad generado por el Inventor 2014 para la carga en vertical.

Anexo 42: Selección de los carros guías para transporte lineal SKF

Extracto del catálogo de SKF “Profile rail guides LLT”

El coeficiente de fricción es igual a 0,005 por información del fabricante.

Friction

In addition to the external operating load, the friction in a guidance system is determined by a number of other factors. For example, the preload class, external loads, speed of travel and viscosity of the lubricant should be taken into consideration.

The displacement resistance is determined by the proportions of rolling and sliding friction generated by the rolling elements in the contact zone. Also, the recirculation geometry as well as the lubricant have an influence.

The effect of the lubricant depends on its characteristics, quantity and condition.

A running-in phase provides a better distribution of the lubricant in the carriage, and therefore reduces friction.

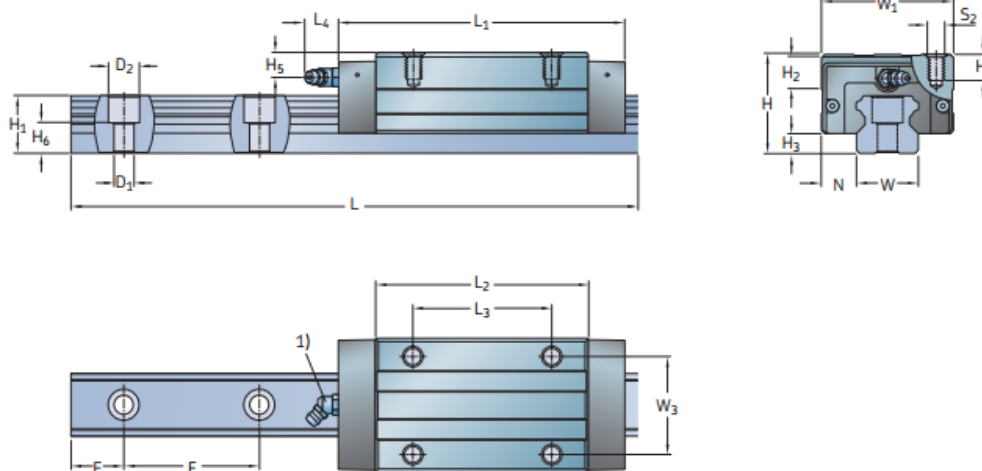
The operating temperature of the guidance system also influences friction. Higher temperatures reduce the viscosity of the lubricant.

Another factor is the sliding friction of the front and longitudinal seals in contact with the profile rail guide. The friction generated by the seals will, however, decrease after the running-in phase.

The friction can be reduced to a minimum when carriages with low friction SO shields from size 15 to 30 are used. Due to the reduced sealing ability of these shields, these carriages should only be considered for applications in clean environments.

Moreover, the mounting accuracy of the rails relative to each other plays an important part, just like the flatness of the saddle plates as well as attachment structure for rail tracks connected to the guides.

The coefficient of friction for lubricated profile rail guides is typically between $\mu = 0,003$ and $0,005$. Lower values should be selected for higher loads, and higher values for lower loads. The friction values of the seals must be added to these values and can



Size	Assembly dimensions				Carriage dimensions									
	W ₁	N	H	H ₂	H ₃	L ₁	L ₂	L ₃	L ₄	W ₃	H ₄	H ₅	S ₂	
-	mm													-
20	44	12	30	8,3	5	89,5	66,2	50	15	32	6,5	5,7	M5	
25	48	12,5	40	12,2	7	106,5	79,1	50	16,6	35	10	10,5	M6	
30	60	16	45	14,3	9	125,4	92,4	60	14,6	40	11,2	11	M8	
35	70	18	55	18	9,5	142,9	105,5	72	14,6	50	17	15	M8	
45	86	20,5	70	20,9	14	168,5	128	80	14,6	60	20,5	18,5	M10	

Size	Rail dimensions					Weight carriage rail		Load ratings ²⁾		Moments ²⁾		dynamic		static			
	W	H ₁	H ₆	F	D ₁	D ₂	E _{min} -0,75	E _{max} -0,75	L _{max} -1,5	dynamic C	static C ₀	dynamic M _x	static M ₀	dynamic M _{ylt}	static M ₀₆₀		
-	mm					kg	kg/m	N		Nm							
20	20	18	9,3	60	6	9,5	10	50	3 920	0,47	2,3	15 200	32 700	137	295	150	322
25	23	22	12,3	60	7	11	10	50	3 920	0,56	3,3	24 400	44 600	252	460	287	525
30	28	26	13,8	80	9	14	12	70	3 944	1,2	4,8	33 900	60 800	428	767	466	836
35	34	29	17	80	9	14	12	70	3 944	1,9	6,6	45 000	79 400	694	1 224	706	1 246
45	45	38	20,8	105	14	20	16	90	3 917	2,8	11,3	72 400	121 400	1 485	2 491	1 376	2 308

Figura 96: Especificaciones técnicas del carro guía para movimiento lineal.

Verificación del momento flector que soportan los carros guías:

Una carga de 100 kilos ubicada a una distancia de aproximadamente 700 mm (ver plano de ensamble N°5) genera un momento flector de 618 Nm. Como este flector será distribuido entre 4 carros guía, cada uno soportará un momento de 154 Nm. Por ello, el modelo LLTHC 45 LR T0 P5 sí resiste la carga. También se tuvo en cuenta para la selección este carro, las dimensiones necesarias para que entren los perfiles de la estructura en la cara superior sin que interfiera con los pernos.

Verificación de traslado del sistema de rotación de manera lineal por una persona a través de los rieles

Se estima que la masa total del equipo (M_{sist}) será un total de 200 kilos aproximadamente contando los arreglos de moldes, el peso de los componentes de transmisión y el peso de la estructura. Se seleccionan unos carros y rieles guía de la empresa SKF (Figura 97) ya que estos carros evitan el volteo debido a la flexión del peso en voladizo.

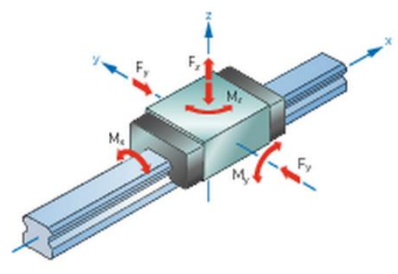


Figura 97: Carros SKF.

El modelo seleccionado es LLTHC 45 LR T0 P5 y se emplearán cuatro de estos, uno por cada pata soporte de la estructura.

El coeficiente de fricción indicado por los rieles de SKF (μ_{SKF}) es 0,005 (Anexo 38); considerando que la fricción estática es 20 veces este valor, se obtiene un valor de coeficiente estático ($\mu_{SKF-est}$) igual a 0,1.

Se calcula que la fuerza mínima requerida (F_{min}) para iniciar el desplazamiento del sistema es:

$$F_{min} = \mu_{SKF-est} * M_{sist} * g = 196,2 N$$

Una persona en promedio puede levantar un peso sin problemas de 25 kg (MINTRA), lo que equivale a realizar una fuerza igual a 245 N. Por lo tanto, una persona sí es capaz de trasladar el sistema mecánico manualmente empleando estos carros guía de SKF.

Anexo 43: Lista de elementos completos para su compra

Lista de componentes de tornillería para el sistema mecánico de rotación biaxial

Descripción	Norma	Material	Cantidad
Tuerca hexagonal M8x1	DIN 934	AISI 316	38
Tornillo hexagonal M8x30	DIN 933	AISI 316	8
Arandela plana A8,4	DIN 125	AISI 316	76
Tornillo cabeza cilíndrica M5x12	DIN 912	AISI 316	12
Tornillo hexagonal M8x35	DIN 931	AISI 316	22
Tornillo cabeza cilíndrica M3x12	DIN 912	AISI 316	6
Tuerca de seguridad KM5	DIN 2982	SKF	2
Arandela de seguridad MB5	DIN 2982	SKF	2
Tuerca de seguridad KM6	DIN 2982	SKF	1
Arandela de seguridad MB6	DIN 2982	SKF	1
Anillo de retención interior $\phi 55$	DIN 472		2
Tuerca de seguridad KM17	DIN 2982	SKF	2
Arandela de seguridad MB17	DIN 2982	SKF	2
Anillo elástico de platillo	DIN 2093	AISI 316	6
Tornillo cabeza cilíndrica M10x25	DIN 912	DIN ck45	9
Tuerca de seguridad KM4	DIN 2982	SKF	1
Arandela de seguridad MB4	DIN 2982	SKF	1
Anillo de retención exterior $\phi 30$	DIN 471	-	1
Tornillo hexagonal M10x30	DIN 931	AISI 1045	16
Arandela plana A10,5	DIN 125	ST 50	25
Tornillo cabeza cilíndrica M12x30	DIN 912	AISI 1045	40
Perno de expansión para anclaje M12x115	-	ASTM A563	16
Arandela plana A13	DIN 125	AISI 1045	16
Tuerca hexagonal M12	DIN 934	AISI 1045	16
Tornillo hexagonal M8x35	DIN 934	AISI 1045	4
Tornillo hexagonal M5x16	DIN 933	AISI 1045	1
Arandela plana A5,3	DIN 125	ST 50	1
Tornillo hexagonal M10x25	DIN 933	AISI 1045	1
Tornillo hexagonal M20x65	DIN 931	AISI 1045	4
Tuerca hexagonal M20	DIN 934	AISI 1045	4
Arandela plana A21	DIN 125	ST 50	8
Tornillo hexagonal M8x35	DIN 934	AISI 1045	4
Tornillo hexagonal M10x40	DIN 931	AISI 1045	4
Tuerca hexagonal M10	DIN 934	AISI 1045	4

Lista de componentes de tornillería para los moldes:

Descripción	Norma	Material	Cantidad
Tornillo hexagonal M8x1xx25	DIN 933	AISI 316	12
Arandela plana A9	DIN 126	ST 50	24
Tuerca hexagonal M8	DIN 934	AISI 316	12
Tornillo hexagonal M5x20	DIN 933	AISI 316	12
Arandela plana A5,5	DIN 126	ST 50	12
Tuerca mariposa M5	DIN 315	AISI 316	12



Contenido

Anexo 1: Lista de exigencias	1
Anexo 2: Metodología del diseño según VDI 2221	3
Anexo 3: Matriz morfológica	10
Anexo 4: Conceptos de solución	11
Anexo 5: Diseño de los moldes	18
Anexo 6: Agujero de ventilación	22
Anexo 7: Cálculo del diámetro del agujero de ventilación.....	23
Anexo 8: Presión al interior del molde a la temperatura de diseño	25
Anexo 9: Diseño del arreglo de moldes.....	26
Anexo 10: Cálculo de la posición crítica del eje secundario S3.....	29
Anexo 11: Cálculo de velocidades y aceleraciones del sistema	30
Anexo 12: Resultados del análisis cinemático y aceleraciones	32
Anexo 13: Análisis cinético tridimensional.....	33
Anexo 14: Cálculo de los torques de arranque	34
Anexo 15: Propiedades mecánicas a temperatura ambiente de los aceros a emplear.....	35
Anexo 16: Cálculo de los engranajes cónicos	38
Anexo 17: Cálculos del eje secundario S3.....	45
Anexo 18: Cálculos del eje secundario S3 en posición vertical	49
Anexo 19: Máxima deformación transversal y desplazamiento angular admisible para elementos de máquinas	53
Anexo 20: Cálculos de resistencia del eje secundario S3.....	54
Anexo 21: Resolución de sistemas de ecuaciones de deformación con MathCad para el eje secundario S3	57
Anexo 22: Selección de rodamientos altas temperaturas.....	58
Anexo 23: Selección de chavetas del eje secundario S3.	58

Anexo 24: Verificaciones por fatiga del eje secundario S3.....	67
Anexo 25: Cálculos del eje interior secundario S2.....	68
Anexo 26: Rodamientos del eje interior secundario S2.....	75
Anexo 27: Fatiga del eje interior secundario S2.....	78
Anexo 28: Cálculos de cadenas del sistema secundario S2.....	79
Anexo 29: Cálculos y gráficas del reductor y motor secundario.....	86
Anexo 30: Clasificación de los tipos de torque.....	91
Anexo 31: Especificaciones técnicas de los variadores de frecuencia.....	93
Anexo 32: Cálculos del eje tubular.....	94
Anexo 33: Cálculos de apoyos del eje tubular.....	100
Anexo 34: Fatiga del eje tubular.....	102
Anexo 35: Cálculos de cadena primaria del eje S1.....	103
Anexo 36: Cálculos del sistema motriz primario.....	108
Anexo 37: Cálculos de la unión atornillada.....	110
Anexo 38: Cálculos de las uniones soldadas.....	115
Anexo 39: Cálculos para el análisis de transferencia de calor.....	119
Anexo 40: Cálculos para temperatura en el extremo fuera del horno.....	121
Anexo 41: Cálculo del centro de gravedad del sistema.....	122
Anexo 42: Selección de los carros guías para transporte lineal SKF.....	135
Anexo 43: Lista de elementos completos para su compra.....	138

